

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

AVALIAÇÃO DO FENÔMENO DE *STICK-SLIP* EM MATERIAIS DE FRICÇÃO COM
UTILIZAÇÃO DE UM TRIBÔMETRO

por

Joel Franceschini

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, fevereiro de 2014.

AVALIAÇÃO DO FENÔMENO DE *STICK-SLIP* EM MATERIAIS DE FRICÇÃO COM
UTILIZAÇÃO DE UM TRIBÔMETRO

por

Joel Franceschini
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da
Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos
requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Processos de Fabricação

Orientador: Prof. Dr. Ney Francisco Ferreira

Co-orientadora: Prof^a. Dra. Letícia Fleck Fadel Miguel

Aprovada por:

Prof. Dr. André João de Souza, PROMEC/UFRGS

Prof^a. Dr^a. Cintia Cristiane Petry Mazzaferro, PROMEC/UFRGS

Dr. Luciano Tedesco Matozo, FRAS-LE S/A

Prof. Dr. Rogério José Marczak
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 28 de fevereiro de 2014.

AGRADECIMENTOS

À minha esposa, Aline, pelo carinho e por estar sempre ao meu lado em todos os momentos;

À minha família, que apesar da distância sempre me apoiaram e me incentivaram à lutar para alcançar meus objetivos;

Ao meu orientador, Prof^o Dr. Ney Francisco Ferreira, e à minha co-orientadora, Prof^a. Dra. Letícia Fleck Fadel Miguel, pela confiança e pelo conhecimento transmitido durante o desenvolvimento deste trabalho;

Ao corpo técnico do Latrib, em especial ao Prof^o. Dr. Patric Daniel Neis, pela estimada ajuda;

À Fras-le S/A pelo investimento realizado no projeto;

À UFRGS pela oportunidade de ensino gratuito e de qualidade.

RESUMO

Nos sistemas de freio automotivo, o principal componente que determina seu desempenho é o material de fricção, pois um bom material de fricção deve garantir estabilidade no atrito em diferentes condições de uso, além de possuir resistência à corrosão, longa vida útil, baixa taxa de desgaste, boa relação custo *versus* desempenho e baixo ruído. Desde que o conforto dos veículos tornou-se um fator importante para indicar sua qualidade, eliminar ou reduzir os ruídos e vibrações de seus componentes passou a ser uma vantagem competitiva no mercado automotivo, e, o problema de ruído nos sistemas de freios vem sendo um dos maiores causadores de reclamações de clientes nos últimos anos. O ruído de freio é na maioria das vezes o resultado de uma vibração auto excitada induzida pela fricção ou uma instabilidade dinâmica do sistema de freio. O processo de *stick-slip* é um típico exemplo de oscilação induzida por atrito, observada em baixas velocidades de deslizamento e geralmente resulta em vibrações, que geram ruídos graves e rangidos. Com o objetivo de verificar a viabilidade da utilização das medições de vibração durante a ocorrência do fenômeno do *stick-slip* para a caracterização de materiais de fricção utilizando um tribômetro, foram preparados seis materiais de fricção produzidos pela empresa Fras-le, fabricante de materiais de fricção para freios automotivos. Os ensaios foram realizados no Laboratório de Tribologia (Latrib) da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS). No tribômetro utilizado nos ensaios foi instalado um acelerômetro sobre o suporte onde é fixada a pastilha do material de fricção a ser ensaiado. Vários ensaios foram realizados, cada um sob ação de força normal e velocidade de giro do disco constantes. Os resultados dos ensaios demonstraram que o tribômetro apresenta excelente desempenho para caracterização de materiais de fricção, possibilitando o desenvolvimento de novos materiais a partir de ensaios realizados neste equipamento. A avaliação da resposta da aceleração da vibração obtida nos ensaios demonstrou que a resposta da vibração é dependente dos diversos parâmetros medidos, como deslocamento, velocidade e variação de torque, e para melhor prever a propensão de um determinado material em apresentar vibração de *stick-slip* deve-se levar em consideração, além da variação de torque, o torque máximo de cada ciclo de *stick-slip*. Além disso, o uso do acelerômetro para avaliação de ensaios de *stick-slip* mostrou-se viável e seu uso deve ser estimulado em trabalhos futuros.

Palavras-chave: *stick-slip*; freios; vibração; ruído; tribômetro.

ABSTRACT

In automotive brake systems, the main component that determines their performance is the friction material, because good friction material must ensure stability in friction under different conditions of use, as well as corrosion resistance, long life, low wear rate, good relation between cost and performance, and low noise. Since the comfort of vehicles has become important factor to indicate its quality, eliminate or reduce the noise and vibration of its components has become a competitive advantage in the automotive market, and the problem of noise in brake systems has been a cause of customer complaints in recent years. The brake noise is most often the result of a self-excited vibration induced friction or dynamic instability of the brake system. The stick-slip phenomenon is a typical example of oscillation induced by friction observed at low sliding speeds and generally results in vibrations which generate noise. In order to check the feasibility of using vibration measurements during the occurrence of the stick-slip phenomenon in the characterization of friction materials using a tribometer, were prepared six friction materials produced by the company Fras-le, manufacturer of friction materials for automotive brake. The tests were performed in the Laboratory of Tribology (Latrib) of the School of Engineering at Federal University of Rio Grande do Sul (UFRGS). In tribometer used for testing an accelerometer was installed on the support of the pad of friction material to be tested. Several tests were conducted, each under constant normal force and speed of rotation of the disk. The test results showed that the tribometer shows excellent performance for characterization of friction materials, enabling the development of new materials from tests performed on this equipment. The evaluation of the response of vibration acceleration obtained in the tests demonstrated that the response of vibration is dependent on various measured parameters, such as displacement, velocity and torque variation, and to better predict the propensity of a material to present vibration stick-slip must take into account both the variation of torque and the maximum torque of each cycle of stick-slip. Furthermore, the use of accelerometer for assessing stick-slip tests was viable and its use should be encouraged in future work.

Keywords: stick-slip; brake; vibration; noise; tribometer.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Objetivos.....	3
1.1.1	Objetivo geral.....	3
1.1.2	Objetivos específicos.....	3
1.2	Organização da dissertação.....	4
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
2.1	O início dos estudos sobre tribologia.....	5
2.2	Fundamentos sobre o atrito.....	8
2.2.1	A lei de atrito de Coulomb.....	8
2.3	Sistemas de freios automotivos.....	10
2.4	Materiais de fricção utilizados em freios automotivos.....	13
2.4.1	Classificação dos materiais de fricção quanto à composição.....	16
2.5	Testes de qualificação e desempenho em materiais de fricção para freios.....	16
2.5.1	Parâmetros que influenciam no desempenho dos materiais de fricção.....	17
2.5.2	Máquinas para ensaios de materiais de fricção para freios.....	18
2.6	Ruídos e vibrações em sistemas de freio automotivo.....	24
2.6.1	Classificação dos tipos de ruído de freio.....	27
2.7	Vibrações induzidas por fricção.....	32
2.7.1	Ruído <i>creep groan</i>	33
2.8	O fenômeno do <i>stick-slip</i>	34
2.8.1	Modelo simples para estudo do movimento de <i>stick-slip</i>	37
2.9	O <i>stick-slip</i> nos sistemas de freios automotivos.....	38
2.9.1	Fatores que influenciam na ocorrência do <i>stick-slip</i>	39
3	MATERIAIS E MÉTODOS.....	41
3.1	Materiais utilizados.....	41
3.2	Corpos de prova.....	42
3.3	Tribômetro utilizado.....	42
3.4	Aquisição dos dados da resposta da aceleração da vibração.....	43
3.4.1	Acelerômetro utilizado.....	46
3.4.2	Determinação da taxa de aquisição.....	47

3.5	Metodologia do ensaio de caracterização	49
3.5.1	Etapa de lixamento	50
3.5.2	Etapa de assentamento	50
3.5.3	Etapa de caracterização	51
4	RESULTADOS	54
4.1	Comportamento tribológico dos materiais	54
4.1.1	Deslocamento do disco durante a fase <i>slip</i>	54
4.1.2	Torque	57
4.1.3	Variação de torque	59
4.1.4	Coefficiente de atrito	60
4.1.5	Tempo de <i>slip</i>	62
4.1.6	Velocidade de deslizamento do disco durante o <i>slip</i>	64
4.1.7	Frequência de <i>stick-slip</i>	66
4.2	Resposta da aceleração da vibração	67
4.2.1	Valores RMS da aceleração da vibração	70
4.3	Correlações entre os resultados	72
4.3.1	Correlação dos parâmetros com o pico de aceleração da vibração	76
5	CONCLUSÕES	83
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	84
	APÊNDICE A – Gráficos da resposta vibratória dos materiais	88

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Esboço do aparato de Amontons para experimentos sobre atrito [Lampaert <i>et al.</i> , 2004].	7
Figura 2.2 – a) diagrama de esforços de uma massa apoiada sobre uma base e sendo puxada por uma força tangencial; b) gráfico típico da força tangencial em função do tempo para iniciar um movimento [adaptado de Duffour, 2002].	8
Figura 2.3 - Situação de contato entre duas superfícies ásperas. Somente pequenas partes das superfícies estão em contato real uma com a outra (circuladas). A área de contato real aumenta com o aumento da carga e com a diminuição da dureza: a) baixa carga e/ou alta dureza. b) alta carga e/ou baixa dureza [Eriksson e Jacobson, 2000].	10
Figura 2.4 - Ilustração dos dois sistemas de freio que dominam o mercado, o freio a disco e o freio a tambor. O tambor de freio e o <i>caliper</i> estão em corte para revelar as pastilhas e as sapatas. [adaptado de Eriksson e Jacobson, 2000].	11
Figura 2.5 – Representação esquemática de um sistema de freio a disco automotivo [adaptado de Sheng, 2008].	12
Figura 2.6 - Pastilhas de freio automotivo [Matozo, 2006].	13
Figura 2.7 - Máquina Chase para ensaios com materiais de fricção. Em (a) diagrama esquemático da máquina Chase [adaptado de Zimmer e Teves, 1982], e em (b) um modelo comercial do equipamento [Fonte: www.linkeng.com , acessado em 12/04/2014].	18
Figura 2.8 - Máquina FAST para ensaios com materiais de fricção. Em (a) diagrama esquemático da máquina FAST [adaptado de Zimmer e Teves, 1982], e em (b) um modelo comercial do equipamento [Fonte: www.linkeng.com , acessado em 14/04/2014].	20
Figura 2.9 - Diagrama esquemático da máquina de teste de fricção Krauss [adaptado de Zimmer e Teves, 1982].	21
Figura 2.10 – Diagrama de um dinamômetro inercial [adaptado de Haynes Publishing, 1999].	22
Figura 2.11 – Diagrama esquemático do tribômetro [adaptado de Neis <i>et al.</i> , 2011a].	23
Figura 2.12 - Fatores que afetam o nível de ruído e vibração em sistemas de freio automotivo [adaptado de Sergienko <i>et al.</i> , 2008].	25
Figura 2.13 - Aparato experimental utilizado por Bowden e Leben durante seus experimentos sobre o fenômeno do <i>stick-slip</i> [adaptado de Bowden e Leben, 1939].	35
Figura 2.14 – Gráficos dos resultados obtidos por Bowden e Leben em seus experimentos sobre o fenômeno do <i>stick-slip</i> [adaptado de Bowden e Leben, 1939].	36
Figura 2.15 - Força de atrito (F_{at}) em função do tempo mostrando o comportamento do fenômeno do <i>stick-slip</i> .	36
Figura 2.16 - Típico sistema para estudos sobre o fenômeno do <i>stick-slip</i> . [Ding, 2012].	37
Figura 2.17 - Configuração da função $F(\dot{x})$.	38

Figura 3.1 - Formato e dimensões principais dos corpos de prova utilizados nos ensaios.	42
Figura 3.2 – Aparato utilizado por Fuadi <i>et al.</i> , 2010, e a resposta obtida [adaptado de Fuadi <i>et al.</i> , 2010].....	44
Figura 3.3 – Sentido da vibração adquirida pelo acelerômetro durante os ensaios.....	44
Figura 3.4 - Posicionamento do acelerômetro sobre o suporte da corpo de prova do tribômetro. Vista em perspectiva (esquerda) e vista superior (direita).....	45
Figura 3.5 – Módulo de aquisição de dados modelo DLG4000, da fabricante Lynx.....	45
Figura 3.6 - Modelo de acelerômetro piezoelétrico de cisalhamento [adaptado de Serridge e Licht, 1987].	46
Figura 3.7 - Gráfico da resposta de um mesmo pico de vibração para cinco diferentes taxas de amostragem, em um intervalo de tempo de 0,002 s (linhas suavizadas).....	48
Figura 3.8 – Representação esquemática da metodologia de ensaios 5, mostrando as revoluções do disco e o período de aquisição.	52
Figura 4.1 – Gráfico da resposta da posição do disco em função do tempo para o material 635/1 sob uma força normal de 1800 N, onde são indicadas as características observadas neste tipo de gráfico.	55
Figura 4.2 – Gráfico da resposta da posição do disco em função do tempo para o material 635/2, sob uma força normal de 600 N (esquerda) e 1800 N (direita).....	55
Figura 4.3 – Curvas de tendências (esquerda) e das médias com desvios padrão (direita) do deslocamento durante a fase <i>slip</i> em função da força normal para os materiais ensaiados.	56
Figura 4.4 – Gráfico da resposta do torque em função do tempo para o material 635/1 sob uma força normal de 1800 N, onde é possível observar o aumento do torque durante a fase <i>stick</i> , e a repentina diminuição do torque quando ocorre o deslizamento do disco durante a fase <i>slip</i>	57
Figura 4.5 – Gráfico da resposta do torque (linha vermelha) e da posição do disco (linha azul) em função do tempo para o material 635/2, sob uma força normal de 600 N (esquerda) e 1800 N (direita).	58
Figura 4.6 - Torque em função da força normal. Linha de tendência (esquerda) e valores médios com desvios padrão (direita).	59
Figura 4.7 – Curvas de tendência da variação de torque médio em função da força normal. ..	60
Figura 4.8 – Gráfico da resposta da coeficiente de atrito (linha vermelha) e da posição do disco (linha azul) em função do tempo para o material 635/2, sob uma força normal de 600 N (esquerda) e 1800 N (direita).....	61
Figura 4.9 – Curvas de tendência do coeficiente de atrito em função da força normal.	62
Figura 4.10 – Gráfico da resposta da posição do disco em função do tempo para o material 635/2 sob uma força normal de 1800 N, para a visualização do tempo de <i>slip</i>	63
Figura 4.11 – Curvas de tendência (esquerda) e valores médios com desvios padrão (direita) do tempo de <i>slip</i> em função da força normal.....	64

Figura 4.12 – Gráfico da velocidade de deslizamento do disco (linha vermelha) e da posição do disco (linha azul) em função do tempo para o material 635/0, sob uma força normal de 600 N (esquerda) e 1800 N (direita).	65
Figura 4.13 – Curvas de tendências da velocidade máxima de deslizamento do disco durante a fase <i>slip</i> em função da força normal.	66
Figura 4.14 – Curvas de tendência da frequência de ocorrências de <i>slip</i> em função da força normal.	67
Figura 4.15 – Gráfico da resposta da aceleração da vibração (linha vermelha) e da posição do disco (linha azul) em função do tempo para o material 635/3 sob uma força normal de 600 N. Gráfico de toda a resposta do ensaio (esquerda) e detalhe de um <i>slip</i> (direita).	68
Figura 4.16 – Gráfico da resposta da aceleração da vibração (linha vermelha) e da posição do disco (linha azul) em função do tempo para o material 635/3 sob uma força normal de 1800 N. Gráfico de toda a resposta do ensaio (esquerda) e detalhe de um <i>slip</i> (direita).	68
Figura 4.17 – Curvas de tendência dos picos de aceleração da vibração em função da força normal.	69
Figura 4.18 – Valores RMS da aceleração da vibração calculados em função do tempo para cada material de acordo com a força normal aplicada.	70
Figura 4.19 – Resposta da aceleração da vibração (linha vermelha) e da posição do disco (linha azul) para o material 635/2, sob uma força normal de 600 N (esquerda) e 1800 N (direita).	71
Figura 4.20 – Resposta da aceleração da vibração (linha vermelha) e da posição do disco (linha azul) para o material 635/5, sob uma força normal de 600 N (esquerda) e 1800 N (direita).	71
Figura 4.21 – Correlação entre o deslocamento do disco e a velocidade máxima de deslizamento do disco.	73
Figura 4.22 – Correlação entre o deslocamento e a velocidade de deslizamento do disco, para o material 635/1.	73
Figura 4.23 – Correlação entre os valores médios do deslocamento do disco e a variação de torque.	74
Figura 4.24 – Correlação entre o deslocamento e a variação de torque, para o material 635/4.	75
Figura 4.25 – Correlação entre o deslocamento do disco e os picos de aceleração da vibração.	76
Figura 4.26 – Correlação entre o deslocamento do disco e o pico de aceleração da vibração, para o material 635/1.	77
Figura 4.27 – Linhas de tendência entre a velocidade de deslizamento do disco e os picos de aceleração da vibração.	78
Figura 4.28 – Correlação entre a variação de torque e os picos de aceleração da vibração.	79
Figura 4.29 – Correlação entre o valor do coeficiente C_T e os picos de aceleração da vibração.	81

Figura A.1 – Resposta da aceleração da vibração (linha vermelha) e da posição do disco (linha azul) para o material 635/0, sob uma força normal de 600 N (esquerda) e 1800 N (direita)...88

Figura A.2 – Resposta da aceleração da vibração (linha vermelha) e da posição do disco (linha azul) para o material 635/1, sob uma força normal de 600 N (esquerda) e 1800 N (direita)...88

Figura A.3 – Resposta da aceleração da vibração (linha vermelha) e da posição do disco (linha azul) para o material 635/2, sob uma força normal de 600 N (esquerda) e 1800 N (direita)...89

Figura A.4 – Resposta da aceleração da vibração (linha vermelha) e da posição do disco (linha azul) para o material 635/3, sob uma força normal de 600 N (esquerda) e 1800 N (direita)...89

Figura A.5 – Resposta da aceleração da vibração (linha vermelha) e da posição do disco (linha azul) para o material 635/4, sob uma força normal de 600 N (esquerda) e 1800 N (direita)...89

Figura A.6 – Resposta da aceleração da vibração (linha vermelha) e da posição do disco (linha azul) para o material 635/5, sob uma força normal de 600 N (esquerda) e 1800 N (direita)...90

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Influência dos parâmetros na ocorrência do <i>stick-slip</i>	40
Tabela 3.1 – Características técnicas do tribômetro desenvolvido por Neis, 2008.	43
Tabela 3.2 - Características do módulo de aquisição de dados DLG4000.	45
Tabela 3.3 - Características do acelerômetro Brüel & Kjaer Type 4513, utilizado nos ensaios.	46
Tabela 3.4 - Tabela de convergência para seleção da taxa de aquisição dos dados.	47
Tabela 3.5 – Parâmetros utilizados na etapa de assentamento.	50
Tabela 4.1 - Valores obtidos nos ensaios de deslocamentos do disco durante a fase <i>slip</i>	56
Tabela 4.2 - Valores do torque médio obtido nos ensaios.	58
Tabela 4.3 - Valores da variação de torque obtido nos ensaios.	59
Tabela 4.4 - Valores dos coeficientes de atrito médio obtido nos ensaios.	61
Tabela 4.5 - Valores do tempo de <i>slip</i> obtido nos ensaios.	63
Tabela 4.6 - Valores da velocidade máxima de deslizamento do disco durante a fase <i>slip</i>	65
Tabela 4.7 - Valores da frequência de <i>slip</i>	66
Tabela 4.8 - Valores dos primeiros picos de aceleração da vibração.	69
Tabela 4.9 - Valores dos coeficientes de correlação entre o deslocamento e a velocidade máxima de deslizamento do disco.	74
Tabela 4.10 - Valores dos coeficientes de correlação entre a variação de torque e o deslocamento do disco.	75
Tabela 4.11 - Valores dos coeficientes de correlação entre o deslocamento do disco e o pico de aceleração da vibração.	77
Tabela 4.12 - Valores dos coeficientes de correlação entre a velocidade máxima de deslizamento do disco e o pico de aceleração da vibração.	79
Tabela 4.13 - Valores dos coeficientes de correlação entre a variação de torque e o pico de aceleração da vibração.	80
Tabela 4.14 - Valores dos coeficientes de correlação entre o coeficiente C_T e o pico de aceleração da vibração.	81
Tabela 4.15 - Valores dos coeficientes de correlação entre os diversos parâmetros obtidos nos ensaios com o pico de aceleração da vibração medida.	82

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

DOT	Department of Transportation (EUA).
DTV	Disk Thickness Variation
EPA	Environmental Protection Agency (EUA)
EUA	Estados Unidos da América
FAST	Friction Assessment and Screening Test
FMVSS	Federal Motor Vehicle Safety Standard (EUA)
IEPE	Integrated Electronics Piezo Electric
Inmetro	Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia
Latrib	Laboratório de Tribologia da Escola de Engenharia da UFRGS
NAO	Non-Asbesto Organic
NVH	Noise, Vibration and Harshness
OSHA	Occupational Safety and Health Administration
RMS	Root Mean Square
RTQ	Regulamento Técnico da Qualidade
SAE	Society of Automotive Engineers
SL	Stick-slip
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Aceleração da vibração	[m/s ²]
c	Coefficiente de amortecimento	[adm.]
F	Força	[N]
F_{at}	Força de atrito	[N]
F_k	Força de atrito dinâmico	[N]
F_N	Força normal	[N]
F_s	Força de atrito estático	[N]
k	Coefficiente de rigidez de uma mola	[N/m]
m	Massa de um corpo	[kg]
P	Força peso	[N]
r	Coefficiente de correlação de Pearson	[adm.]
R_e	Raio efetivo	[m]
t	Tempo	[s]
t_{slip}	Tempo de duração de <i>slip</i>	[s]
T	Torque	[N m]
T_{max}	Torque máximo	[N m]
ΔT	Variação de torque	[N m]
u	Deslocamento linear	[m]
v_s	Velocidade de deslizamento	[m/s]
ω	Velocidade de deslizamento do disco	[°/s]
θ	Ângulo de inclinação para determinação do coeficiente de atrito estático	[rad]
θ_d	Deslocamento angular do disco de freio	[°]
μ	Coefficiente de atrito	[adm.]
μ_s	Coefficiente de atrito estático	[adm.]
μ_k	Coefficiente de atrito dinâmico	[adm.]

1 INTRODUÇÃO

A busca pela melhoria e aperfeiçoamento dos sistemas que compõem os veículos, dentre eles os sistemas de freios, é algo que acompanha o ritmo de crescimento do mercado automobilístico desde o seu surgimento. Até o final dos anos 60, os carros de passageiros nos Estados Unidos da América (EUA) e os caminhões leves usavam freios a tambor nas quatro rodas e lonas reforçadas com fibras de amianto. Os requisitos de melhoria de frenagem iniciados no final dos anos 60 com as provas de desempenho de frenagem promovidas pela empresa *Pure Oil* em Daytona, nos EUA, e que resultaram na criação da Norma Federal de Segurança em Veículos Automotores nº 105 em meados da década de 1970 foram responsáveis pela transição para o sistema de freio dianteiro a disco e traseiro a tambor. Duas outras novas exigências foram impostas nos EUA em meados da década de 70: a redução gradativa do uso de amianto na fabricação de materiais de fricção e a conversão de veículos pesados de passageiros para que fossem mais eficientes em termos energéticos, mais leves e com a roda dianteira menor. Estas alterações exigiram o desenvolvimento de uma nova geração de materiais de fricção para freios de automóveis sem amianto [Jacko *et al.*, 1984].

Para o desenvolvimento de materiais de fricção, inúmeros testes são realizados para certificar e garantir sua qualidade. Segundo Tsang *et al.*, 1985, até meados da década de 50, os experimentos eram feitos em veículos reais, que despendiam muito tempo de testes e acabavam se tornando muito caros e pouco eficazes devido às inúmeras variáveis ambientais e humanas envolvidas. A cada ensaio realizado em campo, ficava cada vez mais evidente a necessidade de máquinas que pudessem reproduzir estes mesmos ensaios em laboratório, facilitando a pesquisa e desenvolvimento de produtos relacionados aos sistemas de freios em automóveis. Essa sistemática permite a seleção de materiais que apresentam melhor desempenho nos ensaios simulados para só depois serem testados nos veículos, economizando tempo e dinheiro nas pesquisas.

Os materiais de fricção para freios possuem requisitos adicionais, como resistência à corrosão, vida útil longa, baixo ruído, atrito estável, baixa taxa de desgaste e uma relação custo *versus* desempenho aceitável [Blau, 2001]. Segundo Neis, 2008, um bom material de atrito para ser utilizado em freios automotivos deve ter um coeficiente de fricção estável ao longo do tempo sob uma ampla gama de temperatura, pressão de contato e velocidade.

Desenvolver um teste padrão de fricção é difícil, pois não existe uma combinação conhecida de materiais que produza sempre o mesmo coeficiente de atrito independentemente da maneira em que as medições são realizadas, conforme afirma Desplanques *et al.*, 2006.

Com o objetivo de auxiliar na compreensão do comportamento do atrito e do desgaste dos materiais de fricção frente às diferentes condições de operação e/ou formulação, bem como para a disseminação do conhecimento relacionado a este assunto, o tribômetro desenvolvido por Neis, 2008, é capaz de realizar frenagens com controle das principais variáveis envolvidas no processo de frenagem.

Segundo Balotin, 2010, mesmo com as ferramentas atuais de análise para materiais de atrito, a dificuldade em caracterizar um material é significativa, dadas todas as condições adversas ao qual um veículo real é submetido, além das diferenças entre as máquinas e procedimentos utilizados nos ensaios.

De acordo com Crolla e Lang, 1991, como os problemas de ruído e vibração em sistemas de freios não se caracterizam como problemas críticos de desempenho ou segurança, estes tiveram que esperar para que as exigências de melhorias e de baixa poluição sonora recebessem atenção significativa. Devido à grande evolução tecnológica dos veículos atualmente, que os torna cada vez mais silenciosos, o ruído e a trepidação podem ser os únicos problemas perceptíveis pelos proprietários nos sistemas de freios. Segundo Yoon *et al.*, 2012, atualmente o ruído nos sistemas de freio automotivo vem sendo encarado como um desafio cada vez maior a ser superado pelos fabricantes de pastilhas de freio automotivo, pois está sendo alvo de muitas reclamações de clientes gerando altos gastos com garantia.

Segundo Elmaian *et al.*, 2012, ainda nos dias de hoje, o atrito é um fenômeno que não está completamente entendido. A sua complexidade reside parcialmente no fato de que ele pode ter muitas consequências, tais como o desgaste, dissipação de energia, deformação da estrutura, vibração ou ruído. Além disso, as suas consequências são extremamente sensíveis tanto a uma ligeira variação do ambiente quanto dos parâmetros de projeto, adicionando desafios à sua compreensão. Na área automotiva, os ruídos são importunos e tidos pelos clientes como problema de qualidade. Por isso, é necessário que os fabricantes de automóveis se antecipem ao potencial risco de ocorrência de ruído nos sistemas de freios dos veículos.

A partir desta perspectiva, a compreensão da origem física dos ruídos de fricção se torna essencial, e como resultado, há muita literatura disponível para engenheiros de *Noise, Vibration and Harshness* (NVH) – ruído, vibração e aspereza – sobre a avaliação, compreensão e projetos para eliminar os ruídos e vibrações de sistemas de freios automotivos. *Creep groan, moan, chatter, judder, hum, squeak, wire-brush, e squeal* estão entre os nomes

que podem ser encontrados na literatura, muitos deles causados pelo fenômeno do *stick-slip*, objeto de estudo deste trabalho. O *creep groan*, objeto de estudo deste trabalho, é um movimento intermitente decorrente do fenômeno de *stick-slip* que ocorre em baixas velocidades e manifesta-se na forma de ruídos e vibrações.

O fenômeno do *stick-slip* ocorre quando dois corpos que se deslocam lentamente em contato deslizante, sob uma força de tração constante, em algumas ocasiões ocorre certa variação na velocidade de deslizamento, produzindo um tipo de oscilação no movimento, que por sua vez dá origem aos ruídos e vibrações. Esta oscilação na velocidade de deslizamento (ou na força de atrito) é chamada de *stick-slip*.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo geral

O objetivo geral do trabalho é verificar a viabilidade da utilização das medições de vibração durante a ocorrência do fenômeno de *stick-slip* para a realização de caracterização de materiais de fricção em um tribômetro e avaliar a influência dos parâmetros tribológicos em relação à vibração gerada durante os ensaios.

1.1.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos do trabalho são:

- Avaliar as características tribológicas de seis materiais de fricção para freios automotivos, através de ensaios de *stick-slip*.
- Avaliar a resposta vibratória de cada material durante os ensaios de *stick-slip*, no tribômetro para estabelecer uma relação entre os materiais e a vibração apresentada por cada um durante a ocorrência deste fenômeno.
- Comparar os resultados das características tribológicas e da aceleração da vibração obtidos durante os ensaios de *stick slip* e avaliar a correlação entre os parâmetros, visando determinar qual o parâmetro que mais possui relação com a ocorrência das vibrações nos materiais.

1.2 Organização da dissertação

No capítulo 2 é feita uma revisão bibliográfica sobre o assunto, onde são apresentados alguns conceitos sobre tribologia e atrito, informações gerais sobre os sistemas de freios automotivos, as diferentes máquinas e testes utilizados para caracterização de materiais de fricção e os conceitos e classificação sobre os principais tipos de ruídos e vibrações em sistemas de freios.

No capítulo 3, sobre materiais e métodos, é relatado como o experimento foi elaborado e executado para que os ensaios pudessem ser realizados. É descrita a metodologia dos ensaios e as características dos instrumentos de medição utilizados.

O capítulo 4 traz a apresentação dos resultados obtidos nos ensaios através de tabelas e gráficos, além de algumas explicações sobre o que cada resultado representa.

Por fim, no capítulo 5 são apresentadas as conclusões do trabalho através da análise dos resultados obtidos e sua correspondência com os objetivos propostos, ressaltando os pontos que apresentaram resultados esperados e propostas de trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 O início dos estudos sobre tribologia

Nos anos 1960 houve um aumento nas publicações sobre falhas em plantas de fábricas e em máquinas, causadas por desgaste e causas relacionadas a desgaste, tornando os processos produtivos mais onerosos. A situação pedia por melhorias na tecnologia e por uma pesquisa maior e melhor coordenada em escala nacional (inglesa). Assim foi instituído um grupo de trabalho para investigar o conhecimento em lubrificação e as pesquisas em âmbito nacional (inglês) e opinar sobre as necessidades concernentes à indústria [Blau, 2008].

Blau, 2008, descreve que H. Peter Jost, presidente de um grupo Britânico de engenheiros de lubrificação, foi encarregado de liderar tal pesquisa, e em 1966 o governo inglês publicou o relatório consolidando a análise feita. O relatório revelou o grande impacto que o atrito, a lubrificação e o desgaste tinham na indústria e na economia. Estimativas de reduções de gastos apresentadas no relatório de Jost são de que, mediante o uso do conhecimento existente, poderia se reduzir as perdas por desgaste em torno de 20 % [Jost, 1966]. Este relatório ficou conhecido como Relatório Jost e nele, H. Peter Jost usou pela primeira vez a palavra tribologia, e a definiu como “a ciência e a tecnologia da interação de superfícies em movimento relativo e assuntos e práticas relacionados” [Jost, 1990]. Segundo Sinatora, 2005, o estudo de Jost é considerado o início formal de um novo ramo do conhecimento humano chamado de tribologia.

De acordo com Bhushan, 2002, a tribologia é a arte de aplicar análises operacionais a problemas de grande significância econômica, como confiabilidade, manutenção e desgastes de equipamentos, desde espaçonaves até aparelhos domésticos. Interações entre superfícies são altamente complexas e seu entendimento requer conhecimento de várias áreas, como física, química, matemática aplicada, mecânica dos sólidos, mecânica dos fluidos, termodinâmica, transferência de calor, ciência dos materiais, reologia, lubrificação, projeto de máquinas, desempenho e confiabilidade.

Assim, como as áreas do conhecimento que formam a tribologia já existiam muito antes deste termo ter sido criado, os estudos dos fenômenos de lubrificação, atrito e desgaste antecedem muito a 1966 [Dowson, 1998].

Algumas pinturas rupestres e descobertas arqueológicas testemunham a participação da tribologia na história da humanidade, principalmente para a redução do atrito. Conforme Bhushan, 2002, existem registros que mostram o uso de rodas nos anos 3500 AC, o que demonstra a preocupação das civilizações antigas com a redução do atrito no movimento translacional. O transporte de grandes blocos de pedra e monumentos, no Egito antigo, necessitava conhecimento de dispositivos de atrito e lubrificantes, como trenós lubrificados com água.

