

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

PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UM TRIBÔMETRO COM CONTROLE
INDEPENDENTE DA TEMPERATURA DO DISCO

por

Patric Daniel Neis

Tese para obtenção do Título de
Doutor em Engenharia

Porto Alegre, Novembro de 2012

PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UM TRIBÔMETRO COM CONTROLE
INDEPENDENTE DA TEMPERATURA DO DISCO

por

Patric Daniel Neis
Mestre em Engenharia

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

Doutor em Engenharia

Área de Concentração: Processos de Fabricação
Orientador: Prof. Dr. Ney Francisco Ferreira

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Eduardo André Perondi.....PROMEC / UFRGS

Prof. Dr. Marcos Roberto Soares.....Universidade de Caxias do Sul e Fras-le SA

Prof. Dr. Jose Daniel Biasoli de Mello.....Universidade Federal de Uberlândia

Prof. Dr. Francis H. R. França
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 23 de Novembro de 2012

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço a *Deus* por iluminar o caminho trilhado, me dando força nas horas difíceis.

Aos meus pais *Benno e Iria*, por todo apoio e amor que recebi ao longo destes anos.

A minha família, especialmente as irmãs *Vera, Sandra, Diana e Ana*.

A minha namorada *Adriana*, por toda paciência, compreensão, carinho e preocupação por mim.

Ao meu orientador *Prof. Dr. Ney Ferreira* pela ajuda, disponibilidade e paciência que teve (e continua tendo) comigo.

Ao *Prof. Dr. Patrick De Baets* da Universidade de Gent, na Bélgica, pela sua contribuição e apoio ao meu doutorado.

Ao *Prof. Dr. Heraldo*, pelas suas palavras de incentivo.

Ao *Prof. Dr. Ruben*, pela sua grande contribuição no entendimento das incertezas de medição.

RESUMO

A presente tese descreve as etapas de desenvolvimento de um equipamento (tribômetro) e metodologia de ensaio para caracterização do efeito isolado da temperatura sobre o atrito medido em materiais de fricção utilizados em freios veiculares. O projeto deste equipamento foi baseado nas funcionalidades e limitações encontradas nas principais máquinas e procedimentos de ensaio para freios automotivos. São apresentados e discutidos detalhes do projeto mecânico e de automação do tribômetro, bem como são levantadas suas incertezas de medição instrumentais e precisão. Além disso, é proposta uma nova metodologia de ensaio para caracterização do efeito isolado da temperatura sobre os resultados de atrito obtidos durante os testes. O projeto mecânico atual do tribômetro contempla recursos que contribuem para facilitar a operacionalidade do equipamento e, conseqüentemente, reduzir o tempo envolvido na etapa de preparação dos testes. São exemplos destes recursos um mecanismo de fuso e manivela, o qual é empregado para a regulação do raio de deslizamento, e um dispositivo para troca rápida da amostra a partir do ajuste de um único parafuso. O atual projeto de automação do tribômetro é composto por circuitos de controle da carga, rotação, torque e temperatura, os quais operam em malha fechada. A incerteza instrumental do sistema de medição de atrito do tribômetro é igual a $\pm 2,9\%$ do valor nominal medido, considerando a faixa típica de aplicação da máquina. Em termos de precisão, verificou-se experimentalmente que o equipamento projetado apresenta uma repetitividade de $\pm 0,013$. O projeto de automação também contemplou a ligação do tribômetro a um aquecedor indutivo. O uso da referida tecnologia em conjunto com a metodologia de ensaio proposta na presente tese mostraram-se capazes de caracterizar de forma acelerada e independente o efeito da temperatura sobre o coeficiente de atrito obtido a partir de ensaios de frenagem executados no tribômetro. Complementa o estudo ainda o desenvolvimento de uma técnica para pós-processamento dos dados relativos aos ensaios executados no tribômetro segundo a metodologia proposta. A referida técnica mostrou-se uma maneira eficiente e relativamente simples de avaliar os efeitos simultâneos da carga e da temperatura sobre o atrito.

Palavras-chave: tribômetro; freio; frenagem; atrito.

ABSTRACT

The current thesis describes the development of equipment (tribometer) and testing procedure for characterizing the isolated effect of temperature on friction measurements obtained from vehicular friction materials. The design of this equipment was based on the features and limitations found in the main machinery and testing procedures for brakes. Details about the mechanical design and automation of the tribometer are presented as well as its instrumental measurement uncertainties and precision. Besides, a new testing procedure is proposed in order to characterize the isolated effect of temperature on friction results obtained in the tests. The current mechanical design of the tribometer comprises some features that contribute to make the equipment operation ease and thus reduce its setup time. A crank and screw mechanism, which is used for adjusting the sliding radius, and a device for rapid exchange of the samples by means of a single screw are both examples of those features. The current automation design of the tribometer consists of circuits for controlling load, speed, torque and temperature, which operate in closed loop mode. The instrumental measurement uncertainty from the friction measuring system is $\pm 2,9\%$ of the nominal friction measurement, considering the typical operating range of the machine. Experimental tests performed on the tribometer showed that the repeatability (precision) of the friction measurements is $\pm 0,013$. The automation design also included the connection between the tribometer and an induction heater. The use of this technology together with the proposed testing procedure proved to be a suitable tool for characterizing the isolated effect of temperature on friction during braking tests performed on the tribometer. This work is also complemented by the development of a technique for post-processing the data related to the tests carried out in accordance with the proposed testing procedure for the tribometer. This technique proved to be an efficient and clear way to assess the simultaneous effects of load and temperature on friction measurements.

Keywords: tribometer; brake; braking; friction.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	1
2	OBJETIVO	3
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
3.1	Conceito de Tribologia	4
3.2	Importância da Tribologia.....	4
3.3	Conceito e Mecanismos de Atrito.....	6
3.4	Materiais de Fricção.....	8
3.5	Fatores que Influenciam no Desempenho dos Materiais de Fricção	9
3.5.1	A Composição Química e a Microestrutura dos Materiais de Fricção	10
3.5.2	Rugosidade do Disco	11
3.5.3	Velocidade de Deslizamento	11
3.5.4	Condição Ambiental	13
3.5.5	Pressão de Contato.....	14
3.5.6	Filme de Fricção	15
3.5.7	A Influência do Histórico Térmico e de Carga.....	16
3.5.8	Influência da Temperatura do Disco.....	17
3.6	O Estado da Arte - As Máquinas de Ensaio	18
3.6.1	Dinamômetro Inercial	19
3.6.2	Máquina Chase	21
3.6.3	FAST (Friction Assessment and Screening Test).....	22
3.6.4	Máquinas em escala	23
3.6.5	Tribômetros.....	23
3.6.6	Avaliação de um Tribômetro de Frenagem da Literatura.....	24
3.7	O Estado da Arte - Procedimentos de Ensaio	26
4	SOLUÇÕES PARA AS LIMITAÇÕES DO TRIBÔMETRO CONSTRUÍDO NO MESTRADO.....	33
4.1	Melhorias no Projeto Mecânico	33
4.2	Melhorias no Projeto de Automação e Controle.....	37
5	AS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO DO TRIBÔMETRO	55
5.1	Incerteza de Medição Instrumental da Temperatura do Disco	56
5.1.1	Método de Medição por Contato	56
5.1.2	Método de Medição Sem Contato	57
5.2	Incerteza de Medição Instrumental do Torque e da Força Normal	59
5.3	Incerteza de Medição Instrumental da Velocidade de Rotação	60
5.4	Incerteza de Medição Instrumental do Coeficiente de Atrito	61
5.5	Ajuste dos Sistemas de Medição e Circuitos de Controle	64

5.5.1	Ajuste Estático do Sistema de Medição da Temperatura	65
5.5.2	Ajuste Estático do Sistema de Medição do Torque	66
5.5.3	Ajuste Estático do Sistema de Medição da Carga	67
5.5.4	Ajuste Dinâmico do Circuito de Controle da Temperatura	69
5.5.5	Ajuste Dinâmico do Circuito de Controle do Torque.....	70
5.5.6	Ajuste Dinâmico do Circuito de Controle da Carga	72
5.6	Outras Estimativas	74
5.7	Levantamento da Repetitividade das Medidas de Atrito	77
6	METODOLOGIA DE ENSAIO NO TRIBÔMETRO	80
7	OUTROS RECURSOS DISPONIBILIZADOS PELO TRIBÔMETRO	90
7.1	Avaliação do Efeito de <i>Stick-slip</i>	90
7.2	Avaliação da Histerese no Atrito	90
7.3	Simulação de Torque ou Carga Residual entre Frenagens	92
7.4	Ensaio em Velocidade Constante.....	94
7.5	Frenagens sob Diferentes Níveis de Variação de Temperatura	94
8	CONCLUSÕES	96
9	TEMAS FUTUROS.....	97
10	REFERÊNCIAS BIBLOGRÁFICAS	99
11	PUBLICAÇÕES DO AUTOR.....	108
12	APÊNDICE A – Comparativo entre máquinas de ensaio.....	112
13	APÊNDICE B – Procedimento de ajuste dos controladores pid's	113
14	APÊNDICE C – Procedimento de preparação dos testes	114
15	APÊNDICE D – Procedimento de alinhamento do disco.....	115
16	APÊNDICE E – Metodologia de ensaio para caracterização do efeito isolado	
	da temperatura.....	116

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 – Distribuição das perdas de energia de um automóvel.....	5
Figura 3.2 - Coeficiente de atrito obtido entre uma pastilha e um disco com setores de acabamento grosseiro devido ao processo de jato de areia.	11
Figura 3.3 - Variação do atrito com a velocidade.....	12
Figura 3.4 - Efeito da velocidade sobre o atrito	13
Figura 3.5 - Evolução do atrito com a pressão de contato.....	15
Figura 3.6 - Análise de 3 etapas de ensaios executadas sob iguais condições de operação, porém com diferentes históricos de frenagem	16
Figura 3.7 - Esquema de um dinamômetro inercial	19
Figura 3.8 - Modos de operação do tribômetro investigado: (a) modo carga constante e (b) modo velocidade e torque constante	25
Figura 3.9 - Modos de operação do tribômetro do GPFAI/UFRGS: modo carga ou torque constante durante (a) ciclos de frenagens ou (b) ciclos em velocidade de arrasto constante.....	25
Figura 3.10 – Gráficos comparativos em termos de (a) coeficiente de atrito e (b) distância de frenagem entre os resultados do tribômetro investigado e de uma bancada de teste em tamanho real	26
Figura 3.11 - Curvas típicas de uma frenagem obtida na etapa de caracterização a verde, onde em (a) tem-se o torque e a pressão do cilindro atuador em relação ao tempo e em (b) tem-se o coeficiente de atrito e a rotação do disco versus tempo.	29
Figura 3.12 - Curva típica da desaceleração do disco obtida na caracterização a verde.	29
Figura 3.13 - Curvas típicas de uma frenagem obtida na etapa de <i>fade</i> , onde em (a) tem-se o torque de frenagem e a pressão do cilindro atuador em relação ao tempo e em (b) o coeficiente de atrito e a rotação do disco versus tempo.	31
Figura 3.14 - Curva típica da desaceleração do disco durante uma etapa de <i>fade</i>	32
Figura 4.1 – Vista tridimensional do tribômetro.	33
Figura 4.2 - Fotografia ilustrando a possibilidade de extração de dois corpos de prova de uma mesma pastilha de freio.	36
Figura 4.3 – Instrumentação do disco de freio para a utilização de duas pistas de atrito sobre cada uma de suas faces.	37
Figura 4.4- Sistema de medição tridimensional empregado no alinhamento dos dispositivos utilizados no projeto atual tribômetro.....	37
Figura 4.5- Curvas de força obtidas em ensaios realizados na versão do tribômetro apresentada no mestrado.....	38
Figura 4.6 - Versão do tribômetro apresentada no mestrado: efeitos de dilatação/contração térmica dos componentes da máquina sobre a medição da força	39
Figura 4.7 - Circuito de controle e medição da carga empregado no projeto atual do tribômetro.	40
Figura 4.8 - Curvas de temperatura e força obtidas a partir de um ensaio na versão atual do tribômetro, evidenciando a melhoria no sistema de controle da carga.....	41
Figura 4.9 - Circuito de controle e medição do torque de frenagem empregado na versão atual do tribômetro.	42
Figura 4.10 - Desenho das partes integrantes do transdutor de torque utilizado no tribômetro	42

Figura 4.11 - Curva de torque versus tempo, avaliada a 2000 rpm, sem aplicação de força e partindo da temperatura ambiente.	43
Figura 4.12 - Relação entre torque e rotação, obtida experimentalmente imediatamente após o procedimento de pré-aquecimento dos mancais sob a condição de 2000 rpm por 600s. .	44
Figura 4.13 - Curva de torque avaliada para diferentes níveis de desaceleração do eixo.	45
Figura 4.14 - Curva típica de <i>stick-slip</i> medido na versão atual do tribômetro.....	47
Figura 4.15 - Circuito de medição e controle e da rotação empregado na versão atual do tribômetro.	48
Figura 4.16 - Circuito de controle e medição da temperatura empregado no projeto atual do tribômetro.	49
Figura 4.17 - Sistema de aquecimento do disco por processo de indução eletromagnética: (a) aquecedor indutivo e (b) detalhe da bobina instalada sobre o disco do tribômetro.....	51
Figura 4.18 - Tribômetro comercial que emprega sistema de aquecimento do disco por meio de resistência elétrica.....	52
Figura 4.19 - Processo de aquecimento e resfriamento do disco obtidos por meio das tecnologias empregadas na versão do tribômetro apresentada no mestrado	53
Figura 4.20 - Curva de temperatura destacando período de aquecimento do disco do tribômetro por meio de indução eletromagnética.	54
Figura 5.1 – Circuito empregado no ajuste estático do sistema de medição da temperatura. ..	65
Figura 5.2 – Fotografia tirada durante a calibração do sistema de medição do torque.	66
Figura 5.3 – Curva de temperatura média obtida a partir de 3 repetições do experimento para avaliar o ajuste do controlador PID do circuito de controle da temperatura.	69
Figura 5.4 - Algumas curvas de torque obtidas experimentalmente a partir da avaliação do efeito do ajuste do circuito de controle dessa variável.	71
Figura 5.5 – Curvas de força normal obtidas a partir da execução do experimento de avaliação do efeito do ajuste dinâmico do circuito de controle da carga.	73
Figura 5.6 – Ilustração de uma curva de temperatura típica, obtida experimentalmente a partir de frenagens executadas com temperatura inicial de 100°C.....	75
Figura 5.7 - Curvas de rotação e torque, obtidas na condição de desaceleração máxima (575 rpm/s) encontrada durante o levantamento da capacidade do módulo de rotação. .	77
Figura 5.8 - Curvas de atrito médio versus número da frenagem, obtidas a partir do experimento de avaliação da repetitividade do tribômetro.....	78
Figura 5.9 - Histogramas do coeficiente de atrito determinados para a amostra semi-metálica 011, diâmetro de 24mm, avaliado entre as frenagens (a) 1 a 460 e (b) 51 a 460.	79
Figura 6.1 - Evolução da temperatura do disco a cada frenagem do ciclo de <i>fade</i> executado no dinamômetro e no tribômetro (amostra de 34 mm e disco de 6 mm, isolado).	81
Figura 6.2 - Coeficiente de atrito do ciclo de <i>fade</i> executado no dinamômetro e reproduzido no tribômetro com a amostra de 34 mm de diâmetro e disco de espessura de 6 mm, isolado.....	82
Figura 6.3 - Detalhe da transição entre dois patamares de temperatura inicial (de 100°C para 200°C) através do processo de aquecimento por indução.	84
Figura 6.4 - Dados de atrito médio referentes ao primeiro ciclo de frenagem, referentes a primeira proposta de metodologia de ensaio com o uso do aquecedor indutivo.....	85
Figura 6.5 - Dados de atrito médio obtidos para todos os ciclos de frenagens, referentes a primeira proposta de metodologia de ensaio com o uso do aquecedor indutivo.....	86
Figura 6.6 - Dados de atrito médio obtidos para todos os ciclos de frenagens, referentes a segunda proposta de metodologia de ensaio com o uso do aquecedor indutivo.	88

Figura 6.7 - Efeitos da temperatura e da carga sobre os resultados médios de atrito dos ciclos de frenagens.	89
Figura 7.1 - Tribômetro linear do tipo alternativo existente na Universidade de Ghent, na Bélgica	91
Figura 7.2 - Tipos de ondas que podem ser ajustadas para o controle da velocidade do tribômetro: (a) onda senoidal e (b) onda quadrada.	92
Figura 7.3 - Curva típica de histerese do atrito obtida pelo tribômetro do GPFAI/UFRGS.	92
Figura 7.4 - Ciclos de frenagens intercalados pela condição de carga residual de arrasto da amostra sobre o disco.	93
Figura 7.5 - Ilustração de um ensaio executado sob diferentes níveis de temperatura do disco e sob velocidade constante do disco.	94
Figura 7.6 - Curvas médias de temperatura relativas aos ensaios das seções 1, 2 e 3.	95

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Sequência de temperaturas iniciais de cada frenagem da etapa de <i>fade</i>	31
Tabela 4.1 – Esquema dos procedimentos e respectivos polinômios empregados para correção das medidas de torque do tribômetro.....	46
Tabela 5.1 – Procedimentos empregados no estudo das incertezas de medição do tribômetro.	55
Tabela 5.2 - Dados dos dispositivos envolvidos na medição da temperatura pelo método por contato de termopar.	56
Tabela 5.3 - Resultados da avaliação da incerteza de medição instrumental da temperatura, obtidos para o método por contato de termopar.	57
Tabela 5.4 - Especificação técnica dos instrumentos e dispositivos envolvidos na medição da temperatura via método sem contato.	58
Tabela 5.5 - Resultados das incertezas de medição instrumental da temperatura pelo método sem contato.	58
Tabela 5.6 – Especificações técnicas dos instrumentos e dispositivos envolvidos no processo de medição do torque e da força normal pelo tribômetro.....	59
Tabela 5.7 - Dados dos dispositivos envolvidos na medição da rotação do tribômetro.....	60
Tabela 5.8 - Incertezas de medição instrumental do atrito medido pelo tribômetro.	63
Tabela 5.9 – Resultados do experimento de ajuste estático e calibração do sistema de medição do torque.....	67
Tabela 5.10 – Resultados do experimento de ajuste dinâmico do circuito de controle da temperatura.	70
Tabela 5.11 - Parâmetros operacionais empregados no experimento para avaliar a resposta do circuito de controle do torque, após o seu ajuste.	71
Tabela 5.12 - Parâmetros operacionais empregados no experimento para avaliar a resposta do circuito de controle da carga, após o seu ajuste.....	73
Tabela 5.13 – Resultados da avaliação do efeito do ajuste do circuito de controle da carga...	74
Tabela 5.14 – Parâmetros operacionais empregados no experimento de avaliação da repetitividade das medidas de atrito do tribômetro.	78
Tabela 5.15 – Resultados de repetitividade obtidos nas medidas de atrito do tribômetro.	79
Tabela 6.1 - Configuração dos ensaios executados de acordo com a primeira proposta de metodologia de avaliação do efeito da temperatura sobre o atrito com o uso integrado do tribômetro com o aquecedor indutivo.....	84
Tabela 6.2 - Configuração dos ensaios executados de acordo com a segunda proposta de metodologia de avaliação do efeito da temperatura sobre o atrito com o uso integrado do tribômetro com o aquecedor indutivo.....	87

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

GPAI	Grupo de Projetos, Fabricação e Automação Industrial
PROMEC	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul

LISTA DE SÍMBOLOS

(Unidades no sistema internacional)

μ	coeficiente de atrito, [adm]
T	torque frenante, [Nm]
η	eficiência mecânica do sistema de freio, [adm]
P_{acion}	pressão de acionamento, [Pa]
P_0	pressão necessária para superar a força da mola de retorno e o atrito do pistão com o calíper, [Pa]
$A_{pistão}$	área do pistão, [m ²]
R_e	raio de deslizamento ou raio efetivo, [m]
$U(TK)$	incerteza de medição instrumental do sistema de medição da temperatura por termopar, [°C]
$u(k)$	incerteza associada ao termopar tipo k, [°C]
$u(ck)$	incerteza associada ao condicionador de sinal do termopar, [°C]
$u(sa)$	incerteza padrão associada à capacidade de resolução do sistema de aquisição e controle de dados, [°C]
$U(TSC)$	incerteza de medição instrumental da temperatura pelo método sem contato, [°C]
$u(p)$	incerteza associada ao pirômetro, [°C]
$U(G)$	incerteza de medição instrumental da grandeza em questão, [unidades de G]
$u(s)$	incerteza associada ao sensor, [unidades de G]
$u(c)$	incerteza associada ao condicionador ligado ao sensor, [unidades de G]
$u(sag)$	incerteza associada à capacidade de resolução do sistema de aquisição e controle de dados, [unidades de G]
$U(rot)$	incerteza de medição instrumental do sistema de medição da rotação, [rpm]
$u(e)$	incerteza associada a capacidade de resolução do encoder, [rpm]
$u(ms)$	incerteza associada à capacidade de resolução da saída do módulo analógico do inversor, [rpm]
$u(sar)$	incerteza associada à capacidade de resolução do sistema de aquisição e controle de dados, [rpm]
M	torque de frenagem, [Nm]
F_N	força normal, [N]
R	raio de deslizamento, [m]

f	função $f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$
$x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$	grandezas de entrada consideradas na função f , [unidades da grandeza]
$r(x_i, x_j)$	coeficiente de correlação entre as grandezas de entrada x_i e x_j [adimensional]
$U(\mu)$	incerteza combinada do coeficiente de atrito, [adimensional]
$u(M)$	incerteza do torque, [Nm]
$u(R)$	incerteza do raio de deslizamento, [m]
F	força normal, [N]
$u(F)$	incerteza da força normal, [N]
$u(V)$	incerteza da tensão medida a partir de um multímetro digital, [mV]
p	precisão do multímetro, [%]
V	tensão medida, [V]
d	número de dígitos menos significativos do instrumento, [adm]
R_s	resolução do multímetro, [mV]
I	inércia do sistema rotativo equivalente a inércia do veículo avaliado, [kgm ²]
ω	velocidade angular do disco de freio, cujo sub-índice i representa a velocidade inicial e o sub-índice f representa a velocidade final [rad/s].
A_p	área da pastilha (ou par de pastilhas) utilizada, [m ²]
i	inércia empregada no tribômetro, [kgm ²]
a_p	área da amostra do tribômetro, [m ²]
r	raio de deslizamento do tribômetro, [m]
α	desaceleração angular do tribômetro, [rad/s ²]
t	duração da frenagem, [s]
T_t	torque de frenagem que deve ser empregado no tribômetro, [Nm]

1 INTRODUÇÃO

Até meados da década de 50, os testes envolvendo sistemas de freio eram avaliados unicamente sobre os veículos, através de ensaios realizados em campo. Entretanto, essa metodologia implica em custos elevados devido ao tempo envolvido no processo de preparação e execução da mesma. Além disso, diferentes motoristas, variações nas condições ambientais e fatores externos, como a trafegabilidade, podem dificultar bastante as análises dos resultados durante ensaios realizados em veículo [Tsang et al., 1985; Rusnak et al., 1970; Rhee e Schwartz, 1979]. Atualmente, a maioria dos ensaios com materiais de fricção utilizados em freios automotivos tem sido realizada em bancadas de laboratórios. Testes em veículos continuam sendo importantes, porém com faixa de aplicação restrita a avaliações de ergonomia, conforto e ruído do sistema de freio bem como para confirmação de resultados observados em bancada (dinamômetro inercial) e homologação do veículo junto aos órgãos reguladores de trânsito [Müller, 2009].

A metodologia de avaliação de frenagens através de bancadas em laboratório apresenta uma série de vantagens, como facilidade de instrumentação e um controle mais preciso das variáveis envolvidas no processo de ensaio, além de um menor tempo gasto na execução dos testes e redução dos custos envolvidos [Rusnak et al., 1970; Timte, 2000].

Existem diversos tipos de máquinas com a finalidade de ensaiar materiais de fricção utilizados em freios veiculares. Conforme apontam algumas publicações [Rusnak et al., 1970; Zimmer e Teves, 1982], devido às características construtivas e tecnologias empregadas, cada máquina é especialmente indicada para um tipo específico de avaliação. A metodologia de ensaio de cada equipamento de teste é descrita por procedimentos ou normas específicas.

Entretanto, nenhum dos equipamentos descritos pela literatura é capaz de avaliar de maneira rápida e precisa o efeito exclusivo da temperatura sobre os resultados de atrito dos materiais. Em dinamômetros inerciais, essa variável é geralmente avaliada através de sucessivas aplicações dos freios, de forma a elevar a temperatura do disco numa espécie de efeito “acumulativo” de calor. Ensaios executados sobre dinamômetros são custosos, uma vez que levam dias para serem concluídos, necessitam um disco novo por procedimento e a análise dos resultados pode ser considerada relativamente complexa dada a elevada quantidade de dados que são gerados.

Outros equipamentos de ensaio, como a máquina Chase ou a FAST, podem submeter os materiais a temperaturas da ordem de 300°C ou mais. Porém, os ensaios nestas máquinas são realizados em condições de velocidade de arrasto constante da amostra sobre o disco, situação descrita no texto introdutório da norma ISO 26867, 2009, como “uma aproximação limitada para caracterização de materiais de fricção”, uma vez que a desaceleração do rotor (disco) é geralmente esperada em uma condição típica de frenagem veicular.

Com o objetivo de superar as limitações acima mencionadas e, ao mesmo tempo, possibilitar a avaliação isolada do efeito da temperatura sobre os resultados de atrito de materiais de fricção, um tribômetro foi especialmente projetado. Na presente tese, as características das principais máquinas de ensaios e procedimentos (normas) para testes de freios são descritas, com foco especial no que diz respeito as suas limitações e na forma como a questão da temperatura é abordada por esses equipamentos e metodologias. O projeto do tribômetro é também discutido no decorrer desse trabalho, bem como são apresentadas as suas incertezas de medição instrumentais e precisão. Além disso, é proposta uma nova metodologia de ensaio para caracterização do efeito da temperatura sobre o atrito obtido a partir do uso integrado do tribômetro com um aquecedor indutivo. Por último, uma técnica para pós-processamento dos dados dos ensaios é apresentada, a qual associada à metodologia de ensaio permite avaliar de maneira clara e relativamente rápida o efeito da carga e temperatura sobre o atrito medido durante os ensaios.

2 OBJETIVO

Desenvolver um equipamento para ensaiar materiais de fricção veiculares capaz de controlar separadamente a temperatura do disco, proporcionando a avaliação isolada desta variável frente aos demais parâmetros operacionais de frenagem.

Objetivos específicos

1. Estado da arte: i) identificação, com base na literatura especializada, das funcionalidades e limitações relativas às principais máquinas de ensaio para materiais de fricção, com especial atenção no que diz respeito ao controle da variável temperatura (quando houver), ii) levantamento das dificuldades relativas às principais metodologias e procedimentos de ensaio com materiais de fricção (normas), com foco particularmente voltado à forma como esses documentos abordam a questão da análise da temperatura durante os testes.
2. Apontar as limitações do tribômetro do autor construído no trabalho de mestrado e propor soluções para o seu projeto mecânico e de automação;
3. Determinação das incertezas instrumentais bem como da precisão do tribômetro projetado para a faixa de operação deste equipamento.
4. Aplicação de soluções voltadas ao desenvolvimento de uma nova metodologia de ensaios capaz de avaliar de forma acelerada e independente o efeito da temperatura no coeficiente de atrito de materiais de fricção.
5. Apontar vantagens e/ou desvantagens do equipamento e metodologia propostos.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Conceito de Tribologia

De acordo Halling, 1975, tribologia é uma palavra derivada do grego, onde “tribos” literalmente significa atrito ou fricção. Assim, a tradução literal da palavra tribologia seria o estudo ou ciência do atrito. O termo “tribology” foi utilizado pela primeira vez em 1966 durante um relatório publicado pelo Departamento de Ciência e Educação da Grã-Bretanha. Segundo este documento, que ficou conhecido como relatório de Jost [Jost, 1966], a tribologia é a ciência e tecnologia da interação entre superfícies em movimento relativo e demais questões relacionadas ao assunto e práticas. Essa ampla definição ilustra a natureza interdisciplinar do assunto. Conforme mencionam alguns autores [Glaeser et al., 1981; Moerlooze, 2010], o campo de estudo atual da tribologia está interligado a muitas áreas de conhecimento, tais como física, química, ciência dos materiais, termodinâmica, mecânica, elementos de máquinas, estática e dinâmica, metrologia, etc.

Embora a definição do termo seja relativamente recente, a humanidade já vem empregando soluções práticas relacionadas à tribologia há séculos. A invenção da roda, por exemplo, mostra claramente o interesse do homem em reduzir o atrito durante movimento [Halling, 1975]. Segundo Dowson, 1979, talvez a mais antiga evidência de tribologia date do período paleolítico, com a descoberta do fogo pelo homem a partir do calor gerado pelo atrito entre pedaços de madeira ou a partir do faiscamento resultante do choque entre pedras. O autor menciona ainda que o povo do Egito antigo empregava lubrificante a base de gordura animal nos mancais das rodas de suas carruagens.

3.2 Importância da Tribologia

A tribologia está presente em vários aspectos de nosso cotidiano, que vão desde a simples prática de esportes (escalada ou ski, por exemplo) até o ato de escovar os dentes, onde que ocorre um processo de desgaste controlado no qual se deseja limpar a sujeira e manter o esmalte dos dentes ao mesmo tempo [Halling, 1975].

Segundo Dowson, 1979, análises de quebras em máquinas mostram que muitas falhas em equipamentos domésticos, motores veiculares e máquinas em geral estão relacionadas

com interação de peças e ou superfícies (engrenagens, embreagens, freios, cames, rolamentos, mancais), ou seja, estão associados à tribologia.

A importância econômica da tribologia está no fato de que 30% da energia gerada no mundo industrial é dissipada em processos envolvendo fricção [Dowson, 1979]. Na indústria automobilística, um dos maiores desafios é, sem dúvida, a melhora no consumo de combustível, o que pode ser atingido reduzindo a energia dissipada através da fricção. De acordo com Halling, 1975, um veículo possui mais de 2000 pontos de contato tribológico, o que sugere elevado grau de dissipação térmica. Um estudo conduzido por Anderson, 1991, menciona que do total de energia liberada pela queima de combustível em um veículo, cerca de 15% é perdido pelo atrito de seus elementos mecânicos (pistões, anéis, rolamentos, transmissões, válvulas e acessórios). Um estudo atual [Holmberg et al., 2012], onde são também contabilizadas as perdas por atrito dos pneus com o solo bem como do sistema de freios, menciona que o percentual de energia dissipada pelo atrito pode chegar a até um terço da energia liberada pela queima de combustível. Hinrichs e Kleinbach, 2000, apresentam a distribuição das perdas de energia de um veículo, as quais são mostradas na Figura 3.1.



Figura 3.1 – Distribuição das perdas de energia de um automóvel [Adaptado: Hinrichs e Kleinbach, 2002].

Segundo Moerlooze, 2010, recentes avanços no campo da lubrificação bem como nas tecnologias envolvendo as superfícies tem contribuído para diminuir as perdas energéticas pelo processo de fricção. Os ganhos disso não se restringem apenas à esfera econômica, mas também ao aspecto ecológico, completa o autor.

3.3 Conceito e Mecanismos de Atrito

De acordo com Rabinowicz, 1995, atrito é a resistência ao movimento que existe quando um objeto sólido é movido tangencialmente com relação a uma superfície de contato, ou quando uma tentativa de produzir tal movimento relativo é feita. Ainda, de acordo com o autor, o atrito é expresso em termos quantitativos como uma força (força de atrito), a qual é proporcional à carga normal existente entre os corpos. Segundo Halliday et al., 1996, a partir da relação entre a força de atrito e a força normal, surge uma grandeza adimensional conhecida como coeficiente de atrito. Ainda de acordo com os autores, o coeficiente de atrito se divide em estático e dinâmico. O coeficiente de atrito estático é determinado no instante de eminência do movimento relativo entre as superfícies atritadas enquanto que o coeficiente de atrito dinâmico ocorre no instante em que há movimento relativo entre as superfícies.

Serbino, 2005, define o atrito sob o ponto de vista energético. De acordo com o autor, o atrito é um processo onde a energia cinética é convertida em outras formas de energia, como térmica, acústica, ótica, elétrica e mecânica. O balanço de energia dissipada dependerá da natureza dos corpos em contato. Ainda segundo o autor, a energia de atrito é dissipada através de deformações nas camadas superficiais por mecanismos elásticos, plásticos e viscoelásticos e/ou através de microfraturas de partículas da superfície sob cisalhamento ou uniões entre interfaces adesivas bem como sob a ação de eventual terceiro corpo (filme) presente entre as superfícies de contato.

Muitos autores vem procurando modelar o atrito e desgaste dos materiais durante frenagens, como mostram algumas publicações [Fillot et al., 2007; Osterle et al. 2001; Baleri et al., 2003]. Porém, como o atrito e o desgaste são fenômenos complexos, governados principalmente pelo chamado tribosistema (interação entre variáveis operacionais e material), ainda hoje não se tem conhecimento preciso sobre o papel de cada variável sobre os mesmos. Isso torna relativamente complexo o desenvolvimento de uma modelagem matemática capaz de englobar todos os fenômenos envolvidos no atrito e desgaste [Eriksson et al., 2002]. Acredita-se ser por esse motivo que modelos de atrito e/ou de desgaste dos materiais se limitam a descrever um dado comportamento (*stick-slip*, curva de *stribeck*, por exemplo) de um determinado material para condições bem específicas de aplicação. Na presente tese, não serão descritos modelos matemáticos para o atrito ou desgaste, uma vez que o foco deste

trabalho é desenvolver uma ferramenta (tribômetro) capaz de ser empregada em futuros estudos para o entendimento dos mecanismos e fundamentos da tribologia associada a freios.

Pouco avanço no campo da tribologia ocorreu até a existência de Leonardo da Vinci (1452-1519), que foi quem primeiro postulou uma aproximação científica para o atrito. Ele reconheceu que a força de fricção é proporcional à carga normal aplicada. A Revolução Industrial (por volta do ano de 1700) impulsionou avanços importantes na tribologia por causa do crescente desenvolvimento de novas máquinas e equipamentos industriais [Halling, 1975]. Além disso, durante este período houve aumento do interesse pelo processo de fricção sob condições não lubrificadas. Isso ocorreu devido a questões relacionadas aos sistemas de freios e à tração entre o trilho e a roda das locomotivas recém criadas. Foi nessa época que surgiram os rolamentos de esferas, que são componentes largamente difundidos atualmente [Dowson, 1979].

Na segunda metade do século XVIII, Charles Augustin Coulomb estabelece uma clara distinção entre o coeficiente de atrito estático e dinâmico ou cinético. Neste estudo, Coulomb também postulou que o coeficiente de atrito independe da velocidade [Mäki, 2005]. Em um segundo momento, porém, Coulomb percebeu que a força de atrito não é apenas uma componente constante em módulo quando se inicia o movimento, mas uma componente que varia com a velocidade [Armstrong, 1988].

Apesar de Coulomb já ter observado uma relação entre o coeficiente de atrito estático e o tempo de aderência entre as superfícies antes de iniciar o deslizamento entre as superfícies, a base teórica que fundamenta tal fenômeno é encontrada em recentes publicações [Dieterich e Kilgore, 1994; Moerlooze, 2010]. De acordo com os referidos estudos, para a situação estacionária, com o tempo, há um maior fortalecimento entre as junções que, junto da relaxação plástica da carga em contato, resulta no aumento da área real de contato entre as superfícies, o que leva ao aumento do coeficiente de atrito estático.

Segundo Al-Bender e Swevers, 2008, o regime de deslizamento é caracterizado por um contínuo processo de formação e quebra dos pontos de contato tal que a força de atrito torna-se predominantemente uma função da velocidade de escorregamento relativa entre os corpos. Conforme a literatura [Al-Bender e Swevers, 2008; Serbino, 2005], os mecanismos físicos que explicam a força de fricção quando duas superfícies deslizam uma sobre a outra com movimento relativo são:

a) Adesão: refere-se à força tangencial ou força de cisalhamento que surge quando as superfícies estão relativamente próximas uma da outra. Assim, forças de ligação metálicas e covalentes são consideradas bem como forças de Van der Waals.

b) Deformação: surgem forças decorrentes das deformações geométricas que ocorrem entre as asperezas das superfícies quando as mesmas passam umas sobre as outras.

Os autores mencionam ser muito difícil de mensurar a esfera de abrangência de cada um destes fenômenos no resultado global da força de atrito. A interação dinâmica entre esses mecanismos explica o complexo comportamento do coeficiente de atrito.

3.4 Materiais de Fricção

De acordo com Rhee et al., 1991, os engenheiros utilizam uma variedade de materiais para maximizar o desempenho dos freios em todas as condições de aplicação, comumente combinando de 5 a 20 diferentes ingredientes para formar um material de fricção.

Ostermeyer e Müller, 2008, expõem as dificuldades em determinar uma composição adequada para atender aos principais requisitos de pastilhas e lonas de freio, a saber: estabilidade do coeficiente de atrito (pouca perda de atrito com a temperatura), não variação de comportamento em condições constantes, taxas mínimas de desgaste do material de atrito (pastilhas e lonas) e das pistas de frenagem (disco e tambor), mínima quantidade de liberação de resíduos, estabilidade contra geração de ruído e vibrações. Blau, 2001, acrescenta a essa lista de requisitos a necessidade de alta resistência à corrosão e baixo peso dos materiais de fricção. Hee e Filip, 2005, completam o raciocínio apontando que materiais de fricção precisam também ser compatíveis com o material do rotor a fim de reduzir desgaste, ruído e vibração durante a frenagem.

Diante disso, não é difícil perceber a complexidade envolvida na busca de uma composição de material de fricção que atenda aos inúmeros requisitos dos fabricantes. Além disso, conforme observa Blau, 2001, o desempenho de um freio é não somente afetado pelos materiais e sistema, mas também pela forma de condução do motorista, estado de regulagem do sistema de freios, condição do veículo e ambiente sobre o qual o mesmo é conduzido.

Quanto à classificação, materiais de fricção para utilização em freios geralmente seguem duas categorias, orgânicos ou semi-metálicos [Eriksson e Jacobson, 2000; Engberg, 1995]. Na pastilha semi-metálica há carga maior de compostos metálicos (fibras de aço) em sua formulação, podendo chegar a índices de até 50% [Eriksson e Jacobson, 2000]. Pastilhas

produzidas a partir de materiais semi-metálicos são visivelmente diferentes das orgânicas, pois são mais ásperas, possuem uma coloração mais escura, sendo ainda possível observar fibras metálicas na sua superfície. Por possuírem boas propriedades de dissipação do calor, as pastilhas semi-metálicas são largamente empregadas em aplicações mais severas, como em veículos grandes e esportivos [Engberg, 1995].

Por outro lado, as pastilhas orgânicas possuem uma textura mais lisa e uma tonalidade mais clara. São largamente aplicadas em veículos leves [Engberg, 1995]. Pastilhas orgânicas são mais macias do que as semi-metálicas, proporcionando um maior contato com o disco, diminuindo o coeficiente de atrito e aumentando a vida útil dos discos. São utilizadas em mercados que priorizam o conforto da operação de frenagem, como por exemplo, o mercado americano [Birch, 1999].

