



Universidade Federal de Minas Gerais

Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção

Rafael Lucas Machado Pinto

ANÁLISE DE VARIÁVEIS QUE INFLUENCIAM NO DESEMPENHO DE FRENAGEM VEICULAR ATRAVÉS DE ENSAIOS BASEADOS NA METODOLOGIA KRAUSS.

ORIENTADOR:

PROF. DR. PAULO EUSTÁQUIO DE FARIA

Belo Horizonte
2014



Universidade Federal de Minas Gerais

Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção

Rafael Lucas Machado Pinto

ANÁLISE DE VARIÁVEIS QUE INFLUENCIAM NO DESEMPENHO DE FRENAGEM VEICULAR ATRAVÉS DE ENSAIOS BASEADOS NA METODOLOGIA KRAUSS.

DISSERTAÇÃO APRESENTADA AO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE PRODUÇÃO DA UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS, COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA DE PRODUÇÃO.

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: SISTEMAS INTEGRADOS DE MANUFATURA

ORIENTADOR: PROF. DR. PAULO EUSTÁQUIO DE FARIA.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS

Belo Horizonte
2014





Universidade Federal de Minas Gerais

Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção

Dissertação intitulada “ANÁLISE DE VARIÁVEIS QUE INFLUENCIAM NO DESEMPENHO DE FRENAGEM VEICULAR ATRAVÉS DE ENSAIOS BASEADOS NA METODOLOGIA KRAUSS”, de autor do mestrando Rafael Lucas Machado Pinto, _____ pela banca examinadora constituída pelos seguintes professores:

Prof. Dr. Paulo Eustáquio de Faria– DEP/UFMG – Orientador

Prof. Dr. Antônio Carlos de Andrade - DEMEC/UFMG - Membro

Prof. Dr. Juan Carlos Horta Gutierrez - DEMEC/UFMG - Membro

Prof. Dr. Juan Carlos Campos Rubio – DEMEC/UFMG - Membro

Avenida Antônio Carlos, 6627 – Belo Horizonte, MG – 31270-901 – Minas Gerais – Brasil

As meus pais Eustáquio e Maria do Carmo, irmãos e amigos.

Agradecimentos

Agradeço a Deus e a Nossa Senhora Aparecida, por iluminar o meu caminho.

Aos meus pais e irmãos pelo incentivo e por me ajudarem em todos os momentos.

Aos meus tios Sr. Marinho e Dona Geralda, um eterno agradecimento.

Ao orientador Dr. Paulo Eustáquio de Faria, pela oportunidade, orientação e apoio, e aos professores Dr. Juan Carlos Campos Rubio e Dr. Juan Carlos Horta Gutierrez, pelos conselhos e por compartilharem seus imensos conhecimentos.

Ao colega de laboratório Rodrigo Menezes, que muito contribuiu para a montagem da máquina utilizada neste projeto, sem o qual não seria possível desenvolvê-lo.

SUMÁRIO

LISTA DE TABELAS	13
LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS	15
LISTA DE SÍMBOLOS.....	16
RESUMO.....	18
ABSTRACT	19
1.1.Introdução	20
1.2.Justificativa	22
1.3.Objetivos.....	22
1.3.1.Objetivo Geral	22
1.3.2.Objetivos Específicos.....	22
1.4.Estrutura do Trabalho	23
2.1. Sistemas de Freio e Frenagem	25
2.1.1.Breve Histórico.....	25
2.1.2. Funções de um sistema de frenagem	28
2.1.3. Componentes de um Sistema de Freio.....	29
2.2. Freios a tambor.....	31
2.3. Freios a disco.....	33
2.4. Comparação entre sistemas de freio a disco e a tambor	38
2.5. Pastilhas e lonas	40
2.5.1.Materiais utilizados na fabricação de pastilhas e lonas de freios.....	40
2.6. Equipamentos utilizados para simulação de frenagens	42
2.6.1. Principais etapas durante ensaios de caracterização de materiais	44
2.7. Normas de Ensaio.....	45
2.8. Modelagem por elementos finitos (FEM) – Método Numérico CAE.....	46
2.9. Variáveis que afetam o atrito e o desgaste	48
2.9.1. Velocidade de Escorregamento.....	49
2.9.2 Pressão de Contato	50
2.10. Desempenho/Performance de Frenagem	58
2.10.1.Transferência de Carga Durante a Frenagem.....	58

2.10.2. Desempenho do Freio de Serviço.....	61
CAPÍTULO 3 – MATERIAIS E MÉTODOS.....	63
3.1. Descrição da adaptação da máquina de ensaio de frenagem	63
3.2. Construção do Torquímetro – dispositivo para medição do momento da força de frenagem	68
3.3. Construção do manômetro.....	71
3.4. Instrumentação utilizada para monitoramento das variáveis	72
3.5. Cálculo da Pressão de contato (Ou pressão Específica).....	75
3.6. Cálculo do Coeficiente de atrito	75
3.7. Procedimento de Ensaio.....	76
CAPÍTULO 4- RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	79
4.1. Inspeção da Rugosidade do Disco de Freio.....	79
4.2. Execução dos ensaios	80
4.3. Temperatura	90
4.3.1. Temperatura Geral.....	90
4.3.2. Temperatura – Pressão = 1,0 bar.....	92
4.3.3. Temperatura – Pressão= 1,5bar.....	94
4.3.4. Avaliação Pontual da Temperatura	95
4.4. Momento da Força de Frenagem.....	98
4.4.1. Pressão = 1,0 bar.....	98
4.4.2. Pressão = 1,5 bar.....	100
4.4.3. Avaliação Pontual do Momento da Força de Frenagem.....	102
4.5. Coeficiente de atrito.....	105
4.5.1. Pressão= 1,0 bar.....	105
4.5.2. Pressão= 1,5 bar.....	107
4.4.3. Avaliação Pontual do Coeficiente de Atrito.....	109
4.6. Desgaste das Pastilhas durante o ensaio.	113
CAPÍTULO 5- CONCLUSÕES	115
5.1. Propostas de Trabalhos Futuros.....	116
CAPÍTULO 6- REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	117

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1: Roda de potter, primeiro uso de um disco de freio.	26
Figura 2.2: Primeiro veículo auto-movido.	26
Figura 2.3 – Tipos de sistemas de transmissão de energia em freios: (a) Freio mecânico; (b) Freio hidráulico; (c) Freio pneumático; (d) Freio elétrico.	30
Figura 2.4: Freio a tambor.	31
Figura 2.5: Transferência de carga dinâmica.	33
Figura 2.6: Componentes de um Freio a Disco.	34
Figura 2.7: (a) Freio a disco do tipo Cáliper Fixo e (b) Cáliper Flutuante.	35
Figura 2.8: (a) Disco de freio sólido, (b) disco de freio ventilado, (c) disco de freio ventilado e com superfície ranhurada e (d) disco de freio ventilado e com superfície furada.	38
Figura 2.9: Diagrama de Dinamômetro Inercial.	43
Figura 2.10: (a) Variação da velocidade de escorregamento em sistemas de freio a disco, (b) Variação da velocidade de escorregamento em sistemas a tambor.....	49
Figura 2.11: Variação do coeficiente de atrito em função da velocidade de escorregamento para três diferentes materiais de fricção.....	50
Figura 2.12: Distorção bidimensional do disco de freio.	51
Figura 2.13: Distribuição de pressão de contato do par pastilha/disco obtida através de análise estática estrutural com força de frenagem normal aplicada (esquerda) e com força de frenagem normal aplicada e uma pequena rotação do disco (direita).	52
Figura 2.14: Pressão de contato nas pastilhas dos sistemas.	53
Figura 2.15: Simulação térmica do disco R920K para uma parada de emergência a 154km/h.	56
Figura 2.16: Temperaturas finais médias de cada frenagem dos quatro sistemas.....	57
Figura 2.17: Atrito Médio durante o ensaio.	58

Figura 2.18: Um modelo simples de uma moto em um plano horizontal	59
Figura 2.19: Distribuição de carga durante a frenagem	61
Figura 3.1: Esquema Hidropneumático da bancada de ensaio Krauss.	64
Figura 3.2: Perspectiva da bancada de ensaios.	66
Figura 3.3: Sistema de transmissão por polias e correias da máquina de ensaios.....	68
Figura 3.4: Esquema do sistema de medição do momento de força de frenagem.....	69
Figura 3.5: Alavanca para tomada do momento da força tangencial.	70
Figura 3.6 – Dispositivo construído para medição da pressão hidráulica.....	71
Figura 3.7 – Acionamento da manete de freio através do cilindro pneumático.....	73
Figura 3.8 - Manômetro com purgador e inversor de frequência utilizados.....	73
Figura 3.9 – Região de medição da temperatura.....	74
Figura 3.10 – Painel de Instrumentos.....	74
Figura 3.11: Representação esquemática dos pontos de medição.	78
Figura 4.1: Procedimento para inspeção da rugosidade do disco de freio.	80
Figura 4.2: Pastilha de freio “meia-vida” antes (a) e após o assentamento (b).	81
Figura 4.3: Pastilha de freio “nova” antes (a) e após o assentamento (b).	81
Figura 4.4: Gráfico geral de temperatura para $p=1,0$ bar para o disco “normal”.	90
Figura 4.5: Gráfico geral de temperatura para $p=1,0$ bar para o disco “gasto”.	91
Figura 4.6: Gráfico geral de temperatura para $p=1,5$ bar para o disco “normal”.	91
Figura 4.7: Gráfico geral de temperatura para $p=1,5$ bar para o disco “gasto”.	92
Figura 4.8: Temperatura ao longo de sétimo ciclo para $p=1,0$ bar.	93
Figura 4.9: Temperatura ao longo do décimo ciclo para $p=1,0$ bar.	93
Figura 4.10: Temperatura ao longo do sétimo ciclo para $p=1,5$ bar.	94
Figura 4.11: Temperatura ao longo do décimo ciclo para $p=1,5$ bar.	95

Figura 4.12: Temperatura pontual no sétimo ciclo para o disco “normal”.	96
Figura 4.13: Temperatura pontual no sétimo ciclo para o disco “gasto”.	97
Figura 4.14: Temperatura pontual no décimo ciclo para o disco “normal”.	97
Figura 4.15: Temperatura pontual no décimo ciclo para o disco “gasto”.	98
Figura 4.16: Momento da força tangente ao longo do sétimo ciclo, $p=1$ bar.	99
Figura 4.17: Momento da força tangente ao longo do décimo ciclo, $p=1$ bar.	100
Figura 4.18: Momento da força tangente ao longo do sétimo ciclo, $p=1,5$ bar.	101
Figura 4.19: Momento da força tangente ao longo do décimo ciclo, $p=1,5$ bar.	101
Figura 4.20: Momento de força pontual no sétimo ciclo para o disco “normal”.	102
Figura 4.21: Momento de força pontual no sétimo ciclo para o disco “gasto”.	103
Figura 4.22: Momento de força pontual no décimo ciclo para o disco “normal”.	104
Figura 4.23: Momento de força pontual no décimo ciclo para o disco “gasto”.	104
Figura 4.24: Coeficiente de atrito ao longo do sétimo ciclo, $p=1$ bar.	106
Figura 4.25: Coeficiente de atrito ao longo do décimo ciclo, $p=1$ bar.	106
Figura 4.26: Coeficiente de atrito ao longo do sétimo ciclo, $p=1,5$ bar.	108
Figura 4.27: Coeficiente de atrito ao longo do sétimo ciclo, $p=1,5$ bar.	108
Figura 4.28: Coeficiente de atrito pontual no sétimo ciclo para o disco “normal”.	110
Figura 4.29: Coeficiente de atrito pontual no sétimo ciclo para o disco “gasto”.	111
Figura 4.30: Coeficiente de atrito pontual no décimo ciclo para o disco “normal”.	112
Figura 4.31: Coeficiente de atrito pontual no décimo ciclo para o disco “gasto”.	112

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Comparativo entre as características das máquinas de caracterização de materiais de fricção.	44
Tabela 2.2: Principais etapas durante o ensaio de caracterização de materiais de fricção.	45
Tabela 3.1. Lista de componentes hidropneumáticos da bancada de ensaios Krauss.....	65
Tabela 3.2: Razões para se utilizar transmissão por correia.	67
Tabela 4.1.: Resultado da inspeção da rugosidade do disco de freio “normal”.	79
Tabela 4.2.: Resultado da inspeção da rugosidade do disco de freio “gasto”.	80
Tabela 4.3: Resultados encontrados para o sétimo ciclo do ensaio da pastilha meia-vida com pressão de ar de 1,0bar utilizando-se o disco “normal”.	82
Tabela 4.4: Resultados encontrados para o décimo ciclo do ensaio da pastilha meia-vida com pressão de ar de 1,0bar utilizando-se o disco “normal”.	82
Tabela 4.5: Resultados encontrados para o sétimo ciclo do ensaio da pastilha nova com pressão de ar de 1,0 bar utilizando-se o disco “normal”.	83
Tabela 4.6: Resultados encontrados para o décimo ciclo do ensaio da pastilha nova com pressão de ar de 1,0 bar utilizando-se o disco “normal”.	83
Tabela 4.7: Resultados encontrados para o sétimo ciclo do ensaio da pastilha meia-vida com pressão de ar de 1,5 bar utilizando-se o disco “normal”.	84
Tabela 4.8: Resultados encontrados para o décimo ciclo do ensaio da pastilha meia-vida com pressão de ar de 1,5 bar utilizando-se o disco “normal”.	84
Tabela 4.9: Resultados encontrados para o sétimo ciclo do ensaio da pastilha nova com pressão de ar de 1,5 bar utilizando-se o disco “normal”.	85
Tabela 4.10: Resultados encontrados para o décimo ciclo do ensaio da pastilha nova com pressão de ar de 1,5 bar utilizando-se o disco “normal”.	85
Tabela 4.11: Resultados encontrados para o sétimo ciclo do ensaio da pastilha meia-vida com pressão de ar de 1,0bar utilizando-se o disco “gasto”.	86
Tabela 4.12: Resultados encontrados para o décimo ciclo do ensaio da pastilha meia-vida com pressão de ar de 1,0bar utilizando-se o disco “gasto”.	86

Tabela 4.13: Resultados encontrados para o sétimo ciclo do ensaio da pastilha nova com pressão de ar de 1,0 bar utilizando-se o disco “gasto”.	87
Tabela 4.14: Resultados encontrados para o décimo ciclo do ensaio da pastilha nova com pressão de ar de 1,0 bar utilizando-se o disco “gasto”.	87
Tabela 4.15: Resultados encontrados para o sétimo ciclo do ensaio da pastilha meia-vida com pressão de ar de 1,5 bar utilizando-se o disco “gasto”.	88
Tabela 4.16: Resultados encontrados para o décimo ciclo do ensaio da pastilha meia-vida com pressão de ar de 1,5 bar utilizando-se o disco “gasto”.	88
Tabela 4.17: Resultados encontrados para o sétimo ciclo do ensaio da pastilha nova com pressão de ar de 1,5 bar utilizando-se o disco “gasto”.	89
Tabela 4.18: Resultados encontrados para o décimo ciclo do ensaio da pastilha nova com pressão de ar de 1,5 bar utilizando-se o disco “gasto”.	89
Tabela 4.19: Medições das pastilhas antes e depois de cada ensaio para o disco “normal”.	113
Tabela 4.20: Medições das pastilhas antes e depois de cada ensaio para o disco “gasto”.	114

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

CFD – Computacional Fluido Dinâmica (*Computational Fluid Dynamics*)

FEA – Análise de Elementos Finitos (*Finite Element Analysis*)

FEM – Método dos Elementos Finitos (*Finite Element Method*)

NAO – Orgânico não Asbestos (*Non Asbestos Organic*)

NBR – Norma Brasileira

SUV – Veículos Utilitários Esportivos (*Sport Utility Vehicles*)

TEI – Instabilidade Termoelástica (*Thermoelastic Instability*)

LISTA DE SÍMBOLOS

		[SI]
F_{x1}	Força de atrito nas rodas dianteiras	[N]
F_{x2}	Força da atrito nas rodas traseiras	[N]
a	Aceleração	[m/s ²]
M	Massa do veículo	[Kg]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
F_{z1}	Força vertical nas rodas dianteiras	[N]
F_{z2}	Força vertical nas rodas traseiras	[N]
C_1	Distância horizontal entre o ponto de contato da roda dianteira e o centro de gravidade	[m]
C_2	Distância horizontal entre o ponto de contato da roda traseira e o centro de gravidade	[m]
h	Distância vertical entre os pontos de contato das rodas com o chão e o centro de gravidade	[m]
S	Distância de parada	[m]
V	Velocidade do veículo	[m/s]
V_b	Velocidade inicial do veículo	[m/s]
V_e	Velocidade final do veículo	[m/s]
S_b	Posição inicial do veículo	[m]
S_e	Posição final do veículo	[m]
i	Relação de transmissão	
n_1	Rotação da polia motora	[rad/s]
n_2	Rotação da polia movida	[rad/s]

d_1	Diâmetro da polia motora	[m]
d_2	Diâmetro da polia movida	[m]
M_f	Momento da força de frenagem	[N.m]
F_t	Força tangencial	[N]
r_a	Raio da alavanca	[m]
P_h	Pressão hidráulica	[Pa]
F_h	Força que o fluido pressurizado exerce na área do pistão	[N]
A_p	Área do pistão	[m ²]
P_{esp}	Pressão específica ou pressão de contato entre pastilha e disco	[Pa]
A_e	Área do êmbolo do cilindro de freio	[m ²]
A_p	Área da pastilha de freio	[m ²]
μ	Coeficiente de atrito	
r_e	Raio de atuação do freio a disco	[m]

RESUMO

Sistemas de freios são um dos fatores de segurança mais essenciais em um veículo. O processo de evolução tecnológica do setor veicular proporcionou o surgimento de veículos capazes de atingir maiores velocidades e de transportar cargas mais elevadas, aumentando-se o padrão de exigência dos sistemas de frenagem. Este trabalho propôs-se a realizar melhorias em uma bancada de ensaios de freios a disco baseada na norma ABNT NBR 6143:1995, de forma a analisar as condições das pastilhas de freio a disco através da determinação do coeficiente de atrito e desgaste através da bancada de ensaios Krauss. Os ensaios foram conduzidos utilizando-se um sistema de freio a disco de uma motocicleta de 125cc. Foram utilizados neste sistema dois tipos de pastilhas de freio: um par de pastilhas novas e um par de pastilhas meia-vida, e dois tipos de disco de freio: um em condições normais de uso e outro com considerável desgaste, testados em 2 condições de operação de acionamento da manete de freio. A bancada foi instrumentada, possibilitando a coleta de dados a respeito de determinados pares de pastilhas e discos. Os comportamentos das frenagens quanto à temperatura durante o ensaio, momento da força de frenagem, pressão de contato e desgaste das pastilhas foram levantados. O coeficiente de atrito durante cada frenagem foi obtido, possibilitando avaliar a eficiência da frenagem em diferentes situações.

Palavras-Chave: Bancada de ensaios de freio; Sistemas de freio a disco; Material de fricção; Coeficiente de atrito.

ABSTRACT

Brake systems are one of the most essential factors in a security vehicle. The process of technological developments in the car industry provided the appearance of vehicles able to achieve higher speeds and higher loads to carry increasing the demand of the standard brake systems. This work aimed to make improvements on a test bench disc brakes based on the ABNT NBR 6143:1995, in order to analyze the conditions of brake pads disc by determining the coefficient of friction and wear by bench Krauss test. The tests were conducted using a brake system of a motorcycle 125cc disc. A pair of new pads and a pair of pads half-life, and two types of brake disc: one for normal use and one with significant wear tested in two conditions of two types of brake pads were used in this system operation of the drive brake lever. The bench was instrumented, enabling the collection of data regarding certain pairs of pads and discs. The behaviors of braking as the temperature during the test, time of braking force, contact pressure and wear of the pads were raised. The friction coefficient was obtained during each braking, enabling the evaluation of the braking performance in different situations .

Keywords: Brake test bench; Disc brake systems; Friction material; Coefficient of friction.

Capítulo 1 – Introdução ao Estudo

1.1.Introdução

O grande avanço tecnológico experimentado pelas indústrias automobilísticas e veiculares nas últimas décadas tornou possível dimensionar veículos com grande potência, capazes de atingir velocidades mais elevadas e também com capacidade de transportar maiores cargas. Um dos grandes desafios das indústrias de manufatura de veículos é relativo à performance de frenagem. Trata-se de um dos fatores de segurança mais essenciais em um veículo, seja quando o sistema de frenagem é submetido a uma parada de emergência, seja quando necessita-se ajustar a velocidade do veículo às condições de tráfego.

Segundo BOSH (2005, p.792), sistemas de freio tem a finalidade de reduzir ou manter a velocidade de um veículo, levá-lo à imobilidade ou mantê-lo imóvel. O princípio básico em questão é o atrito, através da conversão da energia mecânica devido ao movimento do veículo em uma estrada, em principalmente energia térmica, gerando dissipação de calor e aquecimento do sistema de frenagem. Outras formas de energia também podem ser obtidas neste processo de conversão, como a energia acústica. O aquecimento excessivo durante o processo de frenagem pode resultar em mau funcionamento do sistema de freio. Surge, desta forma, um grande desafio em se projetar materiais de fricção capazes de manter o desempenho do sistema de freio em níveis estáveis, ou que suas variações sejam minimizadas, durante a frenagem.

A entrada no sistema de frenagem é uma força direta aplicada no pedal ou alavanca de freio pelo condutor, o que promove transferência de torque de frenagem para as rodas do veículo. DUKKIPATI *et al.* (2008, p. 415) ressalta que este torque de frenagem pode impedir a rotação das rodas ou regular o escorregamento das mesmas, o que resultará em altas forças de atrito entre os pneus e a estrada, com conseqüente redução de velocidade do veículo.

Devido à grande competitividade entre as empresas no panorama econômico atual, os fatores tempo de desenvolvimento e de fabricação e custo passaram a ser diferenciais competitivos, aliados à garantia de que o produto atenda todas as especificações técnicas do cliente. De acordo com INFANTINI (2008), materiais de fricção requerem elevados tempo de desenvolvimento e custo, pois o material precisa passar por uma série de testes em máquinas de ensaio e em veículos para obterem certificação.

Ensaio em laboratório utilizando-se máquinas são frequentemente empregados para caracterizar o desempenho de materiais de fricção. Segundo SANDERS *et al.* (2001), estas máquinas buscam criar condições para minimizar os efeitos do sistemas de freio, como a perda da eficiência da frenagem em função da elevação da temperatura, possibilitando que as propriedades dos materiais de fricção sejam medidas com maior precisão; minimizam o custo de máquina e permitem que o material de fricção seja ensaiado antes que o sistema de freio seja projetado, o que se caracteriza como uma vantagem em termos de redução do tempo de desenvolvimento dos sistemas de freio. Com exemplos dessas máquinas têm-se os dinamômetros em escala reduzida e os dinamômetros em escala real. Essas máquinas buscam atingir boas correlações entre os resultados obtidos com os resultados dos testes em veículo.

A máquina de ensaios utilizada neste estudo, baseada na norma Krauss, foi adaptada a partir dos trabalhos de CAETANO (2011) e ABREU (2013), que propuseram uma bancada para ensaios de freio automotivos. Neste trabalho, a bancada foi equipada com um sistema de freio para motocicletas, que aproxima-se mais das características do equipamento disponível, principalmente com relação ao torque e potência fornecido ao disco de freio. Desta forma, foram estudadas as principais variáveis que interferem no desempenho do processo de frenagem: temperatura, pressão de contato e velocidade de escorregamento.

1.2.Justificativa

Este estudo justifica-se pelo fato de que, conhecendo-se o comportamento das principais variáveis durante a frenagem para cada um dos materiais de fricção ensaiados, torna-se possível avaliar e comparar o desempenho de cada material através da medição dos parâmetros correspondentes, tornando-se possível tomar decisões quanto ao critério de escolha dos materiais de fricção. Além disso, contribui também para otimizar processos de melhorias neste fundamental dispositivo de segurança veicular.

Segundo DUKKIPATI *et al.* (2008, p. 415) a expectativa direta do uso de sistemas de frenagem é unicamente evitar acidentes de trânsito. Desta forma, sistemas de freio dimensionados sob criteriosas avaliações quanto aos principais parâmetros que influenciam a frenagem podem contribuir para que um sistema de freio não falhe quando submetido a condições extremas de aplicações, como em uma frenagem de emergência.

1.3.Objetivos

1.3.1.Objetivo Geral

Levantar o comportamento real das variáveis que influenciam a frenagem de um sistema de freio a disco de motocicletas por meio de uma bancada de ensaios construída com base na norma Krauss.

1.3.2.Objetivos Específicos

- Adaptar uma bancada de ensaios que proporcione o levantamento das variáveis: temperatura, momento da força e pressão de contato;
- Monitorar a temperatura durante o ensaio e verificar o seu efeito no desempenho de um freio a disco; (reproduzir condições térmicas dos sistemas reais);
- Avaliar o comportamento do coeficiente de atrito durante a frenagem;

- Comparar, através de ensaios, o desempenho de 2 discos diferentes de freios empregados em motocicletas e 2 pares de pastilhas de freio durante a frenagem, observando o coeficiente de atrito e o desgaste, submetidos a 2 níveis de pressão de acionamento da manete de freio;
- Caracterizar o desgaste das pastilhas de freio

1.4.Estrutura do Trabalho

Esta dissertação está estruturada em 6 capítulos constando no capítulo 1 a introdução ao estudo, as justificativas e os objetivos do projeto.

No capítulo 2 está estruturada a revisão bibliográfica, cujo foco é abordar os principais conhecimentos teóricos sobre o sistema de frenagem. Inicialmente serão conceituados os sistemas de freio, com foco nos freios a disco. Serão abordados também os principais materiais utilizados para fabricar discos e pastilhas de freio, equipamentos utilizados para ensaios de frenagem veicular, principais normas que regulamentam os ensaios, tribologia, modelagem por elementos finitos e as variáveis que afetam o atrito e o desgaste dos materiais de fricção.

O capítulo 3 fornece informações a respeito do planejamento do experimento, demonstra os cálculos envolvidos para se chegar aos valores ideais de dimensionamento, apresentando o descritivo da instrumentação utilizada e o que se espera evidenciar com sua utilização. Aborda também as condições de contorno utilizadas em uma simulação de frenagem realizada pelo método de elementos finitos.

O capítulo 4 apresenta os resultados dos experimentos junto aos dados coletados, além do registro fotográfico e análise dos resultados encontrados.

O capítulo 5 relata as conclusões do estudo, com a apresentação dos parâmetros que mais interferem na eficiência da frenagem. O capítulo 6 da dissertação aborda as considerações finais e recomendações para futuros trabalhos.

No capítulo 7 estão registradas todas as referências bibliográficas e normas consultadas para a elaboração do presente estudo.

Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica

Neste capítulo são apresentados, através da revisão da literatura, os conceitos que envolvem a elaboração do presente trabalho. Desta forma, objetiva-se, através deste capítulo, buscar embasamento na literatura das definições dos principais termos relacionados ao estudo de sistemas de freio a disco e as variáveis que influenciam no seu desempenho.

2.1. Sistemas de Freio e Frenagem

2.1.1. Breve Histórico

Segundo BREMBO (1997) se a roda não tivesse sido inventada nenhum dos nossos atuais meios de transporte existiriam. Historiadores acreditam que o seu surgimento aconteceu entre 5000 a 4000 anos atrás, entretanto a primeira roda não foi usada para propósito de transporte, mas na construção de ferramentas rudimentares. Uma das primeiras aplicações foi provavelmente a roda de potter, um dispositivo feito para facilitar a fabricação de vasos para coletar e aquecer água. Este dispositivo foi então melhorado quando artesãos adicionaram uma segunda roda, montada no mesmo eixo. A primeira roda, montada na parte superior do mecanismo, era utilizada para o artesão colocar o barro e modelá-lo, colocando-a em giro. A segunda roda, que era localizada na parte inferior, era utilizada como propulsora do dispositivo, através do uso dos pés. Quando o artesão necessitava parar a roda ou simplesmente reduzir a velocidade, ele pressionava os pés contra a roda inferior. Era o nascimento do primeiro freio a disco, conforme pode ser observado pela figura 2.1.



Figura 2.1: Roda de potter, primeiro uso de um disco de freio.
Fonte: Adaptado de Brembo (1997).

Um longo tempo se passou e os veículos – aqueles puxados somente por animais, como carruagens – foram equipados com freios verdadeiros, para reduzir a velocidade em declives. Sistemas de alavanca de freios, freios de cinta e então freios com uma sapata de madeira que atritavam contra a roda. Este tipo de freio é usado ainda hoje na agricultura. Os primeiros carros tinham uma grande desvantagem: eles não tinham freios em tudo. Isto aconteceu com o primeiro veículo a vapor com rodas desenvolvido por Nicolas Cugnot em 1769, ilustrado pela figura 2.2. O teste foi interrompido quando o mesmo colidiu contra um muro por causa da falta de freios (BREMBO, 1997).



Figura 2.2: Primeiro veículo auto-movido.
Fonte: BREMBO (1997).

Ainda de acordo com BREMBO (1997), estudiosos desta época não esperavam o desenvolvimento de freios eficientes, até a formulação das leis do atrito, ainda hoje utilizadas por engenheiros de freio. Amontons, no século 17 e Coulomb, um século depois, contribuíram para desenvolver a ciência em

questão, que é conhecida como Tribologia, ramo da física que estuda o atrito, responsável por analisar os princípios essenciais de interação entre dois materiais em movimento e a força derivada dos mesmos. Segundo BREMBO (1997) coeficiente de atrito, denotado pela letra μ , representa um valor, compreendido entre 0 e 1, pelo qual a força normal aplicada é multiplicada. No caso de freio a disco, o coeficiente entre disco-pastilha é, aproximadamente, 0,4, enquanto no contato pneu-solo o coeficiente de atrito varia entre 0,8 a 1.

A primeira aplicação de frenagem relativa a meios de locomoção foi aplicada à mineração, então posteriormente beneficiada pelo desenvolvimento das ferrovias. Pioneiros neste campo foram George and Robert Stephenson, seguidos por George Westing House. Este último realizou experimentos rigorosos que superaram preconceitos existentes na época, capacitando-o a formular as seguintes leis:

- O coeficiente de atrito varia com a velocidade;
- O coeficiente de atrito diminui com o aumento da temperatura (fenômeno conhecido como efeito *fade*);
- A frenagem é mais eficiente quando as rodas estão girando em sentido contrário ao que elas são bloqueadas (travadas). Freios ABS de hoje são uma aplicação desta lei.

Mas foi somente com o advento do petróleo e seu uso como combustível em motores a combustão que freios veiculares foram desenvolvidos. Com efeito, houve um aumento da potência e velocidade dos veículos, logo se necessitava de dispositivos que proporcionassem maior segurança. Entre 1895 a 1900, Karl Benz, F.W. Lanchester, Albert de Dion e Georges Bouton desenvolveram os primeiros carros para comercialização. Foi Lanchester, entretanto, quem solicitou um pedido de patente para o freio a disco, em 1902. Esse sistema era constituído de um fino disco de metal, fixado ao eixo da roda, que era comprimido por duas partes de material de atrito, operado por meio de alavancas. Os resultados foram insatisfatórios devido à falta de materiais adequados e à ineficiência do controle do circuito (BREMBO, 1997).

Em 1922, Malcolm Loughead substituiu a transmissão mecânica por um sistema de transmissão hidráulica. Um dos maiores avanços no

desenvolvimento de discos de freio aconteceu em 1953 quando Dunlop equipou um Jaguar XK 120 com freio a disco. Este carro foi pilotado por Rolt de Hamilton na corrida 24 horas de Le Mans. Um ano depois, em 1954, discos de freio ventilados foram utilizados pela primeira vez, em um Alfa Romeo.

2.1.2. Funções de um sistema de frenagem

De acordo com LIMPET (1992, p.1), um veículo mantém-se conectado à estrada devido às forças de aderência produzidas pelos pneus. Todas as forças de frenagem, direção ou aceleração devem ser geradas pela área do pneu em contato com a superfície da estrada. Somente forças iguais ou menores que o produto da força normal pelo coeficiente de atrito entre o pneu e a estrada podem ser transmitidas pelos pneus e rodas. Mesmo o sistema ideal de frenagem não pode utilizar mais aderência que a provida entre pneus e estrada.

Ainda segundo LIMPET (1992), a operação segura de um veículo motorizado requer contínuo ajuste de sua velocidade às mudanças das condições de tráfego. Os freios, pneus e o sistema de direção são os mais importantes componentes de segurança de um veículo motor. Eles podem garantir segurança sob uma variedade de condições de operação, incluindo condições escorregadias, estradas molhadas ou secas, quando um veículo está levemente ou totalmente carregado, quando a frenagem ocorre em linha reta ou em curva, com lonas e pastilhas de freio novas ou usadas, com freios úmidos ou secos, quando aplicado por condutor novo ou experiente, durante a frenagem em estradas lisas ou ásperas, ou quando o veículo estiver puxando um reboque.

O uso geral dos freios pode ser formulado em termos de três funções básicas que um sistema de frenagem deve fornecer:

1. **Desacelerar um veículo, incluindo sua parada.** Envolve a mudança/transformação da energia cinética e potencial em energia térmica. Segundo LIMPET (1992), um engenheiro de projeto de freio

deve considerar os seguintes fatores na etapa de desenvolvimento: estabilidade de frenagem, distribuição de força no freio, atrito entre pneu e estrada, modulação da força no pedal, distância de parada, perda de eficiência do freio em função do superaquecimento do sistema (efeito fade) e desgaste do freio.