De acordo com Blau, 2008, talvez as primeiras observações sobre a existência da força de atrito tenham sido feitas por Aristóteles (384-322 AC), pois ele analisou o movimento dos corpos sob uma força constante resistida por atrito, como por exemplo um corpo puxado ou empurrado pelo chão e que, para obter um movimento uniforme, uma força constante devia ser exercida para superar o atrito.

Segundo Ding, 2012, o primeiro estudo sistemático no campo da tribologia foi feito por Leonardo da Vinci (1452-1519), que não só realizou estudos experimentais de atrito, mas também observou que o atrito não depende da área de contato, mas sim da força normal exercida sobre os corpos deslizantes, e que diferentes materiais movem-se com facilidades diferentes. Ele alegou que isto era resultado da rugosidade dos materiais em questão, portanto, os materiais mais lisos possuem menor atrito. Seus trabalhos sobre atrito nunca foram publicados e a única evidência de sua existência está em sua vasta coleção de anotações pessoais [Dowson, 1998]. Suas contribuições sobre o atrito, que formaram a base para todos os estudos posteriores sobre este assunto, foram feitos cerca de 200 anos antes da publicação das Leis de Newton (*Newton's Principia*).

Após as descobertas de da Vinci, outros pesquisadores e inventores estudaram as propriedades tribológicas dos materiais, como Guillaume Amontons (1663-1705). Em 1699, Amontons publicou suas redescobertas sobre as duas leis básicas do atrito descobertas inicialmente por Leonardo da Vinci [Dowson, 1998].

A Figura 2.1 mostra um esboço de um antigo aparato experimental usado por Amontons em 1699 para ensaios de fricção. Nele dois materiais A e B são atritados um contra o outro com auxílio de uma mola C. Uma força tangencial é aplicada usando uma segunda mola D [Lampaert *et al.*, 2004].

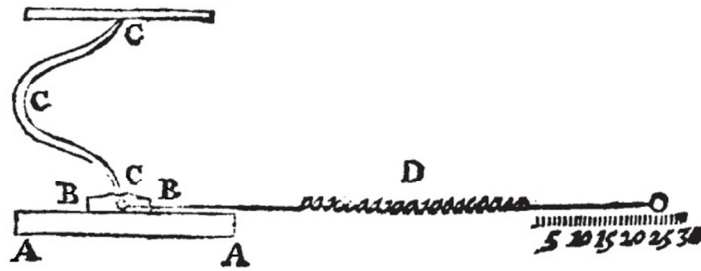


Figura 2.1 - Esboço do aparato de Amontons para experimentos sobre atrito [Lampaert *et al.*, 2004].

Embora recebidas com ceticismo por alguns, as leis de Amontons foram comprovadas por Charles-Augustin de Coulomb (1736-1806) em 1781, que também mostrou uma clara distinção entre o atrito estático e atrito dinâmico.

Conforme Dowson, 1998, as pesquisas realizadas pelos pioneiros nos estudos em tribologia há séculos trouxeram resultados que ainda se aplicam a muitos problemas de engenharia atualmente. Alguns dos resultados obtidos encontram-se resumidos nas seguintes três leis:

1. A força de atrito é diretamente proporcional à força normal (1ª Lei de Amontons);
2. A força de atrito é independente da área de contato aparente (2ª Lei de Amontons);
3. O coeficiente de atrito dinâmico é independente da velocidade de deslizamento (Lei de Coulomb).

Estas três leis são aplicáveis apenas ao atrito seco, pois a adição de um lubrificante modifica significativamente as propriedades tribológicas dos materiais.

Persson *et al.*, 2003, sugerem que a explicação para o fato de a força de atrito ser proporcional à força normal é a (aproximada) independência do coeficiente de atrito com a pressão normal, o que muitas vezes é observado em elevadas pressões de contato. No entanto, não se acredita que este é seja a explicação correta na maioria das aplicações práticas, pois, para a maioria das superfícies rugosas, assim como nas pastilhas de freio, a área de contato real é proporcional à força normal aplicada, e a distribuição de pressão é independente da carga.

De fato, estudos experimentais demonstram que ocorrem diferenças na aplicação das leis de atrito, conforme relatado por Awrejcewicz e Olejnik, 2007.

2.2 Fundamentos sobre o atrito

Segundo Rabinovicz¹, 1965, citado por Duffour, 2002, o atrito é a resistência ao movimento que existe quando um corpo sólido desliza tangencialmente em relação à superfície de outro que está em contato, ou quando uma tentativa é realizada para produzir tal movimento. Neste caso, é necessário fazer distinção a duas situações diferenciadas, sendo uma quando a força aplicada é insuficiente para causar o movimento e outra quando o deslizamento ocorre.

A força resistiva, a qual é paralela à direção do movimento, é chamada de força de atrito (F_{at}). Se uma força tangencial F é aplicada, desde que ela seja inferior a um determinado valor limite que não provoque deslizamento, a força de atrito exercida na interface de contato é exatamente igual e oposta à força F , e é chamada de força de atrito estático (F_s). Quando a força tangencial F for suficientemente grande para causar deslizamento, o corpo se move na direção da força aplicada, e a força de atrito que atua sobre a interface de contato durante o deslizamento é a força de atrito dinâmico (F_k).

A Figura 2.2 mostra graficamente como se comporta a força de atrito ao longo do tempo para colocar um objeto em movimento.

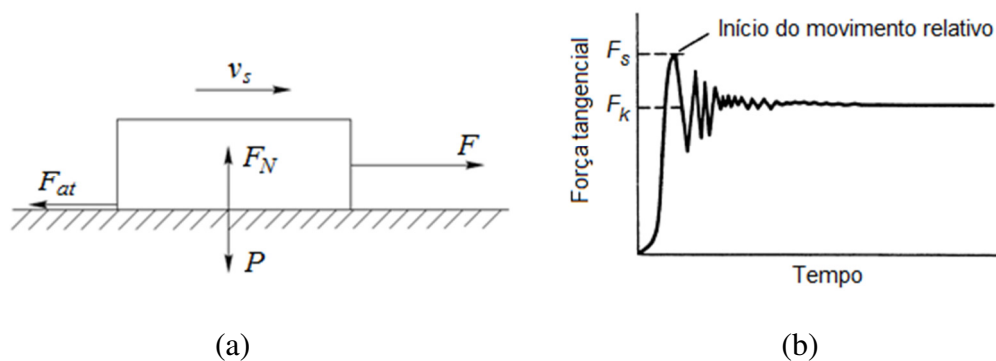


Figura 2.2 – a) diagrama de esforços de uma massa apoiada sobre uma base e sendo puxada por uma força tangencial; b) gráfico típico da força tangencial em função do tempo para iniciar um movimento [adaptado de Duffour, 2002].

2.2.1 A lei de atrito de Coulomb

Segundo Ding, 2012, o modelo clássico de atrito diz que a força de atrito é proporcional à carga, oposta ao movimento, e independente da área de contato. Este modelo

¹ Rabinovicz, E. Friction and Wear of Materials. John Wiley and Son, New York, 1965.

de atrito de Leonardo da Vinci foi redescoberto por Amontons em 1699 e desenvolvido por Coulomb em 1785.

Coulomb investigou a influência de cinco fatores principais sobre o atrito:

- a) a natureza dos materiais em contato e os seus revestimentos de superfície,
- b) a extensão da área da superfície,
- c) a pressão normal (ou força),
- d) o período de tempo que a superfície permaneceu no contato estacionário,
- e) as condições ambientais, tais como temperatura, umidade e vácuo.

Com isso, Coulomb resumiu muitos de seus resultados na lei atrito, conforme Equação 2.1:

$$F_{at} = \mu \cdot F_N \quad (2.1)$$

Onde μ é uma constante de proporcionalidade, conhecida como coeficiente de atrito estático (μ_s) ou coeficiente de atrito dinâmico (μ_k), e existe somente uma constante para um dado par de materiais de deslizamento sob um determinado conjunto de condições de operação (temperatura, umidade, pressão normal, e velocidade de deslizamento). De acordo com a definição de Halliday *et al.*, 1996, o coeficiente de atrito representa a relação entre a força de atrito e a força normal, sendo, portanto, uma grandeza adimensional, com valores que variam entre 0,1 e 0,9.

A segunda lei de Amontons diz que a força de atrito é independente da área de contato aparente. Assim, objetos grandes e pequenos de um mesmo material possuem o mesmo coeficiente de atrito.

A fim de explicar por que a força de atrito é independente da área nominal de contato, deve-se estudar as duas superfícies em contato. Conforme Eriksson e Jacobson, 2000, se duas superfícies ásperas são pressionadas uma contra a outra, apenas pequenas partes delas irão realmente entrar em contato uma com a outra. Consequentemente, a área de contato real será pequena e por isso, a carga normal e a dureza dos dois materiais vão definir a área de contato real, conforme mostra a Figura 2.3. Assim, para uma dada combinação de material, a área de contato real depende da carga normal apenas e não tem correlação com a área nominal de contato.

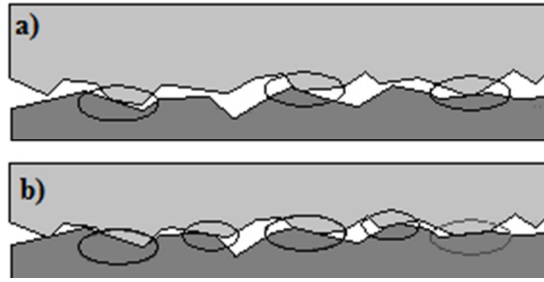


Figura 2.3 - Situação de contato entre duas superfícies ásperas. Somente pequenas partes das superfícies estão em contato real uma com a outra (circuladas). A área de contato real aumenta com o aumento da carga e com a diminuição da dureza: a) baixa carga e/ou alta dureza. b) alta carga e/ou baixa dureza [Eriksson e Jacobson, 2000].

Já a terceira lei, diz que o valor do coeficiente de atrito independe da velocidade de deslizamento e depende apenas dos materiais em contato e da geometria da interface de contato.

Esta terceira lei é bastante incipiente. Várias relações funcionais mais sofisticadas têm sido propostas entre o coeficiente de atrito e outros parâmetros do sistema. Em particular, é frequentemente afirmado que μ é uma função da velocidade de deslizamento (v_s) entre os dois corpos. Por exemplo, a lei de atrito de Coulomb fala que o coeficiente de atrito pode tomar dois valores distintos: Um valor estático (μ_s), quando não há nenhuma velocidade de deslizamento relativo, e um valor dinâmico (μ_k), quando $v_s \neq 0$. Em geral $\mu_k < \mu_s$, pois é mais fácil manter um corpo em movimento deslizante que fazê-lo entrar em movimento a partir do repouso. Ou seja, existe um valor finito de F que delimita os regimes de deslizamento e repouso. Além disso, no regime de deslizamento, o valor de F é aproximadamente proporcional à F_N .

Embora o atrito apareça em muitos sistemas mecânicos, os fenômenos de atrito ainda não estão completamente entendidos e são particularmente complexos uma vez que são causados por diferentes mecanismos físicos.

2.3 Sistemas de freios automotivos

Os sistemas de freios automotivos possuem a função de desacelerar o veículo, além de atuar como importante sistema de segurança. Seu princípio de funcionamento se resume em transformar a energia cinética do veículo em calor e a dissipando no ambiente. Isso permite ao condutor desacelerar, parar, manter a velocidade em declives, ou manter o veículo parado

após a frenagem completa [Blau, 2001]. Mas, segundo Canali, 2002, se por algum motivo esta energia for convertida em energia sonora ao invés de unicamente em energia térmica, caracteriza-se aí um problema de ruído.

De acordo com Matozo, 2006, os sistemas de freio utilizados nos automóveis modernos são, na grande maioria, de acionamento hidráulico, onde o condutor aciona um pedal que desloca o cilindro mestre, que ao comprimir o fluido de trabalho do circuito hidráulico, transmite a força aos cilindros de roda responsáveis por movimentarem as pastilhas ou lonas de freio contra os discos ou tambores, conforme representado esquematicamente na Figura 2.4.

Conforme Eriksson e Jacobson, 2000, os sistemas de freio automotivos podem ser divididos em três partes principais:

Rotor: é o elemento do par de fricção que gira solidário à roda, e é normalmente fabricado de ferro fundido. É responsável por receber e dissipar a energia térmica proveniente do processo de frenagem do veículo.

Material de fricção: é a parte estacionária do par de fricção, que, durante a frenagem é pressionado contra o rotor através do pistão hidráulico. As forças de fricção entre o material de fricção e o disco transformam a energia cinética do veículo em calor.

Sistema hidráulico ou pneumático: transfere e amplifica a força aplicada no pedal (ou pedaleira) do freio para o pistão hidráulico, o qual pressiona o material de fricção contra o rotor.

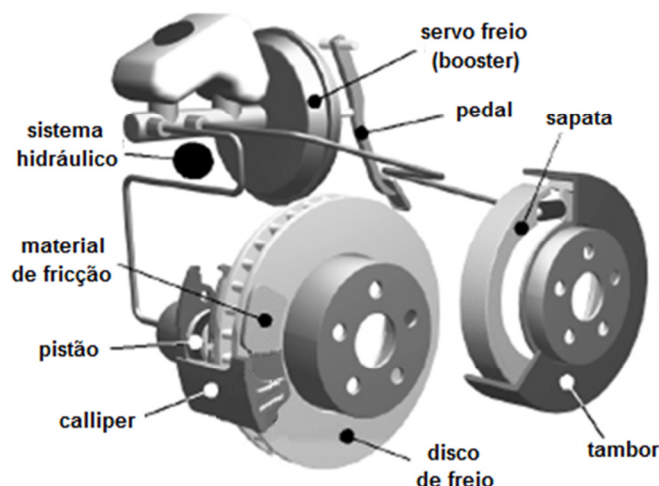


Figura 2.4 - Ilustração dos dois sistemas de freio que dominam o mercado, o freio a disco e o freio a tambor. O tambor de freio e o *caliper* estão em corte para revelar as pastilhas e as sapatas. [adaptado de Eriksson e Jacobson, 2000].

Segundo Rehkopf e Halderman, 2006, os sistemas de freios automotivos utilizados atualmente são divididos em dois tipos principais: os freios a tambor e os freios a disco. Os freios a disco são usados largamente nos veículos de passageiros, enquanto os freios a tambor são mais usados em caminhões, ônibus e alguns poucos tipos de veículos de passeio.

Freios a tambor: são caracterizados pelo uso de sapatas de freio com material de atrito em forma de lonas que são pressionadas radialmente contra o tambor de freio. Em veículos de passeio, o sistema de freio é hidráulico com atuação por pistão, e em veículos pesados, geralmente se utiliza sistema pneumático com atuação por eixo tipo duplo came (*s-cam*), que realiza a abertura das sapatas durante a frenagem.

Freios a disco: o material de fricção é em forma de pastilhas que são pressionadas axialmente por pistões contra o disco de freio produzindo a frenagem. As pastilhas de freio são fixadas por um elemento metálico chamado *caliper*. Os *calipers* transformam a pressão hidráulica dos pistões em força mecânica nas pastilhas sobre o disco. A Figura 2.5 mostra a representação esquemática de um sistema de freio a disco.

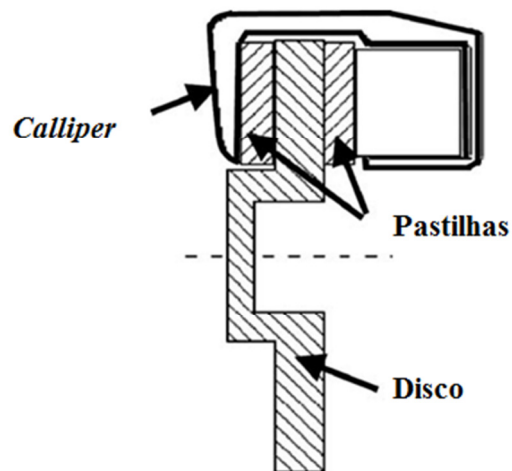


Figura 2.5 – Representação esquemática de um sistema de freio a disco automotivo [adaptado de Sheng, 2008].

Existem dois tipos de *calipers*: os fixos e os flutuantes, e os discos são fabricados em ferro fundido ou aço, podendo ser ventilados ou não. [Limpert, 1999].

A Figura 2.6 mostra como são as pastilhas de freio automotivas.



Figura 2.6 - Pastilhas de freio automotivo [Matozo, 2006].

Conforme Neuman e McNinch, 1983, o principal componente para o desempenho de um sistema de freio é o material de fricção, pois um bom material de fricção garante estabilidade no atrito em diferentes condições de uso. Segundo Blau, 2001, como parte integrante de um veículo, os materiais de fricção possuem requisitos adicionais, como resistência à corrosão, longa vida útil, baixo ruído, atrito estável, baixa taxa de desgaste e custo *versus* desempenho aceitáveis.

2.4 Materiais de fricção utilizados em freios automotivos

De acordo com Blau, 2001, Herbert Froad inventou os primeiros materiais de fricção para lonas de freio em 1897. Era um material à base de algodão impregnado com uma solução de betume utilizado em rodas de trens e freios dos automóveis da época. Em 1920, os materiais de fricção foram substituídos por materiais moldados que continham fibras de amianto crisotila, um mineral abundante. Lonas metálicas de resina-ligada foram introduzidas na década de 1950, e pela década de 1960 os chamados semi-metálicos foram desenvolvidos. Estes contêm uma maior quantidade de aditivos metálicos.

Em 1986, a EPA (Agência de Proteção Ambiental) dos EUA anunciou uma proposta de proibição do amianto. A proibição exigiria que todos os veículos novos tivessem freios sem amianto até setembro de 1993, e o mercado de reposição teria um prazo até 1996 para adequação. A proposta de proibição da EPA foi anulada em um tribunal federal, mas resultou em uma grande mudança em relação ao uso do amianto pela maioria dos fornecedores de materiais de fricção e fabricantes de veículos [Blau, 2001]. Segundo Matozo, 2012, entre as décadas de 80 e 90, as principais montadoras de automóveis baniram a utilização de materiais de fricção que possuíssem amianto em sua composição de suas linhas de montagem. Atualmente, a produção e utilização de produtos que contenham amianto, bem como a produção e uso de muitos outros produtos químicos que podem representar riscos se não

forem devidamente controlados, são regulados nos EUA não só pela EPA, mas também pela OSHA (*Occupational Safety and Health Administration*) e pelo DOT (*Department of Transportation*).

Conforme Castro, 2012, atualmente, o banimento do amianto dos processos produtivos é uma realidade em mais de 50 países. Porém esta proibição ainda não chegou por completo ao Brasil, que é o terceiro maior produtor de amianto do mundo e consome quase 1 kg de amianto/habitante/ano.

Alguns estados brasileiros, como o Rio Grande do Sul, Pernambuco, Rio de Janeiro e São Paulo, proibiram a industrialização e a comercialização de todos os tipos de amianto, inclusive o crisotila. Porém a Lei Federal nº 9055 de 1º de julho de 1995 dispõe sobre a mineração, industrialização, transporte e comercialização do amianto e dos produtos que o contém.

Há um projeto em andamento no senado para o banimento do amianto em todo o território brasileiro, o qual sugere a desativação da única mina de amianto ainda em operação no Brasil, localizada em Minaçu (GO).

Recentemente a Portaria Inmetro nº 017, de 10 de janeiro de 2014, que aprova o RTQ (Regulamento Técnico da Qualidade) para materiais de atrito destinados ao uso em freios de veículos rodoviários automotores, dentre outras exigências, estabelece que o conjunto de materiais de atrito (lonas e pastilhas) deve ser isento de amianto (asbesto) em sua composição.

A Portaria Inmetro nº 055, de 28 de janeiro de 2014, inclui o Anexo Específico X (Requisitos de Avaliação da Conformidade para Materiais de Atrito para Freios de Veículos Rodoviários Automotores) na Portaria Inmetro nº 301, de 21 de julho de 2011, instituindo a certificação compulsória dos materiais de atrito para freios de veículos rodoviários automotores, e define o prazo de 24 (vinte e quatro) meses, contados da data de publicação da Portaria em questão, para que os materiais de atrito destinados ao uso em freios de veículos rodoviários automotores devam ser fabricados e importados somente em conformidade com os requisitos ora aprovados e devidamente registrados no Inmetro.

Os materiais de atrito são combinações complexas de diferentes matérias-primas, visando atender com segurança uma série de requisitos, como por exemplo: manter o coeficiente de atrito estável dentro do intervalo de temperatura de frenagem, pressão de acionamento e velocidade de deslizamento para o qual o sistema foi projetado; ser pouco agressivo ao outro elemento do par tribológico, proporcionando uma adequada vida útil ao disco ou tambor de freio; apresentar durabilidade adequada de modo a atender aos requisitos

estabelecidos pelo fabricante do veículo no qual é utilizado; e ser capaz de minimizar a ocorrência de ruídos e vibrações do sistema de freio [Matozo, 2012].

Segundo Eriksson e Jacobson, 2000, os materiais de fricção são normalmente fabricados por compactação a quente, e geralmente consistem de mais de 20 diferentes componentes, que, de acordo com Limpert, 1999, são divididos em seis grandes grupos conforme descritos a seguir.

Ligantes: são basicamente resinas, utilizadas para aglutinar e unir os demais ingredientes, formando uma matriz termicamente estável [Canali, 2002].

Materiais estruturais (fibras): conferem a resistência mecânica e melhoram a processabilidade do material durante as diferentes etapas de fabricação [Canali, 2002]. Geralmente são utilizadas fibras metálicas, fibras de carbono, fibras de vidro, etc. Antes das restrições impostas na década de 80, o amianto (asbesto) foi largamente utilizado como fibra.

Abrasivos: ajudam a manter a limpeza das superfícies de acoplamento e controlar a formação de películas de fricção. Elas também aumentam o coeficiente de atrito, particularmente quando se inicia uma parada. Óxido de alumínio anidro (alumina), óxidos de ferro, óxido de magnésio, carbetos, quartzo, sílica e silicato de zircônio são os componentes mais utilizados como abrasivos [Blau, 2001].

Viscoelásticos: diferentes tipos de borrachas são empregados para conferir maior flexibilidade ao material de fricção proporcionando assim as condições necessárias para um contato mais uniforme com o disco ou tambor de freio. Ainda é possível incrementar o amortecimento do compósito através desta categoria de matérias-primas, o que pode auxiliar na redução de ruídos de freio [Matozo, 2012].

Carga: 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 [Canali, 2002].

Lubrificantes: utilizados para estabilização do coeficiente de atrito em diferentes faixas de temperatura, controlar a taxa de desgaste da pastilha e disco. Lubrificantes sólidos, tais como grafite ou sulfetos metálicos (molibdênio, antimônio, cobre, ferro, zinco, manganês, chumbo, etc.) são comumente utilizados [Canali, 2002].

Alguns autores citam também os *agentes de cura*, que atuam sobre o ligante nas reações químicas durante o processo de fabricação, realizando a cura do material [Neis, 2008].

2.4.1 Classificação dos materiais de fricção quanto à composição

Birch, 1999, sugeriu em seu trabalho uma classificação para os materiais utilizados em pastilhas de freio e que foi amplamente adotada pela indústria de freios automotivos:

Non-Asbesto Organic (NAO): com a redução do uso de amianto (ou asbesto) nas últimas décadas, os materiais orgânicos passaram a chamar-se *non-asbesto organic (NAO)*. Os materiais *NAO* são compostos por resinas, materiais orgânicos e inorgânicos, grafite, mica, fibras metálicas não ferrosas (em baixa porcentagem) e de aramida, esta que substitui em parte o amianto. São utilizados em mercados que priorizam o conforto da operação de frenagem (mercado americano).

Semi-metálicos (low-met): o termo semi-metálico se deve ao fato de que, neste material, é utilizada uma carga maior de compostos metálicos (fibras de aço, conforme Eriksson e Jacobson, 2000) em sua formulação, que pode chegar até a 50 %. Em relação aos materiais *NAO* são mais resistentes a elevadas temperaturas e ao desgaste.

Ainda segundo Birch, 1999, os materiais orgânicos caracterizam-se por sua baixa abrasividade, baixo ruído, bom atrito a frio e maior propensão ao *fade* (redução do coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco devido à elevação da temperatura na superfície de contato). Já os materiais semi-metálicos são mais frágeis, possuem vida útil mais longa (baixo desgaste), têm baixo atrito a frio e são mais resistentes ao *fade*. A composição dos materiais de fricção é semelhante tanto para os freios a tambor quanto os freios a disco, porém nos freios a disco, é projetada para operar sob temperaturas mais elevadas.

2.5 Testes de qualificação e desempenho em materiais de fricção para freios

Vários testes (ensaios de compressão, dureza, medições de condutividade térmica, etc.) são realizados durante o desenvolvimento de materiais de fricção para freios, mas o teste de qualificação final para estes materiais envolve extensos testes em veículos reais. Conforme afirma Blau, 2001, o desempenho de frenagem é afetado não só pelo material e pelo projeto da estrutura do veículo, mas também pelo comportamento do condutor, pela utilização do veículo, pelo estado de ajustamento dos componentes do freio, e pelo ambiente em geral no qual o veículo é conduzido. Adicionar a estas considerações as possíveis influências do sistema de controle de frenagem, freio motor e da aerodinâmica na roda, nenhum teste de laboratório pode simular as condições de condução com precisão.

Para reduzir os custos com material para qualificação e para facilitar a pesquisa, uma variedade de máquinas de testes em laboratório tem sido desenvolvida, que vão desde dinamômetros inerciais para testes em sistemas de freio reais até pequenas máquinas de atrito que podem ser instaladas sobre uma bancada. A quantidade de dados obtidos a partir desta ampla gama de testes varia muito, e os dados de atrito de um tipo de teste de fricção podem não se correlacionar diretamente com a de outro tipo. Soma-se a essa preocupação o fato de que muitos dos grandes dinamômetros são produzidos sob medida. Portanto, os dados para os diferentes materiais são geralmente classificados em termos relativos dentro de limites do método de teste utilizado, podendo haver concordância entre um método e outro.

2.5.1 Parâmetros que influenciam no desempenho dos materiais de fricção

Segundo Neuman e McNinch, 1983, são três as principais variáveis que influenciam o desempenho do atrito durante as frenagens: velocidade de deslizamento, pressão de contato e temperatura. De acordo com Neis, 2008, o coeficiente de atrito durante o processo de frenagem é influenciado por vários fatores: composição química e microestrutura dos materiais de fricção, formação do filme de fricção (terceiro corpo), pressão na interface de contato, velocidade de deslizamento entre o par de fricção, temperatura da superfície dos corpos atritados, condição de frenagem a seco e molhado e o histórico de frenagens do material.

Conforme Neis *et al.*, 2011b, há uma queda no atrito com o aumento da velocidade. O mesmo comportamento acontece pela influência da magnitude e distribuição da pressão de contato do par de fricção e de acordo com Desplanques *et al.*, 2006, quanto maior a pressão, numa mesma velocidade, menor o coeficiente de atrito.

Nas medições experimentais de fricção, os seguintes parâmetros precisam ser medidos com exatidão: força normal (pressão de contato), força de fricção (torque frenante) e deslocamento ou velocidade relativa entre os dois corpos. Por mais simples que esta metodologia pareça, não é trivial medir estes parâmetros. Em muitos experimentos tribológicos, as medições de fricção são complicadas pelas características vibratórias do equipamento utilizado nos ensaios.

2.5.2 Máquinas para ensaios de materiais de fricção para freios

Segundo Neis, 2008, existem diversos tipos de máquinas com a finalidade de ensaiar materiais de fricção utilizados em freios veiculares, cada qual visando atender especificamente a um (ou mais) tipos de teste, de acordo com suas características ou procedimentos e sem a necessidade de instrumentar um veículo.

As seções a seguir descrevem as máquinas mais comuns para ensaios de materiais de fricção em laboratório. Alguns testes envolvem velocidades constantes, mas outros envolvem desacelerações. O uso de múltiplas cargas de aplicações é comum, bem como é a medição da temperatura.

2.5.2.1 Máquina Chase

Segundo Neis, 2008, a primeira máquina Chase foi construída na década de 50 pelo corpo de engenheiros da *General Motors*. A máquina tipo Chase é usada para realizar testes SAE J661a. É constituída por um tambor rotativo com uma pastilha de 25,4 mm² de material de fricção pressionada contra o diâmetro interno do cilindro através de um sistema de ar pressurizado.

A Figura 2.7 apresenta em (a) o diagrama esquemático da Chase e em (b) um modelo comercial do equipamento.

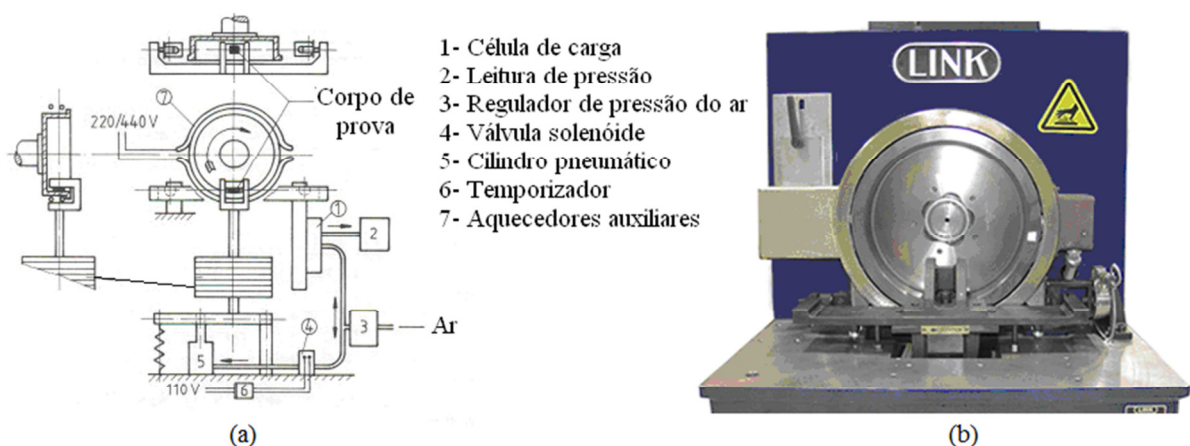


Figura 2.7 - Máquina Chase para ensaios com materiais de fricção. Em (a) diagrama esquemático da máquina Chase [adaptado de Zimmer e Teves, 1982], e em (b) um modelo comercial do equipamento [Fonte: www.linkeng.com, acessado em 12/04/2014].

O equipamento é capaz de funcionar no modo força normal constante ou modo entrada constante e no modo de força de fricção constante ou saída constante (novas versões da máquina). As máquinas do tipo Chase não possuem discos de inércia. Conforme Neis, 2008, as máquinas Chase permitem determinar as propriedades de fricção sob diversas condições de temperatura, velocidade e carga sendo, pois, capazes de gerar resultados que possam ser úteis nas etapas de pesquisa e desenvolvimento de novos produtos. Entretanto, Tsang *et al.*, 1985, afirmam que a Chase deve ser utilizada com cautela na área de pesquisa, uma vez que não correlaciona muito bem as condições reais que ocorrem nos veículos durante as frenagens.

Ainda de acordo com Neis, 2008, alguns modelos deste equipamento são capazes de produzir cargas (força normal ao corpo de prova) de até 2670 N, assim como uma temperatura máxima da ordem de 540 °C no tambor e uma velocidade de rotação de até 1200 rpm.

2.5.2.2 Máquina tipo FAST

Segundo Blau, 2001, a chamada FAST (*Friction Assessment and Screening Test*) foi desenvolvida nos anos 60 pela *Ford Motor Company* para o controle de qualidade de materiais de fricção. O ensaio FAST nasceu da necessidade de aproximar os testes com as condições reais de frenagens veiculares. Até então a maioria dos métodos de ensaios operavam no modo torque constante o que, conforme os autores, é significativamente diferente do que ocorre na prática durante as frenagens, pois, para haver uma maior aproximação com as condições reais de frenagem, a força de atrito deve ser mantida constante.

A FAST usa pequenos corpos de prova, com cerca de 6,35 mm², que atiram sobre a circunferência de um anel de teste com torque constante (a pressão do atuador é ajustada para manter o torque) durante 90 minutos. Segundo Neis, 2008, ela opera em dois modos distintos: entrada constante ou saída constante (mesma força de atrito).

A Figura 2.8 apresenta em (a) o diagrama esquemático da FAST e em (b) um modelo comercial do equipamento.