Quanto aos discos e tambores de freios, de acordo com Blau, 2001, estes componentes são tipicamente produzidos a partir de ferro fundido cinzento com grafite tipo A (flocos com distribuição uniforme e de orientação aleatória) sob uma matriz perlítica com baixo conteúdo de ferrita e carbono.

Com relação à durabilidade, pastilhas de freios precisam ser substituídas entre 16 000 até 80 000 km, dependendo do tipo de material, terreno e forma de condução do veículo. As pastilhas podem ser adquiridas como peça original do fabricante automotivo ou ainda no mercado de reposição. Geralmente, ambos os tipos de produtos são produzidos pelo mesmo fabricante, sendo que as peças do mercado de reposição são etiquetadas com a marca do fabricante do material de fricção enquanto que as originais levam a marca da indústria automotiva. Porém, o fabricante automotivo costuma especificar a formulação de suas pastilhas originais, enquanto que as peças que vão para o mercado de reposição, via de regra, possuem maior liberdade quanto a sua composição química [Engberg, 1995].

3.5 Fatores que Influenciam no Desempenho dos Materiais de Fricção

Conforme previamente discutido na dissertação de mestrado do autor da presente tese [Neis, 2008], as variáveis que influenciam no desempenho (atrito e desgaste) dos materiais de fricção utilizados em freios são a composição química e microestrutura tanto do disco quanto da pastilha, a velocidade de deslizamento, a pressão de contato, o filme de fricção, o histórico térmico e de carga do material e a temperatura do disco. No levantamento (revisão da literatura) feito na presente tese, foram ainda acrescentadas duas novas variáveis. São elas: a

rugosidade do disco e as condições ambientais de realização dos testes. A seguir, todos esses fatores são individualmente abordados. Convém observar que, experimentalmente, apenas o parâmetro da temperatura do disco é avaliado por meio de ensaios no decorrer deste trabalho.

3.5.1 A Composição Química e a Microestrutura dos Materiais de Fricção

O papel de cada ingrediente que compõe uma pastilha e/ou um disco é tema de grande interesse por parte dos fabricantes de materiais de fricção, uma vez que o aumento da potência dos motores dos veículos tem exigido maior desempenho e eficiência por parte dos sistemas de freio.

No estudo conduzido por Bhabani e Bijwe, 2006, foi verificado, através de ensaios realizados em um equipamento para teste de freios em escala, que a variação exclusiva da natureza (tipo) da fibra orgânica que compõe um material de fricção exerce considerável influência sobre a magnitude do coeficiente de atrito bem como sobre a resistência oferecida ao desgaste. Kim e Jang, 2000, por sua vez, em seus experimentos executados em uma bancada, fixaram o tipo de fibra (aramida) e variaram apenas o seu percentual. Os autores concluíram que houve uma melhora significativa na estabilidade do coeficiente de atrito à medida que se aumentou a quantidade da fibra contida na amostra.

Coyle et. al., 1983, realizaram um estudo com discos de freio de diferentes proporções de C, Si, Mn, P e Ti e com variações dos parâmetros do processo: taxas de resfriamento e solidificação. Os autores concluíram que é possível alterar o desempenho do sistema de freio através de alterações químicas e microestruturais do rotor.

Não restam dúvidas de que, ambos os fatores, a composição química e a microestrutura dos materiais atritados (pastilha e disco), exercem influência direta sobre o atrito e o desgaste, conforme discutido nesta subseção. Porém, de acordo com Kim e Jang, 2000, um número limitado de estudos sobre o papel exato de cada componente químico sobre o desempenho de um processo de frenagem pode ser encontrado. Por isso, pode-se afirmar que ainda existe muito a ser pesquisado sobre o assunto, principalmente se for levado em conta a diversidade de componentes químicos que podem ser utilizados no processo de fabricação de pastilhas e lonas de freios - aproximadamente 150, segundo Kim e Jang, 2000.

3.5.2 Rugosidade do Disco

Um estudo conduzido por Bergman et al., 1999, comparou o atrito gerado por um disco de freio com acabamento superficial “original” com os resultados obtidos a partir de um disco rugoso, previamente submetido a processo de jato de areia. Esse último disco, ao ser atritado com uma pastilha de freio do tipo orgânica em uma bancada montada com o conjunto do sistema de freio e suspensão dianteira de um veículo comercial, gerou um coeficiente de atrito médio de 0,3. Já, o disco na condição de acabamento superficial “original”, gerou um coeficiente de atrito médio de 0,6 em um ensaio semelhante executado sobre a mesma bancada. Os autores do estudo explicam que a presença de micro “buracos” sobre a superfície do disco que passou pelo processo de jato de areia diminui a área de contato, o que causa a redução no coeficiente de atrito. Stoeterau, 2004, também afirma que superfícies muito lisas tendem a apresentar coeficientes de atrito elevados por causa do aumento da área de contato.

Em outra publicação [Eriksson et al., 2002], os autores submetem apenas um setor do disco ao processo de jato de areia. Durante ensaios executados sob uma rotação constante de 0,22 rpm em uma bancada para teste de freios, é observado que o coeficiente de atrito cai a cada passagem da pastilha sobre o referido setor, sendo restabelecido ao patamar inicial imediatamente após terminada a passagem pela seção jateada do disco (Figura 3.2).

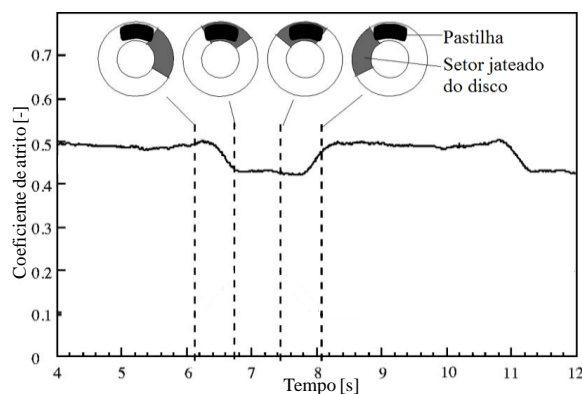


Figura 3.2 - Coeficiente de atrito obtido entre uma pastilha e um disco com setores de acabamento grosseiro devido ao processo de jato de areia [Adaptado: Eriksson et al., 2002].

3.5.3 Velocidade de Deslizamento

Conforme Rabinowicz, 1995, no processo de fricção de metal contra metal, o coeficiente de atrito modifica-se apenas alguns pontos percentuais quando a velocidade é

aumentada de um fator de 10. Assim, para uma faixa de velocidade que abrange um fator de 10^{10} (razão entre a maior e menor velocidades), o coeficiente de atrito varia não mais do que um fator de 2.

Em testes de frenagem reproduzidos em um tribômetro em escala reduzida, Desplanques et al., 2007, verificaram a influência da velocidade de deslizamento de uma pastilha de freio sobre um disco. Seus estudos mostram que em velocidades mais baixas há um rápido aumento da magnitude do coeficiente de atrito (Figura 3.3). Os materiais do disco e pastilha empregados neste experimento são provenientes de um sistema de freio de trem utilizado na europa. Convém destacar que os picos localizados que aparecem no sinal medido de atrito podem ser atribuídos, dentre outros fatores, ao efeito de ressonância do sistema sobre as medidas feitas pelo transdutor de força, conforme menciona um relatório técnico emitido por um fabricante de máquinas de ensaio [Plint, 2012b]. Ainda de acordo com o referido relatório, é comum a aplicação de filtros com o objetivo de atenuar as flutuações do sinal medido. Godfrey, 1995, realizou um estudo específico para verificação e entendimento destes picos, tratados pelo autor como “instabilidade e oscilações do coeficiente de atrito”. O autor conclui que esses efeitos são função da rugosidade do disco e também da própria natureza do material de fricção. Ainda segundo o estudo, materiais que liberam grande quantidade de resíduos e fragmentos também são aqueles que possuem maiores amplitudes de oscilação no sinal de atrito medido. Por último, o referido estudo conclui que o atrito deve ser expresso não como um simples ponto, mas como uma faixa de valores para uma dada condição.

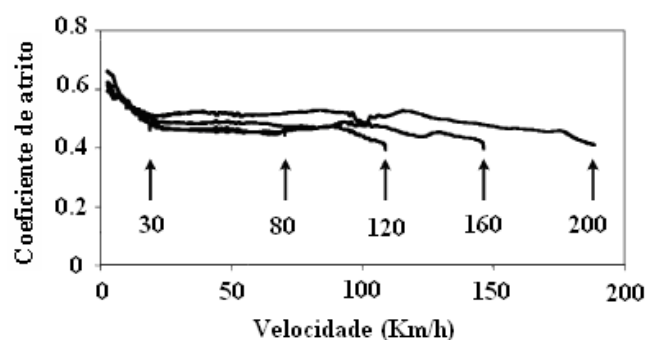


Figura 3.3 - Variação do atrito com a velocidade [Adaptado: Desplanques et al., 2007].

Resultado aproximado ao de Desplanques et al., 2007, é também observado por Blau e McLaughlin, 2003. Esses autores realizaram testes atraindo uma amostra de 12,7 x 12,7 mm (pertencente a um caminhão comercial dos Estados Unidos) sobre um disco em uma máquina

de ensaio em escala reduzida. Perceberam haver uma tendência de queda do coeficiente de atrito com o aumento da velocidade de deslizamento sob a condição de velocidade constante (duração de cada ensaio é igual 30s).

Wilson e Bowsher, 1971, verificaram que, sob as mesmas condições de temperatura e pressão, uma variação de $\pm 23\%$ na velocidade, correspondente à diferença entre o raio de deslizamento mínimo e máximo do corpo de prova avaliado pelos autores (materiais de atrito de composição A, B e C) em um equipamento em escala reduzida, não produz variação significativa do coeficiente de atrito (Figura 3.4).

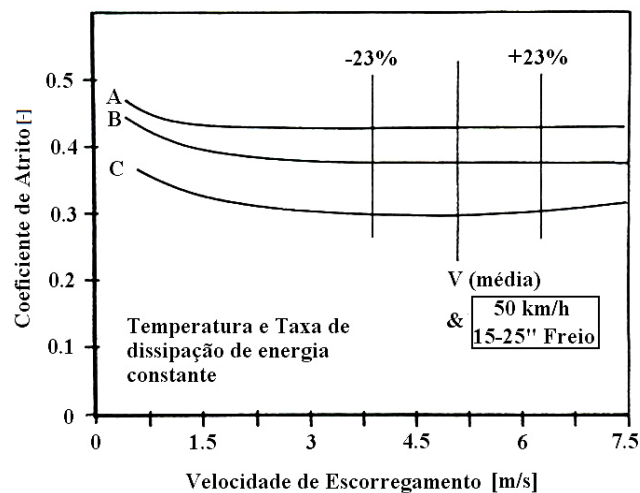


Figura 3.4 - Efeito da velocidade sobre o atrito [Adaptado: Wilson e Bowsher, 1971].

3.5.4 Condição Ambiental

Grochowicz et al., 2011, investigaram a influência das condições ambientais sobre a variabilidade dos resultados de coeficiente de atrito medido em frenagens executadas em dinamômetro. Foram experimentadas duas situações extremas: $5\pm 2^{\circ}\text{C}$ com $50\pm 5\%$ de umidade relativa e $30\pm 2^{\circ}\text{C}$ com $80\pm 5\%$ de umidade relativa. Os testes foram executados segundo o procedimento de ensaio ISO 26867, 2009. Visando a um resultado preciso, as amostras (disco e pastilha) empregadas neste estudo foram provenientes do mesmo lote de produção. Os autores concluem que as condições ambientais causam influência significativa sobre os resultados de atrito quando pelo menos uma das duas situações descritas a seguir é satisfeita:

i) quando, durante as frenagens, a temperatura inicial do disco é menor do que 100°C, como no caso da etapa chamada de “Cold” do procedimento ISO 26867, 2009, em que uma das frenagens é executada a 40°C;

ii) quando, durante as frenagens, apesar da temperatura inicial do disco ser maior de 100°C, a combinação dos parâmetros de pressão e velocidade é relativamente “branda”. Exemplo disso é a etapa “Low V/P” indicada pela norma ISO 26867, 2009, onde que a velocidade inicial e a pressão hidráulica empregadas sobre o sistema não ultrapassam, respectivamente, 20 km/h e 2 MPa, em 4 das 6 frenagens desta etapa. Convém observar que em uma condição de frenagem típica, a pressão hidráulica e a velocidade empregadas são de, respectivamente, 3 MPa e 80 km/h, como ocorre na etapa de “caracterização”, presente nos procedimentos de ensaio AK-Master, 1998, e ISO 26867, 2009.

Com base no estudo acima mencionado, pode-se concluir que um controle rigoroso sobre as condições ambientais de realização dos testes deixa de ser um requisito importante para assegurar a repetitividade dos resultados de atrito caso os parâmetros operacionais empregados possuam magnitudes superiores aos valores indicados pelas etapas “LOW V/P” e “Cold” do procedimento de ensaio ISO 26867, 2009. Na prática, isso significa que, a fim de minimizar a influência das condições ambientais sobre os resultados dos ensaios, a velocidade, a pressão hidráulica e a temperatura devem possuir magnitudes consideravelmente superiores a, respectivamente, 20 km/h, 2 MPa e 100°C (valores expressos com relação a ensaios em dinamômetros).

3.5.5 Pressão de Contato

É consenso entre os autores que a carga normal parece agir no sentido da diminuição do coeficiente de atrito [Ostermeyer, 2003; Desplanques et al., 2007], embora não seja claro ainda como isso ocorre. A Figura 3.5 mostra o efeito da pressão de contato sobre o coeficiente de atrito para uma pastilha utilizada em sistemas de freio de trem, a qual foi avaliada num tribômetro de frenagem em escala reduzida [Desplanques et al., 2007]. Da mesma forma que ocorreu com os resultados mostrados na Figura 3.3, o gráfico da Figura 3.5 também apresenta picos localizados no sinal medido. Conforme explicado na subseção 3.5.3, esses efeitos podem ser atribuídos principalmente pela rugosidade do disco, pela ressonância do sistema de medição da carga e também da própria natureza do material de fricção.

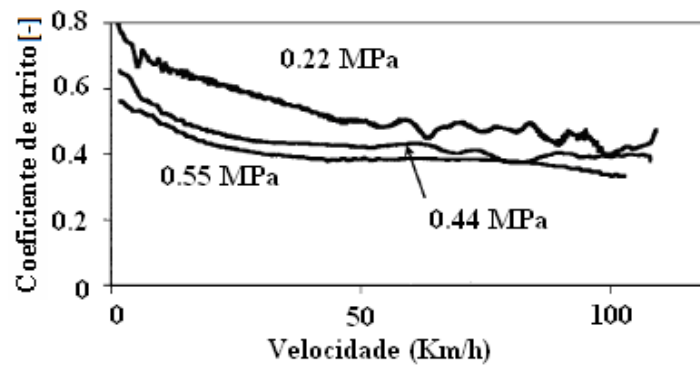


Figura 3.5 - Evolução do atrito com a pressão de contato [Adaptado: Desplanques et al., 2007].

3.5.6 Filme de Fricção

Segundo Fillot et al., 2007, o conceito de filme de fricção ou terceiro corpo foi introduzido por Godet em 1970 para identificar a interface entre dois sólidos postos em contato. Esse meio pode ser injetado artificialmente, como no caso dos óleos e outros tipos de lubrificantes ou, na condição de superfícies secas, pode ser o resultado do arrancamento de material das superfícies atritadas.

O filme é o produto de uma complexa interação mecânica e química, que pode variar no tempo, com o tipo de material e ainda de acordo com as condições de velocidade, temperatura e pressão impostas [Hee e Filip, 2005]. Além disso, a rugosidade dos materiais atritados [Langlade et al., 1994] bem como o histórico térmico e de carga [Bode e Ostermeyer, 2009] também desempenham um papel importante sobre as características do terceiro corpo. Daí a grande dificuldade em prever o desempenho e o comportamento do atrito de um material de fricção [Hee e Filip, 2005].

Quanto à composição química do filme de fricção, ela é diferente da composição original do disco e da pastilha, conforme aponta um estudo conduzido por Biswas, 2000. Essa observação também foi verificada por Osterle et al., 2007, através da técnica de microscopia eletrônica sobre disco e pastilha durante ensaios de frenagens executados em dinamômetro inercial.

Algumas publicações [Ostermeyer e Müller, 2008; Langlade et al., 1994] indicam que a estabilização da magnitude do coeficiente de atrito durante um processo de deslizamento entre duas superfícies está diretamente ligada à dinâmica do filme de fricção. Essa é uma

observação importante na medida em que, conforme apontam alguns autores [Ostermeyer e Müller, 2008; Blau, 2001], a estabilidade do atrito é um efeito desejável para os materiais de fricção utilizados em freios.

3.5.7 A Influência do Histórico Térmico e de Carga

Bode e Ostermeyer, 2009, avaliaram o efeito do histórico térmico e de carga sobre o comportamento do atrito. Para isso, 3 etapas (Figura 3.6) do procedimento de ensaio AK-Master, 1998, executadas em um dinamômetro inercial sob iguais condições de velocidade e pressão, porém com diferentes históricos térmicos e de carga, são avaliadas. A pressão hidráulica empregada é de 3 MPa e a faixa de velocidade de frenagem vai de 80 a 30 km/h. Os autores concluem que os resultados de coeficiente de atrito diferem significativamente entre as 3 etapas devido a mudanças do filme de fricção, o qual se modifica dinamicamente a medida que o histórico térmico e de carga das frenagens a que o material foi sujeito também vai se alterando.

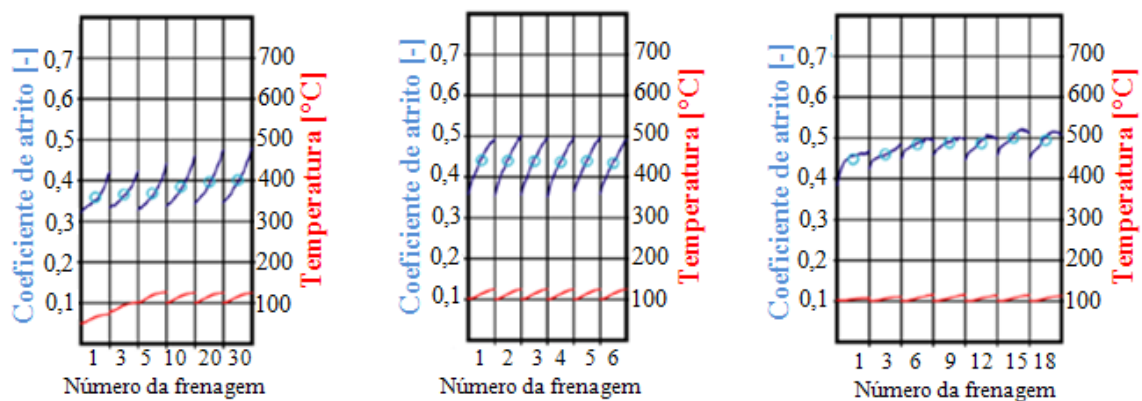


Figura 3.6 - Análise de 3 etapas de ensaios executadas sob iguais condições de operação, porém com diferentes históricos de frenagens [Adaptado: Bode e Ostermeyer, 2009].

Neuman et.al., 1983, destacam que um bom exemplo de efeito do histórico térmico e de carga é a recuperação do atrito que ocorre logo após a execução do ensaio onde os materiais são submetidos a elevadas temperaturas (etapa de *fade*). Segundo o autor, as razões para essas mudanças são diversas e incluem a cura adicional do material (a maioria dos

materiais não saem 100% curados do fabricante), alterações químicas (reversíveis e irreversíveis) e vaporização de componentes voláteis.

Ostermeyer, 2003, afirma que o histórico de utilização da pastilha determina o estado atual da área de contato a nível microscópico e, por consequência, o valor atual do coeficiente de atrito.

3.5.8 Influência da Temperatura do Disco

Segundo Limpert, 1999, um problema comum que ocorre com os sistemas de freio quando atingem temperaturas elevadas (acima de 300°C) é o efeito de *fade*, isto é, a redução do coeficiente de atrito com o aumento da temperatura durante a frenagem. O *fade* é mais crítico em sistemas de freio a tambor do que a disco, uma vez que nesses sistemas ocorre a combinação da perda das propriedades de fricção do material de atrito (lona) com o efeito da dilatação do tambor em elevadas temperaturas (*fade* mecânico). O autor salienta que, durante o efeito de *fade* em sistemas a tambor, é necessário um aumento de 30 a 40% no curso do pedal de freio para a aplicação de um torque frenante equivalente às condições normais de operação.

Conforme Rhee e Schwartz, 1979, a taxa de desgaste dos materiais de fricção se mantém razoavelmente constante em relação à temperatura do rotor até aproximadamente 220°C. A partir daí, a taxa aumenta exponencialmente. O desgaste a baixas temperaturas (menores de 220°C), conforme Rhee e Schwartz, 1979, é atribuído essencialmente aos mecanismos de desgaste abrasivo e adesivo, enquanto que em altas temperaturas se deve à decomposição dos ingredientes poliméricos presentes nos materiais de fricção. Conclusão semelhante é também estabelecida por Bulthé et al., 2008, cujo estudo aborda também a relação entre a temperatura e o coeficiente de atrito. Através da análise de emissão dos gases (H₂O e CO₂) resultantes do processo de fricção, os autores do referido estudo verificaram que, especialmente a partir dos 300°C, ocorrem transformações químicas importantes, como a degradação da resina fenólica do material compósito. É observada perda significativa de atrito nesta situação, efeito que tende a ser reduzido ou até desaparecer após o material de fricção ser submetido repetidas vezes a temperaturas elevadas (entenda-se maiores do que 300°C).

Segundo Blau e McLaughlin, 2003, em altas temperaturas, a taxa de formação de óxidos metálicos é maior nas pastilhas. Certos óxidos metálicos têm características

lubrificantes e podem contribuir para a redução do coeficiente de atrito entre a pastilha e disco.

Como se pode observar pelo exposto acima, a alta temperatura pode afetar significativamente o desempenho de um sistema de freios, tanto em um sistema de freios a disco quanto a tambor. Assim, há um compromisso dos fabricantes no sentido de desenvolver materiais resistentes a elevadas temperaturas, bem como, de projetar sistemas de freio mais eficientes do ponto de vista da dissipação do calor.

3.6 O Estado da Arte - As Máquinas de Ensaaios

A metodologia de avaliação de frenagens através de bancadas em laboratório apresenta uma série de vantagens sobre ensaios de campo realizados com veículos. A literatura [Rusnak et al., 1970; Timte, 2000] cita como vantagens dos ensaios realizados em laboratório a maior facilidade de instrumentação, o controle mais preciso das condições dos ensaios, o menor tempo envolvido com a execução dos testes e a redução dos custos operacionais.

Neste contexto, Timte, 2000, exemplifica uma situação muito comum que acontece durante a fase de finalização de um projeto de um sistema de freios para um veículo em desenvolvimento. De acordo com o autor, frequentemente ocorrem alterações em alguns componentes da suspensão ou mesmo da distribuição de massa sobre o automóvel, as quais requerem modificações do projeto do sistema de freios. Dessa forma, pondera o autor, é mais fácil e econômico rodar novamente um ensaio em um dinamômetro para freios, que tipicamente leva 1 ou 2 dias, do que executar outra vez um ensaio em veículo, cujo processo pode durar de 10 a 20 dias.

Existem diversos tipos de máquinas com a finalidade de ensaiar materiais de fricção utilizados em freios veiculares. Conforme apontam algumas publicações [Rusnak et al., 1970; Zimmer e Teves, 1982], devido às características construtivas e tecnologias empregadas, cada máquina é indicada para um tipo específico de avaliação, como o controle de qualidade ou para pesquisa e desenvolvimento, por exemplo. O procedimento de ensaio de cada equipamento de teste é descrito por procedimentos ou normas específicas.

A seguir, são apresentadas as principais máquinas de ensaios encontradas na literatura, com especial atenção a aspectos que dizem respeito aos dispositivos e tecnologias envolvidas no controle da temperatura (quando houver) bem como nas limitações de cada equipamento.

3.6.1 Dinamômetro Inercial

O equipamento mais utilizado para avaliar materiais de fricção de freios durante o desenvolvimento de novos sistemas de freios é o dinamômetro inercial [Zimmer e Teves, 1982; Agudelo e Ferro, 2005; Timte, 2000]. Construtivamente, essa máquina consiste basicamente de discos de inércia conectados a um eixo girante, sobre o qual de um lado é montado o rotor do freio (disco ou tambor) enquanto na outra extremidade do eixo está ligado o motor elétrico (Figura 3.7). Os ensaios em dinamômetro inercial são realizados com o próprio sistema de freio original do veículo (cáliper ou tambor) montado sobre o equipamento.

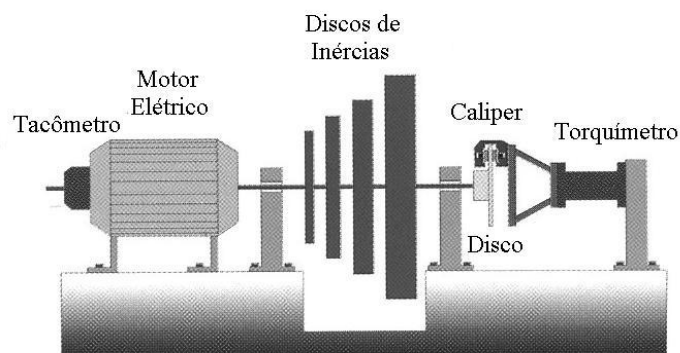


Figura 3.7 - Esquema de um dinamômetro inercial [Haynes, 1999].

Tipicamente, um dinamômetro inercial pode funcionar em modo inercial ou em modo de velocidade (também chamado de arrasto) constante. No modo inercial, o motor provoca uma velocidade rotacional no rotor até o momento em que a frenagem começa, quando o motor se desacopla do eixo, deixando que o sistema de freio absorva a energia cinética. A inércia rotacional do eixo pode ser variada através da configuração de diferentes discos de inércia, de modo a igualar a massa inercial de um veículo específico. Por isso, esse modo é o que melhor representa as condições que ocorrem nos veículos durante as frenagens. No modo de arrasto constante, o motor fica ligado e opera sob velocidade constante enquanto o freio é atuado.

Os principais parâmetros medidos durante as frenagens em dinamômetro são: a pressão de acionamento, o torque frenante e a rotação do disco. A medida de atrito é determinada indiretamente, a partir dos dados de torque frenante, pressão de acionamento,

eficiência mecânica do sistema e de dados geométricos do cáliper, conforme mostra a Equação 3.1 [Dohle et al., 2006].

$$\mu = \frac{T}{2\eta (P_{acion} - P_0) A_{pistão} R_e} \quad (3.1)$$

onde μ é o coeficiente de atrito [adm], T é o torque frenante [Nm], η é a eficiência mecânica do sistema de freio (valor tabelado), P_{acion} é a pressão de acionamento [Pa], P_0 é a pressão necessária para superar a força da mola de retorno e o atrito do pistão com o cáliper [Pa], $A_{pistão}$ é a área do pistão [m²] e R_e é o raio de deslizamento, muitas vezes chamado de raio efetivo [m].

Em consulta a dados informados no portal de internet de um fabricante [Link Engineering Company, 2011b], verificou-se que modelos mais sofisticados de dinamômetros inerciais possuem ainda controle da umidade relativa do ar que é soprado sobre os freios e/ou possuem câmara de resfriamento, capaz de reduzir a temperatura do ar soprado a até 20°C negativos.

Outro recurso também observado em alguns modelos de dinamômetros, conforme observado em um exemplar existente no laboratório de ensaios de um fabricante de materiais de fricção do Brasil, é a determinação do valor da inércia efetiva (real) via programa computacional. Através da comparação do valor da inércia determinada virtualmente com a inércia efetivamente montada sobre o eixo do equipamento, pode-se conhecer o nível das perdas apresentadas pela máquina devido ao atrito dos mancais, rolamentos, entre outros.

Diversos estudos [Neumann et al., 1983, Rhee e Schwartz, 1979; Preston e Forthofer, 1971] apontam que o dinamômetro inercial é o equipamento que melhor simula as condições reais dos sistemas de freios veiculares quanto às suas características de desempenho e durabilidade. Por outro lado, Neuman et al., 1983, afirmam que esse equipamento não é capaz de avaliar as características do material de atrito isoladamente, mas apenas o desempenho de todo o conjunto ou sistema de freio. Conforme Sanders et al., 2001, testes em dinamômetro são descritos como “*hardware-dependentes*”, uma vez que efeitos como a deflexão do cáliper e de elementos de fixação do freio exercem influência significativa sobre os resultados dos ensaios. Dessa maneira, um resultado de ensaio em dinamômetro é válido exclusivamente para um dado conjunto (pastilha e cáliper) de freio, particularidade também constatada por Kruze, 2009. O elevado custo para aquisição de um dinamômetro inercial é apontado por

Preston e Forthfer, 1971, como sua principal desvantagem. Outra limitação do dinamômetro inercial diz respeito à possibilidade da ocorrência de torque residual de arrasto da amostra sobre o disco no período de resfriamento (entre as frenagens). A falta de controle sobre essa condição leva a variabilidades consideráveis nos resultados de atrito e desgaste obtidos por essa máquina, conforme apontam Grochowicz et al., 2011.

No que se refere às normas para teste de freios em dinamômetros inerciais, segundo dados de um fabricante [Link Engineering Company, 2011a], esse equipamento é indicado para cumprir procedimentos de ensaio aceitos mundialmente, os quais são protocolos utilizados pela GM, Ford Motor Co, DCX, TRW, Bosch, FMO, Toyota e Honda.

Embora alguns autores apontem que através de dinamômetros é possível avaliar, dentre outros fenômenos, o efeito da temperatura sobre os resultados de atrito dos ensaios [Zimmer e Teves, 1982; Timte, 2000], essas máquinas não contemplam sistema ou tecnologia dedicada ao controle do aquecimento do disco durante o processo de frenagem. Em dinamômetros, o efeito da temperatura é geralmente avaliado através de sucessivas aplicações dos freios, executadas uma a uma, aumentando a temperatura numa espécie de efeito “acumulativo”. Contudo, a variável temperatura do disco ou da pastilha é apenas medida e não controlada.

3.6.2 Máquina Chase

O funcionamento da máquina Chase está baseado em pressionar um corpo de prova com dimensões 25,4 mm x 25,4 mm (ou 1 pol²) contra um tambor de freio, cujo raio de escorregamento é de aproximadamente 279 mm.

O teste da máquina Chase é descrito no procedimento SAE J661 - *Brake Lining Quality Test Procedure*. Segundo Blau, 2001, essa norma é utilizada nos Estados Unidos para produzir o valor de coeficiente de atrito que é estampado, na forma de código, nas pastilhas e lonas de reposição comercializadas naquele país. O autor pondera, porém, que essa prática tem caído em desuso nos últimos anos sob o argumento de que o comportamento do atrito não depende somente da composição do material de fricção como também do sistema mecânico utilizado e do histórico térmico e de carga a que o material foi submetido. Tsang et al., 1985, afirmam que os resultados da Chase devem ser interpretados com cautela, uma vez que podem não retratar precisamente as condições reais que ocorrem nos veículos durante as frenagens.

Na Chase, a temperatura do tambor de freio é controlada por meio de um sistema composto por resistências elétricas e soprador de ar, os quais aquecem e resfriam o rotor, respectivamente. Porém, essa máquina opera apenas sob velocidade constante do disco, situação apontada pela norma internacional para testes em dinamômetro ISO 26867 como uma aproximação de uma condição real de frenagem veicular.

Segundo pesquisa feita entre os principais fabricantes da máquina Chase [Link Engineering Company, 2011c; Greening Incorporated, 2008], modelos atuais deste equipamento são capazes de produzir uma carga normal de até 2670 N, uma velocidade de rotação de até 1200 rpm bem como uma temperatura máxima de 540°C no tambor. Porém, para estes modelos específicos, o fabricante não menciona o tempo necessário para submeter o tambor a esse patamar de temperatura.

Detalhes construtivos e mecânicos da máquina Chase podem ser verificados no trabalho de dissertação de mestrado do autor da presente tese [Neis, 2008].

3.6.3 FAST (Friction Assessment and Screening Test)

Segundo Blau, 2001, a máquina FAST (*Friction Assessment and Screening Test*) foi introduzida na metade da década de 60 pela Ford Motor como um equipamento voltado para o controle de qualidade de materiais de fricção. Conforme dados da norma NBR 7813, 1998, para a FAST é indicada a utilização de um corpo de prova com dimensões de 12,7 mm x 12,7 mm, o qual é pressionado contra um disco (ao invés de um tambor, como na Chase) de 179,3 mm de diâmetro e espessura de 38,10 mm. O raio de escorregamento é de 76,2 mm (3 pol). Porém, de acordo com Blau, 2001, resultados de ensaios obtidos a partir dessa máquina podem apontar tendência à perda de atrito por temperatura (*fade*) em um dado material, cujo efeito pode não ocorrer quando um ensaio equivalente é executado em dinamômetro inercial. Outros autores, Hee e Filip, 2005, afirmam que não se pode correlacionar resultados de dinamômetro com os resultados da máquina FAST. Da mesma forma como a máquina Chase, o equipamento FAST também opera somente sob velocidade constante do disco.

Detalhes construtivos da máquina FAST podem ser encontrados no trabalho da dissertação de mestrado do autor da presente tese [Neis, 2008].

3.6.4 Máquinas em escala

Segundo Blau, 2001, máquinas em escala têm sido projetadas principalmente para aplicações com fins de pesquisa relacionada a materiais de fricção. Efeitos de *fade*, instabilidade termo-elástica (pontos quentes), desgaste e fenômenos envolvendo a formação de filme podem ser estudados através de máquinas em escala. Boas correlações podem existir entre esses equipamentos e os dinamômetros inerciais. O autor ainda acrescenta que para certos tipos de estudos, máquinas em escala podem constituir uma solução efetiva e de baixo custo para os fabricantes. Assim, por exemplo, quando a quantidade de materiais experimentais é grande, a máquina em escala pode ser utilizada para fornecer informações importantes sobre possíveis “candidatos” a bons materiais. Nessa categoria de equipamento encontra-se, por exemplo, o FSD, um dinamômetro em escala reduzida desenvolvido numa parceria entre a UFRGS e um fabricante de materiais de fricção.

3.6.5 Tribômetros

Embora a literatura especializada não faça nenhuma distinção entre tribômetros comerciais e tribômetros para teste com freios, uma avaliação mais apurada mostra que existem diferenças fundamentais entre os dois tipos de equipamento. Os primeiros são empregados em aplicações genéricas como, por exemplo, para a determinação do nível de atrito e desgaste entre diferentes metais, polímeros ou cerâmicos, enquanto que os últimos são especialmente dimensionados para avaliar materiais de fricção utilizados em freios.

Tribômetros comerciais classificam-se em rotativos e alternativos, de acordo com o tipo de movimento entre as superfícies atritadas. Esses equipamentos operam em faixas de velocidade e carga mais baixas do que as normalmente encontradas nos sistemas de freios reais. Além disso, a geometria das amostras empregadas nessas máquinas é geralmente diferente daquela utilizada em freios (formato esférico, por exemplo). Os procedimentos de ensaio voltados para tribômetros comerciais são descritos pelas normas ASTM G99, 2010 e ASTM G133, 2010. Estes procedimentos determinam que o ensaio seja realizado em condição de velocidade de arrasto constante, situação diferente de uma frenagem veicular, onde geralmente ocorre a desaceleração do rotor (disco) à medida que a frenagem acontece.

Em consulta realizada a alguns fabricantes [CSM, 2011; Nanovea, 2011], verificou-se que, tipicamente, as cargas de tribômetros comerciais não ultrapassam 100 N, sejam eles

rotativos ou alternativos. Alguns modelos de tribômetros mostram capacidades de carga e velocidade relativamente superiores, abrangendo, respectivamente, 1000 N e 8 m/s [Plint, 2012a], podendo chegar a até 1200 N e 30 m/s [CETR, 2012] em alguns casos. Versões mais sofisticadas de tribômetros rotativos possuem sistema de aquecimento do disco por meio de resistências elétricas, sendo capazes de empregar temperaturas superiores a 1000°C, conforme especificam catálogos técnicos destes fabricantes [CSM, 2011; CETR, 2012].

Os primeiros tribômetros para testes com materiais de fricção utilizados em freios veiculares, doravante tratados como tribômetros de frenagem, surgiram em meados do ano 2000, conforme indica levantamento feito à literatura especializada [Desplanques et al., 2001; Bhabani e Bijwe, 2004]. Apesar disto, ainda hoje não se tem conhecimento de nenhuma norma ou procedimento de ensaio voltado especificamente para avaliar materiais de fricção veiculares a partir de um tribômetro de frenagem. Além disso, esse tipo de máquina não é disponível para comercialização, podendo apenas ser encontrada em universidades ou em centros de pesquisa privados e governamentais.

Os tribômetros de frenagem geralmente são providos de um projeto mais robusto, que disponibiliza cargas e velocidades de rotação superiores às de um tribômetro comercial. Porém, o princípio de funcionamento de um tribômetro de frenagem é basicamente o mesmo de um tribômetro comercial rotativo: um corpo de prova, que representa a pastilha, é pressionado contra um disco girante, formando uma superfície de deslizamento. A possibilidade de pesquisa de base é uma das principais aplicações dos tribômetros de frenagem, conforme mostram algumas publicações [Desplanques et al., 2001 e 2006; Bhabani e Bijwe, 2004 e 2006; Cho et al., 2005; Siroux et al., 2008].

A seguir, um tribômetro de frenagem encontrado na literatura técnica especializada [Desplanques et al., 2001] é avaliado por meio de um estudo comparativo com o equipamento desenvolvido pelo GPFAI/UFRGS. O equipamento que consta na referida publicação é um dos projetos pioneiros na área e talvez o mais parecido conceitualmente e em termos de tecnologias utilizadas com o tribômetro de frenagem descrito pela presente tese.

3.6.6 Avaliação de um Tribômetro de Frenagem da Literatura

Desplanques et al., 2001, desenvolveram um tribômetro de frenagem em escala para estudos relacionados a frenagens de trem de alta velocidade, comumente conhecido na europa pela sigla TGV (em francês: *Train à Grande Vitesse*).

Em relação ao controle dos parâmetros operacionais dos testes de frenagem (velocidade, torque de frenagem e carga normal), o tribômetro em escala apresentado pelos autores pode operar sob 2 modos distintos:

(I) *Modo ciclo de frenagem*: a velocidade diminui de um valor pré-ajustado até zero, sob condição de carga normal constante (Figura 3.8-a).

(II) *Modo ciclo de arrasto constante*: neste caso, a velocidade e o torque são ajustados para serem mantidos constantes durante o ensaio (Figura 3.8-b).

