



VALDECIR JOSÉ DOS SANTOS

**Comparação do Desempenho de Materiais de  
Sapatas Ferroviárias em Ensaios  
Dinamométricos e Máquina Krauss**

124/2012

CAMPINAS  
2003



**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**VALDECIR JOSÉ DOS SANTOS**

**Comparação do Desempenho de Materiais de  
Sapatas Ferroviárias em Ensaios  
Dinamométricos e Máquina Krauss**

Orientador: Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Junior

Dissertação de Mestrado apresentado à Faculdade de Engenharia Mecânica da  
Universidade Estadual de Campinas para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica,  
na área de Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico.

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A VERSÃO  
FINAL DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELO  
ALUNO VALDECIR JOSÉ DOS SANTOS E  
ORIENTADA PELO PROF. DR. AUTELIANO ANTUNES DOS SANTOS JR.

ASSINATURA DO ORIENTADOR

**CAMPINAS  
2003**

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA  
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

Santos, Valdecir José dos  
Sa59c      Comparação do desempenho de materiais de sapatas  
ferroviárias em ensaios dinamométricos e maquinas  
krauss / Valdecir José dos Santos. --Campinas, SP: [s.n.],  
2003.

Orientador: Auteliano Antunes dos Santos Junior.  
Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de  
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Freios. 2. Ferrovias. 3. Locomotivas. I. Santos  
Junior, Auteliano Antunes dos. II. Universidade  
Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia  
Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Comparison of performance of materials for railroad brake  
shoes using full-scale dinamometer and krauss machine

Palavras-chave em Inglês: Brake, Railways, Locomotives

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Sérgio Inácio Ferreira, Edson Bittencourt

Data da defesa: 26-02-2003

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO**

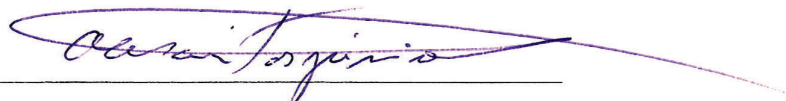
**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADEMICO**

**Comparação do Desempenho de Materiais de  
Sapatas Ferroviárias em Ensaios  
Dinamométricos e Máquina Krauss**

Autor: Valdecir José dos Santos

Orientador: Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Junior

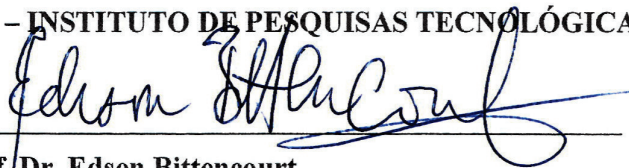
A banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



**Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Junior, Presidente  
FEM - UNICAMP**



**Prof. Dr. Sérgio Inácio Ferreira  
IPT - INSTITUTO DE PESQUISAS TECNOLÓGICAS**



**Prof. Dr. Edson Bittencourt  
FEM - UNICAMP**

Campinas 26 de Fevereiro de 2003

## **Dedicatória**

Dedico este trabalho a todos aqueles que me ajudaram a chegar até aqui, em especial ao meu pai Antônio, minha mãe Maria, minha esposa Louise e minha filha Maria Luiza. Também dedico as minhas irmãs Silvana, Ivone e Regina, além dos meus sogros Hélió e Marinalva.

## **Agradecimentos**

Este trabalho não poderia ser terminado sem ajuda de diversas pessoas o qual expresso meus sinceros agradecimentos.

Primeiramente a Deus que dia após dia tem me dado força e saúde para supera os obstáculos que a vida me coloca a frente.

Agradeço ao Prof. Dr. Auteliano A. Santos Junior pelo crédito e orientação no desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço aos colegas Rosangela e Osvaldo, técnicos do Lafer, por toda ajuda prestada durante o desenvolvimento deste trabalho. Também aos amigos Sérgio Romani, Sidney, Marcilio e Francisco que de alguma forma deram sua parcela de contribuição.

Agradeço as empresas parceiras que contribuíram para o desenvolvimento do processo e projeto; Tecpads, Varimac e Eccos Metalurgica.

Agradeço a UNICAMP e CAPES pela honra e oportunidade.

*Nunca pare de sonhar, pois o  
sonho é o combustível da vida.*

*Saibas que, tudo vale a pena  
quando a alma não é pequena.*

## Resumo

O sistema de freio utilizado em veículos ferroviário de carga no Brasil emprega sapatas de freio, que são comprimidas contra a roda durante a frenagem. A qualidade do material de atrito dessas sapatas tem sido questionada, algumas vezes devido ao desgaste excessivo e outras devido à variação do coeficiente de atrito. Em particular, lotes sucessivos do mesmo material de atrito parecem se comportar de forma diferente. Para avaliar a qualidade de sapatas de freio são realizados ensaios em Bancos Dinamométricos, que são longos e têm custo elevado. A fim de verificar a possibilidade de utilização de ensaios simplificados para o recebimento de lotes sucessivos de materiais de atrito, este trabalho comparou o desempenho de três tipos de materiais em ensaios realizados segundo a norma AAR M-926 e ensaios realizados em um dispositivo especialmente construído para simular um dispositivo comercial de uso corrente. Foi também desenvolvido um procedimento de teste para transferir as condições de ensaio entre os dispositivos. Os resultados mostram que é possível obter uma relação entre os valores do coeficiente de atrito obtidos nos dois métodos, dado que a pressão específica seja definida. Também mostraram que não é possível obter uma relação entre os desgastes, embora essa possibilidade exista para materiais específicos. Como o coeficiente de atrito é a principal variável para a segurança da frenagem, o procedimento e o instrumental propostos consistem em ferramentas viáveis para a finalidade desejada.

*Palavras Chave:* Freios, Ferrovias e Locomotivas.



## **Abstract**

The brake system applied in freight vehicles in Brazil uses brake shoes, which are compressed against the wheel during the braking. The quality of the friction material of those shoes has been questioned, sometimes due to the extreme wear and other times because the friction coefficient behaviour. Besides, successive lots of the same friction material seem to behave differently. To evaluate the quality of brake shoes, tests in dynamometrics Bench are carried out. They are long and costly. In order to verify the possibility of use a simplified machine for evaluate successive lots of friction materials, this work compared the performance of three types of materials in tests following the A.A.R. M-926 standard with tests in a device especially constructed to simulate a commercial device of current use: the Krauss machine. A test procedure was developed to transfer the parameters between devices. The results show that it is possible to get a relation between the friction coefficient in the two methods, since the specific pressure is defined. Also it is not possible to get a relation between wear in both tests fixtures, even knowing that this possibility exists for specific materials. Knowing that the friction coefficient is the essential variable for the safe of the braking process, the procedure and the new instrument proposed are viable tools to reach the objective of this work.

*Key Words:* Brake, Railways, Locomotives.

## Lista de Ilustrações e Figuras

Figura 2.1 – Esquema de forças de frenagem de um veículo de dois eixos	7
Figura 2.2 – Esquema de um Freio de Atrito de um Veículo Ferroviário de Carga (Sapata-Roda)	8
Figura 2.3 – Esquema de um processo de frenagem constante em um veículo Ferroviário	10
Figura 2.4 – Esquema do Sistema de Freio a disco de um veículo rodoviário	14
Figura 2.5 – Freio a Disco Montado em Conjunto com a Pinça Flutuante	15
Figura 2.6 – Esquema da Instalação de um Freio de Atrito ferroviária	18
Figura 3.1. –Banco Dinamométrico de Ensaio de Sapatas – BD (Esquerda: vista de fundo; Direita: vista de frente)	36
Figura 3.2 – Esquema de Montagem do Banco Dinamométrico do Lafer (Unicamp)	36
Figura 3.3 – Esquema elétrópneumático para acionamento do Banco Dinamométrico	38
Figura 3.4 – Fonte de Tensão HP 6632A	38
Figura 3.5 – Medição da Temperatura com Termopar no BD	39
Figura 3.6 –Ponte Condicionadora de Sinais Sensotec SA-100 Modelo 060-3152-05	39
Figura 3.7 – Computador com Placa de Aquisição de Dados NI 6024E e Módulo Externo para Conexão de Sinais.	40

Figura 3.8 – Torquímetro Himmelstein, Modelo MCRT 8-02 T/A-5.4 Instalado no BD	41
Figura 3.9 – Ponte Condicionadora de Sinais Phillips modelo PR9308	41
Figura 3.10 – Dispositivo de Ensaio de Amostra	42
Figura 3.11 – Sistema Eléctropneumático para Acionamento do Freio do DEA	43
Figura 3.12 –Esquema de medição da temperatura com termopar no DEA	44
Figura 3.13 – Torquímetro Modelo T 450, Instalado no DEA	45
Figura 3.14 – Tela do Programa para Frenagem Constante no BD	47
Figura 3.15 – Tela do Programa para o DEA	48
Figura 3.16 – Montagem da Célula de Carga para Calibração de Força Normal no BD	50
Figura 3.17 – Montagem da Célula de Carga para Calibração de Força Normal no DEA	51
Figura 3.18 –Tela do Programa de Calibração de Sinal do BD	53
Figura 3.19 – Gráfico da curva de calibração da Força Normal do BD	54
Figura 3.20 – Gráfico da curva de calibração da Força Normal do DEA	55
Figura 3.21 – Arranjo Experimental para Calibração da Força de Atrito do BD	57
Figura 3.22 – Gráfico da curva de calibração da Força de Atrito do BD	59
Figura 3.23 – Arranjo Experimental para Calibração da Força de Atrito do DEA	60
Figura 3.24 – Gráfico da curva de calibração da Força de Atrito do DEA	62
Figura 3.25 – Multímetro Minipa, Modelo ET-2070 , com termopar tipo K calibrado	64

Figura 3.26 – Gráfico da curva de calibração da Temperatura do BD	65
Figura 3.27 – Gráfico da curva de calibração da Temperatura do DEA	65
Figura 3.28 – Gráfico da curva de calibração da Velocidade do BD	68
Figura 3.29 – Sapata Ferroviária	70
Figura 3.30– Amostra de Material de Atrito (Pastilha) retirada da Sapata Ferroviária	72
Figura 3.31 – Variação do Coeficiente de Atrito com a Temperatura no Ensaio com Força Pesada (Sapata LFS07)	79
Figura 3.32 – Variação do Coeficiente de Atrito em Função do Tempo (Sapata LFS06- Força Leve – Força Pesada)	80
Figura 3.33 – Variação do Coeficiente de Atrito com a Velocidade para Amostras de Sapatas	81
Figura 3.34 – Variação do Coeficiente de Atrito com a Velocidade para Amostras de Sapatas	82
Figura 4.1 – Variação do Coeficiente de Atrito na Sapata LFS05 (Ensaio Pesado)	85
Figura 4.2 – Variação do Coeficiente de Atrito na Sapata LFS09 (Ensaio Pesado)	85
Figura 4.3 – Variação do Coeficiente de Atrito nas Amostras LFS05 (A/B - Ensaio Pesado)	87
Figura 4.4.– Variação do Coeficiente de Atrito na Sapata LFS09 (A/B - Ensaio Pesado)	88

Figura 4.5.– Comparação entre o Desgaste das Sapatas e Pastilhas (médio)	78
Figura 4.6 – Relação entre o Desgaste das Sapatas e Pastilhas – Ensaio Leve	79
Figura 4.7 – Relação entre o Desgaste das Sapatas e Pastilhas – Ensaio Pesado	79
Figura 4.8. Coeficiente de Desgaste ( $q$ ) para Sapatas – Ensaio Leve e Pesado	82
Figura 4.9.- Coeficiente de Desgaste ( $q$ ) para as Amostras – Ensaio Leve e Pesado	82
Figura 4.10 - Coeficiente de Atrito para as Sapatas e Amostras – Ensaio Leve	83
Figura 4.11 - Coeficiente de Atrito para as Sapatas e Amostras – Ensaio Pesado	84
Figura 4.12 Relação entre os coeficientes de atrito – Ensaio Leve	84
Figura 4.13. Relação entre os coeficientes de atrito – Ensaio Pesado	85

## Lista de Tabelas

Tabela 4.1 - Desgaste obtido nos ensaios de rampa em sapatas ferroviárias	84
Tabela 4.2. Desgaste obtido nos ensaios de rampa em amostras de sapatas	86

## Lista de Abreviaturas e Siglas

<i>Letras Latinas</i>	<i>Símbolo</i>	<i>Unidades (SI)</i>
- Desaceleração	$d$	[m/s]
- Peso	$P$	[N]
- Energia Cinética	$EC$	[N.m]
- Energia Potencial	$EP$	[N.m]
- Energia de Frenagem	$EF$	[N.m]
- Variável Tempo	$t$	[s]
- Massa	$m$	[kg]
- Momento de Inércia	$I$	[kg]
- Velocidade	$v$	[m/s]
- Raio da Roda	$R$	[m]
- Potência de Frenagem	$PF$	[N.m/s]
- Força de retardamento	$Fr$	[N]
- Pressão	$p$	[Pa]
- Área	$A$	[m <sup>2</sup> ]
- Força Normal	$Fn$	[N]
- Altura	$H$	[m]
- Força de Frenagem	$FF$	[N]
- Força de Atrito	$Fat$	[N]

<i>Letras Latinas</i>	<i>Símbolo</i>	<i>Unidades (SI)</i>
- Fluxo de Calor na Roda	$qR$	[h.K/N.m]
- Fluxo de Calor na Sapata	$qS$	[m <sup>3</sup> /s]
- Resistência Térmica da Roda	$ReR$	[h.K/N.m]
- Coeficiente de Transferência de Calor	$h$	[N.m/kg.K]
- Condutividade Térmica	$k$	[W/m°C]
- Área Cilindro	$Ac$	[m]
- Pressão	$p$	[Pa]
- Torque	$T$	[N.m]
- Torque Resistente	$Tres$	[N.m]
- Raio Efetivo	$Ref$	[m]
- Rotação	$n$	[rpm]
- Diâmetro	$D$	[m]
- Força	$F$	[N]
- Força na Sapata	$Fs$	[N]
- Força na Pastilha	$Fp$	[N]
- Trabalho de Atrito	$WT$	



### *Letras Gregas*

	<i>Símbolo</i>	<i>Unidades</i>
- Rotação Angular da roda	$\omega$	[rd/s]
- Coeficiente de atrito	$\mu$	
- Coeficiente de atrito na sapata	$\mu_S$	
- Coeficiente de atrito entre Roda-Trilho	$\mu_{RT}$	
- Fator de Distribuição de calor	$\gamma$	
- Desgaste	$\delta$	g/cm <sup>3</sup>

## SUMÁRIO

1 - INTRODUÇÃO	1
2 - REVISÃO DA LITERATURA	6
2.1 - O Freio	6
2.1.1 - Energia, Potência e Esforços Característicos do Processo de Frenagem Ferroviária	7
2.1.2 - Formas Construtivas dos Freios de Atrito	13
2.1.2.1 - Freio a Disco	14
2.1.2.2 - Freios Ferroviários de Sapatas	16
2.1.2.3 – Outros Freios de Atrito	18
2.2 - Rodas Ferroviárias	19
2.3 – Material de Atrito	21
2.3.1 – Pesquisas Realizadas em Material de Atrito	23
2.3.2 – Evolução dos Dinamômetros	24
2.3.3 – Influência da Temperatura no Atrito e nos Processos de Frenagem	28
2.3.4 – Estudos das Principais Normas de Ensaio de Frenagem	30
2.3.4.1 – Norma A.A.R. M-926/92 e Procedimento BD-01	30
2.3.4.2 – Norma KRAUSS – MB 912/1978 (ABNT NBR 6143/95)	32
2.3.4.3 – Norma UIC – 541	33

3 EQUIPAMENTOS, MATERIAIS E MÉTODOS	35
3.1 – Dispositivos de Ensaio	35
3.1.1 – Banco Dinamométrico de Ensaio de Sapatas (BD)	35
3.1.2 – Dispositivo Ensaio de Amostras (DEA)	42
3.2 – Aquisição de Dados e Controle do Ensaio	46
3.2.1 – Variáveis Medidas Durante os Ensaio	46
3.2.2 – Programas de Aquisição de Sinais e Controle dos Dispositivos	47
3.3 – Procedimento para Calibração das Variáveis Medidas	49
3.3.1 - Calibração do Sistema de Força Normal do BD e do DEA	49
3.3.1.1 - Procedimento para Calibração da Força Normal no BD	54
3.3.1.2 - Procedimento para Calibração da Força Normal no DEA	55
3.3.1.3 – Incertezas na Medição da Força Normal do BD e do DEA (U)	56
3.3.2- Calibração do Sistema da Força de Atrito (Fat ) do BD e do DEA	56
3.3.2.1 - Procedimento para Calibração da Força de Atrito (Fat ) do BD	57
3.3.2.2 - Procedimento para Calibração da Força de Atrito (Fat ) do DEA	60
3.3.2.3 – Incertezas na Medição da Força de Atrito do BD e do DEA(U)	62
3.3.3 - Calibração do Sistema de Medição de Temperaturas do BD e do DEA	63
3.3.3.1 – Incertezas na Medição da Temperatura do BD e do DEA	66
3.3.4 - Calibração do Sistema de Medição de Velocidade do BD e do DEA	66
3.3.4.1 – Incertezas na Medição da Velocidade do BD e do DEA	69
3.4 – Definições das Etapas e Novos Parâmetros de Ensaio	69
3.4.1 – Ensaio de Frenagem em Sapatas Ferroviárias	70

3.4.2 – Ensaio de Frenagem Constante nas Amostras	72
3.4.2.1 – Avaliação da Capacidade de Torque	74
3.4.2.2 – Avaliação da Velocidade e Pressão Específica no Ensaio	75
3.4.2.3 – Calculo da Força Normal na Amostra (pastilha)	78
3.4.3 – Influência das Condições do Ensaio no Coeficiente de Atrito ( $\mu$ )	78
3.4.3.1 – Influência da Temperatura	78
3.4.3.2 – Influência da Pressão Específica	79
3.4.3.3 – Influência da Velocidade	80
4 - ANÁLISE EXPERIMENTAL, RESULTADOS E DISCUSSÕES	82
4.1 - Ensaio em Sapatas	83
4.1.1 - Resultados para o Desgaste das Sapatas	84
4.1.2 - Resultados para o Coeficiente de Atrito das Sapatas	84
4.2 - Ensaio em Amostras Retiradas das Sapatas	85
4.2.1 - Resultados para o Desgaste das Amostras	86
4.2.2 - Resultados para o Coeficiente de Atrito das Amostras	87
4.3 - Discussão dos Resultados	88
4.3.1 - Resultados de Desgaste	88
4.3.2 - Resultados para o Coeficiente de Atrito	94
5 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA PROXIMOS TRABALHOS	97
REFERÊNCIAS	101
ANEXO A	106
ANEXO B	112

# 1 INTRODUÇÃO

Muitas das vantagens do transporte ferroviário sobre outros tipos de transportes existentes no mundo já são conhecidas desde o início do século XIX. Sabe-se que este tipo de transporte contribuiu de maneira sensível para acelerar a revolução industrial. O desenvolvimento e progresso de muitas regiões estão atrelados ao transporte ferroviário, pois este possibilitou a movimentação de bens, pessoas e riquezas. Portanto, é adequado dizer que, dada a sua grande importância, o transporte ferroviário tem responsabilidade significativa no desenvolvimento e integração de muitas nações.

Hoje em dia, as ferrovias sofrem forte concorrência dos outros modais de transporte. Mesmo assim, há muito a oferecer no que se refere ao transporte de cargas pesadas, a longas distâncias, e passageiros a pequenas e médias distâncias. Haja visto, os benefícios que o transporte ferroviário traz, este deve ter um nível de qualidade compatível com o desenvolvimento econômico e social que se pretende para um país.

No Brasil, a matriz de transporte se caracteriza pela excessiva concentração de cargas nas rodovias. A carga geral há muito tempo é monopólio dos caminhões, enquanto que a multimodalidade e intermodalidade praticamente só existem no papel. A multimodalidade consiste no transporte de mercadorias por dois ou mais modos de transporte, para os quais é emitido um único documento de transporte expedido por um operador de transporte multimodal. Este assume a responsabilidade por toda operação, desde a origem até o destino final da carga. As modalidades ferroviárias e hidroviárias, que normalmente trabalham juntas, ou as demais, devem ser eficientes para compensar os inconvenientes dos transbordos (custos, tempos, possibilidades de acidentes e etc). A intermodalidade admite o deslocamento de um veículo de transporte por outro de modalidade diferente. Por exemplo, carreta rodoviária sobre vagão ferroviário ou até o transporte do semi-reboque rodoviário sobre truques ferroviários formando comboios. Assim, as carretas podem tanto trafegar nas rodovias como nas ferrovias. O transporte intermodal é caracterizado principalmente pelo uso do contêiner, cuja utilização cresce extraordinariamente no comércio internacional, e que também é utilizado no tráfego doméstico quando envolve grandes distâncias.

É fato concreto e conhecido que as ferrovias brasileiras passaram décadas no mais completo abandono e a sua recuperação nos dias de hoje tem sido lenta. Ainda se utilizam vagões com mais de 40 anos de uso, e a ampliação deste tipo de transporte é muitas vezes impossível devido às dificuldades de acesso aos trilhos nos centros urbanos, precariedade das linhas, e ao fato de que os trens que trafegam atualmente têm baixa velocidade e pouca confiabilidade.

Os congestionamentos na maioria das metrópoles brasileiras já fazem parte do noticiário cotidiano, pois atingem centenas de quilômetros. A necessidade de contar com um sistema de transporte de massa que desobstrua o tráfego é de fundamental importância. São poucas as metrópoles brasileiras que possuem transporte sobre trilhos, e onde ele existe com a devida manutenção, é eficiente, porém insuficiente.

Após vários anos, a indústria de materiais ferroviários voltou a crescer. A partir de 1996, quando foi iniciado o processo de concessão do transporte de cargas a iniciativa privada, segundo dados da revista *Série Estudos Ferroviários* (Dez., 2000), o faturamento das empresas associadas ao SIMEFRE (Sindicato Interestadual da Indústria de Materiais e Equipamentos Ferroviários e Rodoviários) passou de R\$ 180 milhões para R\$ 1.2 bilhão em 1999, além de ter gerado mais de 3 mil empregos em 2000, o que poderá se repetir nos anos seguintes. Nos primeiros anos de privatização, as concessionárias privadas investiram basicamente na recuperação da frota existente de material rodante, nos pontos críticos da via permanente e no incentivo ao desligamento dos empregados excedentes, mas já começaram adquirir locomotivas e vagões novos. A maior demanda de materiais ferroviários provém ainda do setor estatal, responsável pelo transporte urbano de passageiros sobre trilhos, principalmente em São Paulo e Rio de Janeiro.

O desenvolvimento de novos projetos e a assinatura de novos contratos na área ferroviária faz surgir um clima otimista para a indústria nacional. Este otimismo está baseado, segundo o SIMEFRE, em protocolos de assinatura de compromisso com a CPTM (Companhia Paulista de Transporte Metropolitano), para reformar a frota de 400 carros de passageiros e mais à aquisição de 219 carros novos, com investimentos previstos na faixa de R\$ 500 milhões, além da aposta do setor no projeto PITU 2020, da secretária de Transporte Metropolitano de São Paulo, que até 2008 pretende triplicar a capacidade do metrô, atualmente com 49 km de linha.

Diante do quadro futurista e otimista no setor ferroviário Brasileiro de passageiros, pesquisas estão sendo desenvolvidas, buscando soluções para resolver os diversos problemas existentes, tanto relacionados à operação, como manutenção e segurança.

Atualmente, vários estudos relacionados à segurança nos veículos são feitos em todo mundo. A segurança em um veículo geralmente está atrelada a capacidade deste de sair de uma condição de movimento acelerado para uma condição de repouso num certo instante a certa distância, ou seja, busca-se a condição de frenagem necessária para que não ocorram acidentes. Portanto é adequado afirmar que o grande responsável pela segurança de um veículo é o seu sistema de frenagem. As maiorias dos estudos sobre o assunto geralmente são feitos em laboratórios e em campo de prova, com o objetivo de encontrar soluções que visam garantir que os equipamentos e componentes que fazem parte deste sistema ofereçam segurança aos usuários e confiabilidade em operação.

Nestes estudos, diversas técnicas de ensaios laboratoriais foram desenvolvidas para testar os sistemas de frenagem existentes. Nestes ensaios podem ser verificadas as características dimensionais e funcionais dos componentes que compõem o freio, assim como a sua capacidade de frear. A capacidade de frenagem está relacionada diretamente ao material de atrito utilizado (pastilhas, lonas, sapatas, sapatilhas, e etc).

Para ensaiar o material de atrito existem equipamentos e normas, desenvolvidos especificamente para este fim. Podemos citar, por exemplo, o Banco Dinamométrico de Ensaio de Sapatas de Freio Ferroviário, que é um equipamento composto por um conjunto de inércias mecânicas capazes de simular a energia cinética de movimento do veículo e as diversas condições de frenagem. Normalmente os equipamentos são baseados nos requisitos indicados em normas internacionais existentes, como a A.A.R. M-926/92 (1992), recomendada pela *Associação Americana de Ferrovias*.

Normas como a A.A.R. M-926/92 ou o procedimento BD-01, baseado na mesma norma, e principal procedimento de ensaio do Laboratório Ferroviário do DPM-FEM-UNICAMP, requerem ensaios longos e caros. A demanda nacional por sapatas de freio é muito menor que a dos países que adotam normas como a citada acima. Isso faz com que fabricantes nacionais não se interessem pelo seu emprego. Por outro lado, como as normas internacionais são consagradas e atendem as ferrovias com as mesmas características que as do Brasil, os usuários requerem que os fabricantes desenvolvam materiais de atrito que as atendam.

Na norma A.A.R. M-926/92 ou no procedimento BD-01, são ensaiadas três sapatas em três tipos de ensaios: rampa, parada, e estático. Em todos eles, o coeficiente de atrito do material é a principal variável analisada. Nos ensaios de parada e de rampa é também possível avaliar o desgaste. Nos ensaios de rampa, que são feitos em dois níveis de força, com tempo de 45 minutos de frenagem ininterruptos em cada nível, é possível avaliar o efeito da pressão específica e da temperatura. Nos ensaios de parada é possível avaliar o efeito da velocidade, já que os ensaios são feitos para velocidades iniciais de 128, 96, 64 e 32 km/h, em sequências pré-definidas.

Ensaio como os descritos levam, em média, 25 dias úteis para serem realizados e o custo é o de manter um dinamômetro de cerca de R\$ 1.000.000 (um Milhão de reais) dedicado ao ensaio, o que é inviável para verificar cada novo lote que chega aos usuários, embora esse custo pode ser adequado para ensaiar e certificar um tipo de material de atrito, que irá participar de uma licitação.

Problemas como a não uniformidade dos lotes, têm sido levantados por diversas operadoras. Infelizmente nem sempre os materiais de atrito que são sucessivamente fornecidos pelos fabricantes atendem os requisitos das normas de maneira uniforme. Não há muitos testes comprovando as afirmações acima, mas há constantes reclamações dos usuários quanto a problemas no uso. Por outro lado, os fabricantes se defendem dizendo que o problema está no uso e manutenção por parte das operadoras, e que os custos dos ensaios impedem que um laudo seja apresentado a cada novo lote fabricado.

Este trabalho tem por objetivo avaliar materiais de atrito em dinamômetro e compará-lo com um método de ensaio simplificado, que possa ser realizado e um dispositivo de menor porte, chamado normalmente de máquina Krauss, e que possa representar adequadamente os ensaios de rampa das normas citadas, que avaliam o desgaste e o coeficiente de atrito. Este dispositivo está disponível em praticamente todos os fabricantes de material de atrito, e tem sido utilizado diretamente pelos usuários de sapatas para controlar a qualidade do material de atrito, algumas vezes dentro da própria fábrica.

Para atingir o objetivo proposto, este trabalho se concentrará na obtenção das respostas para as seguintes questões de pesquisa:

- a) Quais são os procedimentos de ensaios reconhecidos para avaliação de desempenho de sapatas ferroviárias utilizadas em veículos de carga? Essa questão será respondida



através de revisão sobre as normas existentes, em especial para vagões de elevada carga por eixo.

- b) Quais são os parâmetros avaliados por essas normas e como relacioná-los aos que podem ser obtidos nos ensaios realizados em máquinas Krauss
- c) Esta questão será respondida avaliando os parâmetros dos ensaios ou do ensaio escolhido e determinando valores para os parâmetros avaliados na máquina Krauss que correspondam aos primeiros. Será definido um procedimento de ensaio em máquina KRAUSS que permita simular as condições do ensaio escolhido com razoável grau de exatidão.
- d) Os resultados obtidos são compatíveis? Essa questão será respondida através do levantamento dos dados obtidos nos ensaios normalizados e a sua comparação com os dados reais obtidos em máquinas tipo Krauss com o método de ensaio proposto. Nesse item também será possível avaliar o desempenho dos materiais em testes sucessivos.

Essa dissertação está dividida em cinco capítulos. O primeiro capítulo trata da introdução do problema e objetivos do trabalho. O segundo capítulo descreve as características dos sistemas de freio empregados, as principais normas de ensaio e estudos já realizados sobre o assunto. O terceiro capítulo apresenta os dispositivos de ensaio e descreve a metodologia proposta para simular o ensaio em dinamômetro. O quarto capítulo mostra o resultado dos ensaios realizados nos dois dispositivos (Banco Dinamométrico e Máquina tipo Krauss) e a correlação entre eles, bem como a discussão sobre a efetividade do método proposto. O quinto capítulo apresenta as conclusões do trabalho e possíveis recomendações para pesquisas futuras.

## 2 REVISÃO DA LITERATURA

Este capítulo apresenta os diversos sistemas de freios utilizados em veículos, enfatizando principalmente os sistemas de freios ferroviários. Mostra os princípios de funcionamento e características principais. Descreve também os principais materiais de atrito pesquisados atualmente e aplicados as sapatas de freio utilizadas em veículos ferroviário. Apresenta as principais normas utilizadas no ensaio de desempenho de material de atrito de sapatas e pastilhas de freio, e mostra estudos realizados sobre o assunto.

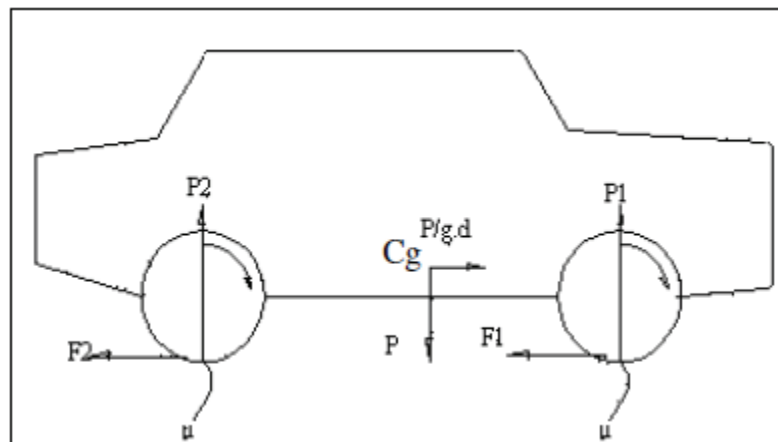
### 2.1 O Freio

Os sistemas de freios classificam-se segundo critérios tais como: finalidade (veículos, pontes rolantes, elevadores de carga, máquinas operatrizes industriais, etc), princípios de funcionamento, formas construtivas e modos de acionamento. Para este estudo serão apresentados alguns tipos de freio mais comuns utilizados em veículos em geral, porém nos atentaremos mais ao estudo dos freios utilizados em veículos ferroviários e ao freio a disco utilizado em veículos rodoviários, que são os objetos de estudo desta tese.

A função dos freios e do sistema de atuação dos mesmos é desacelerar o veículo com segurança, ou manter sua velocidade em rampas dentro dos requisitos pré-estabelecidos por normas. Assim sendo, para um perfeito dimensionamento de sistema de freio, é fundamental que se tenham informações e dados do veículo que irão influenciar na ação de frenagem, tais como: peso, centro de gravidade, distância entre eixos, raio de rolagem, etc.

Entre os tipos de freios existentes, os freios de atrito são os mais utilizados nos veículos rodoviários e ferroviários. Suas formas construtivas variam de um veículo para outro, porém ambos empregam o mesmo princípio; a utilização das forças de atrito como parâmetro físico para manter ou reduzir a velocidade do veículo, com uma determinada desaceleração nas rodas devido ao atrito entre estas e a superfície de rolamento. As forças de atrito que são originadas durante

este processo dependem do coeficiente de atrito existente entre os elementos da relação de atrito (roda/superfície de contato) e das forças dinâmicas de reação no contato. A figura 2.1 mostra o caso de um veículo de dois eixos, no qual está sendo aplicada uma força de desaceleração ( $d$ ) no seu centro de gravidade ( $Cg$ ), proporcional a massa do veículo; ( $P_i$ ) representa o peso em cada eixo, ( $\mu$ ) é o coeficiente de atrito roda-pista e ( $F_i$ ) é a força de retardamento em cada roda. O produto do peso total do veículo ( $P$ ) pelo coeficiente de atrito, é a força de retardamento máxima possível para o veículo.

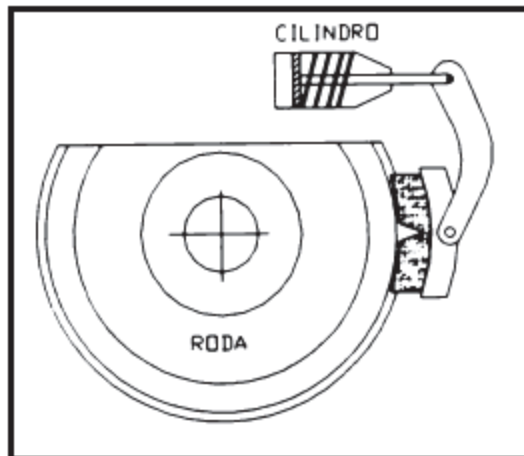


**Figura 2.1** – Esquema de forças de frenagem de um veículo de dois eixos.

Na figura 2.1 o coeficiente de atrito também pode ser chamado de coeficiente de aderência ou aderência simplesmente, para o caso de contato de atrito entre a roda e a superfície de apoio.

### 2.1.1 - Energia, Potência e Esforços Característicos do Processo de Frenagem Ferroviária

Nos processos de frenagem ferroviária por atrito, as rodas e sapatas são os elementos de freio mais comumente utilizados. A figura 2.2 mostra a montagem de uma sapata e uma roda ferroviária utilizada em veículos ferroviários de carga, objeto desse trabalho.