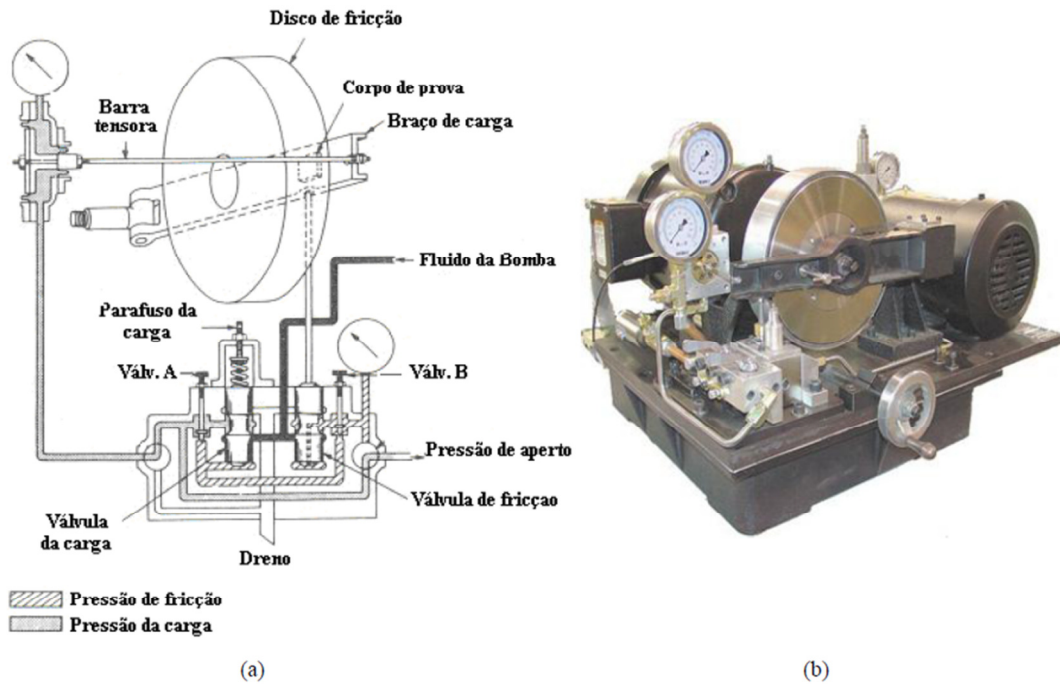


Figura 2.8 - Máquina FAST para ensaios com materiais de fricção. Em (a) diagrama esquemático da máquina FAST [adaptado de Zimmer e Teves, 1982], e em (b) um modelo comercial do equipamento [Fonte: www.linkeng.com, acessado em 14/04/2014].

A FAST não possui discos de inércia, pois foi projetada para ser utilizada no controle de qualidade. Blau, 2001, afirma que apesar da tentativa de alguns pesquisadores em usar esta máquina para avaliar novos materiais de fricção para veículos, a máquina FAST não reproduz as condições da estrada bem o suficiente para ser usada em pesquisa e desenvolvimento de novos materiais de fricção para freios.

2.5.2.3 Máquina Krauss

Essa máquina foi construída primeiramente por Erick Krauss, sendo muito utilizada na Europa para estudos de atrito e desgaste. É semelhante aos dinamômetros, porém este modelo não possui discos de inércia. Também utiliza a montagem de freios originais (como no dinamômetro) ao invés de pequenas amostras como na FAST ou na Chase, além de permitir rodar sistemas de freio a disco ou a tambor. A Figura 2.9 apresenta o diagrama esquemático da máquina tipo Krauss.

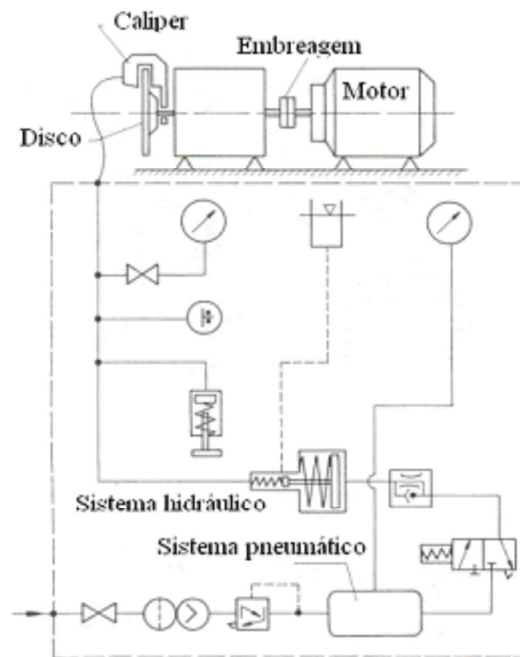


Figura 2.9 - Diagrama esquemático da máquina de teste de fricção Krauss [adaptado de Zimmer e Teves, 1982].

A Krauss possui ainda um sistema insuflador de ar (de vazão fixa) sobre o disco utilizado para simular o efeito da convecção existente nos sistemas de freios reais. A temperatura é medida na circunferência exterior do disco por um termopar de deslizamento. Similarmente à FAST e à Chase, a Krauss também tem a capacidade de conduzir testes de entrada constante ou saída constante [Neis, 2008].

2.5.2.4 Dinamômetro inercial

Os dinamômetros inerciais são atualmente os equipamentos mais utilizados para avaliar materiais de atrito. Seu princípio de funcionamento consiste basicamente no uso de um ou mais discos de inércia montados sobre um eixo para armazenar certa quantidade de energia, a qual deve então ser dissipada pelo material de fricção durante o teste. Os dinamômetros são montados com os sistemas de freio originais dos veículos e podem ser operados em modo inercial, utilizando discos de inércia para simular a energia cinética dos veículos, ou em modo de arraste, onde o motor elétrico fica ligado a uma velocidade ou torque constante durante a simulação da frenagem. A Figura 2.10 apresenta o diagrama esquemático de um dinamômetro inercial.

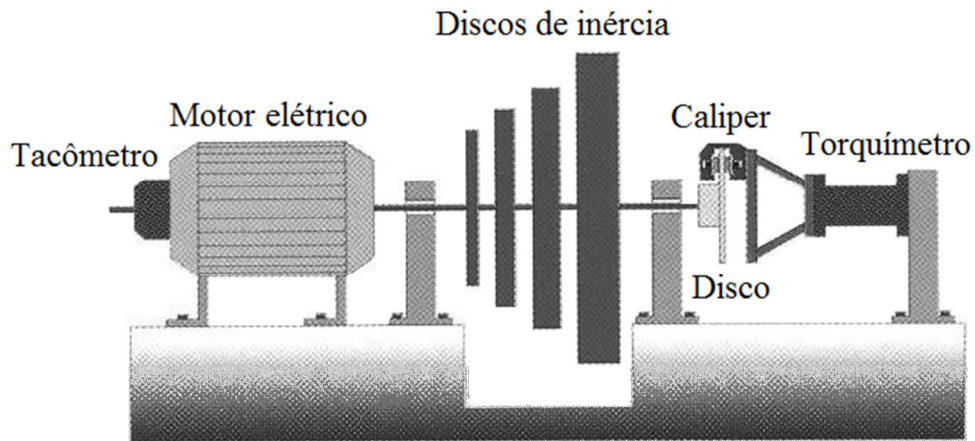


Figura 2.10 – Diagrama de um dinamômetro inercial [adaptado de Haynes Publishing, 1999].

Segundo Blau, 2001, os dinamômetros possuem variações para testes em escala real e em escala reduzida. Entretanto, este tipo de máquina não tem sido adequada para obter dados quantitativos de desempenho dos materiais devido às dificuldades ainda existentes para reprodução das condições reais dos veículos, sendo o dinamômetro inercial em tamanho real o equipamento que melhor simula as condições reais dos sistemas dos freios dos veículos quanto às características de desempenho e durabilidade.

As normas americanas FMVSS (*Federal Motor Vehicle Safety Standard*) para materiais de fricção para freios exigem o uso de dinamômetros inerciais em tamanho real nos ensaios. A norma FMVSS 121 identifica três características principais: eficácia, *fade*, e recuperação. Eficácia mede a eficiência de frenagem sob diferentes condições de pressão. *Fade* se refere à capacidade para desacelerar rapidamente em várias repetições (10 aplicações) sem a necessidade de exercer pressões muito elevadas, porém em altas temperaturas. A recuperação envolve 20 frenagens em taxas menores de aceleração sob uma pressão máxima permitida de 586 kPa (85 psi). A norma FMVSS 135 é uma tentativa de harmonizar as normas dos Estados Unidos com os testes de freios automotivos internacionais [Blau, 2001].

2.5.2.5 Tribômetro

Os tribômetros têm como principal objetivo servir como ferramenta para auxiliar nas pesquisas para compreensão do comportamento do coeficiente atrito frente às diferentes condições de operação [Neis, 2008]. Para gerar o deslocamento, dois movimentos básicos são usados: um movimento de oscilação linear (por exemplo, nos tribômetros alternativos com

configuração *sledge*) ou um movimento giratório (por exemplo, na configuração pino sobre disco), sendo que no movimento giratório é possível atingir altas velocidades relativas.

Segundo Neis, 2008, um tribômetro padrão, também conhecido como tribômetro pino sobre disco, é constituído por dois corpos de prova, um fixo (pino) e um rotor (geralmente um disco plano). O pino pode ser constituído de qualquer geometria ou material, sendo pressionado perpendicularmente contra o disco, formando uma superfície de deslizamento circular.

Ainda segundo Neis, 2008, os tribômetros para freio geralmente são providos de um projeto mais robusto, o que possibilita aplicação de cargas e velocidades de rotação mais altas do que um tribômetro padrão. Além disso, possuem instrumentação específica para análise dos resultados, constituída de pirômetros, termopares, transdutores de torque, entre outros. Porém, o princípio de funcionamento é basicamente o mesmo: um corpo de prova do mesmo material da pastilha a ser analisada é pressionado perpendicularmente a um disco de freio girante, formando uma superfície de deslizamento. Durante os ensaios, dados de temperatura, força normal e velocidade de rotação são adquiridos e/ou controlados por sistemas microprocessados de controle e automação, facilitando a realização dos ensaios em diferentes condições de frenagem, fazendo com que os tribômetros para freios sejam máquinas bastante versáteis.

A Figura 2.11 apresenta o diagrama esquemático do tribômetro para freios do Latrib da UFRGS.

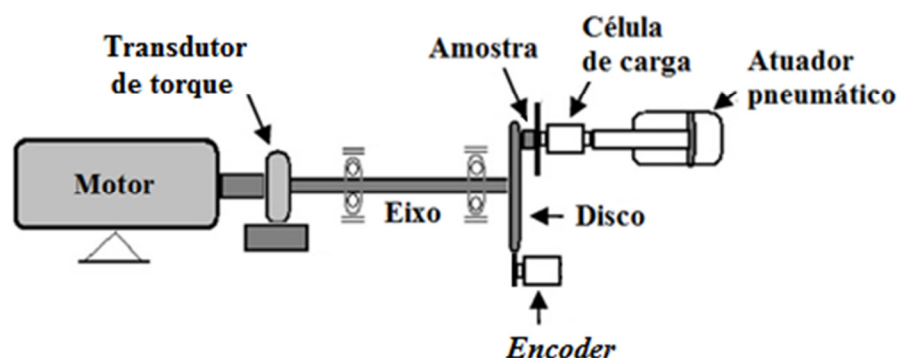


Figura 2.11 – Diagrama esquemático do tribômetro [adaptado de Neis *et al.*, 2011a].

Assim, através do estudo e entendimento dos mecanismos tribológicos envolvidos no desgaste e atrito, pode-se promover o aprimoramento dos materiais e/ou processos empregados na fabricação dos mais diversos tipos de materiais, inclusive aqueles utilizados

em freios veiculares. A possibilidade de pesquisa básica é uma das principais aplicações dos tribômetros para freios, conforme verificado em trabalhos da literatura [Neis, 2008].

2.6 Ruídos e vibrações em sistemas de freio automotivo

Sheng, 2008, afirma que quase toda a energia dissipada durante um processo de frenagem ocorre na forma de calor, e somente uma pequena parcela desta energia é irradiada na forma de som. No entanto, este som produzido pode causar ruídos indesejáveis. Na frenagem, o rotor e as pastilhas experimentam forças de contato normal e forças de atrito tangenciais em sua interface. Estas forças podem interagir e desenvolver vibrações severas.

As vibrações da pastilha de freio são transmitidas para o *caliper* e arredores, excitando outras ressonâncias no chassi do veículo. Ao longo dos anos, as vibrações e os ruídos nos discos de freio receberam vários nomes, em referência à forma do som gerado, como *moan*, *groan*, *creep groan*, *judder*, *squeak*, *squeal* e *wire brush*.

Desde que o conforto dos veículos tornou-se um fator importante para indicar a qualidade de um veículo, eliminar ou reduzir o ruído e a vibração da estrutura do veículo e de seus sistemas passou a ser uma vantagem competitiva no mercado automotivo. Com isso, além da necessidade de oferecer segurança, o material de atrito também é solicitado a apresentar características de conforto quanto ao ruído, pois atualmente o ruído de freio é um grande causador de reclamações de proprietários de automóveis.

De acordo com Sergienko *et al.*, 2008, as características vibro-acústicas de materiais de fricção, principalmente dos sistemas de freios de veículos, são fatores críticos que definem a sua competitividade. O ruído e as vibrações indesejáveis relacionados com a transferência e dissipação de energia mecânica é um problema tanto econômico quanto técnico. Como resultado do elevado nível de ruído e vibração, máquinas tendem a perder sua confiabilidade e durabilidade, juntamente com a qualidade. A Figura 2.12 mostra os principais fatores de projeto que afetam o índice de ruído e vibração do sistema de freio.

Segundo Bakar, 2005, os primeiros estudos sobre o ruído e as vibrações de freio tentavam identificar técnicas para eliminar e/ou reduzir o ruído e as vibrações e depois, gradualmente, foram focando em seus mecanismos de geração. Desde então, o problema de ruído e vibração de freio tem sido estudado com métodos experimentais, analíticos e computacionais, mas não há ainda nenhum método que possa eliminar completamente estes

problemas. Além disso, uma compreensão completa sobre o problema ainda não foi alcançada.

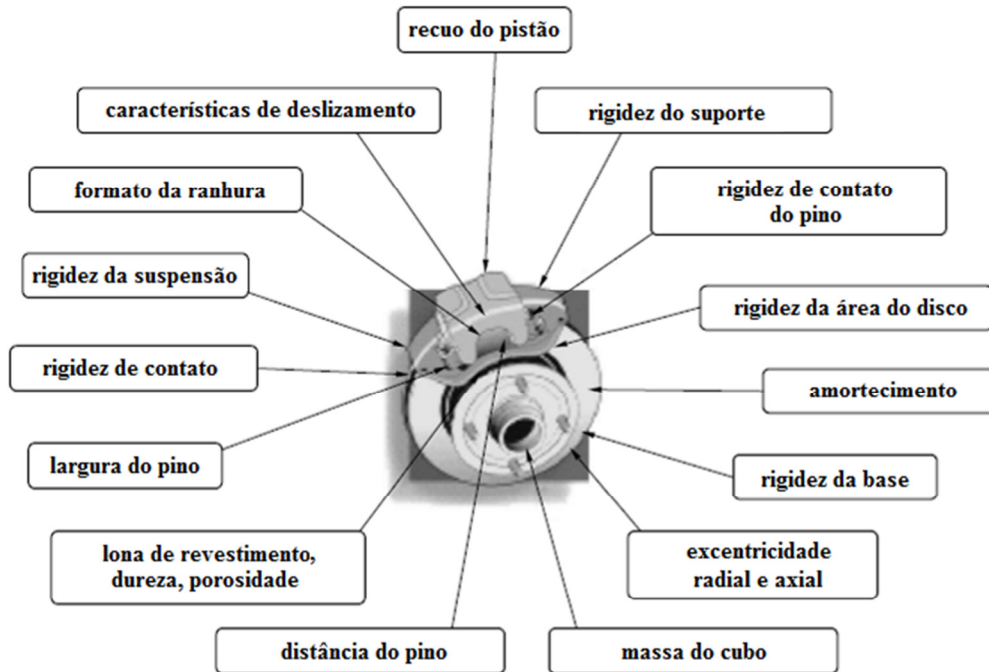


Figura 2.12 - Fatores que afetam o nível de ruído e vibração em sistemas de freio automotivo [adaptado de Sergienko *et al.*, 2008].

Matozo, 2006, afirma que o problema de ruído nos sistemas de freios é um dos maiores causadores de reclamações em garantia nos últimos anos. Estudos sobre ruídos em sistemas de freio vêm sendo realizados há décadas em todo o mundo e vários avanços foram obtidos. Contudo, ainda não se chegou numa solução definitiva para este problema.

Conforme Canali, 2002, diversas teorias utilizadas como tentativas para explicar o fenômeno da geração de ruído em sistemas de freio, assim como inúmeras tentativas de modelar matematicamente o problema, já foram propostas. O uso de métodos computacionais permitiu avanços na área de modelamento em relação aos modelos matemáticos, uma vez que permitem a inclusão de um número maior de variáveis. Mesmo assim, este assunto ainda está longe de ser esgotado.

Paralelamente ao campo teórico, investigações experimentais são fontes importantes de geração de conhecimento na área e diversas soluções para problemas de ruído de freio têm sido propostas a partir de resultados de investigações experimentais.

Segundo Crolla e Lang, 1991, os primeiros trabalhos experimentais sobre ruídos de freios foram particularmente relacionados com as teorias vigentes de *stick-slip* ou com a instabilidade da velocidade. Basford e Twiss, 1958, e Sinclair, 1955, quantificaram características de fricção em função da velocidade em baixas velocidades e oscilações de atrito produzidas em uma máquina de fricção de laboratório. Na tentativa de identificar mecanismos de *squeal*, Fosberry e Holubecki, 1955 e 1961, conduziram uma série de experimentos, utilizando dinamômetro de freio a disco. Já Gieck, 1965, estudou oscilações de fricção de baixa frequência em um freio real usando fotografia de alta velocidade.

Em todos estes trabalhos, os equipamentos foram projetados para abranger uma pequena faixa de rigidez, massa e parâmetros geométricos que podem, assim, ser correlacionados com parâmetros de modelos analíticos simples, com uma boa correlação resultante entre a experiência e a teoria. A relação entre estes parâmetros para um sistema de freio efetivo foi difícil de definir e, portanto, a utilidade das técnicas era gravemente limitada [Crolla e Lang, 1991].

As medições das vibrações de freios em sistemas reais sempre foram realizadas com o objetivo de proporcionar uma melhor descrição do sistema dinâmico e, possivelmente, o desenvolvimento de correções práticas. Um trabalho inicial foi realizado por Fosberry e Holubecki, 1955, utilizando transdutores de vibração distintos, mas a dificuldade foi experimentada na obtenção de uma boa descrição da vibração do disco em rotação.

Conforme Duffour, 2002, os estudos experimentais realizados em ruídos de freio são poucos e insuficientes. Grande parte das investigações experimentais são geralmente realizadas em um equipamento projetado para representar um modelo teórico (na maioria das vezes um sistema de pino sobre disco). Alguns bons trabalhos experimentais são realizados em conjuntos de freio reais.

Sergienko *et al.*, 2009, estudou os efeitos de vibração e ruído gerados durante a operação de pares de atrito em máquinas, usando os métodos experimentais e teóricos. As investigações experimentais envolveram ensaios de funcionamento e testes de bancada, enquanto que os estudos teóricos apresentam simulações analíticas e numéricas dos processos de vibração e acústicos.

Tanto o ruído de freio quanto a trepidação são problemas de vibração, embora as vibrações em frequências mais elevadas do sistema de freio manifestam-se como som audível, enquanto que as vibrações de baixa frequência associadas com a trepidação são sentidas através da estrutura do veículo. O ouvido humano é mais sensível a frequências entre 2 e 5 kHz, e os ruídos de freio nesta região são percebidos com maior frequência. Mas existem

problemas significativos na faixa desde algumas centenas de hertz a 20 kHz, o limite superior da audibilidade. Frequências de trepidação são tipicamente abaixo de 100 Hz e são geralmente mais sentidas do que ouvidas.

Segundo Sergienko *et al.*, 2008, as vibrações ressonantes auto-excitadas são consideradas as mais perigosas, onde as frequências dos modos de vibração e oscilações forçadas do sistema coincidem e são a principal causa de vibração e ruído em sistemas de atrito. Teoricamente, a amplitude de ressonância pode crescer continuamente em sistemas não amortecidos. Na prática, a dissipação de energia das oscilações sempre ocorre, pois os elementos do sistema possuem propriedades dissipativas, fazendo com que as amplitudes das oscilações cresçam até um limite determinado ou até que o componente mais fraco do sistema falhe.

2.6.1 Classificação dos tipos de ruído de freio

Segundo Canali, 2002, em se tratando de classificação de ruído de freio, não existe um padrão único de conceitos adotados, talvez pelo fato de que isto não seja o mais importante na descrição do ruído, mas sim o fato de se conseguir transmitir corretamente a ideia sobre que tipo de manifestação física está se tratando.

Crolla e Lang, 1991, explicam que o ruído de freio é na maioria das vezes o resultado de uma vibração auto excitada induzida pela fricção ou uma instabilidade dinâmica do freio. A característica fundamental é que um mecanismo de fornecimento de energia fica em fase com a resposta do sistema de freio, um efeito de retroalimentação positiva ocorre e o sistema fica instável, onde a amplitude de vibração, teoricamente, continua a crescer indefinidamente. Na prática, efeitos não lineares inevitáveis controlam a amplitude máxima e o sistema se estabelece em um ciclo de operação limite.

Crolla e Lang, 1991, afirmam ainda que os problemas de ruído e vibração em sistemas de freios são divididos basicamente em dois tipos fundamentais: vibração (*judder*) e ruído (de baixa e de alta frequência). No entanto, inevitavelmente alguns problemas de ruídos e vibrações de freio não se encaixam perfeitamente nestas categorias.

Abdelhamid *et al.*, 2001, seguindo os conceitos mais comuns encontrados na literatura, classificam os ruídos de freio em três tipos fundamentais: *judder*, ruído de freio de baixa frequência e *squeal*.

Sergienko *et al.*, 2008, afirmam que distinção entre diferentes tipos de ruído de freio é realizada de acordo com a faixa de frequência em que ocorrem.

Para Sheng, 2008, o *squeal* é um ruído estridente e muito desagradável, podendo ser dividido em *squeal* de baixa frequência e *squeal* de alta frequência. O *squeal* de baixa frequência ocorre na faixa de aproximadamente 1 kHz, e o *squeal* de alta frequência ocorre em faixas acima de 5 kHz.

O *groan* típico ocorre em baixas velocidades em condições de frenagem moderadas. O *groan* é causado por *stick-slip* que excita as ressonâncias de baixa frequência do sistema de freio. Este tipo de ruído pode ter uma faixa de espectro de 10 a 50 Hz e suas harmônicas se estendem até 500 Hz.

O *judder* é dependente da velocidade de rotação, pois as pulsações de deslocamento contínuas entre o rotor e as pastilhas podem ser ampliadas como uma vibração de baixa frequência cujas frequências são múltiplos inteiros da velocidade de rotação da roda. Ele pode transmitir ao chassi e direção e exibem-se em vibração e aspereza, ao invés de ruído.

Matozo, 2012, afirma que as principais categorias de ruídos de freio descritas por diversos autores, são: *creep groan*, *groan*, *moan*, *judder*, *wire-brush* e *squeal*.

2.6.1.1 Vibrações forçadas (*judder*)

Segundo Crolla e Lang, 1991, e Jacobsson, 2003, *judder* são vibrações induzidas forçadas que ocorrem em diferentes tipos de veículos. Sua frequência de vibração é diretamente proporcional a velocidade de rotação do disco de freio e, conseqüentemente, da velocidade do veículo. Segundo Sergienko *et al.*, 2008, a frequência de vibração do *judder* em geral cai na faixa de 5 a 60 Hz.

A frequência de *judder* reduz, portanto, durante a aplicação dos freios na desaceleração, embora o efeito máximo possa ocorrer ao longo de estreitas faixas de frequências fixas devido à amplificação de ressonâncias da suspensão da estrutura do veículo. A variedade de formas de *judder* reside nos vários mecanismos através dos quais a não uniformidade da força de atrito é produzida [Crolla e Lang, 1991].

Segundo Sergienko *et al.*, 2012, as vibrações forçadas de freios propagam-se na suspensão e em outras partes do veículo, a partir da fonte (par de atrito do sistema de freio) e são sentidas pelo condutor e pelos passageiros como vibrações locais do volante e do pedal do freio, ruídos de peças no compartimento de passageiros e ruído estrutural de baixa frequência. Este tipo de vibração afeta diretamente o conforto e, quando ele aparece, reduz o tempo de resposta do motorista influenciando, assim, a segurança do transporte. Sensações sonoras também são possíveis e a frequência dos ruídos geralmente são inferiores a 150 Hz.

Duas categorias principais aparecem na literatura sob a definição adequada de *judder*:

Cold judder: é causado por irregularidades geométricas devido à usinagem, montagem, desgaste irregular, corrosão irregular ou formação irregular do filme de atrito.

Segundo Jacobsson, 2003, normalmente, o *judder* é composto por uma combinação de *cold judder* e *hot judder*, e, portanto, os termos “*hot*” e “*cold*” são um pouco enganadores. Por exemplo, um alto nível de variação de espessura do disco (DTV - *Disk Thickness Variation*) irá induzir variação de atrito, uma vez que áreas localmente mais espessas do disco irão estar expostas a pressões de contato localmente mais elevadas e assim estas áreas se tornarão mais quentes. Além disso, essas áreas que se tornaram mais quentes irão se expandir ainda mais.

A DTV, resultante do desgaste não uniforme nas frenagens iniciais leva ao aparecimento de oscilações de torque que são percebidos no interior do veículo na forma de vibração ou tremor dos componentes internos e sistema de direção. A frequência das vibrações depende da velocidade de rotação da roda,

De acordo com Abdelhamid *et al.*, 2001, o *cold judder* ocorre sob condições de temperatura inicial de frenagem que não são elevadas o suficiente para provocar deformações no disco, de alterações químicas melhoradas termicamente no par de atrito, ou de instabilidade térmica do freio. Este limite de temperatura é geralmente em torno de 100 °C.

Conforme Canali, 2002, esta categoria de *judder* inclui não uniformidades na espessura, na forma ou na superfície de atrito do disco, causadas por problemas de fabricação (variação de espessura, empenamento, etc.) ou geradas durante o uso (desgaste irregular, desbalanceamento, etc.).

Hot judder: é o termo usado para o *judder* em condições de temperatura de frenagem acima do limite do *cold judder*. Esta categoria inclui mecanismos diferentes de excitação tal como a distorção de disco em temperaturas elevadas, depósitos excessivos de material de fricção sobre o disco que levam à formação de um filme irregular no disco, pontos quentes resultando na transformação química local do ferro fundido da estrutura perlítica para estrutura martensítica. Esta última forma de *hot judder* é descrita como instabilidade termo-elástica [Abdelhamid *et al.*, 2001].

Segundo Sergienko *et al.*, 2012, o aquecimento dos freios por fricção causa uma deformação térmica dos corpos em contato e afeta muito a distribuição da pressão no contato de fricção. Sob condições de aquecimento não estacionária em suficientemente elevadas velocidades de deslizamento, as variações nas características termo-elásticas do contato podem induzir instabilidade termo-elástica e, portanto, variação de torque por fricção de baixa frequência. Isto leva à produção e propagação intensiva de fissuras no disco de freio, devido a

mudanças cíclicas nas cargas mecânicas e térmicas. O *judder* pode ainda ser classificado com relação à ordem de frequência em que se manifesta (*low order judder* ou *high order judder*).

2.6.1.2 Ruído de freio de baixa frequência

Ruídos de baixa frequência geralmente se manifestam em som audível, nas frequências de até 1000 Hz. Neste tipo de ruído, ressonâncias do freio e do eixo do veículo estão presentes simultaneamente [Abdelhamid *et al.*, 2001].

A seguir são apresentados alguns dos vários tipos de ruído de baixa frequência que se manifestam em sistemas de freios.

Groan: vibração que envolve ressonância do freio e do eixo do veículo e dificilmente está relacionada à algum problema de mau funcionamento do sistema de freio. Geralmente ocorre abaixo de 100 Hz, ao final da frenagem quando o veículo já está em baixa velocidade, e está associada ao fenômeno do *stick-slip* ou à diminuição do coeficiente de atrito com a velocidade. Segundo Sergienko *et al.*, 2008, é o tipo de ruído gerado sobre a interação de atrito entre sólidos como resultado da relaxação dos modos de vibração. O *groan* do freio é gerado no final da frenagem, quando o freio é gradualmente liberado e um torque de arrasto é simultaneamente aplicado sobre a roda. A pressão no bloco de freio reduz, enquanto o torque na roda ultrapassa a força de frenagem, fazendo assim a roda girar com o deslizamento. O ruído *groan* é caracterizada pela presença no seu espectro de um grande número de harmônicas de alta vibração. Em contraste com o *cold e hot judder*, a frequência do *groan* é independente da velocidade de rotação da roda e ocorre dentro de uma faixa de 30 a 600 Hz. No *groan*, oscilações bruscas aparecem e são acompanhadas por ruído.

Creep groan: movimento intermitente decorrente do fenômeno de *stick-slip* em baixíssimas velocidades (na transição entre veículo parado e iniciando o movimento) ocasionando a excitação dos modos de vibração da suspensão e chassi do veículo. Manifesta-se na forma de ruídos e vibrações. Ocorre na faixa de vibração de 1 a 50 Hz [Matozo, 2012].

Moan: um outro tipo de vibração de baixa frequência. Refere-se à vibração e ruído causada por vibração de corpo rígido de componentes do sistema de freio e suspensão devido ao movimento de *stick-slip*. Varia de 100 Hz a 400 Hz durante a aplicação do freio a baixas velocidades [Matozo, 2012]. Segundo Sergienko *et al.*, 2008, o *moan* é gerado no movimento uniforme do carro em desaceleração (pressão constante sobre o bloco de freio). Assim como no caso do *groan*, no *moan* também ocorrem oscilações bruscas que são acompanhadas por ruído.

Outros tipos de ruídos de baixa frequência são citados por autores, mas como não são muito frequentes receberam pouca atenção e não são muito estudados, como é o caso dos ruídos listados abaixo:

Chatter: termo genérico usado para vibrações e ruídos de baixa frequência sem classificação definida.

Humming: representa os eventos de baixa frequência que ocorrem durante frenagens leves a altas velocidades.

Crunch: vibração de todo o veículo, excitada por *stick-slip* ao final de uma frenagem severa e de alta temperatura.

Squawk: é um ruído abaixo de 300 Hz, mas geralmente inofensivo. Embora muitos termos são usados para descrever ruídos e vibrações em baixas frequências, eles ainda não foram padronizados, e não são claramente distinguidos na literatura ou na prática.

2.6.1.3 Ruído de freio de alta frequência

Neste tipo de ruído, os componentes do sistema de freio entram em ressonância e as vibrações não se propagam através do eixo, pelo contrário, o ruído gerado no freio é transmitido até o motorista através do ar.

Segundo Matozo, 2012, os principais tipos de ruídos de alta frequência são: *squeal*, e *wire brush*, entretanto alguns autores, como Canali, 2002, citam ainda o *squeak* e o *squelsh*.

Squeal: É o tipo mais frequente de ruído de freio. Segundo Sergienko *et al.*, 2008, o *squeal* é definido como um ruído com níveis extremamente elevados de pressão sonora gerada na faixa de frequência entre 1 kHz e 4 kHz gerado por vibrações transversais de alta frequência dos blocos ou o disco de freio excitado por micro-oscilações do atrito. O *squeal* de alta frequência pode também ser o resultado de fenômenos de ressonância, no caso de oscilações forçadas de elementos de paredes finas de torque arrasto. A principal fonte de *squeal* é o disco de freio, cujas altas frequências de vibrações de flexão geram as ondas sonoras correspondentes.

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 do *squeal*. Se apresenta na faixa de frequência entre 8 e 20 kHz.

2.7 Vibrações induzidas por fricção

Vibrações induzidas por fricção são muito comuns no cotidiano das pessoas, pois ocorrem em inúmeros sistemas de ciência e engenharia. Por exemplo, pode-se citar: ruídos de freio de automóveis e motos, ruídos das rodas dos veículos ferroviários em curvas estreitas, ruídos de juntas robóticas, rangido de dobradiças da porta, ruído de giz no quadro-negro, etc.

Em muitos sistemas mecânicos, inclusive interface de atrito em alguns casos, a velocidade relativa dos corpos deslizantes podem sofrer grandes flutuações sob uma força de tração constante. A forma de onda dessa oscilação pode assumir várias formas, mas muitas vezes, consiste na alternância de duas fases distintas: travamento (sem movimento relativo) e deslizamento (movimento relativo). Este movimento é geralmente chamado de *stick-slip*.