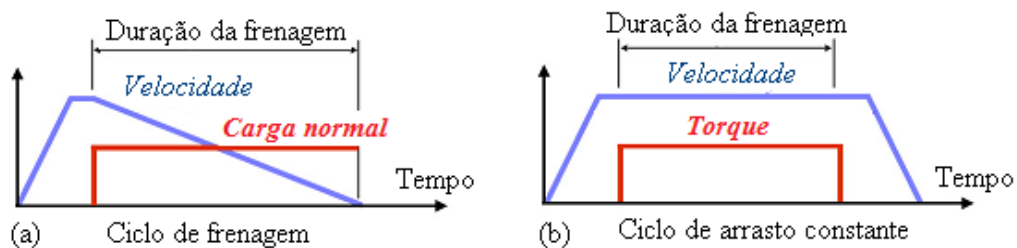


Figura 3.8 - Modos de operação do tribômetro investigado: (a) modo carga constante e (b) modo velocidade e torque constante [Adaptado: Desplanques et al., 2007].

O tribômetro do GPFAI/UFRGS é capaz de reproduzir os itens números I e II descritos acima, com a diferença de que em qualquer um dos dois modos (ciclo de frenagem ou ciclo de arrasto constante) é possível optar por carga normal ou por torque de frenagem constante (Figura 3.9).

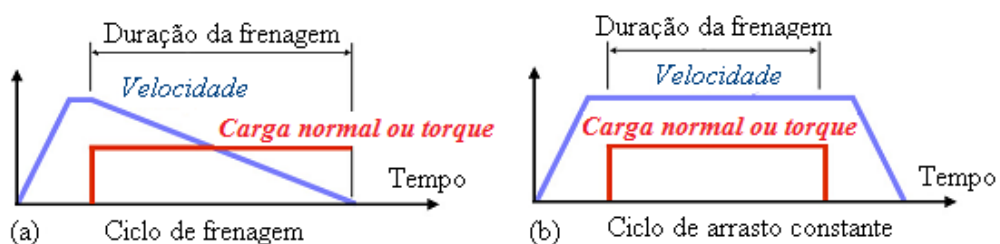


Figura 3.9 - Modos de operação do tribômetro do GPFAI/UFRGS: modo carga ou torque constante durante (a) ciclos de frenagens ou (b) ciclos em velocidade de arrasto constante.

No que diz respeito às tecnologias empregadas com relação ao monitoramento da variável temperatura, o equipamento apresentado por Desplanques et al., 2001, possui termopar instalado no interior do disco e também na pastilha. Um pirômetro óptico e uma câmera termográfica completam o sistema empregado para a medição da temperatura de

frenagem no tribômetro dos autores. Porém, esse equipamento não possui sistema para controle da temperatura do disco durante os testes de frenagem.

Os autores validam os resultados produzidos por essa máquina através de um estudo comparativo com um banco para testes de freios de trem em tamanho real (Figura 3.10).

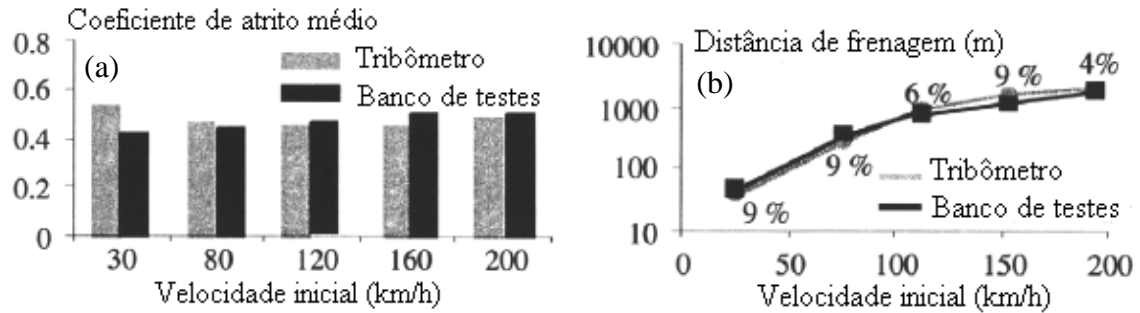


Figura 3.10 – Gráficos comparativos em termos de (a) coeficiente de atrito e (b) distância de frenagem entre os resultados do tribômetro investigado e de uma bancada de teste em tamanho real [Adaptado: Desplanques et al., 2001].

Verifica-se que, embora as tendências do coeficiente do atrito em função da velocidade diverjam entre os equipamentos comparados (Figura 3.10-a), os resultados em termos de distância de frenagem (Figura 3.10-b) apresentam uma diferença menor que 9%, condição descrita como “satisfatória” pelos autores da pesquisa [Desplanques et al., 2001].

Outras publicações [Blau e McLaughlin, 2003; Lee et al., 2007; Bhabani e Bijwe, 2004 e 2006] mostram versões diferenciadas de tribômetros de frenagem. Contudo, os equipamentos descritos nestes estudos não têm relevância dentro do contexto do presente trabalho, dado que não abordam nenhuma funcionalidade que justifique uma análise apurada.

No APÊNDICE A é mostrado um quadro comparativo que resume as principais características das máquinas de ensaios aqui discutidas, comparando-as com o tribômetro projetado pelo grupo do GPF/FAI/UFRGS.

3.7 O Estado da Arte - Procedimentos de Ensaios

Nos Estados Unidos, os testes de frenagem em bancada são baseados geralmente em regulamento federal. No caso dos ensaios de freio em dinamômetros, a sequência de testes é definida pela norma FMVSS 105, 1967, que permite prever a distância de frenagem do

veículo sob determinadas condições regulamentadas. Em 2000, essa norma sofreu algumas alterações e passou a ser denominada FMVSS 135 [Timte, 2000].

Na Europa, o procedimento de ensaio frequentemente adotado em testes de freios em dinamômetro é o AK-Master, o qual não está diretamente associado a nenhum regulamento federal. Através desta norma, uma ampla gama de parâmetros, como diferentes níveis de pressão, temperatura do disco e velocidade de deslizamento é imposta durante os ensaios. Este procedimento permite avaliar os efeitos destes parâmetros sobre o comportamento do coeficiente de atrito do material de fricção, seja ele pastilha ou lona de freio [Timte, 2000].

Outra norma que vem sendo empregada como procedimento de testes de freio em dinamômetros inerciais é a ISO 26867, 2009. Trata-se de uma norma internacional designada para avaliar o comportamento do atrito sob variadas condições de velocidade, temperatura, pressão e nível de desaceleração. Conforme texto introdutório que consta na referida norma, ela está indicada para determinação das características de um sistema de freio durante processos de pré-avaliação, aferição, desenvolvimento ou monitoramento da produção.

Uma característica observada entre os principais procedimentos para ensaio de freios em dinamômetros [AK-Master, 1998, FMVSS 135, 2000, ISO 26867, 2009] diz respeito ao relativamente alto tempo envolvido com relação às etapas de ajustes e execução dos mesmos. De acordo com dados relativos a um levantamento feito em um laboratório de pesquisa e desenvolvimento de um fabricante de pastilhas de freios do Brasil, tipicamente leva-se mais de um dia (24h) para o cumprimento dos referidos procedimentos para teste de materiais de fricção em dinamômetros. Outra característica verificada nas normas de ensaio AK-Master, FMVSS 135 e ISO 26867 diz respeito à necessidade de substituição do disco de freio a cada vez que um novo procedimento é realizado. Essa é uma particularidade que contribui significativamente para o aumento do custo dos ensaios de materiais de fricção.

Timte, 2000, promoveu a comparação entre o procedimento de ensaio AK-Master, 1998, e o FMVSS 105, 1967. Neste estudo, o autor menciona que ambos os procedimentos utilizam a pressão para o controle da parada na maioria das etapas de teste, exceto na etapa de *fade*, onde o controle é feito por meio do torque de frenagem. Este estudo mostra também que, embora a faixa de temperatura para ambos os procedimentos seja relativamente similar, o AK-Master possui percentualmente um maior número de frenagens executadas acima dos 300°C (12% do total de frenagens), enquanto que, para a norma FMVSS 105, 5% do total de frenagens se enquadram nessa faixa. Além disso, conforme o autor, o ensaio FMVSS 105

submete o material a pressões mais elevadas do que o ensaio AK-Master (até 11 MPa para o procedimento americano e 9 MPa para o AK-Master). Quando comparadas as velocidades máximas impostas, percebe-se que a lógica é inversa, ou seja, o procedimento AK-Master impõe uma velocidade mais elevada, que equivale a 180 km/h no veículo contra máxima de 130 km/h na norma FMVSS 105. O autor da presente pesquisa conclui que os fatos acima citados explicam por que alguns materiais apresentam um bom desempenho segundo um procedimento e um desempenho relativamente pior quando é empregado um outro método de ensaio, já que um material mais sensível a pressão ou a velocidade pode ser mais afetado por um ou outro procedimento.

O procedimento de ensaio da máquina Chase é descrito pela norma SAE J661, 1997. Segundo essa norma, o efeito da temperatura é observado por uma etapa de *fade* executada sob velocidade constante do disco. A máxima temperatura empregada durante o ensaio é de 343°C, a qual é atingida durante o segundo ciclo do ensaio de *fade*. O calor necessário para o aquecimento do tambor é gerado pela ação conjunta das resistências elétricas e do arrasto da amostra sobre o tambor. Ainda de acordo com a norma, o tempo para aquecimento do tambor durante o segundo ciclo de *fade*, onde a temperatura varia de 82°C a 343°C, é de no máximo 10 minutos, podendo ocorrer antes desse tempo, caso o nível de atrito do material seja alto suficiente para produzir quantidade significativa de calor durante o processo de arrasto.

O procedimento de ensaio da máquina FAST é descrito pela norma NBR 7813, 1998. Segundo o referido procedimento, os ensaios são executados por um tempo de 90 minutos sob condição de velocidade de arrasto constante (870 rpm) ao mesmo tempo em que a força de fricção é mantida fixa (modo de operação conhecido como modo de saída constante). Segundo Rhee e Schwartz, 1979, a combinação de fatores controlados de velocidade e força de fricção aliada ao conhecimento da capacidade térmica do disco gera um perfil prescrito de temperatura versus tempo. Assim, após 90 minutos de execução do ensaio, a temperatura do disco alcança 293°C. Os autores mencionam ainda que essa característica da FAST (mesma quantidade de trabalho para cada corpo de prova testado) permite a concretização de uma base de dados comum para comparação dos resultados.

A maioria das normas para testes de freios possui em comum as etapas descritas abaixo, fato previamente verificado por Balotin, 2010. Na presente tese, essas etapas são também discutidas, com ênfase, sobretudo, na forma de controle do processo que é empregada pela máquina de ensaio.

- *Caracterização a verde (green)*: é a primeira etapa dos ensaios, que consiste de repetidas frenagens realizadas sob carga, velocidade e temperatura inicial constante, visando a avaliar o desempenho de um material de fricção na condição de novo ou “verde”, daí o nome desta etapa. O principal objetivo da etapa de caracterização a verde é prever o comportamento do sistema de freios logo que um veículo sai de fábrica. As figuras 3.11 e 3.12 apresentam curvas típicas da etapa de caracterização a verde, cujos dados foram obtidos experimentalmente através de um ensaio AK-Master executado em dinamômetro inercial com uma pastilha de freio comercial. A partir dos gráficos da caracterização a verde, observa-se que essa etapa é executada sob pressão de aplicação constante (Figura 3.11-a) e que, por esse motivo, tanto o torque de frenagem (Figura 3.11-a) quanto a desaceleração do disco de freio (Figura 3.12) variam de acordo com a evolução do coeficiente de atrito do material empregado (Figura 3.11-b).

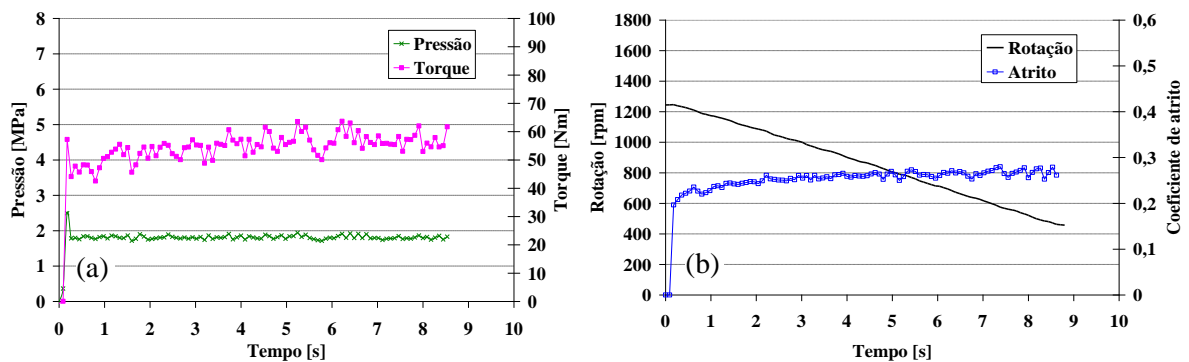


Figura 3.11 - Curvas típicas de uma frenagem obtida na etapa de caracterização a verde, onde em (a) tem-se o torque e a pressão do cilindro atuador em relação ao tempo e em (b) tem-se o coeficiente de atrito e a rotação do disco versus tempo.

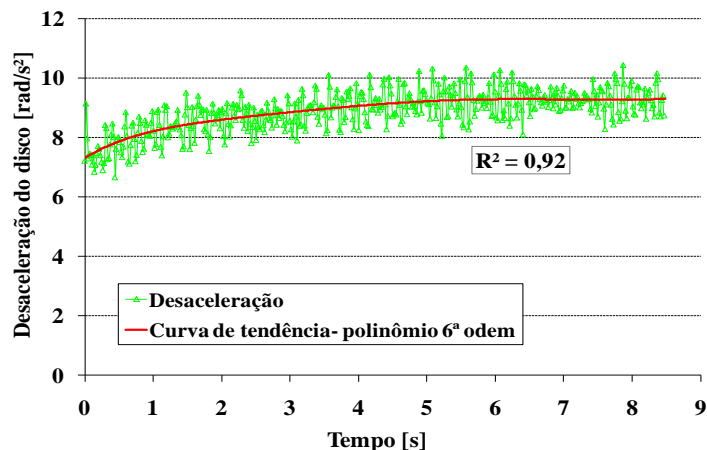


Figura 3.12 - Curva típica da desaceleração do disco obtida na caracterização a verde.

- *Assentamento*: essa etapa é geralmente executada após a caracterização a verde e visa a assegurar uma melhor uniformidade da área de contato do material atritado com a superfície do disco [Neis et al., 2010; Kumar e Bijwe, 2010]. O assentamento é um processo transitório em que o coeficiente de atrito varia a cada frenagem. Diz-se que o material encontra-se “assentado” quando o coeficiente de atrito médio de sucessivas frenagens tende a estabilizar. Alguns materiais necessitam de mais frenagens do que outros para assentar [Neis et al., 2010]. No caso do procedimento AK-Master, a etapa de assentamento indica 32 aplicações dos freios, as quais são efetuadas em uma sequência pré-definida de diferentes níveis de pressão. Contudo, embora a pressão varie entre as aplicações, ao longo de uma dada frenagem ela é mantida constante.

- *Etapas de pressão*: são realizadas frenagens sob diversos níveis de pressão de acionamento para avaliar o efeito da pressão de contato sobre o atrito e desgaste do material de fricção.

- *Etapas de velocidade*: são executadas frenagens sob diferentes níveis de velocidade inicial de modo a analisar o efeito dessa variável sobre o atrito e desgaste do material de fricção.

- *Etapa de Fade*: fabricantes de sistemas de freios têm mostrado particular interesse em avaliar o desempenho dos materiais de fricção sob temperaturas elevadas (acima de 300°C) visto que, segundo Limpert, 1999, nesta condição é comum a ocorrência de redução do coeficiente de atrito, efeito conhecido como *fading* ou simplesmente *fade*. Um *fading* excessivo é indesejado [Ostermeyer e Müller, 2008] e pode por em risco a segurança do condutor e dos passageiros do veículo em situações extremas.

Os principais procedimentos e normas internacionais, como AK-Master, 1998, FMVSS 135, 2000, ISO 26867, 2009, referem-se ao nome *fade* como a seção correspondente a avaliação do efeito da temperatura sobre o atrito obtido em pastilhas ou lonas de freios após sucessivas frenagens avaliadas em dinamômetro. No ensaio de *fade*, o rotor é aquecido através de sucessivas frenagens, simulando um veículo sendo conduzido em uma descida de serra. Segundo esses procedimentos, é realizado um total de 15 frenagens, onde a temperatura inicial de cada aplicação dos freios é disposta em ordem crescente, conforme mostra a Tabela 3.1. As referidas normas indicam ainda a instalação de termopar no interior do disco de freio para fins de medição da temperatura.

Tabela 3.1 - Sequência de temperaturas iniciais de cada frenagem da etapa de *fade*, segundo as normas AK-Master, 1998, e ISO 26867, 2009.

Número da frenagem	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Temperatura do disco de acordo com AK-Master [°C]	100	215	283	330	367	398	423	446	465	483	498	513	526	539	550
Temperatura do disco de acordo com ISO 26867 [°C]	150	252	312	355	388	415	437	457	475	490	504	517	529	540	550

As figuras 3.13 e 3.14 apresentam curvas típicas de frenagens da etapa de *fade*, cujos dados foram obtidos experimentalmente através de um ensaio AK-Master executado em um dinamômetro inercial com uma pastilha de freio comercial. É possível constatar que, diferentemente do que ocorre nas etapas de assentamento e de caracterização a verde, aqui o controle operacional é feito por meio de torque constante enquanto a pressão varia (Figura 3.13-a) de forma inversamente proporcional ao coeficiente de atrito (Figura 3.13-b). A consequência disto é que a desaceleração do disco mantém-se relativamente constante (Figura 3.14) durante o ensaio. Wilson et al., 1968, mencionam que essa é a maneira que motoristas de veículos intuitivamente adotam durante uma frenagem, ou seja, eles procuram manter o torque e a desaceleração constantes variando a força aplicada ao pedal de freio.

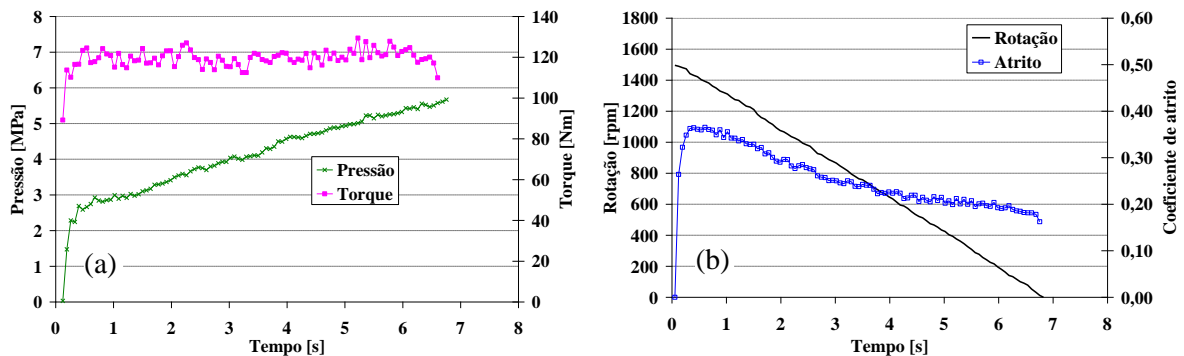


Figura 3.13 - Curvas típicas de uma frenagem obtida na etapa de *fade*, onde em (a) tem-se o torque de frenagem e a pressão do cilindro atuador em relação ao tempo e em (b) o coeficiente de atrito e a rotação do disco versus tempo.

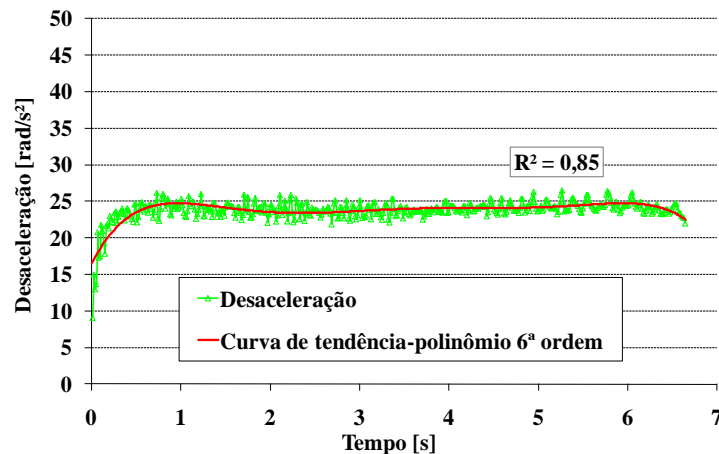


Figura 3.14 - Curva típica da desaceleração do disco durante uma etapa de *fade*.

Sobre a avaliação do efeito da temperatura sobre o atrito durante a seção de *fade* que consta nos procedimentos de ensaio AK-Master, 1998, FMVSS 135, 2000 e ISO 26867, 2009, são feitas as seguintes considerações:

- (I) *Ensaio de fade são executados sob torque de frenagem constante*: devido a essa característica, a pressão de contato pode variar entre duas frenagens consecutivas devido à alteração do nível do atrito do material. Nesse caso, um possível efeito da temperatura sobre o atrito pode ser distorcido pela modificação da pressão de contato.
- (II) *Ensaio de fade não consideram o efeito de estabilização do atrito*: sucessivas aplicações dos freios com incremento da temperatura inicial entre as frenagens podem não considerar efeitos “inerciais” do atrito. Embora não se conheça precisamente o número repetições necessário para que o processo de frenagem se encontre em regime estacionário, é fato sabido que modificações nas condições de frenagem causam um efeito transiente do coeficiente de atrito [Bode e Ostermeyer, 2009; Ostermeyer e Müller, 2008].

- *Etapa de recuperação*: é a etapa onde se avalia o efeito de recuperação do coeficiente de atrito que ocorre logo após o material de fricção ser submetido a altas temperaturas, situação em que há perda significativa de atrito. Por isso, nas principais normas de ensaios de freios [AK-Master, 1998; ISO 26867, 2009; FMVSS 135, 2000], a etapa de recuperação geralmente se encontra disposta após as etapas de alta temperatura, como a etapa de *fade*, por exemplo.

4 SOLUÇÕES PARA AS LIMITAÇÕES DO TRIBÔMETRO CONSTRUÍDO NO MESTRADO

O tribômetro de frenagem projetado pelo GPFAI/UFRGS tem sofrido diversas modificações desde sua primeira versão, apresentada na dissertação de mestrado do autor da presente tese [Neis, 2008]. Neste capítulo, são descritas as alterações incorporadas ao projeto mecânico e de controle e automação da máquina, de forma a apresentar o estado atual em que se encontra o equipamento projetado. Grande parte das melhorias aqui abordadas foram previamente indicadas na seção de sugestões para trabalhos futuros da referida dissertação.

4.1 Melhorias no Projeto Mecânico

O atual projeto mecânico do tribômetro (Figura 4.1) é compreendido por 3 partes ou módulos distintos: a) módulo de rotação, b) módulo de atuação e c) base de sustentação.

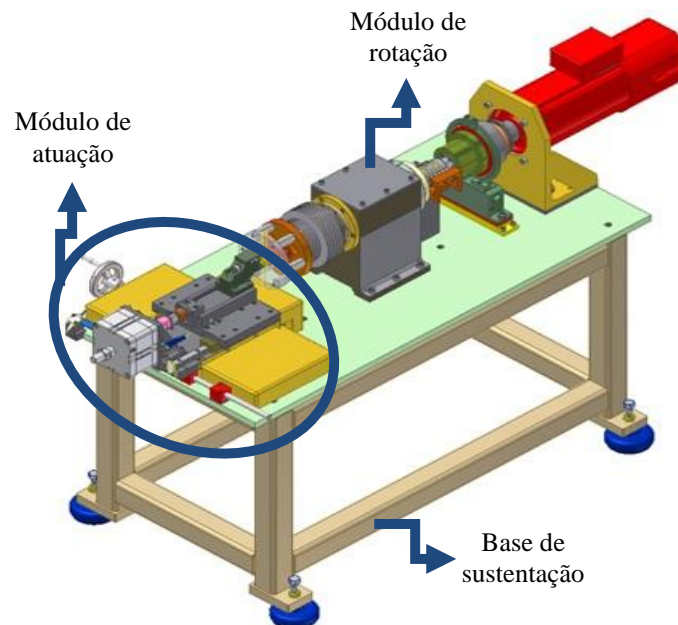


Figura 4.1 – Vista tridimensional do tribômetro.

a) Módulo de rotação: consiste de um eixo, sobre o qual de um lado é montado o disco de freio enquanto na outra extremidade está acoplado o motor elétrico. Um acoplador do tipo de “placas paralelas” foi instalado entre o eixo e o motor, servindo para compensação de

desalinhamentos entre ambos os dispositivos. Diferentemente do projeto do tribômetro do mestrado, onde que o eixo era suportado por apenas 2 rolamentos de esferas, o projeto atual desta máquina contempla a instalação de 5 rolamentos angulares sobre o eixo, os quais foram dimensionados para assegurar a rotação precisa e suave do disco (com nível mínimo de vibrações). Outro diferencial importante do projeto atual da máquina em relação ao projeto do mestrado diz respeito à instalação de um sistema de discos aletados, feito de alumínio, sobre o eixo de rotação do tribômetro. O objetivo deste acessório é aumentar a capacidade de dissipação do calor que se propaga no eixo durante as frenagens evitando, assim, falhas e/ou avarias por excesso de temperatura por parte do conjunto de instrumentos e sensores instalados sobre a estrutura metálica da máquina. Um conjunto de cilindros espaçadores (já existente no projeto do mestrado) dispostos entre o disco de freio e seu suporte auxilia também na dissipação do calor gerado pelas frenagens. Outra melhoria significativa do projeto atual do tribômetro diz respeito à fixação do disco de freio em 2 pontos de apoio, ao invés de uma única fixação por parafuso na região próxima à borda do disco, como era feito no projeto da máquina do mestrado. O objetivo principal desta melhoria é a minimização das vibrações causadas pelo desalinhamento do disco. Assim, na região interna (raio menor), uma tampa, em forma de cone, com diâmetro de 30 mm fixa, por meio de 3 parafusos, o disco a uma flange, a qual está acoplada ao eixo. Na região próxima à borda externa, o disco de freio é preso a seu suporte por meio de 6 parafusos tipo M10, dispostos a uma distância de 68,5 mm da linha de centro do eixo. Da mesma forma que no tribômetro do mestrado, dois instrumentos eletrônicos, um transdutor de torque e um sistema de escovas, estão instalados junto ao eixo da máquina. O primeiro serve para medição do torque de frenagem e o segundo é utilizado para enviar os sinais elétricos dos termopares que estão instalados no interior do disco para um condicionador de sinais, o qual fica alojado no painel eletrônico do tribômetro.

b) Módulo de atuação: responsável por exercer a força normal do corpo de prova sobre o disco. Esse foi o módulo que sofreu as maiores mudanças em termos de projeto desde sua concepção inicial, apresentada durante o trabalho de mestrado do autor da presente tese. Pode-se dizer que apenas o elemento atuador, um cilindro pneumático com capacidade de 4700 N sob pressão de 0,6 MPa, e a célula de carga, instalada entre o cilindro e a amostra, permaneceram os mesmos desde o projeto original da máquina.

A primeira melhoria feita sobre o módulo de atuação do tribômetro do doutorado em relação ao seu projeto inicial (máquina do mestrado) diz respeito à instalação de um conjunto

de guias lineares a fim de promover a movimentação do carro atuador nos sentidos radial e perpendicular ao disco. Esse sistema auxilia no sentido de assegurar um deslocamento preciso, com baixo nível de folgas, desalinhamentos e solavancos do sistema de atuação. Essa condição contribui para garantir o contato paralelo da amostra sobre a superfície do disco e, conseqüentemente, uma distribuição mais homogênea da pressão de contato. Admitindo que a pressão de contato é uniforme, pode-se utilizar de recursos matemáticos teóricos para descrever o processo de desgaste de um material de atrito durante ensaios de frenagem.

No projeto da máquina do mestrado, o deslocamento radial do carro atuador era feita por meio do ajuste de 4 parafusos, tarefa que acabava tomando um tempo relativamente alto devido à dificuldade para o alinhamento (perpendicular) do cilindro em relação ao plano do disco de freio. A fim de contribuir para a redução do tempo de configuração (*setup*) da máquina, o projeto do tribômetro do doutorado passou a contar com um mecanismo de fuso e manivela para o ajuste do raio de deslizamento. O projeto atual da máquina contempla ainda com um paquímetro digital instalado sobre o carro atuador, o que possibilita a visualização do raio de deslizamento, garantindo assim maior rapidez e precisão na regulagem deste parâmetro. O bloqueio do movimento do mecanismo é feito por meio de um dispositivo pressionador (trava), que prende o carro atuador a uma barra fixa através de dois parafusos. Os limites de regulagem permitidos para o raio, considerando um corpo de prova de 17 mm, vão de 32 a 54 mm.

Outra característica importante que também foi incorporada ao projeto do tribômetro do doutorado diz respeito ao desenvolvimento de uma espécie de “dispositivo de troca rápida da amostra”, o qual é composto pelo suporte da amostra e por parafuso de fixação. Como o próprio nome sugere, esse sistema possibilita a substituição das amostras em um tempo relativamente reduzido, a partir do ajuste de um único parafuso. Uma configuração especial da plaqueta (chapa de base sobre a qual fica aderido o material de fricção) foi necessária para encaixar a amostra adequadamente ao referido suporte. No projeto original do tribômetro, o procedimento para substituição das amostras requeria o ajuste total de 6 parafusos, 2 deles referentes a fixação da amostra em seu alojamento e 4 parafusos referentes a desmontagem do sistema de fixação do carro atuador.

O projeto atual do tribômetro foi desenvolvido para operar com uma geometria específica de amostra e plaqueta, possibilitando que 2 corpos de prova sejam extraídos a partir uma única unidade de pastilha de freio (Figura 4.2). Essa técnica permite que resultados ou

efeitos específicos obtidos a partir de um dado material de fricção sejam confirmados durante os testes no tribômetro, sem que haja a interferência do lote de fabricação das pastilhas.



Figura 4.2 - Fotografia ilustrando a possibilidade de extração de dois corpos de prova de uma mesma pastilha de freio.

A melhoria descrita a seguir diz respeito à reutilização dos discos de freio no tribômetro, visando principalmente à redução do custo dos ensaios. A inclusão deste recurso no tribômetro do doutorado foi possível graças ao tamanho reduzido dos corpos de prova bem como a ampla faixa de regulagem do raio de deslizamento permitida pelo projeto atual do módulo de atuação da máquina (de 32 a 54 mm). Assim, o projeto atual do tribômetro permite que duas pistas de atrito possam ser empregadas sobre cada face de um disco de freio, de forma que não haja sobreposição entre as marcas de desgaste geradas pela amostra de cada ensaio sobre a superfície do disco. Convém observar que máquinas comerciais e normas para ensaio de freios indicam o emprego de uma unidade de disco de freio a cada vez que um novo procedimento de ensaio é executado, o que acaba elevando consideravelmente o custo dos testes em laboratório. A economia de discos e a consequente redução do custo dos testes é a implicação imediata do uso desta técnica, uma vez que um total de 4 diferentes ensaios são permitidos por unidade deste componente (2 ensaios sobre cada face do disco).

Para o emprego de duas pistas de atrito sobre cada face do disco de freio, é necessário que este componente seja instrumentado com 2 termopares, um sobre cada raio de deslizamento, conforme ilustra a Figura 4.3. Por último, convém ressaltar que os resultados térmicos dos ensaios executados sob diferentes raios podem apresentar diferenças devido à área varrida pela amostra em cada caso. Consequentemente, os resultados de atrito podem ser afetados pelas diferenças de temperatura medidas em cada raio.

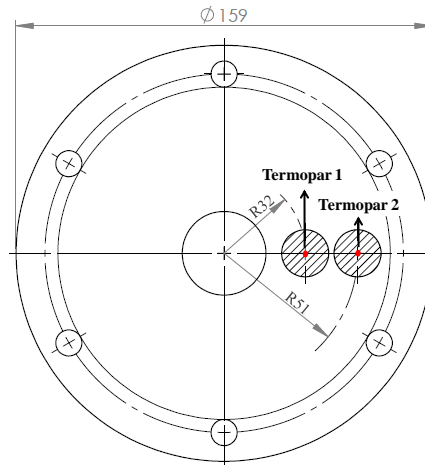


Figura 4.3 – Instrumentação do disco de freio para a utilização de duas pistas de atrito sobre cada uma de suas faces.

c) Base de sustentação: responsável por conferir sustentação aos dispositivos e sistemas do tribômetro. No projeto atual do tribômetro, uma mesa plana retificada foi especialmente desenvolvida a fim de manter todos os elementos em um único plano. Além disso, o tribômetro do doutorado passou a contar também com pés de apoio com capacidade absorvedora de choque, contribuindo para evitar que o efeito vibratório da estrutura possa afetar as medições da máquina. Por último, convém observar que todos os elementos e instrumentos do projeto atual do tribômetro foram cuidadosamente alinhados a partir de um aparato portátil para medição tridimensional (Figura 4.4).



Figura 4.4- Sistema de medição tridimensional empregado no alinhamento dos dispositivos utilizados no projeto atual tribômetro.

4.2 Melhorias no Projeto de Automação e Controle

As melhorias incorporadas ao projeto de automação e controle do tribômetro em relação ao equipamento apresentado durante o trabalho de mestrado do aluno da presente tese

foram as seguintes: a) melhoria do sistema de medição da força, b) aprimoramento do sistema de controle do torque, c) capacidade de medição da rotação do disco em baixa velocidade e d) controle da temperatura do disco.

A seguir, é feita uma abordagem detalhada a respeito de cada uma das referidas melhorias.

a) Melhoria do sistema de medição da força: na versão do projeto do tribômetro apresentada durante o mestrado, foram identificados 2 aspectos falhos e passíveis de melhorias com relação ao controle e medição da força normal de atuação da amostra sobre o disco:

(I) Queda no nível da força ao acionar o soprador de ar sobre o disco: verificou-se que esse efeito ocorria devido à baixa capacidade volumétrica do reservatório de ar que alimenta o sistema pneumático do tribômetro, que ocasionava queda instantânea da pressão na linha quando o sistema soprador era ligado. Um experimento realizado sobre a versão da máquina do mestrado evidencia o problema acima relatado (Figura 4.5).

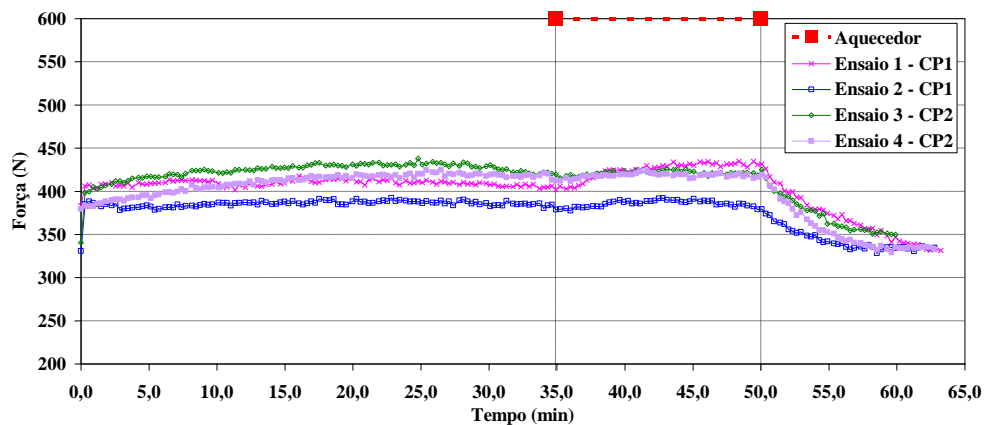


Figura 4.5- Curvas de força obtidas em ensaios realizados na versão do tribômetro apresentada no mestrado [Neis, 2008].

Para o teste mostrado na Figura 4.5 foram empregadas 2 amostras do mesmo material (orgânico sem asbesto), a uma rotação de 500 rpm e pressão de atuação constante de 0,15 MPa. Note que, a partir do momento em que o sistema soprador de ar é ligado (aos 50 min), a carga normal mostra queda instantânea de magnitude para os 4 ensaios.

A solução para impedir a queda da carga devido ao acionamento do soprador foi a instalação de um reservatório de ar auxiliar, com capacidade de 175 l, disposto em paralelo à linha pneumática original que alimenta o tribômetro.

(II) Sistema de medição da força é sensível às variações de temperatura: na versão do tribômetro do mestrado verificou-se que ao aplicar uma pressão constante no atuador ocorriam variações nas medições da carga normal à medida que o disco era aquecido ou resfriado. Uma avaliação deste fenômeno mostrou que o mesmo era causado por efeitos de dilatação e contração térmica de alguns componentes da máquina, que acabam gerando forças de reação na célula de carga instalada entre o disco e o atuador.

A Figura 4.6 ilustra o problema exposto acima, onde se pode constatar que as variações da força acompanham, ainda que com atraso devido a efeitos de inércia térmica, a temperatura medida sobre o disco de freio. Esse experimento foi executado sob condições de pressão de atuação constante (0,15 MPa), rotor parado (sem girar) para evitar ruídos no sinal originados por vibração e com o emprego do sistema aquecedor/soprador para esquentar e resfriar o disco de freio, respectivamente.

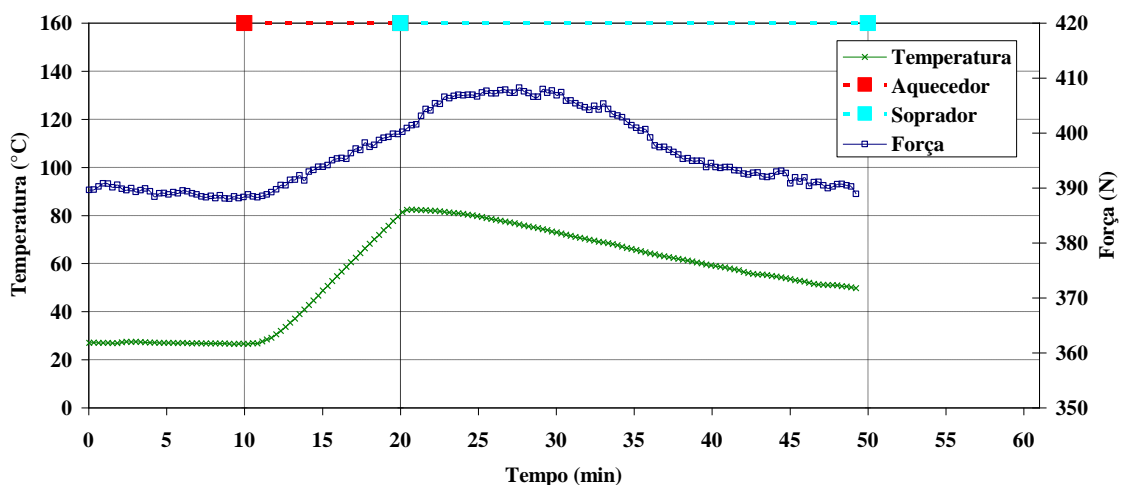


Figura 4.6 - Versão do tribômetro apresentada no mestrado: efeitos de dilatação/contração térmica dos componentes da máquina sobre a medição da força [Neis, 2008].

A solução para as variações de carga devido aos efeitos da temperatura sobre os componentes do tribômetro foi o desenvolvimento de um circuito para controle da força em malha fechada. Através desta técnica, a carga normal é mantida constante ao longo do tempo, independentemente de perturbações externas, como efeitos de dilatação/contração térmica dos

componentes e flutuações da pressão na linha de alimentação pneumática. O esquema ilustrativo dos instrumentos e dispositivos físicos que compõem o atual circuito de controle é mostrado na Figura 4.7.