2. **Manter a velocidade de um veículo durante uma operação de descida.** Manter a velocidade do veículo em uma colina envolve a transformação de energia potencial em energia térmica. Considerações importantes são temperatura do freio, efeito fade, vaporização do fluido de freio em freios hidráulicos, ajuste do ar de freio.

3. **Manter o veículo parado.** Utilizando-se o freio de estacionamento, tem a função de segurar um veículo em uma vaga. Entretanto, para que um freio de estacionamento possa ser usado para desacelerar um veículo em uma emergência, fatores térmicos e dinâmicos do veículo precisam ser considerados pelo engenheiro de projeto.

2.1.3. Componentes de um Sistema de Freio.

Os principais componentes de um sistema de freio veicular são citados por ERICSSON (2000):

- **Rotor** – trata-se do componente que é fixado junto à roda. Como recebe grande parte da energia térmica da frenagem, o seu projeto precisa levar em consideração alternativas de dissipar esta energia. Os principais tipos de rotores são os tambores e os discos de freio.
- **Material de fricção** – componente do par de fricção que é pressionado contra o rotor durante a frenagem.
- **Sistema hidráulico ou pneumático** – são o conjunto de componentes que são responsáveis pela condução da energia desde o ponto de aplicação do esforço de frenagem até os freios nas rodas. Acumuladores

de energia localizados dentro deste sistema são parte do sistema de transmissão de energia.

Relativamente ao meio de transmissão de energia, LIMPERT (1992, p. 5) classifica as alternativas pelas quais a energia é transmitida da fonte de aplicação de energia ao freio de roda como:

- **Freios mecânicos** – o projeto envolve apenas dispositivos mecânicos, como hastes, alavancas, cabos ou cames, utilizados para transmitir energia ao dispositivo de freio. São muito utilizados em freios de estacionamento.
- **Freios Hidráulicos** – utilizam um fluido como meio de transmissão de energia para o sistema de frenagem;
- **Freios Pneumáticos** – usam o ar para transmitir energia ao freio. Em aplicações automotivas utiliza-se ar pressurizado. Uma aplicação de sistemas de freios a vácuo ocorre em trens.
- **Freios elétricos** – usam corrente elétrica como meio de transmissão de energia aos freios de roda.
- **Freios mistos** – utilizam dois ou mais meios de transmissão de energia à frenagem. Freios a ar, por exemplo, usam ar comprimido para transmitir energia do reservatório de armazenagem de ar comprimido à câmara de frenagens, e meios mecânicos, como hastes, roletes e cames para transmitir energia da câmara até sapatas ou pastilhas de freio.

A figura 2.3 apresenta diferentes tipos de classificação de freio segundo o meio de transmissão de energia.

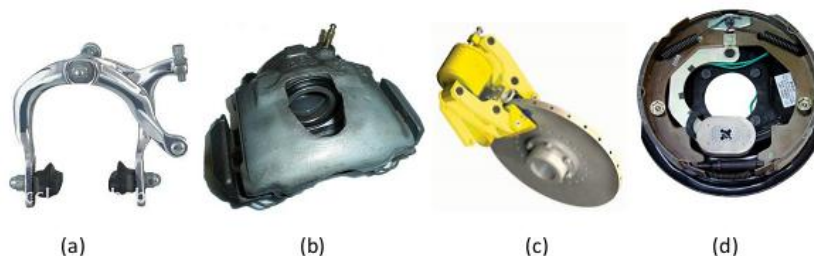


Figura 2.3 – Tipos de sistemas de transmissão de energia em freios: (a) Freio mecânico; (b) Freio hidráulico; (c) Freio pneumático; (d) Freio elétrico.
Fonte: Adaptado de ABREU, 2013.

Ainda de acordo com Limpert (1992) os freios de atrito veiculares podem ser agrupados em duas classes: Freios a tambor e Freios a disco. As próximas seções apresentam estes dois sistemas de freio, bem como uma comparação com as vantagens e desvantagens de cada um deles.

2.2. Freios a tambor

Segundo INFANTINI (2008), freio a tambor utiliza sapatas de freio que são pressionadas na direção radial, contra a superfície do rotor, denominado tambor de freio. A superfície de contato do par de fricção sapata de freio/tambor é cilíndrica. LIMPERT (1992), cita que freios a tambor podem ser subdivididos em freios de sapatas internas ou externas.

A figura 2.4 apresenta um sistema de freio a tambor. Seus principais componentes são descritos em sequência.

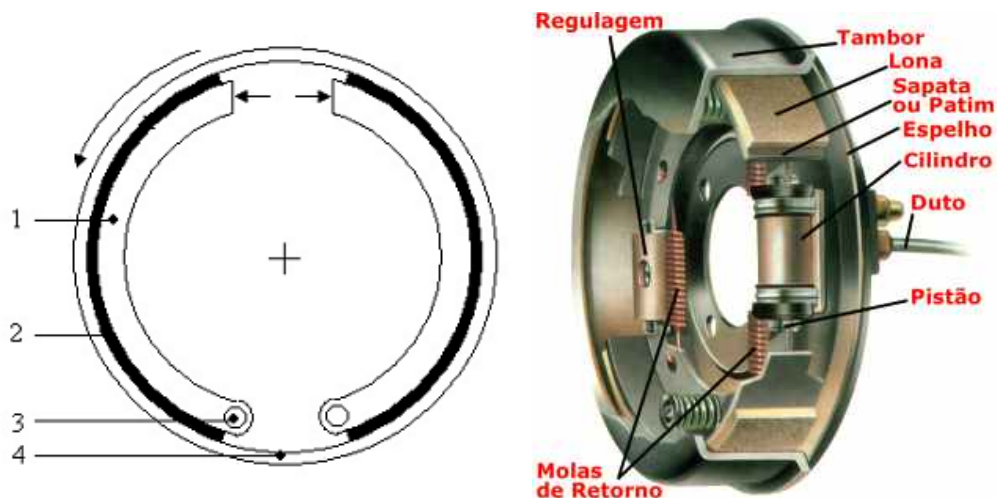


Figura 2.4: Freio a tambor.
Fonte: Adaptado de INFANTINI (2008).

1) Sapata – segundo HALDERMAN (1996), sapatas de freio são fabricadas em aço, apresentam a função de transmitir as forças de atuação para a lona durante a frenagem. A lona é colada à sapata ou fixada por rebites.

2) Lona – é o material de fricção que, quando pressionado contra o tambor de freio, promove a desaceleração do veículo, convertendo a energia cinética do mesmo em, principalmente, energia térmica.

3) Pivô – é ponto de apoio da sapata, proporcionando o giro necessário para transferir torque de frenagem ao tambor de freio.

4) Tambor – é o rotor deste sistema de freio, sendo fixo junto às rodas do veículo. De acordo com PAZ (1970), a superfície do tambor que recebe o atrito deve ser resistente ao desgaste e às deformações que está sujeita a ocorrer devido à forte pressão das sapatas e, também, devido ao consequente aquecimento. O material indicado para fabricação dos tambores de freio é o ferro fundido centrifugado. Entretanto, Tambores fabricados com a parte externa de aço podem receber um forro ou uma camisa de ferro fundido para que este seja o material que entre em contato com o revestimento das sapatas.

De acordo com INFANTINI (2008), a grande maioria dos automóveis possui freio a tambor no eixo traseiro e freios a disco no eixo dianteiro. Isto deve-se ao fato de que, durante a frenagem, conforme citado por PAZ (1970), a concentração de peso do veículo é transferida para as rodas dianteiras (até 70% do peso total do veículo), de forma que o sistema de freio necessite de mais potência no eixo dianteiro. A figura 2.5 ilustra a transferência de carga decorrente do processo de frenagem.

Conforme ressaltado por HALDERMAN (1996), o efeito *fade* (perda da eficiência do freio em função da elevação da temperatura) torna-se mais acentuado em freios a tambor, pelo fato da estrutura fechada deste tipo de freio oferecer maior resistência para a dissipação do calor se comparada aos sistemas de freio a disco. Segundo o mesmo autor, a dilatação do tambor de freio, devido ao aumento da temperatura, faz com que ele distancie-se das lonas, necessitando de um maior curso no pedal de freio para proporcionar o torque de frenagem.

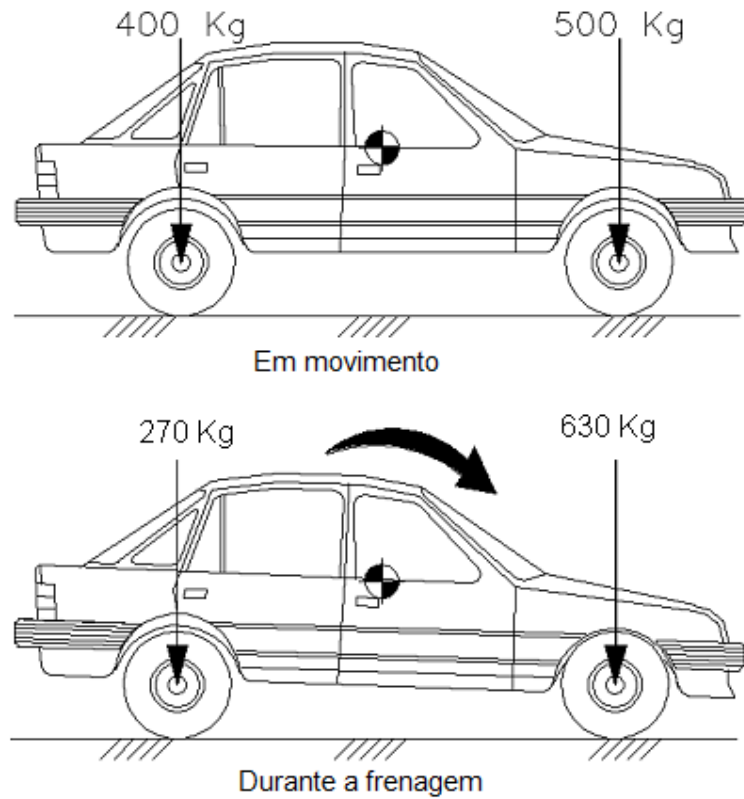


Figura 2.5: Transferência de carga dinâmica.
 Fonte: Adaptado de ABREU (2013).

2.3. Freios a disco

Utilizam pastilhas de freio que são pressionadas axialmente contra o rotor, que no caso é um disco de freio. REHKOPF e HALDERMAN (2006) afirmam que freios a disco são geralmente utilizados nas rodas dianteiras por promoverem maior eficiência de frenagem. Entretanto, em alguns casos, podem ser utilizados em todas as rodas de um veículo. A Figura 2.6 ilustra os principais componentes de um sistema de freio a disco.

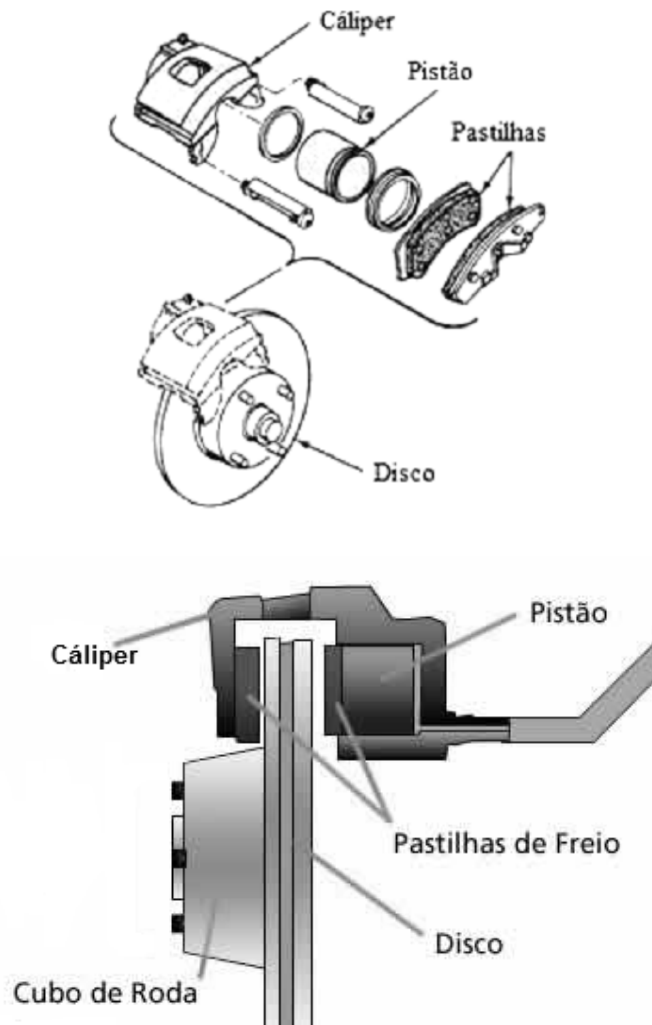


Figura 2.6: Componentes de um Freio a Disco.
 Fonte: Adaptado de KRUZE (2009).

a) Pastilha de Freios:

De acordo com KRUZE (2009) pastilhas de freio são fabricadas de material de fricção e devem ser capazes de suportar e realizar a transformação da energia cinética em calor. Para SERBINO (2005), pastilhas de freio devem manter suas propriedades mecânicas em altas temperaturas, uma vez que sistemas de freio aquecem quando acionados. Pastilhas de freio são produzidas utilizando-se materiais compósitos.

b) Cáliper:

Cáliper é um mecanismo que contém as pastilhas e o pistão. De acordo com INFANTINI (2008) o cáliper precisa ser capaz de resistir às elevadas pressões

nos sistemas hidráulicos e às forças axiais e tangenciais produzidas na frenagem. Conforme menciona PAZ (1970), os cálipers são fabricados em ferro fundido nodular.

Segundo LIMPURT (1992), a busca por um compromisso entre performance, dimensões, conforto, peso e custos levaram ao desenvolvimento de dois tipos de cálipers: fixos e flutuantes. A Figura 2.7 ilustra esses dois sistemas.

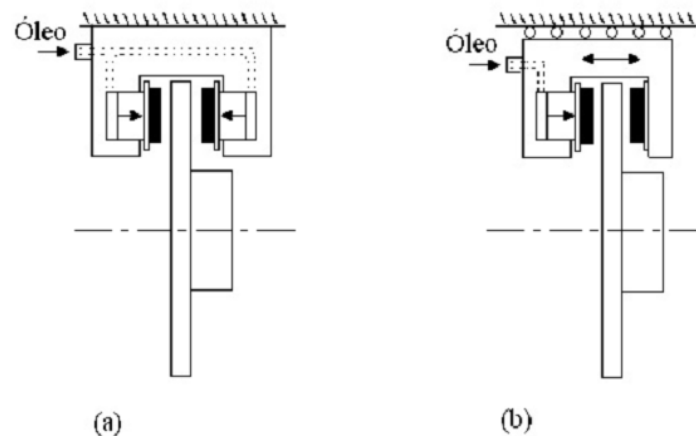


Figura 2.7: (a) Freio a disco do tipo Cáliper Fixo e (b) Cáliper Flutuante.
Fonte: Adaptado de INFANTINI (2008).

Cáliper fixo, representado pela Fig. 2.7(a), é rigidamente fixado à suspensão e tem no mínimo 2 pistões opostos que são ativados pelo mesmo circuito hidráulico (BREMBO, 1997). Este tipo de cáliper é, incidentemente, sempre hidráulico. A pressão hidráulica do sistema é exercida inicialmente no primeiro pistão, que avança em direção ao disco. Somente após o primeiro pistão entrar em contato com o disco é que o pistão oposto é acionado, fornecendo o momento de força de frenagem. O movimento real é mínimo, na ordem de poucos décimos de milímetros.

Já o sistema de freio a disco por cáliper flutuante, ilustrado pela Fig. 2.7(b), possui pistões apenas do lado interno do cáliper (INFANTINI, 2008). Neste sistema, quando a pressão é aplicada o pistão avança até a pastilha de freio entrar em contato com o disco. Neste ponto, o cáliper desloca-se por meio de

guias que, por reação à força aplicada pelo pistão na pastilha interna, retraíndo-se, a pastilha externa automaticamente exerce contato com o disco, promovendo a ação de frenagem. Conforme LIMPET (1992), este tipo de caliper normalmente tem somente um pistão, que pode ser controlado hidraulicamente ou pneumaticamente (no caso de freios de caminhões pesados). Alguns calipers flutuantes tem 2 pistões, mas ambos estão localizados do mesmo lado.

Comparando-se os dois tipos de sistemas de freio a disco, o caliper flutuante apresenta o comprimento do curso duas vezes maior, gera mais ruído porque é menos rígido, causando mais vibração, (BREMBO, 1997). Este tipo de caliper é menos eficiente se comparado ao caliper fixo, pois parte da força é absorvida pela deformação elástica do seu corpo. Em altas temperaturas, esta diferença torna-se mais evidente. Segundo HALDERMAN (1996), o sistema de caliper fixo apresenta distribuição de pressão mais uniforme nas pastilhas, sendo o desgaste da pastilha mais regular. Com relação ao custo, o caliper fixo é mais caro em relação ao flutuante.

c) Pistão de Freio

É o elemento responsável por transmitir força para a pastilha. De acordo com HALDERMAN (1996) ele é acionado por pressão hidráulica nos sistemas hidráulicos e por um sistema mecânico de alavanca nos sistemas mecânicos.

d) Disco

O sistema por caliper flutuante é o mais utilizado em freios a disco para carros de passeio, enquanto que o sistema por caliper fixo é mais utilizado em veículos pesados e de competição, (HALDERMAN, 1996).

LIMPET (1992) destaca que quando o sistema de freio atinge altas temperaturas (acima de 300°C), começa a ocorrer perda da eficiência da frenagem devido à redução das forças de atrito entre o material de fricção e o

rotor, em virtude da redução do coeficiente de atrito. Este problema é o chamado efeito *fade*.

O disco é o rotor ou elemento rotativo de um sistema de freio a disco. São produzidos utilizando-se ferro fundido cinzento ou aço. Segundo Abreu (2013) a superfície do disco, além de suportar a fricção da pastilha para reduzir a rotação do disco, acaba absorvendo grande parte do calor gerado durante a frenagem. Por apresentarem uma estrutura aberta, o fluxo de ar facilita o seu resfriamento. A Figura 2.8 ilustra algumas alternativas de geometrias utilizadas nos discos freio. A Figura 2.8 (a) representa um disco de freio sólido, que é a solução mais simples e mais utilizada nos veículos de passeio. A Figura 2.8 (b) representa um disco de freio ventilado, que permite uma troca térmica mais rápida. A Figura 2.8 (c) ilustra um disco de freio ventilado e com superfície ranhurada, que, segundo ABREU (2013), permitem melhor limpeza da superfície de atrito, eliminação de filme de água e eliminação de gases que surgem devido às altas temperaturas geradas nessa superfície. Já a Figura 2.8 (d) representa um disco de freio ventilado e com superfície furada, que permite melhor troca gasosa e saída de resíduos, devido aos gases liberados e as partículas geradas pelas pastilhas de freio quando solicitadas ao extremo, melhor escoamento da água quando o veículo trafega em pista úmida. Entretanto, SERBINO (2005), salienta que os furos reduzem a superfície de contato do disco com a pastilha, o que provoca redução na força de atrito. Os discos de freios representados em (b), (c) e (d) são empregados para otimizar a capacidade de resfriamento e performance dos disco de freio.

De acordo com GAO e LIN (2002), freios a disco são amplamente usados para reduzir velocidade devido às suas características de estabilidade durante a frenagem, confiabilidade e a capacidade de promover uma ampla faixa de torque ao freio. Ao longo da frenagem, todos os parâmetros do processo (velocidade, carga, temperatura, características tribológicas e físico-químicas do material do par pastilha-disco, e as condições de contato) variam com o tempo.

O calor gerado por atrito na interface do rotor (disco) e as pastilhas pode causar aumento de temperatura. Particularmente, a temperatura pode exceder o valor crítico para um dado material, causando superaquecimento do sistema, especialmente do fluido de freio e material de fricção (pastilhas), o que leva a efeitos indesejáveis, como o efeito *fade*.

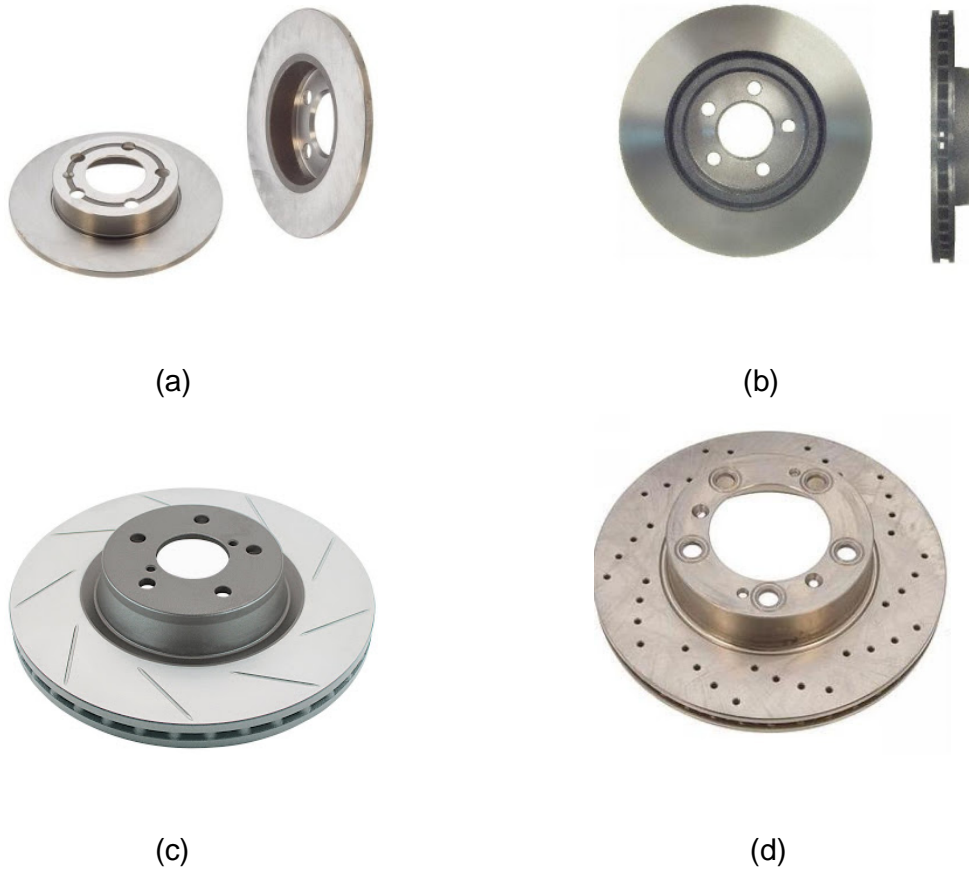


Figura 2.8: (a) Disco de freio sólido, (b) disco de freio ventilado, (c) disco de freio ventilado e com superfície ranhurada e (d) disco de freio ventilado e com superfície furada.

Fonte: Adaptado de SHARP (2013).

2.4. Comparação entre sistemas de freio a disco e a tambor

LIMPERT (1992) destaca que um importante benefício dos discos de freio é sua relação linear entre torque de frenagem e coeficiente de atrito entre a

pastilha e disco. Por exemplo, uma redução de 10% no coeficiente de atrito entre o disco e a pastilha causa igual diminuição no torque de frenagem. Para um freio a tambor do tipo duo-servo, uma redução similar do coeficiente de atrito provocaria diminuição do torque de frenagem entre 30 a 35%.

Com relação à capacidade de resfriamento, os freios a disco, por apresentarem estrutura aberta, apresentam maior facilidade de dissipação de calor se comparado ao sistema de freio a tambor, que apresenta estrutura fechada.

Ainda de acordo com LIMPert (1992) a principal vantagem do freio a disco é a sua capacidade de operar com pequeno efeito *fade* a altas temperaturas, da ordem de 800 a 900°C. Já Freios a tambor são altamente sensíveis à temperatura, sendo que sua eficiência é prejudicada ao exceder 400 a 427°C. Não somente o coeficiente de atrito é afetado, mas o diâmetro do tambor aumenta com o aumento da temperatura, devido à dilatação térmica. Como a dilatação térmica do tambor provoca distanciamento da lona de freio, a pressão de contato diminui. À temperatura de 375°C, o diâmetro de um tambor de freio típico de um carro de passeio pode aumentar de 1 a 1,5 mm, com um correspondente aumento do curso do pedal de freio de 30 a 40% em relação ao seu valor normal. Além disso, o aumento do diâmetro provoca contato irregular entre lona e tambor, o que resulta em picos de pressão, gerando altas temperaturas locais da lona e uma variação no torque de freio gerado. Já em freios a disco, a dilatação térmica acontece axialmente na direção das pastilhas, aumentando a pressão de contato.

Para REHKOPF e HALDERMAN (2006), o ruído é um grande problema dos freios a disco, sendo que freios a tambor apresentam vantagem neste ponto. Além disso, o custo de um sistema de freio a disco é maior que o freio a tambor. Entretanto, o peso de um sistema de freio a disco é menor e a manutenção é mais simples devido à menor quantidade de componentes, quando comparado ao sistema de freio a tambor (INFANTINI, 2008).

2.5. Pastilhas e lonas

BREZOLIN (2007), afirma que pastilhas de freio são elementos cuja função é provocar atrito contra a superfície do disco de freio. Neste processo, ocorre conversão de energia cinética em energia térmica. INFANTINI (2008) salienta que estes materiais são desenvolvidos para serem pressionados contra uma superfície em movimento, promovendo modificação gradual e segura da velocidade através da atuação de forças de atrito. NEUMAN *et al.* (1983), afirma que é de suma importância avaliar as características de desempenho de um material de fricção, pois são os elementos mais importantes no desempenho do sistema de freio.

ERIKSSON (2000) salienta que um bom material de fricção é aquele capaz de manter o coeficiente de atrito elevado e estável sob diferentes condições de temperaturas, carregamentos, meio ambiente e estágios de desgaste. Além disto, sob certas condições de operação, outras características desejáveis em pastilhas são proporcionar baixo desgaste do material de fricção, baixo ruído, baixa sensibilidade à água e pouco desgaste do rotor.

2.5.1. Materiais utilizados na fabricação de pastilhas e lonas de freios

De acordo com LIMPERT (1999), ERIKSSON (2000) e BREMBO (1997), pastilhas de freio são compósitos formados pela compactação de 10 a 20 materiais diferentes, que podem ser classificados em quatro grupos básicos:

a) Fibras – contribui para a rigidez, resistência mecânica, resistência ao desgaste e aumentam o coeficiente de atrito. Para materiais de fricção submetidos a elevadas temperaturas, as fibras também fornecem estabilidade térmica. Como exemplos de fibras têm-se fibras metálicas, de carbono, minerais e cerâmicas. O amianto, ou asbesto, também foi um tipo de fibra largamente utilizado, mas seu uso foi proibido na década de oitenta. Quando reduzido a material particulado, gerado no processo de frenagem, e inalado, o amianto pode causar danos à saúde.

b) Carga – são minerais de baixo custo que contribuem para melhorar as características específicas do material de fricção, como resistência mecânica a elevadas temperaturas e condutividade térmicas. Além disso, são utilizadas como preenchimento, não influenciando no coeficiente de atrito do material de fricção. Desta forma, contribuem para reduzir custos e prolongar a vida útil da pastilha. Carbonato de cálcio, sulfeto de bário e sílica são exemplos de cargas.

c) Aglutinantes – são materiais ligantes que contribuem para unir os demais ingredientes do material de fricção. Podem ser adicionados elementos anti-ruído junto aos aglutinantes. Como exemplos de materiais ligantes pode-se citar as resinas cresol, resinas fenólicas modificadas por elastômeros, fenol-formoldeído e novolak.

d) Modificadores de atrito – são materiais que melhoram as propriedades mecânicas e de desgaste, sendo utilizados para ajustar o coeficiente de atrito do material de fricção. Contribuem para a limpeza da superfície de atrito do disco de freio. Exemplos: latão, zinco, grafite, óxido de cobre, óxido de ferro, borracha de estireno butadieno.

BIRCH (1999) indica que os materiais de fricção para freios veiculares são divididos em dois grupos: orgânicos e semi-metálicos. Os materiais orgânicos, devido à proibição quanto ao uso de asbesto, passaram a ser denominados *no asbestos organic* (NAO). Os principais constituintes deste tipo de material de fricção são: resinas, materiais orgânicos e inorgânicos, grafite, mica, fibras metálicas (em baixo percentual) e de aramida, responsável pela substituição do amianto. Já os materiais semi-metálicos apresentam uma carga maior de compostos metálicos (fibras de aço) em sua constituição, podendo chegar a 50% do material de formulação.

BIRCH (1999) citado por INFANTINI (2008) realizou uma comparação entre os materiais orgânicos e semi-metálicos, obtendo as seguintes conclusões:

- **Materiais orgânicos** apresentam menor custo, são menos abrasivos, o que gera menor desgaste do disco de freio, baixo ruído, bom coeficiente de atrito a frio sendo mais sensíveis ao efeito *fade*;

- **Materiais semi-metálicos** são mais caros, frágeis, apresentam baixo coeficiente de atrito a frio, são mais resistentes ao efeito fade e possuem maior vida útil.

2.6. Equipamentos utilizados para simulação de frenagens

INFANTINI (2008), afirma que devido a questões financeiras e disponibilidade de tempo, somente os melhores materiais são testados nos veículos. Antes disto, os materiais de fricção são submetidos a testes em máquinas para sua caracterização, buscando-se um modelo que permita testar os materiais com a máxima aproximação possível das condições reais de operação de um sistema de frenagem, e que seja economicamente viável. ZIMMER (1982) menciona que os principais equipamentos utilizados para caracterização de materiais de fricção são o dinamômetro inercial, *Chase, Fast e Krauss*, sendo que o primeiro é o que melhor reproduz as condições de frenagem em um sistema de freio veicular. Além disso, BREMBO (1997) salienta que os dinamômetros inerciais são os mais utilizados e difundidos para a realização de teste de freios. Logo, o princípio de funcionamento desta máquina será detalhado.

Um dinamômetro inercial é composto por um motor elétrico capaz de controlar a variação de velocidade dos discos de inércia em rotação e, mais especificamente, da velocidade máxima de rotação correspondente à velocidade máxima do veículo em que o freio é testado. Com o auxílio dos discos de inércia é fornecido à máquina um valor de energia cinética idêntico à suprida pelo motor à parte do veículo afetado pelo freio testado (BREMBO, 1997). Normalmente, certo número de volantes com diferente inércias são avaliados para que seja possível selecionar aquele que melhor reproduza a inércia total necessária. O disco de freio é fixado no final do eixo. Utiliza-se o sistema de freio original do veículo, em que o calíper é fixado na bancada, muitas vezes utilizando o próprio eixo do veículo testado. A Figura 2.9 ilustra um típico dinamômetro inercial. ZIMMER (1982) destaca que o motor acelera os discos de inércia até a velocidade desejada e durante a aplicação do freio é desligado, de forma a permitir que o freio desacelere os discos de inércia.

Ainda, segundo ZIMMER (1982) os dinamômetros inerciais são utilizados para realizar o último estágio de ensaios que antecedem os testes dos freios nos veículos. PRESTON e FORTHOFFER (1971) afirmam que a grande desvantagem do dinamômetro é o elevado custo. SANDERS *et al.* (2001) ressaltam uma outra desvantagem dos dinamômetros inerciais: geram um resultado para o coeficiente de atrito que é dependente do sistema de freio (em cada ensaio se obtém o desempenho do material de fricção para o sistema de freio ensaiado). Desta forma, caso seja necessário avaliar a utilização do mesmo material em outro sistema de freio, um novo ensaio deve ser realizado no dinamômetro com o respectivo sistema de freio, o que aumenta o tempo e a frequência dos ensaios.

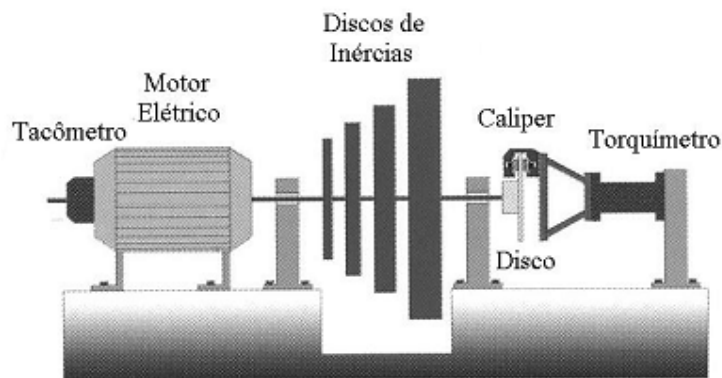


Figura 2.9: Diagrama de Dinamômetro Inercial.
Fonte: Adaptado de BREMBO (1997).

De acordo com ZIMMER (1982) as máquinas Chase e Fast são muito utilizadas no controle de qualidade. Na primeira, o corpo de prova é pressionado contra um tambor cuja temperatura é controlada por resistências elétricas e um sistema de ventilação. Já na segunda, o corpo de prova é pressionado contra um disco em um ensaio com duração de 90 minutos. Normalmente, a máquina Fast opera a atrito constante, podendo também trabalhar a pressão constante.

Ainda segundo ZIMMER (1982) a máquina Krauss assemelha-se a um dinamômetro, mas não possui discos de inércia. Utiliza o sistema de freio original do veículo, que é montado na máquina. Pode ser utilizado no desenvolvimento de novos materiais de fricção e no controle da qualidade.

A Tabela 2.1 compara as principais características abordadas por ZIMMER (1982) citado por INFANTINI (2008), a respeito das máquinas utilizadas para caracterizar materiais de fricção.