Segundo Ko *et al.*, 2001, as características de fricção resultantes do movimento de uma superfície sobre outra podem influenciar fortemente o comportamento e a eficiência operacional de muitos sistemas físicos. No entanto, é muitas vezes um comportamento imprevisível do atrito nas superfícies de contato e, conseqüentemente, o movimento instável que afeta o desempenho final.

Vibrações induzidas por fricção, tais como ruídos de freio, derivam da energia que o atrito proporciona a um sistema e este é apenas um exemplo de ruído que o atrito entre superfícies pode produzir. O processo de frenagem é projetado para converter energia cinética em calor, mas, se por algum motivo, parte desta energia for convertida em vibração mecânica, e conseqüentemente energia sonora, surge então o problema do ruído em sistemas de freio.

O funcionamento dos sistemas de freio é baseado em fazer uso de forças de atrito que surgem entre corpos sob atrito. Durante o atrito, várias micro-oscilações ocorrem na superfície de contato dentro de uma ampla faixa de frequências. A amplitude destas micro-oscilações pode aumentar sob determinadas condições e resultar em instabilidade de atrito no nível micro. Esta instabilidade constitui uma fonte de energia de oscilações contínuas do sistema mecânico, ou seja, vibrações induzidas por fricção aparecem na interface de atrito. As vibrações ressonantes, quando as frequências dos modos de vibração e as vibrações forçadas do sistema coincidem, são consideradas as principais causas de vibração e ruído em sistemas de atrito [Sergienko *et al.*, 2008].

O *stick-slip* do material de atrito do freio está diretamente relacionado com o ruído e as vibrações de um sistema de freio de um veículo, porque deslizamentos intermitentes na

interface de atrito excitam a interface deslizante e causam instabilidades de atrito, tais como *creep groan*, em particular [Kim *et al.*, 2011].

A instabilidade dinâmica de sistemas de freio é causada por uma grande variedade de fatores que, em termos das abordagens utilizadas para eliminá-los, pode ser dividida em dois grupos: tribológicas e estruturais. Os fatores tribológicos incluem a instabilidade das forças de atrito na interface dos corpos de fricção devido às vibrações produzidas por *stick-slip* ou a imperfeição geométrica dos corpos em atrito; dependência do coeficiente de atrito sobre a pressão de contato e a sua distribuição sobre a superfície de atrito; ou a dependência decrescente do coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento. Fatores estruturais, incluindo a geometria, as características elásticas e de amortecimento dos elementos de freio, e as ligações internas e externas, governam as características dinâmicas do sistema de freio como uma complexa interação de todos os seus elementos. A instabilidade dinâmica causada por fatores estruturais está relacionada principalmente com a interação dos modos de vibração. Na prática, deve-se levar em conta qual o mecanismo dominante em um sistema particular [Sergienko *et al.*, 2009].

2.7.1 Ruído *creep groan*

Segundo Matoso, 2012, o *creep groan* é uma vibração induzida (auto-excitada) que ocorre nos sistemas de freio em baixas frequências, na faixa de 1 a 50 Hz e ocorre durante o acionamento do sistema de freio de um veículo em baixas velocidades e baixas pressões aplicadas.

O *creep groan* é um exemplo clássico de vibração auto excitada do sistema de freio, causada pelo fenômeno *stick-slip* na interface entre o material de fricção e o disco de freio [Kim *et al.*, 2011]. Segundo Fuadi *et al.*, 2010, a geração do *creep groan* nos freios é associada principalmente a dois fatores: a grande diferença ($\Delta\mu$) entre os coeficientes de atrito estático (μ_s) e dinâmico (μ_k) e a rigidez da estrutura que suporta o sistema de freio (rigidez do sistema), mas Yoon *et al.*, 2012, cita ainda um terceiro fator: a velocidade de deslizamento.

Conforme Fuadi *et al.*, 2009, a vibração de *creep groan* é o único movimento de *stick-slip* que ainda não está totalmente compreendido e uma possível forma de eliminar o *creep groan* em sistemas de freio é encontrar mais informação sobre a interação de vários parâmetros sensíveis e sua respectiva contribuição no evento. Os autores, afirmam ainda que os dinamômetros inerciais, que são utilizados em grande escala em pesquisas de materiais de fricção para freios, não possuem sensibilidade necessária para investigar o fenômeno da

geração do *creep groan*, pois sua ocorrência é determinada pela análise das características das vibrações quando do início do deslizamento. Por este motivo os autores propõem que a realização de estudos deste fenômeno sejam realizados em equipamentos específicos, que possibilitem a reprodução do *creep groan* assim como ocorre nos sistemas reais, e que estes equipamentos sejam versáteis o suficiente para permitir a análise dos efeitos de vários parâmetros relacionados, como por exemplo, rugosidade de contato, propriedades dos materiais, forças e rigidez da estrutura, além das características vibratórias do fenômeno.

2.8 O fenômeno do *stick-slip*

O fenômeno de *stick-slip* ocorre entre dois corpos que se deslocam lentamente em contato deslizante. Segundo Bhushan, 2002, o deslizamento de um corpo sobre outro, sob uma força de tração constante segue, às vezes, a uma velocidade constante ou aproximadamente constante, e em algumas ocasiões, as velocidades variam significativamente. Se a força de atrito (ou velocidade de deslizamento) não permanece constante em função do tempo e produz um tipo de oscilação, isto é chamado de fenômeno de *stick-slip*.

O termo *stick-slip*, foi criado por Bowden e Leben, em 1939, na Universidade de Cambridge, usando um aparato sensível de medição de deslocamento que produzia movimentos estáveis através de um sistema hidráulico, conforme mostra a Figura 2.13, e através da análise de microfotografias das superfícies de fricção, eles demonstraram as fases de agarramento (fase *stick*) e deslizamento (fase *slip*) que ocorrem na interface de contato entre dois materiais.

No aparato experimental utilizado por Bowden e Leben, 1939, mostrado na Figura 2.13, um movimento uniforme era imposto sobre a superfície P, em contato com a superfície Q, que gerava uma deflexão no eixo WW do braço de apoio, e o valor desta deflexão era então usado para calcular o valor da força de fricção.

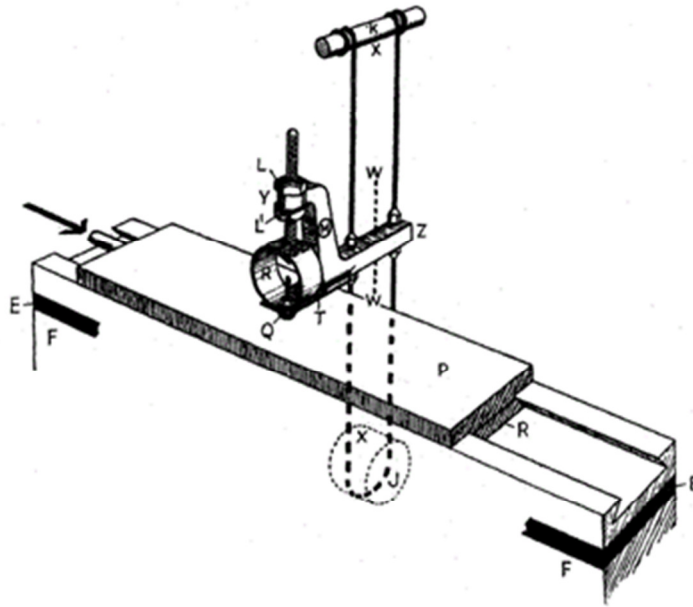


Figura 2.13 - Aparato experimental utilizado por Bowden e Leben durante seus experimentos sobre o fenômeno do *stick-slip* [adaptado de Bowden e Leben, 1939].

Bowden e Leben, 1939, observaram que a força necessária para manter o deslizamento entre dois corpos em atrito não é constante, e sofre rápida e grande flutuação, ou seja, o processo de deslizamento não é contínuo. Inicialmente dois corpos estão em contato, e sem movimento relativo entre si (fase *stick*), quando a força de atrito vai aumentando até que o valor da força seja grande o suficiente para superar a força de atrito estática, quando um rápido deslizamento ocorre na interface de contato (fase *slip*). O movimento relativo entre os corpos cessa novamente e o processo se repete indefinidamente.

Os gráficos da Figura 2.14 apresentam os resultados do coeficiente de atrito em função do tempo (crescente para a esquerda) para alguns dos ensaios realizados pelos autores com diferentes tipos de combinações de materiais de fricção: zinco e aço, chumbo e aço, estanho e aço e madeira e aço, todos em baixas velocidades.

Segundo Bowden e Leben, 1939, estas observações sobre o efeito do *stick-slip* na força de atrito mostram que as leis clássicas sobre o atrito podem ser consideradas apenas como uma aproximação grosseira.

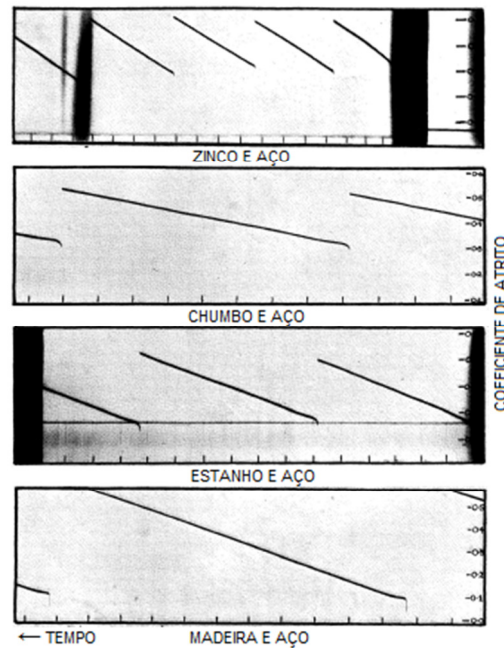


Figura 2.14 – Gráficos dos resultados obtidos por Bowden e Leben em seus experimentos sobre o fenômeno do *stick-slip* [adaptado de Bowden e Leben, 1939].

Geralmente, um padrão em dente de serra é observado na curva da força de atrito em função do tempo, durante o processo de *stick-slip*, conforme pode ser observado na Figura 2.15. O *stick-slip* usualmente surge quando o coeficiente de atrito estático é nitidamente maior do que o coeficiente de atrito dinâmico. Os eventos de *stick-slip* podem ocorrer repetidamente ou de forma aleatória.

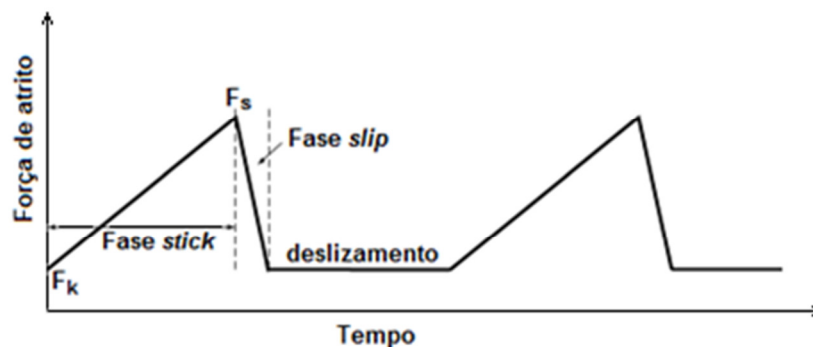


Figura 2.15 - Força de atrito (F_{at}) em função do tempo mostrando o comportamento do fenômeno do *stick-slip*.

O processo de *stick-slip* é um típico exemplo de oscilação induzida por atrito, observada em baixas velocidades de deslizamento e geralmente resulta em vibrações, que geram ruídos agudos ($\sim 0,6$ a 2 kHz) e rangidos ($< 0,6$ Hz) nos sistemas deslizantes. Na

maioria dos sistemas deslizantes as flutuações de velocidade de deslizamento (ou movimento instável), resultantes do processo de *stick-slip*, e ruídos e rangidos associados são considerados indesejáveis e medidas são normalmente tomadas para eliminar, ou pelo menos reduzir, a amplitude das oscilações [Bunshan, 2002].

2.8.1 Modelo simples para estudo do movimento de *stick-slip*

Segundo Ding, 2012, para experimentos simples que envolvem modelamento matemático do movimento de *stick-slip*, utiliza-se um bloco de massa m em repouso sobre uma correia transportadora que se move horizontalmente a uma velocidade constante V . Conforme mostrado na Figura 2.16, este sistema com um único grau de liberdade é empregado como um modelo mecânico de sistemas com atrito. O deslocamento do bloco é indicado por u , que é definido de tal modo que $u = 0$ corresponde ao estado onde não há tensão na mola.

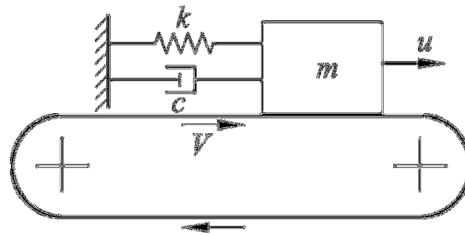


Figura 2.16 - Típico sistema para estudos sobre o fenômeno do *stick-slip*. [Ding, 2012].

Coforme Ding, 2012, a força de atrito é considerada como uma função da velocidade relativa entre o bloco e a correia transportadora. Conseqüentemente, a equação diferencial de movimento do sistema é a seguinte:

$$m\ddot{u} - F_{at}(\dot{u} - V) + ku = 0 \quad (2.2)$$

Onde m é a massa do bloco deslizante, \ddot{u} , \dot{u} e u representam a aceleração, a velocidade e o deslocamento do bloco em relação à correia, respectivamente. F_{at} é força de atrito, V é a velocidade da correia e k é o coeficiente rigidez da mola.

É conveniente introduzir uma nova variável x para substituir u através da equação:

$$x = u - \frac{1}{k} F_{at}(-V) \quad (2.3)$$

O que significa que a posição do bloco agora é medida a partir da sua posição de equilíbrio sob a ação combinada da força da mola e as forças de atrito. A equação diferencial de movimento é reduzida a:

$$m\ddot{x} - F(\dot{x}) + kx = 0 \quad (2.4)$$

Com,

$$F(\dot{x}) = -F_{at}(\dot{x} - V) + F_{at}(-V) \quad (2.5)$$

A função $F(\dot{x})$ terá a forma representada pelo gráfico da Figura 2.17, se o valor de V não for muito alto. É importante que a inclinação desta curva seja negativa na origem. Este requisito pode ser satisfeito apenas se a força de atrito entre o bloco e a correia diminuir numericamente com o aumento de V .

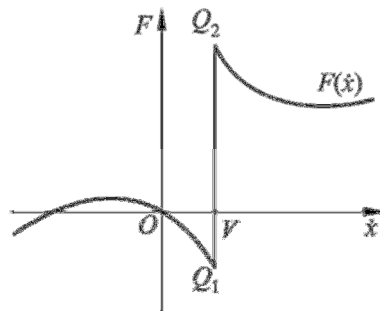


Figura 2.17 - Configuração da função $F(\dot{x})$.

2.9 O *stick-slip* nos sistemas de freios automotivos

O movimento de *stick-slip* ocorre quando a pressão dos freios é lentamente aliviada e o veículo começa a entrar em movimento, fazendo com que sinais de *stick-slip* apareçam entre o disco e as pastilhas de freio. Neste momento, a pressão do sistema de freio ainda é alta para permitir com que o disco gire livremente, criando as condições para ocorrência do *stick-slip* [Fuadi *et al.*, 2009].

Segundo Jang e Fash, 2001, o processo de *stick-slip* geralmente acompanha oscilações da força de atrito e é responsável pelo ruído e vibração nos rolamentos, *creep groan*, solavancos nos sistemas de freios e vários outros movimentos intermitentes indesejáveis em elementos deslizantes de máquinas. Ainda segundo os autores, duas abordagens práticas vêm sendo realizadas para eliminar o fenômeno de *stick-slip*. A primeira é mudar as propriedades do sistema, como o amortecimento, rigidez, etc. A segunda é diminuir a oscilação do atrito na interface de fricção através da cobertura do disco com filmes de lubrificantes sólidos e isto pode ser obtido também alterando os ingredientes do material de fricção.

O *stick-slip* do material de fricção do freio está relacionado ao ruído e vibração do sistema de freio no veículo, pois movimentos de deslizamentos intermitentes na interface de fricção excitam a interface de deslizamento e causam instabilidade na fricção, como o *creep groan*.

Segundo Lee *et al.*, 2012, em geral, as vibrações de baixa frequência estão ligadas ao *stick-slip* na superfície de contato, enquanto as altas frequências de vibração auto-excitadas estão relacionadas à geometria do sistema de deslizamento e seus sistemas harmônicos.

2.9.1 Fatores que influenciam na ocorrência do *stick-slip*

Rigidez de contato: Quanto maior a rigidez de contato, maior a ocorrência de *stick-slip* [Fuadi *et al.*, 2010]. Nos casos de vibrações induzidas por fricção produzidas durante a aplicação de freios, a topografia da superfície e a rigidez de contato devem ser consideradas como importantes parâmetros que afetam a instabilidade dinâmica do componente de deslizamento [Lee *et al.*, 2012]. A rigidez de contato está estritamente relacionada à rugosidade da superfície e então, um controle preciso da rigidez de contato é indispensável para prevenir instabilidade indesejada durante o deslizamento.

Rigidez do sistema: a ocorrência do *stick-slip* é favorecida em sistemas que apresentam baixa rigidez estrutural, somada a velocidades de deslizamento relativamente baixas. Assim, aumentando a rigidez do sistema, a intensidade do *stick-slip* diminui [Fuadi *et al.*, 2010].

Velocidade de deslizamento: a ocorrência de *stick-slip* é mais frequente em baixas velocidades de deslizamento, ou seja, na medida em que a velocidade de deslizamento aumenta, a ocorrência do *stick-slip* diminui [Fuadi *et al.*, 2010].

Força normal: quanto maior a força normal aplicada, maior o ruído gerado, e consequentemente o fenômeno do *stick-slip* é mais evidente. A rigidez de contato aumenta

com o aumento da força normal aplicada. Com isso, quanto maior a força normal, maior a ocorrência do *stick-slip* [Fuadi *et al.*, 2009].

Rugosidade da superfície de contato: a geração do *creep groan* é sensível à rugosidade da superfície. Uma superfície mais lisa leva a uma maior rigidez do contato, e, para a mesma força normal, quanto mais rugosa a superfície de contato, menor a rigidez de contato [Fuadi *et al.*, 2010]. Assim, quanto maior a rugosidade da superfície, menor a ocorrência do *stick-slip*.

Dureza do material de fricção: Aumentando a dureza do material de fricção, aumenta a amplitude das oscilações de torque e das vibrações do sistema de freios, e materiais com baixa dureza apresentam significativa redução nas amplitudes de torque frenante e de vibração [Sergienko *et al.*, 2008]. A variação no coeficiente de atrito está diretamente relacionada à dureza do material de atrito [Kim *et al.*, 2011].

Compressibilidade do material de fricção: a compressibilidade do material deve ser a máxima possível, para proporcionar um contato mais uniforme, evitando instabilidades termoelásticas, aumentando a probabilidade de ruído *squeal* neste caso. A relação entre o valor de vibração forçada e a compressibilidade de materiais de fricção modernos é não-linear. Isto é parcialmente atribuída ao fato de que a rigidez do material cresce gradualmente com o aumento da carga de compressão [Sergienko *et al.*, 2012].

A relação dos fatores citados acima com a ocorrência do *stick-slip* estão resumidos na Tabela 2.1, mostrada abaixo.

Tabela 2.1 - Influência dos parâmetros na ocorrência do *stick-slip*.

Parâmetro	Influência na ocorrência do <i>stick-slip</i>
Rigidez de contato	(+)
Rigidez do sistema	(-)
Velocidade de deslizamento	(-)
Força normal	(+)
Rugosidade da superfície de contato	(-)
Dureza do material de fricção	(+)
Compressibilidade do material de fricção	(-)

O sinal (+) significa que o parâmetro favorece a ocorrência do fenômeno do *stick-slip*, enquanto que o sinal (-) significa o parâmetro diminui a ocorrência do fenômeno do *stick-slip*.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Em ensaios realizados anteriormente pelo grupo do Latrib cujos resultados foram publicados em um artigo [Franceschini *et al.*, 2013], foi evidenciado que a análise da resposta vibratória nos ensaios de *stick-slip* apresenta resultados relevantes que devem ser considerados em um estudo de caracterização de materiais de fricção. Porém, não foi possível estabelecer uma boa correlação entre os dados obtidos nos ensaios para demonstrar como estes resultados podem ser utilizados.

Neste trabalho foram implementados os mesmos métodos de ensaio que foram usados pelo grupo em 2013, entretanto desta vez os dados foram analisados com mais profundidade, tentando encontrar uma forma de como correlacionar a energia dissipada pelo sistema durante cada evento de deslizamento e a resposta da vibração durante os ensaios.

3.1 Materiais utilizados

Para a realização deste trabalho, foram preparados seis materiais de fricção, produzidos pela empresa Fras-le, de Caxias do Sul (RS), fabricante de materiais de fricção para freios automotivos.

Os seis materiais foram produzidos a partir de um material comercial, sendo que um deles foi o próprio material original, identificado neste trabalho pelo código 635/0, e os outros cinco foram obtidos através de variações realizadas na composição deste material.

Cada uma das cinco variações do material 635/0 geraram os diferentes materiais para os testes, identificados neste trabalho pelos códigos 635/1, 635/2, 635/3, 635/4 e 635/5, e o material original ficou com o código 635/0. O código 635 que precede as identificações dos materiais se refere à codificação utilizada pelo fabricante em seus próprios testes de pesquisa e desenvolvimento.

Os resultados obtidos nos ensaios visam caracterizar o material como um todo, sem entrar no mérito da contribuição individual de cada componente presente no material para o resultado do ensaio. O critério para escolha destes materiais foi utilizar o conhecimento baseado na experiência de campo e estudos realizados anteriormente no Latrib quanto à ocorrência de vibração e ruído de baixa frequência.

3.2 Corpos de prova

A partir dos materiais disponíveis, foram confeccionados os corpos de prova que seriam utilizados na execução dos ensaios, de modo que seu formato ficasse de acordo com o modelo descrito por Neis, 2008, o qual determinou as dimensões adequadas para os corpos de prova a serem utilizados nos ensaios com o tribômetro por ele desenvolvido.

Baseado nas considerações levantadas por Neis, 2008, os corpos de prova utilizados foram confeccionados a partir de pastilhas de freio reais, com formato cilíndrico, com altura de 11 mm e diâmetro de 18 mm. A Figura 3.1 mostra o formato final dos corpos de prova utilizados nos ensaios.



Figura 3.1 - Formato e dimensões principais dos corpos de prova utilizados nos ensaios.

Com este formato, os corpos de prova possuem uma área de contato nominal de aproximadamente 2,54 cm².

3.3 Tribômetro utilizado

O tribômetro utilizado nos ensaios de caracterização dos materiais de fricção foi o modelo disponível no Latrib da Escola de Engenharia da UFRGS, inicialmente desenvolvido por Neis, 2008 e posteriormente aprimorado por Neis, 2013.

Um sistema de aquisição de dados e controle em tempo real gerencia todos os processos que são realizados pelo tribômetro, e os principais parâmetros dos ensaios são obtidos a partir de sensores previamente instalados no equipamento.

Segundo Balotin, 2010, o tribômetro desenvolvido por Neis, 2008, é capaz de utilizar em escala, condições semelhantes às que ocorrem em veículos, além de:

- Controlar cada um dos parâmetros de operação durante os ensaios;
- Realizar ensaios com um aparelho de atuação próprio, independente do sistema de freio. Dessa forma, um material de fricção pode ser diretamente comparado com outro, sem a influência do *caliper* e do disco (no caso do freio a disco);
- Desempenhar ensaios em escala;
- Realizar a troca de amostras e demais ajustes em um intervalo de tempo menor que cinco minutos;
- Realizar frenagens tanto com velocidade constante (semelhante a FAST), quanto com desaceleração (semelhante ao dinamômetro inercial).

A Tabela 3.1 apresenta as principais características do tribômetro utilizado nos ensaios.

Tabela 3.1 – Características técnicas do tribômetro desenvolvido por Neis, 2008.

Força normal máxima	2500 N
Geometria e dimensão do corpo de prova	Cilíndrico, diâmetro de até 25 mm
Pressão máxima de contato	7 MPa
Raio efetivo	27 ~ 54 mm
Velocidade máxima	17 m/s (4000 rpm)

3.4 Aquisição dos dados da resposta da aceleração da vibração

O estudo da resposta da aceleração da vibração em ensaios de *stick-slip* em pastilhas de freio automotivo, realizados em bancadas de laboratório vem sendo objeto de estudo de alguns pesquisadores, como por exemplo, Fuadi *et al.*, 2009 e 2010, e Franceschini, 2013.

Fuadi *et al.*, 2010, evidenciaram que o sinal da aceleração da vibração durante a ocorrência de *stick-slip* é mais perceptível se for medida no sentido tangencial ao movimento de deslizamento do par tribológico. O aparato utilizado por eles consiste de uma placa metálica plana e retilínea que representa o disco de freio, presa por um sistema pneumático que representa o *caliper*. Na parte inferior da placa foi preso um peso morto, conforme mostra a Figura 3.2.

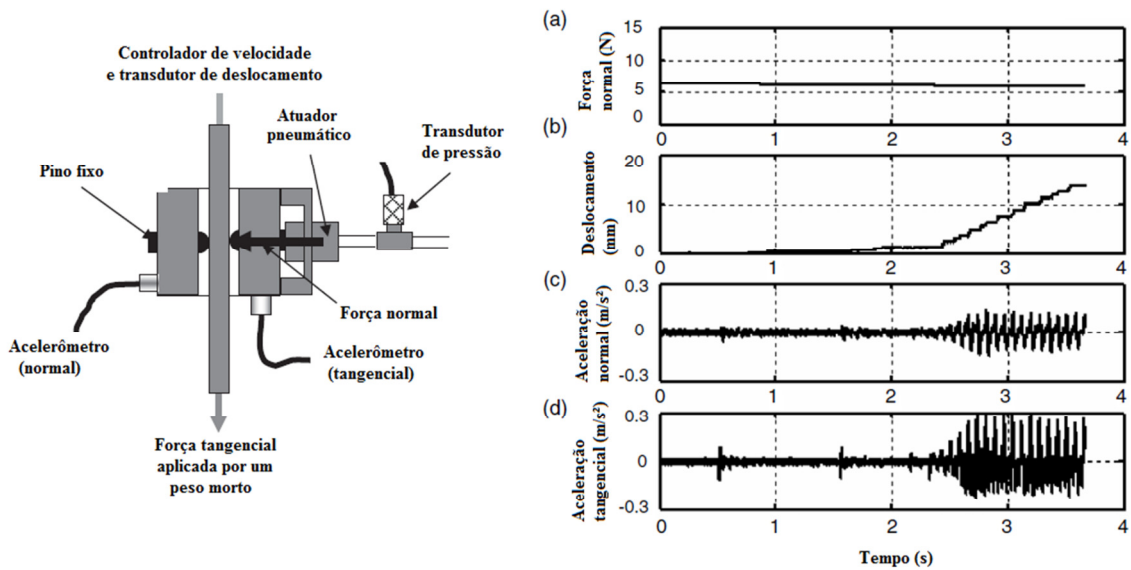


Figura 3.2 – Aparato utilizado por Fuadi *et al.*, 2010, e a resposta obtida [adaptado de Fuadi *et al.*, 2010].

Durante a realização dos ensaios, a força normal que sustenta a placa era aliviada gradativamente conforme o gráfico (a). À medida em que a força normal era aliviada, a placa se deslocava conforme o gráfico (b) e as acelerações das vibrações normal e tangencial ao sentido do movimento da placa são representadas nos gráficos (c) e (d), respectivamente.

Com base nos resultados obtidos por Fuadi *et al.*, 2010, foi instalado um acelerômetro sobre o suporte onde é fixada à pastilha do material de fricção a ser testado, de modo a captar a vibração tangencial ao sentido da rotação do disco, conforme mostra a Figura 3.3.

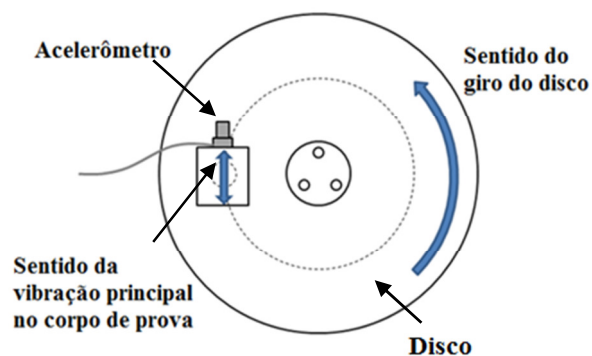


Figura 3.3 – Sentido da vibração adquirida pelo acelerômetro durante os ensaios.

A Figura 3.4 mostra como ficou a montagem final do acelerômetro sobre o suporte do corpo de prova da pastilha de freio a ser ensaiada no tribômetro.

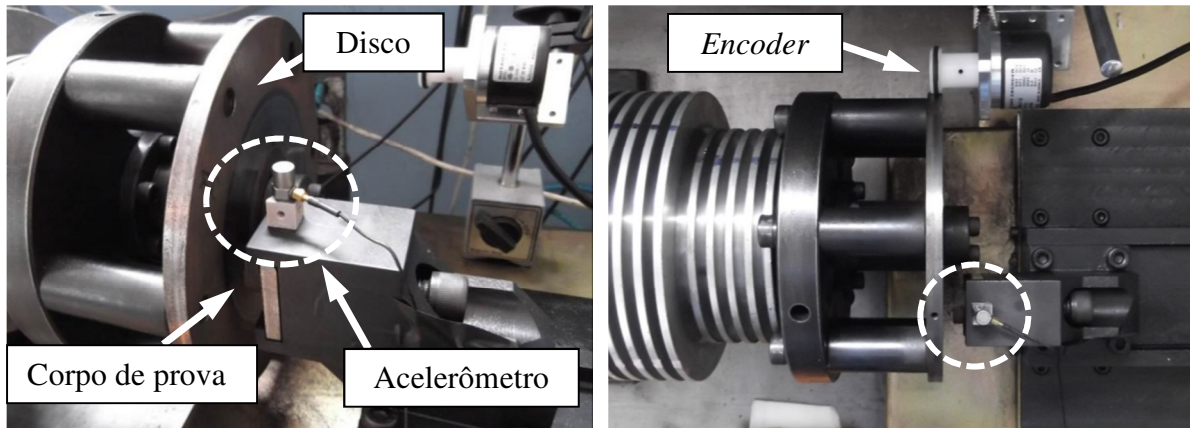


Figura 3.4 - Posicionamento do acelerômetro sobre o suporte da corpo de prova do tribômetro. Vista em perspectiva (esquerda) e vista superior (direita).

Os sinais foram adquiridos através de um módulo de aquisição de dados da marca Lynx modelo DLG4000, mostrado na Figura 3.5. Este módulo possui configuração por software específica para suportar vários tipos de sensores, entre eles, sensores tipo IEPE (*Integrated Electronics Piezo Electric*) também conhecidos pelos nomes dos proprietários ICP®, Isotron®, Deltratron®, Piezotron®.



Figura 3.5 – Módulo de aquisição de dados modelo DLG4000, da fabricante Lynx.

A Tabela 3.2 apresenta as características do módulo de aquisição de dados DLG4000.

Tabela 3.2 - Características do módulo de aquisição de dados DLG4000.

Frequência de amostragem máxima	12000 Hz
Canais	8
Resolução	16 bits
Temperatura de operação	0 a 65 °C

O software utilizado para a aquisição dos dados da resposta da aceleração da vibração foi o AqDados e o processamento destes dados foi realizado no software AqDAnalysis, ambos da empresa Lynx.

3.4.1 Acelerômetro utilizado

O acelerômetro utilizado nos ensaios para aquisição da resposta da aceleração da vibração dos materiais foi obtida com a utilização de um acelerômetro piezelétrico, da marca Bruel & Kjaer, modelo DeltraTron® Type 4513, do tipo CCLD (*Constant-Current Line Drive*), com sensibilidade de $1,018 \text{ mV/ms}^{-2}$ ($9,98 \text{ mV/g}$).

O acelerômetro Type 4513 é um acelerômetro piezelétrico de cisalhamento com eletrônica integrada (IEPE), ou seja, possui um circuito de amplificação do sinal embutido. Este modelo possui uma resolução elevada, dando uma excelente relação sinal-ruído e sua sensibilidade é expressa em termos de tensão por unidade de aceleração (mV/ms^{-2}). A Figura 3.6 ilustra o modelo de acelerômetro utilizado nos ensaios.