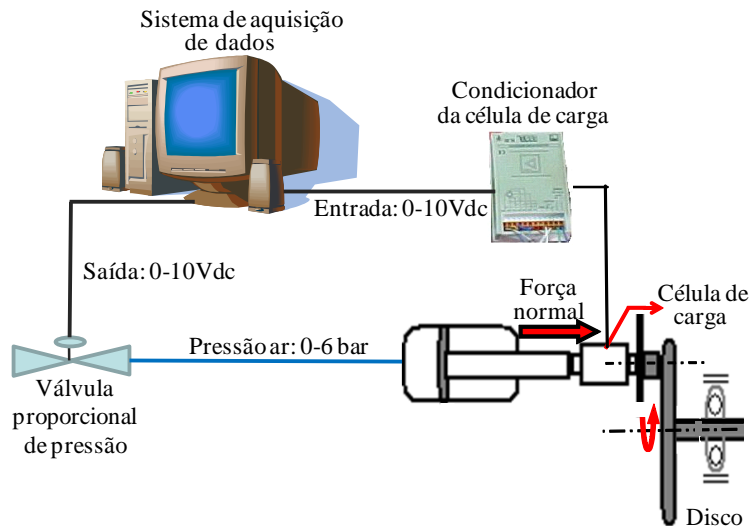


Figura 4.7 - Circuito de controle e medição da carga empregado no projeto atual do tribômetro.

Conforme pode ser verificado pelo esquema da Figura 4.7, o elemento “ativo” do circuito de controle da carga é o cilindro pneumático, cuja pressão interna de ar (e, conseqüentemente, a força de atuação) é controlada por meio de uma válvula proporcional de pressão. A referida válvula é comandada por tensão (0 a 10 Vdc) e possui capacidade de modular a pressão na faixa de 0 a 0,6 MPa (0 a 6 Bar). A força normal que é aplicada pelo elemento atuador é medida através de um transdutor de força (ou célula de carga) instalado entre o cilindro pneumático e o corpo de prova. O sinal elétrico da força medida pela célula de carga é processado por um condicionador de sinal específico antes de ser transmitido ao sistema computacional de aquisição e controle de dados.

O circuito eletrônico de controle da força normal de atuação é ainda integrado a uma lógica de programação computacional, desenvolvida na ferramenta *Simulink*, a qual é responsável por monitorar e controlar as variáveis envolvidas no processo de controle da força. O referido diagrama computacional é composto por um controlador Proporcional, Integral e Derivativo (PID), além de blocos de memória, temporizadores, contadores, somadores e outros. Parte deste diagrama computacional também é empregado para controlar

o torque de frenagem, uma vez que ambas as variáveis (torque e carga) operam por meio do controle da pressão do cilindro pneumático, que é o elemento “ativo” do sistema. O procedimento de ajuste dos ganhos dos parâmetros proporcional (P), integral (I) e derivativo (D) relativos ao controlador PID da carga está descrito no APÊNDICE B.

A Figura 4.8 exibe as curvas de força e temperatura obtidas experimentalmente a partir de um ensaio realizado na versão atual do tribômetro, onde que ambas as falhas mencionadas nos itens I e II já haviam sido resolvidas. Para o referido ensaio, o tribômetro foi ajustado a uma rotação de 600 rpm e carga constante de 200 N. Os resultados mostram que a magnitude da carga mantém-se relativamente estável, embora haja um aumento significativo da temperatura devido ao deslizamento da amostra sobre o disco.

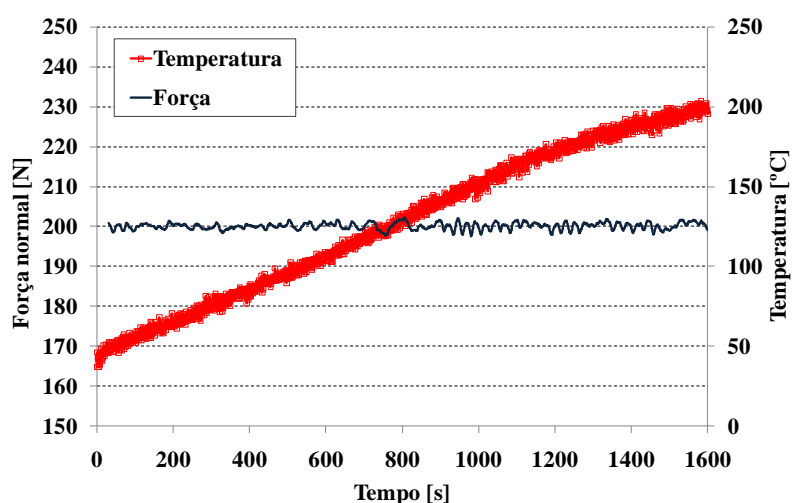


Figura 4.8 - Curvas de temperatura e força obtidas a partir de um ensaio na versão atual do tribômetro, evidenciando a melhoria no sistema de controle da carga.

b) Aprimoramento do sistema de controle de torque: na versão do tribômetro apresentada no mestrado, essa máquina apenas media o valor de torque, não sendo capaz de exercer controle sobre essa variável durante os ensaios de frenagem. Na versão atual do tribômetro, o controle do torque é realizado por um circuito eletrônico realimentado (malha fechada). O esquema ilustrativo dos instrumentos e dispositivos físicos que compõem o referido circuito é mostrado na Figura 4.9.

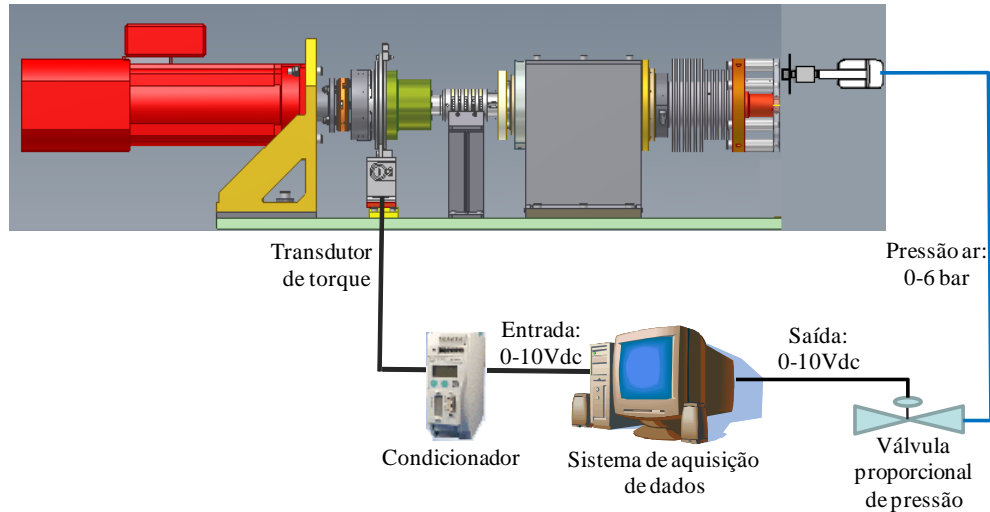


Figura 4.9 - Circuito de controle e medição do torque de frenagem empregado na versão atual do tribômetro.

Conforme mostra o esquema da Figura 4.9, da mesma forma que no controle da carga, o elemento “ativo” do circuito de controle do torque continua sendo o cilindro pneumático, o qual aplica a força normal da amostra sobre o disco. Essa variável é então convertida em torque de frenagem sobre o eixo, o qual é medido por um transdutor específico, cujo esquema é mostrado na Figura 4.10. No tribômetro, esse instrumento é responsável por realimentar o circuito, fechando o circuito de controle do torque.

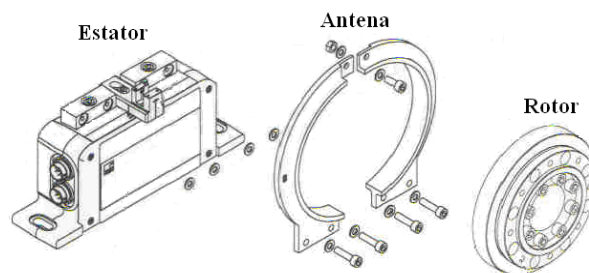


Figura 4.10 - Desenho das partes integrantes do transdutor de torque utilizado no tribômetro [Adaptado: HBM, 2006c].

Da mesma forma que no sistema de controle da carga, o circuito eletrônico de controle do torque também é integrado a uma lógica de programação computacional, desenvolvida em software *Simulink*. Esse circuito “virtual” é responsável por monitorar e controlar as variáveis envolvidas no processo de controle do torque, sendo composto por um controlador PID, além de blocos de memória, temporizadores, contadores, somadores e outros. O procedimento de

ajuste dos ganhos dos parâmetros proporcional (P), integral (I) e derivativo (D) relativos ao controlador PID é descrito no APÊNDICE B. Trata-se do mesmo procedimento que é empregado para o ajuste dos ganhos do controlador PID da carga.

Uma particularidade do circuito computacional de controle do torque da versão atual do tribômetro é a existência de uma seção que tem por função realizar a correção das medidas experimentais de torque. Isso ocorre porque o torque medido no tribômetro deve ser o valor “líquido”, obtido exclusivamente pelo processo de frenagem. Acontece que o transdutor mede o valor “bruto”, onde dois fatores são contabilizados nas medidas feitas pelo instrumento: i) as perdas do módulo de rotação e ii) o torque associado à inércia do sistema. Para a criação do circuito computacional referente à correção das medidas experimentais de torque, esses fatores foram individualmente levantados, conforme descrito a seguir.

i) Levantamento das perdas do módulo de rotação: fisicamente, as perdas de torque do módulo de rotação dizem respeito principalmente ao atrito dos mancais de rolamento durante a rotação do eixo bem como do atrito dos suportes, disco e espaçadores com o ar do entorno. O nível dessas perdas é afetado pela temperatura no interior do sistema de mancais e também pela velocidade de rotação do eixo. Na avaliação do efeito da temperatura sobre o torque, a variável “temperatura dos mancais” foi substituída pela variável “tempo”. Isso foi feito devido à relativa dificuldade para medição da temperatura no interior do sistema de mancais e dado que essa variável tem relação direta com o tempo de permanência do eixo sob a condição de giro (efeito de aquecimento). Os resultados desta avaliação são mostrados na Figura 4.11.

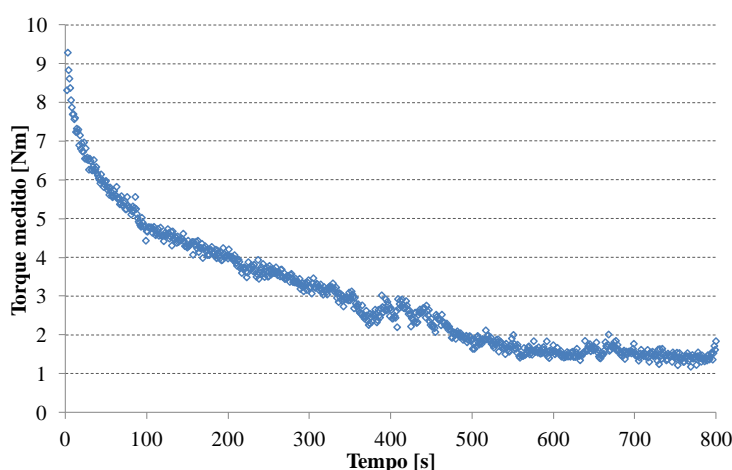


Figura 4.11 - Curva de torque versus tempo, avaliada a 2000 rpm, sem aplicação de força e partindo da temperatura ambiente.

Percebe-se pela curva da Figura 4.11 que o valor de relativo às perdas de torque por atrito dos elementos girantes reduz-se com o passar do tempo, o que pode ser atribuído ao efeito de aquecimento do lubrificante empregado no sistema de mancais. Depois de decorridos 600s, a referida curva parece apresentar tendência à estabilização em sua magnitude, sugerindo que a temperatura relativa ao sistema de mancais também tenha estabilizado. Seiscentos segundos (ou 10 min) é, portanto, o tempo estabelecido como padrão para realização de pré-aquecimento do sistema de mancais, cujo procedimento deve ser sempre executado antes da realização dos ensaios no tribômetro, conforme descreve o item 5 do APÊNDICE C, que diz respeito à metodologia de preparação dos testes do tribômetro.

Uma vez assumido como estabilizado o valor de torque medido no eixo após o mesmo ser submetido a 2000 rpm por um tempo de 600s, foi investigada a influência da velocidade de rotação sobre o nível das perdas de torque por atrito. A Figura 4.12 apresenta os resultados desta avaliação, onde que cada ponto representa a média dos valores de torque obtidos durante um tempo de 3s para uma dada rotação num experimento executado sob uma taxa de aquisição de dados de 10 Hz. Visando à melhor caracterização da curva das perdas na região compreendida entre zero e 100 rpm, o passo de rotação empregado foi de 10 rpm. No restante do experimento, o passo foi de 500 rpm, exceto entre 100 rpm e 200 rpm, onde o passo foi igual a 100 rpm, e entre 2000 rpm e 2300 rpm, que foi avaliado sob um passo de 300 rpm. Uma barra de erros é empregada para representar o desvio padrão experimental dos dados.

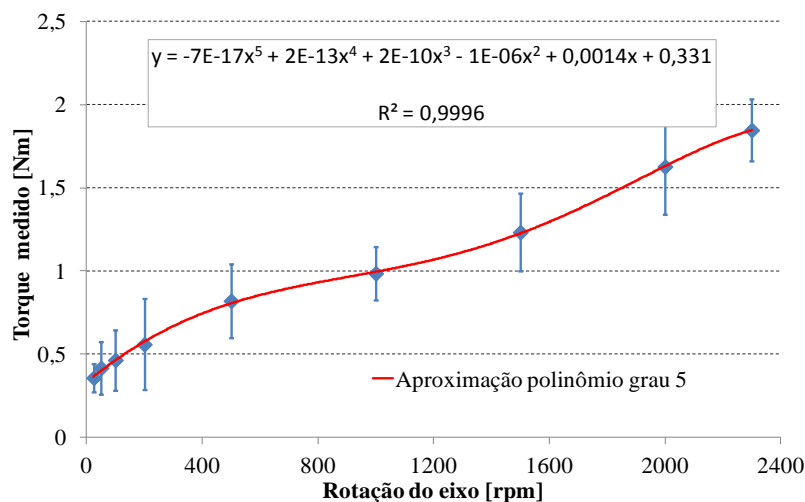


Figura 4.12 - Relação entre torque e rotação, obtida experimentalmente imediatamente após o procedimento de pré-aquecimento dos mancais sob a condição de 2000 rpm por 600s.

A equação da curva de tendência dos dados apresentados na Figura 4.12, um polinômio de quinta ordem, foi inserida no programa computacional do tribômetro, dentro da rotina de controle do torque, mais especificamente na seção de correção dessa variável. A escolha pela equação de quinta ordem foi feita com base no satisfatório grau de correlação R^2 encontrado para esse caso, cujo valor ficou próximo a 100%.

ii) Levantamento do torque associado à inércia do sistema: com o objetivo de realizar a correção das medidas de torque “bruto”, foi também investigada a contribuição da inércia do módulo de rotação sobre o valor de torque medido pelo transdutor. Convém destacar que, no tribômetro, a desaceleração do eixo é uma condição imposta pelo servomotor. Como o torque é uma consequência da inércia rotacional multiplicada pela desaceleração do eixo, o transdutor de torque contabiliza também o resultado desse cálculo durante o processo de frenagem.

A contribuição do torque devido à inércia do sistema é aqui avaliada com relação a diferentes níveis de desaceleração do eixo, uma vez que a inércia rotacional do tribômetro é um parâmetro invariante e a desaceleração do eixo pode ser ajustada pelo usuário da máquina. A Figura 4.13 apresenta os resultados desta avaliação, cujos dados foram gerados para a condição sem carga (atuador recuado), depois da execução do procedimento de pré-aquecimento dos mancais (2000 rpm por 600s) e ainda após a inserção do polinômio que relaciona torque e rotação (mostrado na Figura 4.12) no programa computacional do tribômetro.

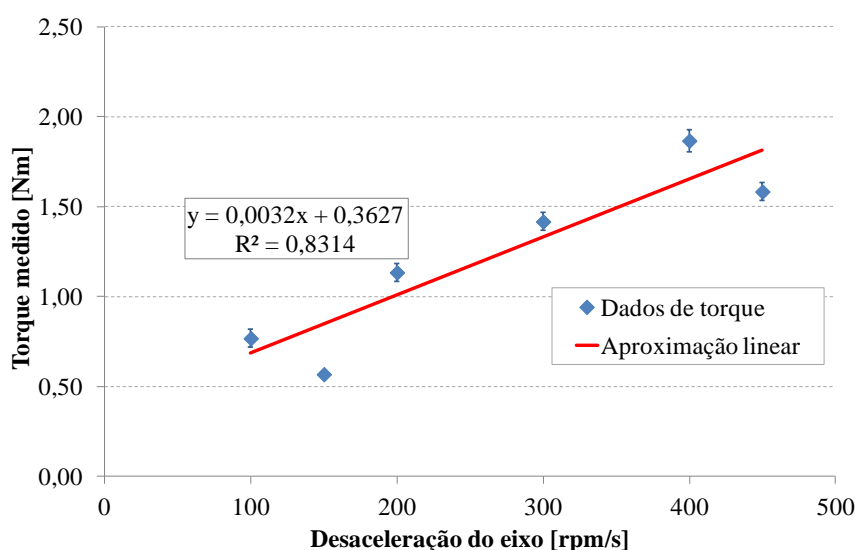


Figura 4.13 - Curva de torque avaliada para diferentes níveis de desaceleração do eixo.

A aproximação linear dos dados apresentados na Figura 4.13, um polinômio de primeira ordem, foi inserida no programa computacional de controle do tribômetro, de forma a subtrair das medidas “brutas” de torque a medida associada à desaceleração do eixo. O esquema da Tabela 4.1 resume o procedimento de correção das medidas de torque.

Tabela 4.1 – Esquema dos procedimentos e respectivos polinômios empregados para correção das medidas de torque do tribômetro.

Fator avaliado	Variável de entrada	Polinômio que relaciona a variável de entrada com a variável de saída (torque)
Perdas de torque devido à rotação	x = rotação do eixo [rpm]	$-7(10^{-17})x^5 + 2(10^{-13})x^4 + 2(10^{-10})x^3 - 1(10^{-6})x^2 + 0,0014x + 0,331$
Perda de torque associado à inércia do sistema	x = desaceleração do eixo [rpm/s]	$0,0032x + 0,3627$

Assim, uma vez que ambos os polinômios da Tabela 4.1 foram inseridos no programa computacional do tribômetro, ficou completada a etapa de correção das medidas experimentais de torque. Um monitoramento periódico (a cada 06 meses) está previsto com relação às curvas acima descritas a fim de se verificar a evolução do nível de perdas de torque ao longo do tempo. Nesse caso, a(s) nova(s) curva(s) de correção será(ão) inseridas no programa computacional do tribômetro, desde que as diferenças entre os resultados do novo levantamento em relação às curvas originais descritas neste trabalho sejam de até 10%. Em caso de ocorrência de diferenças de torque maiores do que 10% no resultado de qualquer uma das duas curvas mostradas na Tabela 4.1, o aumento das perdas de torque será considerado excessivo e serão tomadas ações investigativas no sentido de solucionar esse problema.

c) Capacidade de medição da rotação do disco em baixas velocidades: na versão atual do tribômetro, foi instalado um encoder auxiliar, externo a malha de controle do servomotor. Esse dispositivo possui resolução de 5000 pulsos/revolução e foi acoplado junto ao perímetro externo do disco de freio por meio de uma pequena roda, constituída de material plástico de baixo escorregamento. A fim de se obter um ganho de resolução, a relação de transmissão entre o disco de freio e a referida roda do encoder é de aproximadamente 9.

A partir da inclusão do encoder auxiliar ao tribômetro foi possível a realização de ensaios sob condição de velocidade tão pequenas quanto 0,4 rpm, que são as condições típicas para a ocorrência de fenômenos vibratórios induzidos por atrito, tais como *stick-slip* e oscilações harmônicas. Convém observar que o referido instrumento é empregado apenas para

medição da velocidade, sem nenhuma ação de controle sobre o circuito de controle da rotação. A Figura 4.14 apresenta uma curva típica de torque e de posição do encoder obtida experimentalmente para um ensaio em que ocorreu o fenômeno de *stick-slip* entre a amostra (material 073) e o disco de freio. As condições operacionais em que foi executado o referido ensaio incluem uma força normal de 1000 N e rotação do disco de 0,4 rpm (aproximadamente 1,58 mm/s).

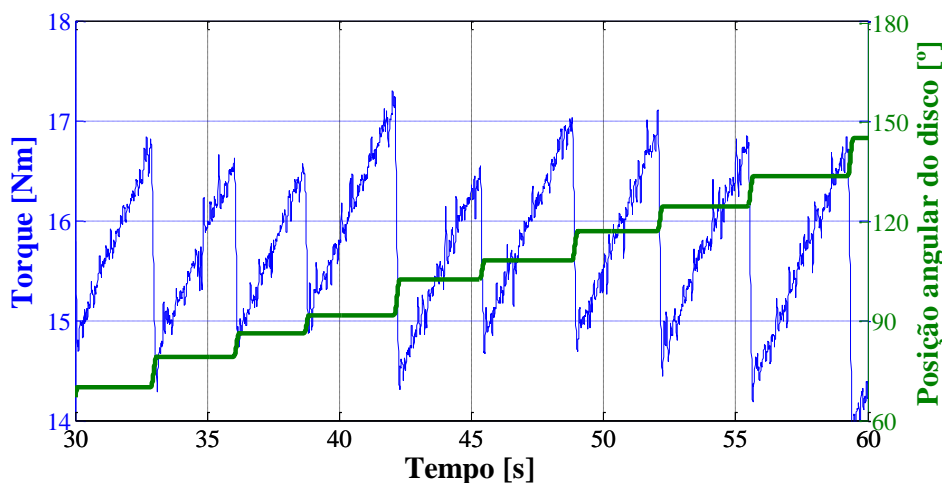


Figura 4.14 - Curva típica de *stick-slip* medido na versão atual do tribômetro.

Referente às curvas da Figura 4.13, a fase de aderência (*stick*) do referido gráfico corresponde ao período em que a curva do encoder é plana, momento que coincide com o aumento do torque medido. A fase de escorregamento (*slip*) corresponde ao período em que a posição angular do disco é alterada, instante em que a magnitude de torque sofre queda abrupta de magnitude.

Com exceção da inclusão do encoder auxiliar ao circuito físico de controle e medição da rotação do disco, nada tem sido modificado em relação a esse sistema desde o projeto do tribômetro apresentado no mestrado. Esse circuito é compreendido por conversor de frequência com módulos de entradas e saídas analógicas ± 10 Vdc, servomotor (15 HP) integrado a encoder de 1024 pulsos/revolução e conversor de sinal serial RS 485 para o padrão *Universal Serial Bus* – USB e encoder auxiliar. A Figura 4.15 apresenta o esquema do circuito de medição e controle da rotação, onde é também mostrado o encoder auxiliar utilizado para as medições em baixa velocidade de rotação do disco, o qual foi incluído no projeto atual do tribômetro.

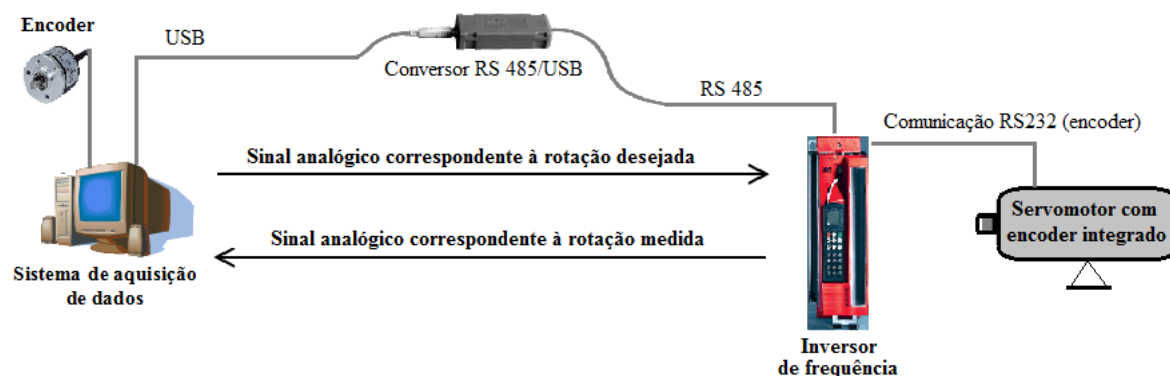


Figura 4.15 - Circuito de medição e controle e da rotação empregado na versão atual do tribômetro.

O servomotor, que está conectado ao eixo rotativo da máquina, possui controle da rotação num circuito em malha fechada com o conversor de frequência. A realimentação do sistema é feita pelo sinal do encoder que está integrado ao eixo do servomotor. Não há qualquer outro circuito externo de controle realimentado da velocidade, uma vez que, segundo dados do fabricante [SEW Eurodrive, 2006], o próprio conjunto composto pelo conversor de frequência, servomotor e encoder é capaz de realizar sozinho o controle da rotação do motor ($\pm 0,5$ rpm, de acordo com o fabricante). Assim, os sinais analógicos que são trocados entre o sistema de aquisição e controle de dados e o conversor de frequência dizem respeito apenas ao sinal de referência (desejado) da rotação, bem como à monitoração desta variável. Isso significa que, fisicamente, ao ser solicitada uma rotação de referência pelo usuário da máquina, um sinal analógico de tensão (± 10 Vdc) é enviado da saída do sistema de aquisição para a entrada analógica do conversor de frequência, a qual converte o sinal elétrico em rotação do motor. Ao mesmo tempo, o conversor de frequência devolve ao sistema de aquisição de dados o valor de tensão analógica que corresponde à medida de rotação atual do motor.

A comunicação e parametrização do conversor de frequência é feita através de uma ferramenta computacional específica (programa *SEW MOVITOOLS*) fornecida pelo fabricante. O canal de comunicação dos dados disponível no referido programa computacional ocorre por meio de dispositivo USB (*Universal Host Controller*). Como o conversor de frequência trabalha com comunicação serial padrão RS485, foi necessário empregar um módulo conversor RS 485/USB para viabilizar a troca de dados entre o computador e o conversor de frequência.

d) Controle da temperatura do disco: o projeto atual do tribômetro possui sistema medição e controle da temperatura do disco, o qual é compreendido por termopares instalados no interior do disco, dispositivo condicionador de sinal para termopar, módulo conversor de tensão (± 10 Vdc) para corrente (4-20 mA), sensor infravermelho para a medição da temperatura da superfície do disco, sistema de escovas girantes, válvula reguladora para o controle do fluxo de ar soprado sobre o disco e aquecedor eletromagnético. A Figura 4.16 apresenta o esquema do circuito de medição e controle da temperatura.

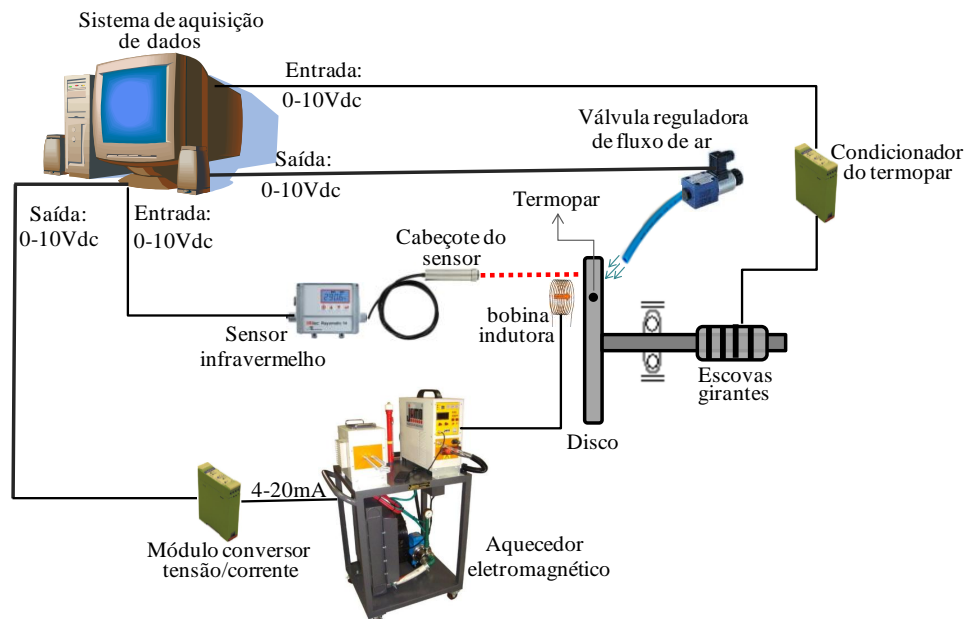


Figura 4.16 - Circuito de controle e medição da temperatura empregado no projeto atual do tribômetro.

Da mesma forma que ocorreu nos sistemas de medição e controle da carga e do torque, o circuito eletrônico da temperatura também foi integrado a uma lógica de programação computacional, desenvolvida em software *Simulink*. Além disso, o referido programa computacional também calcula a variação de temperatura obtida ao término de uma dada frenagem, cujo dado é informado na interface gráfica auxiliar do tribômetro. Toda a lógica computacional de controle da temperatura opera em malha fechada e foi desenvolvida durante a tese. A seguir, o atual circuito de controle da temperatura é explicado em detalhes.

O sensor infravermelho (pirômetro) está instalado a aproximadamente 150 mm de distância da superfície do disco, proporcionando um ponto focal com diâmetro de 7,5 mm sobre a pista de atrito do disco. Os dados de temperatura obtidos a partir deste sensor são

considerados apenas em termos relativos (não absolutos) devido à dificuldade em se determinar o valor de emissividade da superfície do disco durante o processo de frenagem. O método de medição de temperatura que é considerado válido nos ensaios do tribômetro é, portanto, o método por contato, via termopar instalado no interior do disco de freio. Um sistema de escovas possibilita a saída do sinal dos termopares que estão inseridos dentro do disco de freio, permitindo a ligação de até 3 sensores ao mesmo tempo. Os termopares utilizados no tribômetro são do tipo K, que é também o padrão comumente empregado nos dinamômetros inerciais. O módulo conversor de tensão/corrente permite integrar o sistema de aquisição e controle do tribômetro, cujo comando opera através de sinal de tensão (± 10 Vdc), ao aquecedor indutivo, cujo controle opera por sinal de corrente (4-20 mA).

O sistema de controle da temperatura do disco está dividido em 2 subsistemas: i) subsistema do soprador e ii) subsistema do aquecedor. O subsistema do soprador é responsável por promover o resfriamento do disco por meio de fluxo de ar forçado sobre a superfície traseira do mesmo. Esse fluxo de ar é comandado por uma válvula reguladora de fluxo, a qual está conectada eletronicamente ao sistema de aquisição e controle do tribômetro. Isso possibilita que o usuário regule, em qualquer instante do processo, a quantidade de ar soprado. A faixa de operação do subsistema do soprador varia desde zero (válvula totalmente fechada) até 700 l/min (válvula totalmente aberta). O circuito de controle desse subsistema opera em malha aberta e não tem sido alterado desde a sua primeira versão, apresentada no trabalho de dissertação [Neis, 2008] do autor da presente tese.

O subsistema do aquecedor, por sua vez, é responsável por aumentar a temperatura do disco através do fornecimento de calor ao mesmo, cuja tarefa é desempenhada pelo aquecedor eletromagnético. O circuito de controle do referido subsistema opera em malha fechada, realimentado pelas medidas de temperatura do termopar. Um controlador PID foi inserido no programa computacional referente a esse subsistema, sendo responsável pelo controle automático da temperatura durante a operação de aquecimento do disco a partir do aquecedor eletromagnético.

A operação de aquecimento do disco através do aquecedor eletromagnético é um dos principais atributos e diferenciais da versão atual do tribômetro em relação àquela apresentada no mestrado bem como em relação a outras máquinas de ensaio para materiais de fricção. A partir do uso desta tecnologia é possível reduzir o tempo de cumprimento de um ensaio e

ainda avaliar o efeito exclusivo da temperatura sobre o atrito e desgaste dos materiais. Dada a importância do assunto, uma abordagem detalhada do referido sistema é realizada a seguir.

No sistema de aquecimento por indução, uma corrente alternada de alta intensidade, fornecida por uma fonte geradora de alta frequência, é aplicada sobre uma bobina indutora. Isso gera um fluxo magnético variável que induz à formação de correntes parasitas ou correntes de Foucault sobre materiais metálicos próximos a bobina. Devido à intensidade destas correntes, o efeito Joule resultante propicia uma grande elevação da temperatura. As vantagens do emprego de sistemas de aquecimento por indução sobre processos convencionais, como aqueles que utilizam resistência elétrica, por exemplo, incluem a possibilidade de um aquecimento localizado e uniforme nos casos em que a elevação da temperatura da peça inteira é indesejada. A maior taxa de aumento da temperatura é outra vantagem dos sistemas indutivos [Monezi et al., 2007; Curtis, 1944]. Quanto a aplicações, a tecnologia de aquecimento por indução eletromagnética é empregada em processos de tratamento térmico de peças metálicas [Rudnev et al., 2006], bem como em processos de soldagem, têmpera, revenimento, recozimento e brasagem [Eurothermo, 2012].

A Figura 4.17-a mostra o aquecedor indutivo utilizado no tribômetro para o aquecimento do disco, o qual é constituído de uma fonte com alta capacidade de corrente e frequência (1), de uma bobina indutora (2) bem como de um radiador (3) para resfriamento da bobina. A Figura 4.17-b apresenta o detalhe da bobina indutora (4), disposta a uma distância de cerca de 1 mm da superfície do disco de freio do tribômetro (5).

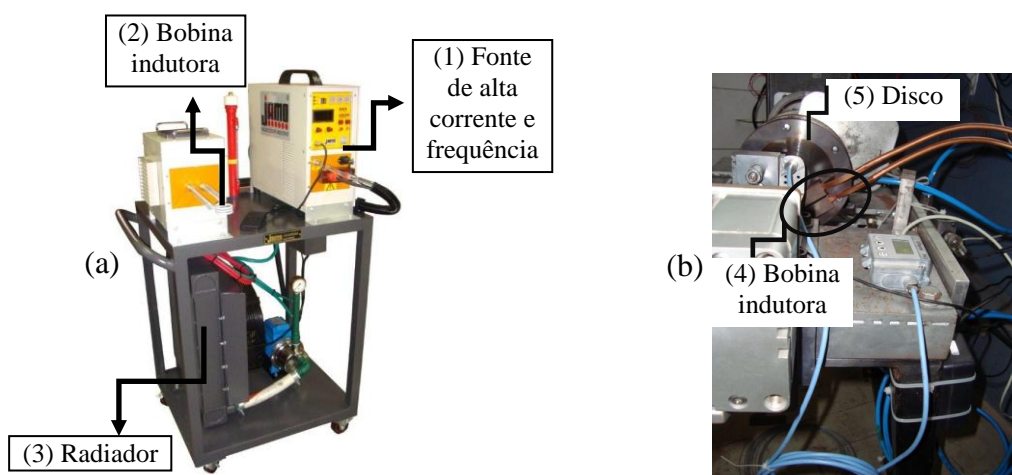


Figura 4.17 - Sistema de aquecimento do disco por processo de indução eletromagnética: (a) aquecedor indutivo e (b) detalhe da bobina instalada sobre o disco do tribômetro.

Em especial, o equipamento aquecedor por indução eletromagnética ou simplesmente aquecedor indutivo possui alimentação trifásica (220 VAC), potência máxima de 7,5 kW, podendo operar em modo manual ou automático. No primeiro modo, o ajuste da potência de saída é feita por meio de potenciômetros dispostos no painel do equipamento e o programa computacional passa a ficar inoperante nessa condição. No modo automático, o circuito computacional passa a assumir o controle do equipamento, ajustando a magnitude da potência na saída da bobina indutora de acordo com o valor demandado pelo controlador PID presente na lógica de programação computacional.

Como foi mencionado anteriormente, através da integração da tecnologia de aquecimento por indução eletromagnética com o tribômetro é possível reduzir o tempo necessário para aquecimento do disco e, conseqüentemente, o tempo para cumprimento de um ensaio. Em equipamentos como a máquina Chase e alguns modelos de tribômetros comerciais (Figura 4.18), que utilizam resistência elétrica para aquecimento do rotor, a menor taxa de fornecimento de calor associada a essa tecnologia leva ao maior tempo para execução dos ensaios, o que implica no aumento dos custos para desenvolvimento de novos materiais de fricção pelos fabricantes de pastilhas e lonas de freios.

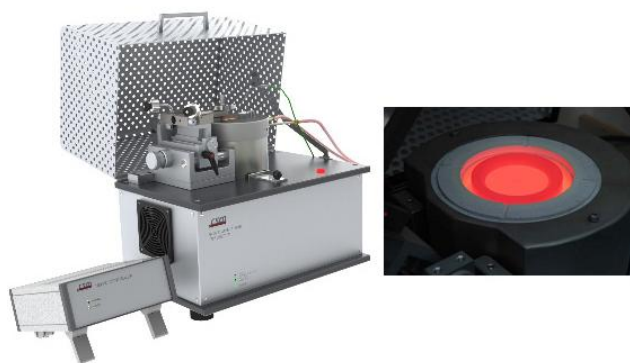


Figura 4.18 - Tribômetro comercial que emprega sistema de aquecimento do disco por meio de resistência elétrica [Fonte: CSM, 2011].

Um conjunto de resistências elétricas, com potência de 350 W, foi avaliado em um experimento executado na versão do tribômetro apresentado no mestrado. A partir dos resultados deste experimento, é possível verificar a relativamente baixa eficiência deste tipo de sistema para promover a elevação da temperatura do disco. Os resultados da Figura 4.19 mostram que foram necessários 12 min (período que corresponde dos 23 aos 35 min) para

e elevar a temperatura de 200°C para 300°C por meio das resistências, que operavam em conjunto com a máquina sob condição de arrasto constante, com carga de 400 N e rotação de 500 rpm. Durante o período que antecede a ativação do aquecedor de resistências elétricas (entre 0 e 23 min), o aumento de temperatura do disco (de 70 a 200°C) foi produzido exclusivamente pelo processo de deslizamento da amostra sobre o disco (carga de 400 N e rotação de 500 rpm). O período posterior ao aquecimento pelas resistências (entre 35 e 50 min) corresponde ao estágio em que o sistema soprador de ar foi acionado.