**Figura 2.2** – Esquema de um Freio de Atrito de um Veículo Ferroviário de Carga (Sapata-Roda)

Quando a sapata é aplicada contra a roda com o veículo ferroviário em movimento, a energia necessária para a frenagem deste veículo é obtida pela variação das energias cinéticas ( $EC$ ) e potenciais ( $EP$ ) durante o processo de frenagem. Estas energias são convertidas em energia térmica (calor), devido ao atrito existente entre os elementos em contato de deslizamento. Parte desta energia é distribuída entre os componentes do freio e o restante é dissipado ao meio ambiente ou pode ser aproveitado, sendo convertida em energia elétrica através de geradores em veículos elétricos. Assim, a energia de frenagem ( $EF$ ) gerada durante o processo de frenagem pode ser descrita como:

$$EF = EC + EP \quad [N.m] \quad (2.1)$$

A energia cinética total de um veículo é composta pelas energias cinéticas de translação e de rotação das massas girantes (rodas, rodeiros, eixos, etc). Para um instante ( $t$ ) qualquer, têm-se que:

- Para um veículo com massa ( $m$ ), inércia das massas girantes ( $I$ ), velocidade ( $v$ ), raio da roda ( $R$ ) e rotação angular da roda ( $\omega$ ), a energia cinética das massas girantes em rotação é dada por:

$$EC_R = \frac{1}{2} I \omega^2 = \frac{1}{2} I (v/R)^2 \quad [\text{N.m}] \quad (2.2)$$

- A energia cinética de translação;

$$EC_T = \frac{1}{2} m v^2 \quad [\text{N.m}] \quad (2.3)$$

- A energia potencial do veículo, para uma altura  $H$  e aceleração da gravidade  $g$ , é:

$$EP = m.g.H \quad [\text{N.m}] \quad (2.4)$$

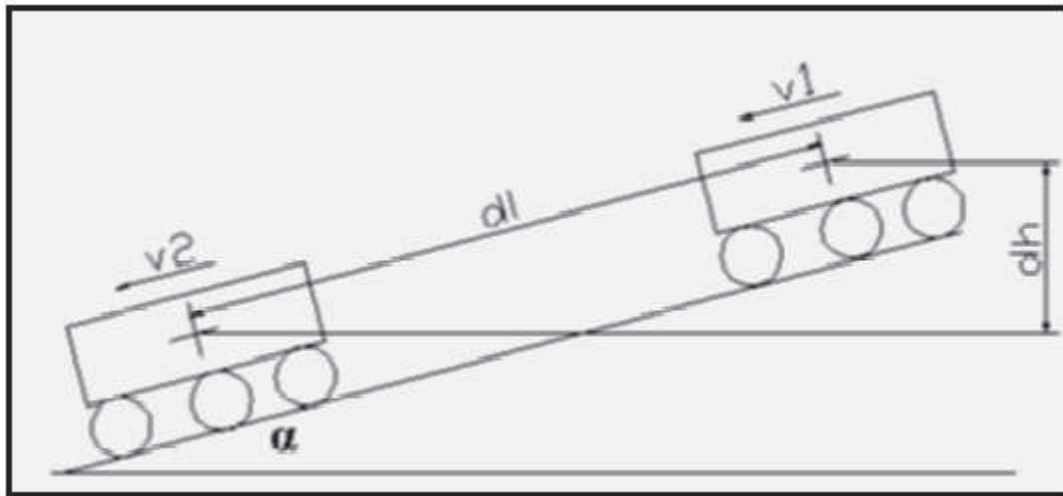
Desta forma, para um processo de frenagem onde se parte de uma velocidade inicial ( $v_i$ ) para uma velocidade final ( $v_f$ ), trafegando em superfície plana, a energia de frenagem ( $EF$ ) necessária será:

$$EF = \frac{m}{2} (v_f^2 - v_i^2) + \frac{I}{2} (\omega_f^2 - \omega_i^2) \quad [\text{N.m}] \quad (2.5)$$

Se no instante ( $t$ ) o veículo se aproxima da posição de parada completa, então  $v_f=0$  e  $\omega_f=0$ . Neste caso a energia de frenagem para este processo passa a ser:

$$EF_{(t)} = m V_i^2 / 2 + m \omega_i^2 / 2 \quad [\text{N.m}] \quad (2.6)$$

A figura 2.3, mostra o deslocamento de um veículo trafegando em uma superfície em declive (descida de serra), com os freios aplicados, para manter a condição de velocidade constante no veículo ( $v1 = v2$ ).



**Figura 2.3** – Esquema de um processo de frenagem constante em um veículo ferroviário

Aplicando a equação 2.4, para o esquema da figura 2.3, onde o peso do veículo  $m.g = P$  e a altura  $H = dh$ , correspondente a distância da altura trafegada na superfície, a energia de frenagem do veículo pode ser descrita pela equação 2.7.

$$EF = P.dh \quad [\text{N.m}] \quad (2.7)$$

As mudanças na distância trafegada e no peso do veículo variam com a inclinação da superfície. Isto faz com que ocorra variação na energia de frenagem, que passa a variar em função do ângulo de declividade da superfície ( $\alpha$ ) e com a distância percorrida ( $dl$ ). Para a figura 2.3, o ângulo da superfície em declive pode ser calculado pela equação 2.8.

$$\sin \alpha = dh/dl \quad (2.8)$$

Através das equações 2.7 e 2.8, a energia de frenagem para um veículo com uma certa carga ( $P$ ), trafegando em uma superfície em declive em velocidade constante, pode ser calculada através da equação 2.9.

$$EF = P.dl.\sin \alpha \quad [\text{N.m}] \quad (2.9)$$

A energia de frenagem quando dividida pelo tempo de frenagem, dá origem a potência de frenagem ( $PF$ ), que está relacionada com a capacidade dos componentes de freio instalados no veículo e com a velocidade do mesmo. A potência de frenagem média por par de atrito, em um instante ( $t$ ) para um veículo ferroviário trafegando a uma certa velocidade, com os freios de sapatas aplicados pode ser calculada pela equação 2.10.

$$PF(t) = \frac{F_r(t).v(t)}{N_s} \quad [\text{N.m/s}] \quad (2.10)$$

Na equação 2.10, a força de retardamento ( $Fr$ ) para um veículo ferroviário, durante um certo instante ( $t$ ), é dada pela somatória de todas as forças de frenagem dos pares de atrito instalados no veículo. A força de frenagem normal nos pares de atrito varia de acordo com a pressão ( $p$ ) no cilindro do sistema de freio, com as dimensões dos cilindros de freio (*área*  $A$ ), com as características construtivas das alavancas do freio (*amplificação*  $a$ ) e sua eficiência ( $e$ ) e pela quantidade de sapatas de freio instaladas ( $N_s$ ). Desta forma, para os pares de atrito instalados em um veículo ferroviário a força de frenagem é descrita como:

$$FF = p.A.a.e.N_s \quad [\text{N}] \quad (2.11)$$

Conhecendo o coeficiente de atrito entre a sapata e a roda ( $\mu_s$ ) e a força de frenagem do veículo, a força de retardamento pode ser descrita como:

$$F_r = FF.\mu_s \quad [\text{N}] \quad (2.12)$$

Para os ensaios representativos nos dispositivos, a força de frenagem, que está diretamente relacionada com os equipamentos instalados no veículo, como mostrado na equação 2.11, passa a ser representada pela força normal aplicada ( $F_n$ ) na sapata ou na amostra. A força de retardamento é a própria força de atrito ( $F_a$ ). Fazendo a substituição na equação 2.12, tem-se:

$$\mu = \frac{F_a}{F_n} \quad (2.13)$$

Nos processos de frenagem, o controle e conhecimento de todas forças geradas são de grande importância. As forças de atrito se destacam porque são mais difíceis de serem controladas devido à dependência direta das condições de atrito entre os corpos (sapatas/roda,

pastilhas/discos, rodas/trilhos, pneus/solo,etc). Em condições normais de frenagem ferroviária é necessário que a força de aderência (atrito) máxima disponível entre a roda e o trilho, devido ao peso da composição, seja maior que a força de retardamento do veículo, caso contrário o processo de frenagem sai das condições normais e de controle, ocorrendo deslizamentos devido ao travamento das rodas. Considerando  $\mu_{RT}$  o coeficiente de atrito entre a roda e o trilho ferroviário, ( $PT$ ) o peso total do veículo, a força de atrito máxima será descrita como:

$$F_{at,m\acute{a}x} = \mu_{RT} \cdot P_T \quad (2.14)$$

Portanto, para que não ocorra deslizamento é necessário que:

$$F_{at,m\acute{a}x} \geq F_r \Leftrightarrow \mu_{RT} \geq F_r \quad (2.15)$$

Devido ao atrito entre os materiais e às variações das energias cinéticas e potencial, ocorre grandes variações da energia térmica produzida durante a frenagem. Essa energia térmica produzida se distribui na forma de calor entre a sapata e na roda. A relação de distribuição de calor entre a sapata e a roda está relacionada com a resistência térmica associada a ambos os lados da interface deste par de atrito.

Para a condição estacionária podemos expressar essa distribuição conforme a equação 2.16. Nessa equação, ( $q_R$ ) é o fluxo de calor na roda ou disco, ( $q_S$ ) o fluxo de calor na sapata, ( $Re_S$ ) é a resistência térmica à condução do calor na sapata e ( $Re_R$ ) é a resistência térmica à condução do calor na roda ou disco.

$$\frac{q_R}{q_S} = \frac{\sum Re_S}{\sum Re_R} \quad (2.16)$$

É conveniente expressar a partição do calor total gerado, entre o que é absorvido pela roda e o que é absorvido pela sapata, em termos de propriedades dos materiais. Essa partição pode ser expressa pela fração do calor total gerado ( $q_R+q_S$ ) que é absorvida pela roda, que denominamos fator de distribuição do calor ( $\gamma$ ), conforme a equação 2.17:

$$\gamma = \frac{q_R}{q_R + q_S} \quad (2.17)$$



Para o caso de frenagem contínua ou com aplicações freqüentes do freio, na condição estacionária nenhuma energia térmica adicional é armazenada na roda, e o calor é trocado todo por convecção. A resistência térmica ( $Re_R$ ) para a roda é dada pela equação 2.18.

$$\Sigma Re_R = \frac{1}{(h_R \cdot A_R)} \quad [\text{h.K/N.m}] \quad (2.18)$$

Para a sapata, a equação 2.18 fica:

$$\Sigma Re_S = \frac{1}{(h_S \cdot A_S)} + \frac{\delta_S}{(k_S \cdot A_S)} + \frac{\delta_G}{(k_G \cdot A_G)} \quad [\text{h.K/N.m}] \quad (2.19)$$

Nessas equações, ( $h$ ) representa o coeficiente de transferência de calor por convecção, ( $k$ ) é a condutividade térmica do material e ( $A$ ) representa a área de troca de calor e ( $\delta$ ), representa a espessura da sapata e da guarnição. Os sufixos ( $S$ ), ( $R$ ) e ( $G$ ) representam respectivamente a sapata, a roda e a guarnição.

Dessa forma, o fator de distribuição do calor gerado ( $\gamma$ ) é:

$$\gamma = \frac{q_R}{q_R + q_P} = \frac{1}{1 + \frac{\Sigma_R}{\Sigma_S}} \quad (2.20)$$

Ou seja;

$$\gamma = \left( 1 + \frac{h_S \cdot k_S \cdot k_G \cdot A_S}{h_R \cdot A_R (k_S \cdot k_G + \delta_S \cdot h_S \cdot k_G + \delta_G \cdot h_S \cdot k_S)} \right)^{-1} \quad (2.21)$$

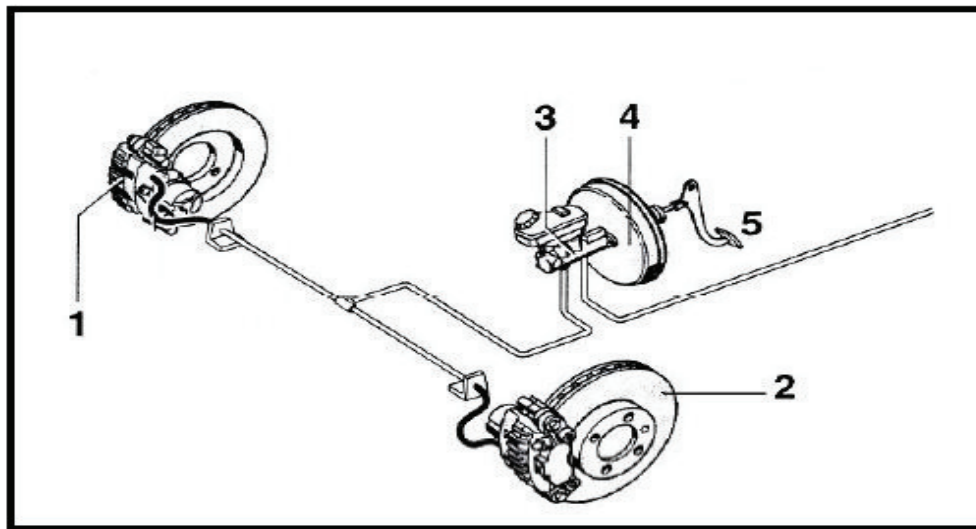
### 2.1.2 - Formas Construtivas dos Freios de Atrito

Entre as formas construtivas dos freios de atrito existentes, o freio a disco utilizado nos veículos rodoviários e os freios de sapatas ferroviárias serão estudados com maior ênfase, pois ambos fazem parte do enfoque principal desta dissertação. Algumas outras formas construtivas de

freio de atrito serão apenas citadas.

### 2.1.2.1 - Freio a Disco

O freio a disco é amplamente utilizado nas rodas dianteiras dos automóveis. Consiste basicamente em um disco com movimento giratório (2), montado no eixo das rodas, um conjunto calíper com as pinças (1), onde estão montadas duas pastilhas de freio, um cilindro mestre (3) montado junto com o reservatório de fluido e com as mangueiras, o servo-freio (4) também conhecido como hidro-vácuo e o pedal de aplicação do freio (5). A figura 2.4, mostra o esquema de um sistema de freio utilizado em veículo rodoviário.



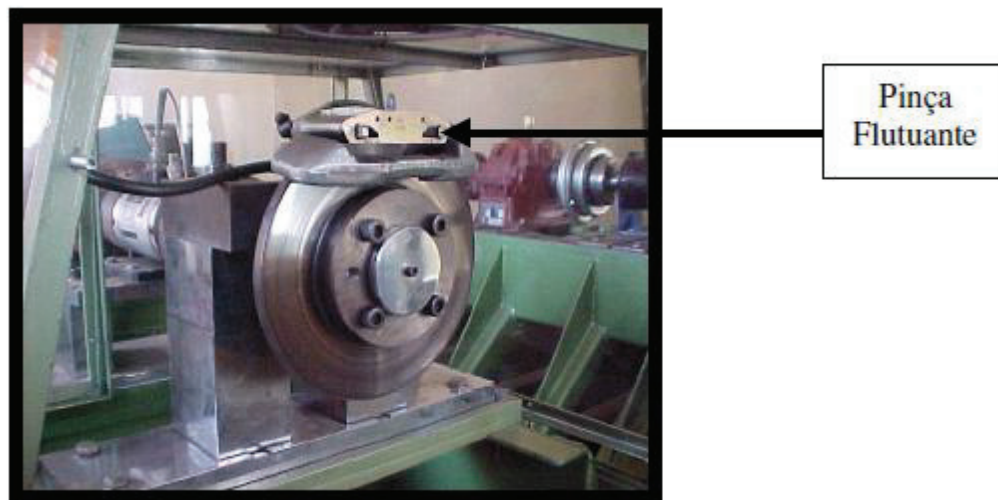
**Figura 2.4** – Esquema do Sistema de Freio a disco de um veículo rodoviário

As duas pastilhas montadas no disco de freio cobrem uma área de  $1/9$  a  $1/6$  da área de fricção. Através do sistema hidráulico, são pressionadas contra o disco causando a frenagem, que se caracteriza pela ação de forças de atrito produzidas entre as pastilhas e as superfícies planas de um ou mais discos de freio instalados no veículo, causando a redução da velocidade ou manutenção desta em rampa.

Todos os freios a disco têm como característica serem autorreguláveis, estando sujeitos a

anomalias de qualquer outro freio convencional (sujeiras, lama, etc). Trabalham em condições de temperatura elevada devido a sua boa resistência às deformações. Os discos podem ser simples (superfície de contato maciça), ventilados ou duplos ventilados (com furos na superfície de contato).

O disco de freio pode ser montado com pinça fixa (cáliper fixo) com dois ou mais êmbolos e cada êmbolo acionando uma pastilha de freio contra a face do disco, ou ser montado em pinça flutuante (cáliper flutuante) com um só êmbolo conforme mostrado na figura 2.5.



**Figura 2.5** – Freio a Disco Montado em Conjunto com a Pinça Flutuante

No cáliper fixo, dois ou mais pistões hidráulicos idênticos pressionam cada uma das pastilhas contra o disco de modo independente, embora com mesma força. Ambos se apóiam no cáliper, que permanece fixo. No cáliper flutuante, um único cilindro de freio, ao ser acionado, comprime as pastilhas no disco. A reação da força aplicada no disco faz com que a parte superior do cáliper se desloque no sentido oposto ao movimento do êmbolo. Quando o êmbolo se desloca, a pastilha do lado oposto encosta no disco e aplica sobre este a mesma força aplicada na outra pastilha. Como melhoria no cáliper flutuante, surgiu o cáliper tipo punho que tem o mesmo princípio de funcionamento, porém se diferencia pela possibilidade de aceitar pistões com diâmetros maiores e pastilhas com áreas de contato com o disco, também maiores.

Os freios a disco utilizados nos automóveis normalmente são acionados através do pedal de freio que está ligado ao sistema hidráulico. Para a transmissão da força necessária à

compressão do material de atrito, é utilizado um fluido oleoso especial, que deve ser trocado anualmente ou a cada 10.000 km. No momento da frenagem, um cilindro primário, ou principal, conhecido como cilindro mestre, é acionado pela haste do pedal do freio. A ação de um pistão interno localizado no cilindro mestre pressuriza o fluido de freio, que uma vez sob pressão, aciona o pistão hidráulico responsável pela compressão do material de atrito contra o disco de freio. A força de compressão do material de atrito contra a roda é amplificada através do sistema servo freio ou hidro-vácuo, que para isto aproveitam a diferença de pressão entre a sucção do motor (vácuo) e a pressão atmosférica local. O servo-freio possui uma câmara com diafragma ligado à base do pedal de freio. Quando os freios não estão aplicados, há vácuo dos dois lados do diafragma. Ao pisar no pedal de freio, uma válvula libera a passagem de ar atmosférico para um dos lados do diafragma, criando uma diferença de pressão que gera uma força no mesmo sentido da exercida pelo motorista e que se soma a ela. Isto diminui o esforço do motorista e proporciona um aumento do conforto e da segurança. Em veículos que possuem compressor de ar, o servo-freio pode valer-se de uma linha de alta pressão para gerar o gradiente de pressão desejado no diafragma.

### **2.1.2.2 - Freios Ferroviários de Sapatas**

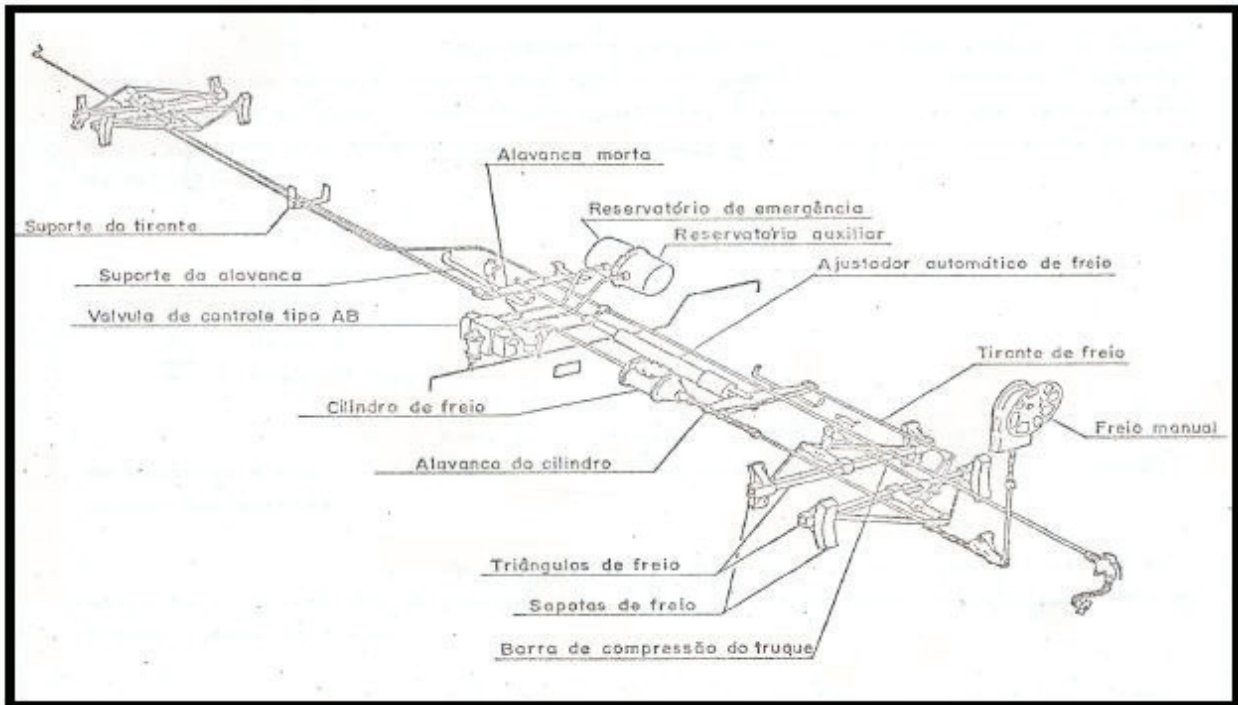
A inexistência de um sistema de segurança que pudesse fazer um trem parar rapidamente foi um limitante para o rápido desenvolvimento dos veículos ferroviários existentes anteriormente ao ano de 1870. Por isso as composições trafegavam em baixas velocidades e tinham sua capacidade de carga limitada. Conforme relato histórico do livro **Tratado das Estradas de Ferro** (Castelo Branco, 1989), durante os primeiros anos da ferrovia na Inglaterra, um decreto real exigia que uma pessoa montada a cavalo andasse na frente do trem, com uma bandeira e uma corneta para prevenir acidentes. Em um outro momento, era necessário que pessoas que tinham a função de “guarda-freios” corressesem por cima dos vagões e aplicassem os freios de mão em todos os momentos que houvesse necessidade de parar o trem.

George Whestinghouse foi o propulsor do primeiro sistema pneumático de freio utilizado

em veículos ferroviários. Os modernos sistemas de freios de acionamentos pneumáticos utilizados hoje em dia são derivações deste primeiro. A princípio, o sistema de freio era composto por um compressor de ar movido pelo vapor gerado nas caldeiras da locomotiva, por um reservatório de ar e um manipulador de aplicação dos freios. Quando era preciso acionar o freio, acionava-se o manipulador, ligando o reservatório de ar ao cilindro de freio, que pressurizado, aplicava as sapatas de freio contra as rodas, diminuindo gradativamente a velocidade. O problema deste sistema é que quando havia rompimento nas mangueiras do sistema hidráulico, o trem perdia completamente a capacidade de frenagem.

Posteriormente foram desenvolvidos os sistemas automáticos que eram compostos por um compressor de ar alimentado pelas caldeiras, um reservatório de ar, manipuladores, um sistema de válvulas tríplice e um reservatório auxiliar ligado a válvula tríplice. Para que não houvesse perda total da capacidade de frenagem, cada setor do trem era equipado com um reservatório auxiliar de ar e com uma válvula tríplice. A válvula tríplice tem como função a liberação do ar armazenado nos reservatórios auxiliares que estão em cada setor do trem, alimentando os cilindros de freio de cada roda. Nos sistemas automáticos a válvula tríplice é quem comanda o carregamento dos reservatórios de ar, a aplicação e alívio dos freios. Assim sendo, se a válvula tríplice sente perda de pressão no sistema, automaticamente aciona o freio. Para que haja o alívio dos freios, o encanamento geral tem novamente a pressão aumentada e a válvula tríplice libera o ar presente nos cilindros de freio para a atmosfera. Ao mesmo tempo, recarrega os reservatórios auxiliares novamente com o ar do encanamento geral.

Embora hoje em dia, os modernos sistemas ferroviários e metroviários existentes no mundo utilizem outros sistemas de frenagem que foram desenvolvidos ao longo dos anos, como os sistemas de freio dinâmicos ou freio regenerativos, o freio hidro-dinâmico, o freio a corrente parasita e os freios magnéticos de trilho, é possível afirmar que os freios de atrito ainda são os mais utilizados, devido a suas características tanto construtivas como funcionais serem simples. Na figura 2.6 é mostrada a instalação típica de um equipamento de freio montado em um vagão de carga, com seus principais componentes.



**Figura 2.6** – Esquema da Instalação de um Freio de Atrito ferroviário

Na figura 2.6 é mostrado a timoneria de freio de um vagão de carga, onde um conjunto de alavancas é montado desde os cilindros de freio até as sapatas que são aplicadas contra a roda ferroviária, produzindo assim a frenagem.

### 2.1.2.3 – Outros Freios de Atrito

Entre outros tipos de freio comumente usado em veículos automotivos, os freios a tambor são os principais, e são caracterizados pelo atrito do material de fricção contra um tambor de freio. Suas formas construtivas podem ser subdivididas em dois tipos básicos: o freio hidráulico a tambor de sapatas internas (simplex, duplex, twinplex, uni-servo e duo-servo), onde as sapatas são comprimidas contra as paredes internas dos tambores de freio, e o freio hidráulico a tambor

de sapatas externas, onde a compressão se dá contra as paredes externas do tambor. São utilizados principalmente como freios traseiros de automóveis de passageiros, freios de veículos automotivos de carga (caminhões, caminhonetes, ônibus) e freios de máquinas de levantamento de cargas. O freio a tambor pneumático utiliza o ar comprimido para gerar a força necessária a compressão do material de atrito contra o tambor de freio. Constitui-se basicamente de compressor de ar comprimido, reservatórios, válvulas, câmaras e pistões pneumáticos. Quando os freios são aplicados, as válvulas liberam o ar comprimido contido nos reservatórios para os pistões e câmaras pneumáticos, que ao se movimentarem, acionam os tambores de freios.

Os sistemas de freio a disco-tambor atualmente utilizados em automóveis, surgiram pela necessidade da adoção de freio nas quatro rodas para a frenagem de estacionamento de um veículo. O conjunto possui um freio a disco convencional para as frenagens de controle e diminuição de velocidade e um freio a tambor de sapatas internas utilizado nas frenagens de estacionamento, acionado por um sistema convencional de alavanca e cabo de aço. O freio a disco-tambor é um sistema que combina, em uma única unidade, um freio a disco e um a tambor.

Embora os freios a tambor tenham características mais próximas dos freios ferroviários, do que os freios a disco, já que em ambos a frenagem ocorre na superfície mais externa e não nas laterais, o freio a disco foi escolhido para este trabalho porque o ensaio normalizado para a máquina Krauss utiliza esse tipo de freio, o que facilitará a adoção do novo procedimento.

## **2.2 - Rodas Ferroviárias**

Nos freios ferroviários de sapatas, as rodas são parte integrante do sistema de freio. Por serem o próprio tambor de freio, sofrem diretamente os efeitos das frenagens, tais como o aquecimento e danos mecânicos decorrentes de possíveis travamentos. Da quantidade de calor gerada durante a frenagem, uma parte significativa se dissipa para as rodas, aquecendo-as. Em seus estudos Santos e Rodrigues (1997) verificaram que durante o processo de frenagem a roda absorve 80% do calor gerado. Do restante em torno de 3 a 5% é absorvido pela sapata e a outra parcela é dissipada ao meio ambiente.

Esse aquecimento do material da roda pode provocar falhas, principalmente de duas maneiras: por defeitos superficiais, como escamação e desgaste, e por defeitos internos tais como: a diminuição dos níveis de resistência mecânica, alteração micro estrutural, deformação da roda, nucleação e propagação de trinca por fadiga, além do aquecimento e resfriamento repetitivos que podem causar o fenômeno de fadiga térmica.

Além de parte integrante do sistema de freio, as rodas são elementos de apoio e sustentação, recebendo esforços mecânicos devido o peso do vagão e das cargas transportadas.

Ao longo dos anos, com o desenvolvimento acelerado das ferrovias, onde o aço substituiu a madeira (sapata, carros, vagões), houve aumento do peso, da capacidade de transporte, da velocidade e das forças de frenagem, as rodas ferroviárias passaram a ser mais exigidas e a partir dos anos 20 e 30, tornou-se obrigatório o uso das rodas de aço.

Modificações nos perfis das rodas ferroviárias foram feitas, como a efetuada pela A.A.R. no contorno das rodas (LEARY, 1990), e as modificações no disco da roda (SHARSKI, 1986), todas a fim de diminuir as variações dimensionais oriundas de gradientes térmicos existentes na frenagem. Também foi introduzido o tratamento térmico para gerar tensões residuais de compressão na superfície de rolamento (FERREIRA, 1994), com objetivo de evitar o surgimento de trincas e sua propagação em serviço.

Em 1994, Stone e colaboradores realizaram ensaios em dinamômetros da A.A.R. para verificar o efeito da frenagem constante de alta potência sobre as sapatas de freios de composição não metálica de alto coeficiente de atrito, objetivando determinar os efeitos da alta potência de frenagem sobre o desenvolvimento de tensões residuais em rodas ferroviárias. O resultados mostravam que o houve desgaste relativamente baixo, para potencias de até 40 HP e temperatura da pista de rolamento de até 600 °F (~315 °C). Acima desses valores o mecanismo de desgaste ocorre por deformação plástica onde ocorre o desprendimento de partes e perda da massa da sapata. Durante o ensaio o coeficiente de atrito variou com o tempo e com a temperatura, atingindo o valor mínimo após 30 a 40 minutos do inicio do ensaio.

A manutenção dos sistemas de freio e o controle do peso das cargas transportadas são as principais ações necessárias para aumentar a vida das rodas ferroviárias (Santos, 1996).



### 2.3 – Material de Atrito

O material de atrito utilizado hoje é resultado de vários anos de pesquisa. O primeiro material de atrito foi o empregado nas sapatas utilizadas em veículos de tração animal, fabricada em madeira. Posteriormente, este mesmo material foi empregado para o uso ferroviário, a princípio com sucesso. Porém, com o aumento do peso da composição e da velocidade, tornou-se necessário o desenvolvimento de materiais que melhorassem as condições de fricção e desgaste. Surgiram então as sapatas de ferro fundido, ferro forjado e aço fundido. A que mais se destacou foi a de ferro fundido, porque esta oferecia uma maior estabilidade térmica e no coeficiente de atrito em relação às demais. Então na época a sapata de ferro fundido passou a ser padrão nas ferrovias e foi utilizada durante muitos anos. Mesmo com o destaque das sapatas de ferro fundido em relação as outras sapatas pesquisadas na época, havia necessidade de melhorias. As sapatas de ferro fundido ainda eram muito instáveis em função do tempo. Quando os gradientes de temperatura no componente de freio e na roda se elevavam, ocorria aumento do desgaste nos componentes, e grande variação do coeficiente de atrito.

A partir do século XX, começaram a ser desenvolvidas as sapatas de composição orgânicas, e estas apresentaram vantagens em relação as demais existentes, pois tinham maior resistência a temperatura e maior durabilidade. O material de atrito de composição orgânica é um aglomerado de materiais em pó que, misturados em proporções com formulação controlada, formam uma massa que é conformada através de processo de prensagem mecânica. Esta massa é termicamente tratada em fornos e posteriormente acabada, formando assim o componente de fricção. Na composição do material de atrito podem existir mais de trinta compostos diferentes (PAIXÃO, 1984), porém os compostos mais encontrados são: fibras de panóx, fibras de vidro, resinas termofixas, fibras de aramida, resinas fenólicas, elastomêros, grafite, aditivos, alumina e barita.

- As fibras de panóx são polímeros sintéticos, dos quais se obtém as fibras de carbono, que são responsáveis pela obtenção de boas propriedades mecânicas no material.
- As resinas termofixas têm como principal função a aglutinação dos componentes, sendo que as mais utilizadas são as derivadas do fenolformaldeído. Por isso as sapatas não metálicas são conhecidas também como fenólicas.

- As fibras de aramida proporcionam uma elevada resistência à ruptura. As tensões existentes na fibra se propagam ao longo de todo comprimento, conferindo-lhe alta flexibilidade, alto módulo de elasticidade e alta estabilidade térmica. Seu formato cristalino e sua forte força intermolecular previnem a penetração de produtos químicos no polímero. Por suas características, é um dos principais componentes presentes na composição química dos materiais de atrito existentes.
- As resinas fenólicas são baseadas em fenol e formaldeídos, conforme já mencionado. Quando moldadas, apresentam grande resistência. Além desta característica, são de baixo custo, proporcionam alta resistência à deformação a altas temperaturas, bom acabamento das superfícies e apresentam resistência à produtos químicos.
- Os elastômeros e plásticos são aplicados para o balanceamento entre a estabilidade térmica e a resistência da massa. Devem ser escolhidos criteriosamente, pois sua degradação devido às altas temperaturas pode provocar excessivo endurecimento do compósito.
- O grafite é um lubrificante sólido utilizado para controlar o coeficiente de atrito e dar estabilidade dimensional, suportando as variações da temperatura.
- Os aditivos são utilizados com a finalidade de proporcionar melhoria nas propriedades como resistência mecânica, resistência ao desgaste devido à fricção, resistência ao impacto e estabilidade dimensional.
- A alumina é considerada um elemento modificador de fricção, pelo fato de se constituir num forte abrasivo, necessário para garantir as propriedades abrasivas dos compósitos.
- A barita tem como finalidade fornecer ao material de atrito a resistência, dureza e aumento do volume, o que evita a formação de trincas.

O amianto, também conhecido como asbesto, foi desde o início e até recentemente uma das fibras mais utilizadas na composição química da massa do material de atrito, pois o mesmo oferece resistência estrutural e é termicamente estável. Sua utilização não é mais permitida na composição do material de atrito, pelo fato de oferecer riscos à saúde humana, e atualmente está sendo substituído por um tipo especial de fibra de vidro e outros, que proporciona as mesmas características.

### **2.3.1 –Pesquisas Realizadas em Material de Atrito**

Ao longo dos anos, desde o surgimento da primeira sapata de freio fabricada em madeira, diversas pesquisas vem sendo realizadas na área de desenvolvimento de materiais de atrito.