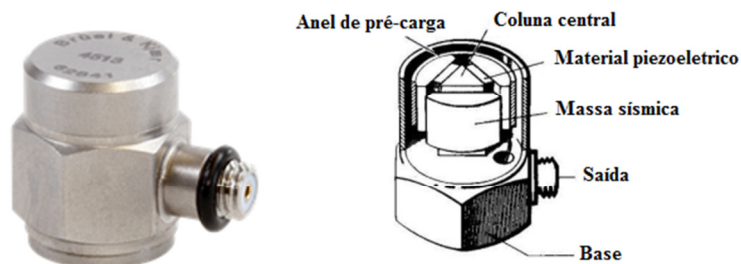


Figura 3.6 - Modelo de acelerômetro piezoelétrico de cisalhamento [adaptado de Serridge e Licht, 1987].

A Tabela 3.3 apresenta as principais características do acelerômetro piezelétrico utilizado para medição da aceleração da vibração gerada nos ensaios.

Tabela 3.3 - Características do acelerômetro Brüel & Kjaer Type 4513, utilizado nos ensaios.

Frequência de utilização	1 a 12000 Hz
Sensibilidade	10 mV/g
Temperatura de operação	-51 a 121 °C
Nível de ruído residual na faixa específica de frequência (RMS) ±	0,4 mg
Frequência de ressonância	32 kHz

Na concepção de cisalhamento, peças de material piezelétrico são dispostos nas laterais de um poste central de forma distribuída. Este modelo confere um elevado grau de linearidade, e excelente imunidade à flexão da base e flutuação de temperatura. O sinal é adquirido e amplificado no amplificador incorporado ao próprio acelerômetro.

3.4.2 Determinação da taxa de aquisição

Para se obter uma resposta confiável da aceleração da vibração, é necessário realizar a aquisição dos dados a uma taxa que garanta uma boa resolução da resposta da vibração. A determinação da taxa de aquisição que seria utilizada nos ensaios foi realizada previamente de forma a encontrar a menor taxa de aquisição necessária para que fosse possível captar a resposta da vibração dos ensaios com uma resolução adequada.

Para isso, foi realizado um ensaio prévio e a aquisição de um sinal de vibração similar ao que seria captado nos ensaios posteriores, utilizando uma placa de aquisição da marca Briel & Kjaer Type 3053 e o *software* Pulse LabShop, também da mesma empresa. Neste teste, o sinal foi adquirido a uma taxa de aquisição de 12 kHz, e com o auxílio do *software* Pulse Reflex, da Briel & Kjaer, este sinal foi convertido para taxas menores de aquisição, desde a mais baixa possível (512 Hz) e aumentando gradativamente até que a diferença entre os sinais da vibração fosse menor que 5 %. Um resumo dos resultados obtidos é mostrado na Tabela 3.4.

Tabela 3.4 - Tabela de convergência para seleção da taxa de aquisição dos dados.

Ponto [s]		512 Hz		1024 Hz		2048 Hz		4096 Hz		8192 Hz	
		Valor lido [m/s ²]	Valor lido [m/s ²]	Diferença em rel. a 512 Hz	Valor lido [m/s ²]	Diferença em rel. a 1024 Hz	Valor lido [m/s ²]	Diferença em rel. a 2048 Hz	Valor lido [m/s ²]	Diferença em rel. a 4096 Hz	
58,7	Máx.	0,69	4,27	84%	8,86	52%	14,22	38%	14,22	0%	
	Mín.	-0,99	-4,42	78%	-8,31	47%	-11,03	25%	-11,04	0%	
65,6	Máx.	1,01	3,04	67%	6,07	50%	9,58	37%	12,00	20%	
	Mín.	-0,58	-2,81	79%	-8,00	65%	-8,37	4%	-9,41	11%	
73,2	Máx.	1,13	3,11	64%	8,03	61%	12,75	37%	12,74	0%	
	Mín.	-0,65	-4,05	84%	-5,78	30%	-9,99	42%	-10,00	0%	
79,5	Máx.	0,57	3,55	84%	8,79	60%	8,74	1%	8,73	0%	
	Mín.	-0,52	-3,59	86%	-6,97	48%	-11,11	37%	-11,11	0%	
85,6	Máx.	0,8	3,71	78%	5,75	35%	6,69	14%	6,84	2%	
	Mín.	-0,65	-2,74	76%	-6,26	56%	-8,47	26%	-8,47	0%	
Desvio médio		-	-	78%	-	50%	-	26%	-	3%	

Na Tabela 3.4, a coluna denominada “ponto” representa o instante de tempo, em s, em que cada pico do sinal da vibração ocorre.

Ao fazer uma análise de um mesmo pulso de vibração em diferentes taxas de aquisição, foi observado que, para uma determinada frequência, o sinal da vibração é completamente registrado pelo sensor e captado pelo sistema de aquisição.

Com isso, obteve-se que o desvio médio dos resultados obtidos com a taxa de 4096 Hz em relação à taxa de 8192 Hz foi de 3 %, o que foi considerado aceitável como critério de parada da curva de convergência, e assim, chegou-se à conclusão de que a taxa de aquisição a ser utilizada para leitura da resposta de vibração nos ensaios de frenagem em tribômetro deve ser de pelo menos 4096 Hz.

A Figura 3.7 representa graficamente o efeito da taxa de amostragem ao representar as curvas da resposta da aceleração da vibração. Com este gráfico é possível observar que a diferença entre a taxa de 4096 Hz e a taxa de 8192 Hz não é significativa.

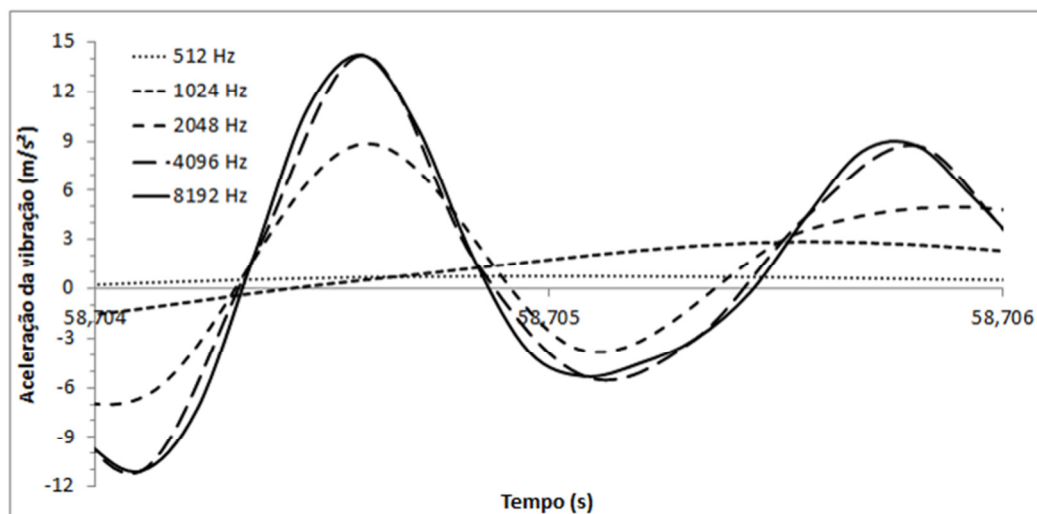


Figura 3.7 - Gráfico da resposta de um mesmo pico de vibração para cinco diferentes taxas de amostragem, em um intervalo de tempo de 0,002 s (linhas suavizadas).

Com esta análise, optou-se então pela taxa de amostragem de 4096 Hz para o tratamento dos dados dos ensaios, pois com isso consegue-se boa exatidão, com desvio de aproximadamente 3 %, e com tempo computacional de processamento cerca de 80 % menor em comparação à taxa de 8192 Hz.

3.5 Metodologia do ensaio de caracterização

Segundo Balotin, 2010, caracterizar um material de fricção é medir seu comportamento frente às diferentes variáveis de operação (pressão de contato, velocidade de deslizamento e temperatura) e desgaste. Existem diversas metodologias de ensaio, sendo que até algumas montadoras de automóveis desenvolvem procedimentos próprios para certificarem os materiais de fricção que fazem parte de seu produto final.

Neste trabalho, os ensaios foram realizados de acordo com uma metodologia já definida pelo Latrib e que vem sendo aprimorada ao longo dos últimos meses, denominada de metodologia estática. Nesta metodologia a força normal exercida sobre o corpo de prova e a velocidade de deslizamento do disco são mantidas constantes durante a execução de cada ensaio.

A força normal que é aplicada pelo sistema é medida através de um transdutor de força (célula de carga) instalado entre o cilindro do atuador pneumático e o corpo de prova. A pressão do pistão pneumático é controlada por uma válvula proporcional de pressão, comandada por tensão (0 a 10 V) e capaz de modular a pressão na faixa de 0 a 0,6 MPa (0 a 6 bar).

Neste procedimento de ensaio, o torque é aplicado pelo servomotor elétrico e medido através de um sistema composto por um transdutor de torque ligado a um condicionador de sinais.

Na versão mais recente do tribômetro, atualizada por Neis, 2013, foi instalado um *encoder* auxiliar, externo a malha de controle do servomotor, com resolução de 5000 pulsos/revolução que foi acoplado junto ao perímetro externo do disco de freio por meio de uma pequena roda, constituída de material plástico de baixo escorregamento. Este *encoder* é responsável pela medição da posição/giro do disco durante os ensaios.

A partir da inclusão do *encoder* auxiliar ao tribômetro foi possível a realização de ensaios sob condição de baixa velocidade, da ordem de 0,4 rpm, que são as condições típicas para a ocorrência de fenômenos vibratórios induzidos por fricção, tais como *stick-slip* e oscilações harmônicas.

O tribômetro conta ainda com sensores de temperatura do disco, mas as medições da temperatura não foram levadas em consideração neste trabalho por se tratar de ensaios realizados em baixas rotações e à temperatura ambiente.

Adicionalmente, para a execução deste trabalho, foi instalado ainda um sensor de vibração sobre o suporte do corpo de prova, para adquirir a resposta vibratória durante a execução dos ensaios de *stick-slip*, conforme descrito no capítulo seguinte.

Antes de iniciar os ensaios em cada material, alguns procedimentos foram tomados para que cada ensaio fosse realizado aproximadamente nas mesmas condições, diminuindo as incertezas nos resultados obtidos em cada ensaio. Os procedimentos pré-ensaios foram: lixamento e assentamento.

3.5.1 Etapa de lixamento

Na etapa de lixamento, o disco foi lixado até que a rugosidade média (R_a) da superfície de contato, medida com um rugosímetro, fosse de no máximo de $0,2 \mu\text{m}$. As medidas de rugosidade foram feitas em relação ao parâmetro de rugosidade média (R_a). Após definidos os parâmetros de “*cut-off*” e “comprimento de avaliação”, em respectivamente $5 \times 0,8 \text{ mm}$, as medidas de rugosidade foram efetuadas sobre 3 ângulos diferentes do disco (0° , 120° e 240°), no sentido circunferencial à pista de atrito.

3.5.2 Etapa de assentamento

De acordo com o procedimento de ensaio proposto por Balotin, 2010, como as amostras eram novas, foi necessário que houvesse uma etapa prévia de assentamento, que consiste na realização de uma série de frenagens numa determinada faixa de temperatura, com o objetivo é fazer com que o material virgem, isto é, ainda não utilizado, realize sua última cura, aumentando a área de contato do par de fricção (ou área útil de frenagem) e consequentemente atinja a estabilidade do seu coeficiente de atrito ao final desta etapa.

Os parâmetros utilizados na etapa de assentamento dos materiais são apresentados na Tabela 3.5.

Tabela 3.5 – Parâmetros utilizados na etapa de assentamento.

Parâmetro controlado	Valor
Tempo de duração de cada etapa	5 min
Força normal aplicada	1250 N
Variação de temperatura	100 °C a 350 °C
Velocidade de rotação do disco	100 rpm

De acordo com o procedimento de ensaio implementado no Latrib, para cada material ensaiado foram realizadas 4 etapas de assentamento, com duração de 5 minutos cada. A força normal aplicada no assentamento foi de 1250 N, e a temperatura era elevada até 350 °C, com resfriamentos ao ar livre até a temperatura de 100 °C entre uma frenagem e outra.

3.5.3 Etapa de caracterização

É na etapa de caracterização que os ensaios propriamente ditos são realizados. Esta etapa se repete ao longo de todo o procedimento de ensaio e serve para verificar o comportamento do material de fricção após condições específicas ao qual é submetido.

Os ensaios de caracterização foram realizados de forma que o fenômeno do *stick-slip* fosse simulado no tribômetro. Dessa forma, os parâmetros do tribômetros foram ajustados de modo a garantir a ocorrência do fenômeno durante todos os ensaios.

A simulação do fenômeno do *stick-slip* nos tribômetro era assegurada de modo que na fase *stick* não ocorria deslizamento do disco, e o motor do tribômetro aumentava gradativamente o torque até que a força de atrito estática fosse superada pela força tangencial e o disco então entrasse em movimento. Com o movimento (ou deslizamento) do disco, o torque do motor caía rapidamente e com isso a força de atrito também diminuía, ficando menor que a força de atrito dinâmica, fazendo o disco voltar a entrar em repouso.

Os parâmetros utilizados nos ensaios de caracterização de cada material foram:

- a velocidade de rotação do disco foi ajustada para 0,4 rpm e mantida constante durante os ensaios. Este é o menor valor de velocidade de rotação que o tribômetro utilizado consegue reproduzir.
- a rigidez torcional do sistema foi mantida constante durante todos os ensaios e ajustada pelo tempo de resposta do servomotor, em 40 ms.
- as forças normais usadas foram: 600 N, 1000 N, 1400 N e 1800 N, sendo um ensaio para cada força normal, em todos os materiais.
- a amostra foi fixada à uma distância de 40 mm em relação ao centro do disco (raio).

A temperatura foi registrada, porém não representa um parâmetro de influência nos ensaios, devido ao fato de os ensaios terem sido realizados em baixas rotações, não havendo aumento significativo na temperatura no disco, ficando aproximadamente na faixa da temperatura ambiente, entre 25 °C e 35 °C.

A cada ensaio de caracterização de um dado material eram realizadas 9 voltas no disco, e apenas os dados das voltas nº 4, 6 e 8 eram gravados e levados em consideração nos cálculos para a determinação dos resultados do ensaio, conforme ilustra a Figura 3.8.

Além disso, em cada volta considerada na análise, os dados relativos aos 90° iniciais e finais não foram utilizados, com objetivo de reduzir os erros de medição devido aos efeitos de sincronia entre os sensores no início e no final da leitura dos dados, obtendo-se, dessa forma, resultados mais estáveis.

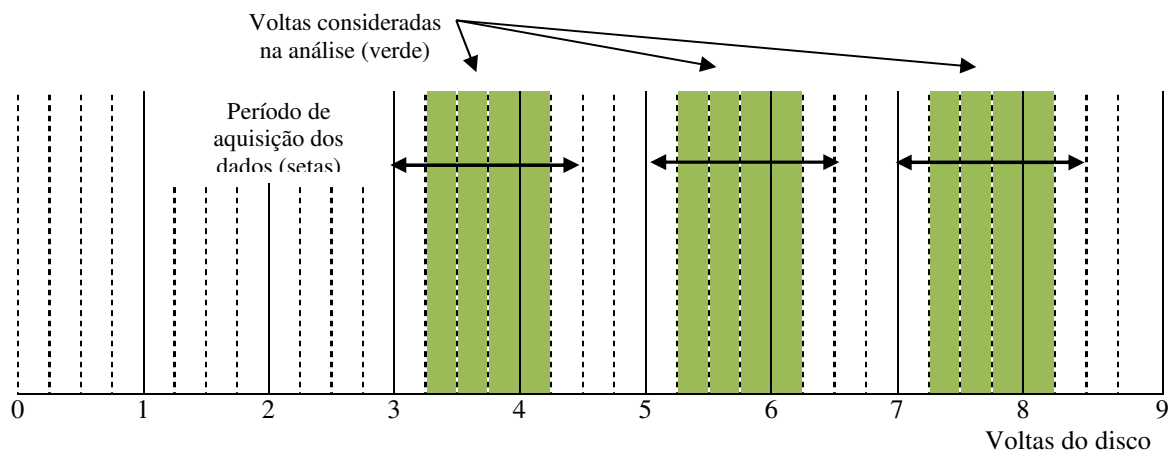


Figura 3.8 – Representação esquemática da metodologia de ensaios 5, mostrando as revoluções do disco e o período de aquisição.

Com base nos resultados destas 3 voltas consideradas nos ensaios, era feita a média dos valores obtidos e se chegava então ao resultado final de cada parâmetro medido.

Através desta metodologia, as voltas nº 1, 2 e 3 serviam para que o material se ajustasse ainda mais no disco, e os valores dos resultados ficassem mais estáveis, e a resposta da aceleração da vibração era adquirida durante 30 s na volta de nº 5 do disco.

Os parâmetros avaliados na etapa de caracterização dos materiais são os que seguem listados abaixo:

Deslocamento do disco durante a fase slip: representa quantos graus o disco gira desde o momento em que inicia o deslizamento (início da fase *slip*) até o momento em que o deslizamento cessa (início da fase *stick*).

Torque: o torque medido durante os ensaios é aquele em que o motor do tribômetro necessita promover no seu eixo para fazer com que o disco gire, vencendo a força de atrito entre a pastilha de freio e a superfície do disco.

Variação de torque: é o parâmetro calculado pela diferença entre o torque máximo (que ocorre no final da fase *stick*, onde o coeficiente de atrito estático é máximo) e o torque mínimo (que ocorre no final da fase *slip*, onde o coeficiente de atrito dinâmico é mínimo).

Coefficiente de atrito: o valor do coeficiente de atrito é determinado por uma relação entre o torque, a força normal e o raio efetivo do disco, conforme a Equação 4.1.

Tempo de slip: o tempo de *slip* representa o intervalo de tempo em que o disco permanece em movimento quando realiza um movimento de deslizamento.

Velocidade de deslizamento do disco durante o slip: é o resultado do quociente entre o deslocamento do disco e o tempo de *slip*, determinado a cada instante de tempo.

Frequência de stick-slip: é um parâmetro calculado através do inverso do tempo médio de duração entre um ciclo e outro de *stick-slip* para uma dada condição de força normal, ou seja, a frequência de *stick-slip* representa quantas eventos completos de *stick-slip* ocorrem por segundo.

Aceleração da vibração: além dos parâmetros tribológicos citados acima, foi feita a avaliação da aceleração da vibração resultante em cada ensaio, medida com auxílio de um acelerômetro, para avaliar a vibração causada por cada material durante a ocorrência do fenômeno do *stick-slip*.

4 RESULTADOS

A seguir são apresentados os resultados obtidos nos ensaios de caracterização dos materiais de fricção analisados no tribômetro e os dados das características vibratórias de cada material.

Os resultados são apresentados de forma a demonstrar o comportamento tribológico dos materiais ensaiados e em seguida a resposta da aceleração da vibração. Por fim é feita uma análise para se determinar as correlações entre os resultados de modo a tentar identificar as características que mais influenciam na resposta da vibração.

4.1 Comportamento tribológico dos materiais

4.1.1 Deslocamento do disco durante a fase *slip*

O deslocamento do disco durante a fase *slip* representa quanto o disco gira desde o momento em que inicia o deslizamento (início da fase *slip*) até o momento em que o deslizamento cessa (início da fase *stick*), e este movimento repetido várias vezes ao longo de cada ensaio faz com que o gráfico do deslocamento em função do tempo apresente formato de escada, conforme pode ser observado na Figura 4.1.

No gráfico da posição do disco em função do tempo, a parte horizontal do gráfico representa a fase de *stick*, onde o movimento entre o disco e a pastilha de freio é nulo, e a parte vertical do gráfico representa a fase *slip*, onde ocorre o deslocamento do disco em um curto intervalo de tempo.

O deslocamento do disco é dependente da força normal aplicada, pois quanto maior a força normal, maior o deslocamento do disco durante a fase *slip*. Isto pode ser observado na Figura 4.2, onde são apresentados os gráficos da posição do disco em função do tempo para o mesmo material (635/2) em duas forças normais diferentes, de 600 N e 1800 N.

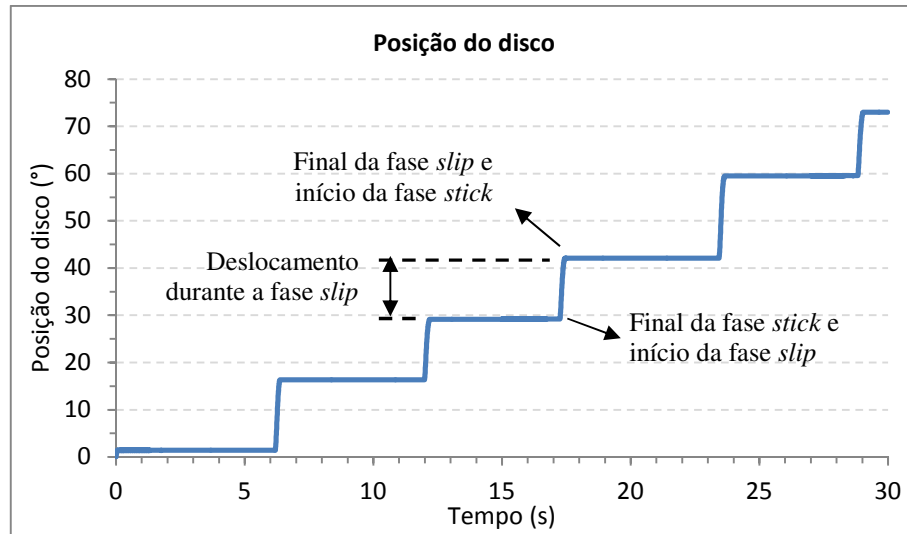


Figura 4.1 – Gráfico da resposta da posição do disco em função do tempo para o material 635/1 sob uma força normal de 1800 N, onde são indicadas as características observadas neste tipo de gráfico.

A Figura 4.2 apresenta os gráficos da posição do disco em função do tempo para o material 635/2 sob duas forças normais diferentes, de 600 N e 1800 N.

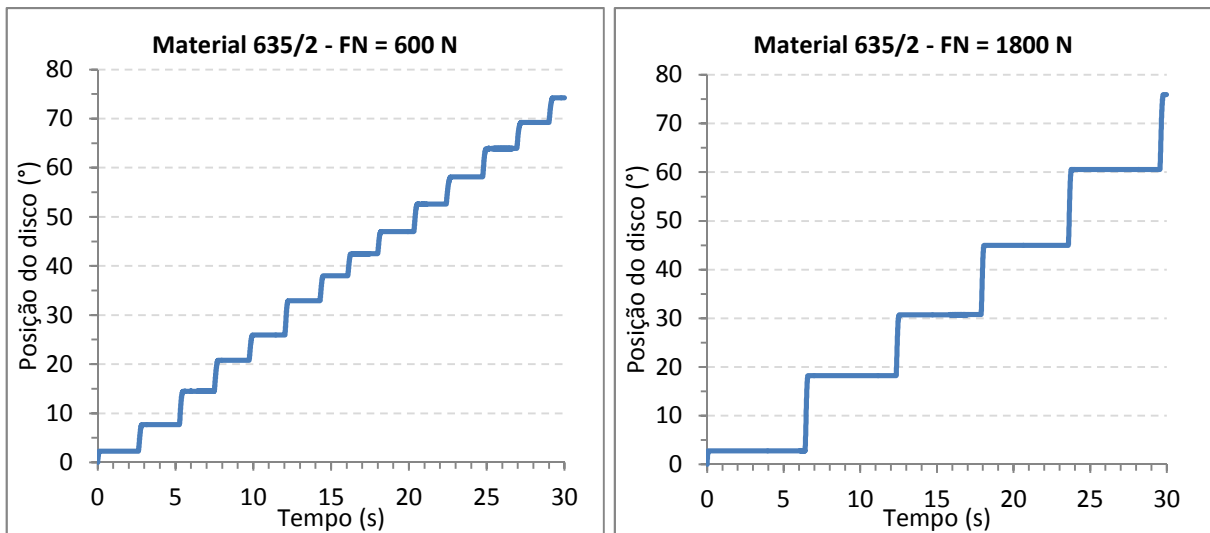


Figura 4.2 – Gráfico da resposta da posição do disco em função do tempo para o material 635/2, sob uma força normal de 600 N (esquerda) e 1800 N (direita).

Ao se aumentar a força normal, aumenta-se o deslocamento de disco e também o tempo de *stick*, fazendo com que, na média, a velocidade de rotação do disco se mantenha a mesma para todos os ensaios realizados, ficando em torno de 0,4 rpm.

Os resultados obtidos para o deslocamento do disco durante a fase *slip*, para todos os materiais são apresentados na Tabela 4.1. Nesta tabela são apresentados os valores médios e os respectivos desvios padrão para cada ensaio, de cada material.

Tabela 4.1 - Valores obtidos nos ensaios de deslocamentos do disco durante a fase *slip*.

Valores do deslocamento do disco (°)								
Força Normal	600 N		1000 N		1400 N		1800 N	
Material	Média	Desv. Pad.	Média	Desv. Pad.	Média	Desv. Pad.	Média	Desv. Pad.
635/0	4,18	0,14	6,14	1,01	8,18	0,76	10,19	0,57
635/1	4,32	0,34	5,92	0,53	8,37	1,01	10,00	1,37
635/2	4,15	0,59	6,12	0,81	8,35	1,39	10,08	0,99
635/3	3,95	0,57	5,87	0,72	7,77	0,62	9,84	0,95
635/4	3,55	0,53	5,66	0,52	7,54	0,68	8,93	1,85
635/5	4,27	0,71	6,23	1,23	8,70	1,03	10,67	1,11

A variação do deslocamento em função da força normal aplicada é bastante significativa e isto pode ser melhor visualizado no gráfico da Figura 4.3, a qual apresenta os valores médios dos deslocamentos do disco para cada material em função da força normal aplicada.

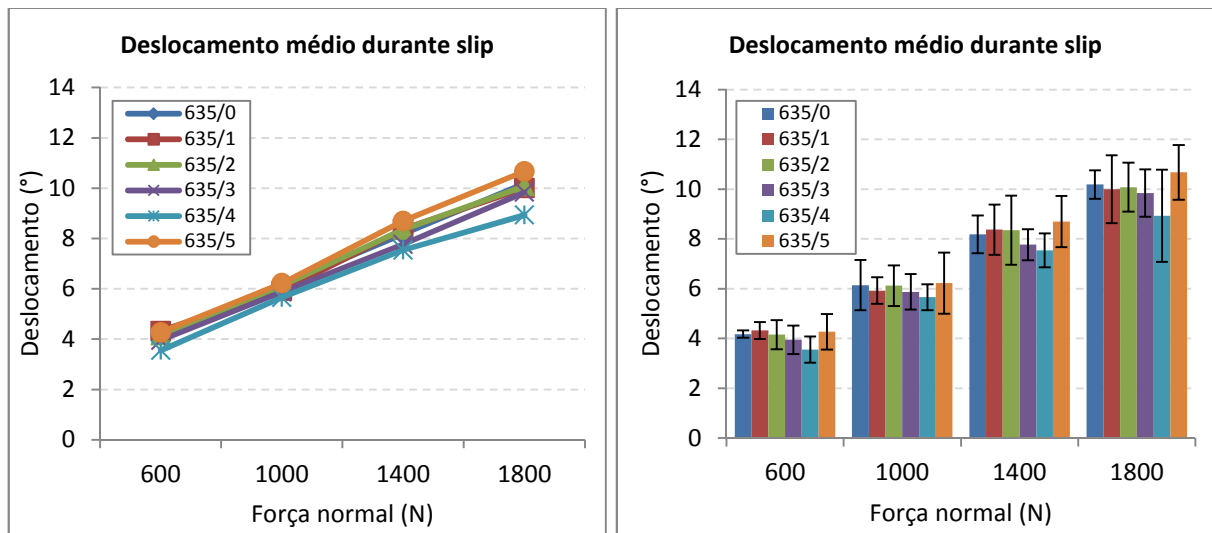


Figura 4.3 – Curvas de tendências (esquerda) e das médias com desvios padrão (direita) do deslocamento durante a fase *slip* em função da força normal para os materiais ensaiados.

Entre os materiais ensaiados é difícil afirmar que houve diferença significativa, porém embora a diferença seja pequena, é possível observar que o material 635/4 foi o que

apresentou os menores valores médios de deslocamento do disco em todas as forças normais, enquanto o material 635/5 apresentou os maiores valores médios.

4.1.2 Torque

Conforme descrito no capítulo anterior, o torque medido durante os ensaios é aquele em que o motor do tribômetro necessita promover no seu eixo para fazer com que o disco gire, vencendo a força de atrito entre a pastilha de freio e a superfície do disco.

A Figura 4.4 apresenta as informações que podem ser retiradas a partir do gráfico dos resultados do torque em função do tempo obtido nos ensaios no tribômetro.

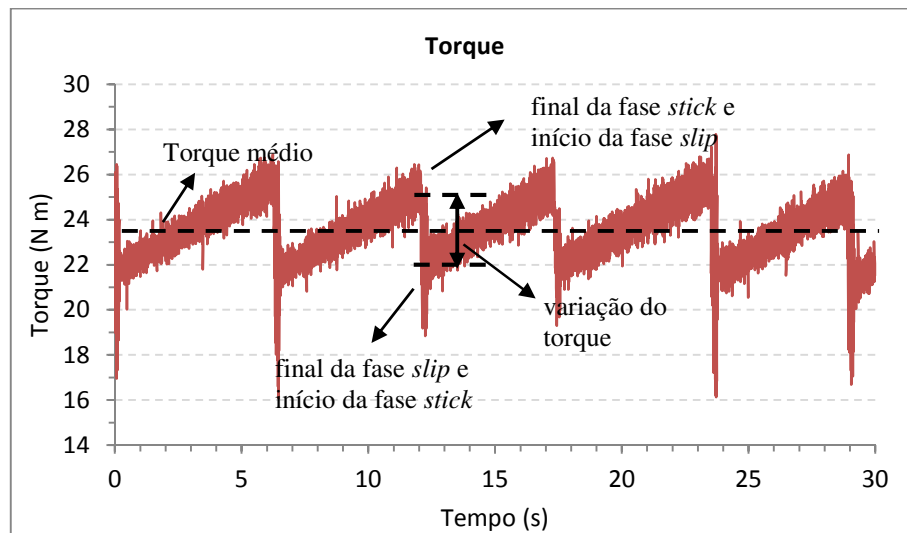


Figura 4.4 – Gráfico da resposta do torque em função do tempo para o material 635/1 sob uma força normal de 1800 N, onde é possível observar o aumento do torque durante a fase *stick*, e a repentina diminuição do torque quando ocorre o deslizamento do disco durante a fase *slip*.

Os resultados obtidos para o torque médio também apresentaram correlação com a força normal, sendo que quanto maior a força normal aplicada, maior o torque médio necessário, e a partir dos gráficos mostrados na Figura 4.5 é possível observar o comportamento típico do torque durante a ocorrência do fenômeno do *stick-slip*, onde ele aumenta gradativamente durante a fase *stick* e cai bruscamente durante a fase *slip*.

A Figura 4.5 apresenta os gráficos do torque e da posição do disco para um mesmo material, em duas condições diferentes de aplicação da força normal, em 600 N e 1800 N.

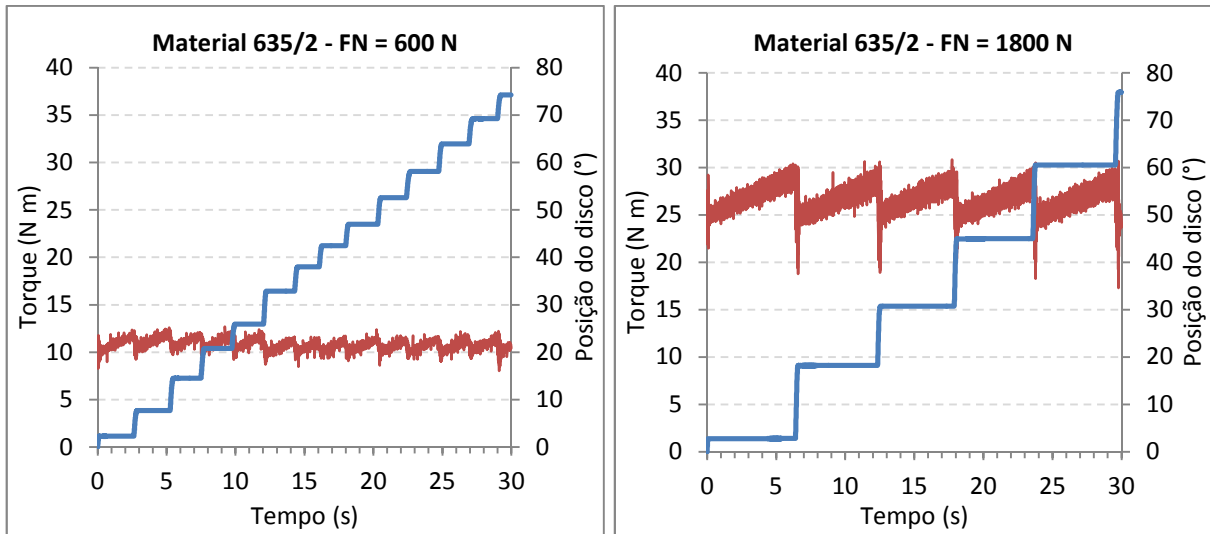


Figura 4.5 – Gráfico da resposta do torque (linha vermelha) e da posição do disco (linha azul) em função do tempo para o material 635/2, sob uma força normal de 600 N (esquerda) e 1800 N (direita).