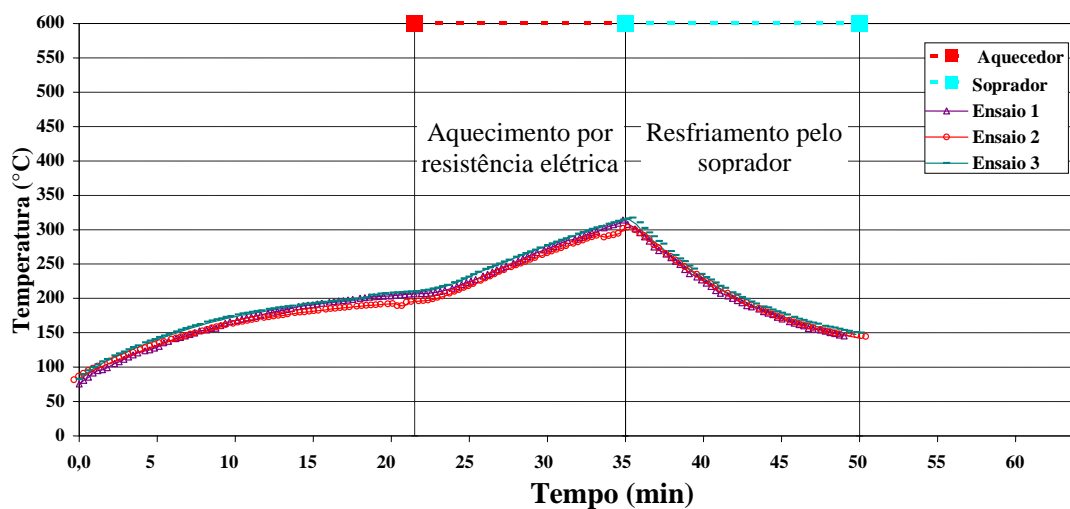


Figura 4.19 - Processo de aquecimento e resfriamento do disco obtidos por meio das tecnologias empregadas na versão do tribômetro apresentada no mestrado [Neis, 2008].

A avaliação do processo de aquecimento do disco por indução (Figura 4.20) mostra uma taxa de aquecimento do disco consideravelmente superior à taxa apresentada pelo sistema que utiliza resistências elétricas. O referido gráfico é o resultado de frenagens obtidas com o tribômetro sob condição de força constante de 2000 N, rotação inicial de 2300 rpm e desaceleração do eixo equivalente a $0,392 \text{ m/s}^2$ em um veículo comercial do Brasil. Devido às diferenças entre as condições de temperatura inicial, não é possível confrontar diretamente os dados obtidos por meio de ambos os processos (resistência elétrica e indução eletromagnética). Entretanto, o que pode ser inferido a respeito é que o tempo necessário para elevar a temperatura em 100°C por meio das resistências elétricas possui ordem de grandeza de minutos, enquanto que ao ser empregada a tecnologia do sistema de aquecimento por

indução, o tempo para se obter a mesma variação de temperatura (100°C) é da ordem de segundos.

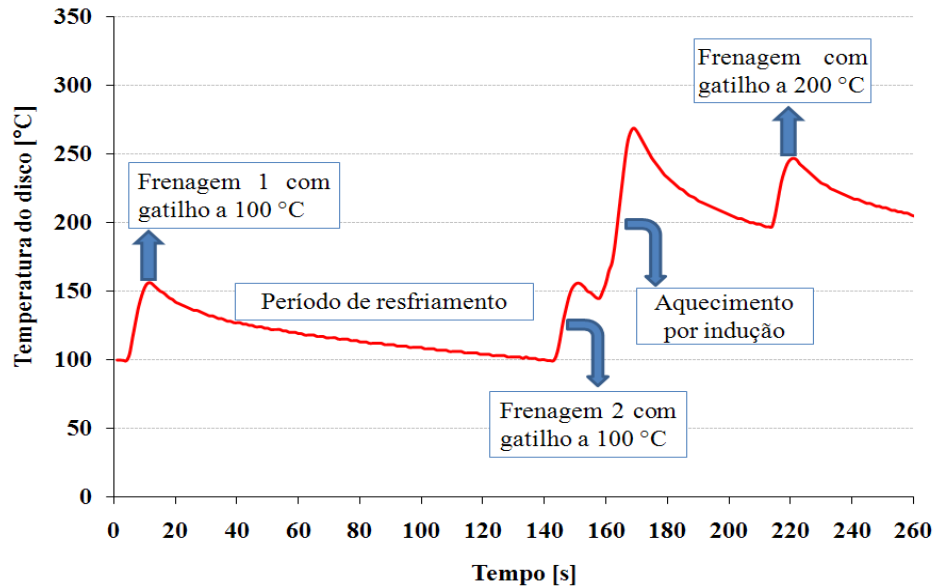


Figura 4.20 - Curva de temperatura destacando período de aquecimento do disco do tribômetro por meio de indução eletromagnética.

Não tem sido relatado pela literatura trabalhos que mostrem resultados experimentais que empreguem a tecnologia de aquecimento por indução eletromagnética para promover o aumento da temperatura do disco nos processos de fricção entre duas superfícies. Apenas uma patente de invenção [Richard et al., 2001] foi localizada, a qual apresenta o projeto de um tribômetro que integra um sistema de aquecimento do disco e da amostra por processo de indução eletromagnética. Entretanto, não foi encontrada nenhuma publicação que trate de resultados obtidos a partir deste equipamento.

5 AS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO DO TRIBÔMETRO

Neste capítulo, são apresentados e discutidos os resultados de incerteza associados aos diferentes sistemas de medição e circuitos de controle que são empregados no tribômetro.

Primeiramente, são mostrados os resultados de incerteza de medida instrumental, que considera as especificações técnicas (precisão, resolução, etc) dos dispositivos e instrumentos envolvidos no processo de medição de cada variável.

Em seguida, é descrito e avaliado o processo de ajuste dos referidos sistemas de medição e circuitos de controle, cuja metodologia foi dividida em procedimento estático e procedimento dinâmico de ajuste. Não foi realizado o ajuste (estático ou dinâmico) do circuito de medição e controle da velocidade, uma vez que, de acordo com o fabricante dos dispositivos envolvidos no referido sistema [SEW Eurodrive, 2006], o conjunto composto pelo servomotor, encoder e conversor de frequência já se encontra pré-ajustado de fábrica.

Na subseção referente a “outras estimativas”, são estabelecidas discussões a respeito das incertezas associadas ao tempo de resposta das medições de temperatura por contato de termopar, bem como das incertezas de medição dessa variável associadas à emissividade superficial do disco quando é empregado o método sem contato (sensor infravermelho). Nesta subseção, é também apresentada a avaliação experimental da capacidade máxima e mínima de desaceleração disponibilizada pelo circuito de controle da velocidade.

Por último, é realizada uma avaliação experimental da repetitividade das medidas de coeficiente de atrito obtidas a partir do tribômetro. A Tabela 5.1 resume os procedimentos que foram empregados no estudo das incertezas de medição do tribômetro, relacionando-os às variáveis medidas por essa máquina.

Tabela 5.1 – Procedimentos empregados no estudo das incertezas de medição do tribômetro.

		Procedimentos de avaliação empregados				Avaliação experimental (repetitividade) das medidas de atrito
		Incerteza de medição instrumental	Ajuste		Outras estimativas	
			Estático	Dinâmico		
Variáveis	Temperatura	X	X	X	X	
	Torque	X	X	X		
	Força	X	X	X		
	Velocidade	X			X	
	Coefficiente de atrito	X				X

5.1 Incerteza de Medição Instrumental da Temperatura do Disco

No tribômetro projetado, são empregados dois métodos de avaliação da temperatura do disco durante os ensaios: o método por contato, que emprega termopar, e o método sem contato, via pirômetro. A seguir, a incerteza de medição instrumental referente a ambos os métodos de medição são avaliadas a partir dos dados de precisão e resolução de seus dispositivos e instrumentos.

5.1.1 Método de Medição por Contato

O método de medição por contato diz respeito à utilização de termopar tipo K, o qual é instalado no interior do disco de freio do tribômetro. A incerteza associada às medidas realizadas a partir deste método é determinada pelo somatório das incertezas individuais do termopar, do seu condicionador de sinal e do sistema de aquisição e controle de dados. A Tabela 5.2 resume as características dos referidos instrumentos e dispositivos.

Tabela 5.2 - Dados dos dispositivos envolvidos na medição da temperatura pelo método por contato de termopar.

Instrumento ou dispositivo	Característica(s)	Incerteza
Sensor termopar	Tipo K	O maior valor entre $\pm 2,2^{\circ}\text{C}$ e $\pm 0,75\%$ sobre o valor medido
Condicionador do termopar	Classe de precisão = 0,1	$\pm 0,1\%$ FE ^a
Sistema de aquisição	Entradas analógicas $\pm 10\text{ Vdc}$ Resolução = 16 bit	$\pm \text{FM}/2^{15}$ [unidades de FM], onde FM é a faixa da grandeza medida ^b

^aFE é o fundo de escala; ^bFM é dividido por 2^{15} , e não 2^{16} , pois o sinal negativo de tensão da entrada analógica do sistema de aquisição não é empregado.

Os dados do condicionador e do sistema de aquisição foram retirados dos manuais disponibilizados pelos fabricantes destes dispositivos [Dspace, 2006; Lynx, 2010]. Com relação à incerteza do termopar apresentada, foi tomada como referência a norma ASTM E230-03, 2003 e o guia de instrumentação Webster, 1999. O fundo de escala considerado para o sistema de medição da temperatura por termopar equivale ao máximo valor permitido pelo condicionador, que é de 900°C .

A expressão que combina as incertezas individuais dos dispositivos envolvidos no sistema de medição da temperatura por termopar é apresentada pela Equação 5.1.

$$U(TK) = \sqrt{u^2(k) + u^2(ck) + u^2(sa)} \quad (5.1)$$

onde $U(TK)$ é a incerteza de medição instrumental combinada do sistema de medição da temperatura por termopar [°C], $u(k)$ é a incerteza associada ao termopar tipo K [°C], $u(ck)$ é a incerteza associada ao condicionador de sinal do termopar [°C] e $u(sa)$ é a incerteza associada à capacidade de resolução do sistema de aquisição e controle de dados [°C].

Aplicando os dados da Tabela 5.2 na Equação 5.1, chega-se aos valores da incerteza instrumental combinada e expandida das medidas de temperatura com o uso do termopar, cujos resultados são apresentados na Tabela 5.3 (intervalo de confiança de 95%).

Tabela 5.3 - Resultados da avaliação da incerteza de medição instrumental da temperatura, obtidos para o método por contato de termopar.

Temperatura medida [°C]	Incerteza instrumental combinada expandida [°C]
25	±2,38
100	±2,38
200	±2,38
300	±2,42
400	±3,13
500	±3,86
600	±4,59
700	±5,33
800	±6,07
900	±6,81

5.1.2 Método de Medição Sem Contato

O método de medição sem contato é realizado por um sensor infravermelho (pirômetro) com relação distância/ponto de 20:1. Como a distância entre o cabeçote de medição e a superfície do disco é de 150 mm, a área de medição sobre a pista de atrito do disco equivale a um círculo com diâmetro de 7,5 mm.

A Tabela 5.4 resume as características e a incerteza dos referidos instrumentos envolvidos no sistema de medição de temperatura por infravermelho. As especificações técnicas do pirômetro e do sistema de aquisição e controle foram baseadas em dados informados pelos manuais disponibilizados pelos fabricantes destes dispositivos [Raytek, 2010; Dspace, 2006]. O fundo de escala considerado para o sistema de medição da

temperatura por termopar equivale ao máximo valor permitido pelo pirômetro, que vale 600°C.

Tabela 5.4 - Especificação técnica dos instrumentos e dispositivos envolvidos na medição da temperatura via método sem contato.

Instrumento ou dispositivo	Característica(s)	Incerteza
Pirômetro (sensor + condicionador)	Faixa de -40°C a 600°C Tempo de resposta 130ms	O maior valor entre $\pm 0,5^\circ\text{C}$ e $\pm 0,5\%$ sobre o valor medido
Sistema de aquisição	Entradas analógicas $\pm 10\text{Vdc}$ Resolução = 16 bit	$\pm \text{FM}/2^{15}$ [unidades de FM], onde FM é a faixa da grandeza medida ^a

^aFM é dividido por 2^{15} , e não 2^{16} , pois o sinal negativo de tensão da entrada analógica do sistema de aquisição não é empregado

A incerteza combinada associada às medidas de temperatura realizadas pelo método sem contato é determinada pela raiz do somatório quadrático das incertezas individuais do pirômetro, o qual é fabricado em conjunto com o seu respectivo condicionador de sinal, e do sistema de aquisição e controle do tribômetro, conforme mostra a Equação 5.2.

$$U(TSC) = \sqrt{u^2(p) + u^2(sa)} \quad (5.2)$$

onde $U(TSC)$ é a incerteza de medição instrumental combinada do sistema de medição da temperatura pelo método sem contato [°C], $u(p)$ é a incerteza associada ao pirômetro [°C] e $u(sa)$ é a incerteza associada à capacidade de resolução do sistema de aquisição e controle de dados [°C].

Aplicando os dados da Tabela 5.4 na Equação 5.2, chega-se aos resultados da incerteza associada ao sistema de medição de temperatura pelo método sem contato, cujos valores são apresentados na Tabela 5.5 (intervalo de confiança de 95%).

Tabela 5.5 - Resultados das incertezas de medição instrumental da temperatura pelo método sem contato.

	Temperatura medida [°C]					
	≤100	200	300	400	500	600
Incerteza instrumental combinada expandida [°C]	±0,50	±1,00	±1,50	±2,00	±2,50	±3,00

5.2 Incerteza de Medição Instrumental do Torque e da Força Normal

A incerteza de medição instrumental associada à grandeza da força normal é avaliada como sendo a incerteza combinada dos referidos dispositivos que integram o sistema de medição desta variável. São eles: o sensor, nesse caso uma célula de carga, o condicionador de sinal e o sistema de aquisição e controle de dados. A mesma abordagem é feita com relação ao sistema de medição do torque, ou seja, a incerteza desta variável diz respeito aos dispositivos que integram o referido sistema de medição, que são o transdutor de torque, o condicionador de sinais e o sistema de aquisição e controle de dados.

A Tabela 5.6 apresenta as características e a incerteza associada a cada dispositivo ou instrumento envolvido no processo de medição do atrito pelo tribômetro. Os valores de fundo de escala considerados para o sistema de medição da força e do torque valem, respectivamente, 2500 N e 32 Nm. Os dados da referida tabela foram retirados dos manuais técnicos disponibilizados pelos fabricantes destes instrumentos e dispositivos [Dspace, 2006; HBM, 2006a; HBM, 2006b; HBM, 2006c; HBM, 2006d; Júnior e Irigoyen, 1985].

Tabela 5.6 – Especificações técnicas dos instrumentos e dispositivos envolvidos no processo de medição do torque e da força normal pelo tribômetro.

Instrumento ou dispositivo	Característica(s)	Incerteza
Sistema de aquisição	Entradas analógicas ± 10 Vdc Resolução = 16 bit	$\pm FM/2^{15}$ [unidades de FM], onde FM é a faixa da grandeza medida ^a
Condicionador da célula de carga	Classe de precisão = 0,1	$\pm 0,1$ % ^b FE
Transdutor de torque	Classe de precisão = 0,1	$\pm 0,1$ % FE
Condicionador do transdutor de torque	Classe de precisão = 0,05	$\pm 0,05$ % FE
Célula de carga	Classe de precisão = 0,5	$\pm 0,5$ % FE

^aFM é dividido por 2^{15} , e não 2^{16} , pois o sinal negativo de tensão da entrada analógica do sistema de aquisição não é empregado, ^bFE é o fundo de escala

A incerteza de medição instrumental resultante do processo de medição do torque e da força é determinada pela Equação 5.3, que combina as incertezas individuais dos dispositivos envolvidos no sistema de medição destas grandezas:

$$U(G) = \sqrt{u^2(s) + u^2(c) + u^2(sag)} \quad (5.3)$$

onde $U(G)$ é a incerteza de medição instrumental combinada da grandeza em questão [unidades da grandeza medida G], $u(s)$ é a incerteza associada ao sensor [unidades da grandeza medida G], $u(c)$ é a incerteza associada ao condicionador que é ligado ao sensor [unidades da grandeza medida G] e $u(sag)$ é a incerteza associada à capacidade de resolução do sistema de aquisição e controle de dados [unidades da grandeza medida G].

Empregando os dados da Tabela 5.6 na Equação 5.3, chega-se à incerteza instrumental combinada e expandida do sistema de medição do torque e da força, que valem, respectivamente, $\pm 0,036$ Nm e $\pm 12,75$ N (intervalo de confiança de 95%). Esses valores são constantes para a toda a faixa de medição destas grandezas, uma vez que as próprias incertezas individuais $u(s)$, $u(c)$ e $u(sag)$ são calculadas em função do fundo de escala, que é um parâmetro fixo configurado para cada sistema de medição.

5.3 Incerteza de Medição Instrumental da Velocidade de Rotação

Para a determinação da incerteza de medição instrumental do sistema de medição da velocidade de rotação do tribômetro, são considerados os dados de resolução do módulo analógico do inversor de frequência, do encoder e do sistema de aquisição e controle de dados. A Tabela 5.7 resume as características e a incerteza dos referidos dispositivos envolvidos na medição da rotação do tribômetro.

Tabela 5.7 - Dados dos dispositivos envolvidos na medição da rotação do tribômetro.

Dispositivo	Característica(s)	Incerteza
Sistema de aquisição	Entradas e saídas analógicas ± 10 Vdc Resolução = 16 bit	$\pm FM/2^{15}$ [unidades de FM], onde FM é a faixa da grandeza medida ^a
Encoder	1024 pulsos por revolução	$\pm VM/2^{12}$ [unidades de VM], onde VM é o valor medido de rotação
Entrada e saída analógica do inversor de frequência	Entradas e saídas analógicas ± 10 Vdc Resolução = 12 bit	$\pm FM/2^{11}$ [unidades de FM], onde FM é a faixa da grandeza medida ^a

^aUm bit a menos do que a resolução do dispositivo é devido ao bit de sinal negativo, cuja faixa de leitura não é considerada.

As especificações técnicas do módulo analógico do inversor de frequência, do encoder e do sistema de aquisição e controle estão baseadas em dados dos manuais disponibilizados pelos fabricantes destes dispositivos [SEW Eurodrive, 2006; Dspace, 2006]. O fundo de

escala considerado para o sistema de medição da rotação equivale ao máximo valor configurado na máquina para esse parâmetro, cuja magnitude é de 2500 rpm.

A expressão que combina as incertezas individuais dos dispositivos envolvidos no sistema de medição da rotação é apresentada pela Equação 5.4.

$$U(rot) = \sqrt{u^2(e) + u^2(ms) + u^2(sar)} \quad (5.4)$$

onde $U(rot)$ é a incerteza de medição instrumental do sistema de medição da rotação [rpm], $u(e)$ é a incerteza associada à capacidade de resolução do encoder [rpm], $u(ms)$ é a incerteza associada à capacidade de resolução da saída do módulo analógico do inversor [rpm] e $u(sar)$ é a incerteza associada à capacidade de resolução do sistema de aquisição e controle de dados [rpm].

Aplicando os dados da Tabela 5.7 na Equação 5.4, chega-se ao valor da incerteza de medição instrumental combinada e expandida do sistema de rotação do tribômetro, que vale aproximadamente $\pm 1,4$ rpm para toda a faixa de rotação, considerando um intervalo de confiança de 95%.

5.4 Incerteza de Medição Instrumental do Coeficiente de Atrito

No tribômetro projetado, o coeficiente de atrito é determinado através de um processo de medição indireta, que considera a relação da Equação 5.5. Esse cálculo é realizado a cada fração de segundo pelo sistema de aquisição e controle de dados do equipamento e o resultado é, ao mesmo tempo, adquirido e informado na interface gráfica da máquina. Convém observar que a referida equação (Equação 5.5) não inclui a eficiência mecânica do sistema de freio, como ocorre em um dinamômetro (ver Eq. 3.1). Isso acontece porque, no caso do tribômetro, o sinal de força normal é obtido diretamente pela célula de carga que está conectada ao cilindro atuador. Isso torna o sistema menos suscetível a erros de medição do atrito, uma vez que o valor de eficiência mecânica empregado no cálculo do atrito do dinamômetro é usualmente assumido como constante, o que acaba não levando em conta possíveis variações na eficiência devido ao desgaste dos componentes mecânicos do sistema de atuação.

$$\mu = \frac{M}{RF_N} \quad (5.5)$$

onde μ representa o coeficiente de atrito, M é o torque de frenagem [Nm], R é o raio de deslizamento [m] e F_N a força normal [N].

Para a determinação da incerteza de medida instrumental referente ao sistema de medição do atrito do tribômetro, são considerados os dados de incerteza resultantes de cada termo empregado na Equação 5.5. Assim, visto que as incertezas instrumentais dos sistemas de medição do torque e da força normal já foram previamente apresentadas na Subseção 5.2, é preciso ainda avaliar a incerteza associada a terceira variável envolvida no processo de medição do atrito: o raio de deslizamento.

O raio de deslizamento é ajustado manualmente pelo operador através do mecanismo de fuso e manivela. Conforme já mencionado na subseção referente ao projeto mecânico do tribômetro (Subseção 4.1), um paquímetro digital, integrado ao referido mecanismo, possibilita a leitura do valor do raio de deslizamento durante o processo de regulagem deste parâmetro. A fim de evitar possíveis erros grosseiros, é prática comum, após executada essa regulagem, realizar uma segunda leitura do valor do raio, desta vez por meio de um paquímetro mecânico (não digital). Segundo dados do fabricante do paquímetro digital que é empregado no tribômetro [Mitutoyo, 2011], a repetitividade deste instrumento é de $\pm 10 \mu\text{m}$. No caso do paquímetro mecânico, considerando a metodologia de cálculo de incerteza para este tipo de instrumento sugerida por Júnior e Irigoyen, 1985, a incerteza de medição é de $\pm 17,8 \mu\text{m}$, assumindo uma medida comum de raio (40 mm). O valor de incerteza associada à medida do raio que será considerado a seguir no cálculo da incerteza do atrito é o maior dos valores acima mencionados, ou seja, $\pm 17,8 \mu\text{m}$ (análise conservadora).

A expressão matemática que combina todas as grandezas envolvidas no processo de medição do atrito pelo tribômetro é dada pela Equação 5.6. Segundo a literatura [Gonçalves Jr, 2002], tal expressão se aplica para determinação da incerteza combinada quando estão envolvidas grandezas estatisticamente dependentes e independentes ao mesmo tempo.

$$U^2(f) = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i) + 2 \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n \frac{\partial f}{\partial x_i} \frac{\partial f}{\partial x_j} u(x_i) u(x_j) r(x_i, x_j) \quad (5.6)$$

onde f é uma função $f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$, $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$, são as grandezas de entrada consideradas e $r(x_i, x_j)$ é o coeficiente de correlação entre as grandezas de entrada x_i e x_j .

Desenvolvendo a Equação 5.6 com as variáveis associadas ao processo de medição do atrito do tribômetro e assumindo existir correlação igual a 1 entre as grandezas do torque e da força normal $r(M,F) = 1$ e entre o torque e o raio de deslizamento $r(M,R) = 1$, bem como correlação nula entre a força e o raio de deslizamento $r(F,R) = 0$, chega-se à Equação 5.7:

$$U^2(\mu) = \left(\frac{\partial \mu}{\partial M} u(M) \right)^2 + \left(\frac{\partial \mu}{\partial F} u(F) \right)^2 + \left(\frac{\partial \mu}{\partial R} u(R) \right)^2 + 2 \frac{\partial \mu}{\partial M} \frac{\partial \mu}{\partial F} u(M)u(F) + 2 \frac{\partial \mu}{\partial M} \frac{\partial \mu}{\partial R} u(M)u(R) \quad (5.7)$$

onde $U(\mu)$ é a incerteza de medição instrumental combinada do coeficiente de atrito [adm], M é o torque [Nm], $u(M)$ é a incerteza do torque [Nm], R é o raio de deslizamento [m], $u(R)$ é a incerteza do raio de deslizamento [m], F é a força normal [N] e $u(F)$ é a incerteza da força normal [N].

Assim, resolvendo as derivadas parciais e aplicando sobre a equação resultante os dados correspondentes à faixa de força e de torque da máquina, bem como suas incertezas e assumindo ainda um raio de deslizamento de 40 mm (incerteza de $\pm 17.8 \mu\text{m}$), chega-se aos resultados mostrados na Tabela 5.8, válidos para um intervalo de confiança de 95%.

Tabela 5.8 - Incertezas de medição instrumental do atrito medido pelo tribômetro.

		Faixa de torque [Nm]									
		1	2	3	4	5	10	15	20	30	45
Faixa da força normal [N]	50	±29,07	±27,28								
	100	±16,34	±14,54	±13,94	±13,64						
	200	±9,98	±8,18	±7,58	±7,28	±7,10					
	300	±7,87	±6,06	±5,46	±5,16	±4,98	±4,61				
	400	±6,81	±5,01	±4,40	±4,10	±3,92	±3,55	±3,43			
	500	±6,18	±4,38	±3,77	±3,47	±3,28	±2,92	±2,80	±2,73		
	1000	±4,92	±3,12	±2,51	±2,21	±2,02	±1,65	±1,53	±1,47	±1,40	
	1500	±4,50	±2,70	±2,10	±1,79	±1,61	±1,24	±1,11	±1,05	±0,98	±0,94
	2000	±4,29	±2,49	±1,89	±1,59	±1,40	±1,03	±0,90	±0,84	±0,78	±0,73
	2500	±4,17	±2,37	±1,77	±1,46	±1,28	±0,91	±0,78	±0,72	±0,65	±0,61

Os dados de incerteza instrumental do atrito da Tabela 5.8 estão apresentados em valores percentuais [%] sobre o valor de atrito medido para uma dada condição, a qual é o resultado do cruzamento entre uma linha e uma coluna específica, que correspondem à força normal e ao torque, respectivamente. Os espaços (ou células) vazios correspondem à situação onde que o coeficiente de atrito calculado é maior que a unidade “1”, e por isso foram

suprimidos. Repare que as maiores incertezas ocorrem para as menores magnitudes de força e de torque, já que as incertezas dessas variáveis são calculadas em relação ao fundo de escala e, portanto, são percentualmente mais significativas para a região de menor magnitude. Convém mencionar ainda que, usualmente, forças e torque maiores do que 500 N e 10 Nm, respectivamente, são empregados no tribômetro durante as frenagens. Nesta faixa de operação, um percentual menor ou igual a $\pm 2,92\%$ é observado para a incerteza de medição instrumental do atrito, conforme mostra a região destacada da Tabela 5.8.

Dohle et al., 2006, estimaram em $\pm 10\%$ a incerteza do coeficiente de atrito medido por um dinamômetro inercial, considerando as faixas operacionais empregadas por um procedimento AK-Master, 1998. Sobre esse resultado também foi contabilizada a incerteza associada à variação dinâmica do valor do raio efetivo durante as frenagens, cujo valor é de $\pm 2,40\%$. Esse efeito, segundo os autores, ocorre devido à deformação do calíper quando sob pressão e também devido às mudanças superficiais causadas pelo material. Dessa forma, a incerteza atribuída exclusivamente ao sistema de medição do atrito pelo dinamômetro é menor do que os $\pm 10\%$, já que esse resultado considera também, ainda que parcialmente, o efeito do material de fricção.

Um estudo sobre a incerteza do atrito associada às variações dinâmicas do raio durante frenagens também foi conduzido sobre o tribômetro [Neis et al., 2012]. Nesse trabalho, da mesma forma como foi feito por Dohle et al., 2006, as variações dinâmicas do raio efetivo foram avaliadas a partir de imagens termográficas obtidas sobre a superfície do disco de freio. Os resultados desta pesquisa mostraram que a variação dinâmica do raio efetivo durante frenagens pode levar a diferenças de até $\pm 3,00\%$ sobre o valor do coeficiente de atrito medido pelo tribômetro.

5.5 Ajuste dos Sistemas de Medição e Circuitos de Controle

Na presente subseção, são descritos e avaliados os procedimentos de ajuste estático e dinâmico que foram executados sobre os sistemas de medição e circuitos de controle da carga, torque e temperatura.

O ajuste estático refere-se à análise dos dados obtidos a partir da regulação dos dispositivos e instrumentos envolvidos nos diferentes sistemas de medição durante um procedimento “estático”, ou seja, sem execução de frenagens no tribômetro. Os circuitos computacionais de controle PID são mantidos desligados durante a referida avaliação.

O ajuste dinâmico, por outro lado, diz respeito à análise dos dados obtidos a partir da regulação do circuito computacional de controle PID durante um procedimento “dinâmico”, onde são executadas frenagens e a resposta do sinal de controle é avaliada.

5.5.1 Ajuste Estático do Sistema de Medição da Temperatura

Para o ajuste estático do sistema de medição da temperatura, primeiramente desconectou-se o sensor termopar do seu condicionador de sinal. Feito isso, foi conectado ao referido condicionador um instrumento calibrador, o qual é capaz de simular o sinal de um termopar sob diferentes níveis de temperatura. A Figura 5.1 mostra o esquema da ligação empregado no procedimento de ajuste estático do sistema de medição da temperatura.



Figura 5.1 – Circuito empregado no ajuste estático do sistema de medição da temperatura.

Os níveis de temperatura configurados no instrumento calibrador foram: 20°C, 100°C, 500°C e 1000°C. Efetuou-se a regulação dos trimpots de “zero” e “ganho” do condicionador de sinal para cada ponto de temperatura empregado, de forma a manter o valor medido pelo sistema de aquisição e controle de dados tão próximo quanto possível do valor de temperatura configurado no calibrador. Repetiu-se todo o processo por três vezes, até que finalmente obteve-se uma diferença entre a temperatura do calibrador e o valor informado pelo sistema de aquisição menor do que $\pm 2^\circ\text{C}$ para todos os pontos avaliados. Essa é, portanto, a medida de incerteza associada ao processo de ajuste estático do sistema de medição da temperatura. Uma vez terminado o referido procedimento de ajuste, removeu-se o instrumento calibrador e o sensor termopar do disco foi religado ao condicionador de sinal.

Convém destacar que o sistema de medição da temperatura por meio do sensor infravermelho não foi submetido aos procedimentos de ajuste estático ou dinâmico, uma vez que as medidas obtidas por esse método funcionam apenas uma fonte de dados extra ao pesquisador. Além disso, o cabeçote de medição do sensor infravermelho encontra-se integrado ao seu condicionador, formando um conjunto pré-ajustado pelo fabricante. As

fontes de incertezas associadas a esse método dizem respeito principalmente à emissividade da superfície sobre a qual são realizadas as medidas de temperatura, cujo assunto é discutido na Subseção 5.6.

5.5.2 Ajuste Estático do Sistema de Medição do Torque

Inicialmente, para operação do sistema de medição de torque, uma série de chaves do condicionador de sinal e do transdutor de torque foram ajustadas, conforme procedimento descrito nos respectivos manuais de operação destes instrumentos [HBM, 2006c; HBM, 2006d]. Por meio deste procedimento, o referido sistema foi configurado para operar com um sinal elétrico de saída analógica ± 10 Vdc e dentro da faixa de trabalho de 0 a 32 Nm.

Após os ajustes de configuração do sistema mencionados acima, realizou-se um experimento de calibração para verificação das medidas de torque. A Figura 5.2 apresenta uma fotografia de parte do aparato experimental, onde podem ser vistos o dispositivo de fixação da barra, cuja função é prendê-la ao eixo da máquina, a barra de aço, que funciona como braço de alavanca e uma das massas apoiadas sobre a referida barra.

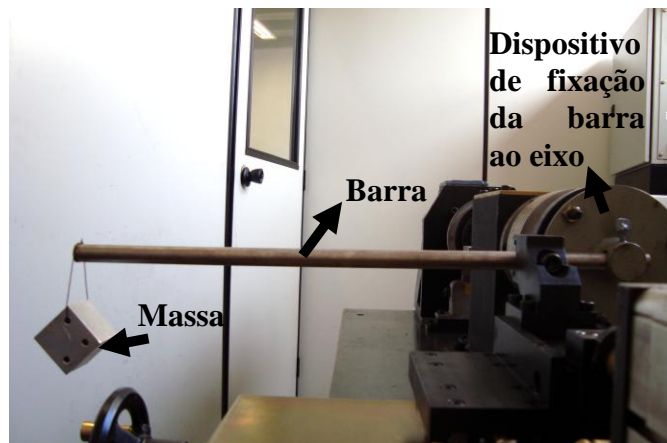


Figura 5.2 – Fotografia tirada durante a calibração do sistema de medição do torque.

Neste experimento, são avaliados valores de torque medido sobre o eixo da máquina cada vez que uma massa diferente é apoiada sobre o braço de alavanca, cuja distância é conhecida e vale 1,02 m. Teve-se o cuidado de travar o eixo da máquina no lado oposto ao disco (lado do motor), a fim de não permitir o giro do mesmo durante as medições. Foram obtidos 30 dados de torque sobre cada uma das massas apoiadas sobre a barra. Os resultados

do experimento de calibração das medidas do sistema de medição do torque são apresentados na Tabela 5.9. São observadas diferenças entre o valor esperado e medido menores do que 1% para todas as situações avaliadas.

Tabela 5.9 – Resultados do experimento de ajuste estático e calibração do sistema de medição do torque.

		Massas [kg]				
		0,34	0,81	1,3	1,64	2,11
Torque [Nm]	Torque esperado	3,4	8,1	13	16,4	21,1
	Torque medido experimentalmente (Desvio padrão)	3,41 (0,01)	8,11 (0,01)	13,13 (0,01)	16,3 (0,01)	21,05 (0,01)
	Diferença entre torque esperado e medido	-0,01	-0,01	-0,13	0,1	0,05

5.5.3 Ajuste Estático do Sistema de Medição da Carga

Conforme descrito previamente na Subseção 4.2, o sistema de medição da força normal é constituído por uma célula de carga e um condicionador de sinal, sendo esse último responsável por processar o sinal e enviá-lo ao dispositivo de aquisição e controle de dados instalado no computador da máquina.

Da mesma forma como foi procedido em relação ao sistema de medição do torque, uma série de chaves do condicionador de sinal foram ajustadas a fim de realizar a configuração do sistema de medição da carga, conforme procedimento descrito no manual de operação desse instrumento [HBM, 2006b]. Assim, por meio desses ajustes, o referido sistema foi configurado para operar de acordo com a configuração dos canais de entrada do sistema de aquisição e controle de dados (sinal analógico ± 10 Vdc), bem como dentro da faixa de trabalho do tribômetro (0 a 2500 N).

Uma vez vencida a etapa de configuração do sistema, procedeu-se ao ajuste estático propriamente dito. Nesse caso, não houve a necessidade de montagem de aparato experimental complexo, como aconteceu no processo de ajuste e calibração estática do torque. Isso porque o próprio condicionador de sinal da célula de carga possui uma chave de calibração, a qual “simula” o sinal externo do sensor (célula de carga). Um multímetro foi conectado na saída do condicionador de sinal a fim de realizar medidas tensão durante o processo de ajuste.

O procedimento de ajuste estático aconteceu em duas etapas. Primeiramente, com a chave de calibração do condicionador na posição ligada, procedeu-se o ajuste de *span* da tensão de saída desse instrumento, o que foi feito por meio da regulagem de um potenciômetro específico do condicionador. Essa etapa foi considerada concluída no momento em que a tensão medida sobre a saída do condicionador igualou-se à tensão objetivada, cujo valor é definido por meio de cálculos matemáticos descritos no manual do fabricante do condicionador [HBM, 2006b]. Em seguida, já com a chave de calibração do condicionador na posição desligada, procedeu-se o ajuste do nível de tensão de 0,0 V sobre sua saída, o que também foi feito através da regulagem de um potenciômetro específico. Após a finalização bem sucedida dessa segunda etapa, ficou concluído o procedimento de ajuste estático do sistema de medição da carga, que na verdade correspondeu ao ajuste do condicionador de sinal do sistema.

Dado que no procedimento de ajuste acima descrito a tensão medida na saída do condicionador igualou-se ao valor de tensão objetivado, a incerteza desse ajuste é assumida equivalente à incerteza do próprio instrumento empregado nas medições, um multímetro digital. Conforme dados do fabricante [Minipa, 2007], a precisão e resolução desse instrumento valem, respectivamente, $\pm 0,8\% + 5$ dígitos e 0,1 mV. Segundo Cabral, 2004, a incerteza de uma medição realizada a partir de um multímetro digital pode ser calculada conforme a Equação 5.8.

$$u(V) = \frac{pV}{1000} + dR_s \quad (5.8)$$

onde $u(V)$ é a incerteza da tensão medida a partir de um multímetro digital [mV], p é a precisão do multímetro [%], V é a tensão medida [V], d é o número de dígitos menos significativos do instrumento [adm] e R_s é a resolução do multímetro [mV].

Aplicando sobre a Equação 5.8 as especificações técnicas do multímetro utilizado nas medições de calibração acima descritas bem como considerando o valor de tensão medido (4,00 V), chega-se a uma incerteza de $\pm 32,5$ mV, que convertida para medidas de força normal vale $\pm 8,12$ N. Esse é, portanto, o valor de incerteza associado ao procedimento de ajuste estático do condicionador de sinal das medidas de força (carga) do tribômetro.

5.5.4 Ajuste Dinâmico do Circuito de Controle da Temperatura

O ajuste dinâmico do circuito de controle da temperatura consistiu na regulagem dos valores dos ganhos do controlador PID (Proporcional, Integral e Derivativo) que compõe o diagrama computacional de controle dessa variável, cujo procedimento é descrito no APÊNDICE B. Depois da regulagem dos ganhos do PID, procedeu-se a execução de um experimento visando possibilitar a avaliação da resposta do circuito de controle da temperatura.

No referido experimento, três níveis de temperatura (250°C, 350°C e 450°C) foram definidos para permanecerem fixos em cada patamar durante um período de 140s, ao mesmo tempo em que o tribômetro operava sob o modo de arrasto constante da amostra (material comercial, código “FL3001539”) sobre o disco. As condições operacionais de rotação e carga empregadas neste experimento foram de 600 rpm e 100 N, respectivamente. As medidas de temperatura foram obtidas a partir de um termopar tipo K inserido no centro do disco de freio, o qual possui espessura de 12 mm e é feito de ferro fundido cinzento. A Figura 5.3 apresenta a curva de temperatura média que foi obtida a partir de 3 repetições do experimento acima descrito.

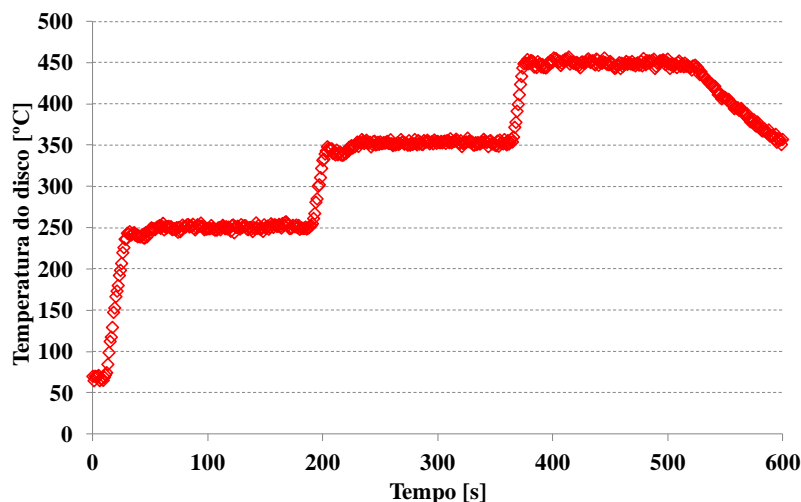


Figura 5.3 – Curva de temperatura média obtida a partir de 3 repetições do experimento para avaliar o ajuste do controlador PID do circuito de controle da temperatura.