Desde longa data até hoje, a Empresa JURID se destaca mundialmente neste tipo de trabalho, pesquisando e desenvolvendo materiais de atrito para as mais diversas aplicações ferroviárias. Alguns destas pesquisas realizadas durante o desenvolvimento dos materiais foram catalogadas e guardadas para estudos futuros.

Entre essas pesquisas algumas se destacaram na busca de materiais que pudessem substituir as sapatas fabricadas em ferro fundido ou acrescentar melhorias as já existentes. Entre essas pesquisas pode-se citar a JURID BK 64 (Dez.,1976), JURID 892 (Jan., 1977) e a JURID 895 (Jan., 1977) que tratam de materiais desenvolvidos com formulação composta à base de resinas sintéticas e borrachas, sem nenhum tipo de componente metálico; a JURID 114 (Jun., 1976), que trata de um material fabricado a base de resina sintética especial, para substituir o material utilizado em sapatas de alto coeficiente de atrito; a JURID 184 (Mar. 1976) e JURID 876 (Ab., 1977), que tratam de um material a base de resina sintética especial, com componentes metálicos em sua composição, para utilização em veículos ferroviários com velocidade até 120 Km/h; a JURID 197(Mar., 1976), que trata de um material a base de resina sintética especial, sem a presença de componentes metálicos, para utilização em veículos ferroviários com velocidade até 120 Km/h; a 874 (Jun., 1976), JURID 884 (Maio, 1976) e JURID 112 (Jun., 1976), que tratam de um material a base de resina sintética especial, com componentes metálicos em sua formulação, testados em veículos ferroviários de alta velocidade (200 a 250 Km/h).

Nestas pesquisas os novos materiais formulados, eram submetidos às mesmas condições originárias de trabalho verificadas anteriormente, para análise do comportamento das variáveis existentes no processo. Em todas as pesquisas, os resultados apresentaram melhorias em relação ao processo e formulação anteriormente utilizado. Houve melhorias principalmente no que se refere à estabilidade do coeficiente de atrito e resistência térmica dos materiais. Entre as formulações pesquisadas, na maioria dos casos onde a base da composição era de resina sintética ou borracha, não contendo componentes metálicos, os resultados apresentaram diminuição da

resistência mecânica, com aumento do desgaste do material de atrito. Porém o coeficiente de atrito se comportou de maneira estável dentro da faixa de serviço permitida e torno de  $\pm 12\%$ . Também mostraram boa resistência térmica. Já nas formulações de resina sintética ou borracha contendo componentes metálicos, houve aumento da resistência mecânica, diminuindo assim o desgaste do material de atrito. Porém na medida que a velocidade do ensaio aumentava, os gradientes de temperatura durante os testes também aumentaram, deixando o coeficiente de atrito menos estável.

Nesta mesma época Wetenkamp e colaboradores (Wetenkamp et al, 1978) realizaram testes em sapatas de freio dos tipos; alto teor de fósforo, ferro fundido comum e de composição não metálica e observaram que para sapata metálica com alta força aplicada (em torno de 18000 N) e para sapatas de composição com alta força aplicada (em torno de 9000 N), ocorria crescimento do valor de atrito em ambas, resultando no aumento da potência de frenagem. Este aumento da potencia de frenagem era maior para as sapatas de alto teor de fósforo e menor para as de composição não metálica. Quanto as rodas ferroviárias, os testes feitos com sapatas de composição não metálica apresentaram valores de temperatura maior no interior da roda ferroviária, que os efeitos com sapatas de composição metálica.

### **2.3.2 – Evolução dos Dinamômetros**

Para avaliar a qualidade dos materiais de atrito desenvolvidos ao longo dos anos, foi necessário desenvolver métodos, processos e equipamentos capazes de avaliar as condições reais de uso em serviço. A partir dos métodos e processos desenvolvidos surgiram as normas específicas para cada tipo de aplicação, e entre os equipamentos surgiram os Bancos de Ensaio Dinamometricos. Na seqüência serão apresentados, alguns Bancos Dinamometricos de Ensaio construídos, e como evoluíram ao longo dos anos.

Segundo Blaine e Carpenter ( Blaine e Carpenter, 1988 ), O primeiro dinamômetro conhecido para ensaios em escala real em material de atrito foi desenvolvido pela ferrovia Southern Pacific a cerca de 120 anos atrás. O desenvolvimento do diâmetro se fez necessário

porque anteriormente a este, eram feito somente testes de impacto para verificação da resistência das rodas ferroviárias. Estes testes não eram suficientes para prever as condições reais de frenagem, e o comportamento em serviço. Este dinamômetro era composto basicamente por um conjunto de rodeiros, rodas motoras, motor de acionamento, conjuntos de alavancas e estrutura metálica. Com esses aparatos era capaz de reproduzir as forças de frenagem dos veículos ferroviários existentes na época.

Inicialmente, os dinamômetros eram utilizados para testar rodas ferroviárias, que nesta época eram construídas com ferro fundido. Através de testes dinamométricos, verificou-se a necessidade de melhorias nestas. Através de pesquisas em busca de novos materiais, as rodas foram melhoradas, passando a ser fabricadas em aço laminado.

Em 1893 começou a ser desenvolvido pela Máster car Builders Association ( divisão mecânica da A.A.R.), um Dinamômetro para testar a qualidade das sapatas de freio fabricadas na época. Esse dinamômetro era capaz de ensaiar sapata de freios em escala real, verificando parâmetros de atrito e desgaste. Este dinamômetro, foi instalado na fabrica da Westinghouse Air Brake, e mais tarde transferido para a Universidade Purdue. Em 1942, foi sucitado.

A partir de 1908, com o crescimento e desenvolvimento ferroviário, a companhia American Brake Shoe and Foundry Co, iniciou a construção de uma série de dinamômetros, com o intuito de estudar as forças de frenagem que estavam em constante crescimento, devido ao aumento no tamanho das composições e das cargas ferroviárias.

O crescimento de falhas, como trincas causadas pelas altas cargas térmicas nas sapatas e rodas ferroviárias, utilizadas em veículos de tração a diesel ou que operavam em unidades múltiplas, motivou a universidade de Illinois a construir um dinamômetro para estudar o processo de frenagem no inicio dos anos 50. O uso deste Dinamômetro se estendeu aos fabricantes de rodas e sapatas da época, para a pesquisa e desenvolvimento de novos projetos, materiais e tratamentos térmicos que amenizassem as falhas.

Nesta mesma época, o centro técnico da A.A.R. em Chicago adquiriu o dinamômetro da Máster Car Builders, para aplicação direta a pesquisa sobre as conseqüências das cargas térmicas originadas na frenagem com sapatas de freio fabricadas com ferro fundido. Isto possibilitou a implantação da frenagem dinâmica nas locomotivas, devido à necessidade de redução das cargas térmicas das rodas.

Em 1983, a United State Steel fabricante de dinamômetros, desenvolveu para A.A.R. uma máquina para estudar os efeitos de carga por eixo e frenagem em rampa. Nesta mesma época a A.A.R. instalou no seu centro técnico de Chicago um dinamômetro para controlar a qualidade e o desempenho do material de atrito de sapatas metálicas e de composição. Um outro propósito da A.A.R. na época era fazer a certificação dos fornecedores com este equipamento. Desde então isto vem sendo feito até os dias de hoje.

Em 2001, Sanders e colaboradores estudaram a caracterização do atrito em um dinamômetro de escala reduzida, com o intuito de validarem a relação de escalas entre o dinamômetro de escala reduzida e o dinamômetro de escala total, particularmente em relação ao comportamento do coeficiente de atrito. Partiram do princípio que além do projeto, a modelação do sistema deve ser feita considerando que o comportamento do atrito é descrito em função das condições locais, variando principalmente em função da pressão de contato no par de atrito, da velocidade de deslizamento entre as superfícies e da temperatura local, conforme está sendo feito nesse trabalho de mestrado.

Conforme ressaltado por Sanders e colaboradores o desempenho do freio e do material de atrito é avaliado utilizando um Banco Dinamométrico inercial em escala real. Neste equipamento entre outras funções, busca-se obter o valor do atrito médio, que é utilizado para desenvolvimentos e verificações durante o processo de fabricação de freios e de materiais de atrito. Normalmente em equipamentos de escala real, é necessário fazer aproximações e ajustes e dependendo do equipamento, isto não é possível, impossibilitando os avanços necessários. Para solucionar este problema surgiu a idéia da aplicação do dinamômetro de escala reduzida, que poderia ser uma importante ferramenta para o desenvolvimento de materiais de atrito e de componentes de freio.

Muitas das vantagens do teste de escala reduzida sobre o de escala real esta relacionada à flexibilidade do equipamento, pois testes de atrito em escala reduzida podem produzir resultados mais precisos, por causa da eliminação dos efeitos negativos que ocorrem no equipamento de escala real, tais como: deflexão do bloco de freio, variações de pressão local, eliminação de grandes massas para geração e dissipação da temperatura. O uso de padrões de tamanhos menor assegura uma distribuição de pressão mais uniforme em toda área de contato, eliminando diferenças geométricas da própria lona que estão comumente presentes nos testes de escala real,

onde os resultados obtidos são médias proporcionais dos coeficientes de atrito, sobre toda área da lona ensaiada.

Encomendado pelo Laboratório de Pesquisa da Ford, o Dinamômetro de escala reduzida foi desenvolvido e construído pela empresa *Link Engineering*, que iniciou o projeto e construção do dinamômetro, escolhendo a relação de escala a ser utilizada.

Partiu da concepção que, aplicando a relação de escala entre o dinamômetro de escala real e o dinamômetro de escala reduzida, a entrada de energia por unidade de área de contato seria mantida constante, assim como os demais parâmetros envolvidos no processo. Escalonando estes parâmetros através da área da pastilha, mantém-se todas as demais relações constantes, inclusive a dissipação de energia por unidade de área. A relação de redução de escala aplicada para o dinamômetro de escala reduzida ficou na faixa de 10 a 15, resultando assim, em um equipamento composto por um disco de freio de pastilha fabricada em aço com a dimensão de 1800 mm de diâmetro, montado com as pinças em uma bancada de ensaio.

A primeira meta para o desenvolvimento do dinamômetro de escala reduzida foi gerar dados precisos do material de atrito. As validações experimentais dos dados da relação de escalas focadas no dinamômetro de escala reduzida foram comparadas com o dinamômetro de escala real, particularmente no que se refere ao coeficiente de atrito. Essas validações das propriedades do material de atrito foram feitas através da comparação dos resultados da escala real e a escala reduzida, em dois diferentes tipos de material de freio. O processo envolveu comparações de parâmetros de frenagem, assim como parâmetros de pressão, temperatura e torque, todos em função do coeficiente de atrito.

Experimentalmente, foi avaliado comportamento de dois materiais de lona de freio. Uma lona de composição inorgânica sem asbesto (**NAO**) e uma semi-metálica (**SUV**). Na primeira etapa dos testes os materiais foram testados no dinamômetro de escala real. Após esta etapa, esses parâmetros testados foram escalonados e calculados para serem utilizados no dinamômetro de escala reduzida.

Os resultados obtidos mostraram que para os materiais de atrito com composição inorgânica sem asbestos, a pressão na pastilha, o torque e o coeficiente de atrito se comportaram de forma estável, demonstrando que quanto a essas variáveis o dinamômetro de escala reduzida é capaz de reproduzir com precisão as condições dos testes do dinamômetro de escala real.

Considerando as relações de áreas entre os dispositivos, a temperatura no disco de freio em todos os testes feitos nos dois tipos de material, se apresentaram muito próximas, ficando um pouco menor na pastilha reduzida. O coeficiente de atrito manteve-se estável em ambos os testes, mantendo uma certa linearidade.

Nos ensaios feitos na lona **SUV** para mesmas condições de pressão, nas duas escalas de teste o nível de torque se apresentou muito estável.

Devido a grande condutividade térmica da pastilha semi-metálica a temperatura da pastilha é mais baixa no teste de escala reduzida, não o suficiente para influenciar no valor do coeficiente de atrito, que se manteve estável.

Para o material **NAO** o nível de pressão na lona se apresentou constante tanto no teste de escala reduzida quanto no teste de escala total, com o nível de pressão no teste de escala reduzida variando um pouco mais para manter o torque constante, nada que desestabilizasse o coeficiente de atrito, que se apresentou muito constante.

Historicamente, testes de escala reduzidas têm sido utilizados para desenvolvimento, comparação, avaliação e controle da qualidade dos materiais de atrito. Como exemplo de redução de escalas, tem-se a máquina FAST que foi desenvolvida para avaliar a estabilidade do atrito em materiais de lonas de freio usando um disco de freio, e a máquina CHASE, que tem a mesma finalidade da FAST, porém utilizando um tambor de freio. No entanto os dinamômetros de escala reduzida não tem sido utilizado para obter dados quantitativos sobre o desempenho do material de atrito (desgaste), principalmente porque até hoje, os testes em máquina de escala reduzida não reproduzem as condições de operação do material de atrito experimentados em veículos.

### **2.3.3 – Influência da Temperatura no Atrito e nos Processos de Frenagem**

Em estudos sobre a influência da temperatura durante a frenagem, Olesiak e colaboradores em 1997 (Olesiak et al), propuseram alguns procedimentos para a verificação das condições de frenagem e das variáveis envolvidas no processo .A proposta era verificar através de cálculo numérico, os valores da temperatura na interface de contato do par de atrito, o desgaste



e a velocidade de deslizamento para um experimento genérico. Considerando que o coeficiente de atrito obtido era constante e o desgaste tinha dependência linear da temperatura e do tempo, o cálculo das variáveis foram feitas, através de um conjunto de equações integrais não-lineares do tipo Volterra, e através das transformadas de Laplace. Com isso, obteve-se uma forma exata da solução do sistema de equações integrais, simplificando o cálculo da engenharia. Os resultados observados através das soluções numéricas obtidas mostraram que:

- Considerando coeficientes de atrito constantes, as soluções analíticas podem ser exatas.
- Na região de contato, onde o coeficiente de atrito tem dependência não linear com a temperatura, a taxa de desgaste não é muito sensível a essas não linearidades.
- O valor máximo da temperatura é atingido aproximadamente na metade do tempo necessário para a parada, e a taxa de desgaste é aproximadamente constante, assumindo o valor máximo no momento da parada onde o coeficiente de atrito é maior.

Estudo realizado por Severin e Dorseh em freios industriais de alta capacidade (Severin e Dorsch, 2001), mostraram que durante o processo de frenagem contínua as cargas térmicas ao longo da superfície de atrito, não são distribuídas uniformemente. O coeficiente de atrito ao longo da superfície varia localmente, se alternando periodicamente.

Nos resultados experimentais foi constatada a presença de partículas metálica difundidas no material de atrito, provenientes do disco ou do tambor. Essas partículas definem o valor do coeficiente de atrito. Constatou-se que quando a carga térmica do par de atrito é baixa, a concentração das partículas metálicas no material de atrito é alta, e quando a carga térmica é alta ocorre um maior desgaste do material de atrito, fazendo com que haja diminuição da concentração de partículas, e com isso o coeficiente de atrito diminui.

A estabilidade do coeficiente de atrito é alcançada quando ocorre o equilíbrio entre as partículas removidas por desgaste e a difusão das novas partículas. Essa condição é alcançada após um tempo de operação, sob uma certa condição de carga térmica. Se esta carga é alterada, desde que não exceda a condição máxima determinada, uma nova condição de estabilidade será atingida após um novo tempo de operação.

Em estudos feitos por Benseddiq e colaboradores em 1996 (Benseddiq et al) sobre a otimização do projeto do freio ferroviário, foi verificado que as altas temperaturas são um dos principais problemas encontrados, principalmente nos veículos de alta velocidade, contribuindo

para o desgaste rápido do par de atrito, comprometendo a integridade dos componentes e o desempenho da frenagem.

A distribuição da temperatura no pares de atrito, bem como a geração do calor e a simulação da dissipação desse calor em função da velocidade relativa trem-ar, foi calculada através de um modelo termomecânico de elementos finitos bidimensionais. O modelo também foi capaz de avaliar diversas modificações introduzidas no projeto inicial da lona de freio, permitindo o teste numérico dos vários desenhos, a fim de se obter um melhor contato entre no par de atrito, conseguindo assim temperaturas superficiais mais baixas. Como conseqüência, a força de frenagem pode ser explorada até seu valor máximo admissível, definido pela aderência do contato roda trilho, não comprometendo a integridade do par de atrito, reduzindo assim o desgaste dos componentes do sistema de freio dos trens de alta velocidade.

#### **2.3.4 – Estudos das Principais Normas de Ensaio de Frenagem**

As principais normas existentes utilizadas para verificação das características de materiais de atrito são: NORMA A.A.R. M926/92, NORMA KRAUSS MB-912/1978 (ABNT NBR 6143/95), NORMA UIC 541-4. Essas normas são reconhecidas internacionalmente e são adotadas em diversos países.

No Brasil ainda não existe norma reconhecida para verificação das características de material de atrito de sapatas em dinamômetros. A única norma brasileira está em desenvolvimento e propõe um ensaio utilizando amostras cortadas do material de sapata.

##### **2.3.4.1 – Norma A.A.R. M-926/92 e Procedimento BD-01**

A norma A.A.R. M-926/92, foi desenvolvida pela Associação Americana de Ferroviários e apresenta os requisitos de ensaios necessários para aceitação de sapatas de freio ferroviário de

alto coeficiente de atrito, orgânicos ou inorgânicos, pelos usuários. O procedimento BD-01 é utilizado pelo LAFER da UNICAMP e é baseado nesta mesma norma.

Nesta dissertação, só serão realizados testes de frenagem contínua, considerando os ensaios de rampa leve e pesada, que são utilizados para a avaliação do desgaste e do coeficiente de atrito em rampa. Para este tipo de ensaio os requisitos da norma são:

- A sapata deve ser assentada para que o diâmetro que descreve a área de contato seja correspondente ao diâmetro da roda (assentamento igual ou superior a 95%). Isto é possível através do acoplamento de uma lixa à roda, ou outro procedimento equivalente. A superfície da roda também deve ser lixada, para eliminar qualquer resquício de material que possa alterar as características do ensaio.

- O ensaio de rampa consiste na aplicação do freio com uma força constante durante 45 minutos, na velocidade de 32 km/h (9,03 m/s). No ensaio de rampa leve será aplicada uma força normal na sapata de freio de 4210 N (420 kgf) e no ensaio de rampa pesada será aplicada uma força normal de 6455 N (660 kgf), sendo que é permitida uma variação de 4% no valor destas forças normais. Para simular o movimento do vagão durante o ensaio, será utilizado um ventilador para circular o ar entre a sapata e a roda.

- Nos ensaios de rampa leve, a força de atrito média não deverá ser inferior a 136 kgf e nos ensaios de rampa pesada, a força de atrito média não pode ser inferior a 182 kgf.

- Antes do início e após o término de cada etapa do ensaio a sapata deve ser pesada, para avaliação do desgaste durante o ensaio. Esta avaliação é feita através do cálculo da diferença de peso da sapata antes e depois do ensaio. O volume desgastado do material de atrito é calculado dividindo-se o material perdido, em gramas, pela densidade do material utilizado, em gramas por centímetros cúbicos. Segundo a norma, o volume médio desgastado nos ensaios de rampa leve e nos ensaios de rampa pesada deverá ser inferior a 10 cm<sup>3</sup>, não excedendo 20 cm<sup>3</sup> após o ensaio de parada leve e pesada.

#### 2.3.4.2 – Norma KRAUSS – MB 912/1978 (ABNT NBR 6143/95)

Esta norma é utilizada para determinar as características de fricção e desgaste dos materiais

de atrito, tipo orgânico, utilizado nas pastilhas de freio a disco de automóveis, camionetas de uso mistos e utilitários. O procedimento para controlar a qualidade do material no ensaio KRAUSS consiste em:

- Executar inicialmente a fase de assentamento do material, que corresponde aos 3 ciclos de frenagem (30 primeiras frenagens). Neste período, a ventilação deve permanecer ligada. Ao término da fase de assentamento deve ser feita uma verificação visual para determinar se existem defeitos como trincas, rachaduras na estrutura, desprendimento da guarnição da pastilha ou inclusões de ferro fundido. Se houver algum defeito, o par de pastilhas deve ser abandonado e o teste deve ser reiniciado com um novo par de pastilhas.

- Executar o ciclo de frenagens, sendo que cada ciclo corresponde a uma série de 10 aplicações de freios de 5 segundos cada, com intervalos de alívio do freio para resfriamento do material de 10 segundos entre cada aplicação.

- A rotação do ensaio é de  $660 \pm 10$  rpm no disco.
- A temperatura durante o ensaio deve ser medida na superfície da circunferência externa do disco.
- O primeiro ciclo deve ser iniciado a uma temperatura no disco inferior a  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ , e os demais ciclos com temperatura inferior a  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ .
- O resfriamento no disco deve ser feito deixando-o girar livremente, com freio desaplicado.
- Os resultados dos ensaios são registrados no relatório final. Este relatório deve conter dados da pressão hidráulica, do raio de aplicação do freio, do raio do disco de freio e da pressão específica na pastilha de freio. Deve conter também, informações sobre os gráficos do coeficiente de atrito em função do tempo, do coeficiente de atrito em função de temperatura, do coeficiente de atrito máximo, mínimo e médio e do desgaste das guarnições em espessura e peso.

### 2.3.4.3 – Norma UIC 541-4

A norma UIC 541-4 (UIC, 1990) descreve os procedimentos de ensaio para sapatas de freio com coeficiente de atrito acima de 0,25, consideradas como de coeficiente de atrito alto. A parte do procedimento para dinamômetro que se aplica a vagões de carga consiste em realizar seqüências de frenagens com carga por eixo de 18 toneladas para ensaios a seco. Essa carga é bem menor do que a utilizada pelas ferrovias nacionais, de 30 ton por eixo, devido a características do transporte europeu. A carga é simulada pelas inércias disponíveis no dinamômetro, sem aplicação adicional de carga no trilho.

Dois tipos de teste são feitos: a seco e com umidade. O segundo usa apenas a carga por eixo de 7 toneladas. Devido às limitações do dinamômetro do LAFER, as condições descritas a seguir referem-se apenas as utilizadas para ensaios a seco, chamados de 1D na norma citada e incluídos no apêndice 3 da mesma norma.

O procedimento descrito na norma consiste em realizar o assentamento através de paradas a partir de 60 km/h, com forças de frenagem de 1000 daN, até que o assentamento seja superior a 80%. A seguir, são realizadas as seguintes seqüências de frenagem, válidas para o ensaio:

- Seqüência 1: três paradas a partir de 30, 60 e 100 km/h, com nível de força de 2200 daN; três paradas nas mesmas velocidades, com força de 1100 daN; três paradas nas mesmas velocidades, com força de 3300 daN. O procedimento de aceleração para posterior frenagem deve ser iniciada quando a temperatura estiver entre 50 a 60 oC para todas as aplicações. A seqüência 1 deve ser repetida três vezes.
- Seqüência 2: três paradas a partir de 60, 100 e 30 km/h, com nível de força de 3300 daN. O procedimento de aceleração para posterior frenagem deve ser iniciada quando temperatura estiver entre 100 e 140 °C.
- Seqüência 3: duas paradas a partir de 60 km/h, com níveis de força de 1100 e 3300 daN. O procedimento de aceleração para posterior frenagem deve ser iniciada quando a temperatura estiver entre 50 e 60 oC.
- Seqüência 4: quatro paradas a partir de 30, 100, 60 e 30 km/h, com níveis de força de 1100, 3300, 2200 e 1100 daN, respectivamente. O procedimento de aceleração para posterior frenagem deve ser iniciada quando a temperatura estiver entre 20 e 30 oC.

- Sequência 5: quatro paradas a partir de 30, 100, 60 e 30 km/h, com níveis de força de 1100, 3300, 2200 e 1100 daN, respectivamente. O procedimento de aceleração para posterior frenagem deve ser iniciada quando a temperatura estiver entre 50 e 60 oC.
- Sequência 6: duas frenagens de rampa em 60 km/h, com nível de força de 3300 daN, durante 20 minutos cada. O procedimento de aceleração para posterior frenagem deve ser iniciado quando a temperatura estiver entre 20 e 30 oC.
- Sequência 7: quatro paradas a partir de 30, 100, 60 e 30 km/h, com níveis de força de 1100, 3300, 2200 e 1100 daN, respectivamente. O procedimento de aceleração para posterior frenagem deve ser iniciada quando a temperatura estiver entre 50 e 60 oC.
- Sequência 8: duas frenagens de rampa em 60 km/h, com nível de força de 3300 daN, durante 10 minutos cada. Cada frenagem constante deve ser seguida de uma parada com 50 Kw na roda. O procedimento de aceleração para posterior frenagem deve ser iniciada quando a temperatura estiver entre 20 e 30 oC.

Para avaliar o desempenho do material, a UIC 541-4 define limites máximos e mínimos para o coeficiente de atrito instantâneo e médio ao longo de cada frenagem. Esses limites estão relacionados às forças aplicadas e às velocidades, mostrando que a norma também leva em conta esses fatores. Para o coeficiente médio, os limites levam em conta a velocidade inicial para os ensaios de parada. Esses valores são normalmente menores do que os previsto na norma A.A.R. M-926. Além da faixa, a norma UIC prevê limites rígidos para a variação do coeficiente de atrito em função do desgaste, velocidade e temperatura, que não pode superar + 15%.

A norma UIC especifica que os ensaios de desgaste devem ser feitos pelo fabricante, embora o material desgastado em cada corrida de ensaios descrita deva ser medido para comparação, permitindo a avaliação da vida.

Por tratar-se de uma norma com características tão diferentes das condições nacionais, esta não será utilizada no desenvolvimento desse trabalho, servindo apenas para comparação com os procedimentos adotados.

## **3 EQUIPAMENTOS, MATERIAIS E MÉTODOS**

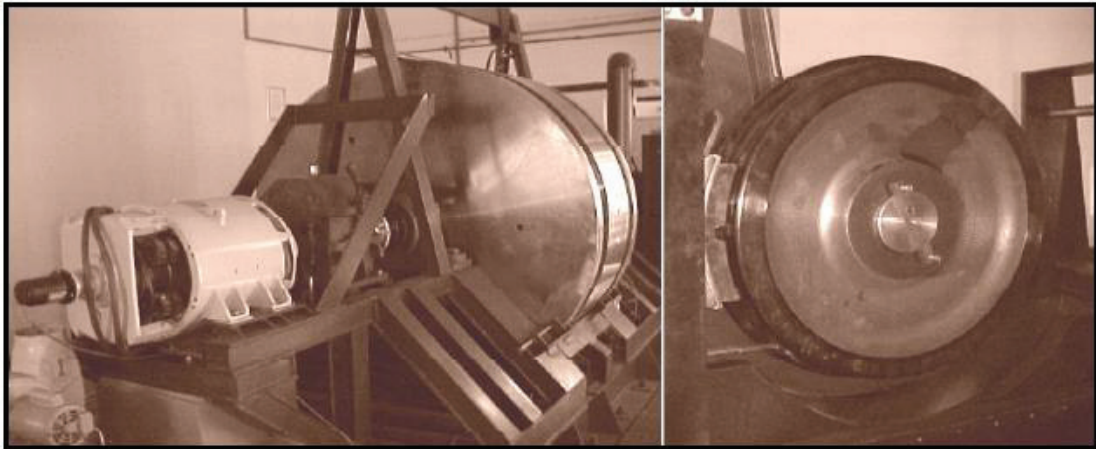
Este capítulo apresenta a metodologia utilizada para o desenvolvimento da nova proposta de ensaio. Apresenta também os dispositivos de ensaios e suas características principais, as etapas para definição dos novos parâmetros de ensaio, além de toda instrumentação e os procedimentos para as calibrações necessárias para que os resultados dos ensaios sejam confiáveis.

### **3.1 – Dispositivos de Ensaio**

Foram utilizados dois dispositivos de ensaios para materiais de atrito. Cada um deles possui acionamento e controle independente e é utilizado em uma finalidade específica, conforme descrito a seguir.

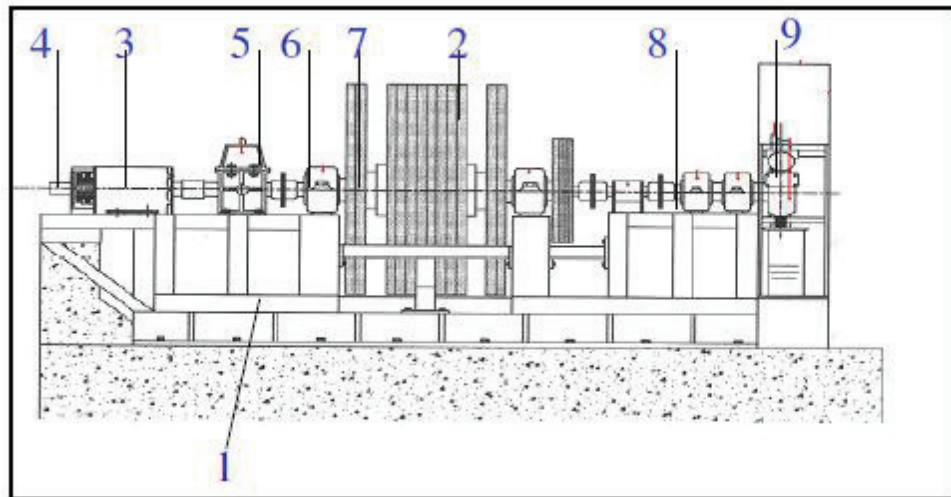
#### **3.1.1 – Banco Dinamométrico de Ensaio de Sapatas (BD)**

O Banco Dinamométrico é um dispositivo construído e montado dentro do LAFER, para realização de ensaios de sapatas de freio, que tem a capacidade de simular as condições reais de frenagem de um veículo ferroviário. Essas condições são a base para os requisitos da principal norma internacional de ensaio de freios ferroviários, a A.A.R. M-926/92, apresentada no item 2.3.4.1. A figura 3.1, mostra dois ângulos do Banco Dinamométrico de Ensaio de Sapatas instalado no Laboratório Ferroviário da Unicamp (LAFER). O primeiro ângulo à esquerda, mostra o motor elétrico com o taco gerador montado na ponta, o redutor e os discos de inércia e o segundo ângulo à direita, mostra a roda ferroviária e a sapata de freio aplicada sobre ela.



**Figura 3.1.** –Banco Dinamométrico de Ensaio de Sapatas - BD (Esquerda: vista de fundo; Direita: vista de frente)

A figura 3.2 a seguir mostra o esquema do Banco Dinamométrico visto lateralmente com a descrição de todos os equipamentos que o compõe.



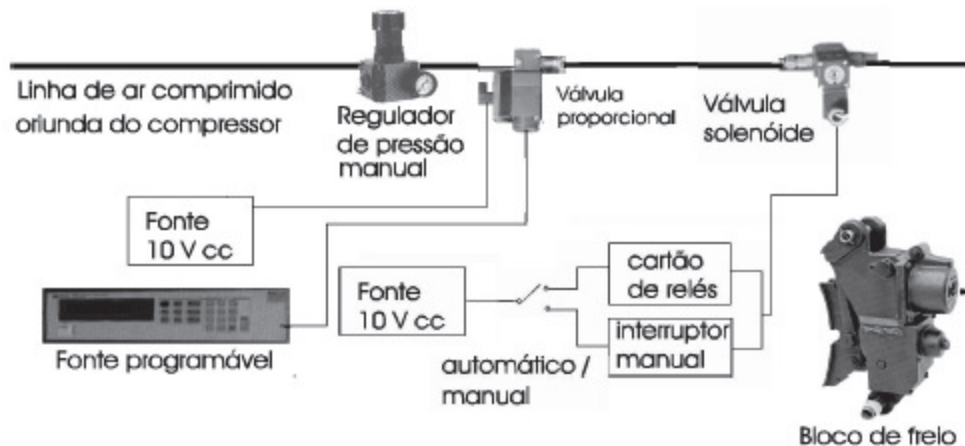
**Figura 3.2** – Esquema de Montagem do Banco Dinamométrico do Lafer (Unicamp)

Conforme mostrado no esquema da figura 3.2, o Banco Dinamométrico é montado sobre uma estrutura metálica (1), que está fixada no piso em uma base de concreto. Possui um conjunto de discos de inércias (2) que são capazes de simular o efeito do peso de um veículo ferroviário carregado com até 145 toneladas. Na parte de acionamento elétrico, mecânico e pneumático, é



mostrado o motor marca Garret de corrente contínua (3), com capacidade para 134 CV; rotação de regime 1750 rpm, montado com um taco gerador marca Weg, modelo Dínamo Taquimétrico 1R/20 (4), gerando 0,2 volt /rpm que é responsável pela medição da rotação do conjunto. O motor é acionado por um inversor de frequência da marca Weg modelo CFW 05 (não mostrado na figura), que proporciona ao dispositivo uma gama variável de velocidades para realizações dos ensaios. Ao motor está acoplado, um redutor de velocidades marca Sauer modelo B 125-SH (5), com reduções nominais variáveis 3:1 e 9:1. Na saída do redutor está acoplado, através de um acoplamento marca Falk Steelflex 13 A (6), o eixo onde são fixados os discos de inércias utilizados durante os ensaios. Este eixo está apoiado sobre caixas de mancais modelo SNH-532 (7), onde estão montados rolamentos autocompensadores de rolos, modelo 22232 CCK/C3W33. Na extremidade do eixo está montado um torquímetro (8) marca Himmelstein, modelo MCRT 8-02 T/A-5.4 que faz medições do torque instantâneo durante os ensaios. Um outro eixo, é montado na saída do torquímetro e apoiado sobre duas caixas de mancais. Em sua extremidade é montada a roda ferroviária, modelo A36 mostrada na figura 3.1, com diâmetro de 0,9144 metros (36 polegadas). Ao lado da roda ferroviária é montado o bloco de freio modelo SAB BF2S/90 – 178 (9), que é responsável pela aplicação pneumática do freio contra a roda. A figura 3.3 mostra o esquema eletropneumático para acionamento do freio no Banco Dinamométrico.

O sistema pneumático que alimenta o Banco Dinamométrico é composto por um compressor de ar comprimido que alimenta a linha de pressão pneumática, com capacidade máxima para 8 bar de pressão. A pressão na linha é controlada manualmente por um regulador manual de pressão e por um manômetro instalado junto a este. Essa pressão deve ser menor que 6 bar, para não danificar o sistema de controle.



**Figura 3.3** – Esquema elétrico-pneumático para acionamento do Banco Dinamométrico

A aplicação dos freios é controlada através da pressão no cilindro de freio, que por sua vez é controlada através do sinal elétrico gerado na fonte HP de tensão 6632A, que aciona a válvula proporcional Rexroth CE 561. A figura 3.4 mostra a fonte de tensão HP 6632A.