Tabela 2.1: Comparativo as entre características das máquinas de caracterização de materiais de fricção.

Tipo de Máquina	Componentes			Tempo de Teste (tempo de preparação incluso)	Vantagens	Desvantagens
	Sistema de Freio	Pastilha	Disco			
Dinamômetro	Original	original	original	10h	resultados significantes	alto custo e tempo de teste longo
Chase	suporte da máquina	corpo de prova 1"x1"	disco da máquina	7,5h	baixo custo	tempo de teste longo e não compatível com resultados de veículo
Fast	suporte da máquina	corpo de prova 0,5"x0,5"	disco da máquina	7,5h	baixo custo	
Krauss	Original	original	original	3h	resultados significantes	-

Fonte: ZIMMER (1982) *apud* INFANTINI (2008).

2.6.1. Principais etapas durante ensaios de caracterização de materiais

Conforme mencionado anteriormente, os dinamômetros inerciais são as máquinas que apresentam melhor correlação com as características dos veículos para testar materiais de fricção. Desta forma, INFANTINI (2008), e KRUIZE (2009), citam as principais etapas encontradas nas principais normas sobre dinamômetros inerciais. Estas etapas estão representadas na Tabela 2.2. INFANTINI (2008) cita que as normas de dinamômetros requerem de 250 a 1500 frenagens para um ensaio que dura de 12 a 72 horas.

2.7. Normas de Ensaio

De acordo com SARIP (2011), todo fabricante de veículos têm que cumprir, no mínimo, certos regulamentos de frenagem para assegurar que o veículo satisfaça os padrões de segurança de frenagem. Estas normas definem os requisitos necessários ao sistema de freio, como a exigência para o veículo ser equipado com freio de serviço, frenagem secundária, freio de estacionamento, bem como as disposições técnicas que devem ser cumpridas.

Tabela 2.2: Principais etapas durante o ensaio de caracterização de materiais de fricção.

Fase	Definição
Caracterização a verde (green)	Primeira etapa do ensaio, tem o objetivo de verificar o desempenho de frenagem com o material de fricção novo, verde, simulando a situação de um veículo recém-saído de fábrica.
Assentamento	Tem o objetivo de assentar o material de fricção ao disco, ou seja, aumentar a área de contato entre o par de fricção. Consiste em realizar repetidas frenagens sob as mesmas condições de operação.
Etapas de Pressão	Diferentes valores de pressão, em torno de oito, são utilizadas nas frenagens com o intuito de compreender o efeito desta variável.
Etapas de Velocidade	Frenagens são realizadas com velocidades iniciais diferentes cerca de quatro valores, a fim de avaliar o efeito desta variável sobre o desempenho de frenagem.
Fade	Ocorre a avaliação do efeito da temperatura, onde as frenagens são realizadas em uma elevada faixa de temperatura. São realizadas quinze frenagens seguindo uma escala logarítmica, variando a temperatura inicial de frenagem da primeira até a décima quinta de 100°C até 550 °C.
Recuperação	Etapa posterior ao Fade, tendo a finalidade de verificar a eficiência de frenagem após elevadas temperaturas, onde os bons materiais tem a capacidade de recuperar suas propriedades originais.
Caracterização	Processo em que os materiais são caracterizados após cada etapa, seguindo os valores das normas específicas.

Fonte: adaptado de INFANTINI (2008) e KRUIZE (2009).

A Comunidade Européia (CE) apresenta um padrão para frenagem veicular em relação a regulamentações de segurança. Normas emitida pela CE relativas à frenagem incluem a norma 13 (ECE 13) para sistemas de freio, o Regulamento

13-H (equivalência com as normas de outros países, incluindo EUA e Japão) e o Regulamento 90 (ECE 90), para pastilhas e lonas de freio (SARIP, 2011).

CAETANO (2011) cita em seu trabalho as principais normas, regulamentadas pela Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT), relativas a freios automotivos no Brasil, que são:

- **NBR 10966**, que regulamenta as condições mínimas exigidas sobre desempenho dos sistemas de freio;
- **NBR 10967**, que descreve o método para ensaios de desempenho dos sistemas de freio (freio de serviço, de emergência e de estacionamento) para veículos automotores, rebocados e combinados;
- **NBR 10968**, que relata o método de medição do tempo de resposta no desempenho dos sistemas de freio;
- **NBR 10969**, que realiza a descrição das fontes e armazenagem de energia para sistemas de freios de veículos rodoviários;
- **NBR 10970**, que descreve especificamente as condições para o freio de mola acumuladora para veículos rodoviários.

Já a norma ABNT NBR 6143/1995 é responsável por analisar as condições das pastilhas de freio a disco através da determinação do coeficiente de atrito e desgaste por meio da bancada de ensaio Krauss. Esta norma descreve o método para determinação das características de fricção e desgaste dos materiais de fricção utilizados em pastilhas de freio a disco de automóveis, camionetas de uso misto e utilitários. Conforme descrito no capítulo 3, item 3.7, esta norma é utilizada no presente trabalho para a realização do procedimento metodológico da bancada de ensaios, com o objetivo de levantar dados que possibilitem estudar o comportamento térmico, a pressão de contato e a variação do coeficiente de atrito durante o processo de frenagem.

2.8. Modelagem por elementos finitos (FEM) – Método Numérico CAE

Análise de elementos finitos (FEA) com base no método dos elementos finitos (FEM) é um método de análise de engenharia computacional que tem sido

amplamente utilizado em muitas aplicações de engenharia envolvendo transferência de calor, a análise de estresse, o fluxo de fluido e outros problemas físicos complicados (SARIP, 2011). Análise de sistemas de freios pode ser realizada utilizando-se modelagem em elementos finitos, a fim de proporcionar uma modelagem eficiente, precisão na geometria do componente, dadas as propriedades dos materiais e condições de contorno. TIROVIC e SARWAR (2001) mostraram que a modelagem de freio utilizando FEM tem muitas possibilidades de investigar análise termomecânica.

CHOI e LEE (2003), realizaram uma análise do problema de contato transiente termoelástico de sistemas de freios a disco com geração de calor por atrito utilizando-se método de elementos finitos. A simulação numérica para o comportamento termoelástico do sistema de freio foi obtida na condição de frenagens repetitivas. Os efeitos das propriedades do material de atrito na superfície de contato foram examinadas e as propriedades que mais influenciaram foram o coeficiente de expansão térmica e o módulo de elasticidade. Os resultados computacionais obtidos apresentam distribuições de pressão e temperatura em cada superfície do par de atrito. Desta forma, o fenômeno da instabilidade termoelástica (TEI), que é o inconstante crescimento da pressão de contato e temperatura, foram investigados para facilitar o projeto conceitual de sistemas de freio a disco. Baseado nos resultados numéricos, o comportamento termoelástico de compósitos carbono-carbono, materiais que são extensivamente utilizados em disco de freio de aeronaves, foguetes e trens de alta velocidade, devido à suas excelentes propriedades físico-químicas (resistência a altas temperaturas, baixa densidade, alta condutibilidade térmica e baixa expansão térmica) foram analisados, apresentando melhor performance de frenagem se comparado ao disco de freio fabricado de metal isotrópico (*isotropic metal ones*), que apresenta distribuição de pressão mais uniforme e moderada.

ADAMOWICZ e GRZES (2011), investigaram o impacto do modo convectivo de transferência de calor no comportamento térmico de um sistema de freio a disco, durante o processo de frenagem repetidas com velocidade constante, usando modelo de elementos finitos tridimensional. Foi realizada uma análise do transiente térmico para determinar a distribuição de temperatura na

superfície de contato de um disco. A questão do calor não uniforme gerado por atrito devido ao escorregamento do par de fricção foi testado utilizando-se um modelo de elementos finitos, cuja possibilidade de ocorrência é ampla em várias aplicações automotivas nas quais utiliza-se o coeficiente de transferência de calor. Os autores concluíram que em um processo de frenagem única o modo de transferência de calor convectivo não está ligado a significativas reduções de temperatura do disco de freio para uma típica condição de operação de um veículo de passageiros. A temperatura máxima, bem como a temperatura atingida no final do processo na superfície de contato ocorreu durante frenagens repetitivas, com diferentes condições de resfriamento convectivo (mas com velocidade constante do veículo) para um tempo de resfriamento igual a cinquenta segundos e tempo de frenagem de cinco segundos, apresentando decréscimo com o aumento do coeficiente de transferência de calor. A relação encontrada foi aproximadamente linear com o tempo, sendo que a inclinação da curva de temperatura depende do número de aplicações de frenagem.

Uma análise térmica 2D de um freio a disco ventilado foi apresentada por HWANG et al. (2007). Ele concluiu que a predição de temperaturas usando uma Análise 2D produziu resultados satisfatórios em relação a uma análise 3D convencional. Utilizaram um modelo de elementos finitos assimétrico para simular a deformação termo-elástica do disco com propriedades mecânicas equivalentes e compararam os resultados com os dados experimentais. Foi mostrado que a distribuição de temperatura pode ser efetivamente modelada por meio de uma análise térmica assimétrica transiente.

2.9. Variáveis que afetam o atrito e o desgaste

De acordo com INFANTINI (2008) os parâmetros a serem considerados para avaliar o desempenho de materiais de fricção veicular são o coeficiente de atrito e o desgaste. SANDERS *et al.* (2001) enfatiza que o coeficiente de atrito depende principalmente das seguintes variáveis:

- Velocidade de escorregamento;
- Pressão de contato;
- Temperatura na interface do par de fricção.

Ainda de acordo com INFANTINI (2008), a velocidade de escorregamento e a pressão de contato podem ser diretamente controladas na máquina de ensaio, diferentemente da temperatura, que é consequência destes parâmetros bem como das características mecânicas e térmicas do sistema.

Outros autores, como BLAU e MCLAUGHLIN (2003), citam que, além das três variáveis supracitadas, a umidade relativa do ar também afeta o desempenho dos sistemas de freio.

2.9.1. Velocidade de Escorregamento

De acordo com INFANTINI (2008), a velocidade de escorregamento tem efeito pouco significativo sobre a performance dos sistemas de freio. Em função da geometria da pastilha de freio em sistemas a disco, há uma variação da velocidade tangencial de escorregamento ao longo do seu raio, conforme pode ser observado pela Figura 2.10. (a). Já em sistemas de freio a tambor, o mesmo efeito não acontece devido ao fato de que as lonas são aplicadas contra um tambor cilíndrico de raio constante, conforme ilustra a Figura 2.10. (b).

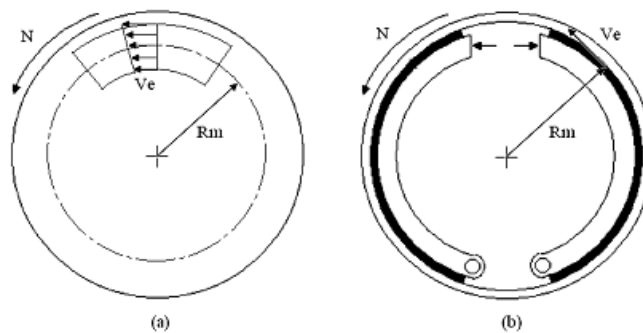


Figura 2.10: (a) Variação da velocidade de escorregamento em sistemas de freio a disco, (b) Variação da velocidade de escorregamento em sistemas a tambor. Fonte: adaptado de INFANTINI (2008).

Conforme WILSON e BOWSER (1971) variações na velocidade de escorregamento de $\pm 23\%$ da média não afetam significativamente o coeficiente de atrito, conforme ilustra a Figura 2.11. Tais autores afirmam que a variação do atrito nos materiais de fricção, em função de variações da velocidade de escorregamento, é de no máximo 0,05.

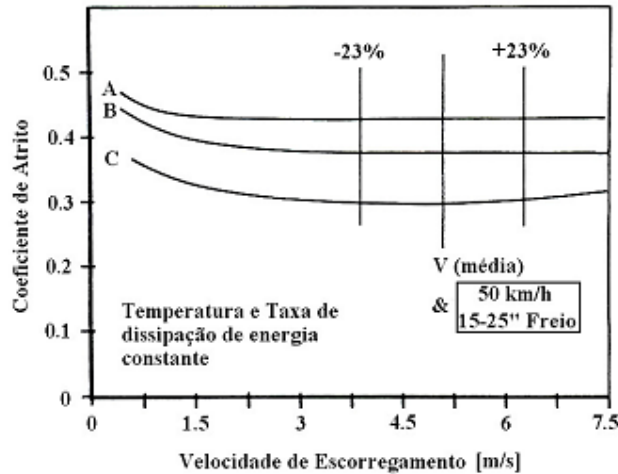


Figura 2.11: Variação do coeficiente de atrito em função da velocidade de escorregamento para três diferentes materiais de fricção.
Fonte: adaptado de WILSON e BOWSER (1971).

2.9.2 Pressão de Contato

BREZOLIN (2007) menciona que a pressão de contato é influenciada pelo desgaste, geometria da pastilha de freio, posição do pistão de freio em relação à pastilha, deformações da pastilha e do disco de freio e pela carga imposta ao sistema pelo condutor do veículo através da pressão hidráulica do sistema.

DAY *et al.* (1991) discutiram os efeitos térmicos sobre a distribuição de pressão de interface do par de atrito utilizando modelagem por elementos finitos (FEM) em termos de efeitos térmicos bulk (massa, tamanho, carga) e macroscópicas. Efeitos térmicos bulk incluem expansão térmica, desgaste e coeficiente de atrito, e os efeitos térmicos macroscópicos incluem pontos quentes, danos na superfície do rotor e de flexão. Estes foram investigados sobre os efeitos térmicos de distribuição de pressão na interface do freio de atrito. Uma análise

por elementos finitos assimétrica bidimensional foi utilizada para prever as distribuições de temperatura no decorrer de quatro segundos de aplicação de frenagem. No final da frenagem, a temperatura máxima registada foi 200 °C, com um deslocamento máximo de cerca de 0,2 milímetros, como mostrado na Figura 2.12. Temperaturas da interface de atrito foram afetadas pela distribuição de pressão na interface. Foi possível reduzir a variação de temperatura através da interface de atrito, utilizando uma distribuição de pressão uniforme no desenvolvimento do projeto de componentes de freio em todas as condições e níveis de serviço.

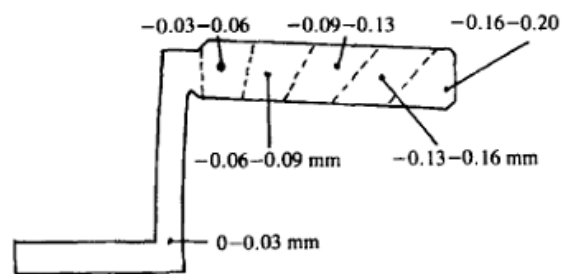


Figura 2.12: Distorção bidimensional do disco de freio.
Fonte: Adaptado de DAY *et al.* (1991).

SODERBERG e ANDERSON (2009), utilizaram simulação computacional para prever o desgaste e distribuição de pressão na interface pastilha/disco de freio utilizando modelagem por elementos finitos. Os autores ressaltam que freios a disco em carros de passageiros são componentes críticos de segurança, cuja performance depende fortemente das condições de contato na interface pastilha/disco. Um modelo por elementos finitos tridimensional para um subsistema constituído por pistões, pastilhas de freio e disco de freio é desenvolvido para calcular a distribuição de pressão de contato para o par de atrito, submetido a diferentes cargas e condições de escorregamento. Baseada nesta distribuição, o desgaste do freio a disco é computado utilizando-se uma forma generalizada da lei de desgaste de Archard e um esquema explícito de integração de Euler, em condições de escorregamento em estado estacionário. Os ensaios foram conduzidos com e sem o deslocamento prescrito do disco de freio. A principal simplificação na rotina de desgaste apresentada é que simulou-se somente o desgaste da pastilha de freio. Outra simplificação no

presente modelo por elementos finitos é que o pistão e o disco são representados como corpos rígidos, não levando em consideração, por exemplo, como a deformação elástica da superfície do disco afeta as condições de contato. A Figura 2.13 ilustra os resultados da simulação para a pressão de contato na interface, em que a simulação foi realizada mantendo-se o coeficiente de atrito em 0,45.

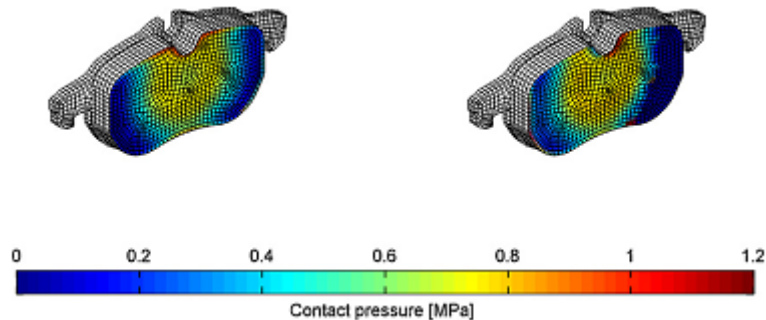


Figura 2.13: Distribuição de pressão de contato do par pastilha/disco obtida através de análise estática estrutural com força de frenagem normal aplicada (esquerda) e com força de frenagem normal aplicada e uma pequena rotação do disco (direita).
Fonte: Adaptado de DAY *et al.* (1991).

Ainda de acordo com SODERBERG e ANDERSON (2009), seria atrativo implementar um modelo mais realístico e probabilístico, com maior complexidade, descrevendo o comportamento do material compósito de atrito na pastilha de freio, assim como o modelo de desgaste e os efeitos termoelásticos, que devido ao calor gerado por atrito na superfície de contato, pode levar a expansão térmica no material da pastilha e afetar o comportamento da interface.

YEVTUSHENKO, KUCIEJ e YEVTUSHENKO (2010), investigaram a influência do tempo de crescimento da pressão de contato na temperatura para um par de atrito composto por uma pastilha metal-cerâmica e um disco de freio de ferro fundido. Variações de pressão foram levadas em consideração também. A solução analítica para o problema térmico de atrito durante a frenagem foi obtida para o tribosistema plano-paralelo/semi-espaço, com energia de atrito dependente do tempo e transferência de calor através de uma superfície de contato. Quando estabilizado, observou-se que a temperatura de contato decrescia com o aumento da duração do crescimento da pressão (duração do

aumento da pressão de zero ao valor nominal). A amplitude das oscilações de temperatura foi maior que a amplitude das correspondentes flutuações de pressão (“efeito de nivelamento”).

INFANTINI (2008), realizou um estudo sobre as variáveis velocidade de escorregamento, pressão de contato, temperatura e umidade relativa do ar que atuam sobre o desempenho dos sistemas de freio, o atrito e o desgaste. A velocidade de escorregamento e a pressão de contato foram obtidas analiticamente utilizando-se um dinamômetro Fras-le modelo 02852, em que foram testados dezenove sistemas de freios a disco, incluindo sistemas hidráulicos utilizados em veículos leves, utilitários/SUVs e sistemas pneumáticos utilizados em veículos pesados. A figura 2.14 ilustra os resultados obtidos para as pressões hidráulicas de atuação de 10 e 80 bar nos sistemas hidráulicos e pressões pneumáticas de atuação de 1 e 9 bar nos sistemas pneumáticos. As pressões de contato nos sistemas pneumáticos chegaram a ser três vezes maiores que nos sistemas hidráulicos, pois sistemas pneumáticos necessitam de maiores forças de atuação para produzirem o momento de força necessário ao processo de frenagem.

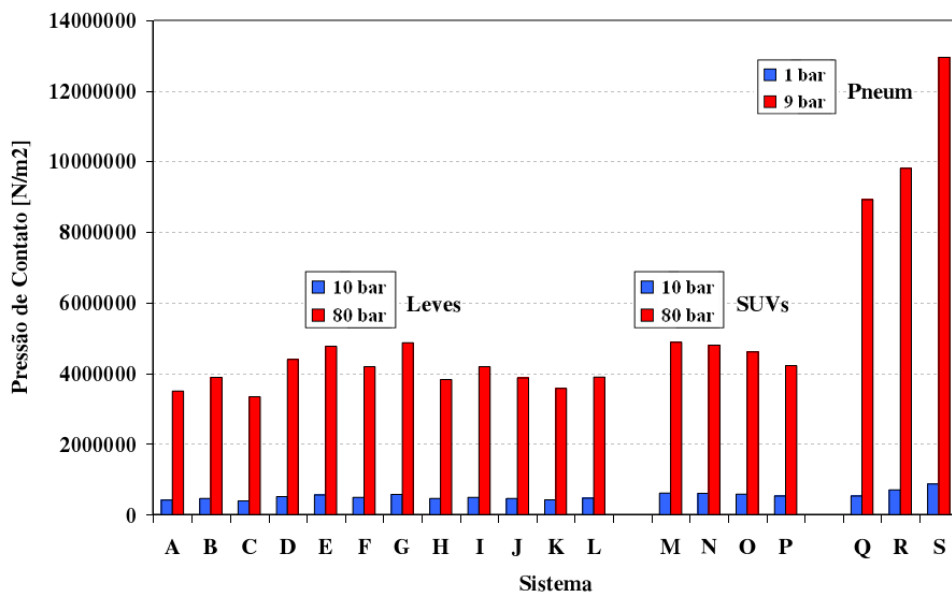


Figura 2.14: Pressão de contato nas pastilhas dos sistemas.
 Fonte: Adaptado de Infantini (2008).

2.9.3. Temperatura e atrito

A medição da temperatura é um dos parâmetros mais significativos para interpretação das interações do par de fricção e dos processos que ocorrem durante a frenagem (INFANTINI, 2008). EISENGRÄBER *et al.* (1999) compararam diferentes métodos para a determinação da temperatura dos freios a disco usando termopares fixos e deslizantes, pirômetros de radiação e termoscaners infravermelhos em relação à sua precisão e adequação. Os testes foram realizados em um dinamômetro e demonstraram que termopares fixos forneceu indicação mais precisa do que o termopar deslizante para medição da temperatura na superfície do disco. A dificuldade encontrada para medição da temperatura utilizando-se pirômetro e termoscaners infravermelhos foi devido à variação de emissividade do disco. A medição somente deu resultados confiáveis quando a emissividade da superfície do disco pôde ser corrigido (entre 0,15 e 0,9). Eles concluíram que o termoscaner IR não era adequado para a linha de medição de temperaturas por causa da dificuldade de corrigir a emissividade da superfície.

Segundo BREZOLIN (2007), a geração de calor acontece de forma não uniforme nas superfícies de contato do par de fricção pelo fato de que a temperatura pontual gerada ser proporcional à pressão de contato naquele ponto. SERBINO (2005) afirma que a temperatura durante a frenagem dos discos de freio veiculares não é uniformemente distribuída devido a várias razões, como expansão térmica e imperfeições na geometria. O resultado da interação do calor gerado por atrito, distorção termoelástica e contato elástico, conhecido como instabilidade termoelástica, é concentrada em uma ou mais regiões da superfície do disco, causando significativo gradiente de aquecimento, que poderiam causar transformações martensíticas gerando trincas.

APTE e RAVI (2006) estabeleceram métodos para predição da performance térmica para discos de freios sólidos e ventilados de projetos existentes e aplicaram este procedimento para projetar novos discos de freio. Eles previram também o coeficiente de transferência de calor e distribuição de temperatura e descobriram que uma simulação computacional fluido dinâmica (CFD) seria difícil de executar nos estágios iniciais do projeto devido à rápida taxa de mudança nos projetos. Desta forma, optaram por definir os parâmetros de

transferência de calor não usando CFD, mas calculando o fluxo de calor utilizando-se de cálculos empíricos baseados em procedimentos analíticos (LIMPERT,1992). Um modelo de elementos finitos de um freio a disco foi criado usando o software ABAQUS FEA. Ciclos de teste fade experimentais foram utilizados como entrada para validar os resultados do modelo de elementos finitos assimétrico. As vantagens obtidas foram devido aos curtos tempos computacionais, evitando a necessidade de CFD para prever o coeficiente de transferência de calor, e com bons resultados obtidos. A mesma metodologia pode ser usada para análise de projetos de freio a tambor.

GAO e LIN (2002), formularam um modelo analítico para determinação da distribuição de temperatura na superfície de contato do par de fricção de um sistema de freio a disco. Foi utilizada uma técnica de elementos finitos transiente para caracterização da temperatura do disco de freio com apropriadas condições de fronteira térmica, assumindo que a pressão no freio é uniformemente distribuída na área de contato do disco e pastilhas e que os materiais do disco e pastilha são homogêneos e suas propriedades térmicas são invariáveis com a temperatura. Os resultados numéricos mostram que as características operacionais do freio exercem influência na distribuição de temperatura na superfície e na temperatura máxima de contato do par de fricção.

GHADIMI, KOWSARY e KHORAMI (2013), realizaram uma análise térmica para um sistema de freio a disco utilizado em uma locomotiva ER 24 PC. O disco de freio utilizado, R920K, e a zona fluida foram simulados em modelo 3D com uma ligação térmica das condições de fronteira. A medição da temperatura foi realizada utilizando-se um termopar tipo K de 1,5mm de espessura. Para modelar o fenômeno da frenagem, a roda da locomotiva foi acelerada com um valor constante de $1,117\text{m/s}^2$. O processo de frenagem foi realizado em laboratório e os dados do experimento foram usados para verificar a simulação computacional. Durante a frenagem, a temperatura máxima foi observada no meio do processo de frenagem ao invés do ponto final de frenagem. No caso de uma parada de emergência de 154Km/h, os resultados numéricos ficaram bem próximos dos resultados experimentais, conforme pode ser observado pela figura 2.15.

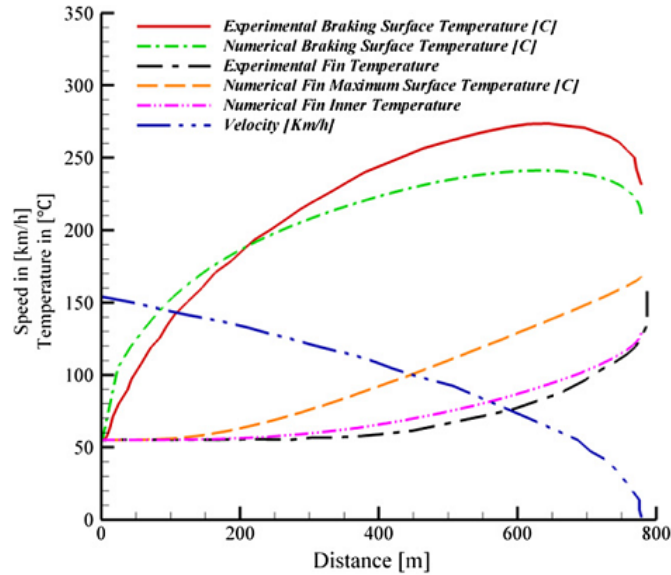


Figura 2.15: Simulação térmica do disco R920K para uma parada de emergência a 154km/h.
 Fonte: Adaptado de GHADIMI, KOWSARY e KHORAMI (2013).

Pela figura 2.15, nota-se que a temperatura de superfície do disco cresce com o aumento do tempo de frenagem, permanecendo até o ponto em que a temperatura decresce devido a uma significativa diminuição na geração de calor sobre a superfície do disco de freio. Devido aos efeitos da condução de calor, é possível ver uma grande demora ou tempo de defasagem na obtenção da temperatura. Este efeito retardante está presente no início da frenagem, logo a temperatura da superfície aumenta rapidamente. Depois de poucos segundos, o fluxo de calor afeta a flange e a temperatura aumenta. Pelo resfriamento por convecção e radiação, a frenagem dissipa calor para o ar, e a razão de crescimento da temperatura da superfície diminui.

INFANTINI (2008) realizou um procedimento de ensaio específico para caracterização térmica de sistemas de freio, cujo objetivo foi comparar sistemas de freio. Utilizou um dinamômetro *Greening* modelo 8882, 4 sistemas de freio com cálipers flutuantes (sendo um disco sólido e três discos ventilados), um par de pastilhas para cada sistema de freio fabricadas com material *non asbestos organic* (NAO) e termopares tipo k. A única diferença nesses ensaios foram os sistemas utilizados, pois mantiveram os mesmos

parâmetros de velocidade de escorregamento, pressão de contato e densidade de energia. A figura 2.16 ilustra os resultados de temperatura final de cada uma das cento e dezoito frenagens do ensaio para caracterização térmica dos quatro sistemas ensaiados, identificadas no gráfico as etapas (assentamento, velocidade 1 a 5, fade e caracterização).

INFANTINI (2008) monitorou também o comportamento do coeficiente de atrito durante todo o ensaio realizado com os quatro sistemas de freio. A Figura 2.17 apresenta os resultados obtidos para cada sistema ensaiado. Na fase assentamento, observou-se que coeficiente de atrito apresenta uma média de 0,4, com uma flutuação de até 25%. Na etapa velocidade, o autor ressalta que o aumento da velocidade e da pressão ocasionam redução do coeficiente de atrito. Já na etapa fade, dois comportamentos foram observados: inicialmente o coeficiente de atrito diminuiu com o aumento da temperatura, mas em seguida o mesmo passou a aumentar com o aumento da temperatura.

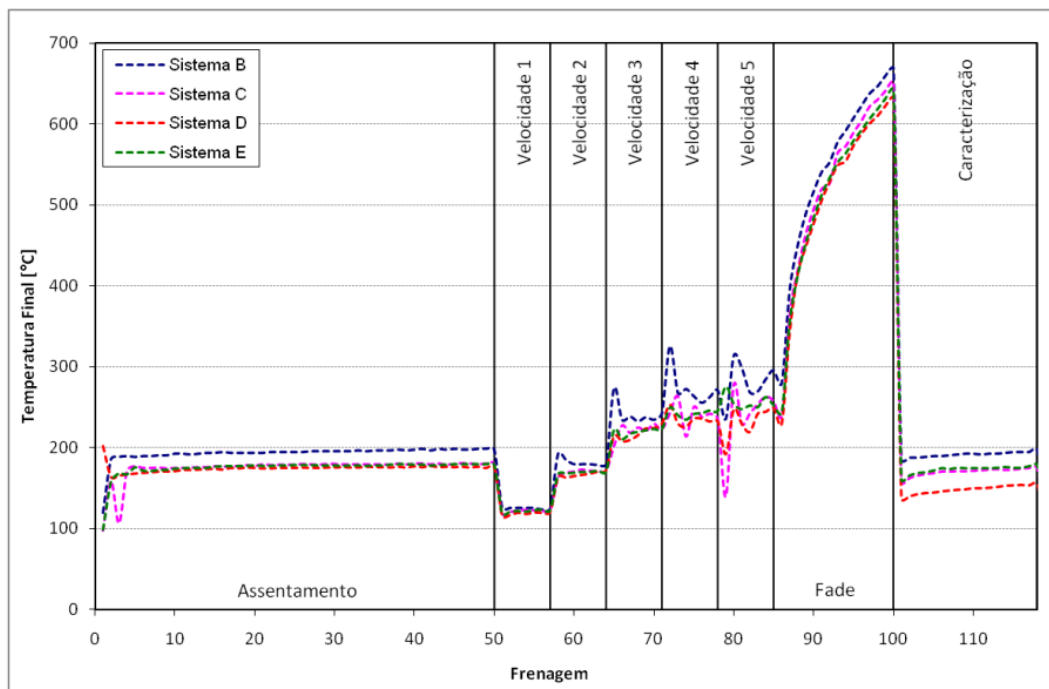


Figura 2.16: Temperaturas finais médias de cada frenagem dos quatro sistemas.
Fonte: Adaptado de INFANTINI (2008).

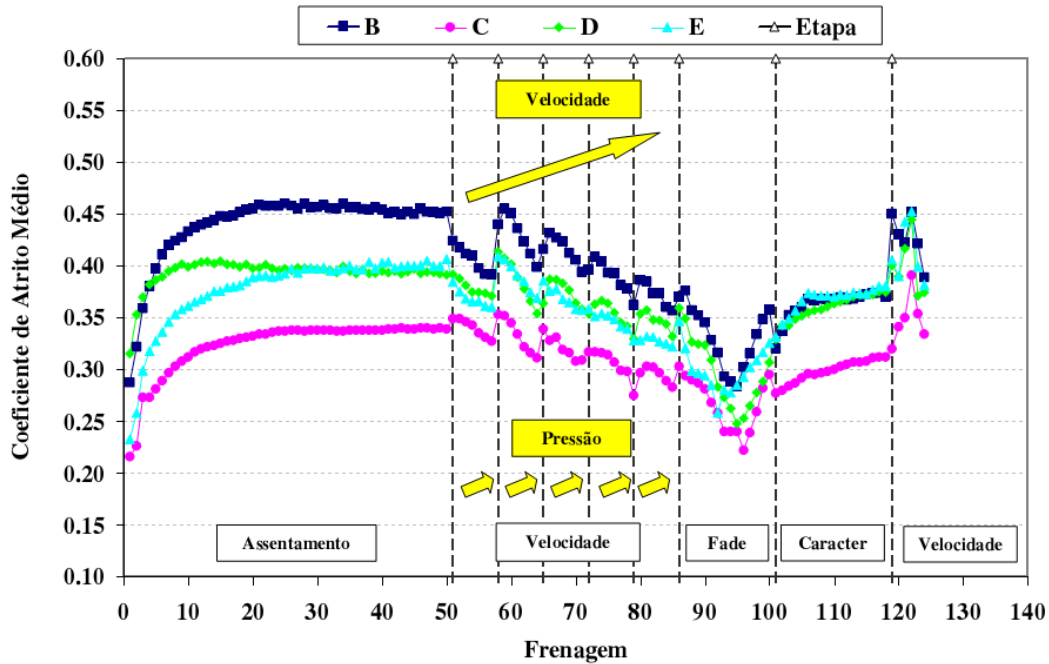


Figura 2.17: Atrito Médio durante o ensaio.
 Fonte: Adaptado de INFANTINI (2008).