Os resultados da avaliação referente ao ajuste dinâmico do circuito de controle da temperatura estão resumidos na Tabela 5.10, cujos dados são apresentados em função da

variabilidade (desvio padrão) encontrada em cada patamar de temperatura, bem como em termos da diferença calculada entre a temperatura ajustada e o seu valor medido experimentalmente (média de 3 repetições).

Tabela 5.10 – Resultados do experimento de ajuste dinâmico do circuito de controle da temperatura.

Temperatura ajustada no tribômetro [°C]	250	350	450
Temperatura medida experimentalmente [°C]	250,47	352,82	449,37
Diferença entre a temperatura ajustada e medida [°C]	-0,47	-2,82	0,63
Variabilidade em termos de desvio padrão [°C]	2,42	2,24	3,05

Em nenhum dos casos mostrados pela Tabela 5.10, a diferença encontrada entre o valor de temperatura ajustada e medida ultrapassa 0,81% do nível de temperatura ajustado. No caso da variabilidade, o desvio padrão representa menos de 1,00% da temperatura ajustada para todas as situações avaliadas. Esses são, portanto, os resultados de incerteza (precisão) associada ao procedimento de ajuste dinâmico do circuito de controle da temperatura do tribômetro.

5.5.5 Ajuste Dinâmico do Circuito de Controle do Torque

Para o ajuste dinâmico do circuito de controle do torque, primeiramente foram regulados os ganhos do controlador PID (Proporcional, Integral e Derivativo) que integra o diagrama computacional de controle dessa variável, cujo procedimento é descrito no APÊNDICE B. Em seguida, procedeu-se a execução de um experimento visando possibilitar a avaliação da resposta do circuito de controle do torque.

O experimento foi realizado com o tribômetro configurado para operar no modo ciclo de frenagens, onde a velocidade do disco é reduzida de um valor inicial até sua parada completa em um tempo pré-estabelecido. Durante a execução das frenagens, um torque constante de 26,5 Nm foi ajustado na máquina. Foram realizados 2 ciclos de frenagens, onde cada ciclo corresponde a repetição de 10 frenagens em cada um dos seguintes níveis de temperatura inicial do disco: 100°C, 200°C, 300°C, 400°C e 500°C. Os diferentes níveis de

temperatura são alcançados com auxílio do aquecedor eletromagnético, cuja tecnologia foi descrita previamente na Subseção 4.2, referente às melhorias do projeto de automação e controle do tribômetro. O corpo de prova empregado neste experimento é uma amostra de um material de fricção comercial, código “FL3001539”, e não foi substituído, tendo sido mantido nos ciclos 1 e 2. Quanto às características do disco de freio empregado nesta avaliação, esse componente possui espessura de 12 mm e é feito de ferro fundido cinzento. A Tabela 5.11 apresenta os parâmetros operacionais empregados no experimento de avaliação do ajuste dinâmico do circuito de controle do torque.

Tabela 5.11 - Parâmetros operacionais empregados no experimento para avaliar a resposta do circuito de controle do torque, após a seu ajuste.

Material	Torque ajustado [Nm]	Número de ciclos (repetição da sequência de níveis de temperatura)	Níveis de temperatura empregados [°C]	Número de frenagens executadas em cada nível de temperatura	Velocidade de deslizamento inicial - final [m/s]	Duração da frenagem [s]
FL3001539	26,5	2	100/200/300/400/500	10	9,6-0	6,9

A Figura 5.4 mostra curvas de torque obtidas a partir do experimento para avaliação do procedimento de ajuste dinâmico do circuito de controle dessa variável. Nessas curvas, os pontos marcadores correspondem ao torque médio, avaliado sobre as 10 frenagens referentes à condição que é mostrada pela legenda do gráfico. A barra de erros, por sua vez, representa os limites (mínimo e máximo) de torque medido a partir do referido conjunto de 10 frenagens.

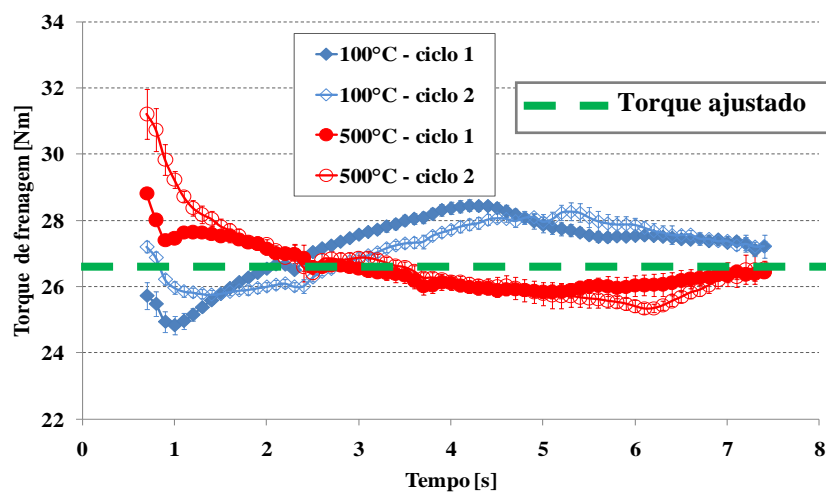


Figura 5.4 - Algumas curvas de torque obtidas experimentalmente a partir da avaliação do efeito do ajuste do circuito de controle dessa variável.

Por meio da Figura 5.5, é possível perceber diferenças consideráveis entre o valor do torque ajustado e medido. Na situação mais crítica, uma diferença de aproximadamente 16% pode ser observada entre a curva das frenagens executadas a 500°C - ciclo 2 e o torque de referência (ajustado), considerando o período inicial de execução das frenagens (entre 0,8s e 1,0s). Em uma análise conservativa, a incerteza associada ao procedimento de ajuste dinâmico do circuito de medição do torque será considerada como igual ao percentual acima apresentado (16%), que corresponde à maior das diferenças percentuais encontradas entre o torque ajustado e medido.

A relativa dificuldade mostrada pelo circuito de controle para manter o torque constante justifica-se, ao menos em parte, pelo complexo comportamento do atrito dos materiais de fricção. Acontece que, a fim de manter o torque constante, o circuito de controle precisa responder rapidamente e compensar variações dinâmicas de atrito que ocorrem à medida que a frenagem se sucede.

5.5.6 Ajuste Dinâmico do Circuito de Controle da Carga

Para o ajuste dinâmico do circuito de controle da carga, primeiramente, os ganhos do controlador PID (Proporcional, Integral e Derivativo) que gerencia a lógica computacional de controle da carga foram ajustados, conforme descreve o procedimento do APÊNDICE B. Em seguida, a fim de avaliar o efeito desta regulagem, procedeu-se a execução do experimento descrito a seguir.

O experimento foi realizado com o tribômetro configurado para operar sob diferentes níveis de carga constante (100 N, 500 N, 1000 N, 1500 N, 2000 N e 2500 N) e no modo ciclo de frenagens, onde o disco é desacelerado a uma taxa constante até sua parada completa. As frenagens foram conduzidas sob a maior magnitude de desaceleração permitida pela máquina (575 rpm/s), que é situação mais crítica sob o ponto de vista da rapidez de resposta exigida do circuito de controle da carga. Isso porque, nesse caso, o tempo de execução de cada frenagem pode ser considerado relativamente reduzido. A Tabela 5.12 apresenta as condições operacionais empregadas neste experimento. Convém observar que, como a resposta da carga não é afetada pelos materiais da amostra e do disco, esses componentes não são mencionados na presente avaliação.

Tabela 5.12 - Parâmetros operacionais empregados no experimento para avaliar a resposta do circuito de controle da carga, após o seu ajuste.

Temperatura inicial das frenagens [°C]	Níveis de carga constante empregados [N]	Número de frenagens executadas em cada nível de carga	Velocidade de deslizamento inicial - final [m/s]	Duração da frenagem [s]
100	100/500/1000/1500/2000/2500	3	9,6-0	4

A Figura 5.5 apresenta as curvas (média das 3 repetições) obtidas experimentalmente em cada nível de carga ajustado. Linhas cheias são estabelecidas nesse gráfico para representar cada uma das diferentes cargas de referência ajustadas, objetivando facilitar as comparações entre esses valores e as curvas obtidas experimentalmente. Considerando que o instante de tempo que corresponde ao início do período da desaceleração automática do disco ocorreu em 2,3s, pode-se observar um atraso na ação da carga quando a força normal empregada é de 100 N. Porém, esse fato não chega a constituir um problema, uma vez que o tribômetro disponibiliza um recurso que permite atrasar ou adiantar o ponto de início da redução automática da rotação do disco, possibilitando o “casamento” entre os instantes de ação da carga e da desaceleração do disco.

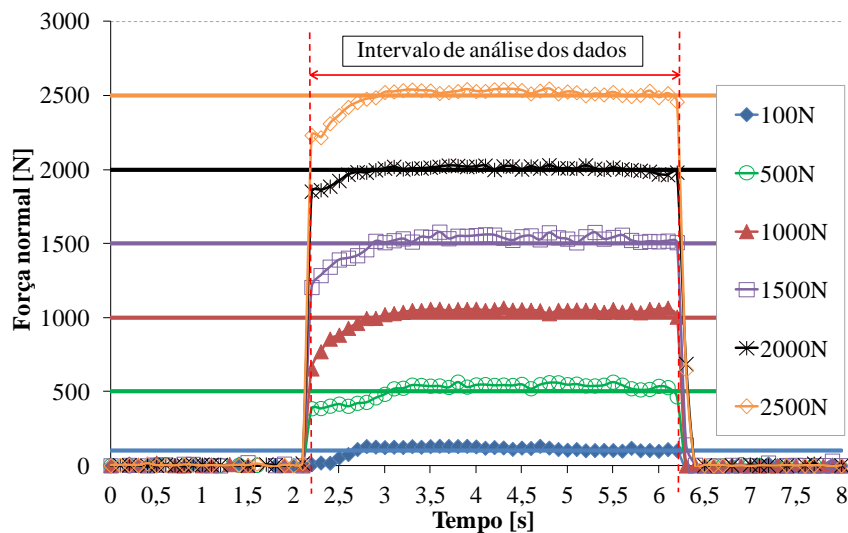


Figura 5.5 – Curvas de força normal obtidas a partir da execução do experimento de avaliação do efeito do ajuste dinâmico do circuito de controle da carga.

Os resultados referentes à avaliação do efeito do ajuste do circuito de controle da carga estão resumidos na Tabela 5.13, cujos dados são apresentados em função da variabilidade

(desvio padrão) encontrada nos diferentes níveis de carga bem como em termos da diferença calculada entre a força normal ajustada e o seu valor obtido experimentalmente (média de 3 repetições). Os dados desta análise foram tomados entre os instantes de tempo de 2,3s a 6,3s (em destaque na Figura 5.5), situação que corresponde, respectivamente, ao início e término do período de desaceleração do disco.

Tabela 5.13 – Resultados da avaliação do efeito do ajuste do circuito de controle da carga.

Força normal ajustada no tribômetro [N]	100	500	1000	1500	2000	2500
Força normal média, obtida experimentalmente [N]	106,9	503,5	1005,8	1489,4	1965,5	2453,5
Diferença entre a força ajustada e medida [N]	-6,9 (6,9% da força ajustada)	-3,5 (0,7% da força ajustada)	-5,8 (0,58% da força ajustada)	10,6 (0,71% da força ajustada)	34,5 (1,72% da força ajustada)	46,5 (1,86% da força ajustada)
Variabilidade, em termos de desvio padrão dos pontos das 3 curvas [N]	12,2 (12,2% da força ajustada)	13,9 (2,8% da força ajustada)	16,8 (1,7% da força ajustada)	37,8 (2,5% da força ajustada)	31,8 (1,6% da força ajustada)	75,3 (3,0% da força ajustada)

Na presente avaliação, os dados mostrados na Tabela 5.13 serão considerados como os resultados de incerteza associada ao procedimento de ajuste dinâmico do circuito de controle da carga. Assim, por meio da referida tabela, é possível perceber que, exceto quando a condição de carga avaliada é de 100 N, a diferença percentual entre a força ajustada e medida é menor ou igual a 1,86% para todos os casos avaliados. Com relação à avaliação da variabilidade, foi determinado um percentual menor ou igual a 3,0% para todos os casos avaliados, exceto para a situação de carga de 100 N. Nessa condição (100 N), percentuais da ordem de 6,9% e 12,2% foram encontrados, respectivamente, para a diferença entre a carga ajustada e medida bem como para a variabilidade.

5.6 Outras Estimativas

Na presente subseção, são feitas estimativas a respeito do tempo de resposta do sistema de medição da temperatura pelo termopar. São também estabelecidas rápidas discussões com relação à variação da emissividade que ocorre sobre a superfície do disco de freio durante as frenagens, cujo efeito é a principal causa de incerteza nas medições de temperatura feitas por meio de sensor infravermelho. Por último, é apresentada uma avaliação experimental da capacidade de desaceleração que pode ser disponibilizada pelo circuito de controle da rotação do tribômetro.

No método de medição da temperatura por termopar, o tempo de resposta do sistema depende das características do sensor, tais como, tipo de termopar, diâmetro e material da bainha (cabeça) e forma de montagem (contato isolado ou aterrado). No caso do tribômetro, o termopar empregado é do tipo K e sua bainha é preparada manualmente por meio de um processo de soldagem dos fios condutores (junta quente) dentro de um pequeno cilindro de cobre com diâmetro de 3 mm. Como existe contato direto entre a junta quente e o material da bainha, a referida forma de montagem é dita aterrada. Segundo levantamento feito junto aos fabricantes que comercializam termopares com características próximas às descritas acima [Exacta, 2012; Asta, 2012], o tempo de resposta (constante de tempo) varia entre de 0,70s e 0,90s.

O atraso no sinal de temperatura causado pelo tempo de resposta do termopar pode ser particularmente importante nos casos em que os transientes térmicos são elevados, como nos instantes de execução das frenagens, por exemplo. Convém observar, porém, que o sistema de controle do tribômetro está programado para operar com o dado de temperatura inicial do disco, o qual serve como gatilho para o início da execução das frenagens. Neste caso, os transientes térmicos envolvidos com a obtenção desse parâmetro são menos significativos, uma vez que a leitura da temperatura inicial do disco ocorre durante o período de resfriamento do sistema, cujo processo costuma levar minutos (Figura 5.6). Assim, o efeito do atraso da resposta do termopar passa a assumir um papel menos importante, podendo ser considerado desprezível nas condições usuais de operação do tribômetro.

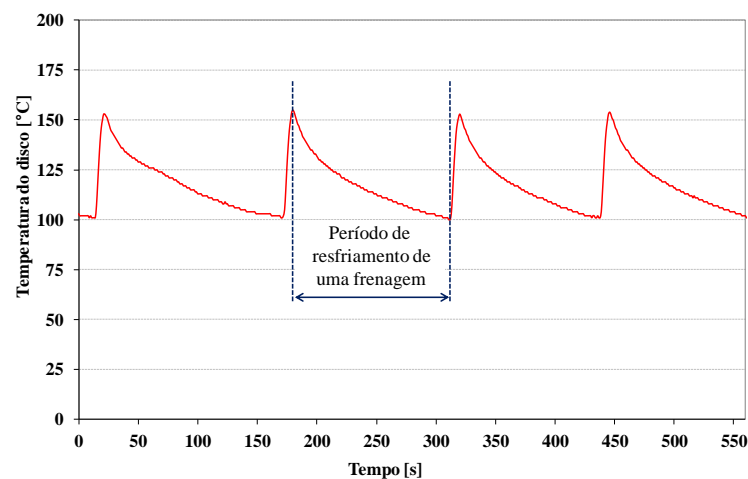


Figura 5.6 – Ilustração de uma curva de temperatura típica, obtida experimentalmente a partir de frenagens executadas com temperatura inicial de 100°C.

A respeito do método sem contato de medição da temperatura, o tempo de resposta depende exclusivamente do processamento do sinal por parte do condicionador do sensor infravermelho, já que a temperatura é medida sobre a superfície do disco. O tempo de resposta do pirômetro empregado no tribômetro é de 130 ms, segundo o fabricante [Raytek, 2010].

Ainda, com relação ao método de medição da temperatura por meio de sensor infravermelho, erros consideráveis podem ocorrer devido à variação da emissividade sobre a superfície do disco de freio durante frenagens [Kasem et al., 2010]. Segundo Thevenet et al., 2010, a emissividade depende da temperatura, qualidade da superfície, grau de oxidação e presença ou não de resíduos resultantes da pastilha. Em função disso, torna-se complexo estimar a incerteza de medição associada às medidas do sensor infravermelho durante um processo de frenagem. Contudo, conforme dito anteriormente, as medidas obtidas pelo sensor infravermelho constituem apenas uma fonte de dados extra ao pesquisador. As medidas de temperatura consideradas “oficiais” são feitas por meio de termopar instalado no disco, cuja técnica é também indicada pela maioria dos procedimentos para testes de freios em bancada.

É também realizado o levantamento experimental da capacidade, em termos de máxima e mínima desaceleração, que pode ser disponibilizada pelo módulo de controle da rotação. Esse levantamento é importante na medida em que possibilita ao usuário do tribômetro conhecer os limites operacionais dessa máquina.

Assim, o estudo da capacidade de desaceleração do módulo de rotação envolveu a realização de uma série de frenagens, executadas sob condição de torque constante de 30 Nm, situação próxima da máxima capacidade disponibilizada pelo servomotor, que é de 32 Nm. A variação de rotação imposta foi de 2300 rpm a zero, cujas magnitudes equivalem às velocidades lineares de, na média, 100 km/h a zero em um veículo comercial leve do mercado brasileiro. A cada nova aplicação dos freios, o nível de desaceleração do disco foi sendo incrementado a passos de 25 rpm/s. O limite superior de desaceleração foi considerado como sendo o valor máximo no qual o circuito de controle da rotação suportou sem ser desarmado por sobrecarga de corrente elétrica pelo sistema de segurança do conversor de frequência.

Os resultados do levantamento da capacidade do módulo de rotação mostraram ser possível impor ao disco uma desaceleração máxima de 575 rpm/s (Figura 5.7). Sobre o limite mínimo de desaceleração, foi verificado que é possível empregar níveis de desaceleração tão pequenos quanto de 0,5 rpm/s.

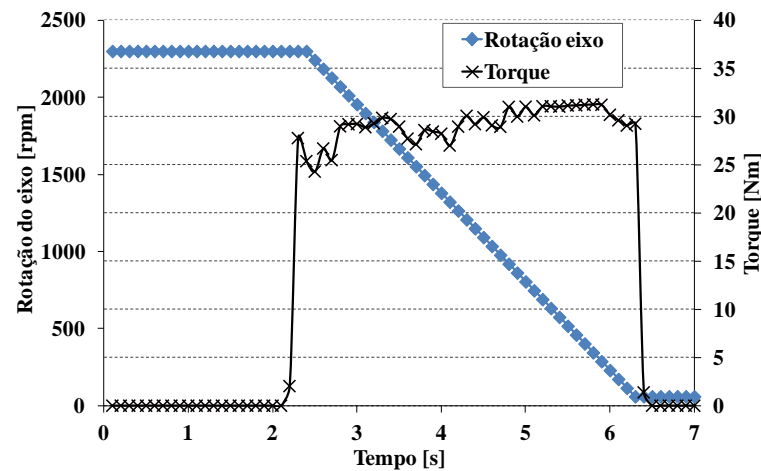


Figura 5.7 - Curvas de rotação e torque, obtidas na condição de desaceleração máxima (575 rpm/s) encontrada durante o levantamento da capacidade do módulo de rotação.

5.7 Levantamento da Repetitividade das Medidas de Atrito

A literatura [Tabacnicks, 2003; Dias de Sá, 2008; IpemSP, 2012; Waeny, 1980; JCGM, 2012] define repetitividade como o grau de concordância de medições sucessivas de um mesmo mensurando, avaliadas com o mesmo operador, instrumento, local e procedimento. Assim, para fins de avaliação da repetitividade do tribômetro, foi executado um experimento onde todos esses requisitos foram cumpridos.

O experimento de avaliação da repetitividade consistiu na execução de um número relativamente grande de frenagens (460) a partir de amostras retiradas de materiais de fricção distintos, um orgânico (código 539) e outro semi-metálico (código 011). Antes dos testes, as amostras de cada material passaram por uma etapa de preparação, onde foram usinadas em uma geometria circular e sob dois diferentes diâmetros: i) 24 mm (área de 452 mm²) e ii) 17 mm (área de 227 mm²). Os parâmetros operacionais utilizados neste experimento são descritos na Tabela 5.14. Os discos empregados nos testes são feitos de ferro fundido cinzento e possuem uma espessura de 8 mm, tendo sido instrumentados com um termopar, posicionado num raio de 40 mm do centro, bem como a uma profundidade de 4 mm (metade da espessura). O mesmo disco de freio foi empregado nas duas geometrias (diâmetro de 17 mm e 24 mm) ensaiadas a partir de cada material. A taxa de obtenção dos dados ajustada durante os testes foi de 10 Hz.

Tabela 5.14 – Parâmetros operacionais empregados no experimento de avaliação da repetitividade das medidas de atrito do tribômetro.

Material de fricção	Diâmetro do corpo de prova [mm]	Disco de freio	Raio [mm]	Temperatura inicial [°C]	Força normal [N]	Velocidade de deslizamento inicial - final [m/s]	Tempo de frenagem [s]
Orgânico 539	17	1	40	100	920	9,6 - 0	10
	24						
Semi-metálico 011	17	2					
	24						

A Figura 5.8 apresenta as curvas de atrito que foram obtidas experimentalmente para cada um dos corpos de prova empregados nos testes.

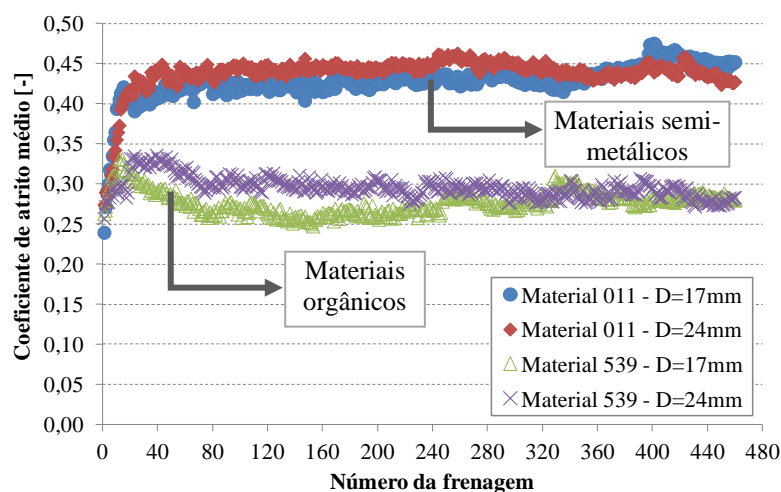


Figura 5.8 - Curvas de atrito médio versus número da frenagem, obtidas a partir do experimento de avaliação da repetitividade do tribômetro.

Observa-se pela Figura 5.8 que existe uma tendência de aumento do coeficiente de atrito logo nas primeiras aplicações do processo de frenagem, cujo efeito pode ser atribuído, principalmente, a adequação da área de contato do material atritado com a superfície do disco (assentamento). No caso do material semi-metálico 011, esse feito é mais significativo e chega a perdurar até a frenagem de número 50, aproximadamente.

Para fins de cálculos da repetitividade, os dados do atrito medido em todas as amostras foram avaliados a partir da frenagem de número 51, minimizando, assim, o efeito do assentamento sobre os resultados. Comparações entre gráficos de histograma do atrito, como ilustrado na Figura 5.9, auxiliaram na estimativa do ponto de assentamento (frenagem 50).

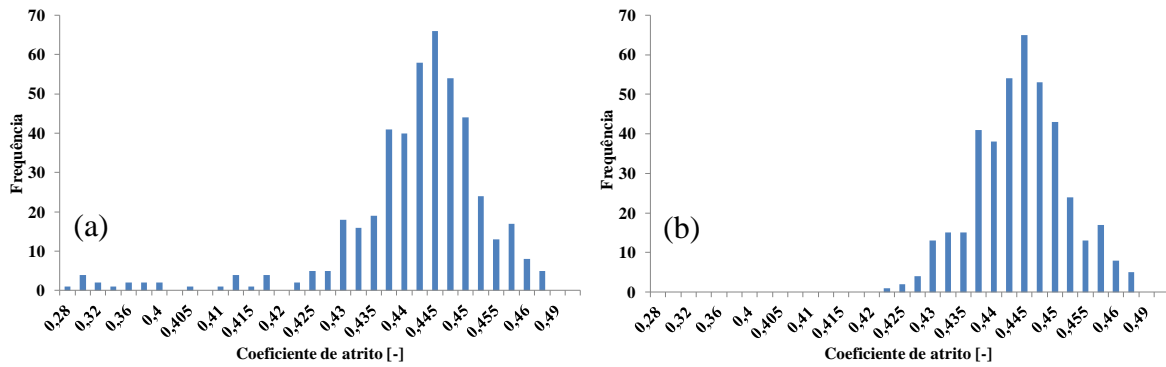


Figura 5.9 - Histogramas do coeficiente de atrito determinados para a amostra semi-metálica 011, diâmetro de 24mm, avaliado entre as frenagens (a) 1 a 460 e (b) 51 a 460.

Os resultados de repetitividade das medições de atrito do tribômetro são avaliados por meio do desvio padrão obtido entre as frenagens 51 a 460 para cada corpo de prova (Tabela 5.15). Convém observar que, embora o efeito do assentamento tenha sido minimizado nas análises, outros fatores intrínsecos ao material de fricção podem também afetar o desvio padrão das medidas experimentais. Assim, os dados mostrados pela Tabela 5.15 não devem ser interpretados como a característica de repetitividade atribuída exclusivamente ao sistema de medição do tribômetro, mas como um resultado que combina os efeitos da variabilidade associada à máquina e também ao material empregado nos testes.

Tabela 5.15 – Resultados de repetitividade obtidos nas medidas de atrito do tribômetro.

	Material semi-metálico 011		Material Orgânico 539	
	Diâmetro 17mm	Diâmetro 24mm	Diâmetro 17mm	Diâmetro 24mm
Coeficiente de atrito médio da frenagem 51 a 460 [-]	0,433	0,443	0,275	0,293
Repetitividade: desvio padrão da frenagem 51 a 460 [-]	0,013	0,007	0,012	0,010
Desvio padrão/coeficiente de atrito médio [%]	2,92	1,67	4,25	3,26

Verifica-se, dessa forma, uma repetitividade de $\pm 0,013$ para o coeficiente de atrito medido pelo tribômetro. Segundo Grochowicz et al., 2011, a repetitividade atribuída a um dinamômetro inercial (os autores não especificam o modelo) é de $\pm 0,020$, cuja magnitude é maior do que o valor verificado no tribômetro.

6 METODOLOGIA DE ENSAIO NO TRIBÔMETRO

A seguir, são descritas as etapas que foram executadas objetivando a obtenção de uma metodologia de ensaio capaz de proporcionar a avaliação do efeito isolado da temperatura do disco de freio sobre os resultados de atrito obtidos a partir do tribômetro.

Em um primeiro momento, o desenvolvimento da referida metodologia de ensaio foi feito com base na seção de *fade* descrita pelo procedimento ou norma de ensaio AK-Master, 1998, para avaliação de sistemas de freios em dinamômetro. Naquela ocasião, por volta do primeiro ano do doutorado do autor da presente tese, o tribômetro ainda não contava com a integração do sistema aquecedor indutivo, o que justificou a escolha pelo método de avaliação da temperatura por meio da reprodução da seção de *fade* no tribômetro. A seguir, são descritos os detalhes operacionais e limitações identificadas com relação ao uso desta metodologia de ensaio para a avaliação do efeito da temperatura sobre os resultados de atrito obtidos a partir do tribômetro.

A reprodução do *fade* no tribômetro passou por duas etapas distintas:

(I) Configuração dos parâmetros operacionais: primeiramente, ajustou-se o tribômetro para operar no modo de torque constante durante as frenagens. A magnitude deste torque foi definida a partir do cálculo da teoria clássica das escalas (Equação 6.1), proposta primeiramente por Wilson et al., 1968, e mais tarde também seguida por Sanders et al., 2001, e por Kruze, 2009. Essa metodologia garante que a amostra ensaiada na máquina em escala (neste caso o tribômetro) possua a mesma densidade de energia dissipada do que uma pastilha de freio real, ensaiada em dinamômetro.

$$T_i = i\alpha = \frac{Ia_p r^2}{AR^2} \left(\frac{\omega_i - \omega_f}{t} \right) \quad (6.1)$$

onde T_i é o torque de frenagem que deve ser empregado no tribômetro [Nm], i é a inércia empregada no tribômetro [kgm²], α é a desaceleração angular do disco [rad/s²], t é o tempo de duração da frenagem [s], A é a área da pastilha (ou par de pastilhas) utilizada no dinamômetro [m²], I é a inércia montada no dinamômetro [kgm²], R é o raio de deslizamento do dinamômetro [m], r é o raio de deslizamento do tribômetro [m], a_p a área da amostra do tribômetro [m²], ω é a velocidade angular do tribômetro [rad/s], cujo sub-índice i representa a

velocidade no instante inicial da frenagem e o sub-índice f representa a velocidade no instante final da frenagem.

(II) Ajustes mecânicos: uma vez ajustada a magnitude do torque no tribômetro, o foco do estudo passou a ser o acerto da temperatura do disco na máquina em escala. Assim, objetivando reproduzir no tribômetro o comportamento térmico do dinamômetro, foram avaliadas diferentes espessuras de disco de freio no tribômetro (4 e 6 mm), 4 tamanhos de amostra (25, 30, 32 e 34 mm) e a presença/ausência de camada de 3 mm de material isolante térmico (papel de fibra cerâmica) sobre a superfície traseira do disco de freio. Os resultados térmicos obtidos experimentalmente no tribômetro foram comparados aos resultados obtidos em um dinamômetro durante a execução de uma etapa de *fade*. A fim de manter todas as condições constantes foram empregados, em ambas as máquinas, materiais de fricção de mesma composição química.

Observou-se que a condição que melhor aproxima no tribômetro o desempenho térmico do dinamômetro é encontrada com a utilização do disco de 6 mm, isolado termicamente em sua superfície traseira, combinado com a utilização da amostra com 34 mm de diâmetro. A Figura 6.1 apresenta, para a referida condição, as curvas de temperatura do disco para cada frenagem do ciclo de *fade* executado no dinamômetro e no tribômetro.

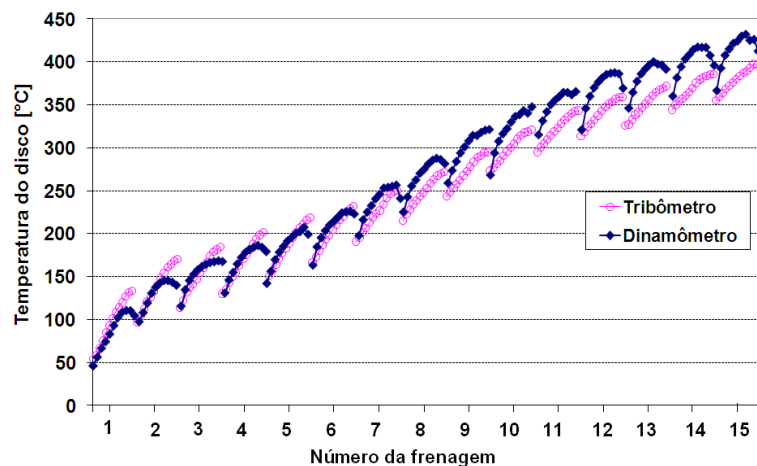


Figura 6.1 - Evolução da temperatura do disco a cada frenagem do ciclo de *fade* executado no dinamômetro e no tribômetro (amostra de 34 mm e disco de 6 mm, isolado).

As diferenças no comportamento térmico que têm sido verificadas neste gráfico se devem principalmente a mais elevada massa do dinamômetro inercial, onde que as peças

metálicas e componentes estruturais são maiores que no tribômetro em escala, e tornam o efeito de inércia térmica mais significativo sobre este equipamento. Verifica-se, portanto, uma relativa dificuldade em se reproduzir fielmente, na máquina em escala, o comportamento térmico dos ensaios executados na máquina em tamanho real, aqui representada pelo dinamômetro inercial.

A Figura 6.2 apresenta o gráfico comparativo do coeficiente de atrito gerado pelo ciclo de *fade* executado no dinamômetro e no tribômetro, cujos resultados foram produzidos na condição onde se obteve a melhor aproximação térmica (condição apresentada na Figura 6.1) entre os equipamentos de ensaio, ou seja, amostra com diâmetro de 34 mm e disco de 6 mm (isolado).

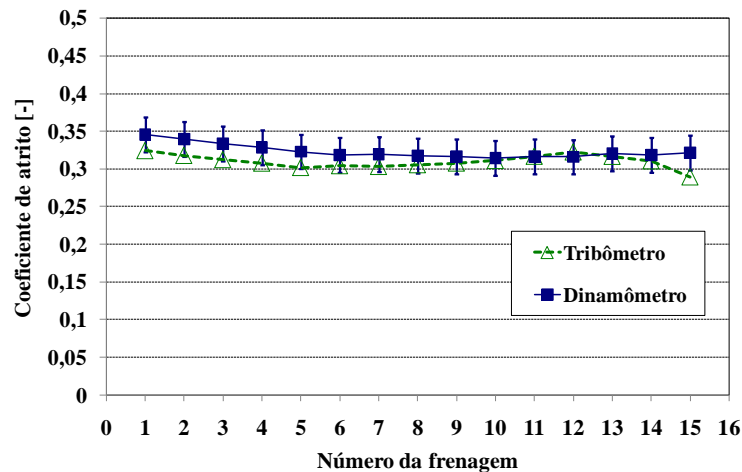


Figura 6.2 - Coeficiente de atrito do ciclo de *fade* executado no dinamômetro e reproduzido no tribômetro com a amostra de 34 mm de diâmetro e disco de espessura de 6 mm, isolado.

Um estudo prévio [Neis et al., 2010] mostrou que a variabilidade no coeficiente de atrito para os materiais (pastilha e disco) correntemente empregados é, na média, de 6% para um nível de confiança de 95%. Esse valor de variabilidade é assumido e expresso na forma de barra de erros sobre a curva do dinamômetro da Figura 6.2. Assim, considerando o referido erro, uma satisfatória correspondência em termos de magnitude do atrito tem sido encontrada entre ambas as curvas, exceto para a frenagem de número 15.

Contudo, a referida metodologia de ensaio apresentou como limitações um relativamente alto tempo de preparação relativo à substituição do material isolante sobre a superfície traseira do disco a cada vez que um novo procedimento de ensaio era executado.

Outra limitação identificada com relação à metodologia de execução do *fade* no tribômetro foi a sua incapacidade de reproduzir ensaios com veículos de inércia superior a 50 kgm². Esse fato se explica na medida em que a inércia está diretamente relacionada à energia liberada pelo sistema de freios. Assim, quanto maior a magnitude de inércia empregada nos ensaios, maior também será o delta de temperatura obtido durante as frenagens do dinamômetro e da máquina em escala (tribômetro). Acontece que um (delta) de temperatura maior do que aquele mostrado no gráfico da Figura 6.1, cuja inércia empregada no dinamômetro foi de 50 kgm², dificilmente poderá ser obtido no tribômetro, uma vez que naquela condição essa máquina já operava em sua capacidade máxima de torque. Esse fato acabou se tornando uma limitação importante da metodologia de reprodução do *fade* no tribômetro, visto que muitos veículos leves comercializados no Brasil ultrapassam os 50 kgm², podendo chegar a mais de 100 kgm² em se tratando de veículos utilitários.

Além das limitações mencionadas acima, as demais desvantagens referentes aos ensaios de *fade* em dinamômetro (previamente discutidas na Subseção 3.7) acabam também ocorrendo no tribômetro quando o mesmo é ajustado para operar segundo essa metodologia. São elas: a) ensaios de *fade* são executados sob torque constante e b) ensaios de *fade* não consideram o efeito de estabilização do atrito. Conclui-se, portanto, que a metodologia de reprodução de *fade* parece não ser a maneira mais adequada de se avaliar isoladamente o efeito da temperatura sobre o atrito a partir de ensaios executados no tribômetro.

Dadas as limitações relativas à reprodução de uma seção de *fade* na máquina em escala (tribômetro), iniciou-se, em um segundo momento, o desenvolvimento de uma metodologia de ensaio inovadora, baseada no uso integrado do tribômetro com o aquecedor indutivo. Um aspecto importante relacionado a essa nova metodologia é que a mesma dispensou a correlação com o torque de frenagem do dinamômetro. Isso foi particularmente positivo, uma vez que possibilitou que o tribômetro operasse no modo de carga constante, evitando assim as desvantagens decorrentes do uso do torque constante.

Na metodologia de ensaio baseada no uso integrado do tribômetro com o aquecedor indutivo, esse equipamento foi empregado para alterar a magnitude da temperatura inicial do disco, a qual funciona como gatilho de disparo para a execução das frenagens. A Figura 6.3 ilustra o detalhe do momento de operação do sistema de aquecimento por indução eletromagnética, onde a temperatura inicial do disco é elevada em 100°C, passando de 100°C para 200°C.

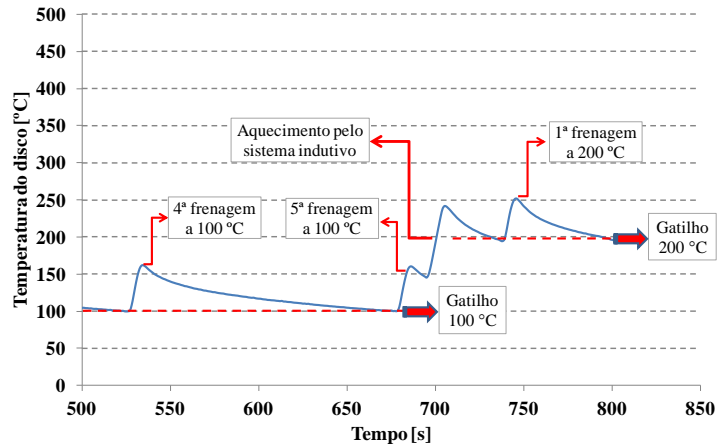


Figura 6.3 - Detalhe da transição entre dois patamares de temperatura inicial (de 100°C para 200°C) através do processo de aquecimento por indução.

É estabelecida uma primeira proposta de metodologia de ensaio para caracterização do efeito da temperatura a partir do uso integrado do tribômetro com o aquecedor indutivo. Para isso, um corpo de prova de diâmetro igual a 18 mm, feito a partir de um material de fricção comercial “PD178”, foi submetido aos chamados “ciclos de frenagens” no tribômetro. Um ciclo de frenagem corresponde a repetição de 3 aplicações dos freios em cada um dos seguintes níveis de temperatura inicial do disco: 100°C, 200°C, 300°C e 350°C. A fim de se avaliar também o efeito da carga, o experimento aqui descrito foi executado sob duas condições de força normal constante, conforme descrito pela Tabela 6.1.

Tabela 6.1 - Configuração dos ensaios executados de acordo com a primeira proposta de metodologia de avaliação do efeito da temperatura sobre o atrito com o uso integrado do tribômetro com o aquecedor indutivo.