**Figura 3.4** – Fonte de Tensão HP 6632<sup>a</sup>

O sinal de tensão em volts setado na fonte HP é enviado para a válvula proporcional, que libera um valor de pressão proporcional à tensão enviada. Esta pressão sai da válvula proporcional e é enviada para a válvula solenóide de duas vias, conforme mostrada na figura 3.3. Esta válvula é responsável pela operação de aplicação e alívio do freio. Quando o freio é aplicado, esta válvula abre uma via e dá passagem à pressão, que entra no êmbolo do cilindro pneumático, gerando a força normal que será aplicada. Quando o freio é desaplicado a válvula solenóide abre a outra via, e a pressão no cilindro pneumático é liberada, aliviando o freio.

O controle da temperatura nos materiais de atrito é de grande importância para que estes não sejam afetados e não comprometam a capacidade de frenagem. As medidas de variação de temperatura durante os ensaios são feitas através de um termopar deslizante colocado na roda, conforme mostrado na figura 3.5.



**Figura 3.5** – Medição da Temperatura com Termopar no BD

O termopar pode estar posicionado em contato com a superfície da roda ferroviária, conforme mostrado na figura 3.5 ou também pode ser colocado no próprio material de atrito, conforme a necessidade do ensaio. O termopar utilizado é do tipo K, de cromel-alumel, e mede a temperatura através das diferenças de potencial geradas pelos materiais, com os quais são confeccionados. Está ligado através de um cabo de compensação ao rack de instrumentação, onde é conectado à entrada da ponte condicionadora de sinais de temperatura Sensotec, mostrada na figura 3.6.



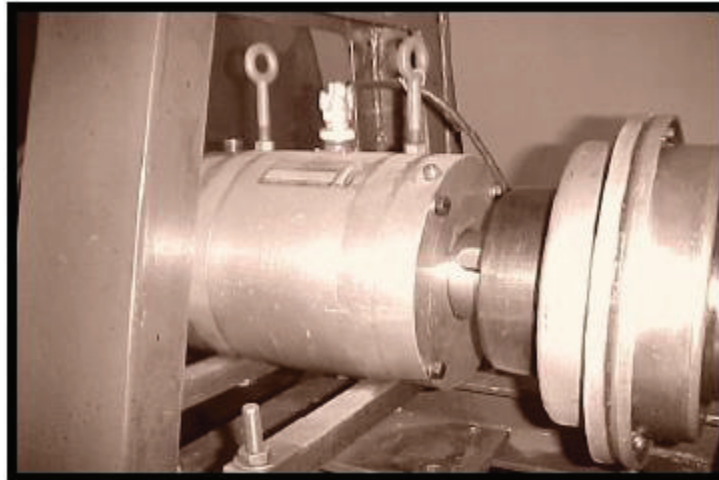
**Figura 3.6** –Ponte Condicionadora de Sinais Sensotec SA-100, Modelo 060-3152-05

Na ponte condicionadora, o sinal é amplificado e enviado para a placa de aquisição de dados do computador, através dos canais analógicos da placa 6024, que fará a leitura e mostrará o valor no painel do programa de aquisição de dados. O computador e o módulo externo para conexão de sinais à placa de aquisição são mostrados na figura 3.7.



**Figura 3.7** – Computador com Placa de Aquisição de Dados NI 6024E e Módulo Externo para Conexão de Sinais SCB-68 a esquerda.

Para obter o coeficiente de atrito do material, que é um dos parâmetros comparativos que será utilizado neste estudo, é necessário medir a força de atrito ou torque instantâneo durante os ensaios. As medidas de torque são feitas por um torquímetro montado no Banco Dinamométrico, que é mostrado na figura 3.8. Este torquímetro é da marca Himmelstein, modelo MCRT 8-02 T/A-5.4, acionado por tensão alternada de 3,5 kHz.



**Figura 3.8** – Torquímetro Himmelstein, Modelo MCRT 8-02 T/A-5.4, Instalado no BD

O torquímetro é um transdutor de força com capacidade para 7500 N.m de fundo de escala, composto por uma carcaça externa, e um eixo onde estão colados extensômetros. Toda vez que o eixo se deforma devido ao esforço de torção, um valor de tensão elétrica é registrado. Esse valor é correspondente a força de atrito ou torque instantâneo gerado. O torquímetro é alimentado com tensão de 10 volts pela Ponte Condicionadora de Sinais Phillips modelo PR9308. O sinal de tensão lido no torquímetro, retorna para a ponte condicionadora de sinais, onde é amplificado e enviado para a placa de aquisição de dados do computador, conforme mostrado na figura 3.7. A ponte Phillips é mostrada na figura 3.9.



**Figura 3.9** – Ponte Condicionadora de Sinais Phillips modelo PR9308.

### 3.1.2 – Dispositivo Ensaio de Amostras (DEA)

O DEA é um dispositivo construído para realizar ensaios de frenagem em materiais de atrito, que tanto podem ser pastilhas de freio originais, quanto corpos de prova retirados de amostras de sapatas de freio utilizadas nas composições ferroviárias, ensaiadas em uma fase anterior no Banco Dinamométrico. Os corpos de prova retirados destas sapatas serão preparados e ensaiados no DEA, para avaliar o novo método proposto.

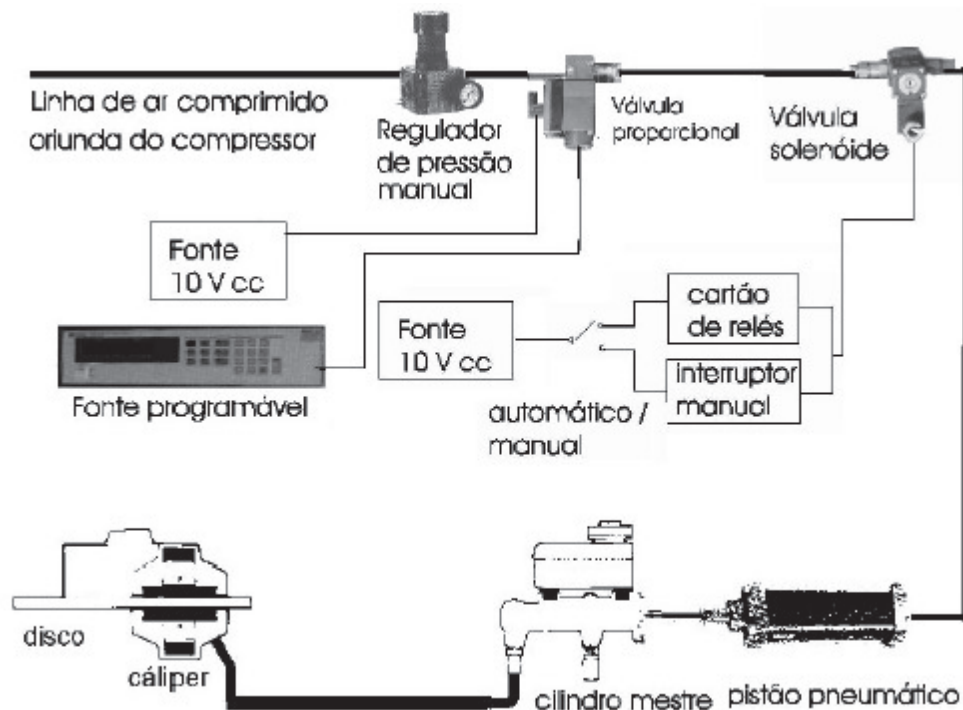
Os ensaios serão baseados nos requisitos descritos na norma de ensaio de frenagem constante utilizada no Banco Dinamométrico, e também poderá utilizar (conforme necessidade) algumas recomendações da norma utilizada no Ensaio KRAUSS (ABNT NBR 6143/95), descritas no item 2.3.4.1. A figura 3.10 mostra o Dispositivo de Ensaio de Amostra.



**Figura 3.10** – Dispositivo de Ensaio de Amostras (DEA)

O dispositivo é composto por uma estrutura metálica onde está apoiado um motor (1) marca Weg de corrente alternada de 60 CV , 4 pólos, rotação de regime 1775 rpm, acionado por um inversor de frequência da marca Weg modelo CFW 05. Junto ao motor está acoplado um Redutor de velocidades (2), através de um acoplamento elástico Falk 13 F (3), com capacidade equivalente para 60 CV e redução nominal de 1:2.5. No eixo de saída do redutor está acoplado um torquímetro (4), através de um acoplamento Teteflex D7 (3). Este torquímetro é acoplado através de um outro acoplamento Teteflex D7, à um eixo que foi previamente dimensionado para suporta os esforços do ensaio. Este eixo está apoiado em mancais com rolamentos. Na extremidade de saída do eixo está fixado o disco de freio (5).

O conjunto de pinças (cáliper), onde são fixadas as amostras de material de atrito que serão utilizadas durante o ensaio, é preso à estrutura da máquina. A figura 3.11 mostra o sistema de acionamento do DEA.

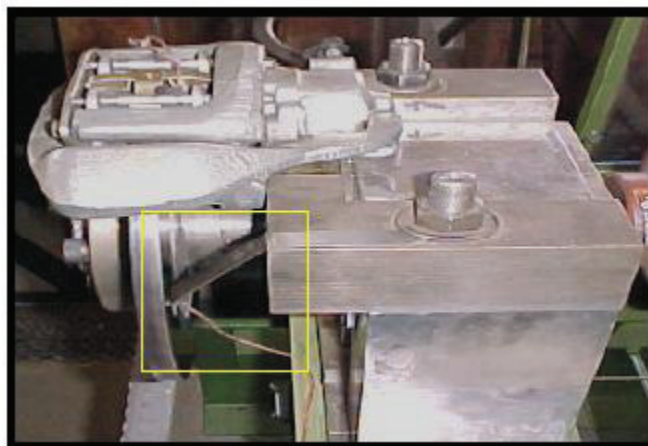


**Figura 3.11** – Sistema Hidropneumático para Acionamento do Freio do DEA

O sistema pneumático do DEA é alimentado pela mesma rede ar que alimenta o Banco Dinamométrico conforme descrito no item 3.1.1. A aplicação dos freios é controlada através da pressão pneumática da linha. Essa pressão é controlada pela fonte HP 6632 A, mostrada na figura 3.4, que excita a válvula proporcional instalada no DEA, e mostrada na figura 3.11.

O sinal em volts setado na fonte HP de tensão é enviado para a válvula proporcional que libera para o sistema pneumático de aplicação de força um valor de pressão proporcional à tensão enviada. Esta pressão sai da válvula proporcional e é enviada para a válvula solenóide de duas vias, que é responsável pela operação de aplicação e alívio do freio. Quando o freio é aplicado, esta válvula libera a pressão que entra no êmbolo do cilindro pneumático gerando a força normal na haste. Esta força é aplicada ao sistema hidráulico, através da pressurização do óleo do cilindromestre, e a pressão transferida para o conjunto de pinça de freio (cáliper). O freio é desaplicado quando a válvula solenóide abre uma via e a pressão no cilindro pneumático é liberada.

O controle da temperatura nas amostras ensaiadas é de fundamental importância, para que seu valor seja comparado com os valores obtidos nos ensaios realizados no Banco Dinamométrico. A medida de temperatura, como no Banco Dinamométrico, também é feita através de termopares, conforme mostrado na figura 3.12 .

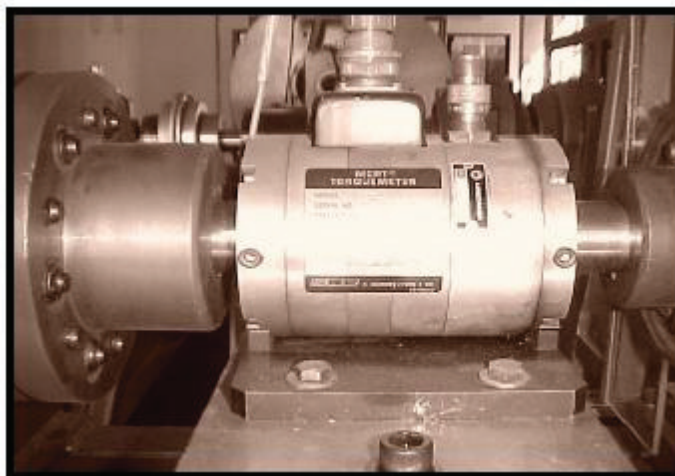


**Figura 3.12** –Esquema de medição da temperatura com termopar no DEA



O termopar está posicionado em contato com a superfície do disco de freio, mas também pode ser posicionado no próprio material de atrito. Normalmente é do tipo K, de material cromelalumel. Está ligado através de um cabo de compensação ao rack de instrumentação, onde é ligado na entrada da Ponte Condicionadora de Sinais de temperatura Sensotec SA-100, modelo 060- 3152-05, mostrada na figura 3.6. Na ponte condicionadora, o sinal é amplificado e enviado para a placa de aquisição de dados no computador, conectando-se aos canais analógicos do módulo de conexão de sinais, conforme mostrada na figura 3.7. A placa fará a leitura e mostrará o valor no painel do programa de ensaio.

Da mesma forma que no BD para se obter o coeficiente de atrito do material, que é um dos parâmetros que será analisado no estudo, é necessário medir a força de atrito ou torque instantâneo durante os ensaios. As medidas de torque são feitas pelo torquímetro instalado no dispositivo, com capacidade para 450 N.m (fundo de escala), modelo T 450 da marca Himmelslein, mostrado na figura 3.13. A tensão lida no torquímetro retorna para a ponte condicionadora de sinais, onde é amplificada e enviada para a placa de aquisição de dados do computador.



**Figura 3.13** – Torquímetro Modelo T 450, Instalado no DEA

### 3.2 – Aquisição de Dados e Controle do Ensaio

Para adquirir os sinais medidos e controlar as aplicações de freio, conforme descrito no item 3.1, foi desenvolvido um programa de aquisição de dados com duas versões, um para cada dispositivo de ensaio. Nesse item são descritas as principais variáveis medidas e os programas.

#### 3.2.1 – Variáveis Medidas Durante os Ensaios

As forças que agem no material de atrito são importantes, pois a relação destas é que definem o valor do coeficiente de atrito ( $\mu$ ), conforme descrito na equação 2.13 do capítulo 2.

A força normal ( $F_n$ ) é obtida durante os ensaios através do valor da pressão pneumática ( $p$ ) que chega ao sistema de freio e do valor da área do êmbolo do cilindro pneumático ( $Ac$ ):

$$F_n = p \cdot Ac \quad [\text{N}] \quad (3.1)$$

A força de atrito ( $F_a$ ) é obtida através dos valores dos torques resistentes ( $T_{res}$ ) e dos valores dos raios efetivos de atrito ( $R_{ef}$ ). O raio efetivo para a roda é o seu próprio raio. Para o caso do disco, um valor será calculado no item relativo à calibração.

$$F_a = T / R_{ef} \quad [\text{N}] \quad (3.2)$$

Uma outra variável que influencia no coeficiente de atrito do material durante os ensaios é temperatura, que pode variar principalmente com as velocidades e com as massas e forças envolvidas, isto é, com a potência de frenagem.

Para obtenção dos valores de forças normais, forças de atrito e temperaturas, assim como

outras variáveis dos ensaios, foi desenvolvido um programa de controle de aquisição de sinais, que conduz os testes e faz todas leituras automaticamente.

### 3.2.2 – Programas de Aquisição de Sinais e Controle dos Dispositivos

Os valores da força normal, da força de atrito e da temperatura obtidos durante os ensaios de frenagem realizados pelo Banco Dinamométrico e pelo Dispositivo de Ensaio de Amostra são registrados no Programa de Aquisição de Sinais. A tela principal para a versão que controla o ensaio de frenagem constante no Banco Dinamométrico é mostrada na figura 3.14. Para o DEA, a tela é mostrada na figura 3.15.

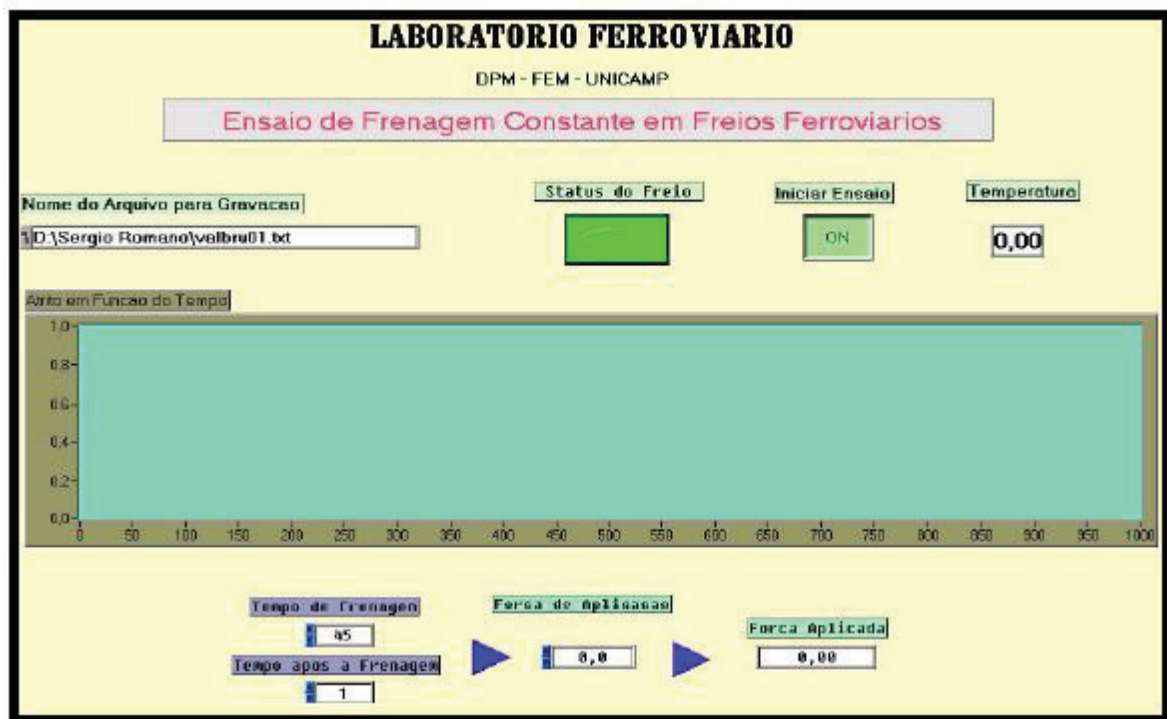


Figura 3.14 – Tela do Programa para Frenagem Constante no BD

O programa de aquisição de dados para o ensaio de frenagem constante no Banco Dinamométrico, permite o controle do tempo de frenagem, do tempo após a frenagem caso se requeira conhecer o resfriamento e a seleção do arquivo onde se deseja guardar os resultados. A força de aplicação da sapata sobre a roda é dada pela válvula proporcional e pela fonte de tensão HP 6632A, conforme descrito anteriormente. A tela principal do programa permite acompanhamento simultâneo do valor do coeficiente de atrito e da temperatura do ensaio.

A velocidade é setada com o conversor do motor, para o valor normalizado de 32 km/h. Os resultados de força de atrito, força normal e temperatura são registrados no arquivo texto gerado. A taxa de aquisição utilizada é de 5 amostras por segundo para cada variável.

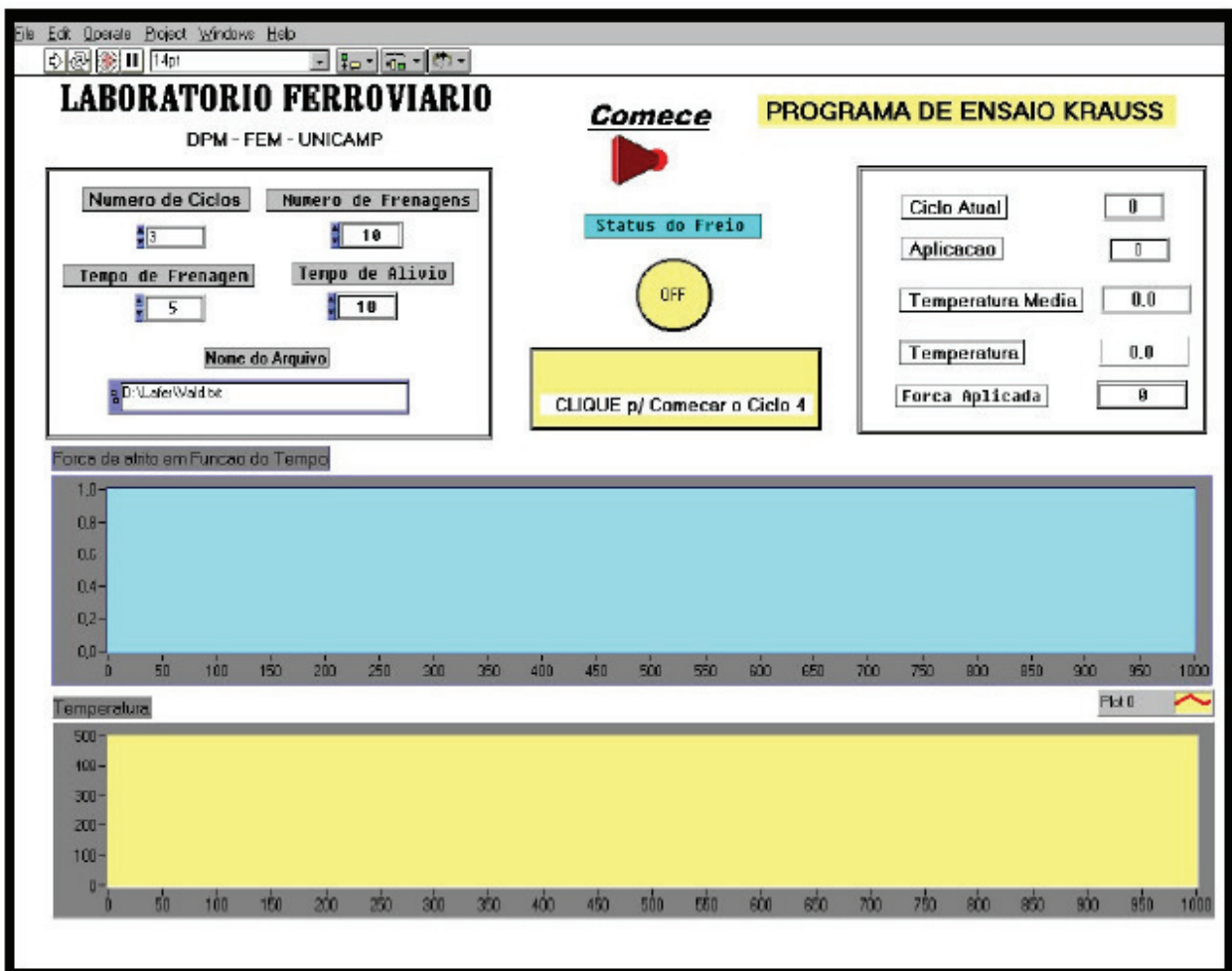


Figura 3.15 – Tela do Programa para o DEA

Assim como no Banco Dinamométrico, o programa de aquisição de dados do DEA, também permite o controle do tempo de frenagem, da temperatura e dos resultados dos ensaios, que são registrados no arquivo texto gerado. A tela do programa de aquisição mostra, para acompanhamento simultâneo, os valores instantâneos dos coeficientes de atrito, das temperaturas, da força de atrito e força normal. Também mostra informações sobre os ciclos de frenagens definidos para os ensaios. O controle da força normal aplicada na amostra contra o disco, é feito conforme descrito anteriormente para os ensaios no dispositivo BD.

O valor da velocidade definida para o ensaio proposto é setada através do inversor de frequência, descrito no item 3.1.2. A taxa de aquisição utilizada é de 10 amostras por segundo para cada variável.

### **3.3 – Procedimento para Calibração das Variáveis Medidas**

Para garantia da qualidade das medições feitas durante os ensaios que são realizados no Laboratório Ferroviário da UNICAMP (LAFER), foi desenvolvido o procedimento de trabalho PD 08, que estabelece os requisitos para calibrações dos sistemas de medições utilizados durante os ensaios. Este procedimento foi desenvolvido para credenciamento do LAFER junto ao INMETRO, para a realização de ensaios em material de atrito no Banco Dinamométrico.

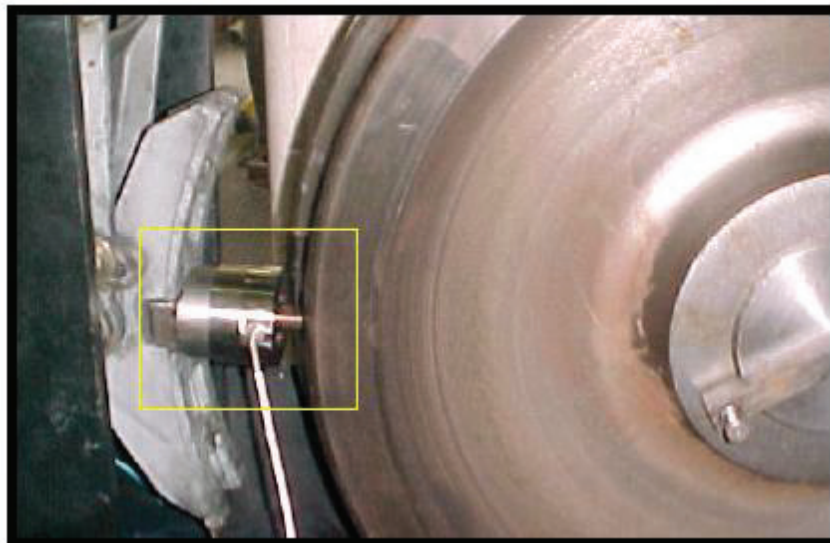
Para o DEA não existe um procedimento de trabalho, mas os mesmos princípios descritos no PD-08 serão utilizados.

#### **3.3.1 - Calibração do Sistema de Força Normal do BD e do DEA**

As medidas da Força Normal durante os ensaios são feitas através da medição direta do valor da tensão elétrica de controle da válvula proporcional. A válvula proporcional controla a intensidade da pressão que aciona o cilindro de freio, onde está fixada a sapata que será aplicada

contra a roda ferroviária, ou a pastilha de freio que será aplicada contra o disco de freio. Assim a cada aplicação da sapata contra a roda ou da pastilha contra o disco, é gerado um valor de tensão, que é lido pelo programa de aquisição de sinais. Os valores das tensões obtidas são utilizadas para o cálculo da força normal em cada dispositivo de ensaio. Para o ensaio deste trabalho a força normal é constante.

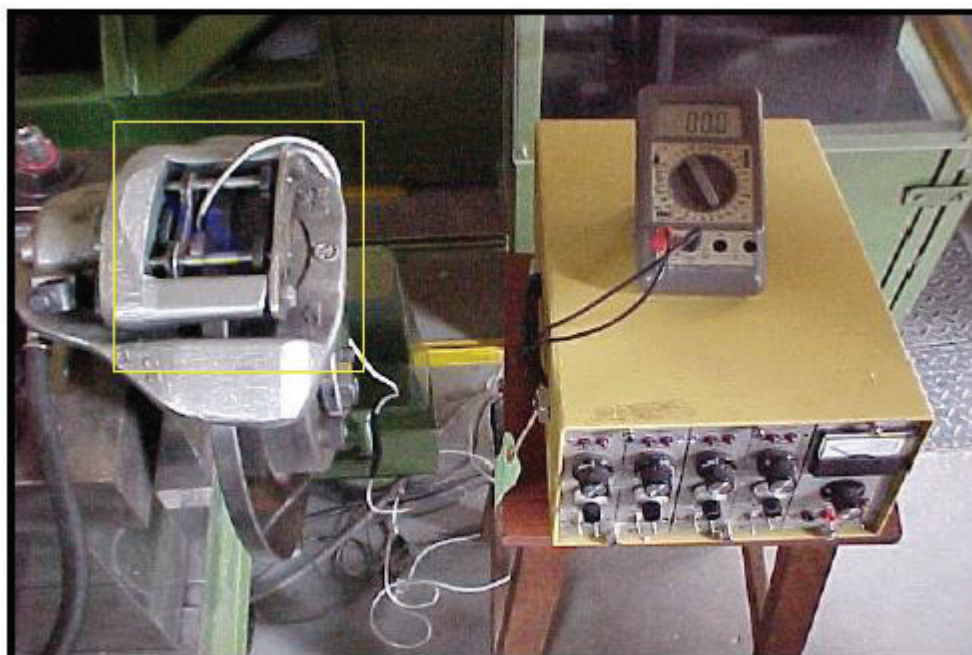
O ensaio de calibração da Força Normal no BD, consiste em substituir a sapata de freio por uma célula de carga calibrada, que será aplicada contra a roda ferroviária. A célula de carga no local da sapata é mostrada na figura 3.16.



**Figura 3.16** – Montagem da Célula de Carga para Calibração de Força Normal no BD

A célula de carga possui capacidade para medir 44439 N (10000 lbs) de força, e é calibrada anualmente em laboratório externo ao LAFER, com padrões rastreáveis à Rede Brasileira de Calibrações (RBC). Seu Fator calibração é  $FC = 2,1842$  mV por volts de excitação no fundo de escala e é identificada pelo nº de serie 289642.

Para o DEA, o ensaio de calibração da força normal segue o mesmo procedimento do ensaio do BD, ou seja a pastilha é substituída por uma célula de carga calibrada que será aplicada na superfície de atrito do disco de freio. A figura 3.17 mostra o esquema de montagem utilizado, onde a célula de carga está ligada ao condicionador de sinais e ao multímetro.



**Figura 3.17** – Montagem da Célula de Carga para Calibração de Força Normal no DEA

A célula de carga utilizada possui capacidade para medir de 4448,22 N ( 1000 lbs) de força, e é calibrada anualmente em laboratório externo ao LAFER, com padrões rastreáveis à Rede Brasileira de Calibrações (RBC). Seu Fator calibração é  $FC = 1,9755$  mV por volts no fundo de escala.

Durante o ensaio, tanto para o BD quanto para DEA, a cada valor de tensão de excitação enviado pela fonte HP para a válvula proporcional, é liberado um valor de pressão e o bloco de freio empurra a célula de carga contra a roda ferroviária ou contra o disco de freio, gerando assim a força normal correspondente. Este valor de força é sentido pela célula de carga, que faz a leitura e envia um sinal elétrico proporcional para o condicionador de sinais Measurements Group, modelo 2100, que o amplifica. O valor amplificado é lido com um multímetro Minipa, modelo ET-2060, que está ligado à saída do condicionador de sinais, conectado a célula de carga.

Assim, para uma tensão elétrica ( $VT$ ) em volts, lida pelo multímetro no condicionador de sinais, a Força Normal em Newtons (N) aplicada contra roda ferroviária ou contra o disco de freio, será calculada em função dos valores ajustados na instrumentação utilizada.

Considerando para a célula de carga utilizada no ensaio da força normal do BD, os dados capacidade C= 44482,2 N (10.000 lbs), fator de calibração FC= 2.1842 mV no fundo de escala e para o condicionador de sinais excitação (E) de 10 volts e a amplificação (A) de 400x, tem-se:

$$F_n = \frac{C}{(FC).EA} \cdot 1000 \cdot V_T \quad [\text{N}] \quad (3.3)$$

Resolvendo a equação da Força Normal acima, tem-se:

$$F_n = \frac{44482,2}{(2,1842).10.400} \cdot 1000 \cdot V_T \Rightarrow F_n = 5091,3 \cdot V_T \quad (3.4)$$

Para a calibração da força normal no DEA, considerando para a célula de carga utilizada no ensaio da força normal do BD, os dados capacidade C= 4448,22 N (1000 lbs), fator de calibração FC= 1,9755 mV no fundo de escala e para o condicionador de sinais excitação (E) de 10 volts e a amplificação (A) de 400x, aplicando esses dados na equação 3.3, tem-se:

$$F_n = \frac{4448,2}{(1,9755).10.400} \cdot 1000 \cdot V_T \Rightarrow F_n = 562,9 \cdot V_T \quad (3.5)$$

Nas equações (3.3), (3.4) e (3.5) o valor 1000, equivale à transformação do Fator de Calibração (FC) que é dado em milivolts (mV) para Volts (V). Os valores calculados nas expressões 3.4 e 3.5 são o fatores multiplicadores do valor tensão ( $V_T$ ) lido pelo multímetro na saída do condicionador de sinais, para cada aplicação da célula de carga contra a roda ferroviária ou contra o disco ferroviário. O resultado desta multiplicação é o valor da Força Normal em Newtons.

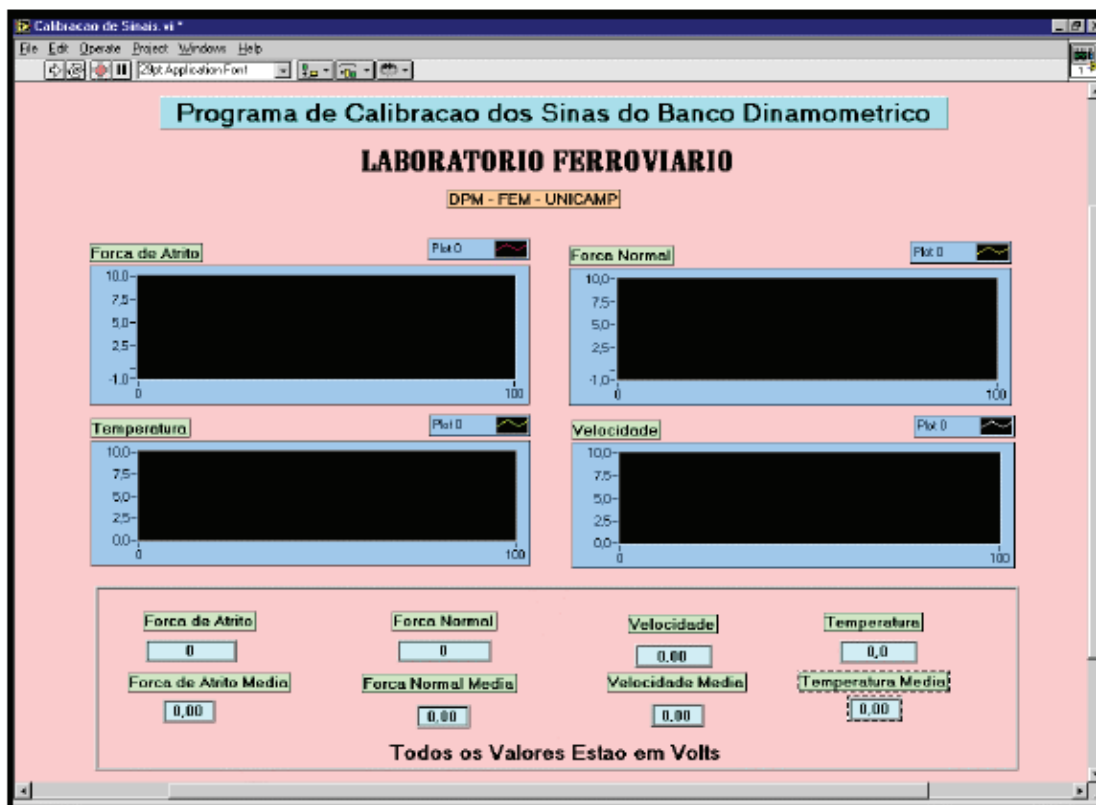
O valor de tensão em volts é lido no computador pelo programa de calibração é correspondente ao valor de pressão lido pela válvula proporcional que controla a pressão que é aplicada pelo sistema de frenagem. Através dos valores de força normal obtido pela célula de



carga e pelos valores correspondentes em Volts lidos no computador pelo programa de calibração, é possível traçar a curva de calibração do sistema. Normalmente, a curva é uma reta.