2.10. Desempenho/Performance de Frenagem

2.10.1. Transferência de Carga Durante a Frenagem

De acordo com DUKKIPATI *et al.* (2008, pag.431), em uma frenagem única em uma estrada horizontal, as forças atuando no veículo sob condições normais de direção são as forças de atrito, na direção horizontal, e as forças verticais, provenientes da reação da estrada sobre cada uma das rodas, devido à força peso do veículo. A Figura 2.18, que representa o diagrama de corpo do veículo, mostra as forças atuantes em um veículo sob condições normais de direção. Neste modelo simples de veículo, foram negligenciadas as forças aerodinâmicas e de resistência à rolagem.

Aplicando a segunda lei de Newton nos campos de direção horizontal obtêm-se:

$$F_{x1} + F_{x2} = Ma \quad (2.1)$$

Onde:

F_{x1} = força de atrito nas rodas dianteiras

F_{x2} = força de atrito nas rodas traseiras

a = aceleração

M = massa do veículo

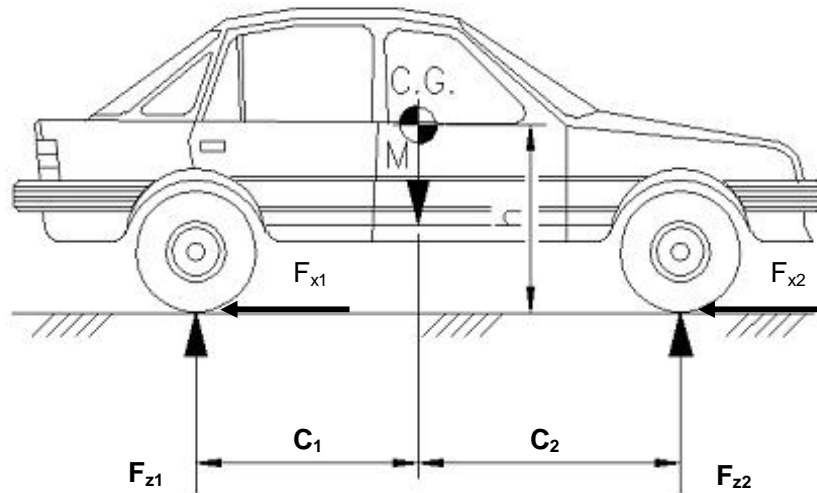


Figura 2.18: Um modelo simples de um veículo em um plano horizontal.

Fonte: Adaptado de Santolaya e Kiralbé, 2013.

Aplicando a segunda lei de Newton no campo de direção vertical, considerando toda a massa concentrada no centro de gravidade, tem-se:

$$F_{z1} + F_{z2} = Mg \quad (2.2)$$

Onde

F_{z1} = força vertical na rodas dianteiras

F_{z2} = força vertical na rodas traseiras

g = aceleração da gravidade

Somando-se os momento das forças horizontais e verticais sobre o centro de gravidade e igualando-se esse somatório a zero, devido ao fato de o veículo estar em equilíbrio, tem-se:

$$F_{z1}C_1 + F_{z2}C_2 + (F_{x1} + F_{x2})h = 0 \quad (2.3)$$

Onde

C_1 = distância horizontal (paralela à superfície da estrada) entre o ponto de contato da roda dianteira e o centro de gravidade.

C_2 = distância horizontal entre o ponto de contato da roda traseira e o centro de gravidade

h = distância vertical (perpendicular à superfície da estrada) entre os pontos de contatos das rodas com o chão e o centro de gravidade

As equações (2.1), (2.2) e (2.3) envolvem 4 variáveis desconhecidas: F_{x1} , F_{x2} , F_{z1} e F_{z2} . Este é um sistema indeterminado, onde uma equação adicional é necessária para resolver todas as variáveis desconhecidas. Substituindo a equação (2.1) na equação (2.3), obtém-se:

$$F_{z1}C_1 + F_{z2}C_2 + Mah = 0 \quad (2.4)$$

As equações (2) e (4) podem ser usadas diretamente para resolver as forças verticais (carga nas rodas) independentemente,

$$F_{z1} = Mg \frac{C_2}{(C_1 + C_2)} - \frac{h}{(C_1 + C_2)Ma} \quad (2.5)$$

$$F_{z2} = Mg \frac{C_1}{(C_1 + C_2)} - \frac{h}{(C_1 + C_2)Ma}$$

Estas equações são usadas para o veículo quando está sendo acelerado. As desacelerações são tratadas simplesmente usando-se um valor negativo para a . Quando o veículo está sendo freado, utilizando-se um valor negativo para a , a força no eixo dianteiro tende a aumentar, conforme análise da equação (5). Isto é observado particularmente quando a frenagem leva o veículo à parada total. A Figura 2.19 ilustra o comportamento da carga em cada eixo quando um veículo sedan de 1450 Kg está submetido a diferentes desacelerações. Nota-se que existe uma relação direta e linear entre a carga no eixo dianteiro e uma relação inversa e linear entre a carga e o eixo traseiro (DUKKIPATI *et al*, 2008, pag. 435).

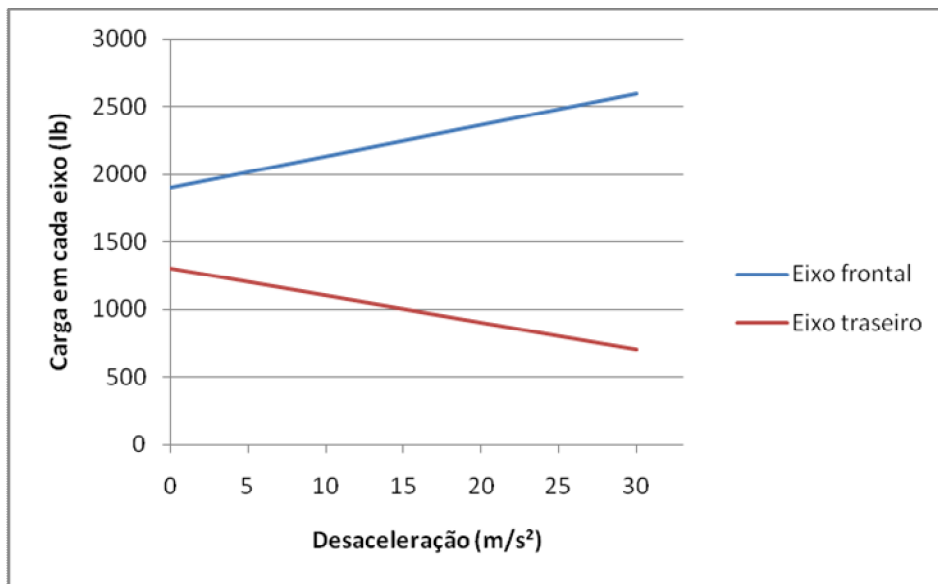


Figura 2.19: Distribuição de carga durante a frenagem.

Fonte: Adaptado de Dukkipati et al., 2008, pag. 435

2.10.2. Desempenho do Freio de Serviço

SARIP (2011), salienta que a performance de um sistema de freio é medida baseada na distância de parada e na desaceleração média total desenvolvida pelo veículo. A distância de parada, s (m), não pode exceder o seguinte valor para o teste de desempenho (EEC, 2008):

$$s = 0,1V + 0,008V^2 \quad (2.6)$$

Onde V é a velocidade do veículo em Km/h.

A desaceleração média total (d_m) desenvolvida pode ser calculada de acordo com a seguinte fórmula:

$$d_m = \frac{V_b^2 + V_e^2}{25,92 (S_e + S_b)} \quad (2.7)$$

Onde:

d_m = desaceleração média total [m/s²].

V_b = velocidade inicial do veículo [m/s].

V_e = velocidade final do veículo [m/s].

S_b = posição inicial do veículo [m].

S_e = posição final do veículo [m].

Capítulo 3 – Materiais e Métodos

Neste capítulo, são apresentados todos os materiais utilizados para a montagem e adaptações da máquina de ensaio de frenagem e os métodos utilizados para caracterização do ensaio. Buscou-se adaptar a bancada de testes para que reproduzisse com a maior fidelidade possível as condições reais de frenagem, de acordo com a bancada de ensaios Krauss descrita pela norma **ABNT NBR 6143/1995**. Serão descritos também as variáveis a serem medidas, bem como a técnica de medição empregada para este fim.

3.1. Descrição da adaptação da máquina de ensaio de frenagem

A montagem da bancada de ensaios buscou alcançar os mesmos efeitos produzidos em uma motocicleta comercial de baixa cilindrada, que está entre as motocicletas mais utilizadas no mercado nacional. O sistema de freio utilizado corresponde ao de uma motocicleta com as seguintes características: motor de 4 tempos, refrigerado a ar, 125 cc de cilindradas, potência de 11,8 cv a 6800 rpm, torque de 0,816 Kgf.m a 6000 rpm. Desta forma, tornou-se possível adaptar a máquina para estes ensaios.

Em trabalhos anteriores realizados por Caetano (2011) e Abreu (2013), a mesma máquina foi utilizada para testes de frenagem de veículos automotivos. O segundo autor optou por dimensionar a máquina de ensaios para simular os efeitos durante a frenagem para um automóvel de 1000 cc de cilindradas, potência de 65 cv a 6000 rpm e peso de 830 kg. Ele também executou os ensaios baseado no procedimento Krauss, descrita pela norma ABNT NBR 6143/1995, avaliando o efeito da força e rotação, emissão acústica, perda de massa, temperatura, fazendo também uma simulação computacional utilizando FEM para verificar o aquecimento do par pastilha/disco durante a frenagem.

O critério de escolha adotado para equipar a máquina de frenagem com um sistema de freio de motocicleta deve-se ao fato dos parâmetros produzidos pela máquina para simular a frenagem, como torque e potência no eixo, serem mais compatíveis com um veículo de menor porte. Segundo ABREU (2013),

para simular com maior fidelidade o sistema de frenagem escolhido seria ideal que se utilizasse um mecanismo com maior torque e inércia. Logo, a opção escolhida foi adaptar a máquina existente para receber um sistema de freio de um veículo com uma demanda de menor carga.

Para ensaios de freios de motocicletas não foi encontrada uma norma específica para condução da metodologia de realização do ensaio. Desta forma, optou-se por conduzir os ensaios utilizando-se a norma existente para automóveis (ABNT NBR 6143/1995) para o caso de motocicletas, tendo em vista que o princípio básico de funcionamento para os dois sistemas de freios a disco serem similares, mudando a robustez para cada caso.

Segundo a NBR 6143/1995, a bancada de ensaios Krauss para guarnição do freio deve ser equipada com os dispositivos conforme exposto na Figura 3.1. A Tabela 3.1 lista os componentes seguindo a enumeração da Figura 3.1

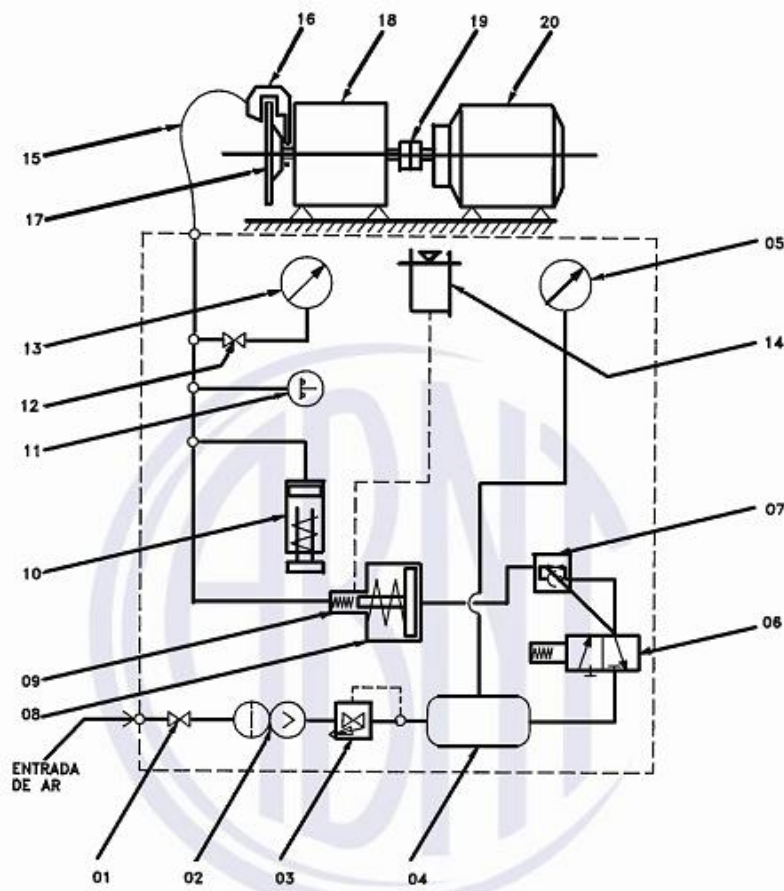


Figura 3.1: Esquema Hidropneumático da bancada de ensaios Krauss.
Fonte: ABNT NBR 6143/1995

Tabela 3.1. Lista de componentes hidropneumáticos da bancada de ensaios Krauss.

Componentes Hidropneumáticos da Bancada de Ensaio Krauss			
1	Registro de vazão	11	Acionamento do contador de ciclos
2	Filtro	12	Válvula de bloqueio
3	Válvula reguladora	13	Medidor de pressão hidráulica
4	Reservatório do ar	14	Reservatório de líquido do freio
5	Medidor de pressão pneumático	15	Tubo flexível
6	Válvula eletromagnética	16	Freio a disco
7	Válvula reguladora do ar com retorno livre	17	Disco do freio
8	Cilindro pneumático de acionamento	18	Redutor de velocidade
9	Cilindro do freio	19	Acoplamento
10	Absorvedor da pressão hidráulica	20	Motor

Fonte: Fonte: ABNT NBR 6143/1993

De acordo com CAETANO (2011), a construção de uma bancada que apresentasse as características desejadas com os equipamentos e recursos disponíveis foi limitada pelos recursos disponíveis à época. Entretanto, ainda é destacado que com o intuito de realizar ensaios que permitam o desenvolvimento e aperfeiçoamento dos freios é imprescindível a construção de uma bancada de testes, adaptando-a aos recursos disponíveis.

A bancada construída para ensaios, apresentada pela Figura 3.2, apresenta as dimensões 1,05 x 1,05 x 0,715m. O propulsor utilizado pelo sistema é um motor elétrico trifásico com 3 CV de potência, marca Motores Elétricos Brasil S/A, modelo 1312/6.

O motor utilizado nesta bancada apresenta rotação nominal de 3470 rpm e, segundo a norma Krauss, durante o ensaio a rotação do eixo que contém o disco de freio deve ser mantida constante em 660rpm +/- 10rpm. Logo, necessita-se de uma relação de transmissão (i), entre eixo motor (que contém a polia motora) e eixo movido (que contém a polia movida)

$$i = \frac{\text{rotação da polia motora } (n1)}{\text{rotação da polia movida } (n2)} \quad (3.1)$$

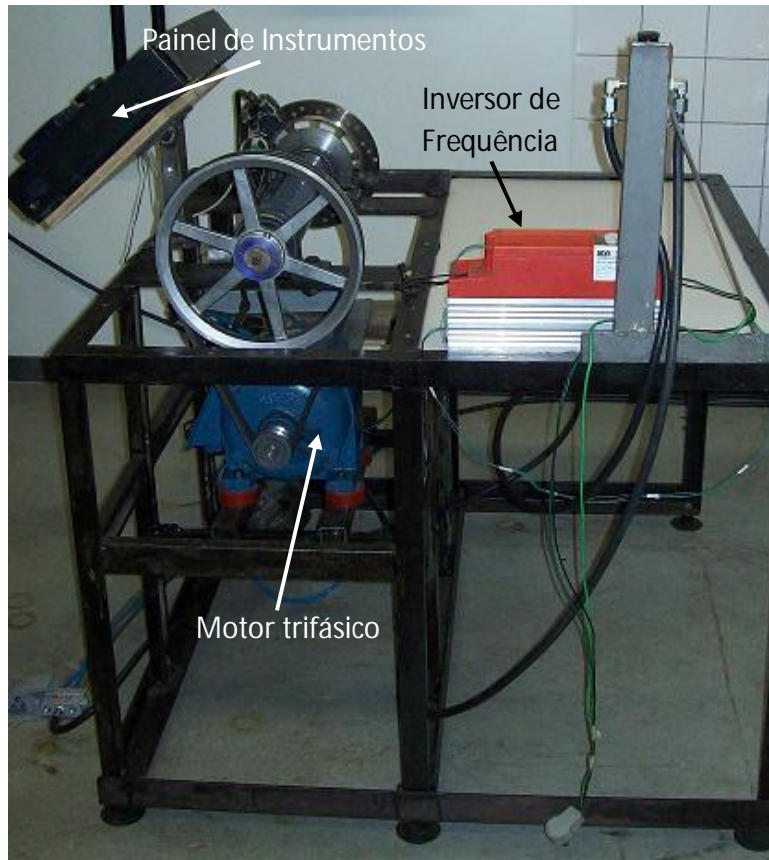


Figura 3.2: Perspectiva da bancada de ensaios.

Desta forma, a relação de transmissão do sistema deve ser

$$i = \frac{3470 \text{ rpm}}{660 \text{ rpm}} = 5,26 \quad (3.2)$$

ABREU (2013) utilizou na montagem da bancada um sistema de transmissão de coroa e corrente da marca Zark, com uma relação de transmissão de 1:3,14. Conforme relatado em seu trabalho, o torque gerado no eixo que contém o disco de freio foi menor do que o desejado para a realização do ensaio. Além disso, o sistema coroa e corrente gerou muita vibração e ruído.

Neste trabalho, optou-se por equipar a máquina de ensaio com um sistema de transmissão utilizando-se polias e correias. Segundo FILHO (2009), as grandes

vantagens na utilização das correias são devido, principalmente, às razões econômicas, versatilidade e a segurança. A Tabela 3.2 resume as principais vantagens em se trabalhar com sistemas de transmissão por correia.

Tabela 3.2: Razões para se utilizar transmissão por correia.

Razões para se utilizar transmissão por correia		
Econômicas	Versatilidade	Segurança
Padronização	Permitem grandes variações de velocidade (i recomendado ≤ 6)	Reduzem significativamente choques e vibrações devido à sua flexibilidade e ao material que proporciona uma melhor absorção de choques e amortecimento, evitando sua propagação
Facilidade de montagem e manutenção	Permitem rotações no mesmo (correia aberta) ou em sentidos opostos (correia fechada)	Limitam sobrecargas pela ação do deslizamento
Ausência de lubrificantes	Facilidade de variação de velocidade	Sistema silencioso
Durabilidade		

Fonte: Adaptado de Filho (2009).

Ainda de acordo com FILHO (2009), em um sistema de transmissão por correia, a transmissão é feita essencialmente por atrito, que é resultante de uma compressão inicial entre a correia e a polia, através de uma carga inicial quando estacionária.

Sendo d_1 o diâmetro da polia motora e d_2 o diâmetro da polia movida, pode-se utilizar a seguinte fórmula para calcular a relação de transmissão (FILHO, 2009):

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_1}{d_2} \quad (3.3)$$

Como se deseja alcançar uma relação de transmissão (redução) de 1:5,26, o diâmetro da polia movida deve ser 5,26 vezes maior que o diâmetro da polia

motora. Entretanto, não foi encontrado no mercado polias que atendessem exatamente tal relação de transmissão. O par de polias que mais se aproximou da relação desejada foi: polia motora de 60mm e polia movida de 300mm, resultando em uma relação de transmissão de 1:5. As polias são do tipo V e a correia do tipo A. A Figura 3.3 ilustra o sistema de transmissão montado na máquina.

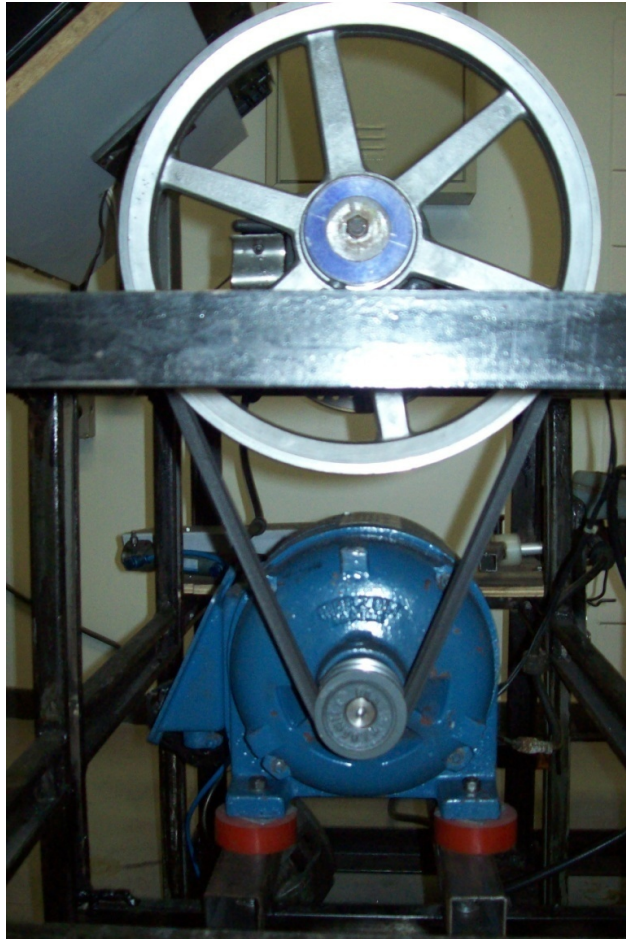
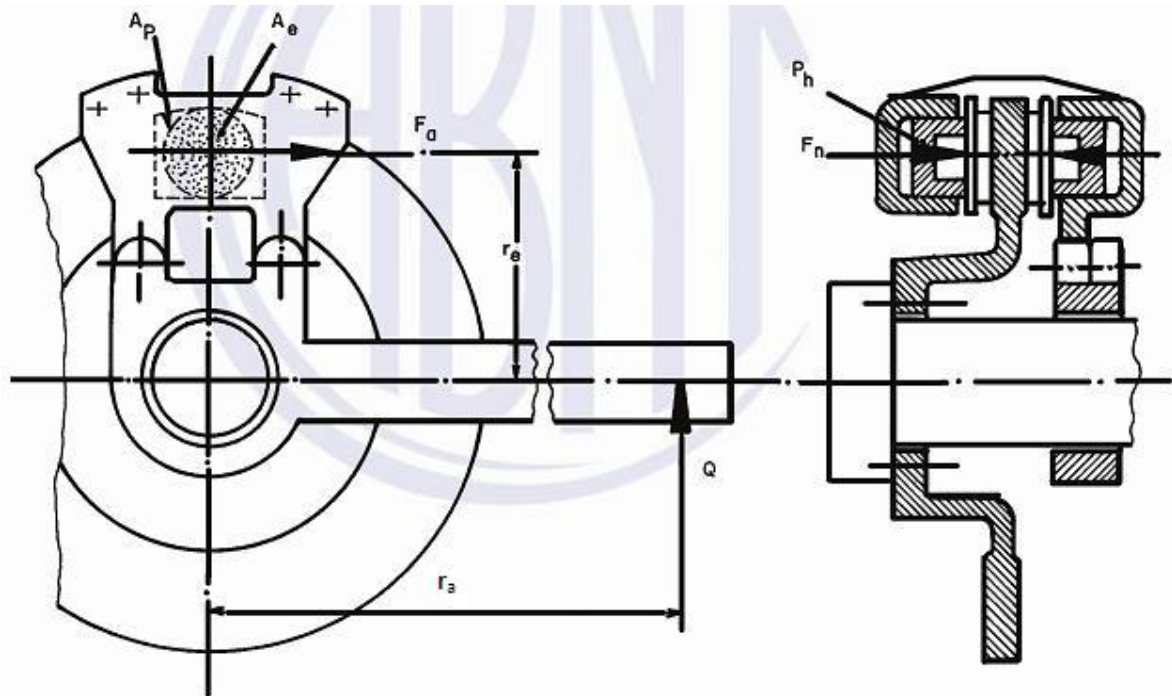


Figura 3.3: Sistema de transmissão por polias e correias da máquina de ensaios.

3.2. Construção do Torquímetro – dispositivo para medição do momento da força de frenagem

De acordo com a ABNT NBR 6143/1993, o sistema de medição do momento de força deve apresentar configuração conforme a Figura 3.4.



Onde:

A_p = área da pastilha, em m^2

A_e = área do êmbolo, em m^2

F_a = força de atrito, em N

M_f = momento de força de frenagem, em N.m

r_e = raio de atuação do freio a disco, em m

P_h = pressão hidráulica, em Pa

F_n = força normal do êmbolo sobre a pastilha, em N

r_a = comprimento da alavanca, em m

F_t = força que atua sobre a tomada de medição, em N

μ = coeficiente de atrito

Figura 3.4: Esquema do sistema de medição do momento de força de frenagem.

Fonte: NBR 6143/1995

O mecanismo utilizado para medição do momento de força de frenagem é baseado no princípio de funcionamento de uma alavanca. O calíper, ou pinça de freio, é montado junto a esta alavanca. Este sistema de freio é o mesmo utilizado em motocicletas do modelo em questão. Ao acionar o freio, a força de atrito atua em sentido contrário ao movimento de rotação do disco de freio. Essa força de atrito é tangencial em relação à força normal de contato da pastilha de freio com o disco e tende a promover o giro da alavanca. Adotando-

se F_t como a força tangencial que atua sobre o ponto de tomada de medição, em [Kgf] e r_a o comprimento da alavanca, em [m], torna-se possível calcular, através da relação

$$M_f = F_t \cdot r_a \quad (3.4)$$

o momento da força de frenagem, em [N.m].

Na montagem realizada na máquina de ensaio, o ponto de tomada de medição da força tangencial, correspondente ao braço de alavanca r_a , foi escolhido com o mesmo comprimento do raio de atuação do freio a disco – r_e ; logo, o valor obtido da força medida neste ponto corresponde ao valor da força tangencial, que é responsável pela frenagem.

Para medição da força produzida pela alavanca utilizou-se uma célula de carga Eletronic Scale, com resolução de 2,5g, com capacidade de até 40kgf. A Figura 3.5 representa a montagem do dispositivo para obtenção do momento da força tangencial.

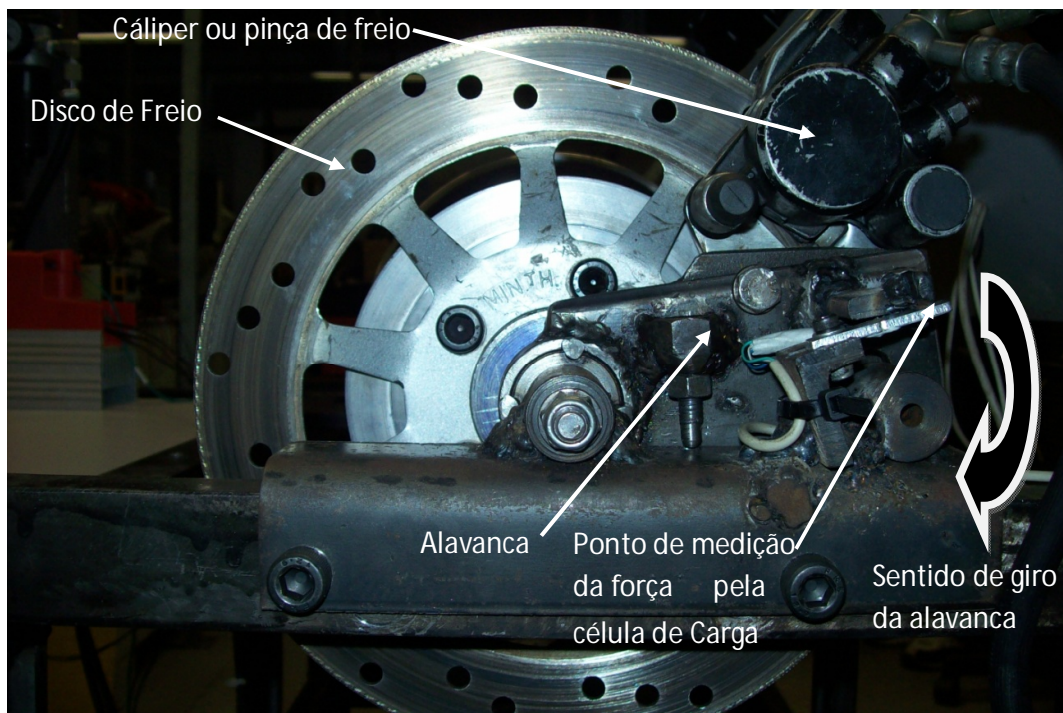


Figura 3.5: Alavanca para tomada do momento da força tangencial.

3.3. Construção do manômetro

Para medição da pressão hidráulica na linha de óleo de freio durante a frenagem, optou-se pela fabricação de um dispositivo, ilustrado pela figura 3.6. Este mecanismo foi construído utilizando-se um pequeno cilindro, um pistão e um retentor de vedação. Ao acionar o freio, a pressão na linha hidráulica atua promovendo o deslocamento do pistão. A extremidade livre deste pistão foi equipada com uma célula de carga semelhante à utilizada no dispositivo para medição do momento da força tangencial, conforme item 3.2. Através desta célula de carga é possível obter a força F_h , em [Kgf], que o fluido pressurizado exerce na área do pistão, A_p em [m²] e, utilizando-se a relação

$$P_h = \frac{F_h}{A_p} \quad (3.5)$$

torna-se possível obter a pressão hidráulica, em [Pa].

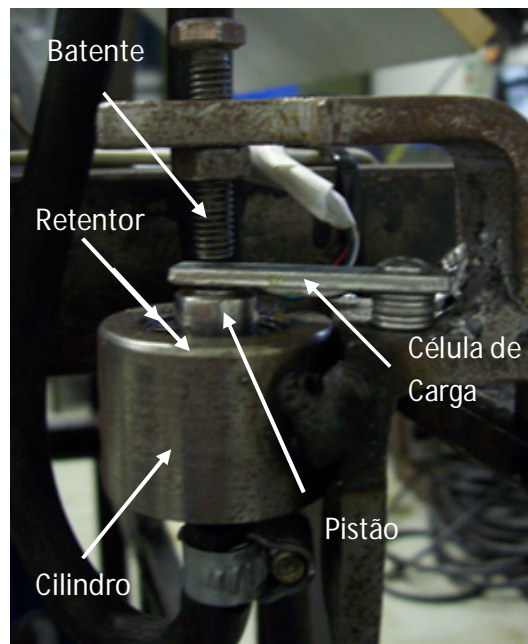


Figura 3.6 – Dispositivo construído para medição da pressão hidráulica.

3.4. Instrumentação utilizada para monitoramento das variáveis

As características da máquina construída basearam-se no procedimento estabelecido pelo ensaio Krauss, através da ABNT NBR-6143/1995, adaptada para o caso de motocicletas. Nesta norma, o disco de freio deve apresentar rotação constante. Para garantir o atendimento deste requisito da norma, o motor foi controlado utilizando-se um inversor de frequência da marca *SEW Eurodrive*, tipo *MC07a022-2-B1-4-00*.

Segundo HOFFMANN *et al.* (2006), a força na manete de freio é um parâmetro relevante durante o estudo de frenagem, pois freios que exigem menor força das mãos, e que garantam a desaceleração desejada da motocicleta, aumentam o conforto proporcionado deste veículo ao condutor. O controle da força de atuação foi realizado através do controle da pressão da linha pneumática, uma vez que a manete de freio é acionada por um cilindro pneumático modelo DGS-25-80, marca *Festo Pneumatic*, conforme montagem ilustrada pela Figura 3.7. O acionamento do cilindro é realizado através de uma válvula 5x2 vias, tipo pedal, marca *Bel Air*. Para realizar a medição desta pressão pneumática, utilizou-se um manômetro com purgador da marca *Werk Schott*. A Figura 3.8 ilustra o inversor de frequência e o manômetro com purgador.

Para monitorar a velocidade de rotação do disco, foi utilizado um Tacogerador eletrônico da marca Cycle Computer, pois apresenta baixo custo e é capaz de medir rotação de até 999 rpm, o que atende bem ao experimento.

Ainda segundo a ABNT NBR-6143/1995, para medir as massas das pastilhas de freio, tornando possível a comparação da perda de massas das diferentes pastilhas, foi necessário utilizar uma balança com resolução mínima de 0,01 g. Este controle será feito em uma balança de precisão da marca Filizola modelo PLURIS 15/6.

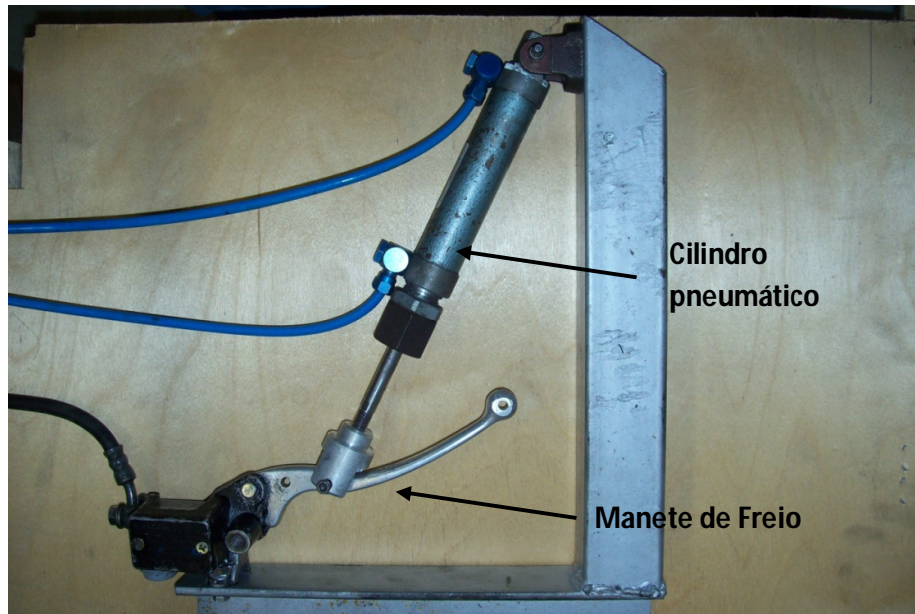


Figura 3.7 – Acionamento da manete de freio através do cilindro pneumático.