Na Tabela 4.2 são apresentados os valores médios e desvios padrão obtidos para o torque para o para todos os materiais ensaiados.

Tabela 4.2 - Valores do torque médio obtido nos ensaios.

Valores do torque (N m)								
Força Normal	600 N		1000 N		1400 N		1800 N	
Material	Média	Desv. Pad.	Média	Desv. Pad.	Média	Desv. Pad.	Média	Desv. Pad.
635/0	9,00	0,58	15,27	0,85	20,39	1,10	24,89	1,41
635/1	9,82	0,57	14,75	0,78	19,26	1,08	23,53	1,38
635/2	10,80	0,58	16,51	0,79	21,93	1,13	26,65	1,47
635/3	9,27	0,53	14,65	0,77	19,71	1,03	24,18	1,35
635/4	9,33	0,55	14,82	0,74	19,80	1,00	24,55	1,28
635/5	10,29	0,61	15,60	0,85	20,04	1,09	24,49	1,40

A Figura 4.6 apresenta graficamente os resultados obtidos para o torque médio com os respectivos valores dos desvios padrão para cada ensaio em cada material. Nesta figura, é possível visualizar que os valores médios do torque aumentam à medida em que a força normal aplicada também aumenta.

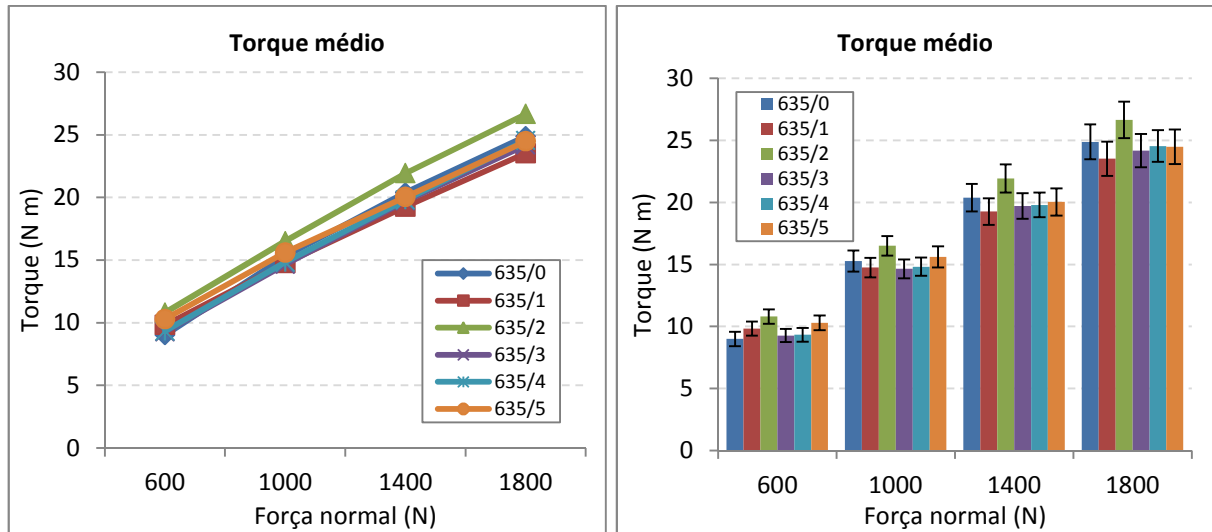


Figura 4.6 - Torque em função da força normal. Linha de tendência (esquerda) e valores médios com desvios padrão (direita).

Em relação ao comportamento dos materiais testados, pode-se observar que o material 635/2 foi o que apresentou o maior torque médio, seguido pelo 635/0, enquanto que os demais apresentaram valores bastante próximos.

4.1.3 Variação de torque

A variação de torque representa a diferença entre o torque máximo e o torque mínimo que ocorre durante cada ciclo de *stick-slip*, conforme mostrado na Figura 4.4, e é um importante parâmetro a ser avaliado nos ensaios de caracterização. A Tabela 4.3 apresenta os valores obtidos para a variação do torque para todos os materiais ensaiados.

Tabela 4.3 - Valores da variação de torque obtido nos ensaios.

Valores da variação de torque (N m)								
Força Normal	600 N		1000 N		1400 N		1800 N	
Material	Média	Desv. Pad.	Média	Desv. Pad.	Média	Desv. Pad.	Média	Desv. Pad.
635/0	1,72	0,17	2,61	0,21	3,26	0,28	4,11	0,36
635/1	1,59	0,17	2,47	0,22	3,23	0,22	3,74	0,30
635/2	1,45	0,20	2,33	0,25	3,30	0,32	4,57	0,66
635/3	1,58	0,17	2,35	0,21	3,13	0,27	3,90	0,39
635/4	1,51	0,17	2,39	0,21	2,97	0,37	3,46	0,39
635/5	1,62	0,17	2,53	0,25	3,51	0,31	4,13	0,37

A variação de torque também apresentou correlação com a força normal, pois à medida em que a força normal aumenta, a variação do torque também aumenta, conforme pode ser observado na Figura 4.7, a qual apresenta graficamente os resultados médios obtidos para a variação de torque e os desvios padrão para cada ensaio em cada material.

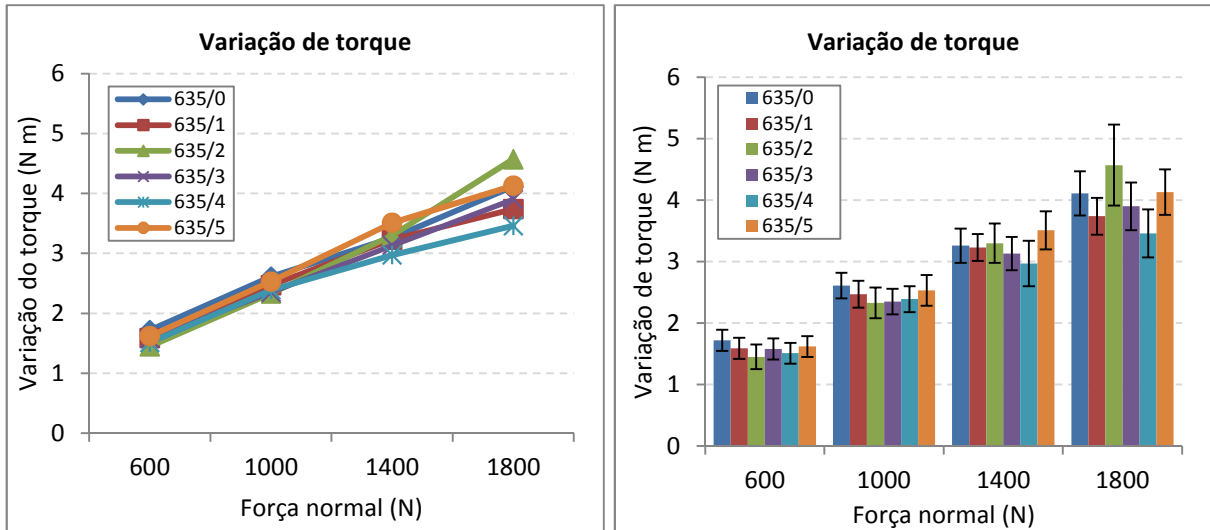


Figura 4.7 – Curvas de tendência da variação de torque médio em função da força normal.

Os resultados da variação de torque apresentaram valores muito próximos entre os materiais, principalmente em baixos valores de força normal. À medida em que a força normal aumenta, os resultados começam a apresentar valores diferentes entre os materiais, sendo que, na força normal de 1800 N, os materiais 635/2 e 635/0 apresentaram os maiores valores para a variação de torque.

4.1.4 Coeficiente de atrito

Conforme descrito por Neis, 2008, autor do projeto do tribômetro utilizado nos ensaios, o valor do coeficiente de atrito é determinado por uma relação entre o torque, a força normal e o raio efetivo do disco, conforme a Equação 4.1, abaixo.

$$\mu = \frac{T}{R_e F_N} \quad (4.1)$$

Onde T é o torque medido durante os ensaios, em N m, R_e é o raio efetivo, em m, e F_N é a força normal aplicada, em N. A Figura 4.8 mostra o gráfico da resposta do coeficiente de

atrito em função do tempo, obtida pelo tribômetro para o ensaio do material 635/2, sob duas forças normais, de 600 N e 1800 N.

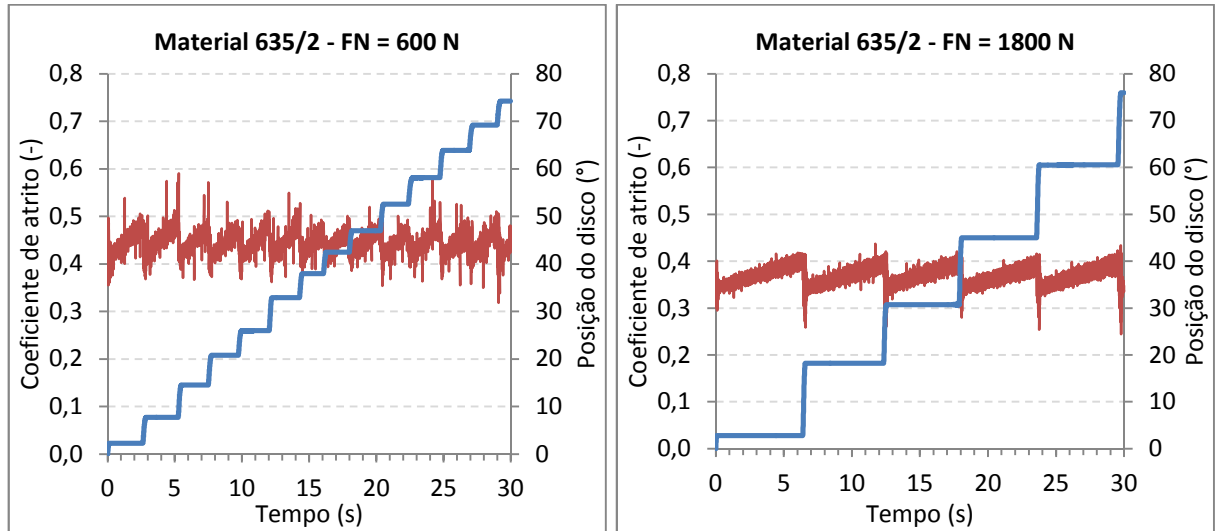


Figura 4.8 – Gráfico da resposta da coeficiente de atrito (linha vermelha) e da posição do disco (linha azul) em função do tempo para o material 635/2, sob uma força normal de 600 N (esquerda) e 1800 N (direita).

De acordo com a Equação 4.1, o coeficiente de atrito diminui com o aumento da força normal, e isto pode ser observado no resultado dos ensaios mostrados pela Figura 4.8. Além disso, como a equação do atrito é dependente diretamente do torque, as curvas do atrito e do torque apresentam o mesmo comportamento durante as fases *stick* e *slip*.

A Tabela 4.4 apresenta os resultados obtidos para coeficiente de atrito durante os ensaios, para todos os materiais.

Tabela 4.4 - Valores dos coeficientes de atrito médio obtido nos ensaios.

Valores do coeficiente de atrito (adm.)								
Força Normal	600 N		1000 N		1400 N		1800 N	
Material	Média	Desv. Pad.	Média	Desv. Pad.	Média	Desv. Pad.	Média	Desv. Pad.
635/0	0,38	0,02	0,38	0,02	0,36	0,02	0,35	0,02
635/1	0,41	0,02	0,37	0,02	0,34	0,02	0,33	0,02
635/2	0,44	0,02	0,41	0,02	0,39	0,02	0,37	0,02
635/3	0,39	0,02	0,37	0,02	0,35	0,02	0,34	0,02
635/4	0,39	0,02	0,37	0,02	0,36	0,02	0,34	0,02
635/5	0,43	0,03	0,39	0,02	0,36	0,02	0,34	0,02

A Figura 4.9 apresenta os gráficos com os valores médios do coeficiente de atrito em função da força normal, onde é possível observar a tendência do atrito em diminuir à medida em que a força normal aplicada aumenta.

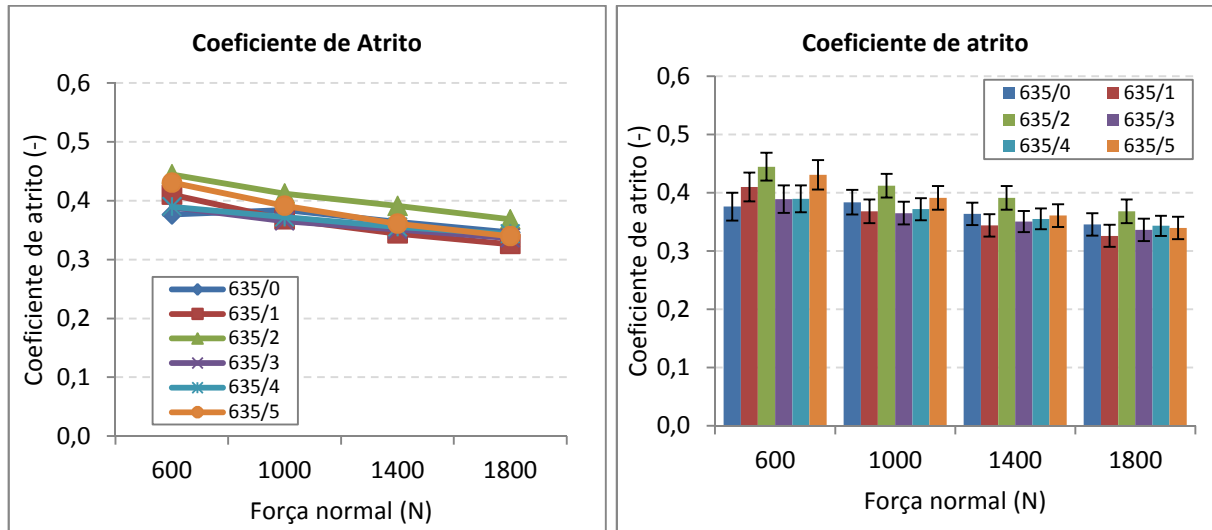


Figura 4.9 – Curvas de tendência do coeficiente de atrito em função da força normal.

O material 635/2 foi o que apresentou maior coeficiente de atrito, seguido pelo material 635/5. Os demais materiais apresentaram valores muito próximos uns dos outros.

4.1.5 Tempo de *slip*

O tempo de *slip* representa o intervalo de tempo em que o disco permanece em movimento quando realiza um movimento de deslizamento.

Apesar de pequeno, o tempo de *slip* é um parâmetro importante que deve ser levado em consideração, pois é neste intervalo de tempo que a energia que está acumulada no sistema é liberada, fazendo o disco girar e gerando o ruído e as vibrações nos ensaios.

A Figura 4.10 mostra o gráfico da posição do disco em função do tempo onde se fez um aumento na resolução da faixa onde ocorre um deslizamento do disco, para que fosse possível visualizar o tempo de *slip*.

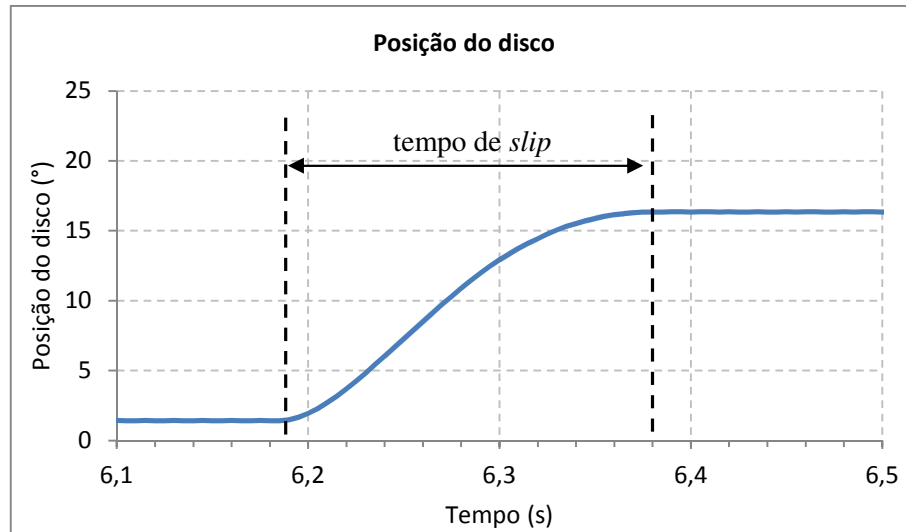


Figura 4.10 – Gráfico da resposta da posição do disco em função do tempo para o material 635/2 sob uma força normal de 1800 N, para a visualização do tempo de *slip*.

A Tabela 4.5 apresenta os resultados obtidos para o tempo de *slip* em todos os ensaios realizados.

Tabela 4.5 - Valores do tempo de *slip* obtido nos ensaios.

Valores do tempo de <i>slip</i> (s)								
Força Normal	600 N		1000 N		1400 N		1800 N	
Material	Média	Desv. Pad.	Média	Desv. Pad.	Média	Desv. Pad.	Média	Desv. Pad.
635/0	0,18	0,03	0,19	0,03	0,18	0,04	0,19	0,03
635/1	0,20	0,03	0,20	0,03	0,20	0,03	0,20	0,04
635/2	0,22	0,05	0,21	0,05	0,21	0,04	0,22	0,03
635/3	0,19	0,03	0,21	0,04	0,19	0,04	0,20	0,04
635/4	0,19	0,03	0,19	0,03	0,19	0,04	0,20	0,03
635/5	0,20	0,04	0,19	0,03	0,19	0,03	0,19	0,03

Para os materiais ensaiados, o tempo de *slip* não apresentou relação com a força normal, ou seja, não importa quanta pressão se aplica sobre a pastilha, o tempo de deslizamento do disco na fase *slip* para todos os materiais ensaiados permaneceu praticamente inalterado, conforme pode ser visualizados na Figura 4.11.

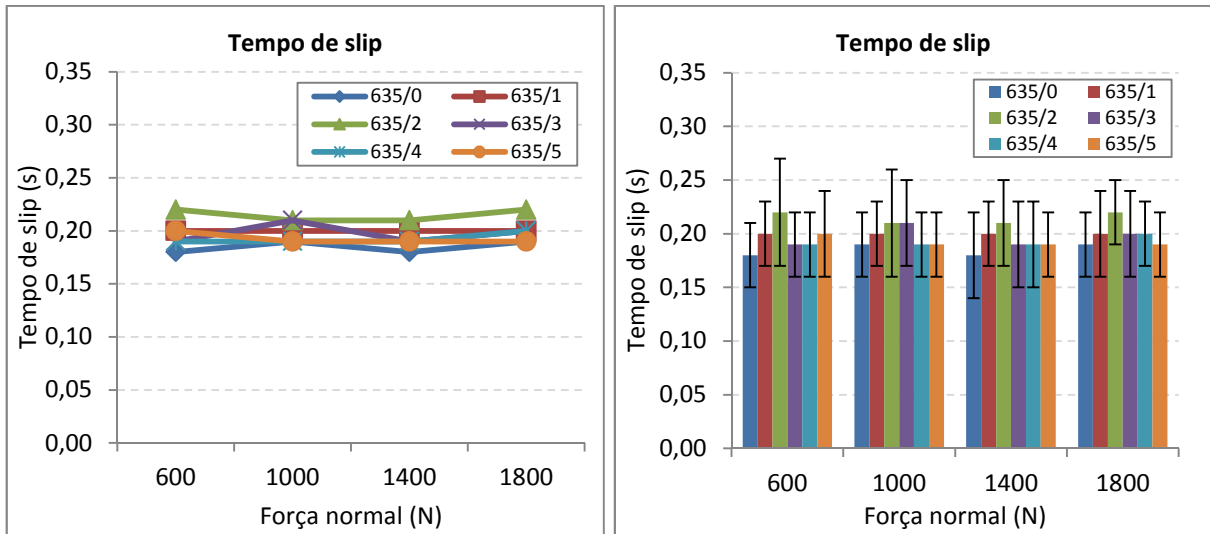


Figura 4.11 – Curvas de tendência (esquerda) e valores médios com desvios padrão (direita) do tempo de *slip* em função da força normal.

Além da independência em relação à força normal, os valores do tempo de *slip* entre um material e outro não apresentaram diferenças significativas, levando em consideração o desvio padrão dos resultados. Porém, é importante ressaltar que esta afirmativa pode não se aplicar em outros materiais.

4.1.6 Velocidade de deslizamento do disco durante o *slip*

A velocidade de deslizamento do disco durante o *slip* representa o resultado do quociente entre o deslocamento do disco e o tempo de *slip*, determinado a cada instante de tempo do ensaio.

Durante a fase *slip*, quando o disco inicia o deslizamento, a velocidade de deslizamento aumenta rapidamente até atingir seu pico, e a partir deste ponto o disco começa a desacelerar e a velocidade reduz até retornar a zero, quando o disco volta a entrar em repouso.

A Figura 4.12 representa a curva da velocidade de deslizamento do disco em função do tempo de ensaio para o material 635/0 em duas diferentes forças normais, 600 N e 1800 N, onde é possível observar os picos de velocidade máxima em cada evento de *slip*.

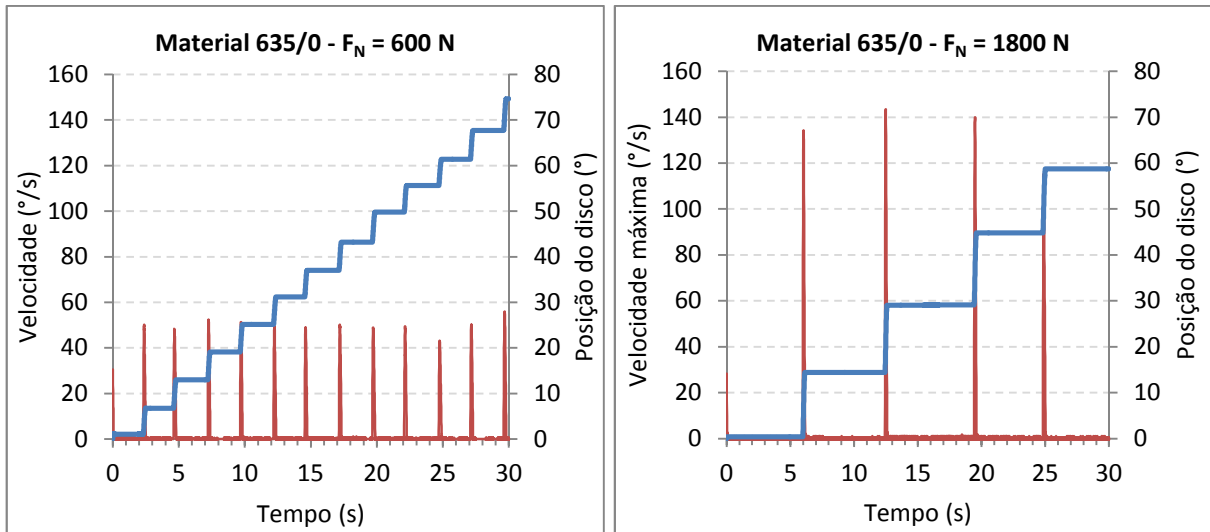


Figura 4.12 – Gráfico da velocidade de deslizamento do disco (linha vermelha) e da posição do disco (linha azul) em função do tempo para o material 635/0, sob uma força normal de 600 N (esquerda) e 1800 N (direita).

Como o tempo de *slip* é praticamente independente da força normal, a velocidade de deslizamento segue o mesmo comportamento do deslocamento do disco, aumentando sua magnitude à medida em que a força normal aplicada aumenta.

A Tabela 4.6 apresenta os valores médios e os desvios padrão da velocidade de deslizamento do disco obtida nos ensaios.

Tabela 4.6 - Valores da velocidade máxima de deslizamento do disco durante a fase *slip*.

Valores da velocidade máxima de deslizamento do disco (°/s)								
Força Normal	600 N		1000 N		1400 N		1800 N	
Material	Média	Desv. Pad.	Média	Desv. Pad.	Média	Desv. Pad.	Média	Desv. Pad.
635/0	50,11	1,50	79,84	10,69	104,84	2,39	132,48	16,06
635/1	47,78	2,57	70,68	5,39	97,81	9,69	118,31	12,86
635/2	44,03	7,42	66,10	6,18	100,59	12,68	120,95	3,40
635/3	44,91	3,74	69,61	7,65	96,99	7,01	122,26	11,21
635/4	43,05	4,87	70,03	4,30	87,27	3,37	104,49	16,24
635/5	46,44	5,52	70,87	8,47	107,65	9,26	133,25	10,77

A Figura 4.13 apresenta os gráficos da velocidade máxima de deslizamento do disco em função da força normal.

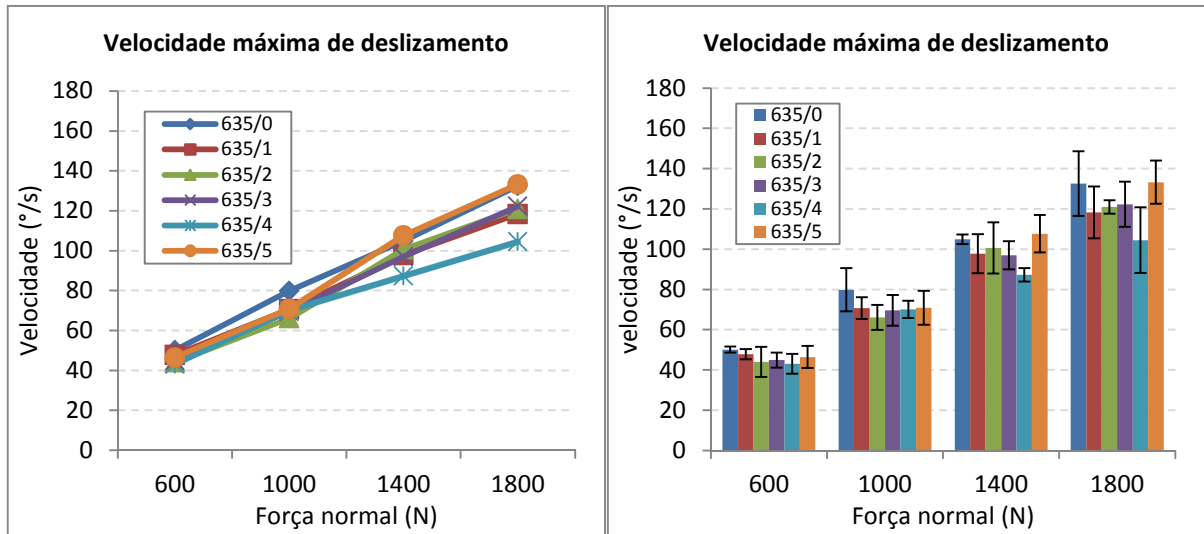


Figura 4.13 – Curvas de tendências da velocidade máxima de deslizamento do disco durante a fase *slip* em função da força normal.

Através dos gráficos da Figura 4.13 é possível observar com clareza a tendência da velocidade máxima de deslizamento do disco aumentar à medida em que a força normal também aumenta.

4.1.7 Frequência de *stick-slip*

A frequência de *stick-slip*, conforme visto no capítulo anterior, representa quantas eventos completos de *stick-slip* ocorrem por segundo.

A Tabela 4.7 apresenta os valores médios e os desvios-padrão da frequência de *slip* em todos os ensaios realizados.

Tabela 4.7 - Valores da frequência de *slip*.

Valores da frequência de <i>stick-slip</i> (SL/s)								
Força Normal	600 N		1000 N		1400 N		1800 N	
Material	Média	Desv. Pad.	Média	Desv. Pad.	Média	Desv. Pad.	Média	Desv. Pad.
635/0	0,41	0,04	0,27	0,03	0,22	0,02	0,17	0,02
635/1	0,43	0,04	0,28	0,02	0,21	0,02	0,18	0,01
635/2	0,47	0,06	0,29	0,03	0,21	0,02	0,17	0,01
635/3	0,44	0,04	0,29	0,03	0,22	0,02	0,18	0,02
635/4	0,47	0,05	0,29	0,03	0,24	0,06	0,20	0,03
635/5	0,43	0,04	0,28	0,03	0,20	0,02	0,16	0,01

A Figura 4.14 apresenta os gráficos da frequência de *stick-slip* em função da força normal, onde é possível observar que as curvas apresentam uma tendência em ser menor à medida em que a força normal aumenta.

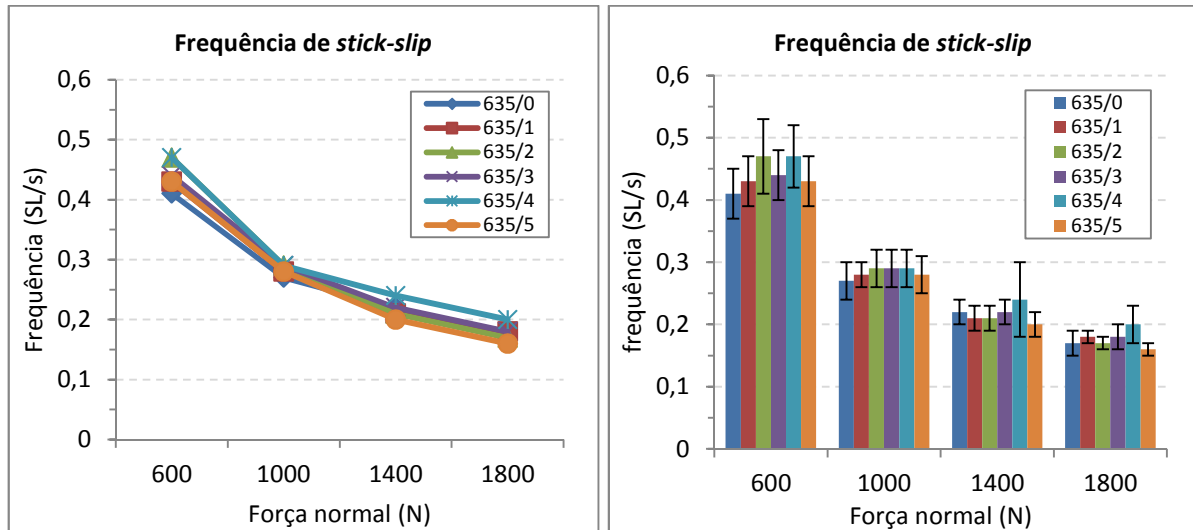


Figura 4.14 – Curvas de tendência da frequência de ocorrências de *slip* em função da força normal.

As curvas da frequência de *stick-slip* em função da força normal apresentam características de curva exponencial, onde a inclinação negativa da curva tende a se aproximar de zero e se estabilizar à medida em que a força normal aumenta.

4.2 Resposta da aceleração da vibração

A aceleração da vibração medida nos ensaios com auxílio de um acelerômetro instalado no tribômetro avalia a vibração causada no suporte da pastilha de freio em fricção contra o disco durante a ocorrência do fenômeno do *stick-slip*, gerando a chamada vibração induzida por fricção.

As Figuras 4.15 e 4.16 apresentam o gráfico da resposta da aceleração da vibração obtida nos ensaios do material 635/3 sob uma força normal de 600 N e 1800 N, respectivamente. Cada figura apresenta a leitura completa do sinal da aceleração da vibração, e foi feito um aumento da resolução em um dos pontos onde ocorre o deslizamento do disco para que fosse possível observar o comportamento da vibração durante a ocorrência da fase *slip*.