Material	Força normal [N]	Raio [mm]	Número de ciclos (repetição da sequência de patamares de temperatura)	Patamares de temperatura inicial de cada ciclo [°C]	Número de frenagens em cada patamar de temperatura	Velocidade de deslizamento inicial - final [m/s]	Tempo de frenagem [s]
PD178	1400	32	4 (primeiros 4 ciclos)	100/200/300/350	3	7,8 - 0	10
	1000		3 (ciclos 5,6 e 7)				

O disco empregado neste experimento possui 12 mm de espessura e é feito de ferro fundido cinzento. Um termopar tipo K foi instalado no interior do disco, sobre a metade da

sua espessura, e a uma distância radial de 32 mm do centro, que é também o raio de deslizamento ajustado. A taxa de obtenção dos dados ajustada durante os ensaios foi de 10 Hz. Uma etapa de pré-assentamento foi executada sobre a amostra imediatamente antes da realização deste experimento. As condições operacionais desta etapa estão descritas no item 6 do APÊNDICE C.

A Figura 6.4 mostra os resultados de atrito referentes ao primeiro ciclo de frenagem, onde a força normal empregada foi de 1400 N. Os dados são mostrados em termos de coeficiente de atrito médio, calculado para cada conjunto de 3 frenagens que são executadas em cada condição de carga e temperatura inicial. Uma barra de erros é empregada sobre cada dado de atrito médio para expressar os limites mínimos e máximos do coeficiente de atrito obtido entre as 3 frenagens.

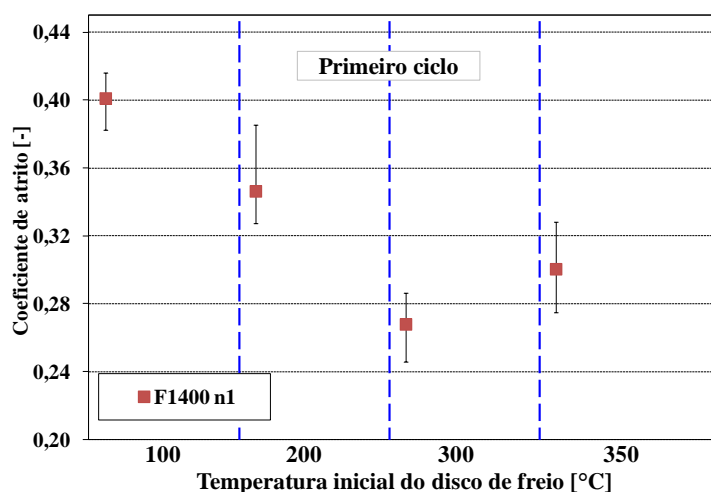


Figura 6.4 - Dados de atrito médio referentes ao primeiro ciclo de frenagem, referentes a primeira proposta de metodologia de ensaio com o uso do aquecedor indutivo.

A partir dos resultados da Figura 6.4, percebe-se uma queda considerável na magnitude do atrito, especialmente na temperatura de 300°C. Esse efeito já havia sido constatado e descrito por Bulthé et al., 2008 e pode ser atribuído à cura do material de fricção bem como à transformações químicas que geralmente ocorrem em condições de mais altas temperaturas (degradação da resina fenólica e queima de materiais voláteis).

Os dados de atrito referentes a todos os ciclos de frenagens executados para ambas as forças (1000 N e 1400 N) são mostrados na Figura 6.5. A sequência de execução dos ciclos é indicada na referida figura através da letra “n” acompanhada por um algarismo numérico, o

qual faz referência ao número do ciclo. A força normal empregada é representada pelo número que acompanha o caracter “F” da legenda (F1400 significa força normal de 1400 N).

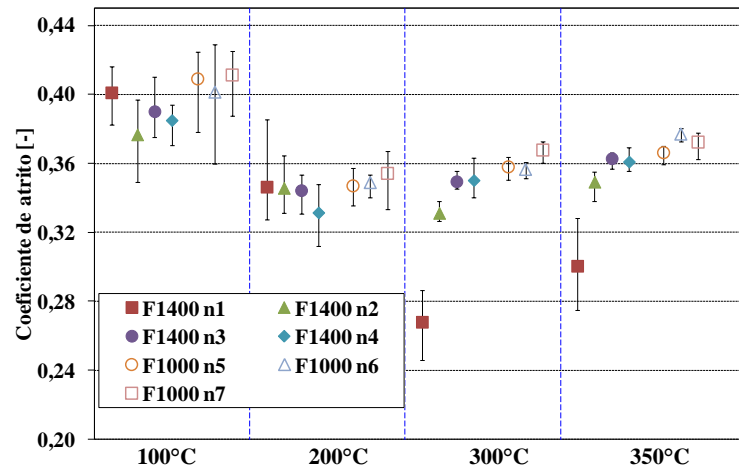


Figura 6.5 - Dados de atrito médio obtidos para todos os ciclos de frenagens, referentes a primeira proposta de metodologia de ensaio com o uso do aquecedor indutivo.

Comparando-se os dados dos 4 ciclos executados sob carga de 1400 N, verifica-se tendência de estabilização do nível de atrito entre o terceiro e quarto ciclos (n3 e n4), especialmente nas mais altas temperaturas de gatilho (300°C e 350°C). Os ciclos seguintes (n5, n6 e n7), referentes às frenagens executadas na condição de 1000 N, também mostram um comportamento relativamente estável. Esse efeito de tendência à estabilização do nível de atrito após o material de fricção ter sido submetido repetidas vezes a temperaturas elevadas (entenda-se maiores do que 300°C) já havia sido descrito pela literatura [Bulthé et al., 2008].

Outro comportamento também observado foi uma maior amplitude da barra de erros nas temperaturas de 100°C e 200°C para ambas as cargas empregadas. Como a barra de erros considera os dados de mínimo e máximo atrito, sua maior amplitude (especialmente a 100°C) pode ser atribuída aos fenômenos de recuperação do atrito e de assentamento da amostra sobre o disco. Vale lembrar que um ensaio de pré-assentamento havia sido previamente executado sobre a amostra antes da mesma ter sido submetida aos ciclos de frenagens. Contudo, essa etapa havia sido realizado sob velocidade de rotação constante do disco, cuja condição parece não ter sido suficiente para garantir uma satisfatória adequação geométrica da amostra sobre a superfície do disco.

Verifica-se, portanto, que a primeira proposta de metodologia de ensaio para caracterização do efeito da temperatura sobre os resultados de atrito obtidos a partir do uso integrado do tribômetro com o aquecedor indutivo possibilita visualizar o efeito isolado da temperatura bem como do número de ciclos de frenagens sobre o atrito. Porém, a referida metodologia apresentou como limitação a incapacidade de separar os fenômenos de assentamento e recuperação dos resultados globais do atrito em função da temperatura. Esses efeitos acabaram aparecendo nos gráficos de modo indireto, sob a forma de aumento da barra de erros dos dados de atrito medidos a 100°C e 200°C. Diante destas limitações, uma segunda proposta de metodologia de ensaio foi avaliada. A Tabela 6.2 mostra a configuração dos ensaios executados de acordo com essa segunda proposta.

Tabela 6.2 - Configuração dos ensaios executados de acordo com a segunda proposta de metodologia de avaliação do efeito da temperatura sobre o atrito com o uso integrado do tribômetro com o aquecedor indutivo.

Material	Força normal [N]	Raio [mm]	Número de ciclos (repetição da sequência de patamares de temperatura)	Patamares de temperatura inicial de cada ciclo [°C]	Número de frenagens em cada patamar de temperatura	Velocidade de deslizamento inicial - final [m/s]	Tempo de frenagem [s]
587	1200	33	4 (primeiros 4 ciclos)	100/200/300/350	10 frenagens a 100°C 3 frenagens a 200/300/350°C	7,8 - 0	10

A principal diferença da segunda proposta de metodologia de ensaio em relação a primeira é que os ensaios passaram a ser executados com 10 frenagens (ao invés de 3) na condição de 100°C. Convém observar que o efeito da carga não é levantado nesta avaliação uma vez que o objetivo da segunda proposta é mostrar a sua capacidade de colocar à parte os efeitos do assentamento e da recuperação do atrito, evitando que os mesmos distorçam a avaliação do efeito isolado da temperatura sobre o atrito.

A Figura 6.6 apresenta os resultados de atrito referentes aos ciclos de frenagens executados de acordo com a segunda proposta de metodologia de ensaio para avaliação do efeito da temperatura a partir do uso integrado do tribômetro com o aquecedor indutivo. Os dados das 7 primeiras frenagens executadas sob a temperatura de 100°C são mostrados ponto a ponto visando permitir uma melhor visualização do comportamento transiente do atrito

nesta condição (efeitos do assentamento e recuperação). O dado efetivamente considerado para representar o atrito na condição de 100°C refere-se à média calculada entre os resultados (de atrito) obtidos para as frenagens 8, 9 e 10. Nas demais temperaturas (200°C, 300°C e 350°C), por sua vez, os dados de atrito são o resultado da média das 3 frenagens consecutivas executadas nas respectivas temperaturas.

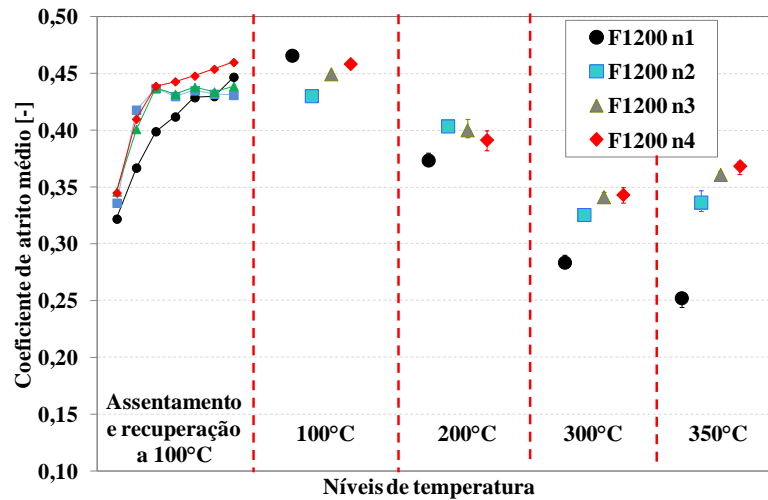


Figura 6.6 - Dados de atrito médio obtidos para todos os ciclos de frenagens, referentes a segunda proposta de metodologia de ensaio com o uso do aquecedor indutivo.

A partir da Figura 6.6, pode-se observar claramente o comportamento transiente do atrito durante as 7 primeiras aplicações dos freios a 100°C, cujos efeitos podem ser atribuídos aos fenômenos de assentamento e de recuperação. Além disso, o coeficiente de atrito exibe queda considerável em sua magnitude no primeiro ciclo, com posterior tendência à estabilização à medida que o número de ciclos avança. É possível distinguir ainda o comportamento do atrito nos diversos níveis de temperatura inicial do disco.

Assim, da mesma forma que a primeira proposta de metodologia de ensaio com o uso do aquecedor indutivo, a segunda proposta de metodologia também foi capaz de representar o efeito do número de ciclos de frenagem sobre o atrito, bem como o efeito isolado da temperatura inicial do disco. A principal vantagem desta segunda metodologia em relação à primeira proposta é a capacidade de mostrar também o efeito do assentamento e recuperação, colocando-os a parte. Portanto, essa será a metodologia de ensaio considerada adequada para caracterizar o efeito isolado da temperatura sobre o coeficiente de atrito a partir do uso integrado do tribômetro com o aquecedor indutivo. O tempo estimado para rodar essa

metodologia de ensaio no tribômetro com duas cargas diferentes, incluindo o tempo de preparação da máquina é de, aproximadamente, 2h. Uma tabela com a configuração desta metodologia é apresentada no APÊNDICE E.

Como técnica de pós-processamento dos dados para a análise simultânea do efeito da carga e da temperatura inicial das frenagens sobre o coeficiente de atrito, é sugerido o gráfico “multi-análise” apresentado na Figura 6.7. Os dados deste gráfico referem-se ao experimento descrito na Tabela 6.1, onde foram empregados dois diferentes níveis de força normal. Neste gráfico, os marcadores quadrados correspondem ao dado de atrito médio calculado entre os ciclos 3 e 4 (n3 e n4) nos diversos patamares de temperatura para a condição de carga igual a 1400 N. Já os marcadores triangulares correspondem aos valores de coeficiente de atrito médios calculados entre os ciclos 5, 6 e 7 (n5, n6 e n7) em cada patamar de temperatura para a condição de carga de 1000 N. Os primeiros 2 ciclos (F1400 n1 e F1400 n2) não são considerados nesta avaliação devido à existência de efeitos transientes (cura do material e transformações químicas) que geralmente ocorrem nestas condições, os quais podem distorcer as análises do efeito da temperatura e carga. Observa-se que o efeito da diminuição da carga parece aumentar a magnitude do coeficiente de atrito em todas as condições avaliadas. Uma tendência que pode ser também observada é o crescimento contínuo do coeficiente de atrito com o aumento da temperatura a partir dos 200°C. Porém, quando a temperatura passa de 100°C para 200°C, é verificada queda considerável do atrito.

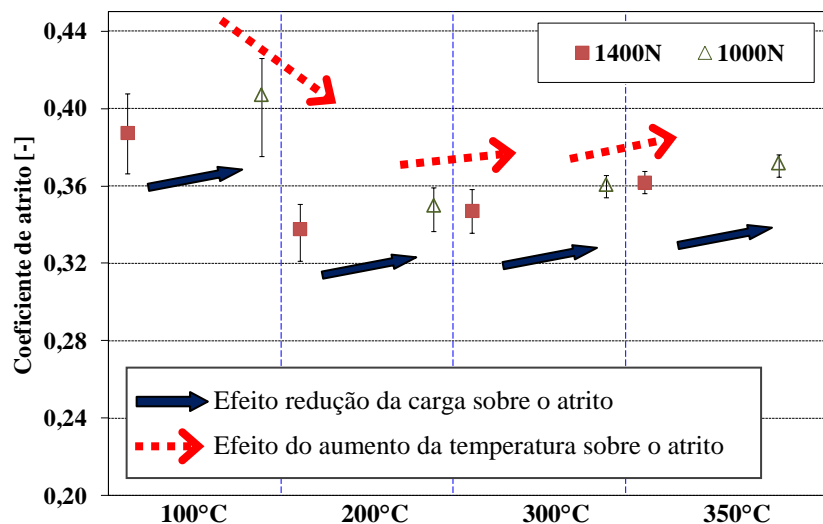


Figura 6.7 - Efeitos da temperatura e da carga sobre os resultados médios de atrito dos ciclos de frenagens.

7 OUTROS RECURSOS DISPONIBILIZADOS PELO TRIBÔMETRO

Além da possibilidade de proporcionar a avaliação do efeito isolado da temperatura do disco sobre os resultados de atrito, cuja questão foi discutida no Capítulo 6, outros recursos também são disponibilizados pelo tribômetro. A seguir, esses recursos são descritos por meio de resultados experimentais, obtidos a partir dessa máquina. Não serão feitas interpretações a respeito do comportamento do coeficiente de atrito obtido durante os experimentos descritos abaixo, uma vez que o objetivo do presente capítulo é apenas mostrar a capacidade multi-operacional do equipamento projetado.

7.1 Avaliação do Efeito de *Stick-slip*

Graças a baixa velocidade permitida pelo sistema de medição e controle do tribômetro, onde rotações tão pequenas quanto 0,4 rpm podem ser ajustadas, esse equipamento permite a realização de estudos relacionados a vibrações induzidas pelo atrito, tais como *stick-slip* e oscilações harmônicas.

Stick-slip ou efeito adere-desliza é um processo em que ambos os episódios de aderência e deslizamento se alternam durante o processo de fricção entre dois materiais e, como resultado, o coeficiente de atrito varia continuamente entre o valor estático (fase de aderência) e dinâmico (fase de deslizamento). Durante a fase de aderência, a velocidade relativa entre a amostra e o disco é nula [Ost, 2009]. Durante a fase de deslizamento, tanto a velocidade relativa quanto à força de atrito variam em um período de tempo relativamente curto [Van de Velde e De Baets, 1998].

Exemplos de máquinas capazes de medir fenômenos vibratórios induzidos por atrito podem ser encontrados em um número limitado de publicações [Neis et al., 2011, Van de Velde e De Baets, 1997].

7.2 Avaliação da Histerese no Atrito

Com o advento da robótica, o interesse por sistemas mecatrônicos mais precisos e confiáveis tem aumentado consideravelmente. Uma informação não acurada sobre o comportamento do atrito pode arruinar o desempenho de um sistema para controle de posição na forma de maiores erros de trajetória e de tempo para estabilização [Al Bender e Swevers, 2008]. Muitos são os fatores que podem influenciar o atrito: material, rugosidade dos

materiais, área de contato aparente, pressão de contato, velocidade de deslizamento, condições ambientais, parâmetros do sistema mecânico e a taxa de aceleração e desaceleração entre as superfícies atritadas [Van de Velde e De Baets, 1997].

O recurso aqui descrito trata dos ajustes necessários a fim de incorporar avaliações de atrito em diferentes taxas de aceleração e desaceleração do disco em relação à amostra. Publicações recentes [Al Bender e Swevers, 2008; Al-Bender et al., 2009] mostram que durante mudanças de velocidade é comum a ocorrência de histerese do atrito. Os autores deste estudo mencionam que esse efeito está associado à variação instantânea da área de contato devido à necessidade de adaptação do sistema à nova condição de velocidade.

Geralmente, esse tipo de caracterização é realizada através da utilização de tribômetros lineares do tipo alternativo (Figura 7.1), que consistem de um atuador, um sensor de deslocamento, um transdutor de força e um compartimento para alojamento das amostras. Neste tipo de equipamento, o coeficiente de atrito é medido durante movimentos alternados (para frente e para trás) da amostra de material de fricção sobre uma superfície plana.

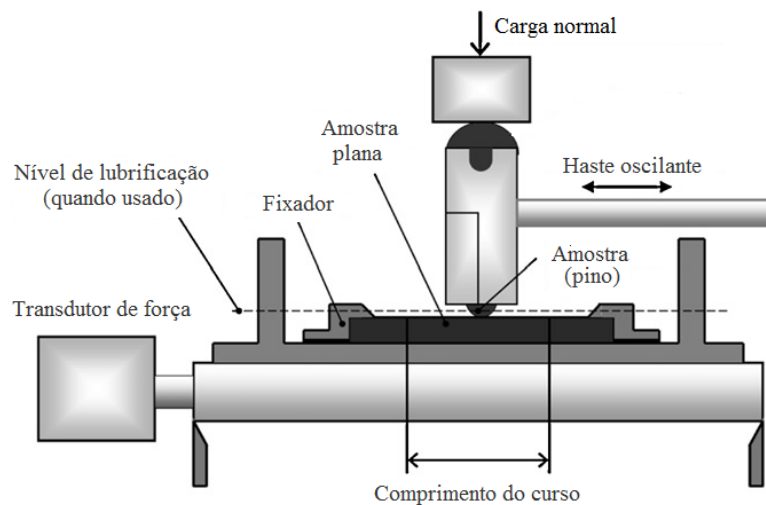


Figura 7.1 - Tribômetro linear do tipo alternativo existente na Universidade de Ghent, na Bélgica [Adaptado: Perez Delgado et al., 2011]

A Figura 7.2 apresenta as curvas de velocidade obtidas experimentalmente através do tribômetro do GPFAl/UFRGS, as quais foram ajustadas no programa computacional da máquina. Assim, através da alteração da frequência da onda das curvas de velocidade de rotação do disco, diferentes taxas de aceleração e de desaceleração podem ser

experimentadas. Verificou-se que a maior frequência que pode ser imposta sobre as curvas de rotação do eixo do tribômetro é de 3 Hz.

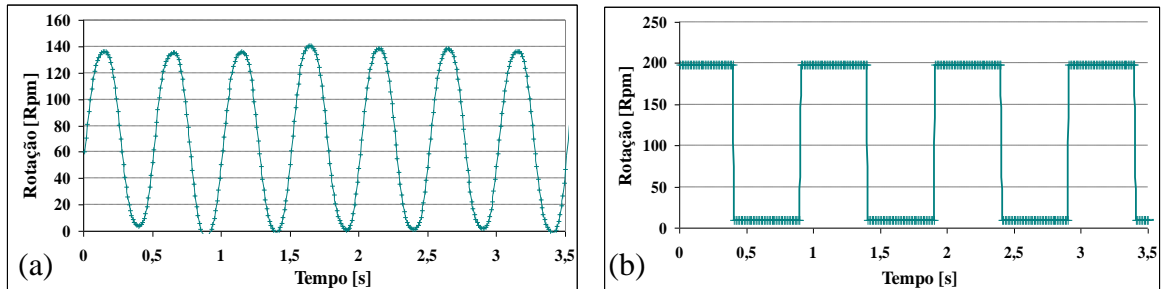


Figura 7.2 - Tipos de ondas que podem ser ajustadas para o controle da velocidade do tribômetro: (a) onda senoidal e (b) onda quadrada.

Uma curva típica de histerese do atrito que pode ser obtida experimentalmente pelo tribômetro é apresentada na Figura 7.3, onde uma amostra e um disco feito a partir de material de freio comercial foram submetidos a uma carga de 400 N, com uma onda senoidal de 2 Hz, amplitude de velocidade entre 1 a 12 rpm (4,2 mm/s a 50,4 mm/s, respectivamente) e aceleração/desaceleração linear de 200 mm/s².

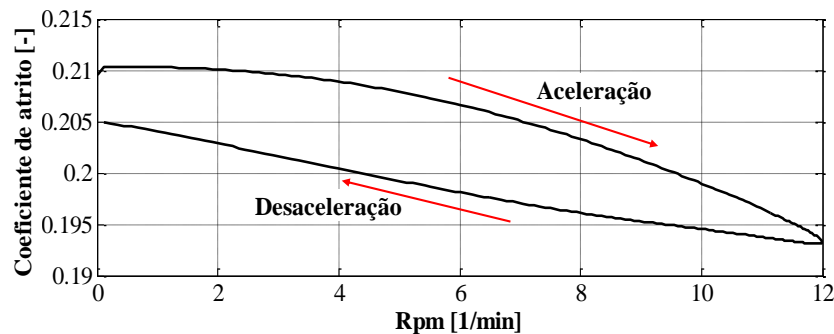


Figura 7.3 - Curva típica de histerese do atrito obtida pelo tribômetro do GPFAI/UFRGS.

7.3 Simulação de Torque ou Carga Residual entre Frenagens

Segundo Grochowicz et al., 2011, torque e carga residual correspondem, respectivamente, ao torque e carga que ocorrem devido ao arrasto da amostra sobre o disco durante o período de resfriamento, depois da execução de uma frenagem. De acordo com os

autores, esses efeitos são causados por folgas, desalinhamentos, erros de montagem e desgaste do calíper, cujo componente é empregado em dinamômetros durante ensaios de frenagem.

O estudo de Grochowicz et al., 2011, mostra que, quando são comparados resultados de ensaios executados sob condição de torque residual de 10 Nm com resultados obtidos sem a ocorrência da condição de arrasto da amostra sobre o disco (torque residual nulo), diferenças maiores do que $\pm 0,03$ são encontradas para o coeficiente de atrito avaliados nos 2 casos durante mais de 50% das frenagens executadas segundo procedimento de ensaio ISO 26867, 2009. Ainda de acordo com Grochowicz et al., 2011, a falta de controle sobre o nível de torque e/ou carga residual em dinamômetros também afeta significativamente os resultados de desgaste do rotor (disco) e da pastilha.

No tribômetro projetado, é possível simular o efeito de torque e carga residual durante o período entre as frenagens. A Figura 7.4 apresenta curvas de força e rotação que ilustram ciclos de frenagens intercalados pela condição de carga residual da amostra sobre o disco. Nesse experimento, os referidos ciclos foram executados sob uma condição de força normal constante de 1000 N, enquanto a rotação do disco varia entre 2300 e 60 rpm em um intervalo de tempo igual a 9s. Um nível de carga residual constante de 100 N foi ajustado no tribômetro para atuar no período de resfriamento entre os ciclos de frenagens, momento em que a rotação do disco é mantida constante em 60 rpm.

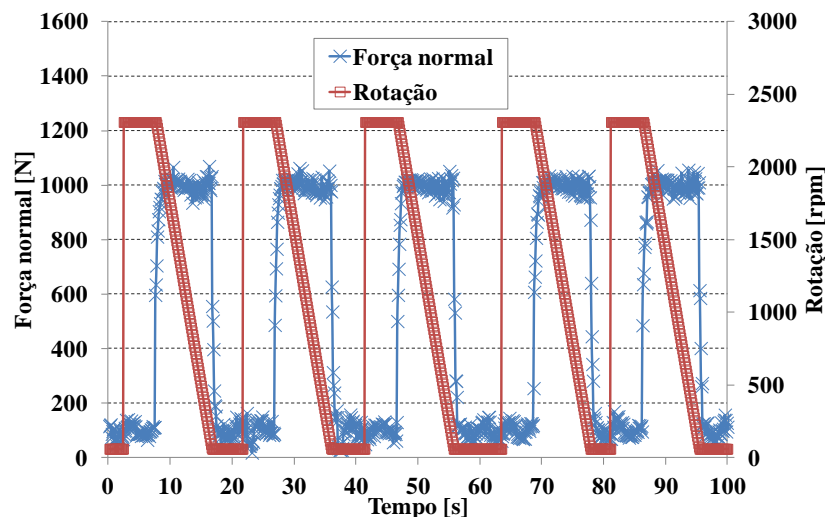


Figura 7.4 - Ciclos de frenagens intercalados pela condição de carga residual de arrasto da amostra sobre o disco.

7.4 Ensaio em Velocidade Constante

O tribômetro também possibilita a avaliação de temperatura do disco sob a condição de velocidade constante da amostra sobre o disco. Neste modo de operação, o tribômetro projetado é capaz de funcionar de forma relativamente análoga a um tribômetro de alta temperatura, o qual pode ser encontrado comercialmente. Um exemplo de caracterização que pode ser obtida com a máquina configurada neste modo de operação pode ser visualizado na Figura 7.5. Neste ensaio, um material de fricção comercial (código 539), usinado em formato circular com diâmetro de 34 mm, foi submetido ao deslizamento sob velocidade de rotação constante de 600 rpm, carga de 100 N, durante um tempo de 3600s. O disco de freio empregado é de ferro fundido cinzento, com espessura de 12 mm e instrumentado com termopar tipo K no seu interior. Não são feitas análises do coeficiente de atrito medido neste experimento, uma vez que o objetivo da presente subseção é apenas ilustrar uma aplicação típica do tribômetro no modo de operação sob velocidade constante.

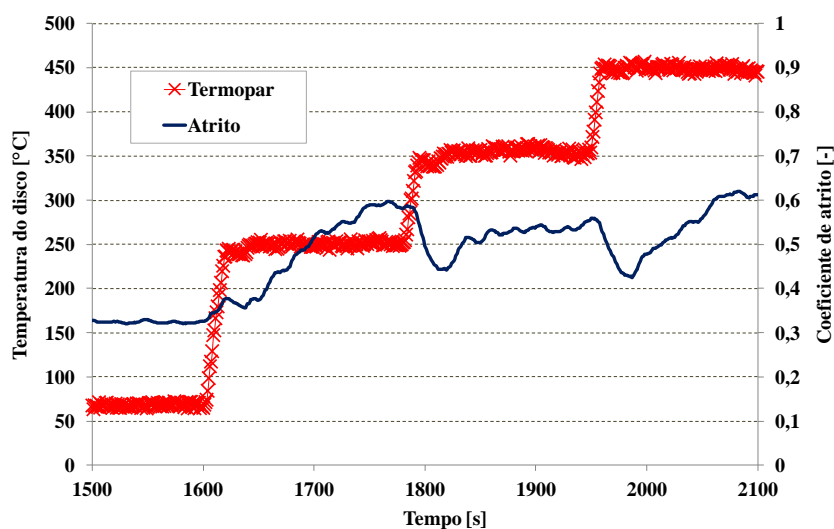


Figura 7.5 - Ilustração de um ensaio executado sob diferentes níveis de temperatura do disco e sob velocidade constante do disco.

7.5 Frenagens sob Diferentes Níveis de Variação de Temperatura

A presente subseção trata da capacidade do tribômetro em alterar, por meio do sistema de aquecimento por indução eletromagnética, a taxa de aumento da temperatura do disco durante o processo de frenagem. Um experimento, dividido em 3 seções, é executado para

ilustrar tal funcionalidade (Tabela 7.1). Na primeira seção, o aquecedor eletromagnético é mantido desligado e o calor do disco é gerado unicamente pelo processo de deslizamento. Na segunda e terceira seções, é configurada uma potência de, respectivamente, 30% e 100% da máxima capacidade do aquecedor indutivo, que é de 7,5 kW. A amostra empregada nos ensaios é feita a partir de um material orgânico (código 539) e possui formato circular com diâmetro de 25 mm. O disco de freio utilizado neste experimento é feito de ferro fundido cinzento, com espessura de 12 mm e foi instrumentado com termopar tipo K.

Tabela 7.1 – Configuração dos ensaios para avaliação de diferentes variações de temperatura.

Seção	Potência fornecida pelo sistema indutivo [kW]	Nº de repetições das frenagens	Rotação inicial-final [rpm]	Raio [mm]	Força normal [N]	Temperatura inicial [°C]
1	Aquecedor desligado	5	2300 - zero	40	1200	100
2	2,25					
3	7,5					

Diferentes variações de temperatura do disco (temperatura final subtraída da temperatura inicial) são observadas nos processos de frenagem das seções 1, 2 e 3, cujas magnitudes valem 33,4°C, 55,2°C e 75,0°C, respectivamente. Isso comprova a capacidade do tribômetro em impor diferentes níveis de variação (delta) de temperatura do disco durante frenagens.

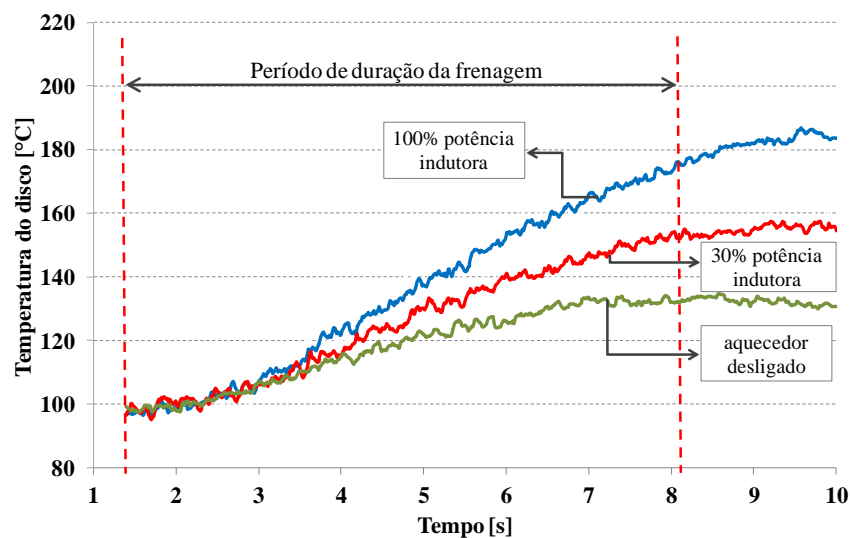


Figura 7.6 - Curvas médias de temperatura relativas aos ensaios das seções 1, 2 e 3.

8 CONCLUSÕES

Com relação ao projeto mecânico do tribômetro, o mecanismo de fuso e manivela empregado para a regulação do raio de deslizamento e o dispositivo de troca rápida da amostra são recursos que contribuem para facilitar a operacionalidade do equipamento e, conseqüentemente, reduzir o tempo envolvido na etapa de preparação dos testes. A precisão do projeto mecânico do tribômetro diz respeito à movimentação do carro atuador sobre um conjunto de guias lineares, à instalação de 5 rolamentos angulares sobre o eixo bem como ao projeto da base de sustentação da máquina, composta por mesa plana retificada e pés de apoio com capacidade de absorver vibrações.

A respeito do projeto de automação e controle do tribômetro, os sistemas de controle da carga, velocidade, torque e temperatura foram melhorados significativamente em relação à versão do tribômetro apresentada no mestrado. Atualmente, esses sistemas de controle operam por meio de circuitos em malha fechada.

A incerteza instrumental do sistema de medição de atrito do tribômetro é igual a $\pm 2,9\%$ do seu valor nominal, considerando a faixa típica de aplicação da máquina (torque e carga maiores do que, respectivamente, 10 Nm e 500 N). Em termos de precisão, verificou-se experimentalmente que o equipamento projetado apresenta uma repetitividade de $\pm 0,013$.

O uso da tecnologia de aquecimento por indução eletromagnética somado à metodologia de ensaio proposta na presente tese mostraram-se uma maneira adequada para caracterizar de forma acelerada e independente o efeito da temperatura sobre o coeficiente de atrito obtido a partir de ensaios de frenagem executados no tribômetro. O equipamento (tribômetro) e metodologia desenvolvidos, combinados com a técnica de pós-processamento para a apresentação dos resultados dos ciclos de frenagem a partir de um único gráfico, representam uma maneira eficiente e relativamente simples de avaliar os efeitos simultâneos da carga e da temperatura inicial sobre o atrito.

9 TEMAS FUTUROS

I) Com relação ao equipamento de ensaio:

- Desenvolver uma rotina computacional que indique automaticamente o ponto de assentamento dos materiais de fricção durante frenagens. Essa tarefa demandaria a definição de um critério de assentamento.
- Implementar uma rotina computacional para simular o efeito de *stick-slip* e ruído de *creep groan* que ocorre em veículos de transmissão automática quando, na situação de sinal de semáforo fechado, o motorista vai aos poucos liberando o freio de forma a fazer com que o veículo ande bem lentamente, ainda que sob condição do pedal de freio pressionado. Esses efeitos também ocorrem com veículos de transmissão manual, em descida de rampa, quando o motorista libera o freio aos poucos, até o instante do movimento do veículo. Para implementar essa simulação no tribômetro, deverá ser estabelecido um controle por torque de frenagem inicialmente, de forma a travar o disco de freio por completo. Então, quando o valor de torque de frenagem atingir um valor pré-ajustado, o sistema atuador começa a liberar a carga a uma taxa pré-estabelecida, até que comece a ocorrer o efeito de *stick-slip*.
- Desenvolver um sistema de medição de temperatura dos mancais e levantar a relação temperatura dos mancais versus torque, medido no eixo em vazio (sem carga). A referida relação poderia ser empregada na lógica computacional de controle de torque e assim tornar esse sistema de medição mais preciso.
- Estabelecer uma técnica para medir o raio efetivo em tempo real via perfil térmico radial da superfície do disco, verificado por meio de imagens termográficas.

II) Investigações que podem ser realizadas a partir do tribômetro:

- Avaliar o efeito de *stick-slip* sob uma condição de frenagem, com desaceleração do disco. Até o momento, esse tipo de análises tem sido feito apenas sob rotação constante do disco.
- Análisar a possibilidade de correlação entre a rugosidade dos discos, os fragmentos/resíduos que são gerados durante a fricção e o coeficiente de atrito.

- Levantar curvas de histerese do atrito para diferentes velocidades, força e temperatura do disco.
- Realizar metalografia do disco durante os ensaios, buscando responder os seguintes questionamento: é realmente necessário substituir o disco de freio a cada novo ensaio? Existe alguma condição operacional específica (magnitude de carga ou temperatura) que possa levar a modificações irreversíveis sobre a superfície do disco? É possível, para uma dada condição operacional, estabelecer um número máximo de frenagens que não cause mudanças sobre a microestrutura do disco? Dar um “passe” do torno sobre a superfície de um disco de freio já usado em ensaios prévios devolve a ele suas características originais, iguais a de um disco novo?
- Aprofundar testes sob condição de velocidade de arrasto constante, executados sob diferentes níveis de temperatura.
- Realizar estudos comparativos, em termos de desempenho (atrito e desgaste), entre pastilhas de freio originais e fornecidas pelo mercado de reposição.
- Investigar o efeito de *stick-slip* em polímeros.

10 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Agudelo, C.E.; Ferro, E. **Technical Overview of Brake Performance Testing for Original Equipment and Aftermarket in the US and European Markets**, Link Technical Report FEV2005-01, 2005.

Al-Bender, F.; Swevers, J. **Characterization of Friction Force Dynamics**, IEE Control Systems Magazine, vol.28, Edição 6, p.64-81, 2008.

Al-Bender, F.; Van Brussel, H.; Janssens, T.; Moerlooze, K. **Experimental Characterization of Friction**, Folder a respeito da Faculdade de Engenharia da Katholieke Univesiteit Leuven, Bélgica, 1 p., 2009.

Armstrong, B.S.R. **Dynamics for Robot Control: Friction Modeling and Ensuring Excitation During Parameter Identification**, Tese de doutorado, 184 p., Stanford University, 1988.

ASTA Indústria e Comércio de Instrumentação e Controle Ltda. **Termopares e Termoresistência: Introdução**. Folheto explicativo, Disponível em: <<http://www.asta.com.br/v2/index.php?cat=termo&t=52&id=intro>>, Acesso em: 16 de Ago 2012.

Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT), NBR 7813. **Guarnições da Embreagem e do Freio - Material de Fricção do Tipo Orgânico - Verificação das Características de Fricção e Desgaste - Ensaio FAST**, Rio de Janeiro, 10 p., 1998.

Baleri, M.; Sassani, F.; Ko, P.L. **Stick-Slip Vibration between Two Large Concentric Circular Discs in Rotational Contact with Multiple Point Loads**, Journal of Mechanical Design, vol.125, p.786-792, 2003.

Balotin, J.G. **Procedimento para Ensaio de Material de Atrito Utilizando um Tribômetro**. Dissertação de mestrado, 83 p., Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Brasil, 2010.

Bergman, F; Eriksson, M; Jacobson, S. **Influence of Disc Topography on Generation of Brake Squeal**, Wear, vol. 225–229, Part 1, p. 621–628, 1999.

Bhabani, K. S.; Bijwe, J. **Wear Data Analysis of Friction Materials to Investigate the Simultaneous Influence of Operating Parameters and compositions**, Wear, vol. 256, p. 797-804, 2004.

Bhabani K. S.; Bijwe J. **Composite Friction Materials Based on Organic Fibres: Sensitivity of Friction and Wear to Operating Variables**, Composites Part A: Applied Science and Manufacturing, vol. 37, edição 10, p. 1557-1567, 2006.

Birch, T. W. **Automotive Braking Systems**, Third Edition, Editora Delmar, 436 p., 1999.

Biswas, S.K. **Some Mechanisms of Tribofilm Formation in Metal/Metal and Ceramic/Metal Sliding Interactions**, *Wear*, vol. 245, edição 1-2, p. 178–189, 2000.

Blau, P. J. **Compositions, Functions, and Testing of Friction Brake Materials and their Additives**, Relatório técnico ORNL/TM-2001/64, Oak Ridge National Laboratory, 29 p., 2001.

Blau, P.J.; McLaughlin, J.C. **Effects Of Water Films and Sliding Speed on The Frictional Behavior of Truck Disc Brake Materials**, *Tribology International*, vol. 36, edição 10, p. 709-715, 2003.