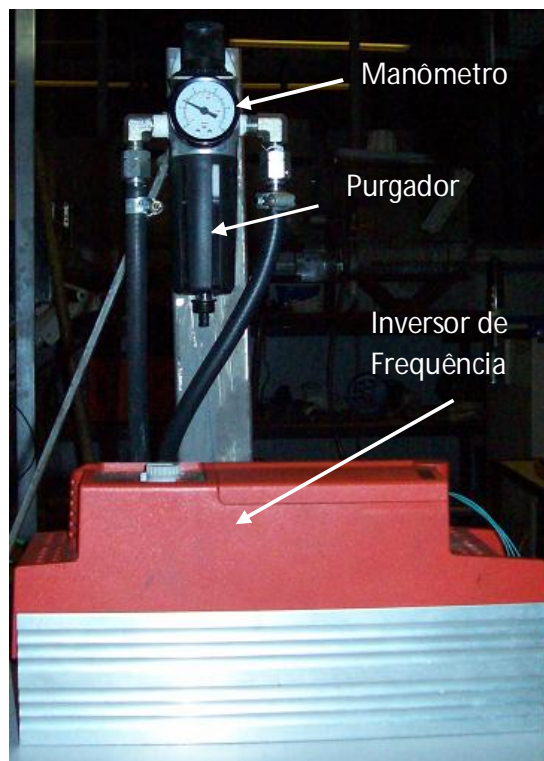


Figura 3.8 – Manômetro com purgador e inversor de frequência utilizados.

A temperatura do disco foi obtida por meio de um pirômetro digital com sistema infravermelho de captura da marca Infrared Thermometer. As medições foram feitas na região do disco de freio imediatamente após a área de contato da pastilha, conforme Figura 3.9. A temperatura registrada será aquela de maior valor encontrado, sendo realizada medição continuamente durante a frenagem. Para facilitar a coleta de dados e observação das variáveis medidas durante o ensaio, os instrumentos foram dispostos em um painel, conforme pode ser observado na Figura 3.10.

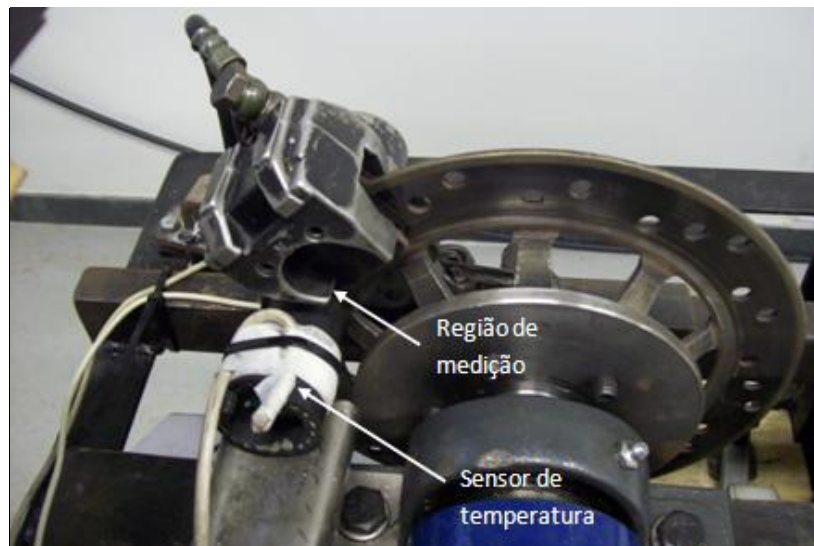


Figura 3.9 – Região de medição da temperatura.



Figura 3.10 – Painel de Instrumentos.

3.5. Cálculo da Pressão de contato (Ou pressão Específica)

Para calcular a pressão de contato P_{esp} entre as pastilhas e o disco, foi utilizado a equação 3.6 descrita pela NBR 6143/1993.

$$P_{esp} = \frac{A_e \cdot P_h}{A_p} \quad (3.6)$$

Sendo:

A_e = área do êmbolo do cilindro de freio [m²].

P_h = pressão hidráulica (obtida através o item 3.3) [Pa].

A_p = área da pastilha de freio [m²].

3.6. Cálculo do Coeficiente de atrito

Ainda de acordo com a norma NBR 6143/1993, o coeficiente de atrito deve ser determinado pela equação 3.7.

$$\mu = \frac{M_t}{2 \cdot r_e \cdot A_e \cdot P_h} \quad (3.7)$$

Sendo:

M_t = momento da força de frenagem [N.m].

r_e = raio efetivo do disco [m].

3.7. Procedimento de Ensaio

Os ensaios foram realizados utilizando-se 2 tipos diferentes de pastilhas – um par de pastilhas “meia vida”, que foi utilizado em uma moto similar, e um par de pastilhas “novo”. Foram utilizados dois tipos de discos de freio – um disco com condições normais de uso, dito disco “normal” e o mesmo disco com redução de 25% da espessura, dito disco “gasto”. O disco foi usinado por torneamento para alcançar tal nível de desgaste. Utilizou-se também duas pressões pneumáticas diferentes para acionamento da manete de freio: 1,0 bar e 1,5 bar, que geram pressões hidráulicas médias de acionamento do êmbolo do cilindro de freio de , respectivamente, 2,36 bar e 4,72 bar.

Os ensaios foram conduzidos segundo a norma ABNT NBR-6143/1995 – Pastilhas de Freio a Disco – Determinação do Atrito e Desgaste Através da Bancada de Ensaio Krauss. O motor que equipa a máquina de ensaios deve garantir uma velocidade angular do disco de freio de (660 ± 10) rpm.

Ainda segundo a norma adotada, deve ser utilizado um disco de freio conforme a norma de produção para cada qualidade de pastilha. A rugosidade da flange do disco, que entra em contato com as pastilhas no momento da frenagem, deve ser de no máximo 15 μm . Logo, é necessário medir a rugosidade do disco utilizado, que é da marca *MIN TH*. Foi utilizado um rugosímetro marca *Taylor Hobson Precision*, modelo *Surtronic 25*, para realizar a inspeção da rugosidade do disco.

De acordo com a norma utilizada, o procedimento de ensaio de frenagem deve ser realizado da seguinte forma:

- a) Cada frenagem deve ter duração de 5 segundos;
- b) O intervalo de tempo entre frenagens, ou seja, com o freio desaplicado, dever ser de 10 segundos;
- c) Um ciclo de frenagem é constituído por 10 frenagens. O ensaio é composto por 10 ciclos, totalizando 100 frenagens.

Ainda de acordo com a ABNT NBR-6143/1995, após ter colocado o par de pastilhas em seu alojamento na pinça de freio, inicia-se o ensaio com a chamada fase de assentamento das pastilhas. Segundo ZAINGIACOMI (2002),

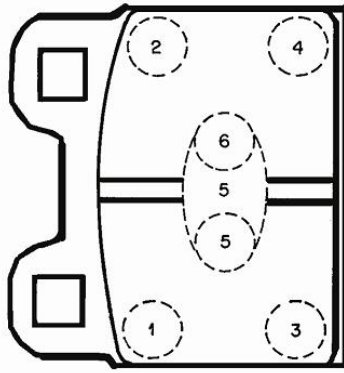
a fase de assentamento das pastilhas serve para confirmar o correto posicionamento das pastilhas e o funcionamento das mesmas. Inicia-se o ensaio com o disco à temperatura ambiente ou à existente no mesmo, desde que inferior a 50°C, conduzindo-se o ensaio do primeiro até o terceiro ciclo com o ventilador ligado e, entre os ciclos individuais, o disco deve ser resfriado em giro livre para temperaturas abaixo de 100°C. Deve-se manter condições para que a temperatura do disco não ultrapasse 345°C. De acordo com a norma utilizada, pode-se proceder das seguintes formas para se obter esta condição:

- a) Usar ventilador de resfriamento adequado;
- b) Subdividir os três ciclos de dez frenagens em seis ciclos de cinco frenagens ou
- c) Substituir os três ciclos de 10 frenagens em 10 ciclos de três frenagens.

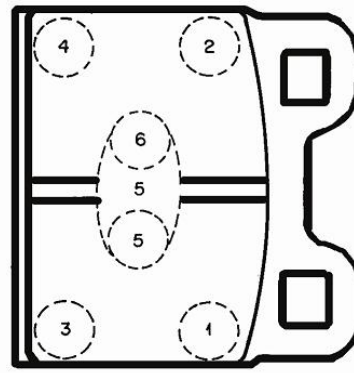
Realizados os três ciclos de assentamento, é necessário retirar as pastilhas do seu alojamento na pinça a fim de realizar exame visual, observando a existência de trincas, rachaduras na estrutura, inclusões do material do disco, ou outros defeito que podem interferir no funcionamento das pastilhas. Observar também se foi alcançado o assentamento mínimo, que segundo a norma ABNT NBR-6143 é de 80% das superfícies de trabalho. Caso não esteja alcançado este valor, deve-se repetir a fase de assentamento.

Alcançado o assentamento mínimo de 80%, é necessário obter a medição inicial da espessura do par de pastilhas, em milímetros, e a sua pesagem inicial, em gramas. A medição de espessura deve ser efetuada em cinco pontos quando a pastilha não possuir ranhura, e em seis pontos quando tiver ranhura, conforme ilustrado na figura 3.11.

Em seguida, recoloca-se as pastilhas em seu alojamento na pinça de freio e reinicia-se o ensaio, à temperatura ambiente ou à existente no disco, desde que inferior a 50°C. Executa-se os ciclos quatro a nove com o ventilador desligado. O décimo ciclo é executado com o ventilador ligado. Entre cada ciclo individual, novamente, o disco deve ser resfriado em giro livre. Terminado o ensaio, o par de pastilhas deve ser retirado do seu alojamento, realizando-se a medição final de espessura e a pesagem final, a fim de verificar o desgaste ocorrido durante o ensaio.



Posição 1 (externa)



Posição 2 (interna)

Figura 3.11: Representação esquemática dos pontos de medição.
Fonte: NBR 6143/1995

Capítulo 4- Resultados e Discussões

Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados da aplicação da metodologia para:

- Apresentar os resultados da inspeção da rugosidade do disco antes de iniciar os ensaios;
- Obtenção e comparação dos resultados obtidos referentes à temperatura, momento da força de frenagem e coeficiente de atrito para o uso de dois tipos de discos de freio utilizando-se uma pastilha de freio meia-vida e uma pastilha de freio nova, submetidos a duas diferentes pressões pneumáticas de acionamento da manete de freio.

4.1. Inspeção da Rugosidade do Disco de Freio

Foi realizada a avaliação do disco quanto à sua rugosidade em quatro ângulos espaçados em 90°. A Tabela 4.1 apresenta os valores encontrados antes de iniciar o ensaio com o disco “normal”, enquanto a tabela 4.2. mostra os valores encontrados antes de iniciar o ensaio com o disco “gasto”. Já a figura 4.1 ilustra o procedimento adotado para inspecionar a rugosidade do disco de freio. Conforme observado na tabela, a rugosidade da flange dos dois tipos de disco estão dentro da tolerância permitida para a condução dos ensaios (rugosidade máxima de 15 μm).

Tabela 4.1.: Resultado da inspeção da rugosidade do disco de freio “normal”.

Parâmetro	Ângulo			
	0°	90°	180°	270°
Ra (μm)	0,62	0,58	0,7	0,66
Rz (μm)	4,8	5,1	6,2	3,8
Rt (μm)	7,7	7,5	8,6	5,7

Tabela 4.2.: Resultado da inspeção da rugosidade do disco de freio “gasto”.

Parâmetro	Ângulo			
	0°	90°	180°	270°
Ra (µm)	1,12	0,77	0,89	1,08
Rz (µm)	5,6	7,3	8,1	6,3
Rt (µm)	11,2	10,5	11,4	9,3



Figura 4.1: Procedimento para inspeção da rugosidade do disco de freio.

4.2. Execução dos ensaios

Conforme abordado no item 3.7, os três primeiros ciclos foram realizados para promover o assentamento das pastilhas em, no mínimo, 80% da superfície de contato. As figuras 4.2 e 4.3 ilustram, respectivamente, as pastilhas “meia-vida” e “nova” após o processo de assentamento para o ensaio utilizando-se o disco

com condições normais de uso. As tabelas 4.3 a 4.10 representam os resultados encontrados para o sétimo e décimo ciclos, foco da análise, para as pressões de ar de acionamento da manete de freio de 1,0 e 1,5 bar, respectivamente, na linha de acionamento do êmbolo do cilindro de freio, utilizando-se o disco com condições normais de uso. Já as tabelas 4.11 a 4.18 mostram os resultados encontrados para o sétimo e décimo ciclos para os mesmos valores de pressões pneumáticas, utilizando-se o disco com desgaste de uso. O ciclo sete foi escolhido para análise devido ao fato de ser um ciclo intermediário da fase pós assentamento (referente aos ciclos 4 a 10) e o ciclo dez por ser o último, onde se espera alcançar os maiores valores de temperaturas durante os ensaios de frenagem.



Figura 4.2: Pastilha de freio “meia-vida” antes (a) e após o assentamento (b).



Figura 4.3: Pastilha de freio “nova” antes (a) e após o assentamento (b).

Tabela 4.3: Resultados encontrados para o sétimo ciclo do ensaio da pastilha meia-vida com pressão de ar de 1,0bar utilizando-se o disco “normal”

Ensaio: Pastilha meia vida – Pressão de ar= 1,0bar - velocidade=652rpm – disco “normal”												
Ciclo	Frenagem	Rotação [rpm]	Massa Pastilha [g]	Força Hidráulica reduzida [kgf]	Força Normal na pastilha [Kgf]	Pressão Hidráulica média [Pa]	Força Tangente(Kgf)	Momento da força (N.m)	Temp. Inicial (°C)	Temp. final (°C)	Coefficiente de atrito	Pressão Específica [Pa]
7	1	652	48	2,60	18,94	204450,74	7,20	7,06	50	53	0,19	158127,14
	2	652	48	2,60	18,94	204450,74	8,30	8,13	52	55	0,22	158127,14
	3	652	48	2,70	19,67	212314,23	9,70	9,51	54	58	0,25	164208,96
	4	652	48	2,60	18,94	204450,74	9,40	9,21	56	59	0,25	158127,14
	5	652	48	2,90	21,13	228041,20	11,40	11,17	58	62	0,27	176372,58
	6	652	48	2,70	19,67	212314,23	10,70	10,49	61	66	0,27	164208,96
	7	652	48	2,70	19,67	212314,23	11,70	11,47	64	69	0,30	164208,96
	8	652	48	2,90	21,13	228041,20	13,60	13,33	66	75	0,32	176372,58
	9	652	48	3,70	26,96	290949,12	18,70	18,33	72	84	0,35	225027,09
	10	652	48	4,10	29,87	322403,08	21,40	20,97	81	93	0,36	249354,34

Tabela 4.4: Resultados encontrados para o décimo ciclo do ensaio da pastilha meia-vida com pressão de ar de 1,0bar utilizando-se o disco “normal”

Ensaio: Ensaio: Pastilha meia vida - Pressão de ar= 1,0bar - velocidade=652rpm – disco “normal”												
Ciclo	Frenagem	Rotação [rpm]	Massa Pastilha [g]	Força Hidráulica reduzida [kgf]	Força Normal na pastilha [Kgf]	Pressão Hidráulica média [Pa]	Força Tangente(Kgf)	Momento da força (N.m)	Temp. Inicial (°C)	Temp. final (°C)	Coefficiente de atrito	Pressão Específica [Pa]
10	1	652	48	1,90	13,84	149406,31	5,00	4,9	50	52	0,18	115554,45
	2	652	48	2,80	20,40	220177,71	9,80	9,60	51	55	0,24	170290,77
	3	652	48	2,90	21,13	228041,20	11,20	10,98	54	59	0,26	176372,58
	4	652	48	2,90	21,13	228041,20	12,70	12,45	58	65	0,30	176372,58
	5	652	48	2,90	21,13	228041,20	14,10	13,82	62	71	0,33	176372,58
	6	652	48	3,30	24,04	259495,16	17,00	16,66	68	78	0,35	200699,84
	7	652	48	3,20	23,31	251631,67	17,00	16,66	76	88	0,36	194618,02
	8	652	48	3,80	27,69	298812,61	21,40	20,97	86	97	0,39	231108,90
	9	652	48	4,00	29,14	314539,59	22,64	22,19	95	111	0,39	243272,53
	10	652	48	3,80	27,69	298812,61	21,90	21,46	108	123	0,40	231108,90

Tabela 4.5: Resultados encontrados para o sétimo ciclo do ensaio da pastilha nova com pressão de ar de 1,0 bar utilizando-se o disco “normal”.

Ensaio: Pastilha nova - Pressão de ar= 1,0bar - velocidade=652rpm – disco “normal”												
Ciclo	Frenagem	Rotação [rpm]	Massa Pastilha [g]	Força Hidráulica reduzida [kgf]	Força Normal na pastilha [Kgf]	Pressão Hidráulica média [Pa]	Força Tangente(Kgf)	Momento da força (N.m)	Temp. Inicial (°C)	Temp. final (°C)	Coefficiente de atrito	Pressão Especifica [Pa]
7	1	652	52	2,90	21,13	228041,20	7,20	7,06	50	54	0,17	176372,58
	2	652	52	3,00	21,86	235904,69	7,80	7,64	52	56	0,18	182454,40
	3	652	52	2,90	21,13	228041,20	7,40	7,25	54	58	0,18	176372,58
	4	652	52	3,00	21,86	235904,69	7,30	7,15	56	61	0,17	182454,40
	5	652	52	3,10	22,59	243768,18	7,80	7,64	59	65	0,17	188536,21
	6	652	52	3,50	25,50	275222,14	12,50	12,25	61	71	0,25	212863,46
	7	652	52	3,10	22,59	243768,18	11,40	11,17	65	71	0,25	188536,21
	8	652	52	3,40	24,77	267358,65	14,50	14,21	66	76	0,29	206781,65
	9	652	52	3,50	25,50	275222,14	16,10	15,78	70	81	0,32	212863,46
	10	652	52	3,30	24,04	259495,16	13,20	12,94	74	83	0,27	200699,84

Tabela 4.6: Resultados encontrados para o décimo ciclo do ensaio da pastilha nova com pressão de ar de 1,0 bar utilizando-se o disco “normal”.

Ensaio: Pastilha nova - Pressão de ar= 1,0bar - velocidade=652rpm – disco “normal”												
Ciclo	Frenagem	Rotação [rpm]	Massa Pastilha [g]	Força Hidráulica reduzida [kgf]	Força Normal na pastilha [Kgf]	Pressão Hidráulica média [Pa]	Força Tangente(Kgf)	Momento da força (N.m)	Temp. Inicial (°C)	Temp. final (°C)	Coefficiente de atrito	Pressão Especifica [Pa]
10	1	652	52	2,50	18,21	196587,25	6,80	6,66	50	52	0,19	152045,33
	2	652	52	3,20	23,31	251631,67	8,50	8,33	51	54	0,18	194618,02
	3	652	52	2,80	20,40	220177,71	9,10	8,92	53	58	0,22	170290,77
	4	652	52	3,10	22,59	243768,18	7,50	7,35	55	62	0,17	188536,21
	5	652	52	3,00	21,86	235904,69	7,80	7,64	59	63	0,18	182454,40
	6	652	52	2,90	21,13	228041,20	4,80	4,70	61	72	0,11	176372,58
	7	652	52	3,00	21,86	235904,69	5,60	5,49	68	77	0,13	182454,40
	8	652	52	3,20	23,31	251631,67	13,20	12,94	72	80	0,28	194618,02
	9	652	52	3,20	23,31	251631,67	15,40	15,09	73	82	0,33	194618,02
	10	652	52	3,70	26,96	290949,12	17,20	16,86	75	84	0,32	225027,09

Tabela 4.7: Resultados encontrados para o sétimo ciclo do ensaio da pastilha meia-vida com pressão de ar de 1,5 bar utilizando-se o disco “normal”.

Ensaio: Pastilha meia vida - Pressão de ar= 1,5bar - velocidade=652rpm – disco “normal”												
Ciclo	Frenagem	Rotação [rpm]	Massa Pastilha [g]	Força Hidráulica reduzida [kgf]	Força Normal na pastilha [Kgf]	Pressão Hidráulica média [Pa]	Força Tangente(Kgf)	Momento da força (N.m)	Temp. Inicial (°C)	Temp. final (°C)	Coefficiente de atrito	Pressão Especifica [Pa]
7	1	652	48	6,00	43,71	471809,39	21,20	20,78	100	108	0,24	364908,79
	2	652	48	5,30	38,61	416764,96	19,20	18,82	105	116	0,25	322336,10
	3	652	48	5,80	42,26	456082,41	23,40	22,93	112	126	0,28	352745,17
	4	652	48	6,30	45,90	495399,86	28,20	27,64	119	141	0,31	383154,23
	5	652	48	5,90	42,99	463945,90	28,60	28,03	133	149	0,33	358826,98
	6	652	48	6,00	43,71	471809,39	27,40	26,85	141	154	0,31	364908,79
	7	652	48	6,00	43,71	471809,39	28,20	27,64	147	161	0,32	364908,79
	8	652	48	5,40	39,34	424628,45	23,20	22,74	154	161	0,29	328417,92
	9	652	48	6,00	43,71	471809,39	27,00	26,46	148	162	0,31	364908,79
	10	652	48	5,80	42,26	456082,41	27,30	26,75	155	175	0,32	352745,17

Tabela 4.8: Resultados encontrados para o décimo ciclo do ensaio da pastilha meia-vida com pressão de ar de 1,5 bar utilizando-se o disco “normal”.

Ensaio: Pastilha meia vida - Pressão de ar= 1,5bar - velocidade=652rpm – disco “normal”												
Ciclo	Frenagem	Rotação [rpm]	Massa Pastilha [g]	Força Hidráulica reduzida [kgf]	Força Normal na pastilha [Kgf]	Pressão Hidráulica média [Pa]	Força Tangente(Kgf)	Momento da força (N.m)	Temp. Inicial (°C)	Temp. final (°C)	Coefficiente de atrito	Pressão Especifica [Pa]
10	1	652	48	5,50	40,07	432491,94	16,40	16,07	100	104	0,20	334499,73
	2	652	48	4,90	35,70	385311,00	14,80	14,50	102	112	0,21	298008,85
	3	652	48	5,40	39,34	424628,45	17,40	17,05	109	119	0,22	328417,92
	4	652	48	6,60	48,09	518990,33	25,90	25,38	114	129	0,27	401399,67
	5	652	48	5,70	41,53	448218,92	22,00	21,56	122	139	0,26	346663,36
	6	652	48	5,90	42,99	463945,90	23,70	23,23	131	142	0,28	358826,98
	7	652	48	6,20	45,17	487536,37	25,40	24,89	138	158	0,28	377072,42
	8	652	48	5,70	41,53	448218,92	23,20	22,74	150	163	0,28	346663,36
	9	652	48	5,90	42,99	463945,90	25,70	25,19	153	174	0,30	358826,98
	10	652	48	5,90	42,99	463945,90	24,50	24,01	166	186	0,28	358826,98

Tabela 4.9: Resultados encontrados para o sétimo ciclo do ensaio da pastilha nova com pressão de ar de 1,5 bar utilizando-se o disco “normal”

Ensaio: Pastilha nova - Pressão de ar= 1,5bar - velocidade=652rpm – disco “normal”												
Ciclo	Frenagem	Rotação [rpm]	Massa Pastilha [g]	Força Hidráulica reduzida [kgf]	Força Normal na pastilha [Kgf]	Pressão Hidráulica média [Pa]	Força Tangente(Kgf)	Momento da força (N.m)	Temp. Inicial (°C)	Temp. final (°C)	Coeficiente de atrito	Pressão Especifica [Pa]
7	1	652	52	6,40	46,63	503263,35	24,00	23,52	100	110	0,26	389236,05
	2	652	52	6,50	47,36	511126,84	26,60	26,07	106	118	0,28	395317,86
	3	652	52	6,70	48,81	526853,82	27,70	27,15	114	131	0,28	407481,49
	4	652	52	6,60	48,09	518990,33	27,40	26,85	123	142	0,28	401399,67
	5	652	52	6,40	46,63	503263,35	27,60	27,05	131	154	0,30	389236,05
	6	652	52	6,70	48,81	526853,82	27,20	26,66	140	159	0,28	407481,49
	7	652	52	6,80	49,54	534717,31	25,20	24,70	146	165	0,25	413563,30
	8	652	52	6,50	47,36	511126,84	24,90	24,40	153	181	0,26	395317,86
	9	652	52	6,50	47,36	511126,84	24,30	23,81	165	184	0,26	395317,86
	10	652	52	6,10	44,44	479672,88	22,40	21,95	170	190	0,25	370990,61

Tabela 4.10: Resultados encontrados para o décimo ciclo do ensaio da pastilha nova com pressão de ar de 1,5 bar utilizando-se o disco “normal”

Ensaio: Pastilha nova - Pressão de ar= 1,5bar - velocidade=652rpm – disco “normal”												
Ciclo	Frenagem	Rotação [rpm]	Massa Pastilha [g]	Força Hidráulica reduzida [kgf]	Força Normal na pastilha [Kgf]	Pressão Hidráulica média [Pa]	Força Tangente(Kgf)	Momento da força (N.m)	Temp. Inicial (°C)	Temp. final (°C)	Coeficiente de atrito	Pressão Especifica [Pa]
10	1	652	52	6,90	50,27	542580,80	23,80	23,32	100	112	0,24	419645,11
	2	652	52	6,60	48,09	518990,33	25,50	24,99	109	129	0,27	401399,67
	3	652	52	6,40	46,63	503263,35	27,60	27,05	122	137	0,30	389236,05
	4	652	52	6,50	47,36	511126,84	32,70	32,05	131	149	0,34	395317,86
	5	652	52	6,50	47,36	511126,84	32,70	32,05	132	149	0,34	395317,86
	6	652	52	6,30	45,90	495399,86	27,70	27,15	141	157	0,30	383154,23
	7	652	52	6,30	45,90	495399,86	27,00	26,46	148	172	0,29	383154,23
	8	652	52	6,30	45,90	495399,86	26,90	26,36	160	179	0,29	383154,23
	9	652	52	6,40	46,63	503263,35	26,50	25,97	174	196	0,28	389236,05
	10	652	52	6,60	48,09	518990,33	26,00	25,48	181	202	0,27	401399,67

Tabela 4.11: Resultados encontrados para o sétimo ciclo do ensaio da pastilha meia-vida com pressão de ar de 1,0 bar utilizando-se o disco “gasto”

Ensaio: Pastilha meia vida – Pressão de ar= 1,0bar - velocidade=652rpm – disco “gasto”												
Ciclo	Frenagem	Rotação [rpm]	Massa Pastilha [g]	Força Hidráulica reduzida [kgf]	Força Normal na pastilha [Kgf]	Pressão Hidráulica média [Pa]	Força Tangente(Kgf)	Momento da força (N.m)	Temp. Inicial (°C)	Temp. final (°C)	Coefficiente de atrito	Pressão Específica [Pa]
7	1	652	47	3,00	18,32	235904,69	9,65	9,46	50	60	0,26	152901,74
	2	652	47	3,00	20,29	235904,69	11,57	11,34	55	65	0,29	169342,29
	3	652	47	3,00	29,99	235904,69	18,20	17,84	61	69	0,30	250344,50
	4	652	47	3,00	29,22	235904,69	20,07	19,67	67	82	0,34	243881,88
	5	652	47	3,00	28,69	235904,69	20,53	20,12	76	89	0,36	239491,19
	6	652	47	3,00	26,46	235904,69	19,41	19,02	86	102	0,37	220902,95
	7	652	47	3,00	26,12	235904,69	18,52	18,15	93	106	0,35	218053,12
	8	652	47	3,00	23,71	235904,69	15,84	15,52	100	107	0,33	197959,89
	9	652	47	3,00	25,49	235904,69	17,44	17,09	103	112	0,34	212760,45
	10	652	47	3,00	24,35	235904,69	17,10	16,76	107	116	0,35	203245,72

Tabela 4.12: Resultados encontrados para o décimo ciclo do ensaio da pastilha meia-vida com pressão de ar de 1,0 bar utilizando-se o disco “gasto”

Ensaio: Ensaio: Pastilha meia vida - Pressão de ar= 1,0bar - velocidade=652rpm – disco “gasto”												
Ciclo	Frenagem	Rotação [rpm]	Massa Pastilha [g]	Força Hidráulica reduzida [kgf]	Força Normal na pastilha [Kgf]	Pressão Hidráulica média [Pa]	Força Tangente(Kgf)	Momento da força (N.m)	Temp. Inicial (°C)	Temp. final (°C)	Coefficiente de atrito	Pressão Específica [Pa]
10	1	652	47	3,00	19,31	235904,69	9,65	9,46	50	59	0,25	161158,43
	2	652	47	3,00	21,87	235904,69	11,57	11,34	56	64	0,26	182595,17
	3	652	47	3,00	30,58	235904,69	18,20	17,84	59	70	0,30	255307,65
	4	652	47	3,00	29,90	235904,69	20,07	19,67	67	79	0,34	249622,84
	5	652	47	3,00	26,41	235904,69	20,53	20,12	73	95	0,39	220452,66
	6	652	47	3,00	25,11	235904,69	19,41	19,02	89	103	0,39	209586,31
	7	652	47	3,00	24,65	235904,69	18,52	18,15	96	109	0,38	205803,59
	8	652	47	3,00	21,67	235904,69	15,84	15,52	103	114	0,37	180894,38
	9	652	47	3,00	23,86	235904,69	17,44	17,09	109	121	0,37	199193,62
	10	652	47	3,00	23,83	235904,69	17,10	16,76	117	130	0,36	198885,20

Tabela 4.13: Resultados encontrados para o sétimo ciclo do ensaio da pastilha nova com pressão de ar de 1,0 bar utilizando-se o disco “gasto”.

Ensaio: Pastilha nova - Pressão de ar= 1,0bar - velocidade=652rpm – disco “gasto”												
Ciclo	Frenagem	Rotação [rpm]	Massa Pastilha [g]	Força Hidráulica reduzida [kgf]	Força Normal na pastilha [Kgf]	Pressão Hidráulica média [Pa]	Força Tangente(Kgf)	Momento da força (N.m)	Temp. Inicial (°C)	Temp. final (°C)	Coefficiente de atrito	Pressão Especifica [Pa]
7	1	652	53	2,50	18,21	196587,25	7,80	7,64	50	57	0,21	152045,33
	2	652	53	3,10	22,59	243768,18	11,50	11,27	55	60	0,25	188536,21
	3	652	53	4,10	29,87	322403,08	19,30	18,91	58	74	0,32	249354,21
	4	652	53	4,00	29,14	314539,59	20,40	19,99	73	87	0,35	243272,53
	5	652	53	2,30	16,76	180860,27	9,80	9,60	85	90	0,29	139881,70
	6	652	53	2,70	19,67	212314,23	11,20	10,98	87	94	0,28	164208,96
	7	652	53	2,60	18,94	204450,74	12,00	11,76	90	96	0,32	158127,14
	8	652	53	2,50	18,21	196587,25	12,00	11,76	92	97	0,33	152945,33
	9	652	53	2,80	20,40	220177,71	12,80	12,54	93	102	0,31	170290,77
	10	652	53	2,90	21,13	2280041,20	13,50	13,23	96	107	0,32	176372,58

Tabela 4.14: Resultados encontrados para o décimo ciclo do ensaio da pastilha nova com pressão de ar de 1,0 bar utilizando-se o disco “gasto”.

Ensaio: Pastilha nova - Pressão de ar= 1,0bar - velocidade=652rpm – disco “gasto”												
Ciclo	Frenagem	Rotação [rpm]	Massa Pastilha [g]	Força Hidráulica reduzida [kgf]	Força Normal na pastilha [Kgf]	Pressão Hidráulica média [Pa]	Força Tangente(Kgf)	Momento da força (N.m)	Temp. Inicial (°C)	Temp. final (°C)	Coefficiente de atrito	Pressão Especifica [Pa]
10	1	652	53	2,70	19,67	212314,23	9,00	8,82	50	53	0,23	164208,96
	2	652	53	2,80	20,40	220177,71	10,50	10,29	51	57	0,26	170290,77
	3	652	53	3,60	26,23	283085,63	14,40	14,11	56	67	0,27	218945,28
	4	652	53	3,30	24,04	259495,16	15,50	15,19	64	74	0,32	200699,84
	5	652	53	3,50	25,50	275222,14	19,30	18,91	71	87	0,38	212863,46
	6	652	53	3,20	23,31	251631,67	15,40	15,09	82	90	0,33	194618,02
	7	652	53	3,30	24,04	259495,16	17,00	16,66	86	98	0,35	164208,96
	8	652	53	2,70	19,67	212314,23	13,60	13,33	92	100	0,35	188536,21
	9	652	53	3,10	22,59	243768,18	15,80	15,48	95	108	0,35	188536,21
	10	652	53	3,10	22,59	243768,18	16,00	15,68	101	114	0,35	188536,21

Tabela 4.15: Resultados encontrados para o sétimo ciclo do ensaio da pastilha meia-vida com pressão de ar de 1,5 bar utilizando-se o disco “gasto”.