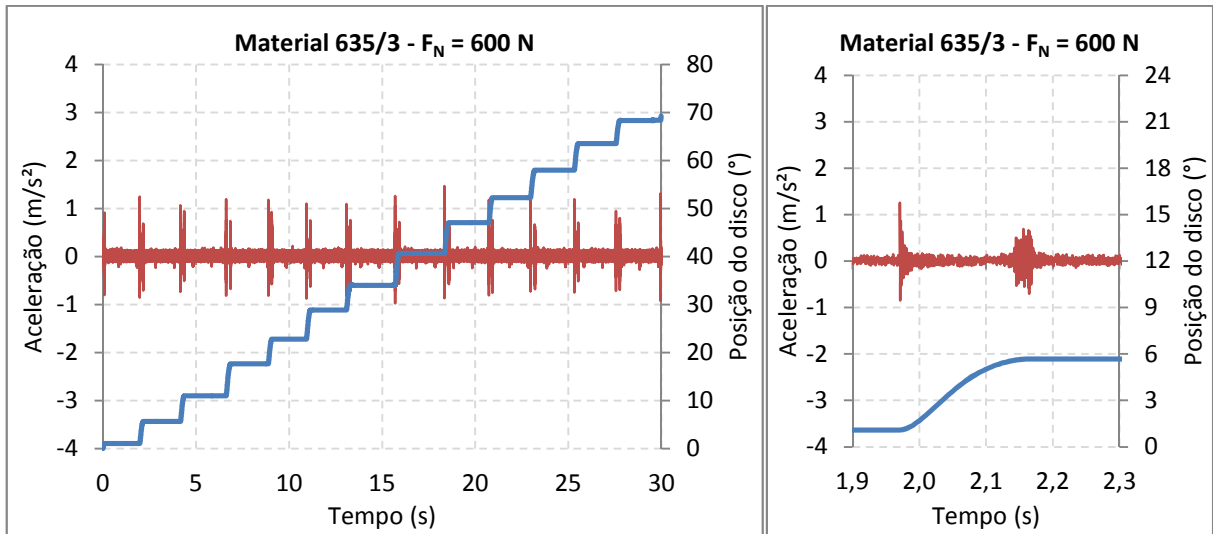


Figura 4.15 – Gráfico da resposta da aceleração da vibração (linha vermelha) e da posição do disco (linha azul) em função do tempo para o material 635/3 sob uma força normal de 600 N.

Gráfico de toda a resposta do ensaio (esquerda) e detalhe de um *slip* (direita).

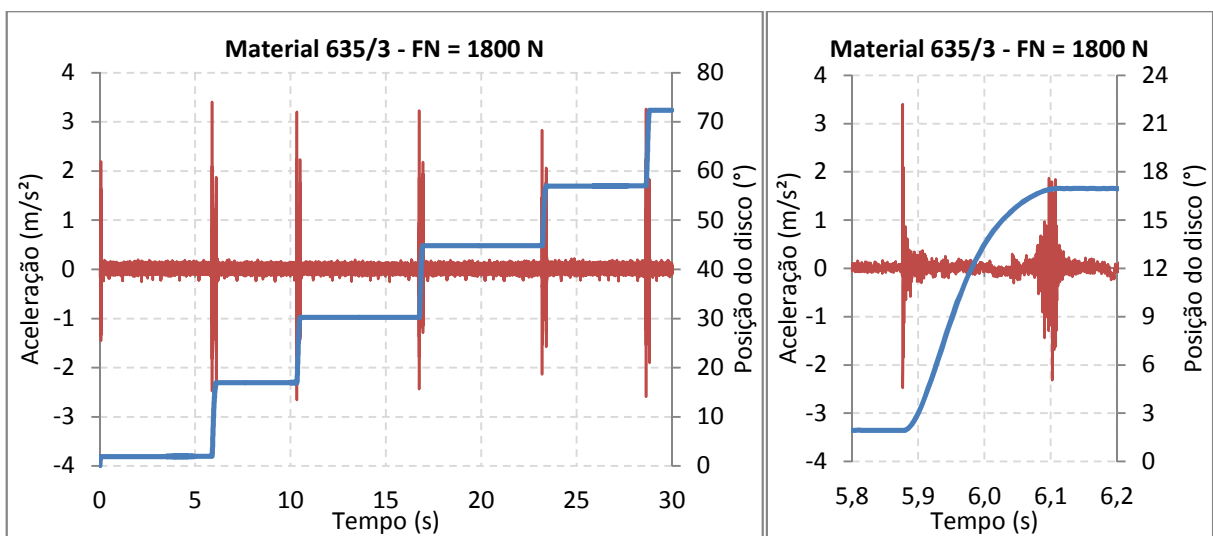


Figura 4.16 – Gráfico da resposta da aceleração da vibração (linha vermelha) e da posição do disco (linha azul) em função do tempo para o material 635/3 sob uma força normal de 1800 N. Gráfico de toda a resposta do ensaio (esquerda) e detalhe de um *slip* (direita).

Através das Figuras 4.15 e 4.16 é possível observar que o pico de aceleração da vibração é maior para forças normais maiores. Além disso, é possível observar dois picos de aceleração bem definidos: um no início do fase *slip*, quando o disco inicia o deslizamento, e outro, geralmente menor que o primeiro, no final da fase *slip*, quando o disco cessa o movimento. Este comportamento foi observado em todos os materiais ensaiados.

A Tabela 4.8 apresenta os valores obtidos para o primeiro pico de aceleração da vibração para os ensaios em todos os materiais.

Tabela 4.8 - Valores dos primeiros picos de aceleração da vibração.

Valores do pico de aceleração (m/s ²)								
Força Normal	600 N		1000 N		1400 N		1800 N	
Material	Média	Desv. Pad.	Média	Desv. Pad.	Média	Desv. Pad.	Média	Desv. Pad.
635/0	0,80	0,2	1,31	0,22	1,68	0,13	2,61	0,28
635/1	1,24	0,15	1,56	0,57	2,26	0,23	3,00	0,3
635/2	1,26	0,19	1,86	0,2	2,32	0,27	2,87	0,37
635/3	1,08	0,06	1,83	0,17	2,37	0,09	3,19	0,22
635/4	0,86	0,14	1,38	0,10	1,62	0,24	2,11	0,36
635/5	0,94	0,15	1,48	0,25	2,33	0,3	2,79	0,23

A Figura 4.17 apresenta os gráficos dos picos médios da aceleração da vibração em função da força normal.

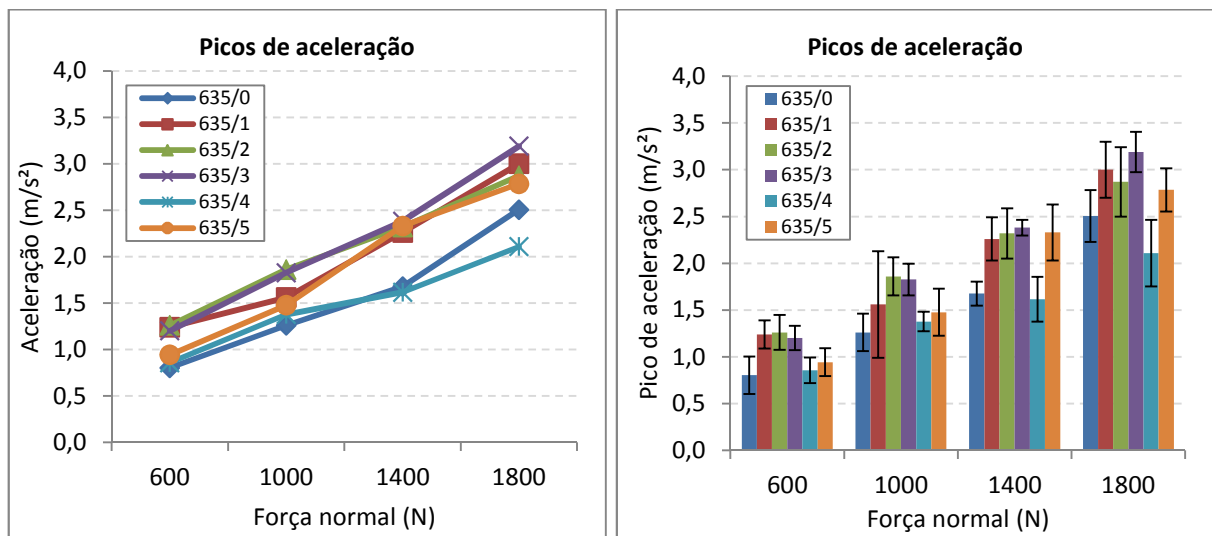


Figura 4.17 – Curvas de tendência dos picos de aceleração da vibração em função da força normal.

Os materiais 635/0 e 635/4 foram os que apresentaram menores valores de pico de aceleração da vibração, enquanto os materiais 635/1, 635/2 e 635/3 foram os que apresentaram os maiores valores de pico de aceleração da vibração. Portanto, à primeira vista, estes são considerados os materiais com maior propensão a serem mais ruidosos.

4.2.1 Valores RMS da aceleração da vibração

O valor RMS (*Root Mean Square*) de um conjunto de valores é a raiz quadrada da média aritmética (média) dos quadrados dos valores originais. Este parâmetro foi utilizado para avaliar o nível de energia de vibração presente em cada ensaio de cada material.

A Figura 4.18 apresenta os valores RMS da resposta da vibração no tempo, em função da força normal aplicada.

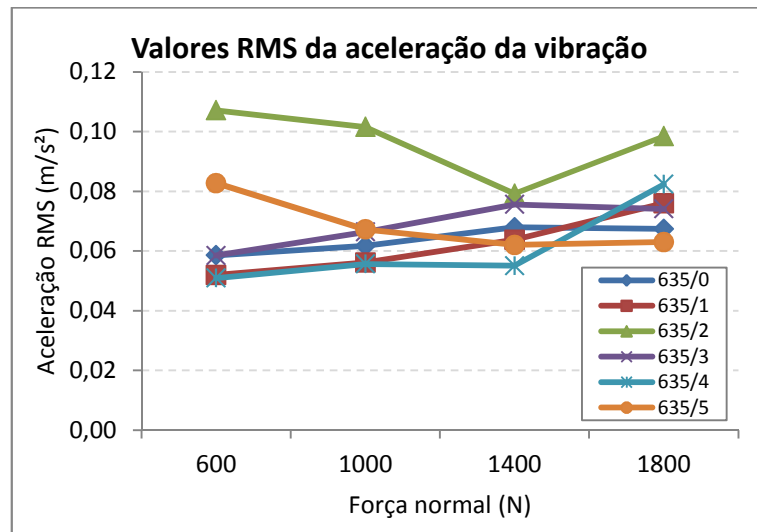


Figura 4.18 – Valores RMS da aceleração da vibração calculados em função do tempo para cada material de acordo com a força normal aplicada.

Através da análise do valor RMS da resposta vibratória, é possível observar que o material 635/2 apresenta níveis mais elevados a baixas forças normais, seguido pelo material 635/5. O motivo pelo qual estes dois materiais apresentaram altos valores RMS para a vibração em baixas forças normais pode ser explicado pelo fato de eles apresentarem vibração durante toda a fase *slip*, conforme mostram as Figuras 4.19 e 4.20.

Os gráficos das respostas da aceleração da vibração que mostram o comportamento de todos os materiais durante a fase *slip* são apresentados no Apêndice A.

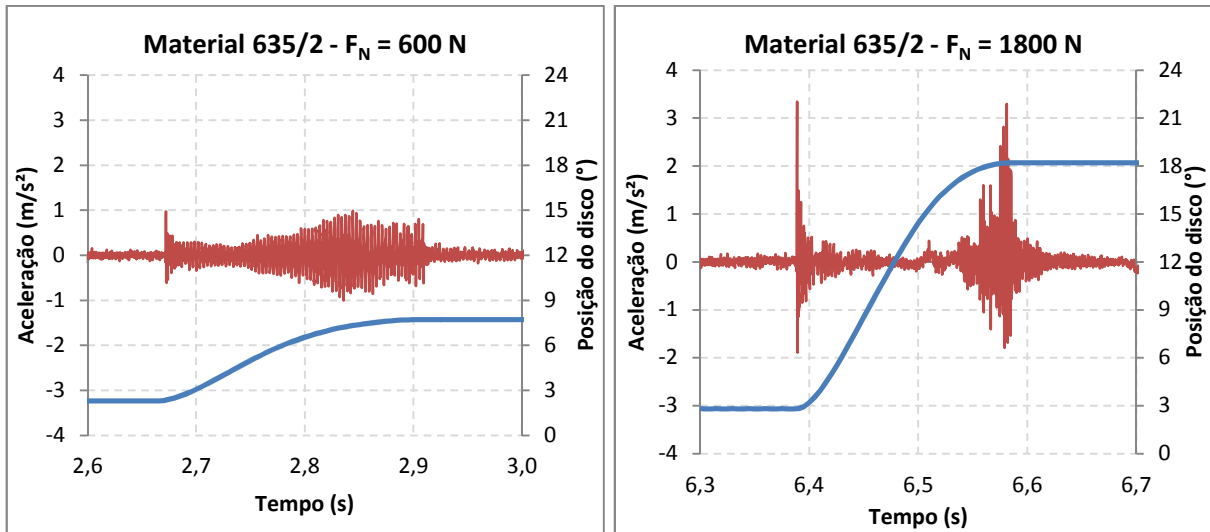


Figura 4.19 – Resposta da aceleração da vibração (linha vermelha) e da posição do disco (linha azul) para o material 635/2, sob uma força normal de 600 N (esquerda) e 1800 N (direita).

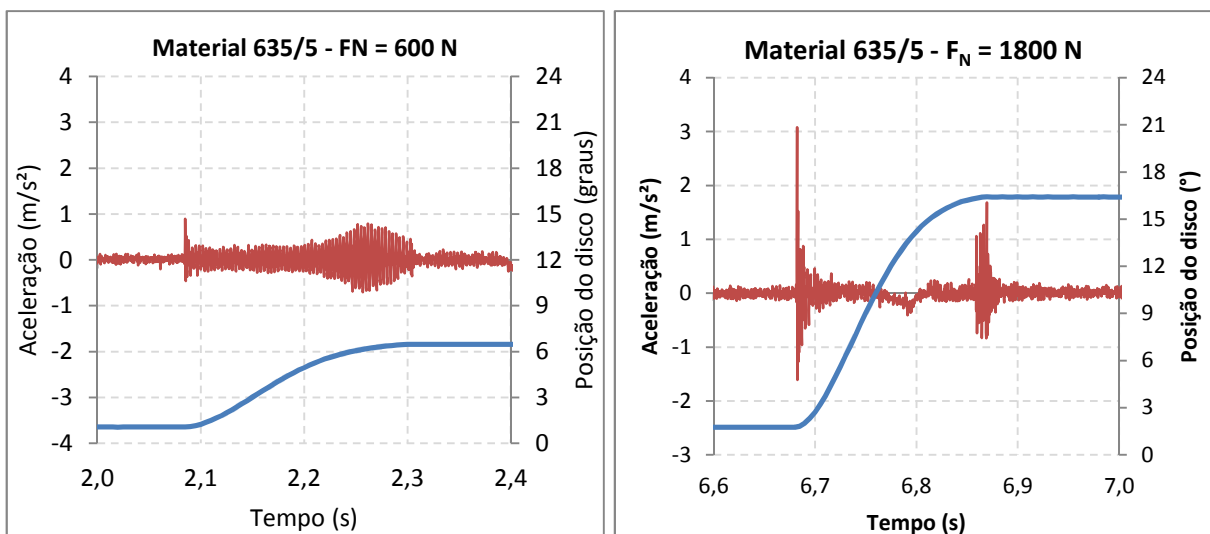


Figura 4.20 – Resposta da aceleração da vibração (linha vermelha) e da posição do disco (linha azul) para o material 635/5, sob uma força normal de 600 N (esquerda) e 1800 N (direita).

Esta vibração acima da média em relação aos demais materiais, apresentada pelos materiais 635/2 e 635/5 durante a ocorrência da fase *slip*, somente foi evidenciada através da análise dos valores RMS dos resultados da vibração, mostrando que este parâmetro pode trazer informações adicionais ao ensaio.

4.3 Correlações entre os resultados

O coeficiente de correlação indica a intensidade da associação linear existente entre duas variáveis independentes, e para avaliar a relação entre alguns parâmetros determinados pelos ensaios no tribômetro com os dados da aceleração da vibração, foi realizado um estudo do coeficiente de correlação entre as variáveis envolvidas.

Nos dados obtidos nos ensaios, foi utilizado o coeficiente de correlação de Pearson, o qual retorna o coeficiente de correlação do momento do produto Pearson, r , um índice sem dimensão situado ente -1,0 e 1,0, inclusive, que reflete a extensão de uma relação linear entre dois conjuntos de dados, e é calculado através da equação abaixo:

$$r = \frac{\sum (x - \bar{x})(y - \bar{y})}{\sqrt{\sum (x - \bar{x})^2 \sum (y - \bar{y})^2}} \quad (4.2)$$

Onde r representa o coeficiente de correlação de Pearson dos conjuntos de dados de duas variáveis, x representa os valores dos dados de um conjunto de variáveis, y representa os valores dos dados do outro conjunto de variáveis, \bar{x} representa a média dos valores de x e \bar{y} representa a média dos valores de y .

Este procedimento de cálculo foi obtido através da função “PEARSON(matriz1;matriz2)” do software Microsoft Excel 2010®.

Neste trabalho, considerou-se satisfatório os valores para o coeficiente de correlação entre dois conjuntos de dados que possuem valor igual ou superior a 0,95.

A relação entre o deslocamento do disco e a velocidade máxima de deslizamento é dependente do tempo de *slip*. Uma vez que o tempo de *slip* é praticamente o mesmo independentemente da força normal aplicada no disco, a velocidade de deslizamento acompanha o comportamento do deslocamento do disco durante a fase *slip*, ou seja, quanto maior o deslocamento, maior a velocidade máxima de deslizamento do disco.

Este comportamento pode ser observado na Figura 4.21, a qual apresenta a correlação entre os dados médios do deslocamento e da velocidade de deslizamento do disco.

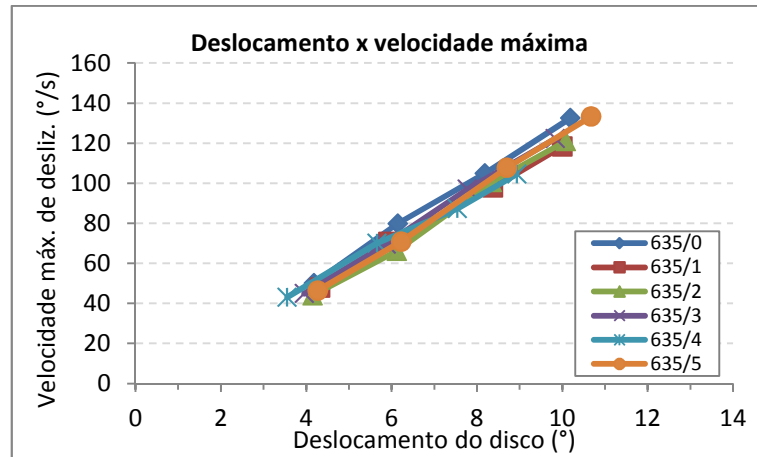


Figura 4.21 – Correlação entre o deslocamento do disco e a velocidade máxima de deslizamento do disco.

Na análise individual dos dados obtidos em cada material, é possível obter o coeficiente de correlação entre o deslocamento do disco e a velocidade de deslizamento do disco para cada material ensaiado, conforme mostrado na Figura 4.22, onde são apresentados os valores da velocidade de deslizamento do disco em função do deslocamento do disco, e a curva de correlação dos dados para o material 635/1.

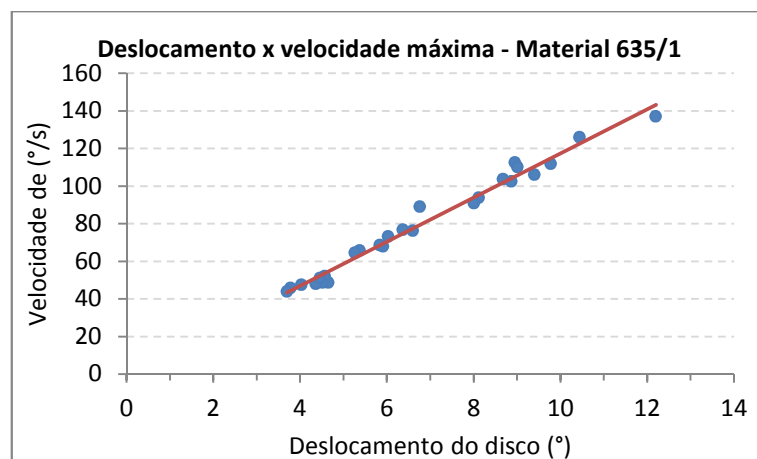


Figura 4.22 – Correlação entre o deslocamento e a velocidade de deslizamento do disco, para o material 635/1.

O material 635/1 apresentou um coeficiente de correlação entre o deslocamento do disco e a velocidade máxima de deslizamento de 0,99. Este procedimento foi realizado para cada material e com isso se obteve os valores das correlações entre dos resultados.

A Tabela 4.9 apresenta os valores dos coeficientes de correlação entre o deslocamento e a velocidade máxima de deslizamento do disco obtidos para cada material ensaiado.

Tabela 4.9 - Valores dos coeficientes de correlação entre o deslocamento e a velocidade máxima de deslizamento do disco.

Material	$r(\theta_d, \omega_{max})$
635/0	0,98
635/1	0,99
635/2	0,96
635/3	0,99
635/4	0,99
635/5	0,97

Através dos resultados dos coeficientes de correlação é possível afirmar que a velocidade de deslizamento do disco possui correlação com o deslocamento do disco para todos os materiais, pois todos apresentaram coeficiente de correlação igual ou superior à 0,95.

Com relação à variação de torque, os resultados obtidos mostraram uma tendência da variação de torque aumentar à medida em que o deslocamento do disco cresce, conforme mostra a Figura 4.23, a qual apresenta a correlação entre as médias dos dados da variação de torque e do deslocamento do disco.

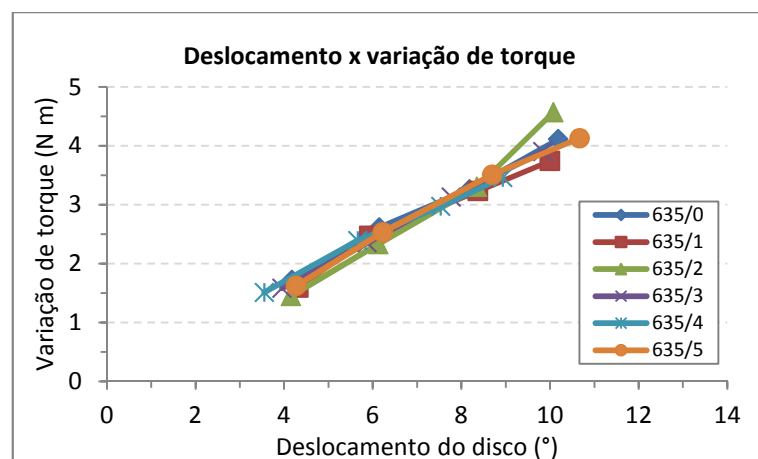


Figura 4.23 – Correlação entre os valores médios do deslocamento do disco e a variação de torque.

Na análise individual dos dados obtidos em cada material, é possível obter o coeficiente de correlação entre o deslocamento do disco e a variação de torque para cada material ensaiado, conforme mostrado na Figura 4.24, onde são apresentados os valores da

variação de torque em função do deslocamento do disco, e a curva de correlação dos dados para o material 635/4.

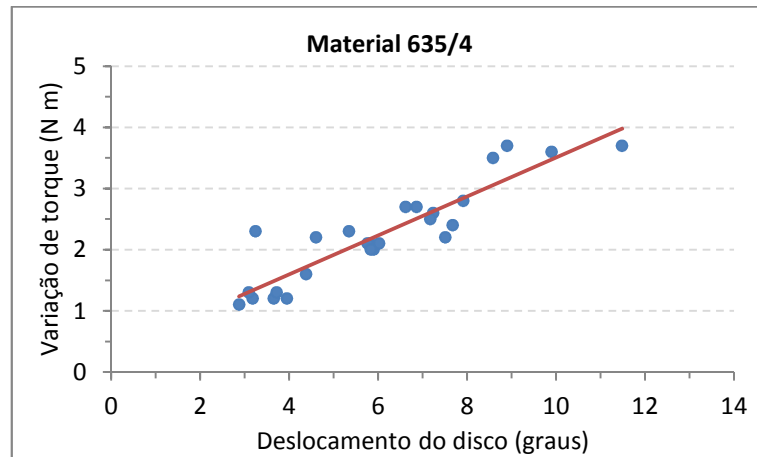


Figura 4.24 – Correlação entre o deslocamento e a variação de torque, para o material 635/4.

A Tabela 4.10 apresenta os valores dos coeficientes de correlação entre a variação de torque e o deslocamento do disco para cada material ensaiado.

Tabela 4.10 - Valores dos coeficientes de correlação entre a variação de torque e o deslocamento do disco.

Material	$r(\Delta T, \theta_d)$
635/0	0,96
635/1	0,96
635/2	0,94
635/3	0,96
635/4	0,91
635/5	0,96

Através dos resultados dos coeficientes de correlação é possível afirmar que a variação de torque possui correlação com o deslocamento do disco para os materiais 635/0, 635/1, 635/3 e 635/5, pois todos apresentaram coeficiente de correlação igual ou superior à 0,95. Já para os materiais 635/2 e 635/4, não há correlação entre os resultados da variação de torque e do deslocamento do disco, pois os coeficientes de correlação foram inferiores à 0,95.

4.3.1 Correlação dos parâmetros com o pico de aceleração da vibração

A avaliação da vibração no corpo de prova durante ensaios de caracterização de materiais de fricção em um tribômetro é o principal objetivo deste trabalho, por isso, especial atenção se deu à este parâmetro durante as análises realizadas.

Ficou evidente durante os ensaios que quanto maior a força normal aplicada sobre o disco, maior o pico da aceleração da vibração. Conseqüentemente, em relação ao deslocamento do disco, a lógica também se manteve, pois o deslocamento do disco também aumenta com o aumento da força normal.

A Figura 4.25 apresenta a correlação entre as médias dos valores obtidos do deslocamento do disco e do pico de aceleração da vibração.

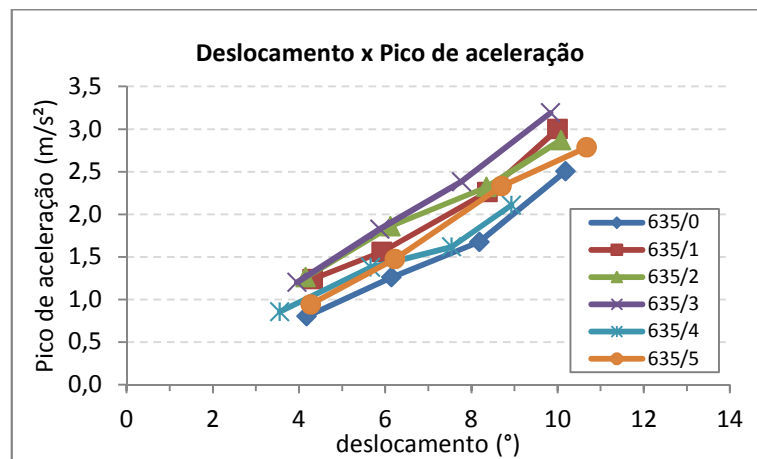


Figura 4.25 – Correlação entre o deslocamento do disco e os picos de aceleração da vibração.

Na Figura 4.25 é possível observar a tendência do pico de aceleração aumentar juntamente com o deslocamento do disco. Também verifica-se que para um mesmo deslocamento, os materiais 635/1, 635/2 e 635/3 são os que apresentam maiores picos de vibração, enquanto os materiais 635/0, 635/4 e 635/5 foram os que apresentaram menores valores de pico de aceleração da vibração.

Com objetivo de verificar a correlação entre os valores do deslocamento do disco com os valores dos picos de aceleração da vibração, foi realizada uma análise de correlação, conforme mostra a Figura 4.26, a qual apresenta a correlação entre o deslocamento do disco e o pico de aceleração da vibração, para o material 635/1.

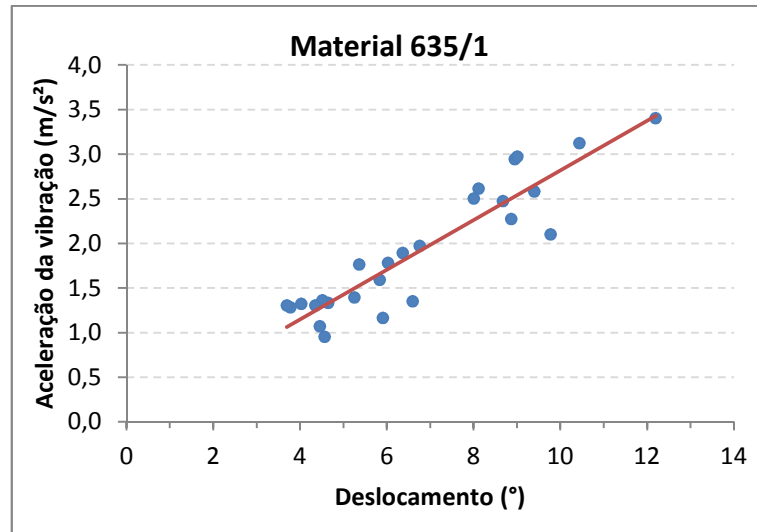


Figura 4.26 – Correlação entre o deslocamento do disco e o pico de aceleração da vibração, para o material 635/1.

Para o material 635/1, mostrado na Figura 4.26, o coeficiente de correlação entre o deslocamento do disco e o pico de aceleração da vibração foi de 0,92, mostrando que a correlação existente entre estes dados não é significativa, pois neste trabalho, considera-se significativa a correlação que apresentar valores iguais ou superiores à 0,95.

A Tabela 4.11 apresenta os valores dos coeficientes de correlação entre a deslocamento do disco e o pico de aceleração da vibração para cada material ensaiado.

Tabela 4.11 - Valores dos coeficientes de correlação entre o deslocamento do disco e o pico de aceleração da vibração.

Material	$r(\theta, a)$
635/0	0,93
635/1	0,92
635/2	0,87
635/3	0,97
635/4	0,93
635/5	0,92

Dos materiais ensaiados, o único que apresentou boa correlação entre os dados do deslocamento do disco com o pico de aceleração da vibração foi o material 635/3, cujo valor do coeficiente de correlação foi de 0,97.

Na avaliação do pico de aceleração da vibração em função da velocidade máxima de deslizamento do disco, os resultados foram bastante semelhantes aos obtidos para o deslocamento do disco. A tendência de valores de picos de aceleração crescente com o

aumento da velocidade máxima de deslizamento também foi observada e praticamente a mesma ordem entre os materiais foi mantida.

A Figura 4.27 apresenta a correlação entre as médias dos dados da velocidade máxima de deslizamento do disco e do pico de aceleração da vibração.

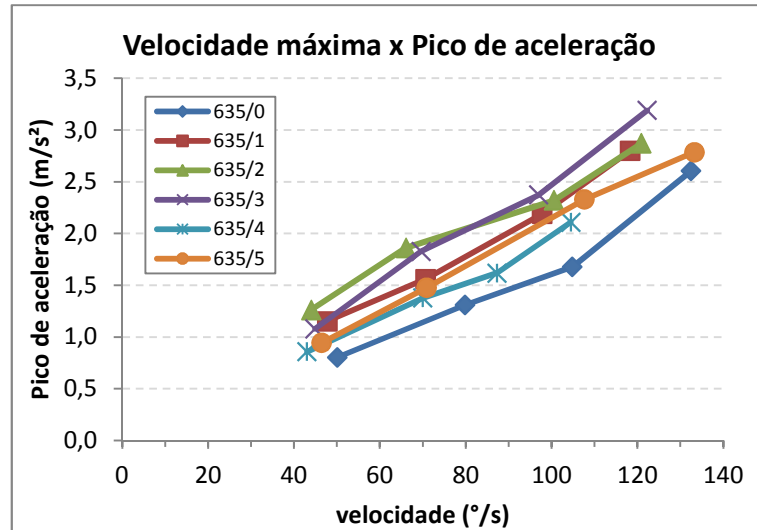


Figura 4.27 – Linhas de tendência entre a velocidade de deslizamento do disco e os picos de aceleração da vibração.

Na Figura 4.27 é possível observar a tendência do pico de aceleração aumentar com o aumento da velocidade máxima de deslizamento do disco, e para uma mesma velocidade, os materiais 635/1, 635/2 e 635/3 são os que apresentam maiores picos de vibração, enquanto os materiais 635/0, 635/4 e 635/5 foram os que apresentaram menores valores de pico de aceleração da vibração, mantendo a mesma ordem da obtida através da análise com o deslocamento do disco.

Na análise de correlação dos dados, verificou-se uma melhora em relação aos valores obtidos na análise com o deslocamento do disco, porém ainda houve materiais que não apresentaram boa correlação entre os dados, como o material 635/1, 635/2 e 635/4.