Os valores do coeficiente angular e do coeficiente lineares são adicionados ao programa de aquisição de sinais. Estes valores representam a relação entre a força normal e a tensão elétrica, medida no computador, para o cálculo da força normal instantânea durante o ensaio. Assim, tem-se a garantia que os valores lidos durante os ensaios são confiáveis dentro de incertezas conhecidas.

A tela principal do programa de calibração de sinais do BD, é mostrada na figura 3.18.

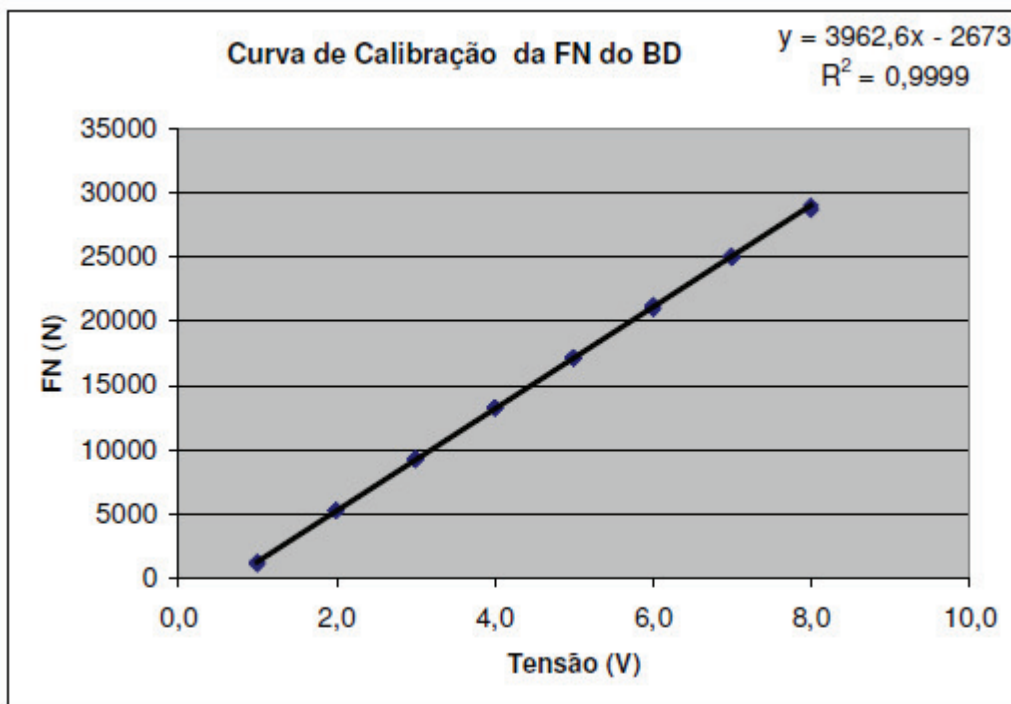


**Figura 3.18** –Tela do Programa de Calibração de Sinal do BD

Na tela do programa de calibração de sinais do BD, é possível verificar que além de medir sinais de força normal, é possível medir também sinais de força de atrito, sinais de temperatura e sinais de velocidade, que serão abordados no decorrer desta dissertação.

### 3.3.1.1 - Procedimento para Calibração da Força Normal no BD

O ensaio de calibração da força normal do BD, seguindo o procedimento PD-08, será dividido em seqüências de leituras que irão variar de 1 até 8 volts setados na fonte HP de tensão, de um em um volts, na ordem crescente e em seguida na ordem decrescente. Esse procedimento será repetido três vezes, totalizando 90 leituras. Portanto, serão registradas 90 leituras que serão feitas pelo programa de calibração da força normal no computador e 90 leituras correspondentes que serão registradas manualmente, feitas no multímetro ligado ao condicionador de sinais. O gráfico 3.1 mostra a curva de calibração da força normal do BD.



**Figura 3.19** – Gráfico da curva de calibração da Força Normal do BD

### 3.3.1.2 - Procedimento para Calibração da Força Normal no DEA

O ensaio de calibração da força normal do DEA não possui um procedimento definido. Para isso, foi definida uma nova seqüência para o ensaio, baseando-se no procedimento PD-08. Foram feitas leituras através do programa de aquisição de sinais e leituras manuais através de um multímetro ligado ao condicionador de sinais, conectado a célula de carga. O procedimento consistiu em setar valores de tensão de 0,3 a 3 volts na fonte de tensão HP, variando de 0,3 volts, na ordem crescente e decrescente. Para cada valor de tensão setado foram registrados 3 valores de tensão correspondentes as três aplicações sucessivas do freio. Este procedimento foi repetido por 3 vezes e gerou 171 leituras manuais e 171 leituras automáticas, pelo programa de aquisição de dados. O gráfico 3.2 mostra a curva de calibração da força normal do DEA.

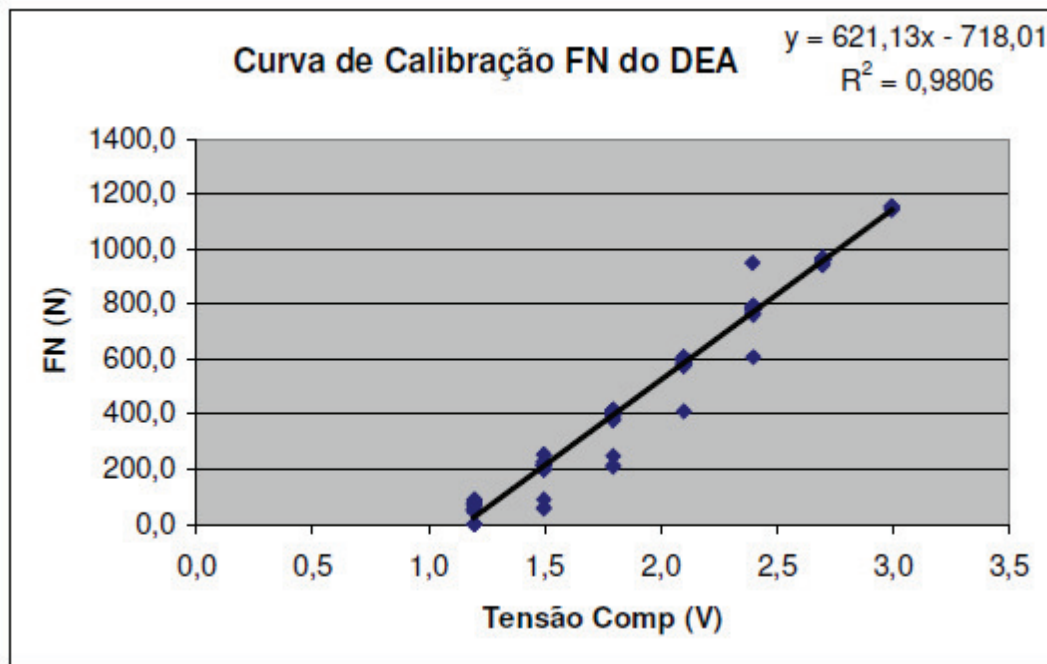


Figura 3.20 – Gráfico da curva de calibração da Força Normal do DEA

### 3.3.1.3 – Incertezas na Medida da Força Normal do BD e do DEA (U)

A avaliação da incerteza na força normal medida no BD e no DEA, é derivada dos equipamentos utilizados durante o processo de calibração. Para isso devem ser consideradas as seguintes incertezas:

- U1 - Incerteza derivada da resolução do computador com a placa de aquisição de 12 bits com 0,00141 volts no fundo de escala: valor= 5,7 [N] (obtido da equação da reta).
- U2 - Incerteza na estimativa do valor da equação (calculado): valor= 91,305 [N]
- U3: Incerteza derivada do sistema de medição (célula de carga)

Para o BD – célula de carga, certificado IPT nº 40726: valor= 57 [N]

Para o DEA – célula de carga nº série 426641, : valor= 55 [N]

A incerteza total combinada é dada por:

$$U_T = (U_1^2 + U_2^2 + U_3^2)^{1/2} \quad (3.6)$$

Calculando a incerteza total combinada do sistema tem-se:

- Para o BD

$$U_T = 107,8 \quad (3.7)$$

- Para o DEA

$$U_T = 106,7 \quad (3.8)$$

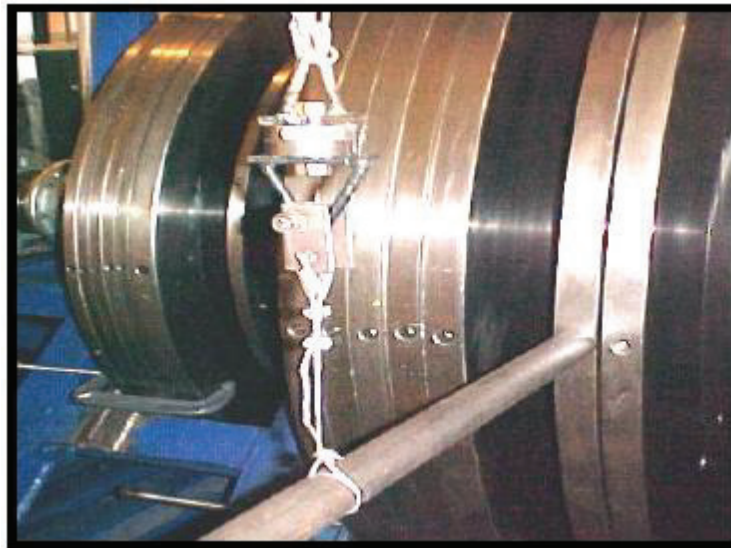
### 3.3.2 - Calibração do Sistema da Força de Atrito ( $F_{at}$ ) do BD e do DEA

Como mostrado anteriormente, a força de atrito é necessária para o cálculo do coeficiente de atrito do material. Para isso, esta deve ser medida durante os ensaios. A forma de medição dessa variável se baseia na obtenção do torque instantâneo causado pela frenagem. Esse torque,

quando dividido pelo raio de aplicação da sapata na roda ou o raio efetivo de aplicação da pastilha no disco, leva ao valor da força de atrito. Portanto, o sistema de medição do torque ou força de atrito deve ser calibrado para garantir a qualidade das medições feitas durante o ensaio.

### 3.3.2.1 - Procedimento para Calibração da Força de Atrito (*F<sub>at</sub>*) do BD

A figura 3.19 mostra o arranjo experimental utilizado para calibração da força de atrito no BD, onde a célula de carga é montada em um braço de alavanca (barra), que está conectado aos discos de inércia. Para essa calibração, a sapata de freio é aplicada com força máxima, o que trava a roda e exerce resistência contra a rotação do eixo. O braço de alavanca é conectado a uma corrente, que está presa à talha de um pórtico (não mostrados na figura). A célula é colocada entre a corrente e a barra e mede a força aplicada pela talha do pórtico.



**Figura 3.21** – Arranjo Experimental para Calibração da Força de Atrito do BD.

A força aplicada, quando multiplicada pelo braço de alavanca de 1,4 m até o centro do eixo, permite o cálculo do torque aplicado. A equação para o cálculo do torque no BD é:

$$T_a = F \cdot 1,4 \quad [\text{N.M}] \quad (3.9)$$

O torque é equilibrado pela força de atrito na sapata. Como o raio real da roda medido com trena calibrada é 0,4558 m, a força de atrito pode ser calculada por:

$$F_{at} = \frac{T_a}{0,4558} \quad [\text{N}] \quad (3.10)$$

Durante os ensaios no BD, o torque é lido pelo torquímetro, que fica entre as inércias e a roda. A relação entre o valor lido pelo computador e o torque aplicado é dada pela curva de calibração. Para cada valor de torque aplicado, calculado pela equação (3.10), o computador lê um valor de tensão elétrica no canal de torque. Essa tensão já é a tensão que passa pelos cabos de ligação, pelo condicionador de torque PR 3308 e pelo bloco de conexão. Assim, todos os erros introduzidos no caminho até o computador estão contidos na incerteza levantada com a curva de calibração.

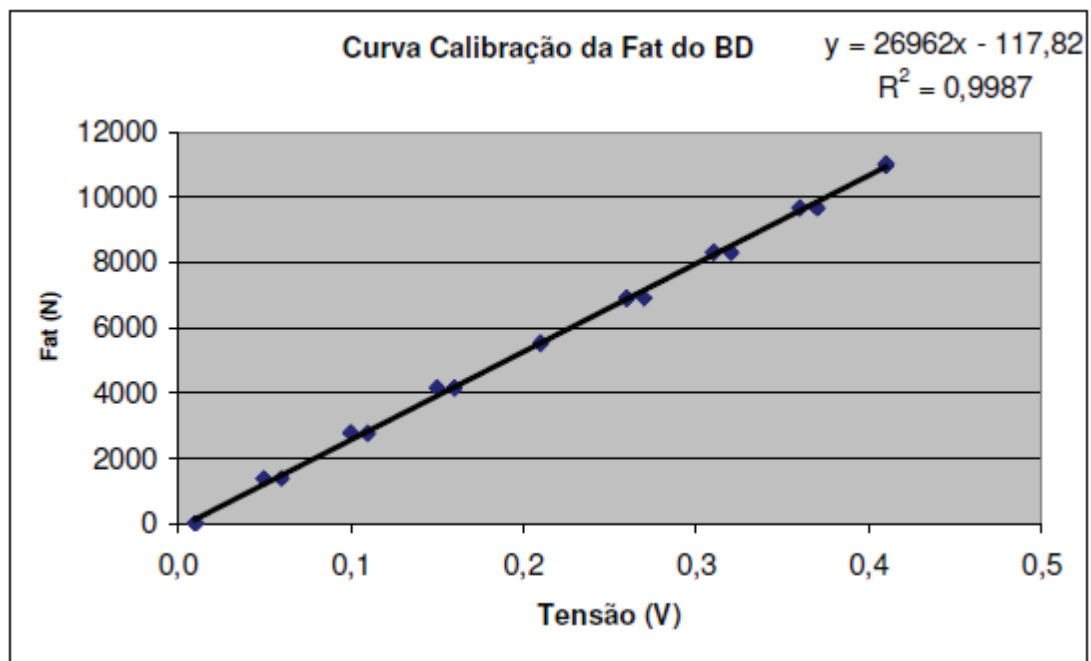
A força de atrito na calibração ou durante os ensaios pode ser calculada pela combinação das equações (3.9) e (3.10). Assim, seu valor fica:

$$F_{at} = \frac{F \cdot 1,4}{0,4558} \quad [\text{N}] \quad (3.11)$$

Para calcular a força de atrito é necessário conhecer a força **F**, aplicada à barra (fig. 3.19) para causar o torque. A força é medida pela célula de carga conectada a um condicionador de sinais Measurement Group 2100, e a leitura da saída do condicionador é feita com o multímetro Minipa modelo ET-2060, mostrado na figura 3.18. O sistema como um todo foi calibrado externamente à Unicamp. A célula de carga número de série 288681, possui fator de calibração  $FC = 2,4880 \text{ mV}$ , para cada volt do fundo de escala e sua capacidade é de 4448,2 N ( 1000 lbs). O condicionador de sinais excita a célula com 10 V e amplifica o sinal lido por 400 vezes antes que este seja mostrado no multímetro. Assim, a força pode ser calculada pela tensão (**VT**) lida no multímetro através da equação:

$$F_n = \frac{4448,2 \cdot 1000}{2,4880 \cdot 10,400} \cdot V_T \Leftrightarrow F_n = 446,96 \cdot V_T \quad (3.12)$$

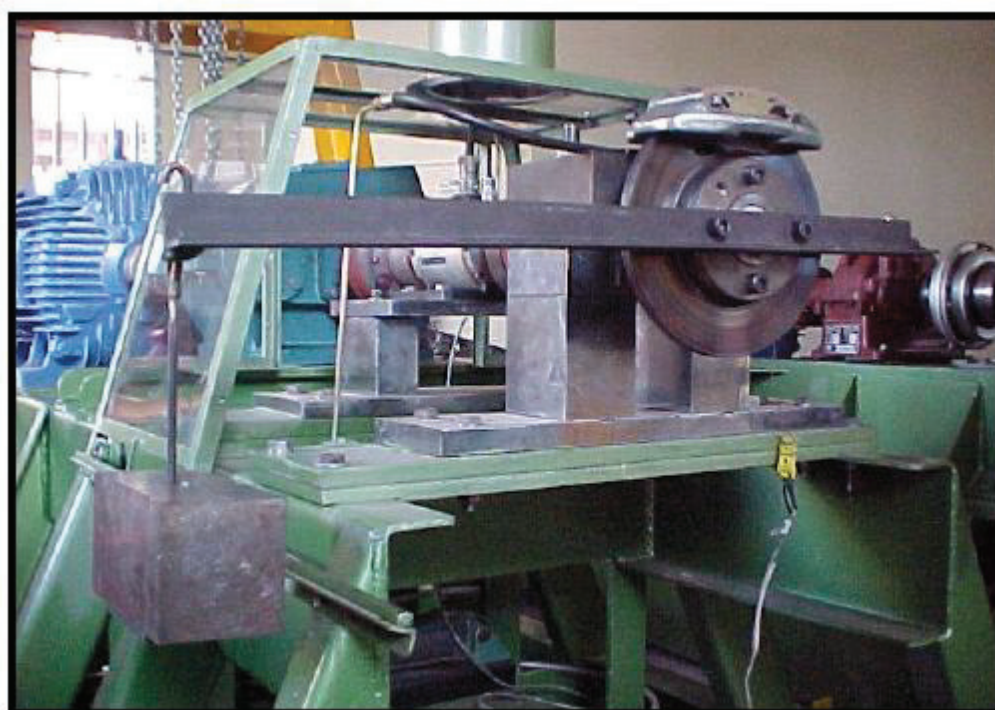
Durante a calibração, para cada valor de força aplicada à barra, medida através da tensão lida no multímetro ( $V_T$ ), foi lido o valor correspondente de tensão elétrica no computador. Foram aplicadas forças equivalentes a tensões na célula de 1 a 9 volts, em passos de um volt. O procedimento foi feito em ordem crescente e decrescente e foi repetido três vezes. Com isso, 54 pares de dados da ( $F_n$ ) e da tensão lida no computador foram adquiridos. O gráfico 3.3 mostra a curva de calibração da força de atrito do BD.



**Figura 3.22** – Gráfico da curva de calibração da Força de Atrito do BD

### 3.3.2.2 - Procedimento para Calibração da Força de Atrito ( $F_{at}$ ) do DEA

A figura 3.20 mostra o arranjo experimental utilizado para calibração da força de atrito no DEA, onde um braço de alavanca é fixado na ponta do eixo central do dispositivo, ligado ao torquímetro, e que está com seu movimento rotativo travado, procedimento necessário para realização da calibração da força de atrito.



**Figura 3.23** – Arranjo Experimental para Calibração da Força de Atrito do DEA



O ensaio consiste em aplicar cargas conhecidas no braço de alavanca a uma distância conhecida, com isso o torquímetro sentirá o esforço, e responderá com um valor de tensão elétrica, que será mostrado no programa de aquisição de dados no computador.

Como as forças ( $F$ ) aplicadas no braço de alavanca e a distância ( $d$ ) do ponto de aplicação são conhecidas, a equação para o cálculo do torque no DEA, é dada por:

$$T_a = F.d \quad [\text{N.M}] \quad (3.13)$$

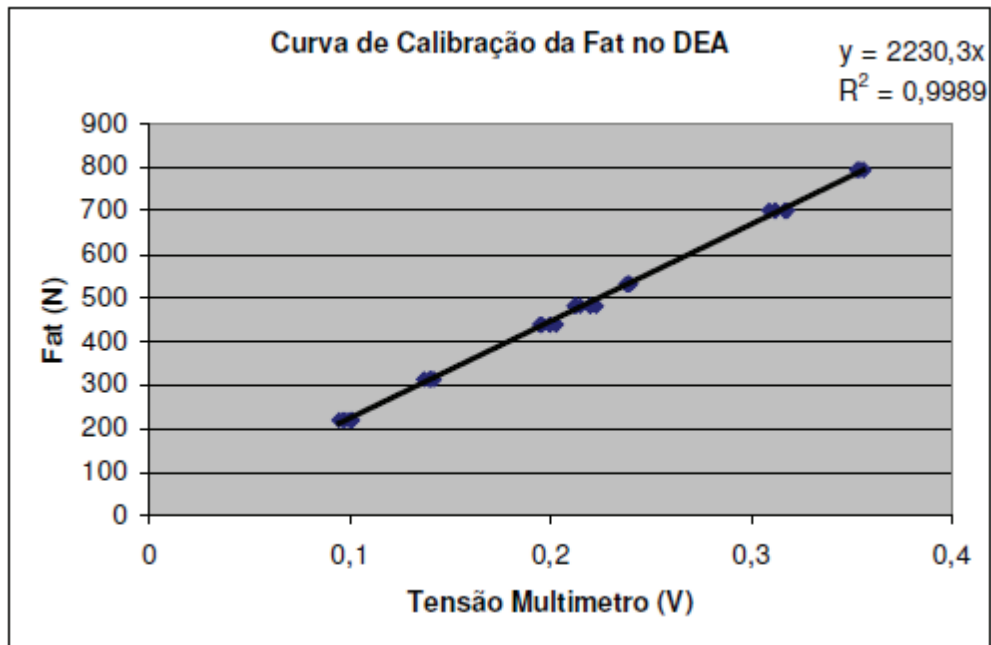
O torque é equilibrado pela força de atrito na pastilha de freio. Como o raio efetivo da pastilha é 0,096 m, e são utilizadas duas pastilhas de freio, a força de atrito pode ser calculada por:

$$F_{at} = \frac{T_a}{0,096.2} \quad [\text{N}] \quad (3.14)$$

Considerando  $d = 0,5 \text{ m}$ , a força de atrito na calibração ou durante os ensaios pode ser calculada diretamente pela combinação das equações (3.10) e (3.11). Assim, seu valor fica:

$$F_{at} = \frac{F.0,5}{0,096.2} \quad [\text{N}] \quad (3.15)$$

Durante os ensaios no DEA, o torque é lido pelo torquímetro do dispositivo, que está ligado ao programa de aquisição do computador. A curva de calibração é obtida pela relação entre o valor lido pelo computador e a força de atrito calculada através das cargas conhecidas (anexo IV). Sendo assim, para cada valor de força de atrito, calculado pela equação (3.15), o computador lê um valor de tensão elétrica no canal de torque. Essa tensão já é a tensão que passa pelos cabos de ligação, pelo condicionador de torque PR 3308 e pelo bloco de conexão. Assim, todos os erros introduzidos no caminho até o computador estão contidos na incerteza levantada com a curva de calibração. O gráfico 3.4 mostra a curva de calibração da força de atrito do DEA.



**Figura 3.24** – Gráfico da curva de calibração da Força de Atrito do DEA

### 3.3.2.3 – Incertezas na Medição da Força de Atrito do BD e do DEA (U)

A avaliação da incerteza na força de atrito medida no BD e no DEA, é derivada dos equipamentos utilizados durante o processo de calibração. Para isso devem ser consideradas as seguintes incertezas:

- U1 - Incerteza derivada da resolução do computador com a placa de aquisição de 12 bits com 0,00141 volts no fundo de escala: valor= 15,0 [N] (obtido da equação da reta)
- U2 - Incerteza na estimativa do valor da equação (calculada): valor= 91,305 [N]
- U3: Incerteza no calculo da força de atrito, derivada do sistema de medição.

Para o BD – célula de carga, número de série 288681: valor= 51,9 [N]

Para o DEA – Pesos conhecidos: valor= 0,1 [N]

Aplicando a equação 3.6 e calculando a incerteza total combinada do sistema de medição de força de atrito, tem-se:

- Para o BD

$$U_T = 106,1 \quad [N] \quad (3.16)$$

- Para o DEA

$$U_T = 92,5 \quad [N] \quad (3.17)$$

### 3.3.3 - Calibração do Sistema de Medição de Temperaturas (SMT) do BD e do DEA

Como já descrito no item 3.1.1, o controle da variação da temperatura é de fundamental importância durante os ensaios feitos tanto no BD, quanto no DEA. Por este motivo é necessário que calibração desta variável seja feita antes de iniciar os ensaios.

A caracterização do sistema de medição de temperaturas do BD e do DEA é composto de um termopar tipo K soldado em uma lamina de aço (fig.3.5 e 3.12), por uma ponte Condicionadora de Sinais Sensotec SA-100 - Modelo 060-3152-05 (fig. 3.6), pelo computador com a placa de aquisição de dados National Instruments PCI 6024E junto com o módulo de conexão de sinais National Instruments SCB-68 (fig. 3.7).

Para o BD o procedimento de calibração da temperatura inicia com o aquecimento da roda, através de um teste de simulação de frenagem de parada a partir de 65 km/h ( + 5%), com inércia equivalente a de um vagão de 120 toneladas ( + 5%) e com força de frenagem de 9800 N ( + 5%). A sapata utilizada não tem características especiais, podendo ser empregada qualquer sapata comercial. Para o procedimento de calibração da temperatura do DEA, deve-se fazer o aquecimento do disco, através de um ciclo de frenagem pesada (10 frenagens ), seguindo o procedimento descrito na fase de assentamento do ensaio Krauss.

Após a fase de aquecimento, com o auxílio do Multímetro Digital Minipa modelo ET 2070 calibrado, juntamente com um termopar tipo K, deve-se medir a temperatura da superfície da roda ou do disco em um ponto não mais que 20 mm afastado do ponto de contato da lâmina de medição. Essa lamina, deve estar em contato com a roda ou com o disco em um ponto não mais do que 10 mm da posição em que o termopar está soldado na face oposta. Para esse valor de temperaturas, deverá ser conhecido o valor correspondente em tensão elétrica medido pelo

sistema de medição de temperatura no computador. O valor da temperatura e da tensão deve ser obtido no mínimo 10 segundos depois que ambos os sensores estiverem colocados na posição de medida, para evitar diferenças devidas a não estabilização. A leitura do valor de tensão é feita pelo programa de calibração de sinais (fig.3.18). O valor de tensão elétrica medida no canal correspondente a temperatura é a média de 50 medições dessa tensão. Este procedimento deve ser repetido mais onze vezes e os valores registrados. Para essas novas medidas, não é necessário o controle da temperatura antes das frenagens. Os resultados obtidos nos itens anteriores devem ser plotados em um gráfico da temperatura obtida no Multímetro Minipa, aqui tido como a referência, em função da tensão elétrica medida pelo sistema de medição de temperatura. A equação que relaciona estas variáveis é obtida pelo método dos mínimos quadrados, utilizando o programa Microsoft Excel. Esse resultado deverá ser utilizado para transformar a tensão elétrica lida a cada instante pelo sistema de medição de temperatura em valores de temperatura em graus Celcius (C), a fim de permitir o cálculo da temperatura real durante o ensaio. A figura 3.25 mostra o Multímetro Minipa montado juntamente com o Termopar tipo K, utilizado para a calibração da temperatura no BD e no DEA.



**Figura 3.25** – Multímetro Minipa, Modelo ET-2070 , com termopar tipo K calibrado

O gráfico da figura 3.26 e 3.27, mostra a curva de calibração de temperatura obtida para o BD e para o DEA que utilizam os mesmos equipamentos de medição.

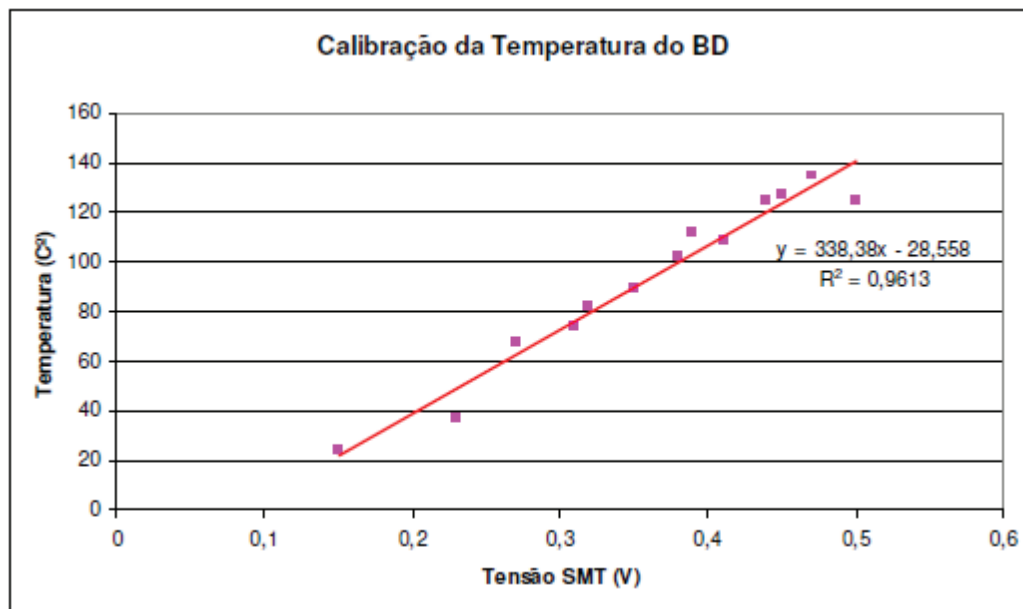


Figura 3.26 – Gráfico da curva de calibração da Temperatura do BD

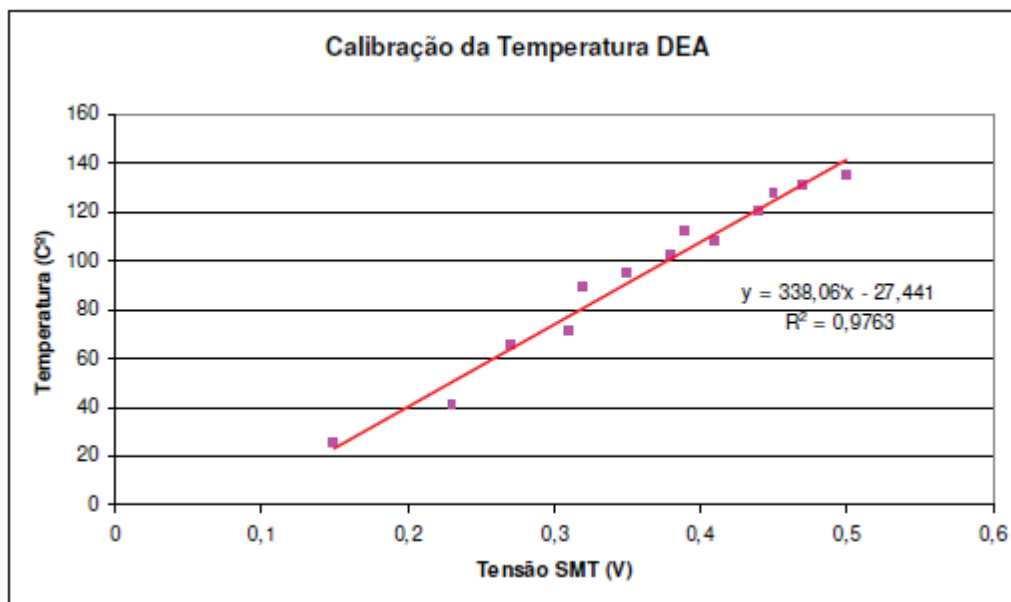


Figura 3.27 – Gráfico da curva de calibração da Temperatura do BD e do DEA

### 3.3.3.1 – Incertezas na Medição da Temperatura do BD e do DEA

A avaliação da incerteza nos valores de temperatura obtidos no BD e no DEA, é derivada dos equipamentos utilizados durante o processo de calibração. Para isso devem ser consideradas as seguintes incertezas:

- U1 - Incerteza derivada da resolução do computador com a placa de aquisição de 12 bits com 0,00141 volts no fundo de escala: valor= 0,5 [C]
- U2 - Incerteza na estimativa do valor da equação (calculada): valor= 7,2 [C]
- U3: Incerteza do termômetro digital (certificado IOPE-RT-LT-021463)  
Para o BD e DEA: valor= 0,1 [C]

Aplicando a equação 3.6 e calculando a incerteza total combinada do sistema de medição de temperatura, tem-se:

- Para o BD e DEA

$$U_T = 7,2 \quad [C] \quad (3.18)$$

### 3.3.4 - Calibração do Sistema de Medição de Velocidade do BD e do DEA

O sistema de medição de velocidades do BD, consiste em um taco-gerador acoplado ao motor elétrico de acionamento, cuja velocidade é controlada por um conversor. A saída do tacogerador é lida pelo conversor e este possui um sistema eletrônico que utiliza o valor lido para ajuste da velocidade. Esta saída é na forma de tensão elétrica. O sinal do taco-gerador é transformado em rotação e esta é apresentada num indicador digital no painel do conversor. O mesmo sinal é medido pelo sistema de aquisição de dados do BD, após passar por um redutor de tensão, e o resultado deve ser transformado em velocidade para fins de ensaio. Esta velocidade é a velocidade linear da superfície de rolamento da roda, que possui o diâmetro de 914 mm, com tolerância de décimos de milímetros. A roda gira a uma rotação três vezes menor que a do motor, já que existe um redutor com essa relação de transmissão entre o motor e o eixo da roda.

Acoplado à roda está um torquímetro, que possui um medidor de velocidade interno. Esse medidor emite 60 pulsos para cada rotação da roda. A rotação do torquímetro pode ser calculada com a frequência dos pulsos. A velocidade da roda pode ser calculada com a rotação e com o raio da roda.

O sistema de medição de velocidade do DEA é controlado digitalmente por um inversor de frequência que controla diretamente a rotação do motor instalado na máquina. O seu grau de acuracidade segundo catalogo do fabricante é de 0,01% a temperatura ambiente de  $25^{\circ} \text{C} \pm 10^{\circ} \text{C}$ , oque nos garante um bom grau de precisão durante os ensaios.