Ensaio: Pastilha meia vida - Pressão de ar= 1,5bar - velocidade=652rpm – disco “gasto”												
Ciclo	Frenagem	Rotação [rpm]	Massa Pastilha [g]	Força Hidráulica reduzida [kgf]	Força Normal na pastilha [Kgf]	Pressão Hidráulica média [Pa]	Força Tangente(Kgf)	Momento da força (N.m)	Temp. Inicial (°C)	Temp. final (°C)	Coefficiente de atrito	Pressão Especifica [Pa]
7	1	652	47	3,30	24,04	259495,16	14,50	14,21	100	109	0,30	200699,84
	2	652	47	4,10	29,87	323403,08	19,50	19,11	107	118	0,33	249354,34
	3	652	47	4,80	34,97	377447,51	28,50	27,93	115	137	0,41	291927,04
	4	652	47	4,90	35,70	385311,00	29,00	28,42	131	151	0,41	298008,85
	5	652	47	5,30	38,61	416764,96	31,50	30,87	146	153	0,41	322336,10
	6	652	47	5,20	37,89	408901,47	33,60	32,93	147	160	0,44	316254,29
	7	652	47	5,80	42,26	456082,41	32,10	31,46	152	164	0,38	352745,17
	8	652	47	5,10	37,16	401037,98	27,70	27,15	157	169	0,37	310172,48
	9	652	47	4,90	35,70	385311,00	26,00	25,48	164	173	0,36	298008,85
	10	652	47	5,00	36,43	393174,49	27,60	27,05	167	181	0,38	304090,66

Tabela 4.16: Resultados encontrados para o décimo ciclo do ensaio da pastilha meia-vida com pressão de ar de 1,5 bar utilizando-se o disco “gasto”

Ensaio: Pastilha meia vida - Pressão de ar= 1,5bar - velocidade=652rpm – disco “gasto”												
Ciclo	Frenagem	Rotação [rpm]	Massa Pastilha [g]	Força Hidráulica reduzida [kgf]	Força Normal na pastilha [Kgf]	Pressão Hidráulica média [Pa]	Força Tangente(Kgf)	Momento da força (N.m)	Temp. Inicial (°C)	Temp. final (°C)	Coefficiente de atrito	Pressão Especifica [Pa]
10	1	652	47	3,50	25,50	275222,14	17,50	17,15	100	103	0,34	212863,46
	2	652	47	4,50	32,79	353857,04	26,70	26,17	101	121	0,41	273681,60
	3	652	47	4,80	34,97	377447,51	27,90	27,34	118	140	0,40	291927,60
	4	652	47	5,80	42,26	456082,41	31,80	31,16	131	144	0,38	352745,17
	5	652	47	5,60	40,80	440355,43	31,20	30,58	134	150	0,38	340581,54
	6	652	47	5,60	40,80	440355,43	32,00	31,36	139	157	0,39	340581,54
	7	652	47	4,70	34,24	369584,02	29,00	28,42	151	181	0,42	285845,22
	8	652	47	5,00	36,43	393174,49	31,00	30,38	169	193	0,43	304090,66
	9	652	47	5,30	38,61	416764,96	31,00	30,38	182	200	0,40	322336,10
	10	652	47	5,00	36,43	393174,49	30,00	29,40	184	208	0,41	304090,66

Tabela 4.17: Resultados encontrados para o sétimo ciclo do ensaio da pastilha nova com pressão de ar de 1,5 bar utilizando-se o disco “gasto”

Ensaio: Pastilha nova - Pressão de ar= 1,5bar - velocidade=652rpm – disco “gasto”												
Ciclo	Frenagem	Rotação [rpm]	Massa Pastilha [g]	Força Hidráulica reduzida [kgf]	Força Normal na pastilha [Kgf]	Pressão Hidráulica média [Pa]	Força Tangente(Kgf)	Momento da força (N.m)	Temp. Inicial (°C)	Temp. final (°C)	Coefficiente de atrito	Pressão Especifica [Pa]
7	1	652	53	5,60	40,80	440355,43	21,40	20,97	100	107	0,26	340581,54
	2	652	53	5,70	41,53	448218,92	24,60	24,11	104	112	0,30	346663,36
	3	652	53	5,60	40,80	440355,43	26,00	25,48	108	131	0,32	340581,54
	4	652	53	6,10	44,44	479672,88	31,60	30,97	126	155	0,36	370990,61
	5	652	53	5,80	42,26	456082,41	31,00	30,38	144	154	0,37	352745,17
	6	652	53	5,90	42,99	463945,90	32,00	31,36	158	171	0,37	358826,98
	7	652	53	6,00	43,71	471809,39	32,00	31,36	162	183	0,37	364908,79
	8	652	53	5,90	42,99	463945,90	32,00	31,36	174	191	0,37	358826,98
	9	652	53	5,90	42,99	463945,90	30,00	29,40	186	198	0,35	358826,98
	10	652	53	5,80	42,26	456082,41	28,00	27,44	193	207	0,33	35274,17

Tabela 4.18: Resultados encontrados para o décimo ciclo do ensaio da pastilha nova com pressão de ar de 1,5 bar utilizando-se o disco “gasto”

Ensaio: Pastilha nova - Pressão de ar= 1,5bar - velocidade=652rpm – disco “gasto”												
Ciclo	Frenagem	Rotação [rpm]	Massa Pastilha [g]	Força Hidráulica reduzida [kgf]	Força Normal na pastilha [Kgf]	Pressão Hidráulica média [Pa]	Força Tangente(Kgf)	Momento da força (N.m)	Temp. Inicial (°C)	Temp. final (°C)	Coefficiente de atrito	Pressão Especifica [Pa]
10	1	652	53	5,70	41,53	448218,92	22,3	21,854	100	109	0,27	346663,36
	2	652	53	5,80	42,26	456082,41	23,7	23,23	106	118	0,28	352745,17
	3	652	53	5,70	41,53	448218,92	26,7	26,17	113	137	0,23	346663,36
	4	652	53	5,60	40,80	440355,43	27,5	26,95	126	156	0,34	340581,54
	5	652	53	5,70	41,53	448218,92	29,5	28,91	148	181	0,36	346663,36
	6	652	53	5,60	40,80	440355,43	30	29,40	160	190	0,37	340581,54
	7	652	53	5,70	41,53	448218,92	28	27,44	178	200	0,34	346663,36
	8	652	53	5,80	42,26	456082,41	27	26,46	288	210	0,32	352745,17
	9	652	53	5,80	42,26	456082,41	28	27,44	192	214	0,33	352745,17
	10	652	53	5,80	42,26	456082,41	27	26,46	203	234	0,37	352745,17

4.3. Temperatura

4.3.1. Temperatura Geral

Os gráficos das figuras 4.4 e 4.5 representam a evolução da temperatura no decorrer de todo o ensaio para a pressão pneumática de 1,0 bar, para os discos “normal” e “gasto”, respectivamente. Observa-se para ambos os discos que partir da frenagem 31 (início do quarto ciclo de frenagem) a pastilha nova atinge menores valores de temperatura ao final de cada ciclo. Comparando-se os discos “normal” e “gasto”, nota-se que, em média, a temperatura alcançada ao final de cada ciclo de frenagem é maior para o disco “gasto”, tanto para a pastilha nova quanto para a pastilha meia-vida.

Já para a pressão de 1,5 bar, tanto para o disco normal quanto para o disco gasto, as duas pastilhas apresentaram comportamento semelhante, mas a pastilha nova alcançou temperaturas um pouco mais elevadas, conforme figura 4.6 e 4.7. Em média, as temperaturas alcançadas ao final de cada ciclo de frenagem foram maiores para o disco “gasto”.

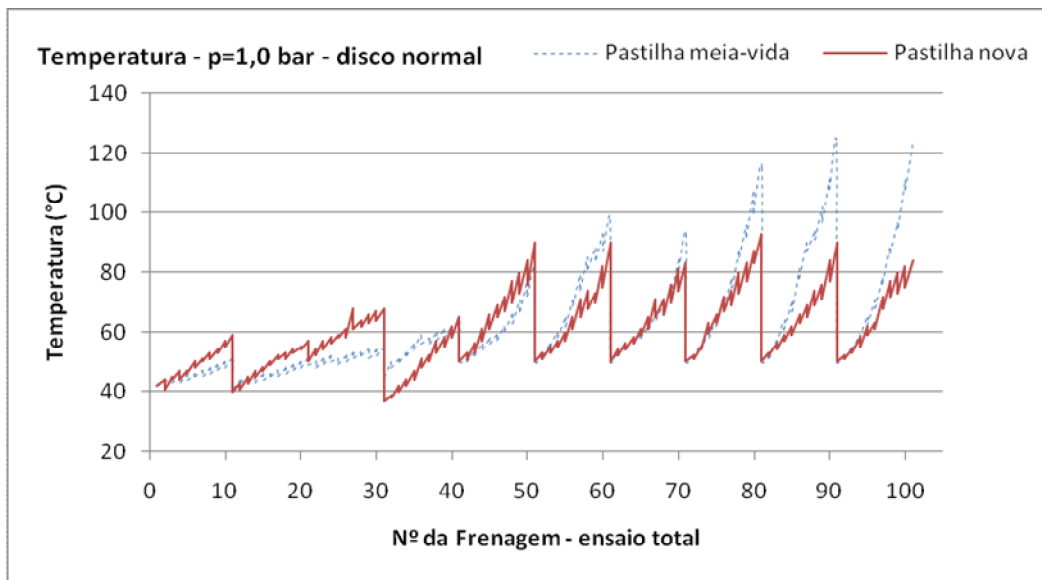


Figura 4.4: Gráfico geral de temperatura para p=1,0 bar para o disco “normal”.

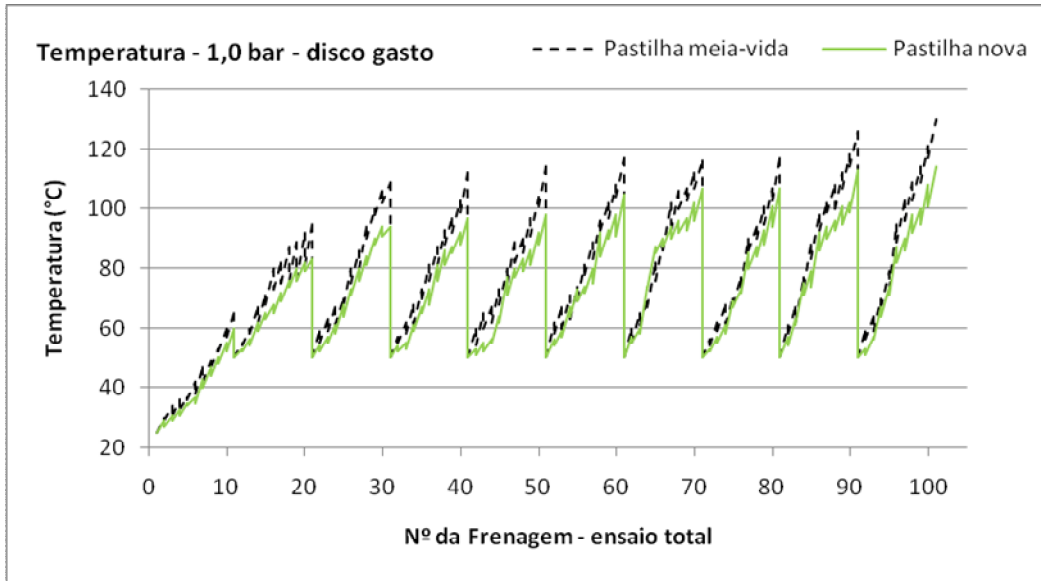


Figura 4.5: Gráfico geral de temperatura para $p=1,0$ bar para o disco “gasto”.

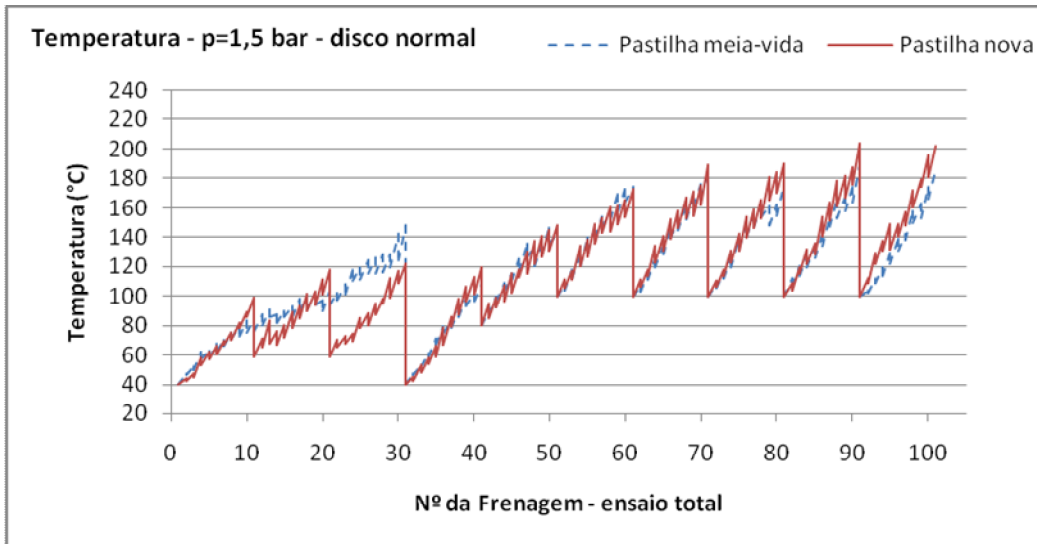


Figura 4.6: Gráfico geral de temperatura para $p=1,5$ bar para o disco “normal”.

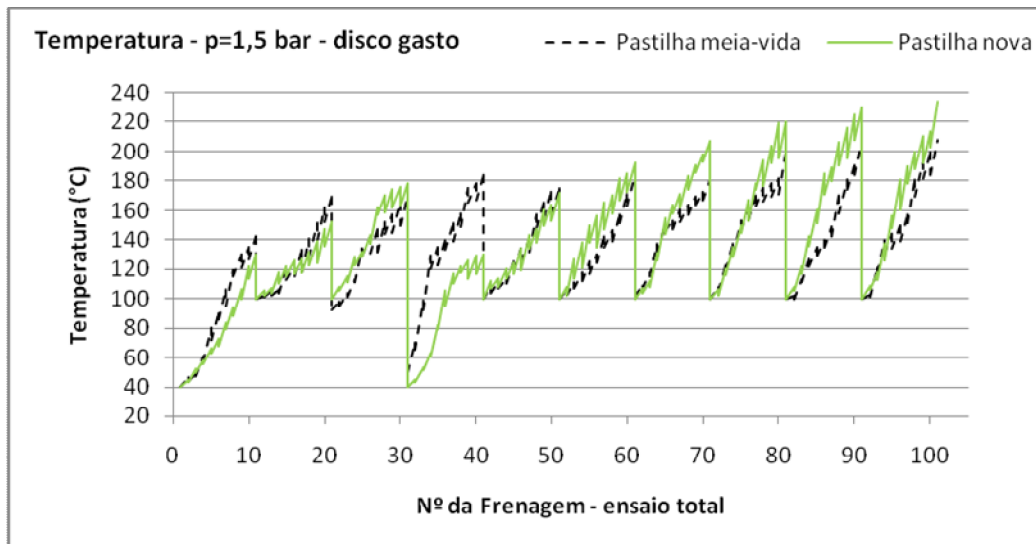


Figura 4.7: Gráfico geral de temperatura para p=1,5 bar para o disco “gasto”.

4.3.2. Temperatura – Pressão = 1,0 bar

As figuras 4.8 e 4.9 representam a evolução da temperatura para a pressão de ar de 1,0 bar para acionamento da manete de freio pelo cilindro pneumático, referente ao sétimo e décimo ciclos, respectivamente. Observa-se que tanto no ciclo sete quanto no ciclo dez a temperatura inicial foi a mesma para todos os ensaios. Nota-se que ao longo do sétimo ciclo, os ensaios utilizando o disco gasto apresentaram maiores valores de temperatura ao final de cada frenagem. Para o disco normal, percebe-se que as pastilhas nova e meia-vida apresentaram um comportamento bastante similar ao longo deste ciclo. Já para o disco gasto, o comportamento dos dois tipos de pastilhas também foi semelhante, entretanto a pastilha meia-vida alcançou maiores valores de temperatura a partir da sexta frenagem deste ciclo.

Para o décimo ciclo, em geral as temperaturas alcançadas pelo disco “gasto” foram superiores às alcançadas pelo disco “normal” tanto para a pastilha nova quanto para a pastilha meia-vida. Para o disco gasto, observou-se que a pastilha meia-vida atingiu níveis de temperatura mais elevados. Já para o disco “normal” a diferença entre as temperaturas atingidas ao final de cada frenagem foi mais acentuada entre as pastilhas nova e meia-vida, sendo que a última atingiu valores mais elevados de temperatura, próximo dos resultados alcançados no ensaio utilizando-se o disco “gasto”.

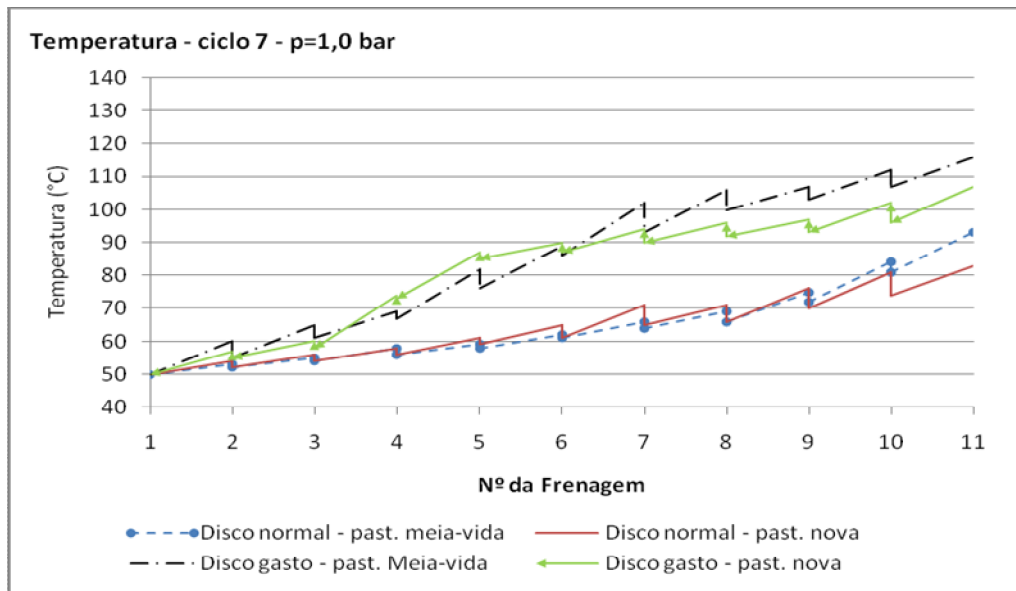


Figura 4.8: Temperatura ao longo de sétimo ciclo para p=1,0 bar

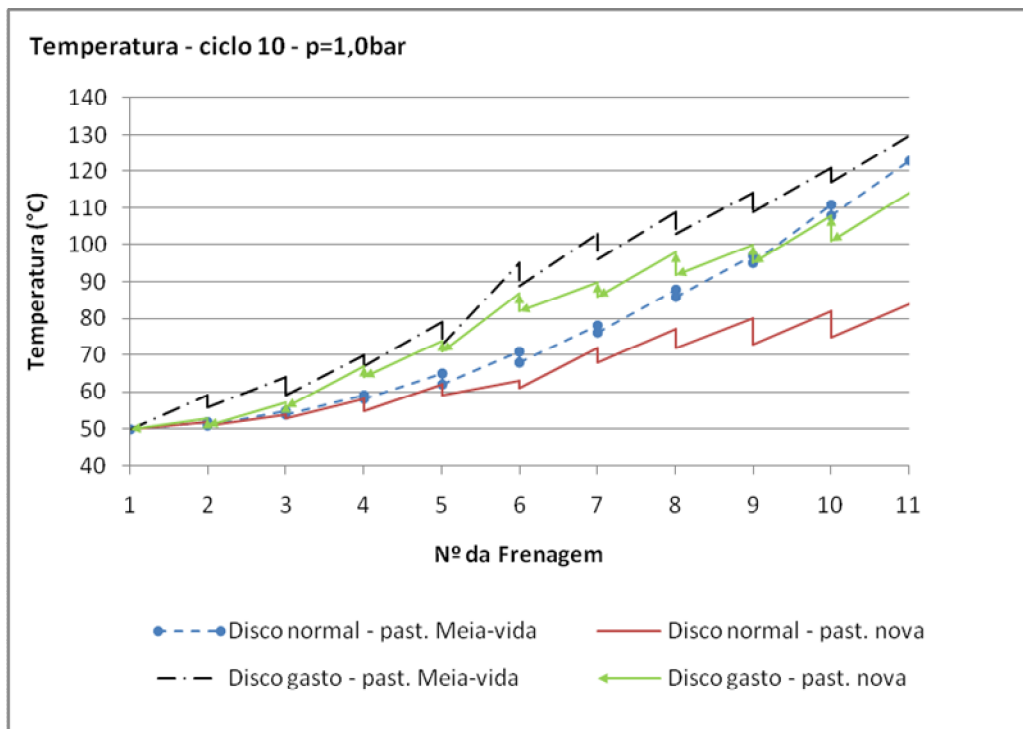


Figura 4.9: Temperatura ao longo do décimo ciclo para p=1,0 bar

4.3.3. Temperatura – Pressão= 1,5bar

As figuras 4.10 e 4.11 representam a evolução da temperatura para a pressão de ar de 1,5 bar para acionamento da manete de freio pelo cilindro pneumático, referente ao sétimo e décimo ciclos, respectivamente. Observa-se através da análise das duas figuras que a temperatura inicial foi a mesma para todos os ensaios. A pastilha nova alcançou maiores valores de temperatura do que a pastilha meia-vida, tanto para o ensaio com o disco “normal”, quanto para o ensaio do disco “gasto”. Em média, as temperaturas alcançadas durante o ensaio utilizando-se o disco “gasto” foram superiores ao atingidos pelo disco “normal”.

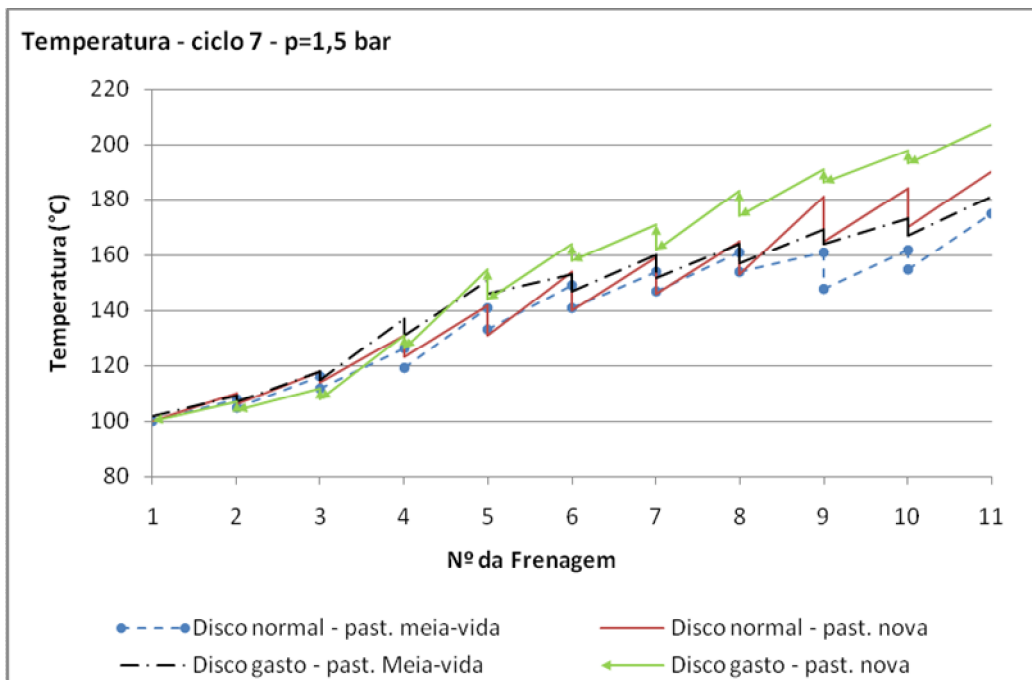


Figura 4.10: Temperatura ao longo do sétimo ciclo para p=1,5 bar

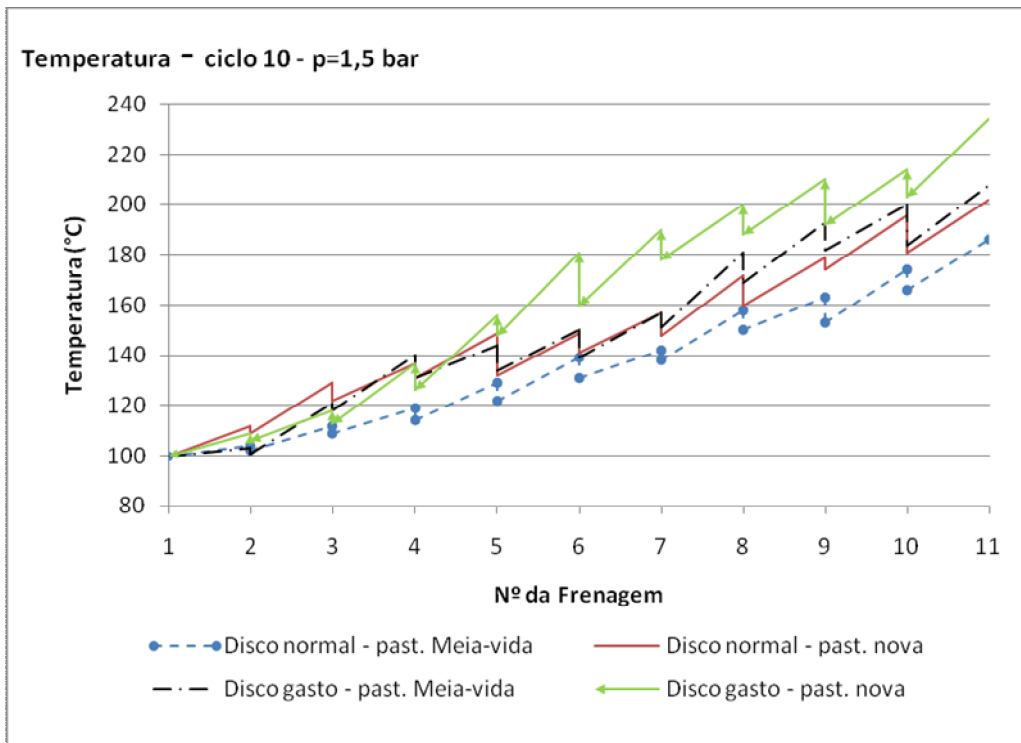


Figura 4.11: Temperatura ao longo do décimo ciclo para p=1,5 bar

4.3.4. Avaliação Pontual da Temperatura

Para a avaliação pontual da temperatura, foram escolhidos os valores de temperatura alcançados no final da última frenagem do sétimo e décimo ciclos de cada ensaio. As Figuras 4.12 e 4.13 ilustram os resultados obtidos para o sétimo ciclo utilizando-se o disco “normal” e o disco “gasto”, respectivamente, e as Figuras 4.14 e 4.15 representam os resultados obtidos para o décimo ciclo utilizando-se o disco “normal” e o disco “gasto”, respectivamente.

Através da Figura 4.12 é possível observar que, tanto para a pastilha meia-vida quanto para a pastilha nova, a temperatura aumenta quando a pressão de acionamento da manete de freio varia de 1,0 para 1,5 bar. Nota-se que não houve diferenças significativas entre as temperaturas atingidas pela pastilha meia-vida e nova para as pressões de 1,0 e 1,5 bar, entretanto ocorre uma leve tendência de a pastilha meia-vida atingir temperaturas mais elevadas ao final do sétimo ciclo e pressão de 1,0 bar em relação à pastilha nova e a pastilha

nova alcançar temperaturas mais elevadas ao final do sétimo ciclo e pressão de 1,5 bar se comparado à pastilha meia-vida.

Analisando-se a Figura 4.13, percebe-se também uma tendência de que, para o disco gasto, na última frenagem do sétimo ciclo e para uma pressão de 1,0 bar, a pastilha meia-vida alcançar um valor de temperatura mais elevado do que a pastilha nova. Já para a pressão de 1,5 bar é a pastilha nova que alcança um valor de temperatura mais elevado.

Observando-se as Figuras 4.14 e 4.15 as mesmas tendências de resultados são observados, tanto na última frenagem do sétimo quanto no décimo ciclo, para a pressão de 1,0 bar a pastilha meia-vida atingiu valores mais elevados de temperatura e para a pressão de 1,5 bar foi a pastilha nova que alcançou maior temperatura. Para os pontos analisados, as temperaturas alcançadas pelo disco “gasto” foram superiores às temperaturas atingidas pelo disco “normal”, considerando-se as mesmas condições de ensaio (tipo de pastilha e pressão pneumática de acionamento da manete de freio).

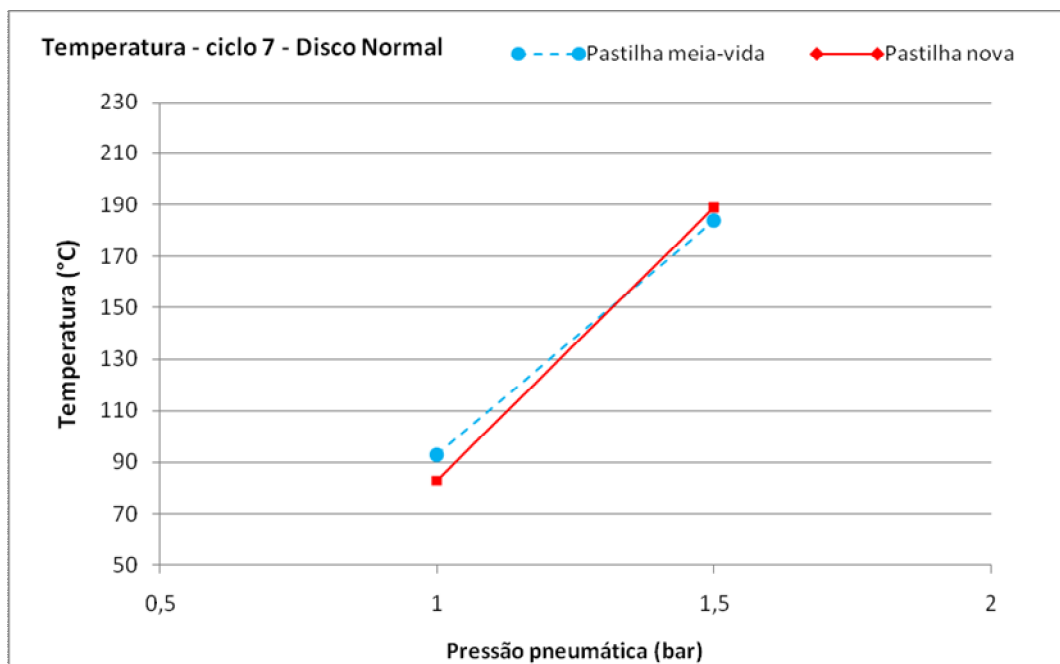


Figura 4.12: Temperatura pontual no sétimo ciclo para o disco “normal”.

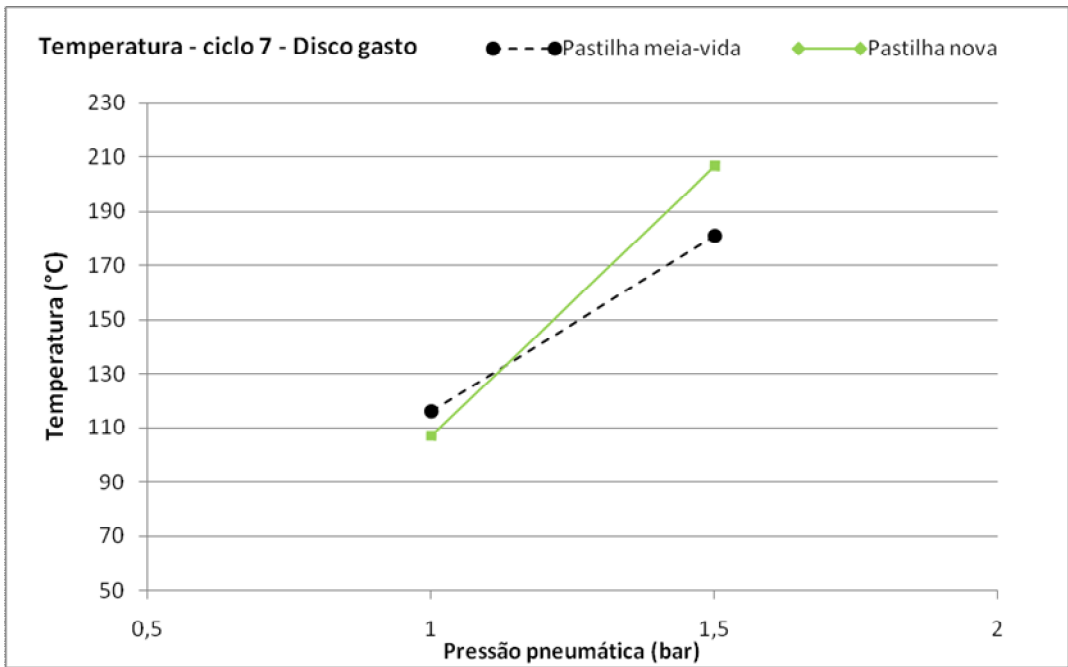


Figura 4.13: Temperatura pontual no sétimo ciclo para o disco “gasto”.