A Tabela 4.12 apresenta os valores dos coeficientes de correlação entre a velocidade máxima de deslizamento do disco e o pico de aceleração da vibração para cada material ensaiado.

Tabela 4.12 - Valores dos coeficientes de correlação entre a velocidade máxima de deslizamento do disco e o pico de aceleração da vibração.

Material	$r(\omega_{max}, a)$
635/0	0,97
635/1	0,93
635/2	0,92
635/3	0,99
635/4	0,93
635/5	0,95

Dos materiais ensaiados, os três materiais que apresentaram boa correlação entre os dados da velocidade máxima de deslizamento do disco com o pico de aceleração da vibração foram os materiais 635/0, 635/3 e 635/5, cujos valores do coeficiente de correlação foram iguais ou superiores à 0,95.

A Figura 4.28 apresenta a correlação entre as médias dos dados da variação de torque e do pico de aceleração da vibração.

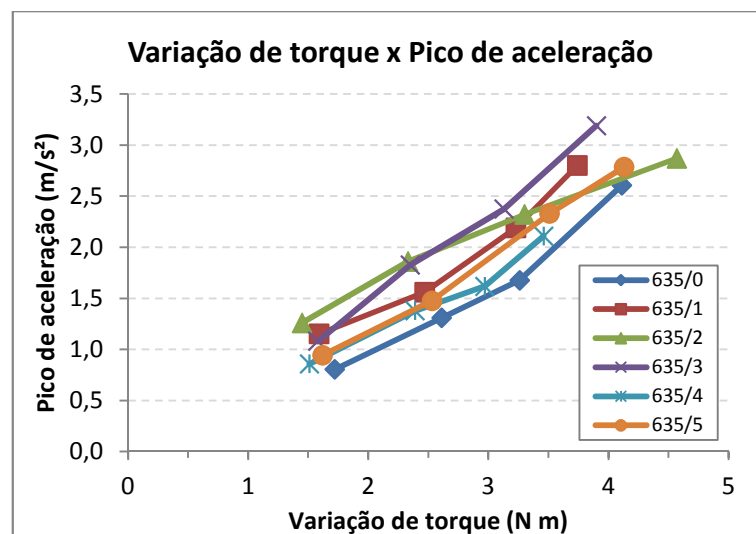


Figura 4.28 – Correlação entre a variação de torque e os picos de aceleração da vibração.

Na Figura 4.28 observa-se a tendência do pico de aceleração ser maior à medida em que se aumenta a variação de torque, e assim como ocorreu na velocidade de deslizamento e no deslocamento do disco, com relação à variação de torque, os materiais 635/1, 635/2 e 635/3 são os que apresentam maiores picos de vibração, enquanto os materiais 635/0, 635/4 e 635/5 foram os que apresentaram menores valores de pico de aceleração da vibração.

Na análise de correlação dos dados, não houve aumento do número de materiais que apresentaram correlação entre os resultados do pico de vibração com a variação de torque, se

comparados com a análise feita com a velocidade de deslizamento, pois ainda houve três materiais que não apresentaram correlação. Em relação aos valores obtidos, observou-se uma piora nos valores dos coeficientes de correlação em comparação aos valores obtidos na análise com a velocidade de deslizamento do disco.

A Tabela 4.13 apresenta os valores dos coeficientes de correlação entre a velocidade máxima de deslizamento do disco e o pico de aceleração da vibração para cada material ensaiado.

Tabela 4.13 - Valores dos coeficientes de correlação entre a variação de torque e o pico de aceleração da vibração.

Material	$r(\Delta T, a)$
635/0	0,96
635/1	0,94
635/2	0,92
635/3	0,95
635/4	0,84
635/5	0,95

Assim como no caso da análise da correlação com a velocidade de deslizamento, apenas os mesmos três materiais da análise anterior apresentaram boa correlação entre os dados da variação de torque com o pico de aceleração da vibração: 635/0, 635/3 e 635/5, cujos valores do coeficiente de correlação foram iguais ou superiores à 0,95.

Como a variação de torque é um parâmetro conhecidamente influente para a ocorrência do fenômeno do *stick-slip* e como o tribômetro utilizado para os ensaios utiliza a leitura direta do torque do motor, fez-se uma tentativa de melhorar a correlação deste parâmetro com a aceleração da vibração. Para isso, multiplicou-se o valor da variação de torque com o valor do torque máximo obtido em cada ciclo do *stick-slip*, através da seguinte equação:

$$C_T = \Delta T \cdot T_{\max} \quad (4.3)$$

O resultado da análise da correlação obtida com os valores resultantes desta equação, são apresentados na Tabela 4.14 abaixo.

Tabela 4.14 - Valores dos coeficientes de correlação entre o coeficiente C_T e o pico de aceleração da vibração.

Material	$r(C_T, a)$
635/0	0,98
635/1	0,96
635/2	0,93
635/3	0,97
635/4	0,89
635/5	0,95

Com esta análise, observou-se que houve um aumento na quantidade de materiais que apresentaram bom coeficiente de correlação, passando agora para quatro materiais (635/0, 635/1, 635/3 e 635/5). Além disso, os valores do coeficiente de correlação tiveram uma melhora em relação aos resultados obtidos nas análises anteriores, conforme pode ser visualizado na Figura 4.29

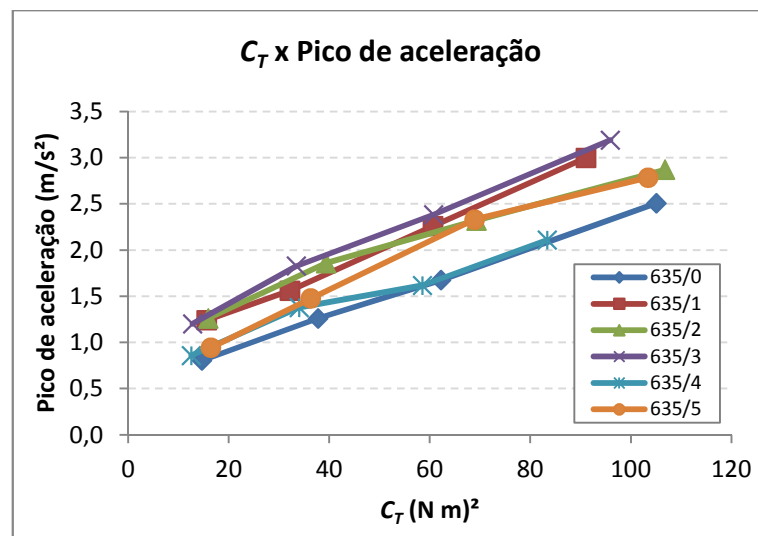


Figura 4.29 – Correlação entre o valor do coeficiente C_T e os picos de aceleração da vibração.

Através da análise dos parâmetros obtidos nos ensaios de caracterização dos materiais de fricção com auxílio do tribômetro e sua relação com os resultados dos picos de aceleração obtidos com o acelerômetro, chegou-se aos resultados das correlações entre os dados, os quais foram agrupados na Tabela 4.15. Foram destacados em negrito os valores dos coeficientes de correlação que atenderam ao critério de aceitabilidade definido neste trabalho ($r \geq 0,95$), além de receberem destaque também os dois maiores coeficientes de correlação obtidos para cada material ensaiado (célula com fundo cinza).

Tabela 4.15 - Valores dos coeficientes de correlação entre os diversos parâmetros obtidos nos ensaios com o pico de aceleração da vibração medida.

Material	$r(\theta_b, a)$	$r(\omega_{max}, a)$	$r(\Delta T, a)$	$r(C_T, a)$
635/0	0,93	0,97	0,96	0,98
635/1	0,92	0,93	0,94	0,96
635/2	0,87	0,92	0,92	0,93
635/3	0,97	0,99	0,95	0,97
635/4	0,93	0,93	0,84	0,89
635/5	0,92	0,95	0,95	0,95

Legenda:	Negrito	Apresenta correlação considerada satisfatória ($r \geq 0,95$)
		Maior valor do coeficiente de correlação para o material
		Segundo maior valor do coef. de correlação para o material

Na Tabela 4.15 é possível observar que o coeficiente de correlação que levou em consideração o valor da variação de torque juntamente com o valor do torque máximo em um mesmo parâmetro, denominado C_T , foi o que apresentou os melhores resultados em relação aos picos de aceleração da vibração, em comparação aos demais coeficientes de correlação calculados, mostrando a forte relação que existe entre a variação de torque e o torque máximo com a ocorrência do fenômeno do *stick-slip*.

5 CONCLUSÕES

- Os ensaios realizados no tribômetro demonstram que o equipamento utilizado cumpre bem com seu propósito e apresenta bom desempenho para caracterização de materiais de fricção, permitindo o controle individual de cada parâmetro de entrada que influencia no ensaio, como a força normal aplicada, a velocidade de rotação do disco e a rigidez do sistema, além de possuir sensores específicos para realizar a leitura dos diversos parâmetros de saída envolvidos no processo.
- Os resultados obtidos nos ensaios de caracterização dos materiais de fricção apresentam informações úteis para avaliação das características tribológicas dos materiais, possibilitando o desenvolvimento de novos materiais a partir de ensaios realizados no tribômetro.
- A avaliação da resposta da aceleração da vibração obtida nos ensaios de *stick-slip* demonstrou que a resposta da vibração relaciona-se com os diversos parâmetros medidos, como deslocamento, velocidade e variação de torque.
- Para melhor prever a propensão de um determinado material em apresentar vibração de *stick-slip* deve-se levar em consideração, além da variação de torque, o torque máximo imposto ao sistema durante cada ciclo de *stick-slip*, através do coeficiente C_T .
- Os valores do coeficiente C_T servem como parâmetro para avaliação da propensão de um determinado material em apresentar vibrações originadas pela ocorrência do fenômeno do *stick-slip* e poderá ser usado em qualquer equipamento de ensaio de materiais de fricção que não disponha de um acelerômetro instalado para leitura da aceleração da vibração.
- O uso do acelerômetro para avaliação da resposta vibratória dos ensaios de *stick-slip* se mostrou viável, mostrando características que dificilmente seriam detectadas nos ensaios convencionais sem acelerômetro, devendo ser levado em consideração em trabalhos futuros.
- Pela análise dos gráficos da resposta da aceleração em função do tempo e dos valores RMS da aceleração da vibração, é possível observar que alguns materiais, como o 635/2 e o 635/5, apresentam ruídos acima da média em relação aos demais materiais, durante a etapa de *slip*. Esta característica específica foi um dado adicional obtido nos ensaios, e portanto sugere-se que seja melhor estudado em trabalhos futuros.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Abdelhamid, M. K., Blaschke, P., Wang, W. A., Yang, S. **An overview of brake noise and vibration problems**. IMAC XIX - 19th International Modal Analysis Conference, 2001.

Awrejcewicz, J., Olejnik, P. **Occurrence of Stick-Slip Phenomenon**. Journal of Theoretical and Applied Mechanics, nº 45, pp. 33-40, 2007.

Bakar, A. R. A., **Modelling and simulation of disc brake contact analysis and squeal**. University of Liverpool, United Kingdom, 2005.

Balotin, J. G. **Procedimento para ensaio de materiais de atrito utilizando um tribômetro**. Dissertação de Mestrado, 83 páginas. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2010.

Basford, P. R., Twiss, S. B. **Properties of friction materials. I - Experiments on variables affecting noise: II - Theory of vibrations in brakes**. Trans. ASME, Vol. 80 pp 402-406 e pp 407-410, 1958.

Bhushan, B. **Introduction to tribology**. John Wiley & Sons. ISBN 0-471-15893-3. New York, 2002.

Blau, P. J. **Compositions, functions, and testing of friction brake materials and their additives**. Oak Ridge National Laboratory, Metals and Ceramics Division. ORNL/TM-2001/64. Tennessee, USA, 2001.

Blau, P. J. **Friction Science and Technology: From Concepts to Applications**. 2nd edition. CRC Press, 2008.

Birch, T. W. **Automotive Braking Systems**. Third edition. Delmar Publishers. USA, 1999.

Bowden, F. P., Leben, L. **The nature of sliding and the analysis of friction**. Proceedings of the Royal Society of London. Series A 169, pp. 371-391, 1939.

Castro, H. A. **Brasil: rumo à eliminação do asbesto/amianto**. Cadernos de Saúde Pública, Fundação Oswaldo Cruz, Rio de Janeiro, 28(5):816-817, 2012

Canali, R. J. **Determinação de propriedades físicas de diferentes materiais para discos e pastilhas de freio e relação destas propriedades com ruído**. Dissertação de Mestrado, 132 páginas, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2002.

Crolla, D. A. Lang, A. M. **Brake noise and vibration-the state of the art**. Vehicle Tribology, Tribology Series, vol. 18, (Elsevier), pp. 165-174, 1991.

Desplanques Y., Roussette O., Degallaix G., Copin R., Berthier Y. **Analysis of tribological behaviour of pad-disc contact in railway braking. Part 1. Laboratory test development, compromises between actual and simulated tribological triplets**. Wear 262 pp. 582-591, 2006.

Ding, W. **Self-excited vibration – Theory, paradigms and research methods**. Tsinghua University Press, Beijing and Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2012.

Dowson, D. **History of Tribology (2nd ed.)**. Longman Ltd, London, 1998.

Duffour, P. **Noise generation in vehicle brakes**. Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy. Engineering Department of Cambridge University, 2002.

Elmaian, A., Duffal, J. M., Gautier, F., Pezerat, C. Gilbert, J. **Automotive friction-induced noises**. Acoustics 2012 Nantes Conference, 2012.

Eriksson, M., Jacobson, S. **Tribological Surfaces of Organic Brake Pads**. Tribology International, 33 p. 817-827, 2000.

Fosberry, R. A. C. and Holubecki, Z. **An investigation of the causes and nature of brake squeal**. MIRA reports 1955/2, 1957/1, 1957/3, 1959/4, 1961/2.

Franceschini, J., Ferreira, N. F., Miguel, L. F. F., Neis, P. D. **Characterization of Friction Materials for Brake Pads Using a Tribometer**. 22nd International Congress of Mechanical Engineering, ISSN 2176-5480 pp. 4023-4030, 2013.

Fuadi, Z., Adachi, K., Ikeda, H., Naito, H., Kato, K. **Experimental model for creep groan analysis**. Lubrication Science 21, pp. 27-40, 2009.

Fuadi, Z., Maegawa, S., Nakano, K., Adachi, K. **Map of low-frequency stick-slip of a creep groan**. Journal of Engineering Tribology, pp. 1235-1246, 2010.

Gieck, J. E. **Studying brake noise with ultra-slow motion photography**. SAE paper 650489, 1965.

Halliday, D., Resnick, R., Walker, J. **Fundamentos de Física – Volume 1**. LTC, Rio de Janeiro, 1996.

Haynes Publishing. **Automotive Disc Brake Manual**. Techbook Series, 1999.

Inmetro. **Aprova os Requisitos de Avaliação da Conformidade para Componentes Automotivos**. Portaria n.º 301, de 21 de julho de 2011.

Inmetro. **Aprova o Regulamento Técnico da Qualidade para Materiais de Atrito Destinados ao Uso em Freios de Veículos Rodoviários Automotores**. Portaria n.º 17, de 10 de janeiro de 2014.

Inmetro. **Aprova e inclui o Anexo Específico X – Requisitos de Avaliação da Conformidade para Materiais de Atrito para Freios de Veículos Rodoviários Automotores na Portaria Inmetro n.º 301, de 21 de julho de 2011**. Portaria n.º 055, de 28 de janeiro de 2014.

Jacko, M. G., Tsang, P. H. S., Rhee, S. K. **Automotive friction materials evolution during the past decade**. Wear 100 pp. 503-515, 1984.

Jacobsson, H. **Aspects of disc brake judder**. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 217 - Part D: Journal of Automobile Engineering, 2003.

Jang, H., Fash, J. W. **Compositional effects of the brake friction material on creep groan phenomena**. Wear 251, pp. 1477-1483, 2001.

Jost, H. P. **Lubrication (tribology) education and research**. Jost Rep. Department of Education and Science, HMSO, London. p.4., 1966.

Jost, H. P. **Tribology - origin and future**. Wear 136, pp. 1-17, 1990.

Kim, S. S., Hwang, H. J., Shin, M. W., Jang, H. **Friction and vibration of automotive brake pads containing different abrasive particles**. Wear 271, pp. 1194-1202, 2011.

Ko, P. L., Taponat, M. C., Pfafner, R. **Friction-induced vibration - with and without external disturbance**. Tribology International 34, pp. 7-24, 2001.

Lampaert, V., Al-Benderand, F., Swevers, J. **Experimental characterization of dry friction at low velocities on a developed tribometer setup for macroscopic measurements.** Tribology Letters, Vol. 16, No. 1, January 2004.

Lee, S. M., Shin, M. W., Lee, W. K., Jang, H. **The correlation between contact stiffness and *stick-slip* of brake friction materials.** Wear 2012.

Limpert, R. **Brake design and safety.** Second edition, SAE International, 1999.

Matozo, L. T. **Análise de materiais de fundo de alto amortecimento e de seus efeitos em pastilhas de freio.** Dissertação de mestrado. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2006.

Matozo, L. T. **Estudo da relação entre propriedades de compósitos de fricção aplicados a sistemas de freio a disco e a propensão à ocorrência de *squeal noise*.** Tese de doutorado. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2012.

Neis, P. D. **Projeto e construção de um tribômetro para estudos relacionados a materiais de atrito veiculares.** Dissertação de Mestrado, 95 páginas. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2008.

Neis, P. D., Ferreira, N. F., Lorini, F. J. **Contribution to perform high temperature tests (fading) on a laboratory-scale tribometer.** Wear vol. 271, pp. 2660-2664, 2011a.

Neis, P. D., De Baets, P., Ost, W., Perez Delgado Y., Loccufier, M., Al-Bender, F., Ferreira, N. F., F. J. Lorini. Investigation of the dynamic response in a dry friction process using a rotating stick–slip tester. Wear vol. 271, pp. 2640– 2650, 2011b.

Neis, P. D. **Projeto e construção de um tribômetro com controle independente da temperatura do disco.** Tese de doutorado, 130 páginas. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2013.

Neuman, R. F., McNinch, J. H. **Performance characterization of dry friction materials.** IMech E, pp 233-238, 1983.

Persson, B. N. J., Albohr, O., Mancosu, F., Peveri, V., Samoilov V. N., Sivebaek, I.M. **On the nature of the static friction, kinetic friction and creep.** Wear 254, pp. 835-851, 2003.

Rehkopf, J., Halderman, J. D. **Automotive brake systems.** Prentice Hall, 4th edition, 2006.

Sergienko, V. P., S. Bukharov, N., Kupreev, A. V. **Noise and Vibration in Brake Systems of Vehicles. Part 1: Experimental Procedures.** Journal of Friction and Wear, vol. 29, n° 3, pp. 234–241, 2008.

Sergienko, V. P., S. Bukharov, N., Kupreev, A. V. **Noise and Vibration in Brake Systems of Vehicles. Part 2: Theoretical Investigation Techniques.** Journal of Friction and Wear, vol. 30, n° 3, pp. 216–226, 2009.

Sergienko, V. P., S. Bukharov, Mel’nikov, S. F. **Noise and Vibration in Brake Systems of Vehicles. Part 3: Forced Low-Frequency Vibration (A Review).** Journal of Friction and Wear, vol. 33, n° 4, pp. 293–307, 2012.

Serridge, M., Licht, T. R. **Piezoelectric accelerometer and vibration preamplifier handbook.** K Laarsen & Sen A/S. Denmark, 1987.

Sheng, G. **Friction-Induced Vibrations and Sound – Principles and Applications.** CRC Press, 2008.

Sinclair, D. **Frictional vibrations**. J. Appl. Mech, pp 207-214, 1955.

Sinatora, A. **Tribologia: Um resgate histórico e o estado da arte**. Erudição apresentada para concurso de professor titular do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da USP. São Paulo, 2005.

Tsang, P. H. S., Jacko, M. G. Rhee, S. K. **Comparison of chase and inertia brake dynamometer testing of automotive friction materials**. ASME Wear of Materials, pp. 129-137, 1985.

Yoon, S. W., Shin, M. W., Lee, W. G., Jang, H. **Effect of surface contact conditions on the *stick-slip* behavior of brake friction material**. Wear 294–295, pp. 305–312, 2012.

Zimmer D., Teves, A. **ATE Friction Test Machine and Other Methods of Lining Screening**. SAE, 1982.

APÊNDICE A – Gráficos da resposta vibratória dos materiais

Os gráficos apresentados nas figuras abaixo apresentam o sinal característico da resposta da aceleração da vibração (linha vermelha) e da posição do disco (linha azul) para todos os materiais de fricção ensaiados, para duas diferentes forças normais de 600 N e 1800 N, em um único evento de *slip*.

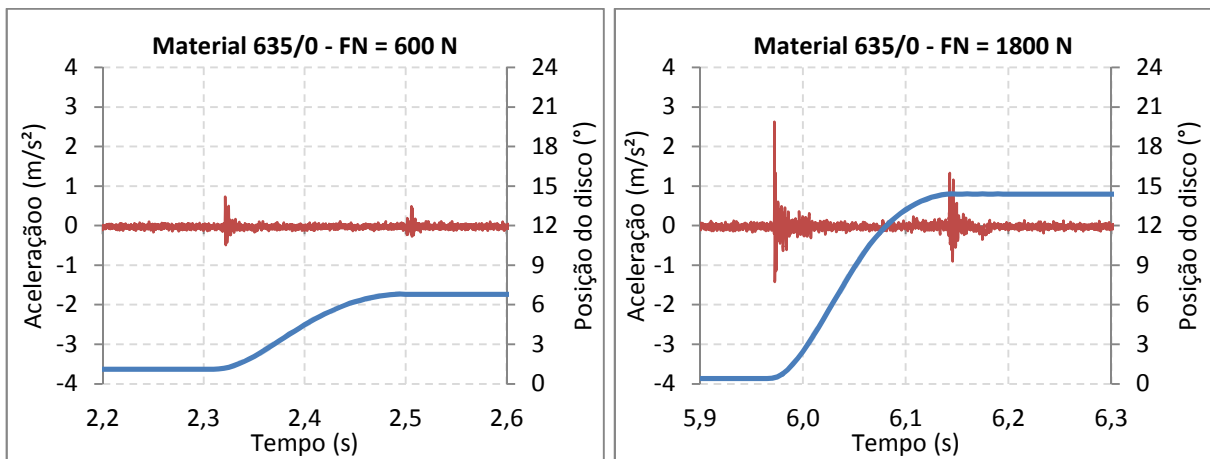


Figura A.1 – Resposta da aceleração da vibração (linha vermelha) e da posição do disco (linha azul) para o material 635/0, sob uma força normal de 600 N (esquerda) e 1800 N (direita).

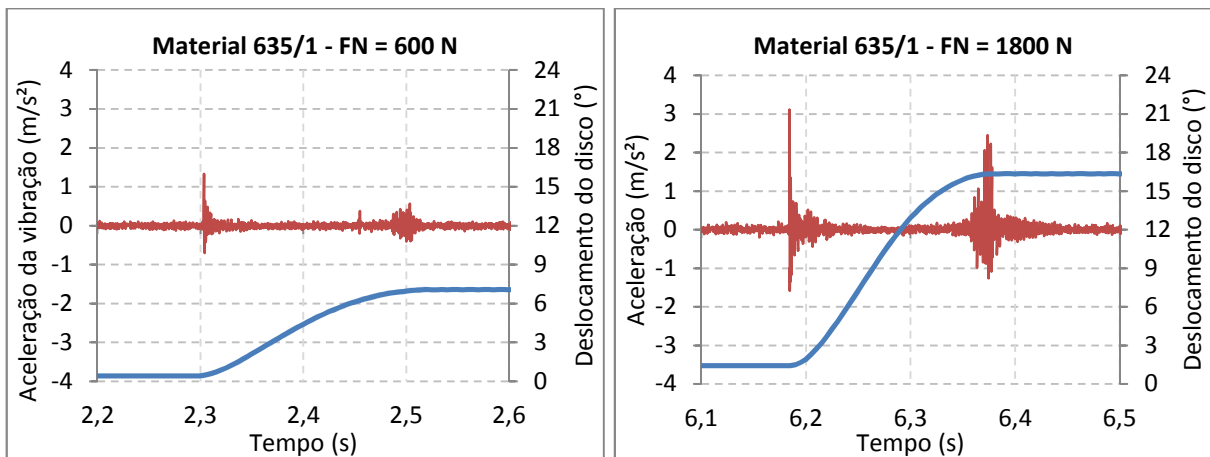


Figura A.2 – Resposta da aceleração da vibração (linha vermelha) e da posição do disco (linha azul) para o material 635/1, sob uma força normal de 600 N (esquerda) e 1800 N (direita).

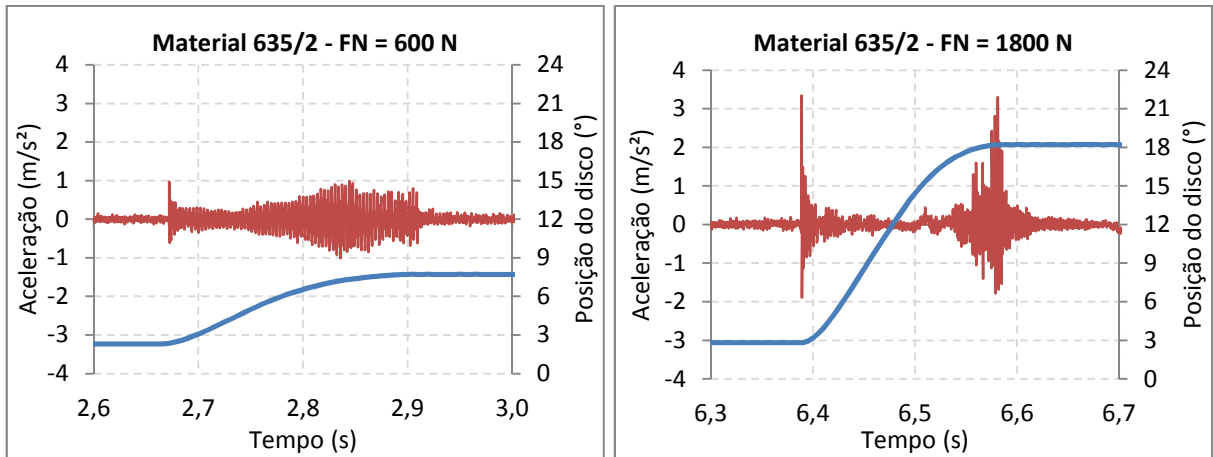


Figura A.3 – Resposta da aceleração da vibração (linha vermelha) e da posição do disco (linha azul) para o material 635/2, sob uma força normal de 600 N (esquerda) e 1800 N (direita).

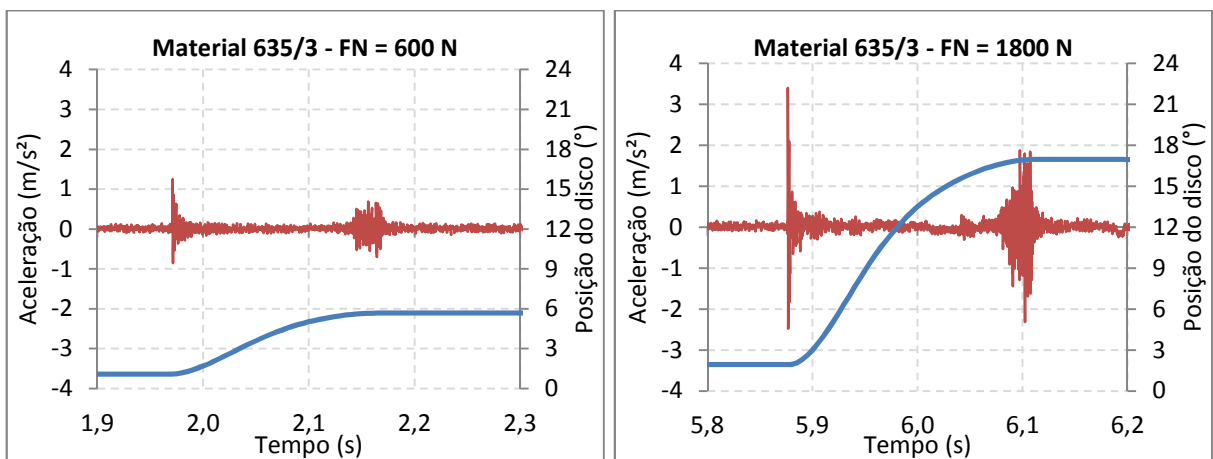


Figura A.4 – Resposta da aceleração da vibração (linha vermelha) e da posição do disco (linha azul) para o material 635/3, sob uma força normal de 600 N (esquerda) e 1800 N (direita).

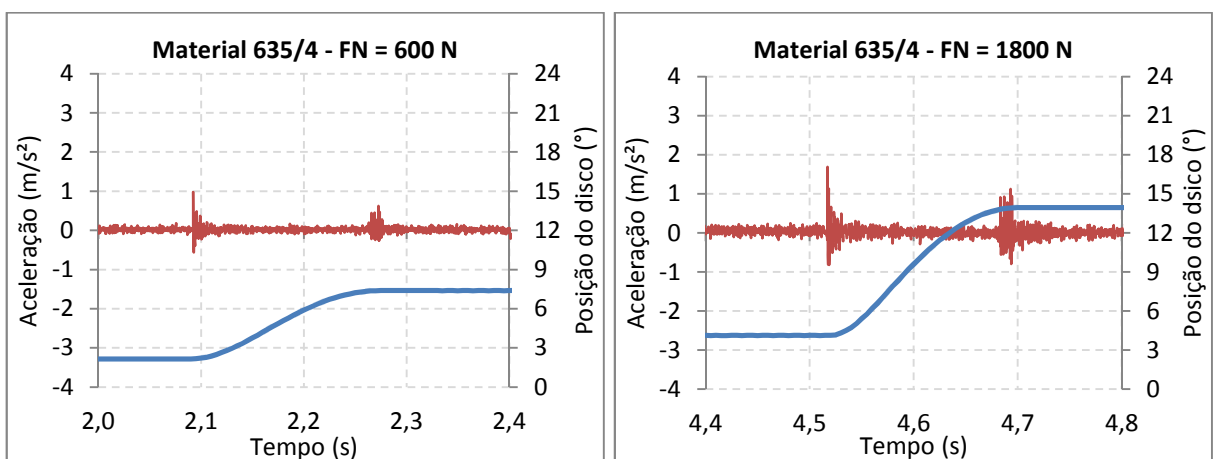


Figura A.5 – Resposta da aceleração da vibração (linha vermelha) e da posição do disco (linha azul) para o material 635/4, sob uma força normal de 600 N (esquerda) e 1800 N (direita).

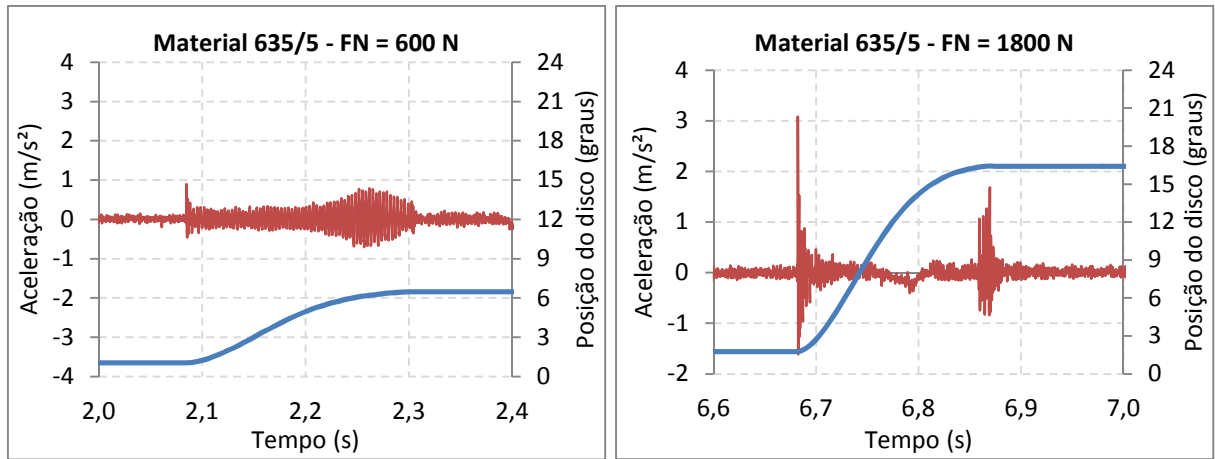


Figura A.6 – Resposta da aceleração da vibração (linha vermelha) e da posição do disco (linha azul) para o material 635/5, sob uma força normal de 600 N (esquerda) e 1800 N (direita).