O Sistema de aquisição das medidas de velocidade do BD é composto pelo computador com a placa de aquisição de dados National Instruments PCI 6024E, junto com o módulo de conexão de sinais National Instruments SCB-68 (fig. 3.7)

A calibração das medidas de velocidade do BD consiste em obter o sinal de tensão elétrica que sai do taco-gerador, passa pelo redutor de tensões elétricas e chega ao programa de aquisição de sinais do computador (fig. 3.18).

Para o procedimento de calibração é utilizado um medidor de frequência calibrado do LAME (Laboratório Manutenção de Equipamentos da Unicamp). No BD esse medidor de frequência é conectado à saída de velocidades do torquímetro Himmelstein, modelo 8-02 T/A (fig.3.8. Essa saída gera 60 pulsos para cada rotação do eixo da roda ou do disco. A frequência dos pulsos dividida por 60 dá então a frequência de rotação da roda ou do disco. Para cada valor de rotação a ser calibrada, é registrado o valor da frequência ( $f$ ) medida com o medidor de frequência do LAME e o valor da tensão elétrica é lido através do programa de aquisição de sinais. As rotações a serem calibradas seguem uma ordem crescente e uma ordem decrescente, sendo o procedimento repetido por duas. O valor das leituras de tensão elétrica gerada, corresponde à média de 50 leituras feitas no canal de velocidade da placa de aquisição. O valor da frequência é transformado em velocidade utilizando, o valor da frequência ( $f$ ) registrado, que representa 60 vezes a rotação do eixo da roda ou do disco, já que a cada rotação, o medidor de frequência conta 60 pulsos. Se a frequência for em Hertz, significa que a velocidade de rotação do eixo da roda ( $n_R$ ) será medida em rotações por segundo. Assim:

$$n_R = f/60 \quad (3.19)$$

Em cada rotação a roda caminha o equivalente a um perímetro. Para um diâmetro da roda ou do disco igual a ( $D$ ) (em metros), uma rotação significa:

$$n = \pi \cdot D \quad (3.20)$$

Desta forma, a velocidade da roda ou do disco ( $v$ ) em metros por segundo é:

$$v = R_R \cdot \pi \cdot D = f \cdot \pi \cdot D / 60 \quad (3.21)$$

Para calcular a velocidade em km/h basta multiplicar ( $v$ ) por 3,6. Considerando ( $D$ ) o diâmetro efetivo de atrito da roda ou do disco em mm, com tolerância de usinagem de décimos de milímetros. Assim, a velocidade em m/s fica:

$$v = f \cdot \pi \cdot D \cdot 3,6 / 60 \quad (3.22)$$

A equação de conversão da frequência em velocidade anterior deve ser utilizada na transformação da frequência média calculada, em velocidade média.

A equação que relaciona a velocidade à tensão elétrica medida no computador deve ser utilizada no programa de ensaios para a transformação instantânea da tensão lida no computador para velocidade (em metros por segundo ou km/h). A figura 3.27 mostra o gráfico da curva de calibração da velocidade obtida para o BD.

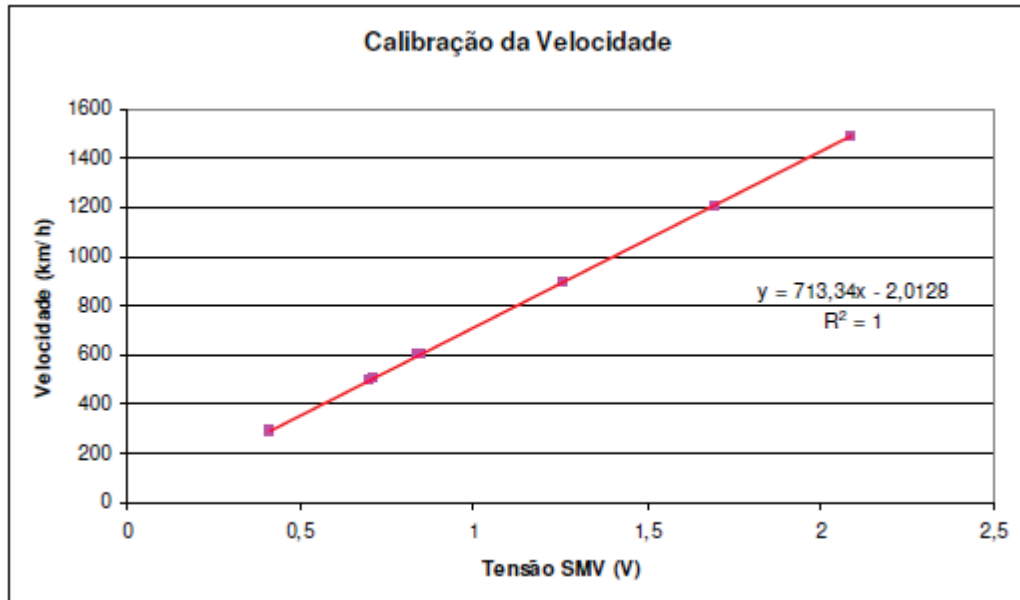


Figura 3.28 – Gráfico da curva de calibração da Velocidade do BD



### 3.3.4.1 – Incertezas na Medição da Velocidade do BD (U)

A avaliação da incerteza da velocidade medida no BD, é derivada dos equipamentos utilizados durante o processo de calibração. Para isso devem ser consideradas as seguintes incertezas:

- U1 - Incerteza derivada da resolução do computador com a placa de aquisição de 12 bits com 0,00141 volts no fundo de escala: valor= 0,057 [km/h] (obtido da equação da reta)
- U2 - Incerteza na estimativa do valor da equação (calculada): valor= 0,148 [km/h]
- U3: Incerteza no calculo da velocidade em km/h para o BD: valor= 0,20 [km/h]

Aplicando a equação 3.6 e calculando a incerteza total combinada do sistema de medição da velocidade do BD, tem-se:

$$UT= 0,255 \quad [\text{km/h}] \quad (3.23)$$

### 3.4 – Definição das Etapas e Novos Parâmetros de Ensaios

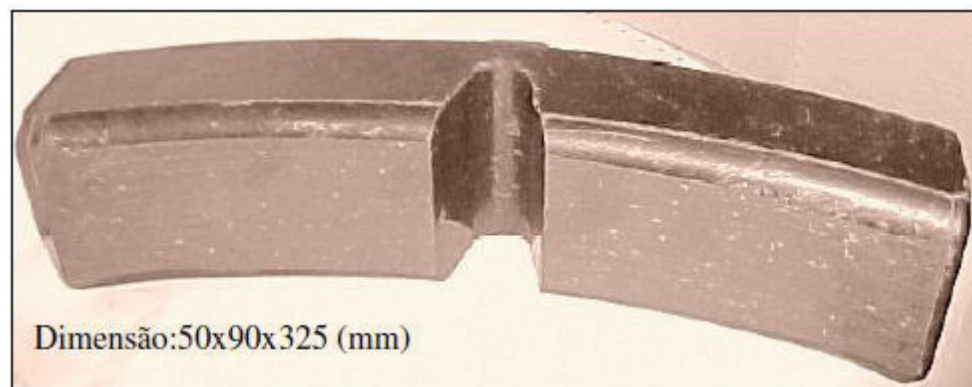
Os ensaios serão baseados na parte de frenagem em velocidade constante do procedimento BD-01 e na Norma A.A.R., e se dividirão em duas etapas. Na primeira etapa serão feitos ensaios de frenagem utilizando o Banco Dinamométrico (BD), em sapatas ferroviárias novas, seguindo as recomendações das normas citadas, e na segunda etapa serão feitos ensaios de frenagem constante utilizando o Dispositivo de Ensaio de Amostra (DEA), nas novas condições definidas para os ensaios. Os resultados de ambos os ensaios serão coletados para serem analisados e comparados posteriormente. Estas etapas são mostradas detalhadamente na seqüência.

### 3.4.1 – Ensaio de Frenagem em Sapatas Ferroviárias

As condições de ensaio recomendadas pelas normas citadas são as seguintes:

- velocidade constante na roda ferroviária igual a 9,027 m/s (32,5 km/h);
- tempo de aplicação do freio: 2700 segundos (45 minutos);
- o ensaio é feito para condição de rampa leve com força aplicada na sapata de 4118,5 N (420 kgf)  $\pm$  4%, e para a condição de rampa pesada com força aplicada na sapata de 6471,9 N (660 kgf)  $\pm$ 4%;
- para o ensaio de rampa leve a força de atrito média em cada sapata não deverá ser inferior a 1333,7 N (136 kgf), e para o ensaio de rampa pesada não deverá ser inferior a 1784,8 N (182 kgf). Como não se trata de um ensaio de análise de conformidade, esses parâmetros serão utilizados apenas para verificação. Caso algum material não atenda as especificações, o seu emprego não será invalidado.

Para definição dos parâmetros de ensaio, é necessário conhecer algumas informações dimensionais e alguns dados quantitativos do tipo de sapata utilizada, mostrada na figura 3.29.



**Figura 3.29** – Sapata Ferroviária

Nos ensaios foram utilizadas 8 sapatas de composição orgânica de alto coeficiente de atrito. Seguindo o procedimento de trabalho do Lafer, estas sapatas foram registradas com os seguintes códigos: **LFS05, LFS06, LFS07, LFS08, LFS09, LFS10, LFS14, LFS15.**

A sapata tem uma área útil calculada através de suas dimensões (mostradas na figura 3.29) igual a 25365 mm<sup>2</sup>, e volume igual 1192155 mm<sup>3</sup>. Calculando a força por mm<sup>2</sup> ou pressão específica tem-se:

- Considerando ( $p_s$ ) a pressão na sapata, para a condição de força leve na sapata F=4118,5 N (420 kgf)

$$p_s = \frac{4118,5}{25365} \Leftrightarrow p_s = 0,1623 \quad [\text{N/mm}^2] \quad (3.24)$$

- Para a condição de força pesada na sapata F=6471,9 N (660 kgf)

$$p_s = \frac{6471,9}{25365} \Leftrightarrow p_s = 0,255 \quad [\text{N/mm}^2] \quad (3.25)$$

Considerando, para efeito de calculo,  $\mu = 0,3$  como sendo o coeficiente de atrito médio da sapata, para as forças normais aplicadas a força de atrito na sapata será:

- Para a condição de força leve na sapata F=4118,5 N (420 kgf)

$$F_a = 4118,5 \cdot 0,3 \Leftrightarrow F_a = 1235,5 \quad [\text{N}] \quad (3.26)$$

- Para a condição de força pesada na sapata F=6471,9 N (660 kgf)

$$F_a = 6471,9 \cdot 0,3 \Leftrightarrow F_a = 1941,6 \quad [\text{N}] \quad (3.27)$$

### 3.4.2 – Ensaio de Frenagem Constante nas Amostras (Pastilha)

As condições reais do ensaio serão definidas a partir dos parâmetros similares e de testes iniciais. O ensaio inicialmente partirá das mesmas condições estabelecidas para o Banco Dinamométrico, levando em consideração as relações dimensionais existentes entre a amostra do material de atrito e a sapata, além da capacidade de cada dispositivo de ensaio.

As amostras foram retiradas das 8 sapatas ferroviárias ensaiadas no BD, sendo 4 amostras de cada sapata. Posteriormente foram rebitadas em plaquetas metálicas, modelo do automóvel Gol 1.6, previamente preparadas para o processo. A figura 3.30 mostra o modelo da amostra (pastilha) utilizada.



**Figura 3.30**– Amostra de Material de Atrito (Pastilha) retirada da Sapata Ferroviária

O processo de retirada das amostras (pastilhas) da sapata, baseou se nas especificações da norma NBR 7535/1982, que define a região de onde devem ser retiradas amostras em sapatas não metálicas. Entre os cuidados tomados, durante a retirada dos corpos de prova o código da amostra e a identificação da superfície de atrito já ensaiada, foram priorizados.

Através das dimensões do modelo da amostra e da condição de linearidade dimensional em relação à sapata, algumas relações quantitativas podem ser estabelecidas. Conforme mostrado na figura 3.30, as dimensões úteis da amostra são: espessura de 13,5 mm ; largura igual a 40,0 mm ; comprimento igual a 72,0 mm; área calculada é igual a 2880 mm<sup>2</sup> (0,00288 m<sup>2</sup>). Considerando que da área útil da pastilha, na região dos cantos superiores não ocorre atrito com o disco de freio, devido ao raio externo não passar nestas regiões, deve se subtrair dos cálculos estes valores. Dimensionalmente a soma dos dois cantos representa uma área de 80 mm<sup>2</sup>. Pela relação de áreas entre a amostra e a sapata, considerando que na sapata ferroviária é aplicada uma pressão pneumática para condição leve igual a  $p_s = 0,1623$  [N/mm<sup>2</sup>] e para a condição pesada igual a  $p_s = 0,255$  [N/mm<sup>2</sup>], as forças aplicadas na amostra ( $F_p$ ) para nova condição de ensaio devem ser:

- Para a condição de força leve na sapata F=4118,5 N (420 kgf)

$$F_p = A_p \cdot p_s \Leftrightarrow F_p = 2800 \cdot 0,1623 \Leftrightarrow F_p = 454,5 \quad [\text{N}] \quad (3.17)$$

- Para a condição de força pesada na sapata F=6471,9 N (660 kgf)

$$F_p = A_p \cdot p_s \Leftrightarrow F_p = 2800 \cdot 0,255 \Leftrightarrow F_p = 714 \quad [\text{N}] \quad (3.18)$$

Considerando, para efeito de calculo,  $\mu = 0,3$  como sendo o coeficiente de atrito médio da sapata, para as forças normais aplicadas a força de atrito esperada na amostra será:

- Para a condição de força leve na sapata F=454,5 N

$$F_{at} = 454,5 \cdot 0,3 \Leftrightarrow F_{at} = 136,4 \quad [\text{N}] \quad (3.19)$$

- Para a condição de força pesada na sapata F=714,0 N

$$F_{at} = 714 \cdot 0,3 \Leftrightarrow F_{at} = 214,2 \quad [\text{N}] \quad (3.20)$$

### 3.4.2.1 – Avaliação da Capacidade de Torque

Como o dispositivo proposto é baseado no dispositivo utilizado no Ensaio Krauss original que ensaia as características de atrito de pastilhas de freio a disco, o ensaio está limitado pelas características do DEA. Sendo assim, é necessário verificar se o dispositivo é capaz de atender as novas condições de ensaio propostas.

Os dados seguintes mostram as características do DEA e servem para verificação, quanto à capacidade.

- Potência do motor igual 60 CV;
- Rotação de regime do motor igual a 1775 rpm, variável através do inversor de frequência;
- Redução do redutor instalado igual a 1:2,5;
- Raio efetivo do disco do automóvel Gol 1.6  $R_e = 96$  mm (0.096 m)

Segundo a ABNT MB-912/ 1978, a rotação necessária para o ensaio Krauss é de 660 rpm. Isso mostra que o DEA atende ao ensaio KRAUSS, já que a rotação do motor de 1775 rpm, dividido pela redução do redutor 2,5 é igual a 710 rpm.

Para a condição do ensaio de frenagem constante no banco dinamométrico, é recomendada pela norma A.A.R. M926/92 ou BD-01 a velocidade constante na superfície da roda ferroviária de  $v = 9,027$  m/s (32,5 km/h). Considerando os equipamentos instalados no DEA, a rotação necessária para o ensaio será:

$$v = \frac{\pi dn}{60} \Leftrightarrow n = \frac{60 \cdot 9,027}{\pi \cdot 2 \cdot 0,096} \Leftrightarrow n = 897,93 \quad [\text{rpm}] \quad (3.21)$$

Nessa equação o diâmetro é substituído por duas vezes o raio efetivo do disco correspondente à pinça ensaiada. A pastilha mostrada na figura 3.30 é utilizada no automóvel Gol 1.6, e o raio efetivo de atrito, do seu disco de freio é 96 mm (0,096 m). Isso significa que a pastilha esta sendo ensaiada com a velocidade no seu raio efetivo de atrito, diferente do que acontece com a sapata, onde o raio efetivo de atrito é toda a área da superfície da roda em contato com toda área da superfície da sapata.

O valor de rotação  $n = 897,93$  rpm é o valor estabelecido para o disco de freio para as mesmas condições do ensaio de frenagem constante feita no banco dinamométrico, porém o motor tem um acréscimo na sua rotação de regime de trabalho. Portanto, é necessário que seja verificada a capacidade de torque deste nesta rotação. Considerando a rotação de regime de trabalho do motor  $n = 1775$  rpm e a redução 1:2,5 do redutor, teremos no disco de freio instalado junto ao DEA, uma rotação  $n = 710$  rpm. Para esta rotação, o torque ( $T$ ) máximo no disco de freio, será portanto:

$$T = 716,2 \cdot \frac{60}{710} \cdot 9,806 \Leftrightarrow T = 593,5 \quad [\text{N.m}] \quad (3.22)$$

Para a máquina KRAUSS original com rotação de trabalho igual a 660 rpm. Aplicando este valor na equação acima, o valor do torque é igual a  $T = 638,5$  [N.m].

Considerando que no DEA são montadas duas pastilhas ( $NP = 2$ ), o torque necessário para realizar o ensaio na mesma condição de pressão específica do procedimento BD-01 para o ensaio pesado (Equação 3.20) pode ser calculado por:

$$T = F_{at} \cdot N_p \cdot R_c \Leftrightarrow T = 220,3 \cdot 2 \cdot 0,096 \Leftrightarrow T = 42,2 \quad [\text{N.m}] \quad (3.23)$$

O valor calculado é menos que 10 % da capacidade de torque da DEA e da máquina Kraus original, o que indica que indica que o sistema de acionamento instalado é mais que suficiente.

### 3.4.2.2 – Avaliação da Velocidade e Pressão Específica no Ensaio

A velocidade máxima de ensaio permitida para a condição de regime do motor no DEA é calculada por:

$$v = \frac{\pi \cdot 2 \cdot 0,096 \cdot 710}{60} \Leftrightarrow v = 7,1 \quad [\text{m/s}] \quad (3.24)$$

Utilizando a expressão acima, verifica-se que, para a máquina K, a velocidade é 6,63 m/s para a rotação de 660rpm.

Como a máquina KRAUSS original tem rotação fixa, seria adequado que o ensaio fosse feito nessa rotação. Isso permitiria a adoção do procedimento pelas empresas fabricantes, sem a necessidade de investimento adicional. Para que isso seja feito é necessário avaliar a influência dessa alteração de parâmetros sobre as variáveis que se deseja analisar. O desgaste é o principal fator levado em conta pelas operadoras ferroviárias.

A manutenção do desgaste em níveis adequado, seguindo os valores obtidos para os materiais originais, implica que um eventual novo material entregue em um novo lote não irá causar agressão às rodas de forma diferente do que o material original, no que se refere ao desgaste. Quanto ao aquecimento e agressão química, seriam necessários testes adicionais específicos de condutibilidade e químicos.

Segundo Juvinal (1991) e outros autores conceituados, o desgaste ( $\delta$ ) é proporcional ao trabalho de atrito ( $WT$ ). Assim sendo, a potência de atrito ( $\dot{W}T$ ) é proporcional a taxa de desgaste ( $\dot{\delta}$ ). A equação 3.25 mostra que a potência de atrito depende da velocidade ( $v$ ) e da força de atrito ( $F_{at}$ ).

$$\dot{\delta} \approx W_T = F_{at} \cdot v \quad (3.25)$$

A força de atrito, por sua vez, pode ser calculada como o produto entre o coeficiente de atrito ( $\mu$ ) e a força normal ( $F_n$ ) conforme a equação 3.26. Essa última é o produto da pressão específica ( $p$ ) pela área de contato da pastilha ( $A_p$ ).

$$\dot{\delta} \approx F_{at} \cdot v = F_n \cdot \mu \cdot v = p \cdot A_p \cdot \mu \cdot v \quad (3.26)$$

Assim, o desgaste é proporcional ao produto ( $p \cdot v$ ). No entanto, mesmo supondo que a área de contato da pastilha não varie, o coeficiente de atrito não é constante, e varia principalmente com a pressão específica, com a velocidade e com a temperatura, além de outros fatores de menor influência.



Supondo que o coeficiente de atrito seja constante, o desgaste poderia ser obtido em uma condição de velocidade diferente da original, simplesmente variando proporcionalmente a pressão específica. Assim, se utilizarmos a rotação da máquina KRAUSS que leva a uma velocidade efetiva de 6,63 m/s, será necessário utilizar um novo valor de pressão que atenda a seguinte equação:

$$p \cdot v \text{ constante} \Leftrightarrow p_s \cdot v_R = p_p \cdot v_{efD} \Leftrightarrow p_p = \frac{p_s \cdot v_R}{v_{efD}} \quad (3.27)$$

Nessa equação ( $p_s$ ) é a pressão feita na sapata no ensaio de frenagem constante do BD e ( $v_R$ ) é a velocidade periférica da roda ferroviária. A variável ( $p_p$ ) é a pressão na pastilha e ( $v_{ef,D}$ ) é o raio efetivo do disco de freio do DEA.

Para o caso de ensaio de carga leve, a pressão específica é 0,1623 N/mm<sup>2</sup> e a pressão no novo ensaio deve ser então:

$$p_p = \frac{0,1623 \cdot 9,027}{6,63} \Leftrightarrow p_p = 0,22 \quad [\text{N/mm}^2] \quad (3.28)$$

Para o caso de ensaio de carga pesada, a pressão específica é 0,255 n/mm e a pressão no novo ensaio deve então:

$$p_p = \frac{0,255 \cdot 9,027}{6,63} \Leftrightarrow p_p = 0,347 \quad [\text{N/mm}^2] \quad (3.29)$$

Para utilizar estes valores de pressão é necessário que o coeficiente de atrito seja constante, ou que sua variação em relação aos parâmetros listados seja conhecidos.

O aumento de cerca de 36% na força máxima de atrito estimada causada pelo aumento na pressão específica máxima implica em um aumento de torque estimado na mesma proporção. O novo valor de torque seria de cerca de 56,0 N.m, o que ainda implicaria em um valor significativamente menor do que a capacidade dos dispositivos.

### 3.4.2.3 – Cálculo da Força Normal na Pastilha

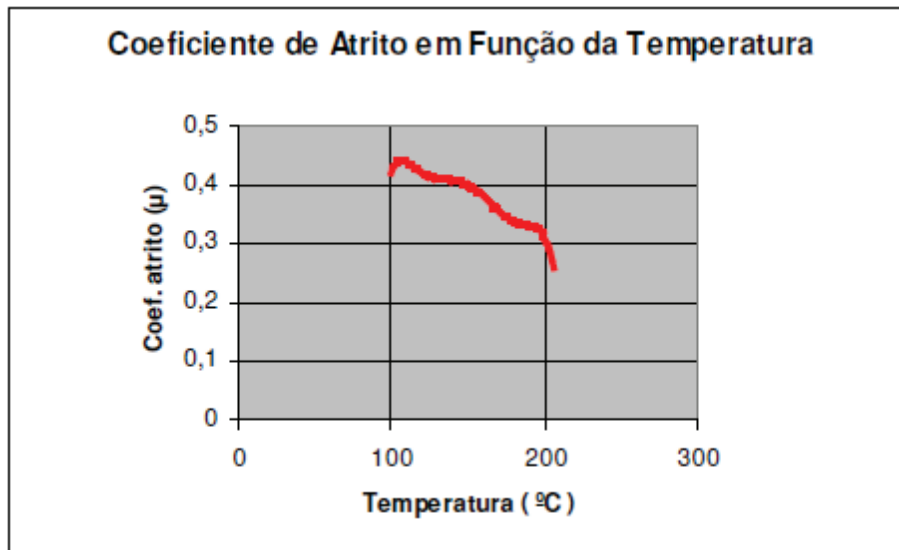
Para o ensaio leve a pressão específica na pastilha deve ser 0,22 N/mm<sup>2</sup> (eq. 3.28). Como a área útil da pastilha é 2800 mm<sup>2</sup>, a força normal para manter o produto ( $p \cdot v$ ) constante é 616 N. Para o ensaio pesado a pressão específica na pastilha deve ser 0,347 N/mm<sup>2</sup> (eq. 3.29) e a força normal para manter o produto ( $p \cdot v$ ) constante é 972 N.

### 3.4.3 – Influência das Condições do Ensaio no Coeficiente de Atrito ( $\mu$ )

Os três fatores que influenciam o coeficiente de atrito, supondo constantes as condições de acabamento superficial dos corpos em contato e condições ambientais são: a temperatura, a velocidade e a pressão específica.

#### 3.4.3.1 – Influência da Temperatura

Normas internacionais para avaliação de material de atrito (A.B.A., 1975) indicam que temperaturas inferiores a 340 °C não afetam significativamente a vida do material de atrito. No entanto, os resultados de ensaios realizados no dinamômetro e apresentados no capítulo 4 mostram que existe influência no coeficiente de atrito, conforme mostrado no gráfico característico da figura 3.31.



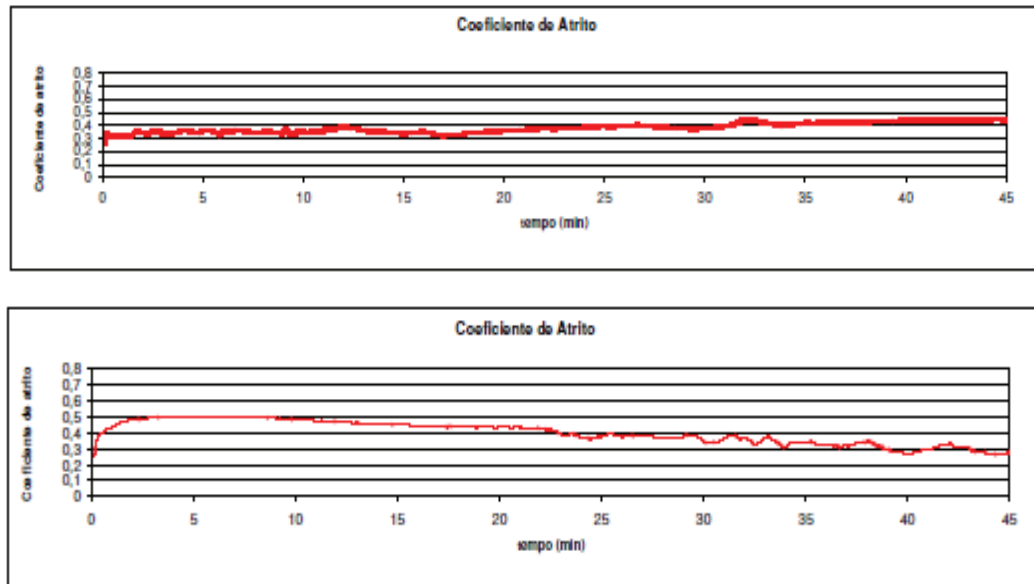
**Figura 3.31** – Variação do Coeficiente de Atrito com a Temperatura no Ensaio com Força Pesada (Sapata LFS07)

O gráfico da figura 3.31 mostra que o coeficiente de atrito é sensível à variação da temperatura, conforme afirmado anteriormente. É possível observar claramente que no início do ensaio, quando a temperatura passou da faixa de 100° C, o coeficiente de atrito começou a diminuir gradativamente, chegando a 0,22 no final do ensaio (45 minutos), quando a temperatura atingiu a faixa de 200° C. Este gráfico está representando uma gama de ensaios feitos neste trabalho, e demonstra que o coeficiente de atrito para esses tipos de sapatas analisadas decresce com o aumento da temperatura.

### 3.4.3.2 – Influência da Pressão Específica

Os ensaios realizados no Banco Dinamométrico mostram que existe diferença nos resultados obtidos quando se utilizam os valores de força normal para ensaios leves e pesados. A figura 3.32, mostra o resultado do coeficiente de atrito em função do tempo, para os dois valores de pressão. Pode-se notar, observando os gráficos de força leve e pesada, que o coeficiente de

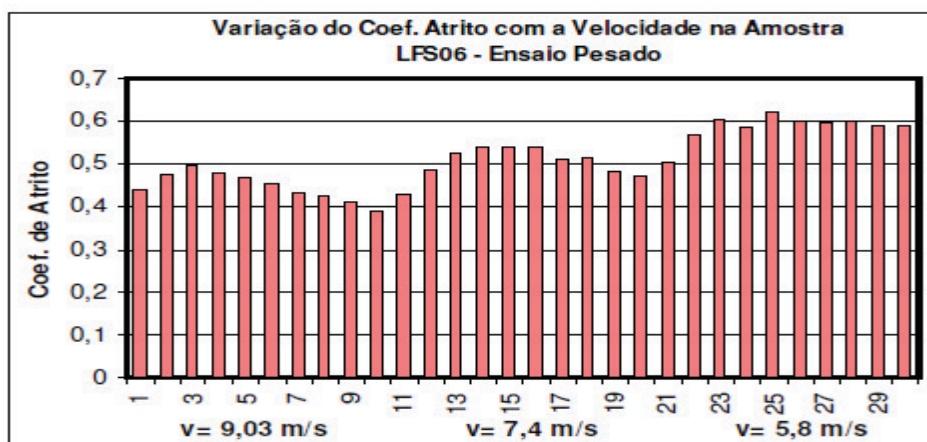
atrito é menos constante em função do tempo, quando a pressão específica é maior para a condição de força pesada de ensaio, e para a condição de força leve ele se mantém constante, variando muito pouco.



**Figura 3.32** – Variação do Coeficiente de Atrito em Função do Tempo (Sapata LFS06- Força Leve – Força Pesada).

### 3.4.3.3 – Influência da Velocidade

Foram realizados dois tipos de ensaio para avaliar a influência da velocidade. O primeiro consiste em ensaiar sapatas em frenagem de parada e partir de diversas velocidades iniciais. Os resultados dos testes trabalhados fazem parte de outra dissertação de mestrado em andamento. A figura 3.33, mostra o resultado de uma seqüência de paradas realizadas em sapatas de um dos tipos analisados nessa dissertação.



**Figura 3.33** – Variação do Coeficiente de Atrito com a Velocidade para Amostras de Sapatas

Nestes gráficos verifica-se que para qualquer faixa de velocidade onde se inicia o teste de parada, conforme ocorre à diminuição da velocidade, há o aumento do coeficiente de atrito. Esta variação é gradativa em ambos os testes, apresentando comportamento parecido.

Um segundo método de avaliar a influência da velocidade foi testada. Consistiu em realizar os ensaios no DEA em três pares de material de atrito nas condições leve e pesada, com a mesma pressão estipulada no item 3.4.2.2, mas com a velocidade efetiva do ensaio sendo variada em dois níveis. O primeiro com velocidade igual a 5,8 m/s e o segundo com velocidade igual a 7,4 m/s.

Os gráficos 3.34 demonstram a variação do coeficiente de atrito com a velocidade, para os 3 níveis de velocidade testados.

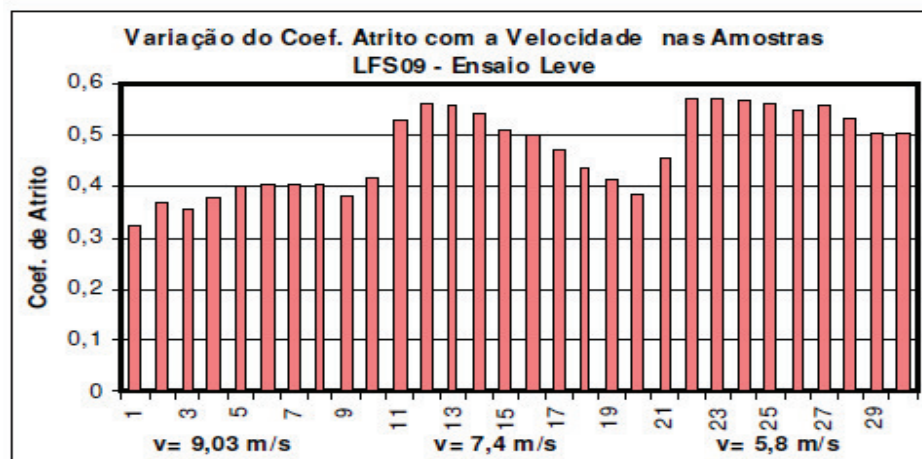


Figura 3.34 – Variação do Coeficiente de Atrito com a Velocidade para Amostras de Sapatas

## 4 ANÁLISE EXPERIMENTAL, RESULTADOS E DISCUSSÕES

Conforme descrito no capítulo anterior, foram realizados ensaios de rampa em oito amostras de sapatas de freio, denominadas LFS05, LFS06, LFS07, LFS08, LFS09, S10, S14 e S15. As primeiras quatro sapatas (Sapatas tipo 1) são de um mesmo tipo, as sapatas LFS09 e S10 são de um segundo (Sapatas tipo 2) e as demais de um terceiro tipo (Sapatas tipo 3). Todas são utilizadas no mercado nacional, segundo seus fornecedores.

Após os ensaios, essas sapatas foram destruídas para a extração de amostras, que foram fixadas em contra-pastilhas, para a realização dos ensaios no DEA.

Este capítulo apresenta os resultados obtidos com ambos os tipos de ensaio e os compara, a fim de verificar se existe relação possível entre o desgaste e o coeficiente de atrito quando analisados em ensaios diferentes.

## 4.1 Ensaio em Sapatas

As sapatas foram ensaiadas sem assentamento inicial, apenas com o lixamento em um dispositivo especialmente construído para obter o mesmo raio de curvatura da roda. A roda, de 36 pol (914,4 mm), foi previamente usinada para extração da inclinação original da banda de rolamento, de 1 para 20, tornando-se cilíndrica. O dispositivo de lixamento tem aproximadamente o mesmo raio de curvatura da roda.

Cada sapata foi ensaiada 6 vezes, num total de quarenta e oito ensaios. A sequência de teste seguiu o procedimento BD-01, ou seja, foi realizado um teste leve e um teste pesado, sendo o par de ensaios repetidos três vezes. As condições do ensaio, as variáveis avaliadas e demais características deste estão detalhadas no capítulo 3.

Após cada um dos ensaios, leve ou pesado, a sapata foi retirada e seu peso foi medido. Esse valor serviu para avaliar o desgaste a partir do seu peso inicial antes de cada ensaio. Em praticamente todas as sapatas houve dificuldades de assentamento inicial; uma baixa porcentagem de assentamento significa uma concentração de potência de frenagem em uma região e um desgaste diferenciado, o que pode comprometer a avaliação.

Devido à dificuldade de assentamento, optou-se por utilizar apenas os últimos dois ensaios de cada uma das seqüências, considerando os quatro primeiros ensaios como um procedimento de assentamento, executado nas mesmas condições dos outros dois. O assentamento nos últimos dois ensaios foi sempre superior a 65 %, permitindo a avaliação mais adequada do desgaste.

Em cada um dos ensaios também foi feita a avaliação do coeficiente de atrito, através dos sistemas de medição descritos no capítulo 3. Como a frenagem foi em velocidade constante e com força de aplicação constante em cada ensaios, foi utilizada a instrumentação para temperatura, a fim de controlar a única variável que poderia estar influenciando nos valores obtidos, além do acabamento superficial.