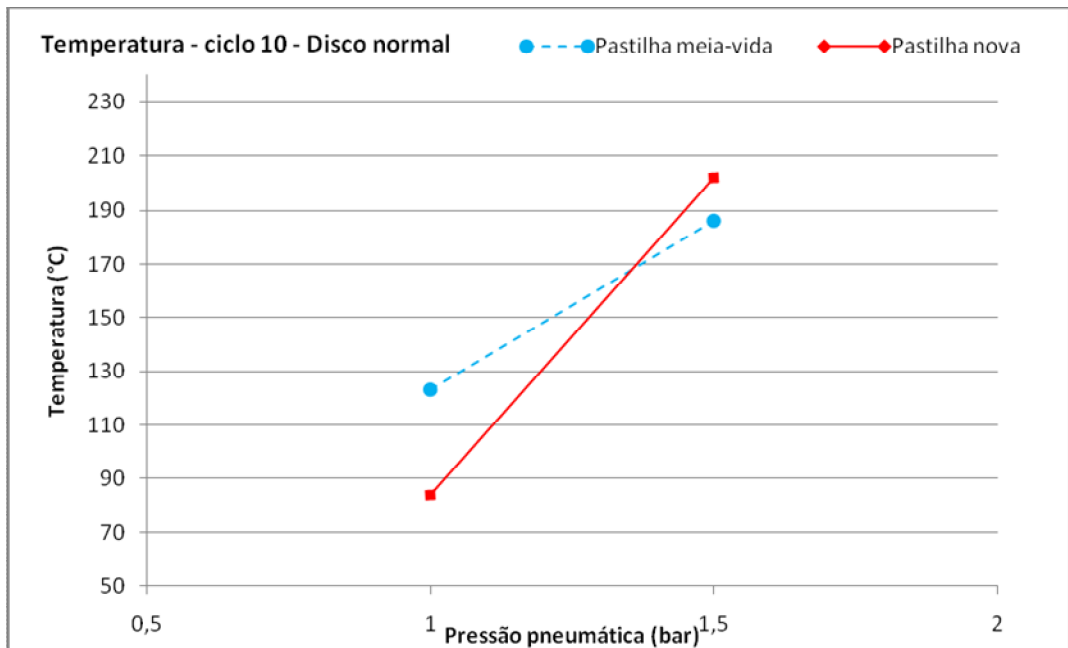


Figura 4.14: Temperatura pontual no décimo ciclo para o disco “normal”.

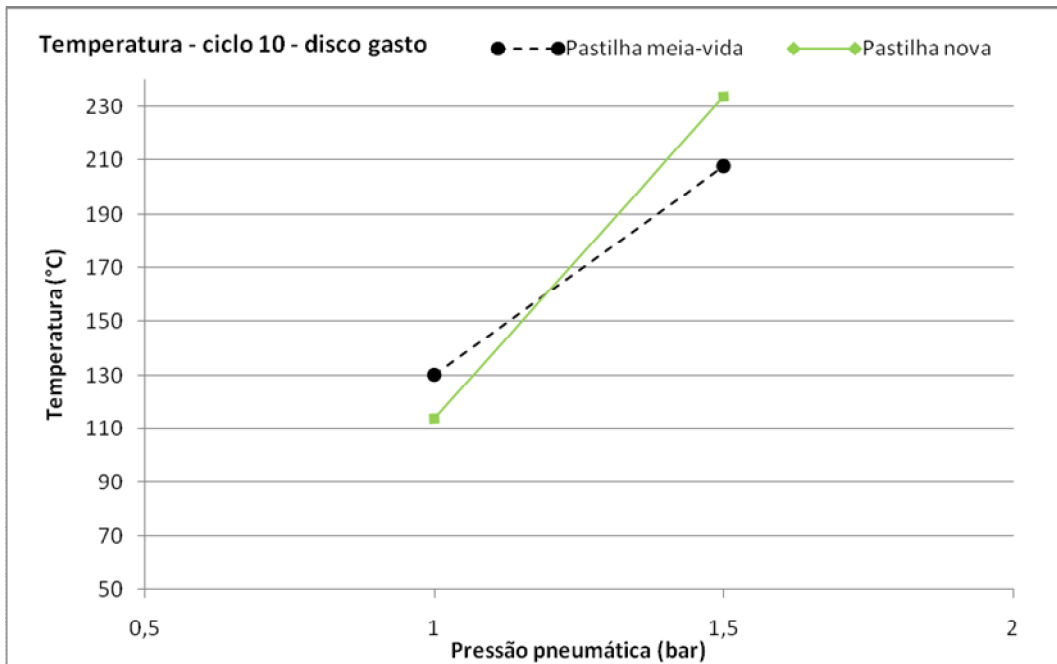


Figura 4.15: Temperatura pontual no décimo ciclo para o disco “gasto”.

4.4. Momento da Força de Frenagem

4.4.1. Pressão = 1,0 bar

As figuras 4.16 e 4.17 ilustram a variação do momento da força de frenagem ao longo do sétimo e o décimo ciclo de frenagens para uma pressão de acionamento da manete de freio de 1,0 bar utilizando-se os discos de freio “normal” e “gasto”, respectivamente.

Analisando-se a figura 4.16, nota-se que, o ensaio utilizando-se o disco “normal” e pastilha meia-vida, o resultado obtido para o momento da força para o sétimo ciclo foi, até a oitava frenagem, menor do que para o ensaio do disco “gasto” submetido às mesmas condições de ensaio. Entretanto, a partir da oitava frenagem o momento da força para o ensaio utilizando o disco “normal” e pastilha meia-vida foi superior. O mesmo efeito foi observado comparando-se as pastilhas novas para discos distintos, entretanto a pastilha nova para o ensaio utilizando-se o disco “normal” atingiu momentos de forças superiores ao ensaio utilizando-se o disco “gasto” a partir da quinta frenagem.

Já observando a Figura 4.17, o momento da força de frenagem para o ensaio utilizando o disco “gasto” e pastilha meia-vida ao longo do décimo ciclo foi superior do que o momento da força para o ensaio utilizando o disco “normal” e pastilha meia-vida até a frenagem 7, mas a partir desta frenagem o ensaio utilizando o disco “normal” e pastilha meia-vida apresentou maiores valores. Já para os ensaios com discos distintos e pastilha nova, observou-se que no décimo ciclo o disco gasto alcançou valores mais elevado para o momento da força até a sétima frenagem, sendo que a partir da sétima frenagem os valores obtidos para o momento da força foram bem semelhantes.

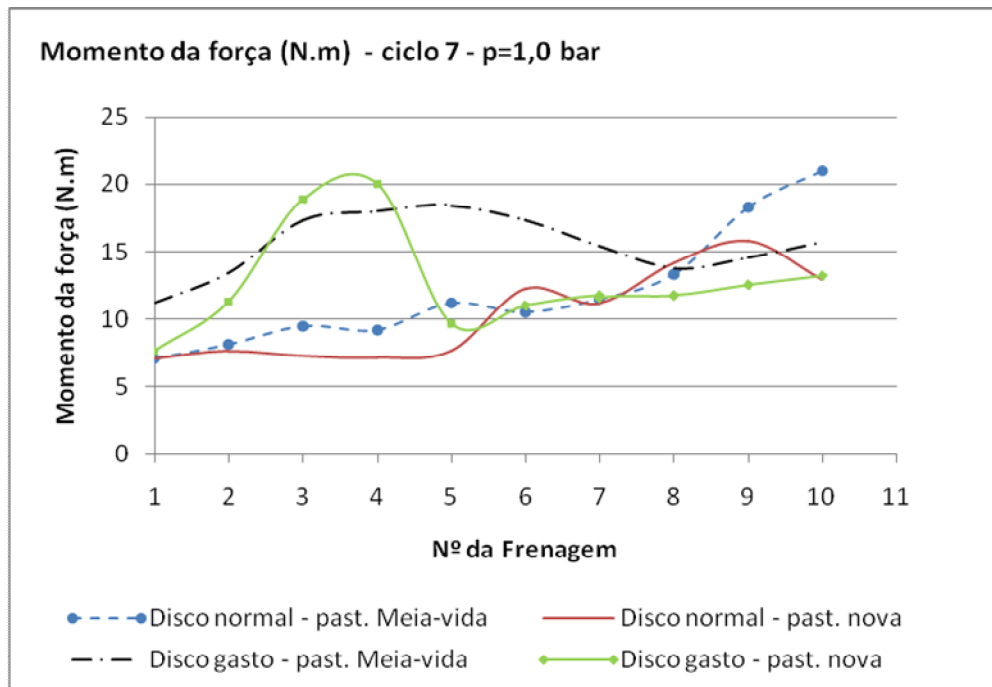


Figura 4.16: Momento da força tangente ao longo do sétimo ciclo, p=1 bar.

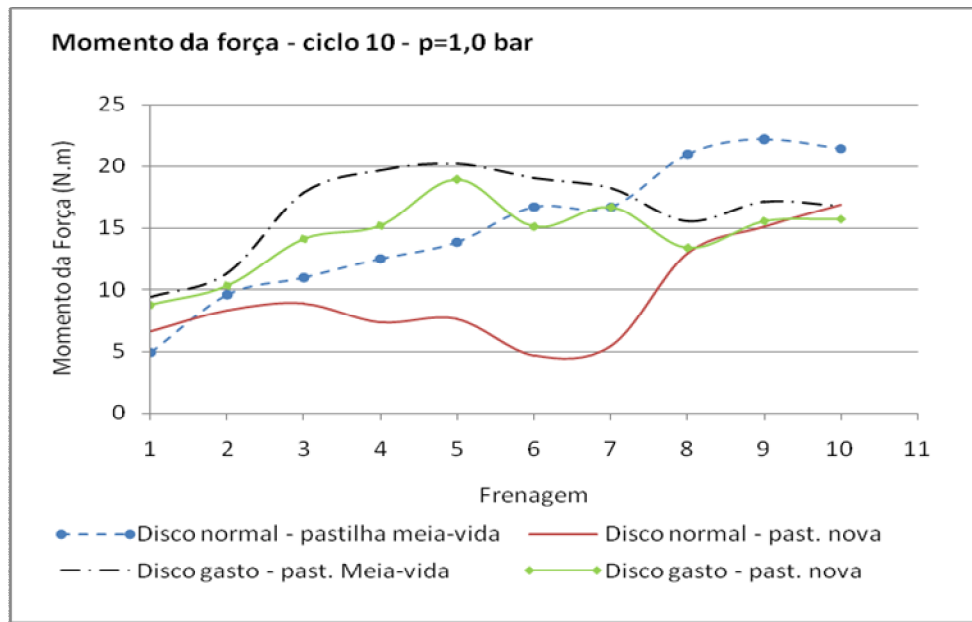


Figura 4.17: Momento da força tangente ao longo do décimo ciclo, p=1 bar.

4.4.2. Pressão = 1,5 bar

As figuras 4.18 e 4.19 ilustram a variação do momento da força de frenagem ao longo do sétimo e o décimo ciclo de frenagens para uma pressão de acionamento da manete de freio de 1,5 bar utilizando-se os discos de freio “normal” e “gasto”, respectivamente.

Pela Figura 4.18 nota-se que, para a pastilha meia-vida, os valores de momento de força de frenagem para o disco “gasto” foi mais elevado do que do disco “normal” até a nona frenagem do sétimo ciclo, a partir desta não há diferença significativa entre os valores para o momento da força de frenagem. Já para a pastilha nova, a partir da frenagem 3 os momentos de força obtidos para o disco “gasto” foi significativamente maior.

Já através da Figura 4.19, para o disco “gasto” a pastilha meia-vida apresentou valores de momento de força ligeiramente superiores ao da pastilha nova. Já para o disco “normal”, foi a pastilha nova que atingiu mais elevados valores para o momento da força de frenagem. Os menores valores para o momento

de força foram obtidos quando os ensaios foram conduzidos utilizando-se o disco “normal” e a pastilha meia-vida.

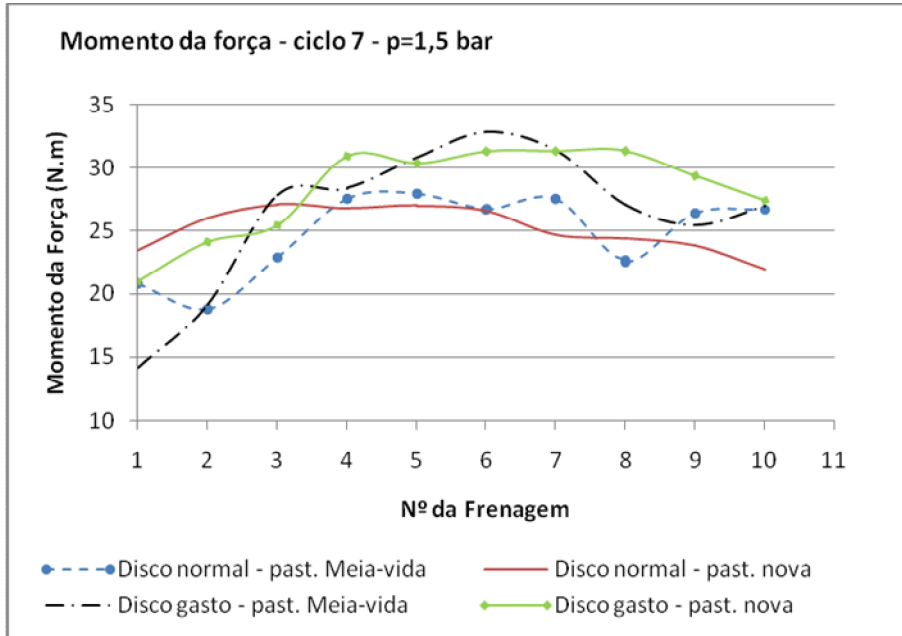


Figura 4.18: Momento da força tangente ao longo do sétimo ciclo, p=1,5 bar.

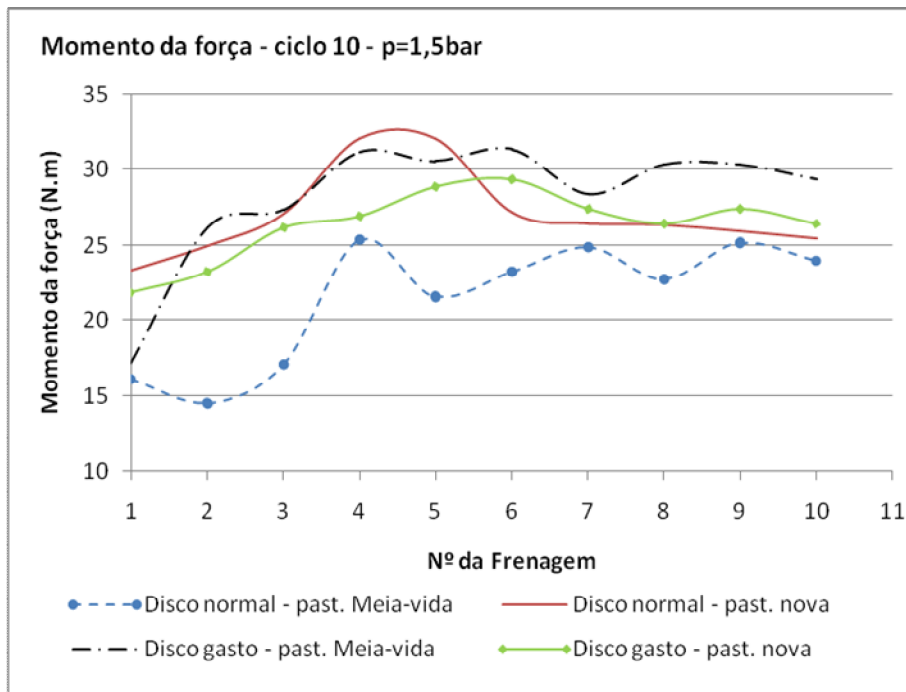


Figura 4.19: Momento da força tangente ao longo do décimo ciclo, p=1,5 bar

4.4.3. Avaliação Pontual do Momento da Força de Frenagem

Para a avaliação pontual do momento da força de frenagem, foram escolhidos também os valores de momento de força alcançados ao final da última frenagem do sétimo e décimo ciclos de cada ensaio. As Figuras 4.20 e 4.21 ilustram os resultados obtidos para o sétimo ciclo utilizando-se o disco “normal” e o disco “gasto”, respectivamente, e as Figuras 4.22 e 4.23 representam os resultados obtidos para o décimo ciclo utilizando-se o disco “normal” e o disco “gasto”, respectivamente.

A Figura 4.20 representa os valores do momento de força de frenagem para disco “normal”. Na última frenagem do ciclo sete para a pressão de 1,0 bar a pastilha meia-vida alcançou um valor bem mais elevado de momento de força do que a pastilha nova. Já para a pressão de 1,5 bar os dois momentos de força são bem semelhantes.

Já pela figura 4.21, que representa os valores do momento de força para o disco “gasto” no ciclo 7, nota-se que para a pressão de 1,0 bar o momento de força da pastilha meia-vida foi ligeiramente superior, não havendo diferenças significativas entre os momentos de força de frenagem entre as pastilhas meia-vida e nova para a pressão de 1,5 bar.

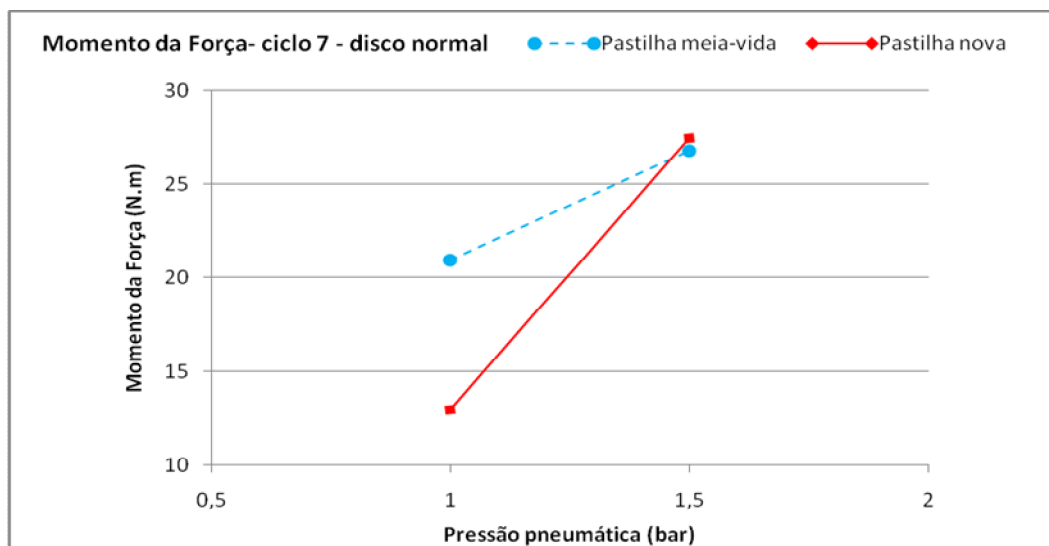


Figura 4.20: Momento de força pontual no sétimo ciclo para o disco “normal”.

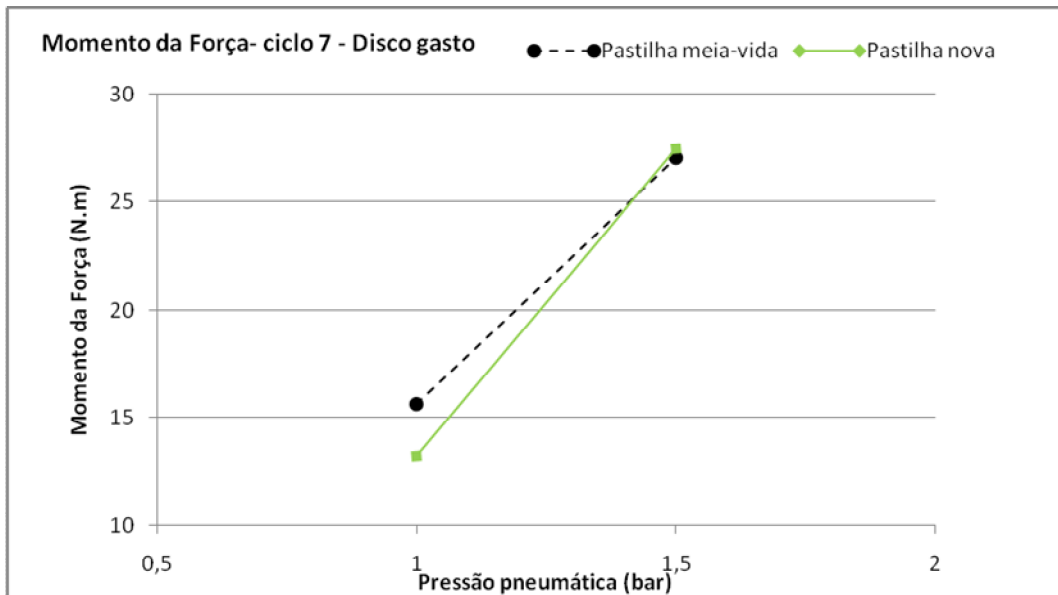


Figura 4.21: Momento de força pontual no sétimo ciclo para o disco “gasto”.

Pela Figura 4.22, que representa os valores do momento de força para disco “normal” na última frenagem do décimo ciclo, percebe-se que para a pressão de 1,0 bar a pastilha meia-vida alcançou maior valor de momento de força de frenagem do que a pastilha nova. Já para a pressão de 1,5 bar, o momento de força de frenagem da pastilha nova foi ligeiramente superior.

A Figura 4.23 representa os valores do momento de força para disco “gasto” na última frenagem do décimo ciclo. Tanto para a pressão de 1,0 bar quanto para 1,5 bar a pastilha meia-vida alcançou um momento de força de frenagem ligeiramente superior ao da pastilha nova.

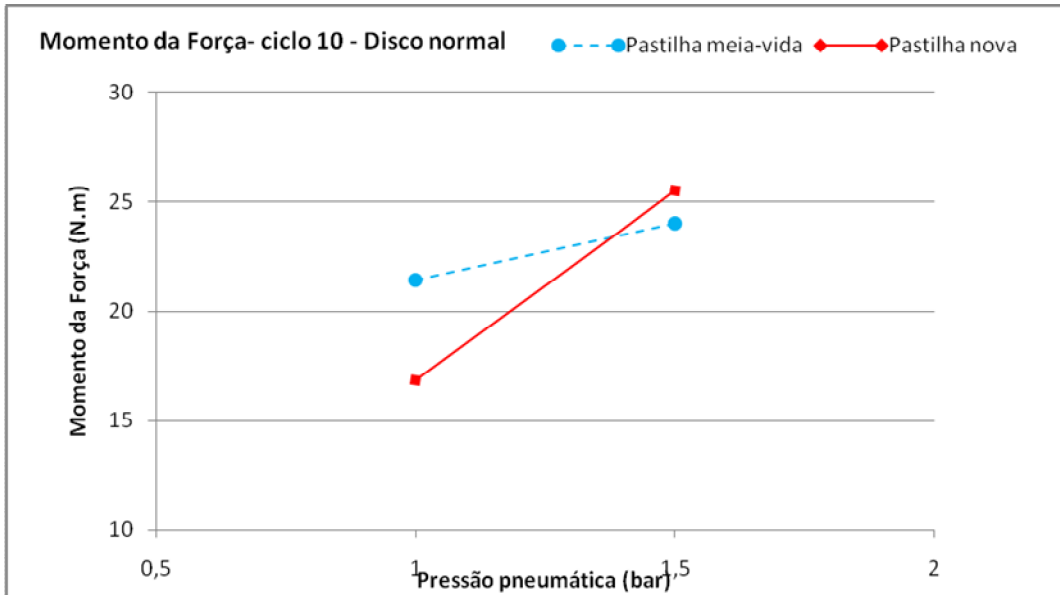


Figura 4.22: Momento de força pontual no décimo ciclo para o disco “normal”.

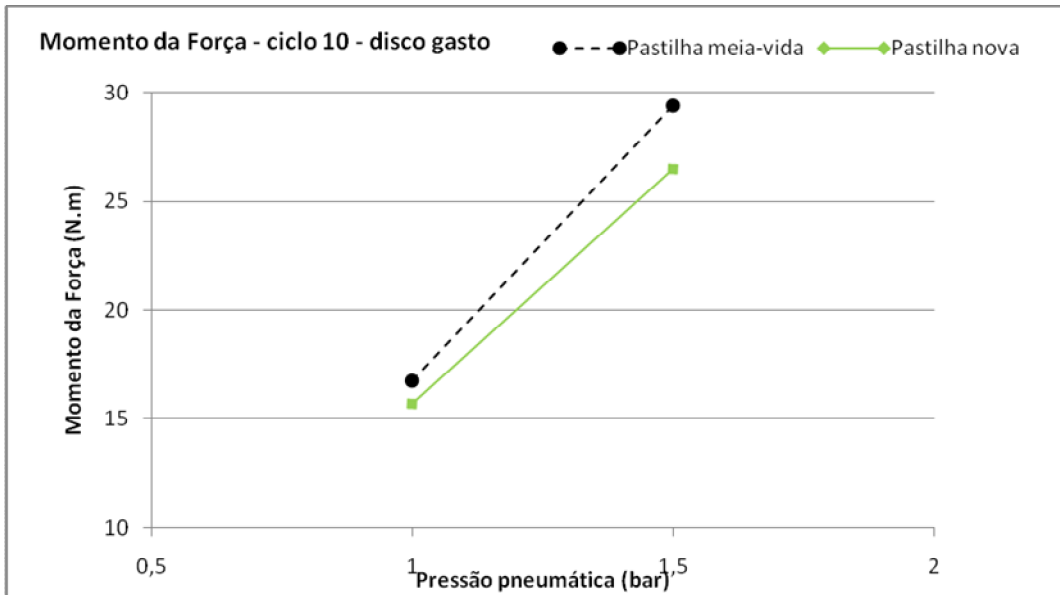


Figura 4.23: Momento de força pontual no décimo ciclo para o disco “gasto”.

4.5. Coeficiente de atrito

4.5.1. Pressão= 1,0 bar

O coeficiente de atrito foi obtido conforme procedimento descrito pelo item 3.6. As Figuras 4.24 e 4.25 representam, respectivamente, o coeficiente de atrito ao longo do sétimo e décimo ciclos, para uma pressão de ar de 1,0 bar. Durante o sétimo ciclo, para o ensaio utilizando-se o disco “normal”, a temperatura da pastilha meia-vida variou de 50 a 93°C, enquanto que a temperatura da pastilha nova variou de 50 a 83°C. Houve aumento do coeficiente de atrito ao longo do ciclo, sendo que a pastilha meia-vida alcançou maiores valores para o coeficiente de atrito μ , conforme Figura 4.24. Considerando agora os ensaios do sétimo ciclo utilizando-se o disco “gasto”, a temperatura da pastilha meia-vida variou de 50 a 116°C enquanto que a temperatura da pastilha nova variou de 50 a 107°C. De maneira geral, também houve uma tendência de crescimento do coeficiente de atrito ao longo deste ciclo, com algumas variações aleatórias ao longo do mesmo. Este comportamento deve-se ao fato de que, nestas faixas de temperatura, o coeficiente de atrito ainda não atingiu seu máximo valor por estar fora da fase *fade*. Considerando a variação do coeficiente de atrito por disco, nota-se que para um mesmo tipo de pastilha o disco “gasto” apresentou maior coeficiente de atrito, exceto a partir da nona frenagem, a partir do qual não há diferença significativa entre os coeficientes de atrito considerando-se discos distintos e o mesmo tipo de pastilha.

Para o décimo ciclo, considerando a mesma pressão de 1,0 bar, percebe-se também que houve uma tendência de crescimento do coeficiente de atrito no decorrer do ciclo, conforme pode ser observado pela Figura 4.25. Comparando-se o desempenho entre discos para o mesmo tipo de pastilha utilizada, nota-se que o coeficiente de atrito foi maior para o disco “gasto”. Entretanto, a partir da sétima frenagem deste ciclo não houve diferença significativa para o coeficiente de atrito para tipos distintos de pastilhas utilizando-se o disco “gasto”. Para o disco “normal” a diferença entre os coeficientes de atrito para os dois tipos de pastilhas utilizadas torna-se insignificante a partir da oitava frenagem

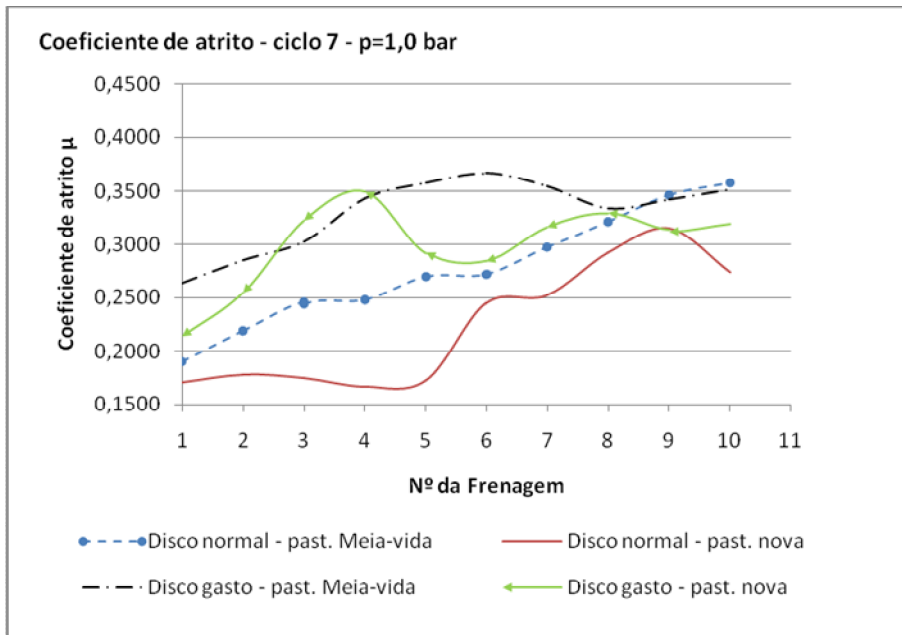


Figura 4.24: Coeficiente de atrito ao longo do sétimo ciclo, p=1 bar.

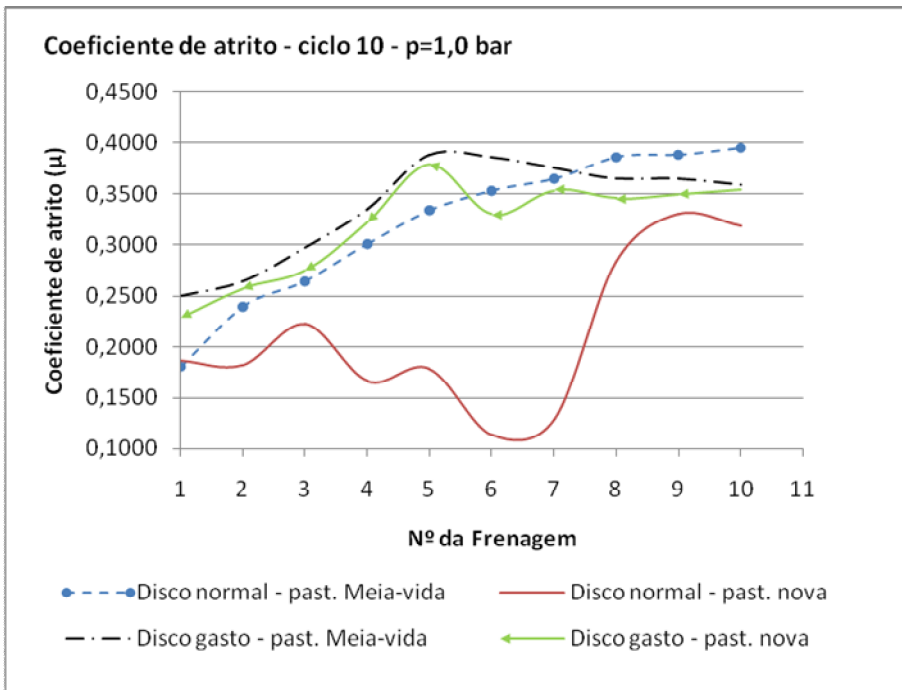


Figura 4.25: Coeficiente de atrito ao longo do décimo ciclo, p=1 bar.

4.5.2. Pressão= 1,5 bar

As figuras 4.26 e 4.27 ilustram o comportamento do coeficiente de atrito no sétimo e décimo ciclos, respectivamente, para uma pressão de ar de 1,5 bar. Durante o sétimo ciclo, para o ensaio utilizando-se o disco “normal”, a temperatura da pastilha meia-vida variou entre 100 e 175°C, enquanto que a temperatura da pastilha nova variou entre 100 e 190°C. Nota-se que houve uma redução do coeficiente de atrito entre as frenagens 4 e 5 para ambos os casos. Já para o disco “gasto”, a temperatura da pastilha meia-vida aumentou de 100 a 181°C e da pastilha nova de 100 a 207°C. Para o disco “gasto”, o coeficiente de atrito da pastilha meia-vida foi superior ao da pastilha nova até a sexta frenagem, ponto em que a pastilha meia-vida sofre considerável redução no coeficiente de atrito. A partir da sétima frenagem, o coeficiente de atrito ficou bem próximo para os tipos de pastilhas. Novamente, considerando-se a análise entre discos, percebe-se que para um mesmo tipo de pastilha, o disco “gasto” apresentou maior coeficiente de atrito.