Bode, K. H.; Ostermeyer, G. P. **Simulations and Tests of Innovative Friction Laws in Brake Systems**, Technische Universität Braunschweig, Institute of Dynamics and Vibrations, vol. 9, edição 1, p. 63-66, 2009.

Bulthé, A-L. C.; Desplanques, Y.; Degallaix, G.; Berthier, Y. **Mechanical and Chemical Investigation of the Temperature Influence on the Tribological Mechanisms Occurring in OMC/Cast Iron Friction Contact**, *Wear*, vol. 264, edição 9-10, p. 815-825, 2008.

Cabral, P. **Erros e Incertezas nas Medições**, Apostila, ISEP-Instituto Superior de Engenharia do Porto, 116 p., Portugal, 2004.

CETR, **High Load, Heavy Duty Tribometer**, Disponível em: <<http://www.cetr.com/eng/products/tribometers/umt-3.html>>, Acesso em: 20 de Dez 2012.

Cho M. H.; Kim S. J.; Kim D.; Jang H. **Effects of Ingredients on Tribological Characteristics of a Brake Lining: An Experimental Case Study**, *Wear*, vol. 258, edição 11-12, p. 1682–1687, 2005.

Coyle, J. P.; Tsang, P. H. S.; Johnson, T. E. **The Effect of Rotor Metallurgy on Brake Performance and Wear Resistance**, Society of Automotive Engineers, paper 830533, 14 p., 1983.

CSM, **High Temperature Tribometer**, Disponível em: <<http://www.csm-instruments.com/High-Temperature-Tribometer>>, Acesso em: 12 de Jun 2011.

Curtis, F. W. **High-frequency Induction Heating**, Editora McGraw-Hill, 235 p., Estados Unidos, 1944.

Desplanques, Y.; Degallaix, G.; Copin, R.; Berrthier, Y. **A Tribometer for the Study of Materials under Railway Braking Conditions**, *Tribology Research: From Model Experimental to Industrial Problem*, Proceedings of the 27th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, vol. 39, p. 381-391, 2001.

Desplanques, Y.; Roussette, O.; Degallaix, G.; Copin, R.; Berthier, Y. **Analysis of Tribological Behaviour of Pad-Disc Contact in Railway Braking. Part 1. Laboratory Test Development, Compromises between Actual and Simulated Tribological Triplets**, *Wear*, vol. 262, edição 5-6, p. 582–591, 2007.

Dias de Sá, L.A.N. **Estudo da Repetitividade na Medição por Coordenadas**, 6ª Mostra Acadêmica UNIMEP, 5 p., Universidade Metodista de Piracicaba, Brasil, 2008.

Dieterich, J.H.; Kilgore, B.D. **Direct Observation of Frictional Contacts: New Insights for State-Dependent Properties**, *Pure and Applied Geophysics*, vol. 143, p. 283-302, 1994.

Dowson, D. **History of Tribology**, Editora Longman Group Limited, 677 p., Inglaterra, 1979.

Dohle, A.; Elvenkemper, A.; Lange, J.; Degenstein, T. **The μ Value - Friction Level Determination in Brake Systems**, XXVI International μ Symposium, TMD Friction, p. 159-180, Alemanha, 2006.

Dspace, **Hardware Installation and Configuration**, DS1104 Controller Board, Alemanha, 122 p., 2006.

Engberg, C. C. **The Regulation and Manufacture of Brake Pads: The Feasibility of Reformulation to Reduce the Copper Load to the San Francisco Bay**, Relatório técnico, 27 p., Palo Alto Regional Water Quality Control Plant – Estados Unidos, 1995.

Eriksson, M.; Jacobson, S. **Tribological Surfaces of Organic Brake Pads**, *Tribology International*, vol. 33, edição 12, p. 817-827, 2000.

Eriksson, M.; Bergman, F.; Jacobson, S. **On the Nature of Tribological Contact in Automotive Brakes**, *Wear*, vol. 252, edição 1-2, p. 26-36, 2002.

Eurothermo Aquecimento Indutivo, **Aplicações de Aquecimento por Indução**, Disponível em: < <http://www.eurothermo.ind.br/aquecimento.html>>, Acesso em: 21 de Dez 2012.

Exacta Indústria e Comércio de Sensores Ltda, **Catálogo de Termopares**, Disponível em: <<http://www.exacta.ind.br/?p=conteudo&id=192>>, Acesso em: 19 de Jan 2012.

Federal Motor Vehicle Safety Standards and Regulations (FMVSS) 105, **Hydraulic and Electric Brake Systems**, U.S. Department of Transportation, 39 p., Estados Unidos, 1967.

Federal Motor Vehicle Safety Standards and Regulations (FMVSS) 135, **Light Vehicle Brake Systems**, U.S. Department of Transportation, 32 p., Estados Unidos, 2000.

Fillot, N.; Jordanoff, I.; Berthier, Y.; **Wear Modeling and the Third Body Concept**, *Wear*, vol. 262, edição 7-8, p. 949-957, 2007.

Glaeser, W. A.; Ericksson, R. C; Dufrane, K. F.; Battelle, J. W. K. **Tribology: The Science of Combatting Wear**, Society of Tribologists and Lubrication Engineer (STLE), Relatório número 26, 56 p., Columbus, Estados Unidos, 1981.

Godfrey, D., **Friction Oscillations with a Pin-on-Disc Tribometer**, Tribology International, vol. 28, edição 2, p.119-126, 1995.

Gonçalves Jr., A. A. **Apostila de Metrologia**, Laboratório de Metrologia e Automatização, 159 p., Universidade Federal de Santa Catarina, Brasil, 2002.

Greening Incorporated, **Portal de Internet do Fabricante**. Disponível em: <<http://www.greeninginc.com>> Acesso em: 05 de Mai 2008.

Grochowicz, J.; Agudelo, C.; Reich, Achim; Wollenweber, K.H.; Abendroth, H. **Brake Dynamometer Test Variability Part 2 – Description of the Influencing Factors**, Society of Automotive Engineers, paper 2011-01-2374, p. 1394-1421, 2011.

Halliday, D., Resnick, R., Walker, J. **Fundamentos de Física – Volume 1**, Editora LTC, 330 p., Rio de Janeiro, 1996.

Halling, J. **Principles of Tribology**, Editora Macmillan Press Ltd, Londres, 401 p., Inglaterra, 1975.

Haynes Publishing, **Automotive Disc Brake Manual**, Editora Techbook Series, 128 p., 1999.

HBM. **Mounting Instructions - Force Transducer with Strain Gage Measuring System U9B**, Alemanha, 57 p., 2006a.

HBM. **Operating Manual - Clip eletrônico**, Alemanha, 51 p., 2006b.

HBM. **Operating Manual - Torque flanges T10F**, Alemanha, 62 p., 2006c.

HBM, **PME Industrial Measurement Electronics with Fieldbus Link - MP60/MP07, Operating Manual**, Alemanha, 76 p., 2006d.

Hee, K.W; Filip, P. **Performance of Ceramic Enhanced Phenolic Matrix Brake Lining Materials for Automotive Brake Linings**, Wear, vol. 259, edição 7-12, p. 1088–1096, 2005.

Hinrichs, R. A.; Kleinbach, M. **Energia e Meio Ambiente**, Editora Thomson, Terceira Edição, 555 p., traduzida para Brasil, 2000.

Holmberg, K.; Andersson, P.; Erdemir, A. **Global Energy Consumption Due to Friction in Passenger Cars**, Tribology International, vol. 47, p. 221-234, 2012.

Instituto de Pesos e Medidas do Estado de São Paulo IpemSP, **Resultados de Medições**. Disponível em: <www.ipem.sp.gov.br>. Acesso em: 24 de Jul 2012.

ISO 26867 International Standard. **Road Vehicles - Brake Lining Friction Materials - Friction Behaviour Assessment for Automotive Brake Systems**, Primeira edição, 24 p., 2009.

JCGM 200:2012. **International Vocabulary of Metrology (VIM)**, Terceira edição, 108 p., 2012.

Jost, H.P. **Lubrication (Tribology) Education and Research - A Report on the Present Position and Industry's Needs**, Relatório técnico, 79 p., Departamento de Educação e Ciência, Londres, 1966.

Júnior, M.J.S.; Irigoyen, E.R.C.; **Metrologia Dimensional: Teoria e Prática**, Editora UFRGS, Primeira edição, vol. 1, 190 p., 1985.

Kasem, H.; Thevenet, J.; Boidin, X.; Siroux, M.; Dufrenoy, P.; Desmet, B.; Desplanques, Y. **An Emissivity-Corrected Method for the Accurate Radiometric Measurement of Transient Surface Temperatures during Braking**, Tribology International, vol. 43, p. 1823–1830, 2010.

Kim S.J., Jang H. **Friction and Wear of Friction Materials Countaining Two Different Phenolic Resins Reinforced with Aramid Pulp**, Tribology Internacional, vol. 33, p. 477-484, 2000.

Kruze, G. A. S. **Avaliação do Coeficiente de Atrito em um Dinamômetro em Escala Reduzida**, 64 p., Dissertação de mestrado, PROMEC, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Brasil, 2009.

Kumar, M.; Bijwe, J. **Studies on Reduced Scale Tribometer to Investigate the Effects of Metal Additives on Friction Coefficient, Temperature Sensitivity in Brake Materials**, Wear, vol. 269, edição 11-12, p. 838–846, 2010.

Langlade, C.; Fayeulle, S.; Olier, R. **New Insights into Adhesion and Lubrication Properties of Graphite-Based Transfer Films**, Wear, vol. 172, edição 1, p. 85–92, 1994.

Lee, K.; Blau, P.J.; Truhan, J.J. Jr. **Effects of Moisture Adsorption on Laboratory Wear Measurements of Brake Friction Materials**, Wear, vol. 262, edição 7-8, p. 925-930, 2007.

Limpert, R., **Brake Design and Safety**, Second Edition, Editora SAE, 525 p., 1999.

Link Engineering Company, **Brake & Friction**. Disponível em: <<http://www.linkeng.com/>>, Acesso em: 10 de Ago 2011a.

Link Engineering Company, **Inertia Dynamometer Testing**, Disponível em: <<http://www.linkeng.com.br/serv03.html>>, Acesso em: 12 de Mar 2011b.

Link Engineering Company, **Chase Friction Material Test System**, Disponível em: <<http://www.linkeng.com/en/ProductsAndServices/TestSystems/BrakeAndFriction/FrictionCharacterizationSystems.aspx>>, Acesso em: 12 de Mar 2011c.

Lynx Tecnologia Eletrônica Ltda, **Condicionador de Sinal MCS5k**, Manual de operação, 3 p., Brasil, 2010.

Mäki, R. **Wet Clutch Tribology - Friction Characteristics in Limited Slip Differentials**, Tese de doutorado, 143 p., Universidade de Tecnologia de Lulea, Suécia, 2005.

Minipa, **Manual do Multímetro Digital ET-1002**, Manual de operação, Revisão 00, São Paulo, 1 p., 2007.

Mitutoyo, **User's Manual – Surface Roughness Tester SJ-201**, Manual do usuário, série 178, 42 p., Japão, 2006.

Mitutoyo, **Paquímetros Digitais**. Catálogo eletrônico. Disponível em: <<http://www.mitutoyo.com.br/produtos/instrumentos/pdf/-paq1.pdf>>, Acesso em: 09 de Ago 2011.

Moerlooze, K. **Contributions to the Characterization of Friction and Wear**, Tese de doutorado, 150 p., Catholic University of Leuven, Belgica, 2010.

Monezi, C.; Vitoriano, R.; Stipkovic, M. **Soldagem Branda por Indução com Adição De Liga de Estanho Isenta de Chumbo**, 8º Congresso Iberoamericano de Engenharia Mecânica, 8 p., Cusco, 2007.

Müller, M. B. **Proposta de uma Metodologia para Desenvolvimento de Novo Fornecedor de Freios Traseiros a Tambor para Veículos já em Produção**, Dissertação de mestrado, 86 p., Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Brasil, 2009.

Nanovea, **Tribometers**, Catálogo de equipamentos, Disponível em: <<http://www.nanovea.com/Tribometers.html>>, Acesso em: 29 de Mai 2011.

Neis, P.D.; **Projeto e Construção de um Tribômetro para Estudos Relacionados a Materiais de Fricção Veiculares**, Dissertação de mestrado, 84 p. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, Brasil, 2008.

Neis, P. D.; Ferreira, N.F.; Lorini, F.J.; Giacomelli, J. F. **Contribuição para a Análise da Dispersão do Coeficiente de Atrito de Frenagens Realizadas em um Tribômetro com Materiais de Fricção**, 10 p., VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica – CONEM 2010, Paraíba, Brasil, 2010.

Neis, P. D. ; De Baets, P.; Ost, W.; Perez Delgado, Y.; Loccufier, M.; Al-Bender, F.; Ferreira, N.F.; Lorini, F.J. **Investigation of the Dynamic Response in a Dry Friction Process Using a Rotating Stick-slip Tester**, *Wear*, vol. 271, edição 9-10, p. 2640– 2650, 2011.

(Sob análise) Neis, P.D.; Zanetti, G. L. P. G.; Duarte, F.L.; Ferreira, N.F. **Methodology for Determination of the Effective Radius by means of Thermographic Analysis on the Disk Surface**, 8 p., Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2012.

Neuman, R.F; Urban, J.A; McNinch J.H. **Performance Characterization of Dry Friction Materials**. In: Braking of Road Vehicles. Mechanical Engineering Publications Ltd, p. 233-238, I. Mech. E. Conference Publications, Londres, 1983.

Norma Técnica ASTM E230-03. **Standard Specification and Temperature-Electromotive Force (EMF) Tables for Standardized Thermocouples**, 168 p., American Society for Testing and Materials, 2003.

Norma técnica ASTM G133, **Standard Test Method for Linearly Reciprocating Ball-on-Flat Sliding**, 10 p., American Society for Testing and Materials, 2010.

Norma técnica ASTM G99, **Standard Test Method for Wear Testing on a Pin-on-disk Test Apparatus**, 5 p., American Society for Testing and Materials, 2010.

Ost, W.; De Baets, P.; Loccufer, M.; Autrève, S.V. **Torsional Vibrations of Wet Clutches: Influence of Mechanical Parameters**, Meccanica Journal, vol. 45, edição 3, p. 341-353, Itália, 2009.

Osterle, W.; Kloß, H.; Urban, I.; Dmitriev, A.I. **Towards a Better Understanding of Brake Friction Materials**, Wear, vol. 263, edição 7-12, p. 1189–1201, 2007.

Osterle, W.; Griepentrog, M.; Gross, Th; Urban, I. **Chemical and Microstructural Changes Induced by Friction and Wear of Brakes**, Wear, vol. 251, edição 1-12, p.1469-1476, 2001.

Ostermeyer, G.P. **On the Dynamics of the Friction Coefficient**, Wear, vol. 254, edição 9, p. 852-858, 2003.

Ostermeyer, G. P.; Müller, M. **New Insights into the Tribology of Brake Systems**, Journal of Automotive Engineering – Special Issue on Automotive Braking, vol. 222, edição 7, p. 1167-1200, 2008.

Perez Delgado, Y.; Bonny, K.; De Baets, P.; Neis, P.D.; Malekk, O.; Vleugels, J.; Lawers, B. **Impact of Wire-EDM on Dry Sliding Friction and Wear of WC-based and ZrO₂-based Composites**, Wear, vol. 271, edição 9-10, p. 1951-1961, 2011.

Plint Tribology Products. **Product Catalogues**, Catálogo de equipamentos, Disponível em: <<http://www.phoenix-tribology.com/>>, Acesso em: 24 de Nov 2012a.

Plint Tribology Products. **Dynamic**, Relatório técnico, Disponível em: <<http://www.phoenix-tribology.com/cat/at2/index/dynamic.pdf>>, Acesso em: 24 de Nov 2012b.

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

Rabinowicz, E. **Friction and Wear of Materials**, Editora John Wiley and Sons, Segunda edição, 315 p., Estados Unidos, 1995.

Raytek. **Noncontact Temperature Measurement for Industrial Applications and OEMs**, Catálogo técnico, Estados Unidos, 3 p., 2010.

Rhee, S.K.; Jacko, M.G.; Tsang, P.H.S. **The Role of Friction Film in Friction, Wear, and Noise of Automotive Brakes**, *Wear*, vol. 146, edição 1, p. 89-97, 1991.

Rhee, S.K.; Schwartz, H.W. **Test Methods for Automotive and Truck Friction Materials**, *American Society for Testing and Materials*, American Society for Testing and Materials, paper 701, p. 39-49, Philadelphia, 1979.

Richard, C.; Ima, S; Davy, D. **Induction-Heated Disc Tribometer**, Patente de invenção, número da patente WO2000FR02743-20001003, Estados Unidos, 2001.

Rudnev, V. I.; Loveless, D. L.; Cook, R. L.; Black, M. R. **Steel Heat Treatment Handbook**, Second Edition, Editado por George E. Totten, 832 p., Estados Unidos, 2006.

Rusnak R. M.; Spurgeon W M.; Aldrich F. W. **Friction Material Testing**, Society of Automotive Engineers, paper 700517, 1970.

SAE J661, **Brake Lining Quality Test Procedure**, SAE International, Estados Unidos, 8 p., 1997.

Sanders, P. G.; Dalka, T. M.; Basch, R. H.; **A Reduced-Scale Brake Dynamometer for Friction Characterization**, *Tribology International*, vol. 34, p. 609-615, 2001.

Satapathy B. K.; Bijwe J. **Influence of Operating Parameters on the Performance of Friction Composites Based on Combinations of Rock Fibers and Organic Fibers**, *Journal of Reinforced Plastics & Composites*, vol. 24, edição 6, p. 579-595, 2005.

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, 111 p., Universidade de São Paulo, 2005.

SEW Eurodrive, **Manual de Sistema Movidrive MDX60B/61B**, Manual técnico, Edição 07, 122 p., 2006.

Siroux, M.; Cristol-Bulthé, A. L.; Desplanques, Y.; Desmet, B.; Degallaix, G. **Thermal Analysis of Periodic Sliding Contact on a Braking Tribometer**, *Applied Thermal Engineering*, vol. 28, edição 17-18, p. 2194-2202, 2008.

Stoeterau, R. L. **Tribologia**, Apostila da disciplina de tribologia do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina, 179 p., 2004.

Tabacnicks, M.H., **Conceitos Básicos da Teoria de Erros**. Apostila do curso de física do Instituto de Física da Universidade de São Paulo, 28 p., Brasil, 2003.

Thevenet, J.; Siroux, M.; Desmet, B. **Measurements of Brake Disc Surface Temperature and Emissivity by Two-Color Pyrometry**, Applied Thermal Engineering, vol. 30, edição 6-7, p. 753–759, 2010.

Timte, M. **A Comparison of Lining Output Generated Using AK-Master and FMVSS 105 Simulation Dynamometer Procedures**, Society of Automotive Engineers, paper 2000-01-2777, 2000.

Tsang, P.H.S., Jacko, M.G., Rhee, S.K. **Comparison of Chase and Inertial Brake Dynamometer Testing of Automotive Friction Materials**, Wear, vol. 103, edição 3, p. 129-137, 1985.

Van de Velde, F.; De Baets, P. **Comparison of Two Stick-Slip Tester and Recommendations for Repeatable and Significant Stick-Slip Testing**, Tribotest Journal, vol. 3, edição 4, p. 361-392, 1997.

Van de Velde, F.; De Baets, P. **The Relation Between Friction Force and Relative Speed During the Slip-Phase of a Stick-Slip Cycle**, Wear, vol. 219, edição 2, p. 220-226, 1998.

Waeny, J.C.C. **Repetitividade e Reprodutividade I**. São Paulo: IPT, 18 p, Série ACM 18, 1980.

Webster, J. G., **The Measurement, Instrumentation and Sensors Handbook**, Editora CRC PressINC, 2630 p., 1999.

Wilson, A. J; Belford, W. G; Bowsher, G. T. **Testing Machines for Scale Vehicle Brake Installations**, The Engineer, p. 317-323, 1968.

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

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

11 PUBLICAÇÕES DO AUTOR

Revistas e anais de congressos:

1. Sukumaran, J.; Rodriguez, V.; De Baets, P. ; Neis, P. D.; Delgado, Y. P.; Ando, M.; Dhieb, H. **A Review on Water Lubrication of Polymers**, International Journal Sustainable Construction & Design, vol. 2012, p. 144-149, 2012.

2. Delgado, Y. P.; Bonny, K.; De Baets, P.; Ferreira, V. R.; Neis, P. D.; Sukumaran, J.; Malek, O.; Vleugels, J.; Lauwers, B. **Online and Post-Mortem Wear Measurement of Static Counterpart in a Ball-On-Disk Test**, International Journal Sustainable Construction & Design, vol. 2012, p. 150-155, 2012.

3. Horvath, A.; Csik, Z.; Sukumaran, J.; Neis, P. D.; Ando, M. **Development of Brake Caliper for Rally-Car**, International Journal Sustainable Construction & Design, vol. 2012, p. 191-198, 2012.

4. Neis, P.D.; Schmidt, E.; Zanetti, G. L. P. G.; Perez Delgado, Y.; DE Baets P.; Ferreira, N.F. **Relation Between the Cooling Time and Friction Results In Braking Tests**, International Journal Sustainable Construction & Design, vol. 2012, p. 156-164, 2012.

5. Neis, P.D.; Zanetti, G. L. P. G.; Perez Delgado, Y.; De Baets P.; Ferreira, N.F. **An Experimental Model to Describe the Temperature Variation of the Disk During Braking Tests**, International Journal Sustainable Construction & Design, vol. 2012, p. 165-171, 2012.

6. Neis, P. D.; Lorini, F. J.; Ferreira, N. F. **Contribution to Perform High Temperature Tests (fading) on a Laboratory-scale Tribometer**. Wear, vol. 271, p. 2660-2664, 2011.

7. Delgado, Y. P.; Bonny, K.; De Baets, P.; Neis, P. D.; Malek, O.; Vleugels, J.; Lauwers, B. **Impact of Wire-EDM on Dry Sliding Friction and Wear of WC-Based and ZrO₂-Based Composites**, Wear, vol. 271, p. 1951-1961, 2011.

8. Neis, P. D.; De Baets, P.; Delgado, Y. P.; Ferreira, N. F. **Investigation of Friction Hysteresis Using a Laboratory-scale Tribometer**, International Journal of Sustainable, Construction and Design, vol. 2, p. 92-98, 2011.

9. Neis, P. D.; De Baets, P. ; Ost, W. ; Delgado, Y. P.; Loccufier, M. ; AL-Bender, F.; Ferreira, N. F. ; Lorini, F. J. **Investigation of the Dynamic Response in a Dry Friction Process Using a Rotating Stick-slip Tester**, Wear, vol. 271, p. 2640-2650, 2011.

10. Neis, P. D.; Ferreira, N. F.; Matozo, L. T. **Contribution to Thermal Correlation Between a Laboratory-scale Tribometer and Brake Dynamometer**, X Colloquium Internacional SAE Brasil, 11 p., 2011.

11. Delgado, Y. P.; Bonny, K.; De Baets, P.; Neis, P. D.; Ferreira, V. R.; Malek, O.; Vleugels, J.; Lauwers, B. **Dry Sliding Friction and Wear Response of WC-Co Hardmetal Pairs in Linearly Reciprocating and Rotating Contact**. International Journal Sustainable Construction and Design, vol. 2, p. 12-19, 2011.
12. Ando, M.; Sukumaran, J.; Rodriguez, V.; Neis, P. D.; Kalacska, G.; Czigan, T.; De Baets, P. **Development of New PA6 Composites**, Technical-Scientific Journal of the Mechanical Engineering Faculty, vol. 5, p. 145-153, Synergy2011, Hungria, 2011.
13. Delgado, Y. P.; Bonny, K.; De Baets, P.; Ferreira, V. R.; Malek, O.; Vleugels, J.; Lauwers, B.; Neis, P. D. **Influence of Wire-Edm on High Temperature Sliding Friction Response of Wc-10wt%Co Cemented Carbide**, Technical-Scientific Journal of the Mechanical Engineering Faculty, vol. 5, p. 37-43, Synergy2011, Hungria, 2011.
14. Sukumaran, J.; Ando, M.; Rodriguez, V.; De Baets, P.; Neis, P. D. **Friction Torque, Temperature and Roughness in Roll-Slip Phenomenon for Polymer Steel Contacts**, Technical-Scientific Journal of the Mechanical Engineering vol. 5, p. 7-16, Synergy2011, Hungria, 2011.
15. Neis, P. D. **A Computational Model for the Vibratory Response of Dry Friction Process**, In: PhD Symposium, Extended Summary, Ghent, Bélgica, 2010.
16. Barp, D.R.A.; Ferreira, N. F.; Neis, P. D. **Contribution to the Development of Complex Shapes Agate Products Using Water Jet Cutting Process**, Revista do Design e Tecnologia, vol. 1, 2010.
17. Neis, P. D.; Arrieche, F.; Lorini, F. J. **Análise Térmica Comparativa de Frenagens Realizadas em um Tribômetro e um Dinamômetro Visando Estabelecer Correlação de Resultados do Coeficiente de Atrito**, In: VI National Congress of Mechanical Engineering Brazil, Campina Grande. VI National Congress of Mechanical Engineering Brazil, 2010.
18. Neis, P. D.; Lorini, F. J.; Ferreira, N. F.; Giacomelli, J.F. **Contribution to the Analysis of the Dispersion of the Coefficient of Friction in Brakings Performed on a Tribometer with Friction Material**. In: VI National Congress of Mechanical Engineering Brazil, 2010, Campina Grande, VI National Congress of Mechanical Engineering Brazil, 2010.
19. Neis, P. D.; Ferreira, N. F.; Lorini, F. J. **Use of a Statistical Methodology to Assess the Influence of Input Parameters on the Friction Results of Braking Tests Performed on a Tribometer**, In: VI National Congress of Mechanical Engineering - Brazil, 2010, Campina Grande. VI National Congress of Mechanical Engineering - Brazil, 2010.
20. Neis, P. D.; Dillenburg, R. F.; Ferreira, N. F.; Zaro, M. A.; Matozo, L. T. **Evaluation of the Contact Between the Friction Pair Using Thermography**, Society of Automotive Engineers, paper. 2009-01-37, 2009.

21. Neis, P. D.; Balotin, J. G.; Ferreira, N. F.; Soares, M. R. **An Investigation into the Influence of the Operating Parameters on Braking Test Results with Friction Materials Using a Tribometer** Society of Automotive Engineers, paper. 2009-01-13, 2009.

22. Neis, P. D.; Kruze, G. A. S.; Ferreira, N. F. **Relation Between the Temperature of the Disc Measured with Thermocouple and by Thermography Using a Reduced Scale Dynamometer**, In: 20th International Congress of Mechanical Engineering, 2009, Gramado - Rio Grande do Sul, Brazil, CONEM 2009- ABCM, 2009.

23. Balotin, J. G.; Neis, P. D.; Ferreira, N. F. **Analysis of The Influence of Temperature on the Friction Coefficient of Friction Materials**, In: 20th International Congress of Mechanical Engineering, 2009, Gramado - Rio Grande do Sul, Brazil - CONEM 2009 - ABCM, 2009.

24. Kruze, G. A. S.; Neis, P. D.; Ferreira, N. F. **A New Concept of Reduced-Scale Dynamometer**, In: 20th International Congress of Mechanical Engineering, 2009, Gramado - Rio Grande do Sul, Brazil - CONEM 2009 - ABCM, 2009.

25. Yoshioka, O.; Ferreira, N. F.; Neis, P. D.; Mazzaferro, J. A. E. **Análise dos Efeitos das Deformações Elásticas das Sapatas na Distribuição de Pressão de um Freio a Tambor**, In: V Congresso Nacional de Engenharia Mecânica - CONEM, 2008, Salvador - Bahia. CONEM 2008, 2008.

26. Silva, D. T.; Ferreira, N.F.; Neis, P. D.; Soares, M. R. **Determinação do Fluxo de Calor entre Pastilha e Disco de Freio Durante Frenagens**, In: V Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2008, Salvador, Brazil, 2008.

27. Vieira, F. C.; Ferreira, N. F.; Neis, P. D. **Determinação do Raio Efetivo Para Pastilhas de Freio a Disco**, In: V Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Salvador, Brazil, 2008.

28. Neis, P. D.; Amado-Becker, A.F.; Amorim, H.; Anflor, C.; Backlund, P. **Predictive Process Dynamics in Manufacturing**, Report on the NSF-Sponsored Pan-American Advanced Studies, 2008.

29. Neis, P. D.; Ribeiro, G. F. **Desenvolvimento e Aplicações de Software para a Análise do Espectro Solar**, In: XII Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica, 2005, Ilha Solteira - SP. CREEM 2005 - XII Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica, 2005.

30. Neis, P. D. **Desenvolvimento de Software de Pós-processamento de Imagens Termográficas**. In: XVII salão de iniciação científica, Summary, p. 256, Porto Alegre, Brazil, 2005.

31. Neis, P. D. **Desenvolvimento e aplicações de software para a análise do espectro solar**, In: XVI salão de iniciação científica, Summary, p. 288, Porto Alegre, Brazil, 2004.

32. Neis, P. D. **Desenvolvimento de programa para a análise do espectro solar.** In: **XV salão de iniciação científica**, XV salão de iniciação científica, p. 310, Porto Alegre, Brazil, 2003.

Capítulo de livros:

1. Balotin, J. G.; Neis, P. D.; Ferreira, N. F. **Analysis of the Influence of Temperature on the Friction.** In: ABCM Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Mecânicas. (Org.). ABCM Symposium Series in Mechatronics, vol. 4, p. 898-906, 2010.

2. Neis, P. D.; Kruze, G. A. S.; Ferreira, N. F. **Relation Between the Temperature of the Disc Measured with Thermocouple and by Thermography Using a Reduced Scale Dynamometer.** In: ABCM - Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Mecânicas. (Org.). ABCM Symposium Series in Mechatronics, vol. 4, p. 907-913, 2010.

3. Barp, D.R.A.; Ferreira, N.F; Neis, P.D. **Contribuição ao Estudo do Processo de Corte de Ágata por Jato D'água em Formas Complexas** - Livro de Tecnologias voltadas ao Setor Gemas, Joias e Mineração, 320 p., Universidade de Passo Fundo - Centro Tecnológico Pedras, Gemas e Jóias do RS.

Patentes de invenção:

1. Nome da the invenção: **Equipamento Tribômetro com Controle de Temperatura e Processo de Produção.** Inventores: 33% Patric Daniel Neis, 33% Ney Francisco Ferreira and 33% Marcos Roberto Soares. Registrado na: Secretaria de Desenvolvimento Tecnológico – SEDETEC - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Brasil, número PI001516-7, 2010

2. Nome da invenção: **Tribômetro Multifuncional com Controle de Temperatura do Disco a partir de Módulo de Indução Eletromagnética.** 50% Patric Daniel Neis, 50% Ney Francisco Ferreira. Registrado na: Secretaria de Desenvolvimento Tecnológico – SEDETEC - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Brasil, número MU-BR 20 2012-005346-8, 2012.

3. (Em construção): **Bancada para Caracterização do Efeito de Stick-slip em Materiais de Fricção.** 50% Patric Daniel Neis, 50% Ney Francisco Ferreira. Emitido em: Secretaria de Desenvolvimento Tecnológico – SEDETEC - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Brasil.

13 APÊNDICE B – PROCEDIMENTO DE AJUSTE DOS CONTROLADORES PID’S

O procedimento de ajuste dinâmico dos controladores PID’s utilizado nos circuitos computacionais de controles da carga, do torque e da temperatura está descrito a seguir.

Para regulação dos PID’s dos circuitos de controle da carga e do torque, o tribômetro deve ser ajustado no modo de desaceleração. Para o ajuste do PID referente ao sistema de controle da temperatura, sugere-se que a máquina seja posta no modo de velocidade constante. Os seguintes passos devem ser executados:

- 1- Etapa de ajuste inicial: ajustar os ganhos de P, I e D do sistema de controle avaliado em, respectivamente, 1, 1 e 0,01.
- 2 - Etapa de execução do teste: *PID do torque e da carga*: ajustar o valor de força ou torque que se deseja calibrar e executar uma frenagem com rotação variando de 2300 rpm a zero e sob a maior desaceleração (575 rpm/s), que corresponde à situação que mais “exige” do sistema de controle. *PID da temperatura*: configurar o valor de temperatura que se deseja regular e impor uma rotação constante de 600 rpm ao disco.
- 3 - Etapa de observação e análise da resposta: observar a resposta da variável de controle avaliada. Duas situações indesejáveis poderão ocorrer: (i) o sinal de controle pode apresentar um comportamento lento em relação ao tempo ou (ii) efeito de *overshoot*.
- 4 - Etapa de ajuste: caso ocorra (i), aumentar os ganhos dos controladores proporcional P e integral I. Caso ocorra (ii), diminuir o ganho de P e I. Sugere-se alternar entre o ajuste de P e I, utilizando incrementos e decrementos a passos de 0,5.
- 5 - Laço de repetição: repetir as etapas 2, 3 e 4, até que a variável de controle avaliada responda de maneira satisfatória, onde os efeitos de *overshoot* e oscilações sejam minimizados. Nesse caso, considera-se o circuito regulado.

14 APÊNDICE C – PROCEDIMENTO DE PREPARAÇÃO DOS TESTES

O presente apêndice descreve o procedimento necessário para preparação dos testes a serem executados no tribômetro, objetivando proporcionar a padronização do processo e garantir a repetitividade dos resultados obtidos a partir desta máquina.

- 1- A configuração do disco: a espessura do disco pode variar entre 6 e 20 mm. Ensaios preliminares executados com discos mais finos do que 6 mm mostraram que os mesmos podem vir a trincar durante o processo de frenagem. Para limpeza do disco, não deve ser usado nenhum líquido agressivo ou que reaja com a superfície (álcool ou ácidos). Para esse fim, aconselha-se o uso de uma flanela levemente umedecida.
- 2- Medições de rugosidade: indica-se que as medidas de rugosidade, feitas antes da realização dos ensaios, sejam feitas em relação ao parâmetro “Ra”. Após definidos os referidos parâmetros de “cutoff” e “comprimento de avaliação”, conforme geralmente descrevem os manuais dos rugosímetros, as medidas de rugosidade devem ser feitas sobre 3 ângulos diferentes do disco (0, 120° e 240°), no sentido radial à pista de atrito e com 3 repetições em cada ângulo. Feito isso, pode-se determinar a rugosidade média sobre cada um dos ângulos bem como a rugosidade média global.
- 3- Alinhamento do disco: realizar o alinhamento do disco no tribômetro, de acordo com o procedimento descrito no APÊNDICE D;
- 4- Ajustes dos ganhos dos controladores PID da carga, do torque e temperatura: empregar procedimento de regulagem descrito no APÊNDICE B;
- 5- Aquecimento dos mancais: submeter o eixo do tribômetro a uma rotação de 2000 rpm, por um tempo de 600s, sem a aplicação de carga e partindo da temperatura ambiente. Caso o módulo de rotação permaneça mais do que 15 min sem ser operado, é preciso reaquecê-lo novamente. Porém, dessa vez o procedimento é submeter o eixo a rotação de 2000 rpm e monitorar o torque em tempo real, até que essa variável volte a ficar em torno de zero.
- 6- Realização do pré-assentamento: a fim de minimizar efeitos transientes sobre os resultados de atrito devido à adequação geométrica da amostra sobre o disco, é indicada a realização de uma etapa de pré-assentamento sempre que a amostra ou o disco forem substituídos. Os parâmetros operacionais indicados nesse caso são: velocidade linear de 1,68 m/s, carga constante de 1400 N e duração do ensaio de 300s.

15 APÊNDICE D – PROCEDIMENTO DE ALINHAMENTO DO DISCO

O presente apêndice descreve os passos que devem ser seguidos para alinhamento do disco do tribômetro, cujo procedimento é executado sempre que um novo disco é instalado. Esse método está baseado na observação da curva de força (ajustada como constante) ao longo do tempo para uma rotação relativamente baixa. O relevo do disco é verificado por meio de picos e vales observados na referida curva, efeito que é compensado por meio do ajuste dos parafusos de fixação do disco.

- 1- Desligar o servomotor na chave geral da máquina;
- 2- Prender o disco junto a seu suporte, mantendo os 6 parafusos de fixação (M10) e os espaçadores frouxos;
- 3- Colocar a amostra de calibração (possui etiquetada indicadora), ajustar uma carga constante de 600 N e raio de deslizamento de 40 mm;
- 4- Realizar o aperto de cada um dos 6 parafusos com uma chave allen de tamanho 10, a qual deve ser posicionada perpendicularmente a linha que tangencia a circunferência do disco no ponto de aperto. Gira-se a chave no sentido de aperto do parafuso até o instante em que o disco inicia o movimento de rotação;
- 5- Religar a chave geral com o motor ajustado em 10rpm e a carga constante do atuador em 500 N. Os ganhos do controlador PID devem ser zerados para evitar compensações do sistema de controle da carga do atuador. Nesse momento, verifica-se em tempo real a curva de carga ao longo do tempo. O(s) pico(s) e vale(s) de carga que ultrapassem a amplitude de 70 N em relação à carga de 500 N devem ser destacados no disco por meio de caneta colorida. Caso a carga medida se encontre dentro de $500 \text{ N} \pm 70 \text{ N}$, considera-se alinhado o disco;
- 6- Caso pico(s) e vale(s) tenham sido marcados, desligar a chave geral e apertar o parafuso correspondente(s) ao(s) pico(s) e afrouxar o(s) parafuso(s) correspondente(s) ao vale. O passo de aumento/diminuição da carga empregada deve ser de 100 N. Assim, numa primeira compensação, o parafuso que corresponde a um pico deve ser apertado com o sistema de carga ajustado em 700 N e o parafuso que corresponde a um vale deve ser afrouxado com o sistema de carga ajustado em 500 N;
- 7- Repetir o passo 5 e 6 até que carga medida se encontre dentro de $500 \text{ N} \pm 70 \text{ N}$, condição que considera o disco alinhado.

16 APÊNDICE E – METODOLOGIA DE ENSAIO PARA CARACTERIZAÇÃO DO EFEITO ISOLADO DA TEMPERATURA

O presente apêndice descreve a metodologia de ensaio para utilização no tribômetro quando é desejado caracterizar o efeito isolado da temperatura inicial do disco sobre o coeficiente de atrito. O aquecedor indutivo deve ser empregado para realizar a transição entre os diferentes patamares de temperatura inicial do disco, conforme exemplifica a Figura 6.3 do presente trabalho.

Número da frenagem	Temperatura do disco [°C]	Forma de avaliação	Função	Número de execuções	Velocidade [m/s]	Força normal [N]	Tempo [s]
-	Parte da temperatura ambiente	Gráfico ponto a ponto ao longo do tempo	Pré-assentamento	1	Constante de 1,68	1400	300
1	100	Plotar ponto a ponto	Assentamento e recuperação do atrito	4	7,8 a zero	Valores sugeridos entre 1000 e 1400	10
2							
3							
4							
5							
6							
7							
8	200	Média do atrito em 100°C	Ciclos de frenagens				
9							
10							
11	300	Média do atrito em 200°C	Ciclos de frenagens				
12							
13							
14							
15	350	Média do atrito em 300°C	Ciclos de frenagens				
16							
17							
18							
19		Média do atrito em 350°C					