#### 4.1.1 Resultados para o Desgaste das Sapatas

A tabela 4.1 mostra o peso inicial e final, bem como o desgaste, obtidos em cada um dos ensaios utilizados neste trabalho. Nessa tabela pode-se observar a grande dispersão encontrada, o que pode estar relacionado ao próprio material de atrito e, com menor probabilidade, a diferenças causadas pelo processo de assentamento inicial.

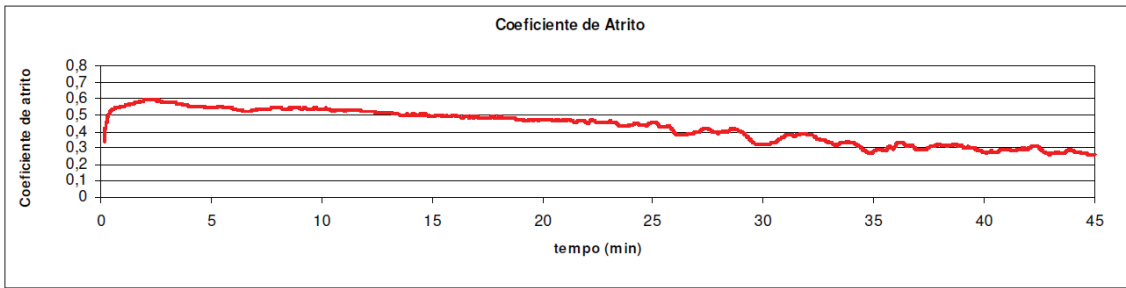
DESGASTE NA SAPATA						
SAPATA	ENSAIO LEVE (g)			ENSAIO PESADO (g)		
	P. INICIAL	P. FINAL	DESGASTE	P. INICIAL	P. FINAL	DESGASTE
LFS05	4125,2	4121,9	3,3	4121,9	4115,4	6,5
LFS06	4093,6	4089,8	3,8	4089,8	4084,9	4,9
LFS07	4103,6	4099,7	3,9	4099,7	4093,3	6,4
LFS08	4116,6	4113,4	3,2	4113,4	4108,4	5
LFS09	3587,2	3586	1,2	3586	3583,6	2,4
LFS10	3607,2	3605,6	1,6	3605,6	3602,5	3,1
LFS14	4108,8	4103,8	5	4103,8	4007,3	6,5
LFS15	4059,9	4055,9	4	4055,9	4050,3	5,6

**Tabela 4.1** - Desgastes em gramas obtidos nos ensaios de rampa em sapatas ferroviárias (BD)

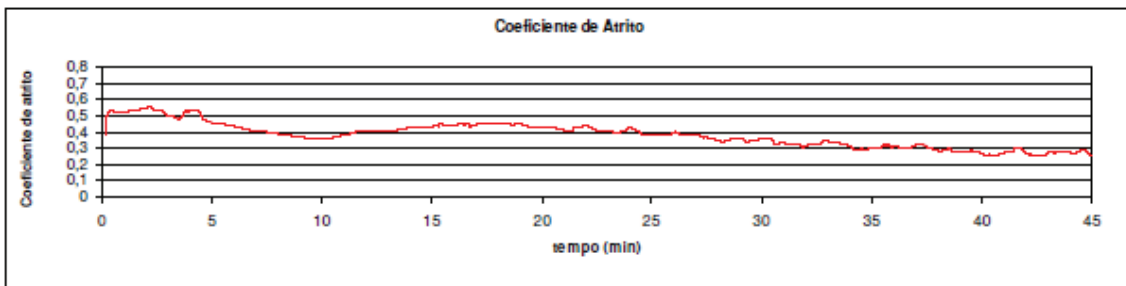
#### 4.1.2 Resultados para o Coeficiente de Atrito das Sapatas

A figura 4.1 e 4.2 mostram o desempenho de duas sapatas, a fim de ilustrar o comportamento de todo o conjunto. A primeira mostra a variação do coeficiente de atrito na sapata LFS05, de um fabricante, e a segunda mostra a variação para a sapata LFS09, de outro fabricante, ambos para o ensaio pesado. Os gráficos para coeficiente de atrito e temperatura ao longo do tempo, para todos os ensaios realizados, encontram-se no anexo 1.





**Figura 4.1** – Variação do Coeficiente de Atrito na Sapata LFS05 (Ensaio Pesado no BD)



**Figura 4.2** – Variação do Coeficiente de Atrito na Sapata LFS09 (Ensaio Pesado no BD)

## 4.2 Ensaios em Amostras Retiradas das Sapatas

As amostras foram retiradas das sapatas por máquina policorte, seguido de usinagem, rebitagem na contra-pastilha e retifica final, para manter o paralelismo com a base da contra pastilha. Um procedimento especial para rebitagem foi desenvolvido, permitindo que toda a superfície exposta pudesse ser empregada no contato com o disco. Quatro amostras foram retiradas de cada sapata. As amostras foram denominadas aleatoriamente com as letras A, B, C e D. A seguir, foram formados os pares A/B e C/D, que foram ensaiados em cada corrida.

O processo de assentamento inicial para cada par A/B ou C/D, de cada sapata, foi o recomendado na norma brasileira que trata do ensaio Krauss. Após a verificação de assentamento superior a 80% e pesagem, foi realizada uma sequência de três ciclos de rampas com carga leve,

com aplicação de freios de 10 segundos, seguido de alívio de 12 segundos, repetidas 10 vezes por ciclo. Um novo ciclo só poderia recomeçar com temperatura abaixo de 100 oC. Essa sequência, previamente estudada, não causaria a elevação da temperatura além da encontrada nos ensaios de sapatas para a ensaio pesado e foi mantida para ensaios leves também. Na realidade, os valores de temperatura máxima ficaram abaixo dos encontrados nos ensaios para as sapatas. Após o ensaio leve, as amostras (pastilhas) foram retiradas e pesadas, uma a uma.

As amostras foram reinstaladas no caliper e foi realizada a mesma sequência definida no parágrafo anterior, mas com carga pesada e sem um assentamento adicional. Após o ensaio, as amostras foram novamente pesadas uma a uma.

#### 4.2.1 Resultados para o Desgaste das Amostras

A tabela 4.2 mostra os resultado para o desgaste de cada uma das amostras ensaiadas. Podese notar uma grande dispersão dos valores, mesmo entre amostras retiradas da mesma sapata. Também há diferenças significativas entre amostras ensaiadas no mesmo par.

DESGATE NAS AMOSTRAS (PASTILHAS)												
SAPATA	PASTILHA - A/B (g)						PASTILHA - C/D (g)					
	LEVE	LEVE	MÉDIA	PESADA	PESADA	MÉDIA	LEVE	LEVE	MÉDIA	PESADA	PESADA	MÉDIA
LFS05	0,06	0,06	0,06	0,13	0,17	0,15	0,14	0,21	0,175	0,22	0,21	0,215
LFS06	0,13	0,11	0,12	0,04	0,13	0,085	0,1	0,1	0,1	0,15	0,17	0,16
LFS07	0,22	0,2	0,21	0,27	0,22	0,245	0,11	0,13	0,12	0,21	0,2	0,205
LFS08	0,18	0,16	0,17	0,25	0,27	0,26	0,17	0,16	0,165	0,28	0,31	0,295
LFS09	0,09	0,06	0,075	0,13	0,07	0,1	0,06	0,06	0,06	0,17	0,14	0,155
LFS10	0,11	0,13	0,12	0,14	0,07	0,105	0,11	0,12	0,115	0,16	0,13	0,145
LFS14	0,1	0,04	0,07	0,3	0,29	0,295	0,07	0,1	0,085	0,25	0,23	0,24
LFS15	0,14	0,1	0,12	0,23	0,27	0,25	0,3	0,17	0,235	0,25	0,31	0,28

**Tabela 4.2.** Desgastes em gramas obtidos nos ensaios de rampa nas amostras de sapatas (DEA)

#### 4.2.2 Resultados para o Coeficiente de Atrito das Amostras

As figuras 4.3 e 4.4 mostram o comportamento de duas amostras retiradas das sapatas, a fim de ilustrar o seu comportamento. A primeira mostra a variação do coeficiente de atrito na sapata LFS05 (A/B) e a segunda mostra a variação para a sapata LFS09 (A/B), ambos para o ensaio pesado. Os gráficos para coeficiente de atrito e temperatura ao longo do tempo, para todos os ensaios realizados, encontram-se no anexo II.

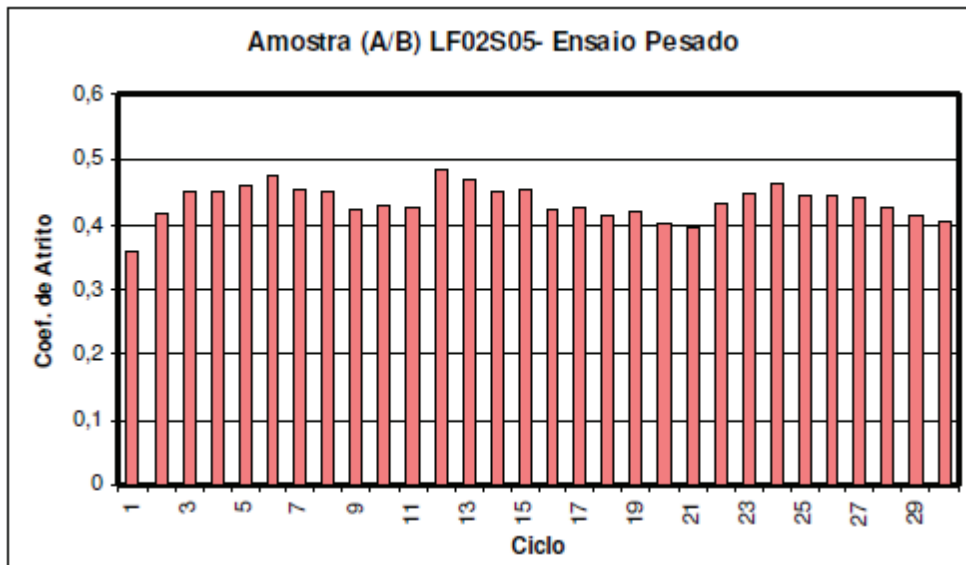
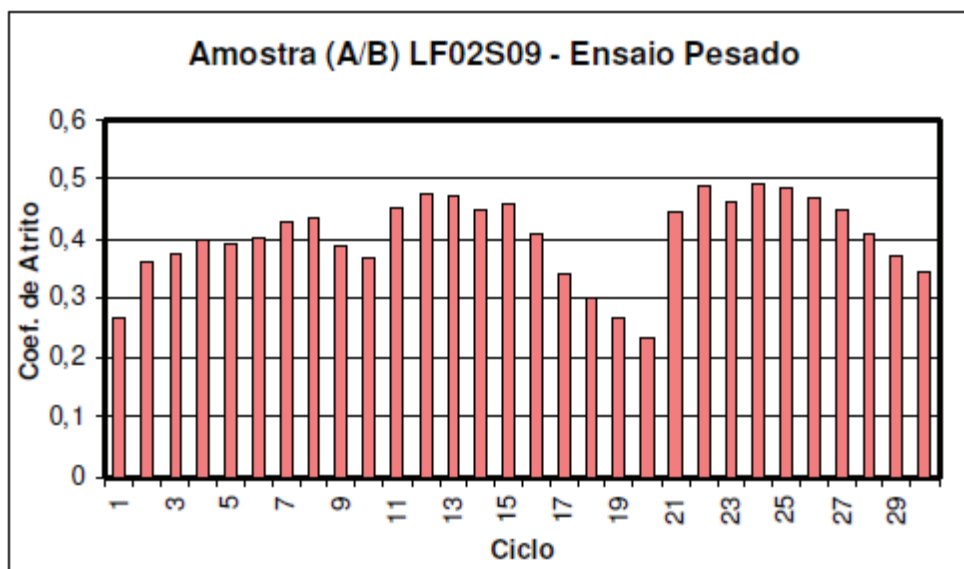


Figura 4.3 – Variação do Coeficiente de Atrito nas amostras LFS05 (A/B - Ensaio Pesado)



**Figura 4.4.**– Variação do Coeficiente de Atrito na Sapata LFS09 (A/B - Ensaio Pesado)

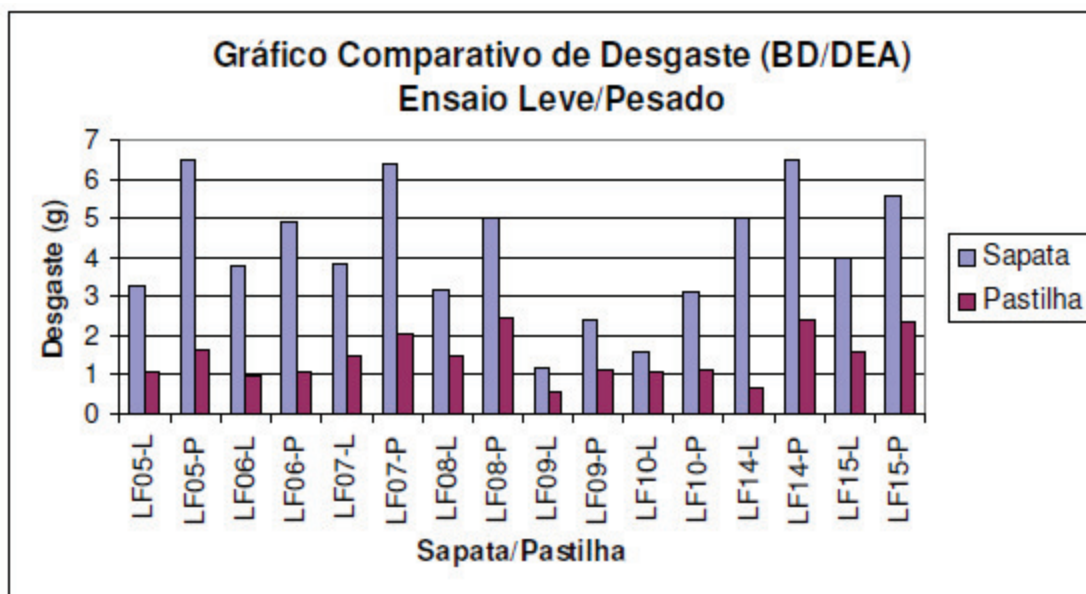
### 4.3 Discussão dos Resultados

Os resultados apresentados anteriormente e os incluídos nos anexos mostram que houve dispersão significativa nos resultados encontrados. O pequeno número de amostras e a variedade de tipos não permitiram uma análise estatística mais acurada. Na tentativa de avaliar os resultados em termos globais, foram comparados os resultados médios obtidos.

#### 4.3.1. Resultados de Desgaste

A figura 4.5 mostra o valor do desgaste em gramas para as sapatas e pastilhas. Em azul está o valor do desgaste das sapatas e em vermelho o valor do desgaste médio das pastilhas. Como o ensaio em sapatas teve 45 minutos (2700 s) e o ensaio em pastilhas teve três ciclos de dez frenagens de 10 segundos cada (300 s), o desgaste apresentado para as pastilhas foi corrigido pelo fator nove. Esse desgaste representa a média entre as médias de cada par ensaiado (A/B e C/D), ou seja, representa o desgaste médio de todas as amostras retiradas de uma mesma sapata.

As condições de ensaio, embora sendo mantido o produto entre a pressão e a velocidade, foram diferentes, conforme descrito no capítulo 3.



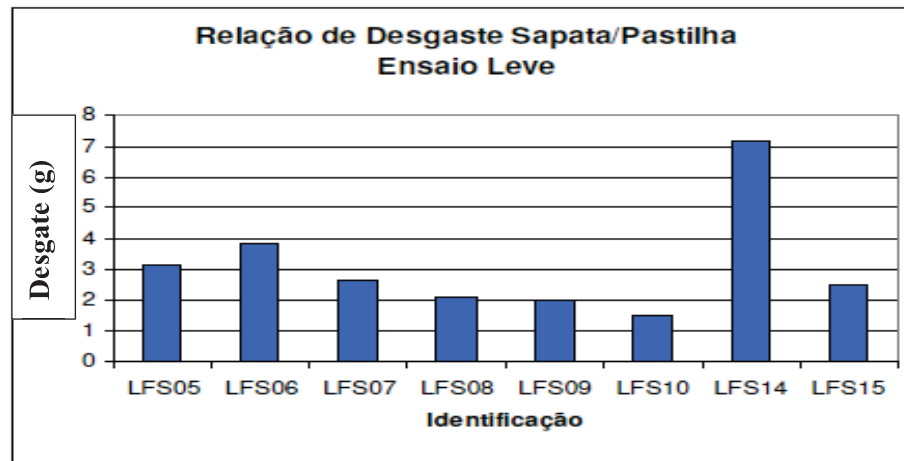
**Figura 4.5.**– Comparação entre o Desgaste das Sapatas e Pastilhas (médio)

Na figura 4.5 pode ser observada a coerência entre os desgastes para os ensaios leve e pesado, em cada uma das seqüências. O ensaio pesado sempre teve um desgaste maior, como esperado. Além disso, as sapatas LFS09 e LFS10, são as que têm o menor desgaste, tanto nos ensaios feitos nas sapatas como nos ensaio feito em praticamente todas as amostras (A/B e C/D). As demais sapatas têm magnitude de desgaste similares.

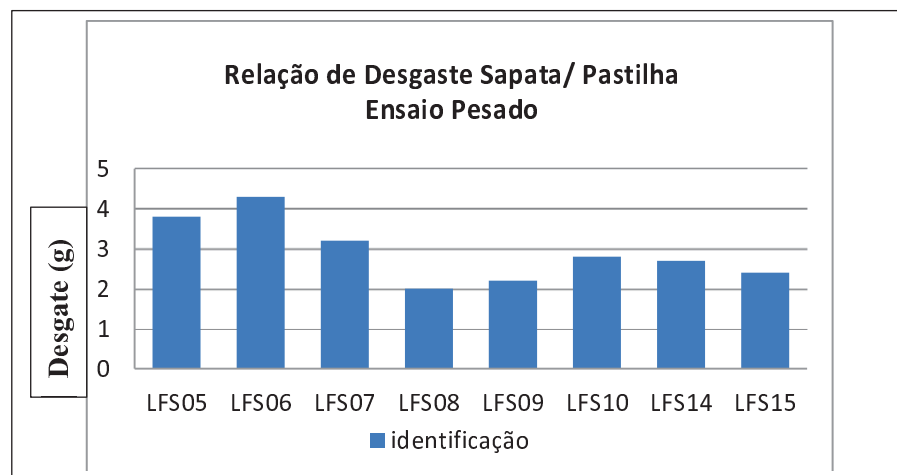
A observação anterior levou a busca das origens das sapatas ensaiadas, ainda não conhecida pelo autor desse trabalho antes da análise dos resultados. Foi constatado que as sapatas tipos 1 e 3 são do mesmo fabricante, porem com formulação diferente. As primeiras foram enviadas pelo fabricante e as de tipo 3 foram enviadas por uma operadora ferroviária, usuária do produto. As sapatas tipo 2 também foram enviadas pelo seu fabricante, que não é o mesmo das demais. Isso explica a diferença de desgaste encontrada.

Outro fator importante é a relação entre o desgaste obtido nas sapatas e nas pastilhas, para o mesmo tempo de frenagem. Para facilitar a visualização, as figuras 4.6 e 4.7 mostram essa relação para os ensaios leves e pesados, respectivamente. Idealmente, esse valor seria próximo de

um e os resultados obtidos em condições similares permitiriam que um deles pudesse representar o outro. Na prática, não é o que ocorre.



**Figura 4.6** – Relação entre o Desgaste das Sapatas e pastilhas – Ensaio Leve



**Figura 4.7** – Relação entre o Desgaste das Sapatas e pastilhas – Ensaio Pesado

Na figura 4.6, salta aos olhos um valor elevado da relação de desgaste para o material LFS14. Todos os demais têm relação entre 1,5 e 4, mas o valor para essa sapata é superior a sete. Para força pesada, a relação de desgaste se situa ente 2 e 4,5 para todos os materiais, inclusive o LFS14. Uma análise detalhada dos dados que originaram o gráfico mostrou que todos estão corretos. O valor do desgaste para a sapata LFS14, no ensaio no Banco dinamométrico é coerente

com o de seu par, a LFS15. No entanto, o valor para o desgaste nas amostras, tanto no par A/B como no par C/D, foi inferior ao esperado.

Não há uma explicação simples para o que ocorreu no ensaio leve das amostras da sapata LFS14. No entanto, uma discussão entre os pesquisadores do grupo levantou uma questão sobre a opinião dos usuários sobre o comportamento dessa sapata. Isso motivou a uma consulta sobre seu desempenho em serviço com a operadora que havia fornecido o material. Segundo suas informações, reforçadas pelas de um fabricante de rodas, os maiores problemas desse tipo de material eram o excessivo coeficiente de atrito (aquecimento) e a transferência de material para a superfície da roda ( Falcão, 2002; Minucci, 2002). Esses problemas motivaram a solicitação de uma avaliação externa sobre o desempenho dessas sapatas.

A falta de constância na relação entre os desgastes nas sapatas e nas amostras não se refere a qualquer diferença entre as áreas dos dois corpos de prova, embora essa seja uma explicação tentadora, não permitiria trazer a relação para próximo do valor unitário. A relação de áreas já foi incluída quando foi definido inicialmente que a pressão específica seria a mesma.

O assentamento na maioria das sapatas ficou entre 70 e 80 %. Isso significa uma área de cerca de 18000 mm<sup>2</sup>. Assim, a pressão específica real na sapata seria 0,23 e 0,36 N/mm<sup>2</sup>, para os ensaios leve e pesado. Como a pastilha tem 2800 mm<sup>2</sup>, a relação de áreas que melhor descreveria a transposição do ensaio seria 6,3. A força que deveria ser utilizada para causar a mesma pressão específica seria 454,5 N para o ensaio leve e 714 N para o ensaio pesado. Para manter o produto pressão x velocidade constante foi necessário utilizar os valores de 616 e 971 N, respectivamente. Essas forças, quando divididas pelas áreas das pastilhas levam a exatamente a mesma pressão, ou seja, 0,22 e 0,35 N/mm<sup>2</sup>.

Obviamente essa não era a intenção do modelo, já que o que deveria ser realmente mantido era o produto definido e não um de seus componentes, a pressão. Como havia a dispersão nos resultados, optou-se por considerar a área total na definição das condições de ensaio. Trabalhos futuros poderão definir melhor esses valores. No entanto, a dispersão dos resultados persistiria, seja entre ensaios do mesmo material, seja entre ensaios com materiais diferentes, já que as condições de ensaio foram iguais para todas as amostras e sapatas.

Não foi possível definir uma relação de desgaste ou uma faixa estreita para a relação que abrangesse os três tipos de sapatas ensaiadas. No entanto, algumas observações importantes ainda podem ser extraídas dos resultados. A primeira é que a relação de desgastes para as sapatas LFS9

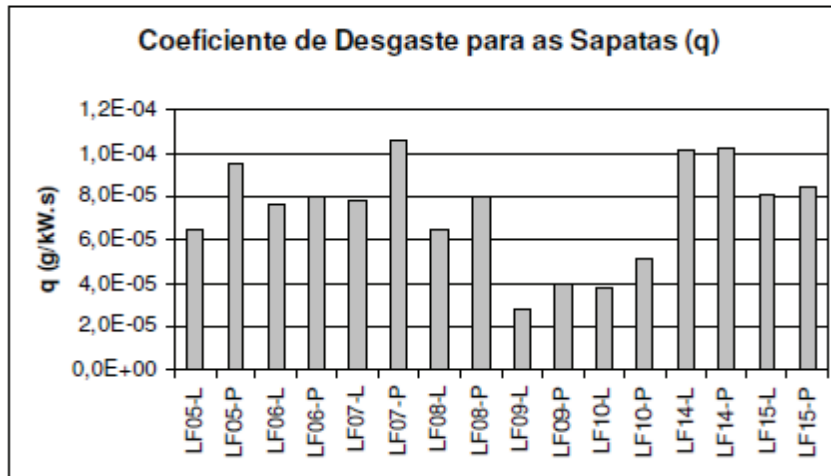
e LFS10 ficou próxima nos dois níveis de pressão específica (leve e pesada). Isso indica que, mantida essa estabilidade, uma relação de desgaste poderia ser obtida para simular o que ocorre no Banco Dinamométrico a partir de um simples ensaio em Máquina Krauss. Para confirmar essa tendência, um número maior de ensaios precisa ser feito. No entanto, ensaios realizados pelo Laboratório Ferroviário, onde este trabalho foi desenvolvido, mostram que alguns materiais de atrito importados, mantêm esse desgaste no Banco Dinamométrico, em ensaios sucessivos. Resta avaliar se o mesmo ocorre com amostras retiradas desses materiais.

Em segundo lugar, os resultados obtidos para as demais sapatas não são animadores em termos de estabilidade da relação de desgaste entre os dois ensaios. Isso indica que dificilmente um ensaio em Máquina Krauss poderia ser utilizado para descrever o desgaste em materiais como estes. A própria variação no desgaste entre materiais do mesmo tipo impede que a relação seja obtida.

Uma terceira observação se refere ao parâmetro de desgaste definido pela norma utilizada no ensaio de sapatas. Segundo essa norma, o desgaste total para uma sequência de ensaio leve mais ensaio pesado, deve ser inferior a 10 cm<sup>3</sup>. Considerando a densidade sugerida pela norma, de 2,15 g/cm<sup>3</sup>, esse valor equivale a 21,5 g. As tabelas de desgaste mostram que nenhuma das seqüências teve desgaste tão elevado, ou seja, todos os materiais atendem às normas.

Uma última observação refere-se a faixa de valores encontrados. Segundo Niemann (1971), para materiais comuns de sistemas de freios em contato com superfícies secas de aço ou ferro fundido, o coeficiente de desgaste (*qd*) assume valores entre  $1 \cdot 10^{-4}$  e  $1,6 \cdot 10^{-4}$  g/kW.s (0,125 e 0,2 cm<sup>3</sup>/CV.h), com a conversão feita utilizando a densidade informada acima. As figuras 4.8 e 4.9 mostram os valores calculados para as sapatas e as amostras, respectivamente. Todos os cálculos foram feitos considerando valores médios para a força de atrito, que compõe a potência. O tempo foi de 2700 s para as sapatas e 300 segundos para as amostras. Para as amostras foi utilizado o desgaste obtido durante o ensaio e não o corrigido para o tempo do ensaio de sapata.

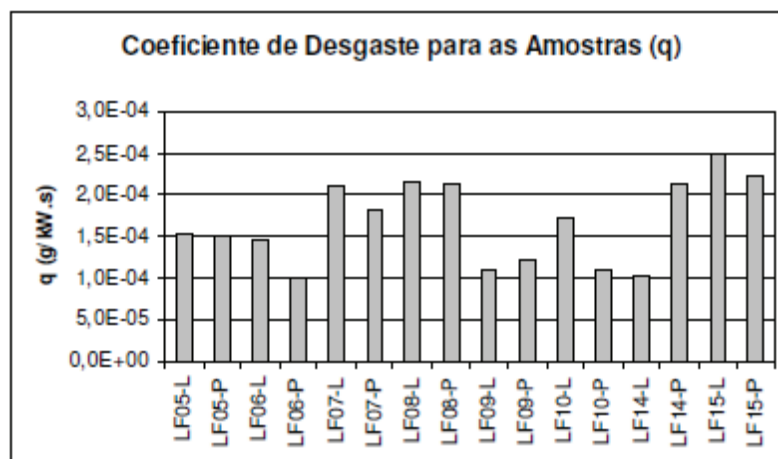




**Figura 4.8.** Coeficiente de Desgaste ( $q$ ) para Sapatas – Ensaio Leve e Pesado

Nas duas figuras para o coeficiente de desgaste  $q$ , pode-se notar que o seu valor é menor para as sapatas que para as amostras. No entanto, ambos estão próximos dos valores de projeto recomendados por Niemann (1971), o que indica que os dados estão coerentes. A relação de escala para os coeficientes não é linear, porque o desgaste não o é.

Para as sapatas, o coeficiente de desgaste parece assumir valores muito próximos para o mesmo tipo de material de atrito. O mesmo não ocorre para as amostras. Esses resultados, somados ao conjunto das observações anteriores, leva a questionamentos sobre a efetividade da realização do ensaio em Máquina Krauss como regra geral para aceitação de lotes de sapatas, particularmente no que concerne ao desgaste, embora aparentemente possa ser utilizado em algumas situações onde apenas um tipo de material é avaliado, como no caso de um mesmo fabricante e um mesmo material.

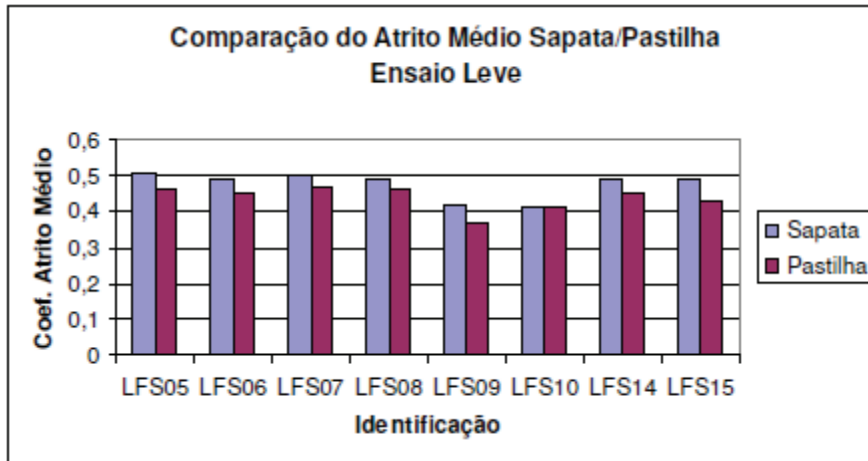


**Figura 4.9.-** Coeficiente de Desgaste ( $q$ ) para as Amostras – Ensaio Leve e Pesado

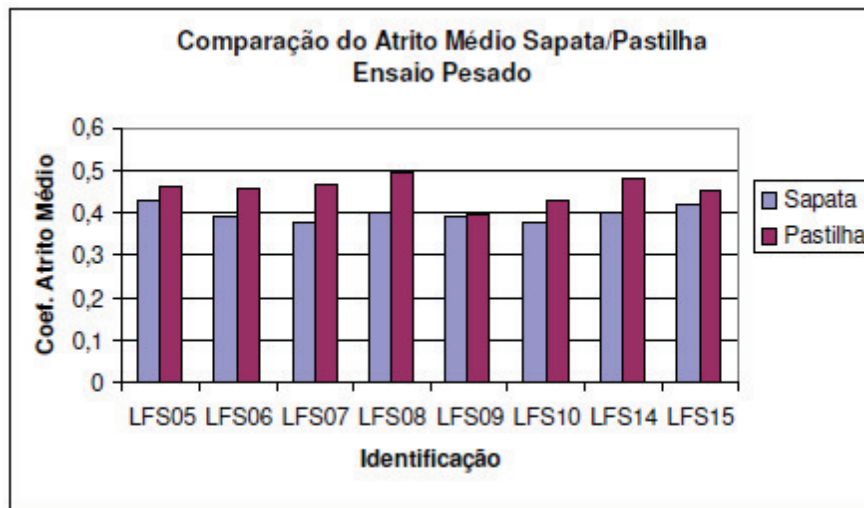
#### 4.3.2 Resultados para o Coeficiente de Atrito

Da mesma forma que para o desgaste, foi feita a comparação do coeficiente de atrito para todos os ensaios realizados, entre os valores obtidos para as sapatas e amostras. Novamente, a dispersão foi grande, conforme ilustrado pelos resultados mostrados nos anexos I e II.

A figura 4.11 mostra a comparação entre os resultados obtidos para o coeficiente de atrito médio para as sapatas e amostras. De forma diferente do desgaste, os valores se aproximam significativamente, demonstrando uma certa tendência na relação entre eles. Isso também ocorre no ensaio pesado, cujos resultados são mostrados na figura 4.12. No entanto, a tendência mostrada se inverte, fazendo com que o coeficiente de atrito médio das sapatas, inicialmente maior do que o das amostras, seja reduzido e passe a ter um valor menor para todos os materiais. Uma observação mais criteriosa das figuras mostra que a variação ocorre realmente nos valores para a sapata. Para as pastilhas, os valores aparentemente não são significativamente influenciados pela alteração da pressão específica.

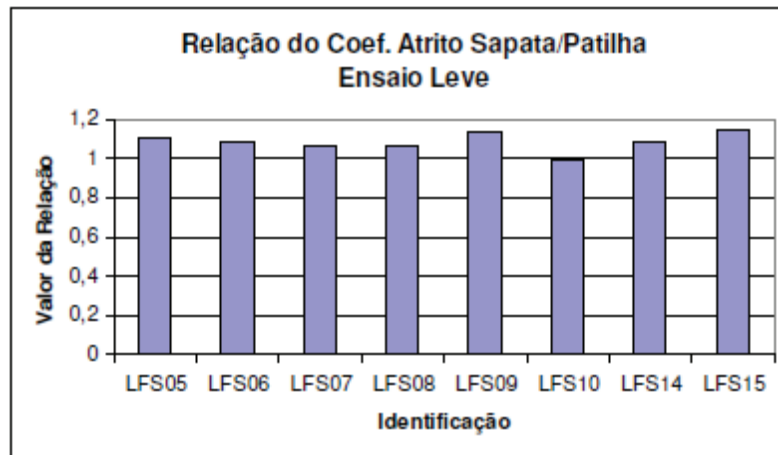


**Figura 4.10** - Coeficiente de Atrito para as Sapatas e Amostras – Ensaio Leve

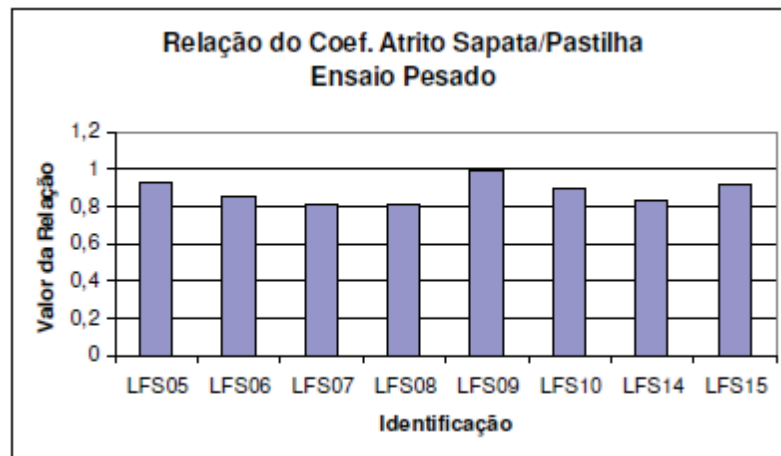


**Figura 4.11** - Coeficiente de Atrito para as Sapatas e Amostras – Ensaio Pesado

A fim de verificar a relação existente entre os valores medidos, foi feita a relação entre estes. As figuras 4.12 e 4.13 mostram a relação para os ensaios leves e pesados, respectivamente. Todos os valores ficam próximos a um, o que não é esperado já que a faixa de variação do coeficiente de atrito de materiais para freios pode ser elevada. No entanto, a estabilidade dos valores entre 0,9 e 1,0 para o ensaio leve e entre 1,0 e 1,25 para o ensaio pesado mostra que o procedimento pode ser utilizado para a avaliação do coeficiente de atrito em lotes subsequentes de materiais.