Durante o décimo ciclo, para os ensaios utilizando-se o disco “normal”, a temperatura da pastilha meia-vida variou entre 100 e 186°C, enquanto que a temperatura da pastilha nova variou entre 100 e 200°C. O efeito da diminuição do coeficiente de atrito em função do aumento da temperatura ficou mais evidente para a pastilha nova, em que a partir da frenagem 4 apresentou maior redução no valor de μ . Para os ensaios utilizando-se o disco “gasto”, a temperatura da pastilha meia-vida de 100 a 208°C e a da pastilha nova de 100 a 234°C. O efeito da redução do coeficiente de atrito em função do aumento da temperatura foi verificado com mais intensidade para a pastilha nova. Novamente, considerando-se a análise entre discos, percebe-se que para um mesmo tipo de pastilha, o disco “gasto” apresentou maior coeficiente de atrito.

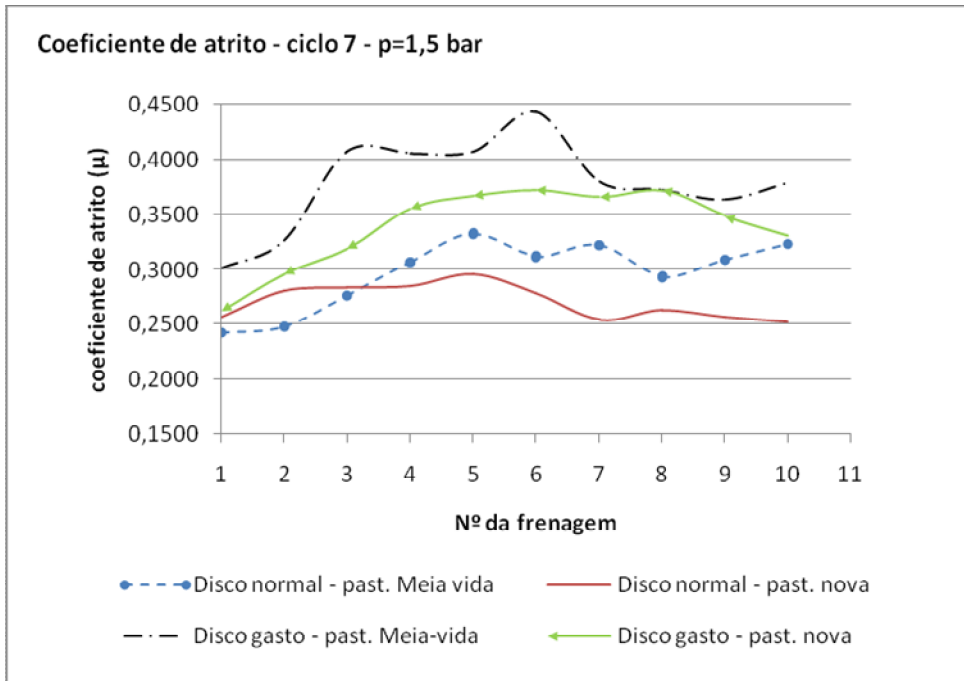


Figura 4.26: Coeficiente de atrito ao longo do sétimo ciclo, p=1,5 bar.

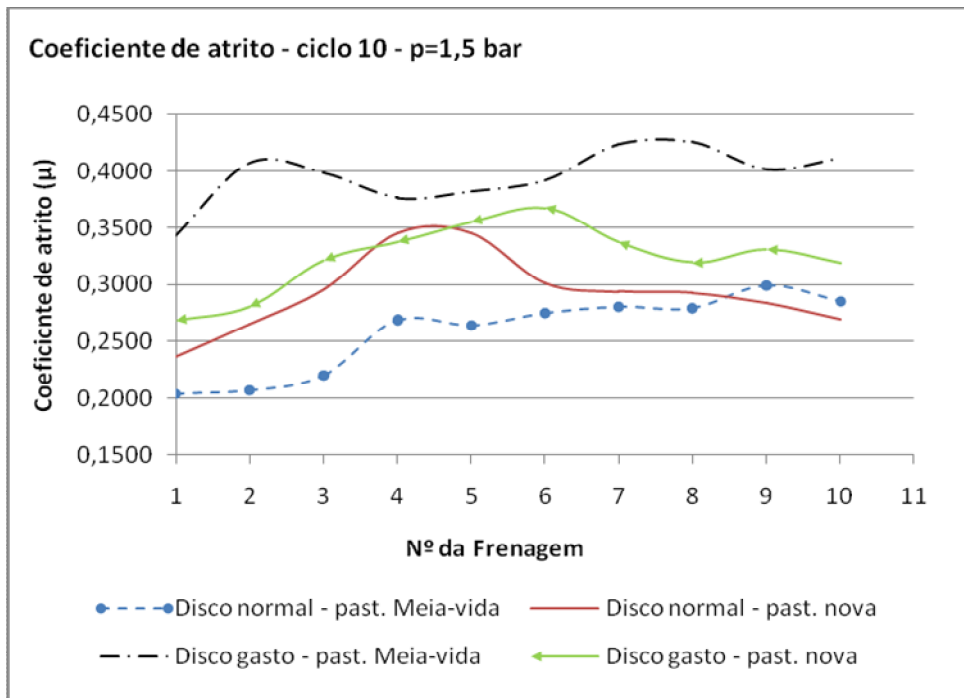


Figura 4.27: Coeficiente de atrito ao longo do sétimo ciclo, p=1,5 bar.

De acordo com Cristol-Bulthé *et al.* (2007), a variação do coeficiente de atrito na etapa de *fade* ocorre devido à degradação da resina fenólica do material de fricção, observa-se que as pastilhas usadas não apresentam uma queda acentuada do coeficiente de atrito médio, pois a resina fenólica é praticamente toda degradada no primeiro *fade* devido às elevadas temperaturas, assim, nos fades seguintes o coeficiente de atrito não varia tanto quanto no primeiro.

4.4.3. Avaliação Pontual do Coeficiente de Atrito

Para a avaliação pontual do coeficiente de atrito, foram escolhidos também os valores alcançados ao final da última frenagem do sétimo e décimo ciclos de cada ensaio, os mesmos pontos utilizados para analisar a temperatura e o momento de força de frenagem. As Figuras 4.28 e 4.29 ilustram os resultados obtidos para o sétimo ciclo utilizando-se o disco “normal” e o disco “gasto”, respectivamente, e as Figuras 4.30 e 4.31 representam os resultados obtidos para o décimo ciclo utilizando-se o disco “normal” e o disco “gasto”, respectivamente.

Através da Figura 4.28 é possível observar que na última frenagem do sétimo ciclo utilizando o disco “normal” que tanto para a pressão de 1 bar quanto para a pressão de 1,5 bar o valor do coeficiente de atrito para a pastilha meia-vida foi superior ao da pastilha nova. Observa-se também que o coeficiente de atrito na última frenagem do sétimo ciclo diminuiu com aumento da pressão pneumática de acionamento da manete de freio de 1,0 para 1,5 bar para os dois tipos de pastilhas, significando uma perda temporária da eficiência da frenagem. Houve aumento de temperatura ao passar da última frenagem no sétimo ciclo, pressão pneumática de 1,0 bar, para a última frenagem do sétimo ciclo, pressão de 1,5 bar.

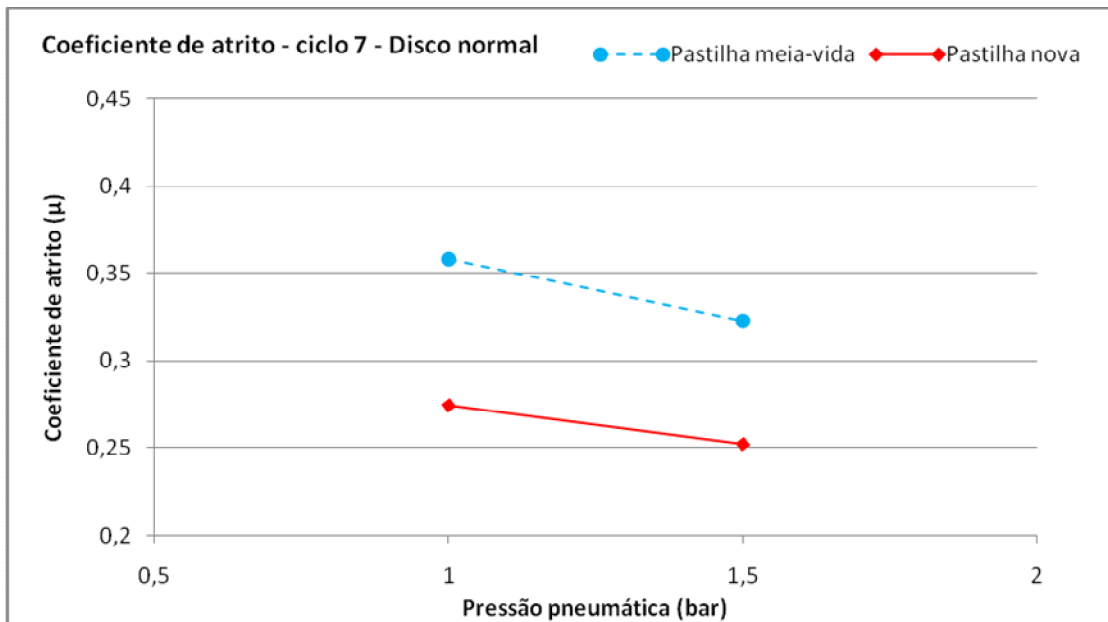


Figura 4.28: Coeficiente de atrito pontual no sétimo ciclo para o disco “normal”.

Observando-se Figura 4.29, que ilustra o coeficiente de atrito na última frenagem do sétimo ciclo quando o ensaio é conduzido utilizando-se o disco “gasto”, nota-se que na última frenagem do sétimo ciclo, utilizando o disco “gasto”, que tanto para a pressão de 1 bar quanto para a pressão de 1,5 bar o valor do coeficiente de atrito para a pastilha meia-vida foi superior ao da pastilha nova. Entretanto, observa-se que o coeficiente de atrito na última frenagem do sétimo ciclo aumentou com aumento da pressão pneumática de acionamento da manete de freio de 1,0 para 1,5 bar para os dois tipos de pastilhas de freio, efeito este contrário ao observado para as mesmas condições de ensaio utilizando-se o disco “normal”. O sistema recuperou-se da perda temporária de eficiência da frenagem, desta forma mesmo com o aumento da temperatura ao passar de 1 para 1,5 bar o coeficiente de atrito começou a aumentar.

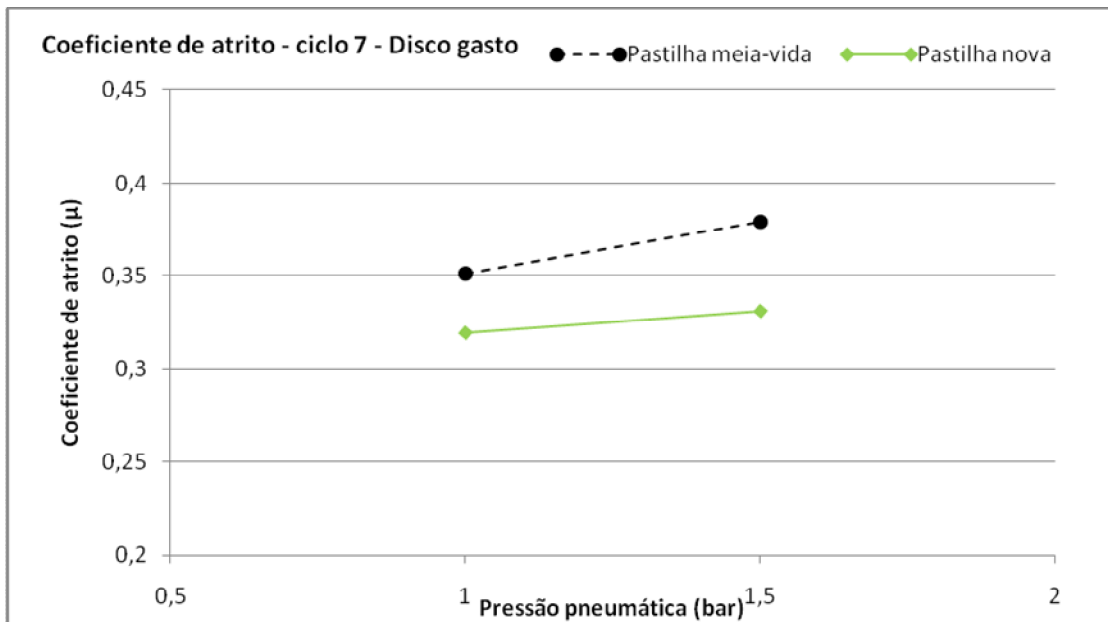


Figura 4.29: Coeficiente de atrito pontual no sétimo ciclo para o disco “gasto”.

Efeito semelhante foi observado para os valores do coeficiente de atrito tanto para o disco “normal” quanto para o disco “gasto” para o décimo ciclo. Através da Figura 4.30, que representa a últimas frenagens do décimo ciclo quando o ensaio é conduzido utilizando-se o disco “normal”, é possível perceber que o coeficiente de atrito para a pastilha meia-vida é sempre superior ao da pastilha nova e que, ao variar a pressão pneumática de 1 para 1,5 bar, ocorre redução do valor do coeficiente de atrito. Já para a Figura 4.31, que representa as últimas frenagens do décimo ciclo para o disco “gasto”, percebe-se que o coeficiente de atrito para a pastilha meia-vida é sempre igual ou superior ao da pastilha nova e que ocorre aumento em seu valor quando a pressão pneumática é aumentada de 1 para 1,5 bar.

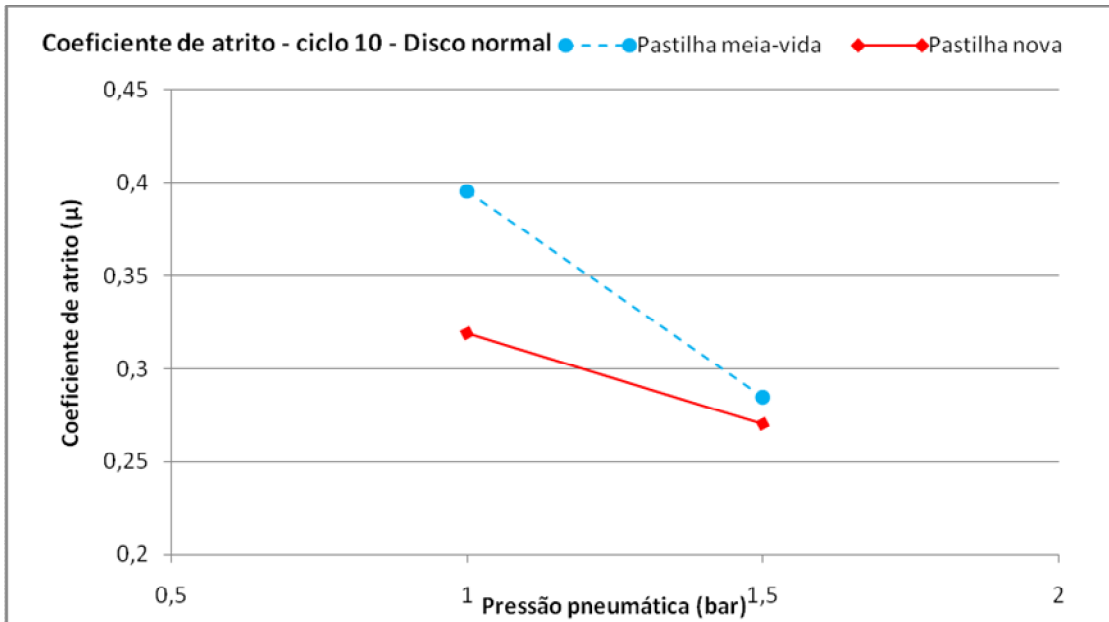


Figura 4.30: Coeficiente de atrito pontual no décimo ciclo para o disco “normal”.

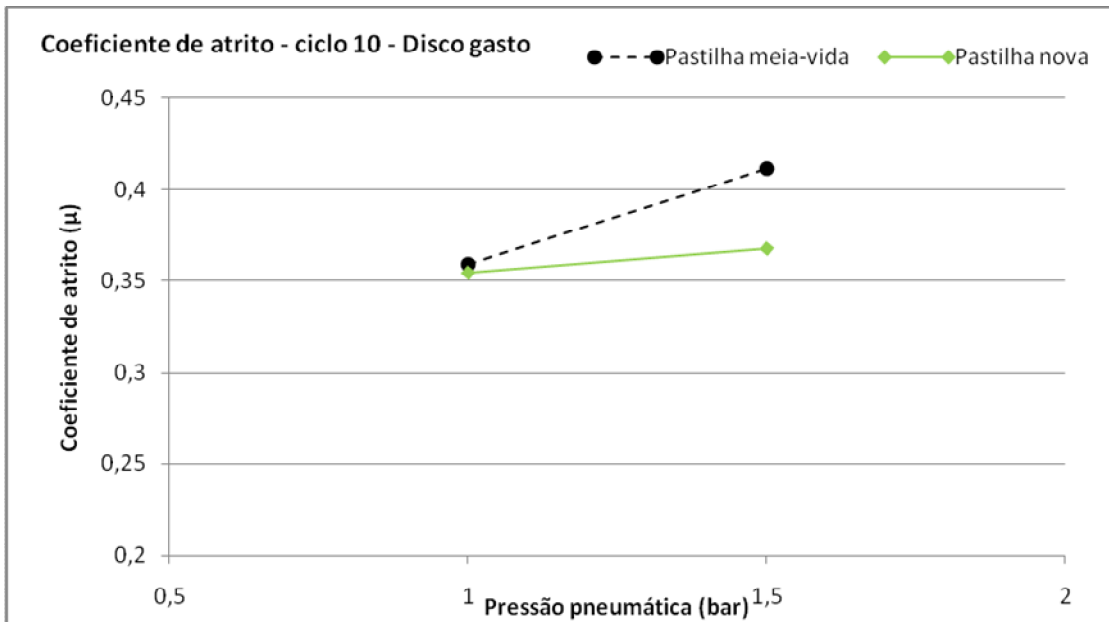


Figura 4.31: Coeficiente de atrito pontual no décimo ciclo para o disco “gasto”.

4.6. Desgaste das Pastilhas durante o ensaio.

Para verificar o desgaste do par de pastilhas durante o ensaio, foram realizadas medições antes e depois do ensaio, conforme descrito no item 3.7. Os resultados obtidos para o disco “normal” estão representados na Tabela 4.19, enquanto que os resultados para o disco “gasto” estão representados na Tabela 4.20. Conforme esperado, houve redução nos valores médios das espessuras das pastilhas durante a realização de cada ensaio.

Medições da espessura das pastilhas de freio - disco "normal"														
Ensaio P=1,0 bar														
Tipo de pastilha	Par de Pastilhas	Medidas antes (mm)						Medidas depois (mm)						Redução média da espessura (mm)
		M1	M2	M3	M4	M5	Média	M1	M2	M3	M4	M5	Média	
meia-vida	P1	6,38	6,52	6,68	6,54	6,56	6,54	6,28	6,40	6,62	6,46	6,54	6,46	0,08
	P2	6,40	6,20	6,50	6,62	6,48	6,44	6,40	6,20	6,40	6,62	6,34	6,39	0,05
Nova	P1	7,26	7,26	7,22	7,20	7,20	7,23	7,12	7,16	7,16	7,16	7,22	7,16	0,06
	P2	7,06	7,16	7,18	7,22	7,18	7,16	7,14	7,02	6,92	7,06	7,10	7,05	0,11
Pressão P=1,5 bar														
meia-vida	P1	6,28	6,40	6,62	6,46	6,54	6,46	5,96	6,26	6,58	6,32	6,52	6,33	0,13
	P2	6,40	6,20	6,40	6,62	6,34	6,39	5,84	6,30	6,48	6,16	6,10	6,18	0,22
Nova	P1	7,12	7,16	7,16	7,16	7,22	7,16	6,98	7,10	7,12	7,16	7,06	7,08	0,08
	P2	7,14	7,02	6,92	7,06	7,10	7,05	7,00	6,94	6,92	7,04	7,00	6,98	0,07

Tabela 4.19: Medições das pastilhas antes e depois de cada ensaio para o disco “normal”.

Medições da espessura das pastilhas de freio - disco "gasto"														
Ensaio P=2,36 bar														
Tipo de pastilha	Par de Pastilhas	Medidas antes (mm)						Medidas depois (mm)						Redução média da espessura (mm)
		M1	M2	M3	M4	M5	Média	M1	M2	M3	M4	M5	Média	
meia-vida	P1	5,88	6,26	6,56	6,28	6,42	6,28	5,60	5,86	6,62	6,38	6,24	6,14	0,14
	P2	6,00	6,18	6,54	6,50	6,20	6,28	5,68	5,30	6,20	6,60	5,80	5,92	0,37
nova	P1	7,30	7,26	7,22	7,26	7,22	7,25	7,20	6,98	7,16	7,26	7,12	7,14	0,11
	P2	7,36	7,26	7,20	7,30	7,36	7,30	7,00	7,20	7,24	7,36	7,22	7,20	0,09
Pressão P=2,36 bar														
meia-vida	P1	5,60	5,86	6,62	6,38	6,38	6,17	5,58	5,80	6,22	6,12	6,08	5,96	0,21
	P2	5,68	5,30	6,20	6,60	5,80	5,92	5,62	5,30	6,10	6,38	5,80	5,84	0,08
nova	P1	7,20	6,98	7,16	7,26	7,12	7,14	7,00	7,30	6,88	6,64	6,90	6,94	0,20
	P2	7,00	7,20	7,24	7,36	7,22	7,20	7,16	7,29	7,18	6,87	7,20	7,14	0,06

Tabela 4.20: Medições das pastilhas antes e depois de cada ensaio para o disco "gasto".

Capítulo 5- Conclusões

A montagem da máquina para realização dos ensaios de frenagem buscou aproximar o máximo possível das condições descritas pela norma ABNT NBR 6143/1995, o que possibilitou o levantamento dos dados para análise.

O comportamento térmico do sistema de freio variou de acordo com o tipo de pastilha, tipo de disco de freio e com o valor da pressão pneumática para acionamento do manete de freio. De uma maneira geral, os ensaios utilizando-se o disco “gasto” alcançaram maiores temperaturas em relação ao disco “normal”, sendo que para a pressão de 1,0 bar os ensaios utilizando-se pastilha meia-vida aqueceram mais do que a pastilha nova. Já para a pressão de 1,5 bar, em que maiores níveis de temperatura foram alcançados, foi a pastilha nova que atingiu maiores valores de temperatura. Isto deve-se ao fato de que na pastilha nova, por apresentar mais grãos abrasivos, ocorre uma maior ação de cisalhamento por parte destes grãos sobre a superfície do disco, semelhante a um processo de usinagem por retificação. Já para a pastilha meia-vida, ocorre uma ação predominante do atrito entre os elementos, tendo em vista que o elemento abrasivo da pastilha está mais desgastado e a pastilha já está corretamente assentada. Observou-se que o aumento da pressão de acionamento da manete de freio promove aumento de temperatura do par de atrito.

Os momentos da força de frenagem observados foram, em geral, maiores para o disco “gasto” do que para o disco “normal”. Os ensaios conduzidos com as pastilhas meia-vida, em quase sua totalidade, apresentaram maiores valores para o momento da força de frenagem do que a pastilha nova.

O coeficiente de atrito também variou conforme o tipo de pastilha, de disco e da pressão pneumática de acionamento da manete de freio. Para a pressão de 1,0 bar observou-se uma tendência de crescimento do coeficiente de atrito ao longo dos ciclos de frenagem realizados. O efeito da diminuição do coeficiente de atrito em função do aumento da temperatura foi observado para a pressão pneumática de 1,5 bar, pois maiores temperaturas foram alcançadas para este valor de pressão. De uma maneira geral, a pastilha meia-vida apresentou

maiores valores para o coeficiente de atrito do que a pastilha nova e o disco “gasto” apresentou maior coeficiente de atrito do que o disco “normal”.

5.1. Propostas de Trabalhos Futuros

Algumas propostas de trabalhos futuros são:

- Realizar tratamento estatístico dos dados levantados;
- Realizar simulação computacional através do método de elementos finitos (FEM) a fim de realizar um comparativo com os resultados obtidos neste trabalho;
- Modificar a máquina de ensaios baseada na metodologia Krauss, equipando-a com um motor que gere mais torque e potência ao sistema. Realizar dimensionamento da máquina para receber discos de inércia adequados ao sistema de freio analisado, de forma que ela aproxime-se mais de um dinamômetro inercial, tendo em vista que ZIMMER (1982) salienta que é este equipamento que melhor reproduz as condições de frenagem em um sistema de freio veicular.
- Tornar a aquisição de dados mais precisa e automática, através da criação de uma interface entre a instrumentação utilizada para monitoramento e coleta de dados e computador.
- Realizar novos ensaios utilizando-se discos de freio com diferentes geometrias e de motocicletas com diferentes potências.
- Realizar novos ensaios variando a velocidade do eixo que contém o disco de freio através do controle pelo inversor de frequências.
- Realizar a análise das incertezas das grandezas medidas e calculadas.
- Aferir o medidor de temperatura a infravermelho através do controle da emissividade.

Capítulo 6- Referências Bibliográficas

ADAMOWICZ, A., GRZES, P., 2011, “**Influence of Convective Cooling on a Disc Brake Temperature Distribution During Repetitive Braking**”. Science Direct – Applied Thermal Engineering 31 p. 2177 – 2185.

ABREU, R. M., 2012, “**Simulação e Ensaio de Mecanismo de Freio Automotivo**”. Dissertação de Mestrado – Programa de Pós-graduação em Engenharia de Produção, Universidade Federal de Minas Gerais, 137p.

APTE, A. A., RAVII, H., 2006, “**FE Prediction of Thermal Performance and Stresses in a Disc Brake System**”. SAE International, 2006-01-3558.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro NBR 6143:1995 – Pastilha do Freio a disco – Determinação do atrito e desgaste através da bancada de ensaio Krauss.

BIRCH, T.W., 1999, “**Automotive Braking Systems**”, Third edition, Delmar.

Blau, P.J., Mclaughlin, J.C., 2003, “**Effects of Water Films and Sliding Speed on the frictional Behavior of Truck Disc Brake Materials**”, Tribology International, V.36, p.709-715.

Bosh, R., 2005, “**Manual de Tecnologia Automotiva**”. Tradução de Helga Madjderey, Gunter W. Prokesch, Euryale de Jesus Zerbini, Suely Pfeferman – São Paulo: Edgard Blucher.

Brembo, S.P.A.; 1997, “**The Brake Disc Manual.**” Manual, Curno, 128p.

Brezolin, A., 2007, “**Estudo de Geração de Trincas Térmicas em Discos de Freios de Veículos Comerciais**”. Dissertação (mestrado em Materiais), Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 105p.

CAETANO, O.L., 2011, “**Projeto e construção de bancada para ensaios de componentes dos sistemas de freios automotivos.**” Monografia (graduação em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 60 p.

Choi, J.H., Lee, I., 2003, “**Finite Element Analysis of Transient Thermoelastic Behaviors in Disc Brakes**”. Science Direct, Wear 257 (2004) p. 47-58.

CRISTOL-BULTHÈ, A., DESPLANQUES, Y., DEGALLAIX, G., BERTHIER, Y., 2007. “**Mechanical and Chemical Investigation of the Temperature Influence on the Tribological Mechanisms Occurring in OMC/Cast Iron Friction Contact**”, Wear, v. 264, p.815-825.

Day, A.J., Tirovic, M., Newcomb, T.P., 1991, “**Thermal Effects and Pressure Distributions in Brakes**”, Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, v. 205, n 3, p. 199-205.

Dukkipati, R.V. et al, 2008, “**Road Vehicle Dynamics**”, SAE.

ECE, 2008, EEC 71/320 “Braking Regulations” E/ECE/324 E/ECE/TRANS/505. Rev.2/Add.12H/Rev.1.

Eisengraber, R., Grochowicz, J., Schuster, M., Augsburg, K., Koch, L., 1999, “**Comparison of Different Methods for the Determination of the Friction Temperature of Disc Brakes**”, Society of Automotive Engineers, 1999-01-0138, Detroit, USA.

Eriksson, M., 2000. “**Friction and Contact Phenomena of Disc Brakes Related to Squeal**”, Thesis, Acta Universitatis Upsaliensis, Uppsala.

Filho, F.M., 2009. “**Elementos de Transmissão Flexíveis**”. Notas de Aula da Disciplina Elementos de Máquina II, Departamento de Engenharia Mecânica – Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro. Disponível em http://graduacao.mecanica.ufrj.br/pdf/Elementos_de_Transmissao_Flexiveis_2009-4.pdf. Acessado dia 09 de novembro de 2013,

Gao, C.H., Lin, X.Z., 2002. **“Transient Temperature Field Analysis of a brake in a Non-Axisymmetric Three-dimensional Model”**. Journal of Materials Processing Technology 129 (2002) 513-517.

GHADIMI, B., KOWSARY, F., KHORAMI, M., 2013. **“Thermal Analysis of Locomotive Wheel-mounted Brake Disc”**. Science Direct – Applied Thermal Engineering 51 p. 498-952.

Halderman, J.D., 1996, **“Automotive Brake Systems”**, Prentice Hall.

Hoffman, O., Eckert, A., Woywod, J. **“The Motorcycle Integral Brakesystem MIB: an advanced brake solution for high performance motorcycles”**, 6. Internationale Motorradkonferenz, Köln, 9.-10.10.2006

HWANG, P., WU, X., CHO, S., JEON, Y., 2007. **“Temperature and coning analysis of ventilated brake disc based on finite element technique”**. SAE International, 2007- 01- 3670.

Infantini, M. B., 2008, **“Variáveis de Desempenho dos Sistemas de Freio”**, Dissertação de Mestrado, Escola de Engenharia – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre – RS, Brasil.

Kruze, G. A. S., 2009, **“Avaliação do Coeficiente de Atrito em um Dinamômetro em Escala Reduzida”**, Dissertação de Mestrado, Escola de Engenharia – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre – RS, Brasil

Limpert, R., 1992, **“Brake Design and Safety”**, SAE, 460p.

NEUMAN, R.F., Urban, J.A., McNinch J.H., 1983. **“Performance Characterization of Dry Friction Materials”**, In: Braking of Road Vehicles. London: Mechanical Engineering Publications Ltd, 233-238, [I. Mech. E. Conference Publications].

PAZ, M. A., 1970, **“Manual do Automóvel”**. Editora Mestre Jou.

PRESTON, J.D., FORTHOFFER, R.J., 1971. **“Correlation of Vehicle, Dynamometer and Other Laboratory Tests for Brake Friction Materials”**. Society of Automotive Engineers, paper 710250.

Rehkopf, J., Halderman, J.D., 2006. **“Automotive Brake Systems”**, Prentice Hall, 4th edition.

Sanders, P.G., Dalka, T.M., Bash, R.H., 2001. **“A Reduced-Scale Brake Dynamometer for Friction Characterization”**, Tribology International, vol. 34, pp. 609-615.

Santoaya, J.L., Sevil, J. Miralbés, R. **Design of a Hydraulic Front Brake Handle for Large Displacent Motorcycles**. The Manufacturing Engineering Society International Conference, MESIC 2013. Procedia Engineering (63) 84-91.

Sarip, S.B., **“Lightweight Friction Brakes for a Road Vehicle with Regenerative Braking”**. Thesis of doctorate. School of Engineering Design and Technology of the University of Bradford – England.

Serbino, E.M., **“Um Estudo dos Mecanismos de Desgaste em Disco de Freio Automotivo Ventilado de Ferro Fundido Cinzento Perlítico com Grafita Lamelar.”** Dissertação de Mestrado em Engenharia Metalúrgica e de Materiais, Universidade de São Paulo, São Paulo, 123p., 2005.

Sharp, B., 2013. **“Fading, O Inimigo do Motorista”**. Disponível em <<http://autoentusiastas.blogspot.com.br/2011/06/fading-o-inimigo-do-motorista.html>> Acessado em 29/09/2013.

Soderberg, A., Anderson, S., 2009, **“Simulation of Wear and Contact Pressure Distribution at the Pad-to-rotor interface in a Disc Brake Using General Purpose Finite Element Analysis Software”**, Science Direct – Wear 267 – p.2243-2251.

TIROVIC, M. & SARWAR, G. A. (2001) **“Design synthesis of non-symmetrically loaded high-performance disc brakes - Part 1.”** Proceedings

of the Institution of Mechanical Engineers, Part F-Journal of Rail and Rapid Transit, 101-109.

Wilson, A.J., Bowsher, G.T., 1971. “**Machine Testing for Brake Lining Classification**”, Society of Automotive Engineers, paper 710249.

Yevtushenko, A.A., Kuciej, M., Yevtushenko, O.O., 2010, “**Influence of the Pressure Fluctuations on the Temperature in Pad/disc Tribosystem**”. Science Direct – International Communications in Heat and Mass Transfer 37 – p. 978-983.

ZANGIACOMI, M.H., 2002, “**Desenvolvimento e Análise de Compósitos Reforçados com Fibras de Panox e Fibras de Aramida Utilizados em Materiais de Fricção em Freios Automotivos.**” Dissertação (mestrado em Engenharia Química), Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

Zimmer, D., 1982. “**ATE Friction Test Machine and Other Methods of Lining Screening**”. Society of Automotive Engineers, paper 820163.