**Figura 4.12** Relação entre os coeficientes de atrito – Ensaio Leve



**Figura 4.13.** Relação entre os coeficientes de atrito – Ensaio Pesado

Um número maior de ensaios e uma variedade maior de tipos de materiais, bem como uma maior amplitude da variação da pressão específica pode levar a uma descrição completa da relação em uma gama de materiais. Isso permitiria a verificação da manutenção da relação em lotes sucessivos de um mesmo material, garantindo ao operador ferroviário que o coeficiente de atrito, a mais importante variável para a segurança do processo de frenagem, permaneça nos níveis originalmente definidos.

Se o coeficiente de atrito médio for o mesmo, o aquecimento esperado também o será. Isso é particularmente verdade em frenagens de rampa, onde a velocidade e a força normal são constantes e onde a temperatura realmente faz diferença.

Os ensaios em Dinamômetros são caros e longos. Empresas que vendem materiais de atrito devem comprovar a qualidade de lotes sucessivos. Embora ainda não seja possível definir uma relação de desgaste com o método desenvolvido, os valores obtidos para o coeficiente de atrito são animadores e permitem antever que a extensão desse estudo permitirá a proposição de um procedimento de avaliação efetivo.

## **5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS**

O objetivo desse trabalho foi comparar os resultados de atrito e desgaste, obtidos em dois tipos de ensaios para materiais de atrito de sapatas em condições semelhantes. Esses resultados permitiriam avaliar a possibilidade de utilizar os ensaios em Máquina Krauss, disponíveis em praticamente todos os fabricantes de materiais de atrito, para simular os resultados obtidos em Banco Dinamométrico, disponível apenas em duas instituições de pesquisa nacionais e, com menor capacidade, em alguns fabricantes latino-americanos. A Máquina Krauss é utilizada para controle de qualidade de materiais de atrito de pastilhas de freio automobilísticas.

A vantagem de obter um procedimento simplificado, rápido e possível de ser realizado em diversos laboratórios, consiste em permitir a avaliação adequada de lotes subsequentes de materiais de atrito do mesmo tipo. Esses materiais seriam inicialmente avaliados em ensaio em Banco Dinamométrico e em Máquina Krauss e seria levantada a relação entre o seu comportamento nos dois dispositivos. Isso permitiria que os lotes subsequentes fossem analisados utilizando apenas a Máquina Krauss.

Para verificar a possibilidade do emprego do ensaio simplificado, foi construído o Dispositivo de Ensaio de Amostras de Materiais de Atrito (DEA), baseado na Máquina Krauss original, mas com algumas características adicionais. No DEA a velocidade pode ser variada,

pois este possui um inversor de frequências acoplado; também possui uma forma diferente de fixação da pinça, permitindo a instalação de qualquer sistema de freios automobilístico a disco atualmente utilizado. Na realidade, o projeto atual partiu de um anterior, de menor capacidade, já instalado no LAFER–DPM-FEM da Universidade Estadual de Campinas. O DEA é capaz de simular todos os ensaios realizados em Máquinas Krauss convencionais.

Oito sapatas, escolhidas aleatoriamente de um conjunto solicitado a fabricantes e operadoras, foram ensaiadas. Três tipos de sapatas compunham o conjunto total, com quatro amostras do tipo 1, e duas amostras dos tipos 2 e 3. Quarenta e oito ensaios foram realizados nessas sapatas, seis em cada sapatas. Os ensaios foram realizados com carga leve e pesada, o que significa um valor maior ou menor de força aplicada à sapata, conforme descrito no capítulo 3. Os seis ensaios foram realizados na sequência Leve-Pesado, que foi repetida três vezes para cada sapata. Apenas os últimos dois ensaios de cada sequência foram utilizado, dado que o assentamento mostrou-se mais adequado nesses. Os demais foram considerados procedimentos iniciais de assentamento, embora tenham seguido o mesmo procedimento de teste.

Após os ensaios, todas as sapatas foram destruídas e cada uma delas deu origem a dois pares de pastilhas de freio, retiradas da superfície de contato original. As pastilhas foram denominadas A, B, C e D e formaram os pares A/B e C/D. Cada um desses pares de pastilhas foi ensaiado segundo um procedimento de ensaio especificamente definido, mostrado no capítulo 3, que buscou manter a relação entre a pressão específica e a velocidade constantes, na tentativa de obter valores de desgaste compatíveis. Da mesma forma que para as sapatas, os pares de pastilhas foram ensaiados com carga leve e pesada. Um procedimento inicial de assentamento foi necessário para permitir o contato total entre as pastilhas e o disco. Foram realizados quarenta e oito ensaios, nos 16 pares, incluindo o assentamento.

Além dos ensaios citados, outros foram realizados para avaliar o comportamento das sapatas e pastilhas em relação a velocidade e foi mostrada também a tendência em relação à temperatura.

Um cuidado adicional que foi tomado no desenvolvimento do procedimento para ensaio das amostras foi a manutenção da temperatura em níveis dentro da faixa obtida nos ensaios em sapatas. Nos ensaios em dinamômetro, a Associação Americana do Freio recomenda temperaturas abaixo de 345 °C (A.B.A., 1975), o que foi atendido nos ensaios de rampa. O procedimento para o ensaio das amostras foi previamente verificado e visou manter a temperatura

no disco bem abaixo do valor limite. Temperaturas máximas atingidas são da ordem de 230 °C para os ensaio no DEA

Os resultados mostraram grande dispersão nos valores de desgaste, sendo que o desgaste para as sapatas foi maior do que o obtido com as pastilhas, nas condições definidas para ambos os ensaio. A grande variação no desgaste apresentado não permitiu a definição de uma relação adequada que pudesse relacionar o comportamento em ambos os ensaios. No entanto, o valor da relação encontrado para o tipo 2 de sapata mostra uma estabilidade que pode permitir a obtenção dessa relação. Serão necessários novos ensaios para definir se a estabilidade se mantém, mas os valores são animadores. Nas demais sapatas a relação não se manteve.

Um resultado interessante é a comparação dos valores obtidos para ambos os tipos de ensaio com os valores de projeto recomendados em literatura para o coeficiente de desgaste  $q$  (g/kW.s). Embora a fonte da recomendação não seja atualizada, pode servir de parâmetro para avaliar se a magnitude dos resultados é coerente. Os valores obtidos ficaram bem próximos aos recomendados, em torno da faixa. Isso permite inferir que, embora a estabilidade não seja uma característica no desgaste desses componentes, os fabricantes estão buscando atender valores recomendados. Resta aprimorar os materiais para atender perfeitamente ao sugerido.

O desgaste, em todos os ensaios válidos realizados, não superou os valores previstos no procedimento de ensaio utilizado. Para a seqüência de ensaios leve e pesado, a Associação Americana de Ferrovias limita o valor do desgaste e todos os ensaios atenderam ao recomendado. Para as pastilhas, como os ensaios foram diferentes, não é muito simples definir se o limite foi atendido ou não. No entanto, mesmo quando o desgaste médio é multiplicado por 9 para ajuste do tempo de frenagem, as pastilhas têm menor desgaste que as sapatas, indicando que o limite deve estar sendo atendido. De qualquer forma, o valor limite é definido para os ensaios em sapatas.

Para os valores do coeficiente de atrito, embora a dispersão também tenha sido encontrada, foi possível obter valores médios extremamente compatíveis. Os valores médios do coeficiente de atrito em cada ensaio (leve ou pesada) para cada sapata guardaram relação com os valores médios obtidos para os pares ensaiados do mesmo material. Para o ensaio leve a relação entre esses valores varia de 0,9 a 1,0 e para o ensaio pesado, de 1,0 a 1,25. Essas faixas englobam todos os valores. É importante observar que não houve uma variação muito significativa nos valores médios obtidos para o ensaio leve e pesado nas pastilhas. A variação que deu origem às faixas diferentes veio da alteração dos valores dos coeficientes médios das sapatas. Isso pode ser

explicado pelo maior volume da sapata e conseqüente maior quantidade de material que pode ser deformado pela variação da força, embora essa explicação não possa ainda ser confirmada.

Como o coeficiente de atrito é a principal variável que deve ser considerada em termos de segurança da frenagem, pois está diretamente relacionado à distância de parada, o ensaio realizado em Máquina Krauss poderia ser utilizado para verificar o comportamento de um material quanto ao coeficiente de atrito, conhecido o seu comportamento em relação à força aplicada (leve ou pesada). Embora seja importante realizar novos ensaios para confirmar a conclusão para materiais específicos, o fato de que três tipos de materiais diferentes e um total de oito amostras confirmaram a relação dos resultados nos dois ensaios, é um indício extremamente forte de sua existência.

Esse trabalho atingiu o objetivo proposto que foi comparar os resultados obtidos nos dois tipos de dispositivos, em condições semelhantes, visando analisar a viabilidade do futuro desenvolvimento de um procedimento de comparação que permita avaliar a qualidade de lotes subsequentes. A resposta à questão levantada é que o procedimento empregado pode ser utilizado para avaliar o nível do coeficiente de atrito, mas que não pode ser empregado para avaliar o desgaste. Caso um tipo especial de sapata venha demonstrar estabilidade nos valores de desgaste, como parece ser o que ocorre com a sapata tipo 2, o procedimento também permitiria a avaliação deste parâmetro.

Como sugestão de trabalhos futuros recomenda-se:

- A realização de ensaios semelhantes em todas os principais materiais de atrito empregados no país, a fim de confirmar que as conclusões obtidas têm aplicação geral;
- A avaliação dos parâmetros para valores maiores de assentamento nas sapatas, possivelmente utilizando sapatas com o assentamento previsto na norma adotada (A.A.R. M926 ou LAFER BD-01)
- O desenvolvimento de ensaios de verificação do efeito da temperatura e a proposição de um fator de correção que inclua a temperatura média alcançada no ensaio.
- A avaliação do efeito da espessura desgastada no valor do coeficiente de atrito de sapatas, já que a espessura das pastilhas é muito inferior a das sapatas.
- O estudo da relação entre os valores obtidos para amostras e os coeficientes médios para ensaios de parada em sapatas, visando garantir que a distância de parada do veículo pode ser inferida pelo procedimento em Máquina Krauss.



## Referências

A.B.A., Air Brake Association **Engineering and design of railway braking systems**. Editora A.B.A. - Chicago - IL, setembro de 1975.

A.A.R., Association of American Railroads **M-107 wrought carbon steel wheels: Manual of standards and recommended practices**. Washington, A.A.R. março 1984.

AGUILA, Z. J., **Formulação de compósitos reforçados com fibras de panox e polpa de aramida utilizados em materiais de fricção**. Campinas: FEQ, UNICAMP, Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas. , 1999.

BARBER, J. R., **Stability of thermoelastic contact**. Proceeding of the institution of Mechanical Engineers, Vol C 137/87, p. 981-986.(1987).

BENSEDDIQ, N.; SEIDERMAN, J. **Optimization of design of railway disc brake pads** Proc. Inst. mechanical Engineers, vol. 210, p. 51 - 61, 1996.

BERG, N.A.; ALBERT, R. H. **Tread braking versus the wheel**. Air Brake Association Annual Meeting (A.B.A.). - Chicago - IL, 18 de setembro de 1972.

BLAINE, D. G.; CARPENTER, G. F. **Railroad Wheel Dynamometer**. A.S.M.E., American Society of Mechanical Engineers., 91st National Historic Mechanical Engineering Landmark. - Chicago - IL. 29 de novembro de 1988.

BOULEY, J. **Wheel brake performance**. International conference on railway braking. I.Mech 1979 - 11, C166 - 79. University of York, 26 – 27 de setembro de 1979. p. 59 - 63.

CASTELO BRANCO, J. E.; FERREIRA, R. **Tratado das estradas de ferro – Material Rodante**. RJ 2000 p23 - 50

DUFRENOY, P.; WEICHERT, D. **Prediction of railway disc brake temperatures taking a the bearing surface variations into account.** Proc. Inst. mechanical Engineers, vol. 209, p. 77 - 76, 1995.

FALCÃO, J.P. **Comunicação Privada** – Companhia Vale do Rio Doce, setembro de 2002.

FERMÉR, M. **Brake discs for passenger trains – a theoretical and experimental comparison of temperatures and stress in solid and ventilated discs.** Proc. Inst. Mechanical Engineers, vol. 206, p. 37 - 46, 1992.

FIGLIOLA, R. S.; BEASLEY, D. E., **Theory and design for mechanical measurements.** Ed. John Wiley & Sons, 1991.

JOHNSON, M. R.; WELCH, R. E.; YEUNG, K. S. **Analysis of thermal stress and residual stress changes in railroad wheels caused by severe drag braking.** Transactions of A.S.M.E. fevereiro de 1977. p. 18-23.

HOLMAN, P. J., **Experimental methods for engineers.** Mc Graw-Hill Inc., 6 ed, 1994.

INDUSTRIA FREIOS KNORR, **Banco de teste de fricção.** Comunicação Interna

BLAINE, D. G.; CARPENTER, G. F. **Railroad Wheel Dynamometer.** A.S.M.E., American Society of Mechanical Engineers., 91st National Historic Mechanical Engineering Landmark. - Chicago - IL. 29 de novembro de 1988.

BOULEY, J. **Wheel brake performance.** International conference on railway braking. I.Mech 1979 - 11, C166 - 79. University of York, 26 – 27 de setembro de 1979. p. 59 - 63.

CASTELO BRANCO, J. E.; FERREIRA, R. **Tratado das estradas de ferro – Material Rodante**. RJ 2000 p23 - 50

DUFRENOY, P.; WEICHERT, D. **Prediction of railway disc brake temperatures taking a the bearing surface variations into account**. Proc. Inst. mechanical Engineers, vol. 209, p. 77 - 76, 1995.

FALCÃO, J.P. **Comunicação Privada** – Companhia Vale do Rio Doce, setembro de 2002.

FERMÉR, M. **Brake discs for passenger trains – a theoretical and experimental comparison of temperatures and stress in solid and ventilated discs**. Proc. Inst. Mechanical Engineers, vol. 206, p. 37 - 46, 1992.

FIGLIOLA, R. S.; BEASLEY, D. E., **Theory and design for mechanical measurements**. Ed. John Wiley & Sons, 1991.

JOHNSON, M. R.; WELCH, R. E.; YEUNG, K. S. **Analysis of thermal stress and residual stress changes in railroad wheels caused by severe drag braking**. Transactions of A.S.M.E. fevereiro de 1977. p. 18-23.

HOLMAN, P. J., **Experimental methods for engineers**. Mc Graw-Hill Inc., 6 ed, 1994.

OLESIAK, Z.; PYRYEV, Y.; YEVTUSHENKO, A. **Determination of Temperature and Wear During Braking**. WEAR 210 (1997) 120-126

OLIVER, J. D. et al. **Wheel and brake shoe field tests**. Winter annual meeting - A.S.M.E. Washington - D.C. 15-20 de novembro de 1980.

PAIXÃO, AMAURI **Sapatas de composição não Metálicas – Fatores a serem considerados no seu desenvolvimento tecnológico**. In: Congresso da ABNT – CB 6 Divinópolis, 1984.

ROZA, L. C. **Freios Ferroviários**. Apostila do Curso de Freios Ferroviários. Campinas, FEM/UNICAMP, 1989.

RODRIGUES FILHO, F.; RODRIGUES, C; ROZA, L. C. **Novas considerações sobre a dispersão da força de frenagem.** V Encontro Nacional de Freios - ENFRE São Paulo, 1991.

RYMUZA, Z. **Energy Concept of the Coeficiente of Friction.** WEAR 199 (1996).

SANTOS, A. A.; RODRIGUES FILHO, F. **Aquecimento em rodas ferroviárias durante e após frenagens contínuas prolongadas.** XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica - COBEM. Belo Horizonte, de dezembro de 1995.

SANTOS, A. A.; RODRIGUES FILHO, F. **Tensões térmicas em rodas ferroviárias.** XIII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica - COBEM. Brasília, 7-10 de dezembro de 1993.

SANTOS, A. A. **Problemas causados pelo aquecimento em rodas ferroviárias - O ensaio Krauss.** Campinas: FEM, UNICAMP, Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1992.

SANTOS, A. A.; RODRIGUES FILHO, F. **Fatores que Influenciam o Coeficiente de Atrito em Sapatas de Freios Ferroviárias –Uma Proposta de Estudo,** Congresso Internacional de Sistemas de Controle e Cargas Ferroviárias – Florianópolis 1996.

SANTOS, A.A. **Variação do Coeficiente de Atrito em Sapatas Ferroviárias e sua Influência sobre o Processo de Frenagem,** XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – COBEM/97, Bauru.

SEVERIN, D.; DÖRSCH, S. **Friction mechanism in industrial brakes.** WEAR 249 (2001) 771-779

STONE, D. H. **An interpretative review of wheel failure performance with respect to design and heat treatment.** Proceedings of the ASME-IEEE Railroad Conference, Pittsburg Pennsylvania, 13-14 de abril de 1988

STONE, D. H.; BLAINE, D. G.; CARPENTER, G. F. **Effect of high horsepower grade braking on AAR high friction composition brake shoes.** Air Brake Association setembro de 1994

WANDRISCO, J. M.; DEWEZ, Jr. **Study of defects that originate and developed in the treads of railroad wheels during service.** A.S.M.E.-I.E.E.E. Railroad conference .St Louis - MO, 11 12 de abril de 1973. A.S.M.E. paper n. 60 - RR - 01.

WETENKAMP, H. R.; ECK, B. J.; RHINE, P. E. **The influence of brake shoes on the temperature of wheels in railroad service.** Transactions of A.S.M.E. fevereiro de 1980. v. 102, n. 1, p.32 - 36.

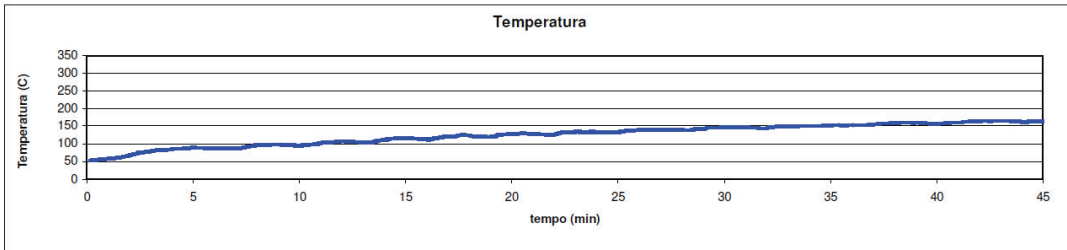
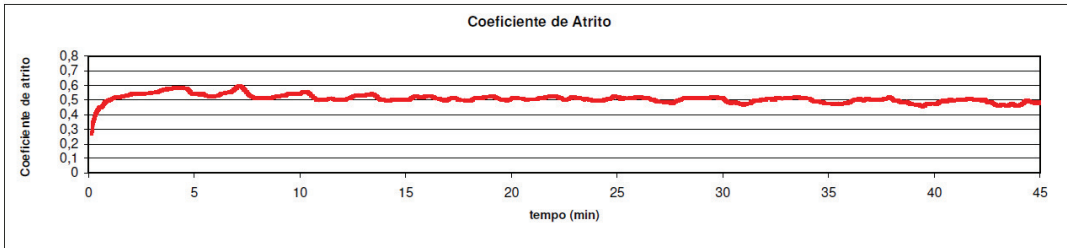
WETENKAMP, H. R., **Increase Loading of 36 Inch Wheels – Thermal and Mechanical Considerations,** Car Department Officer Association Annual Meeting, 1992, Chicago, EUA

**ANEXO A - Gráficos para coeficiente de atrito e temperatura, obtidos nos ensaios realizados n BD, nas sapatas de freio.**

- LFS05
- LFS06
- LFS07
- LFS08
- LFS09
- LFS10
- LFS14
- LFS15



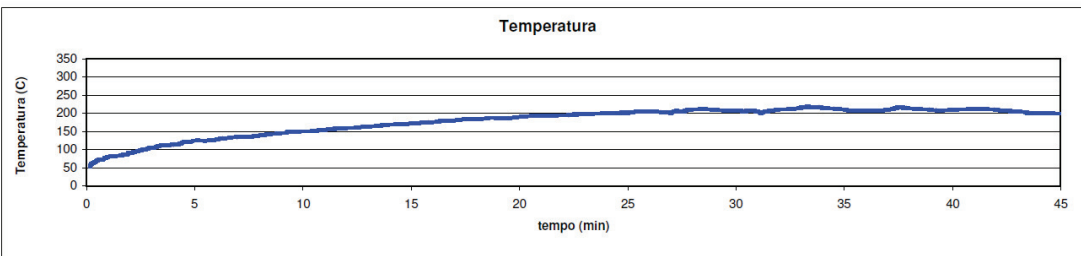
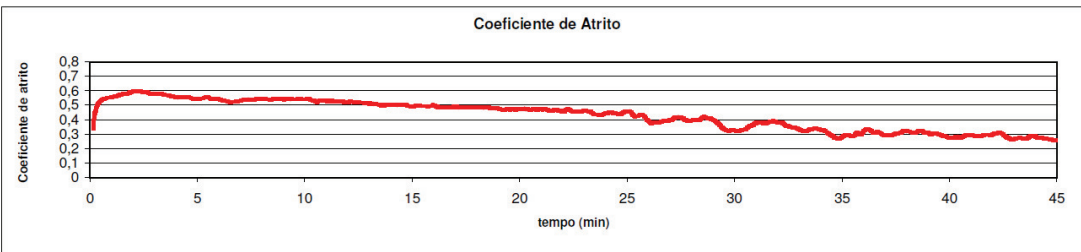
LABORATÓRIO FERROVIÁRIO - DPM - FEM  
RELATÓRIO DE ENSAIO DE FRENAGEM CONSTANTE



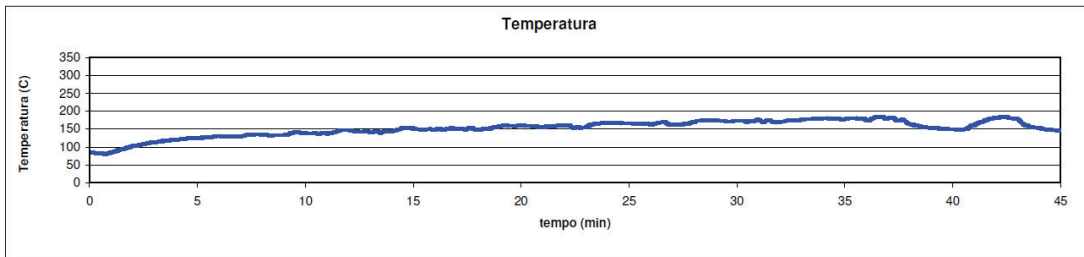
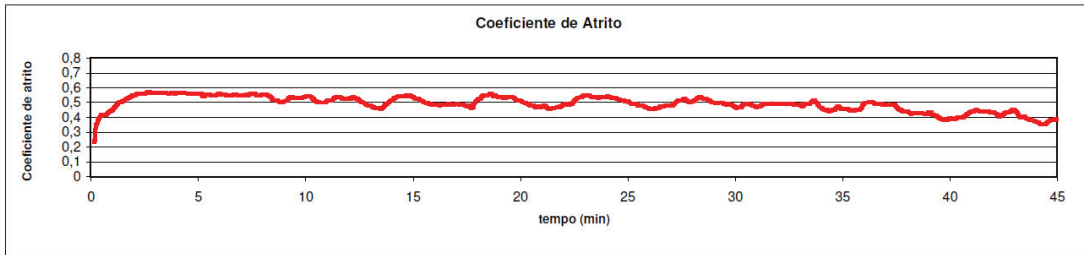
Ensaio: valbru29 - LFS05 - Força Leve Força de Atrito Média (N) = 2100 111



LABORATÓRIO FERROVIÁRIO - DPM - FEM  
RELATÓRIO DE ENSAIO DE FRENAGEM CONSTANTE



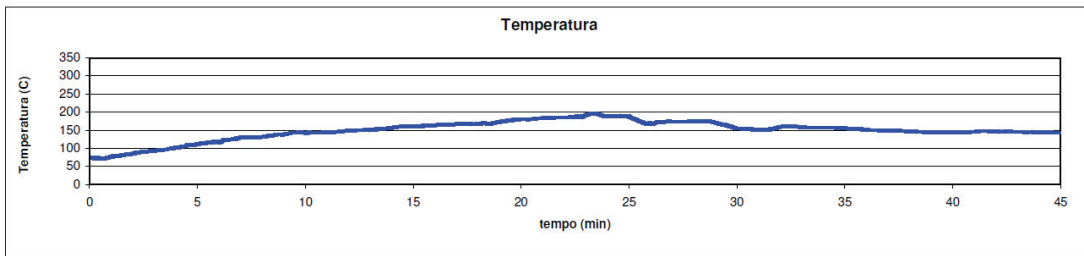
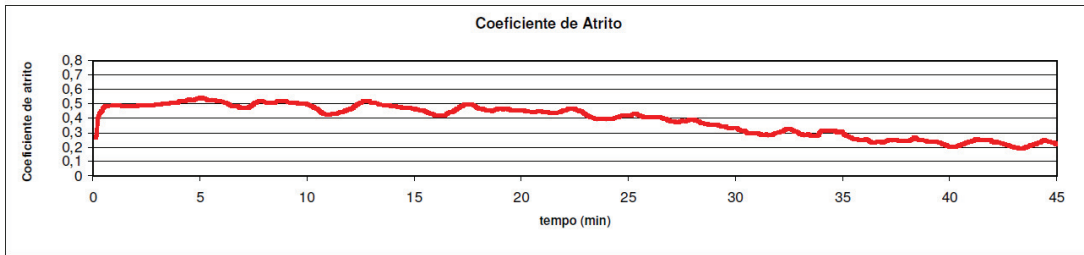
Ensaio: valbru30 - LFS05 - Força Pesada Força de Atrito Média (N) = 2793 112



Ensaio: valbru35 - LFS06 - Força Leve

Força de Atrito Média (N) = 2031

113

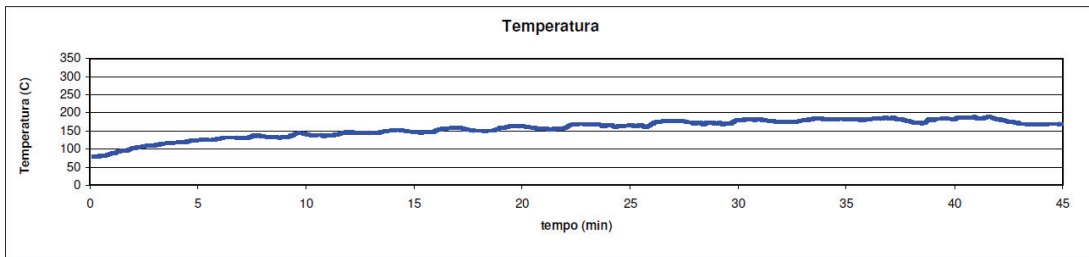
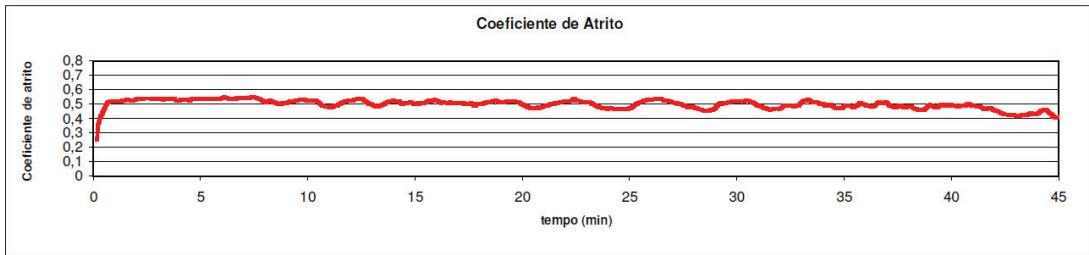


Ensaio: valbru36 - LFS06 - Força Pesada

Força de Atrito Média (N) = 2523

114

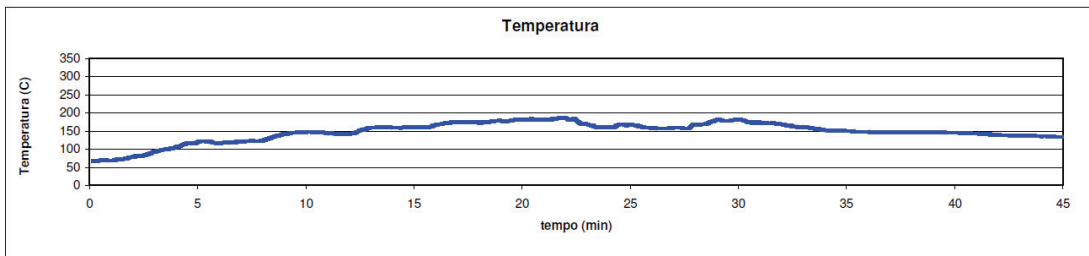
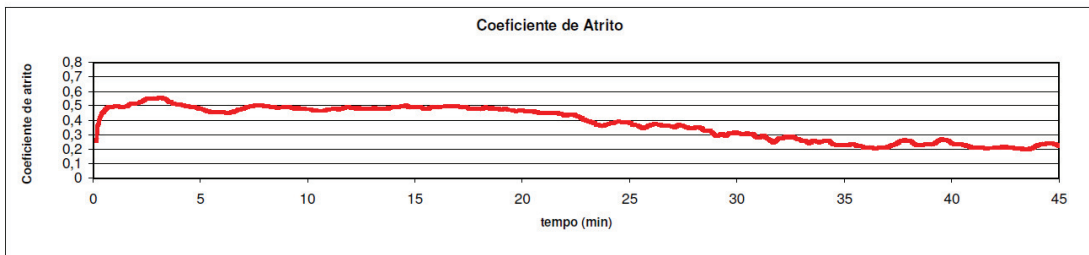




Ensaio: valbru41 - LFS07 - Força Leve

Força de Atrito Média (N) = 2061

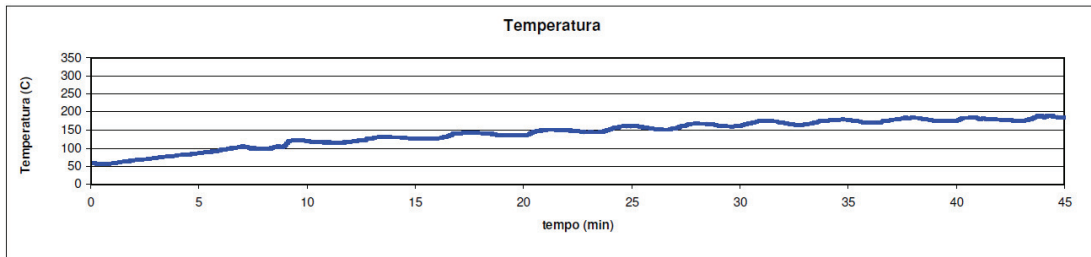
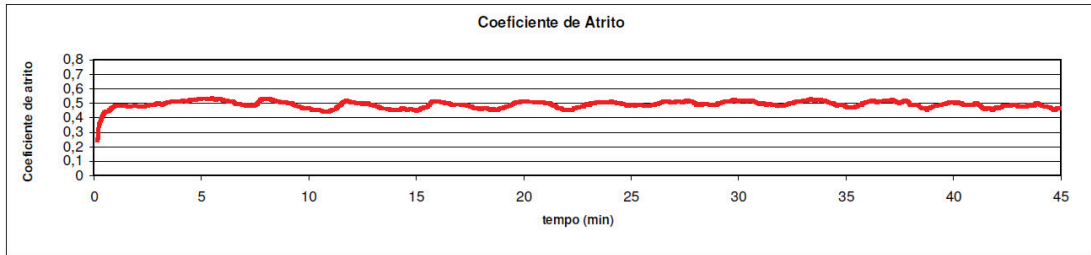
115



Ensaio: valbru42 - LFS07 - Força Pesada

Força de Atrito Média (N) = 2470

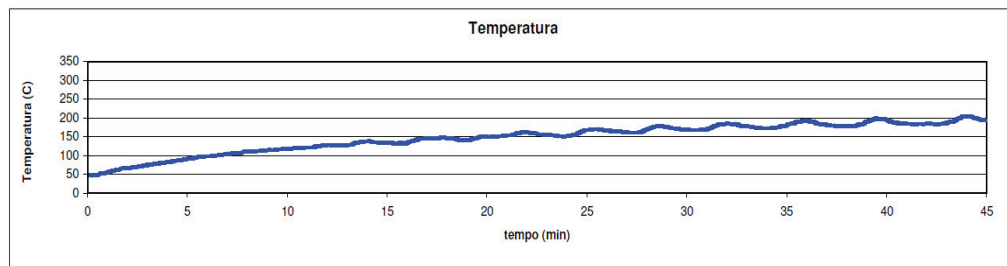
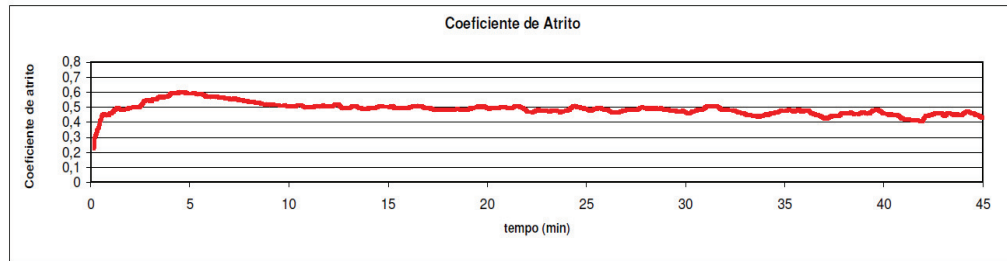
116



Ensaio: valbru47- LFS08 - Força Leve

Força de Atrito Média (N) = 2025

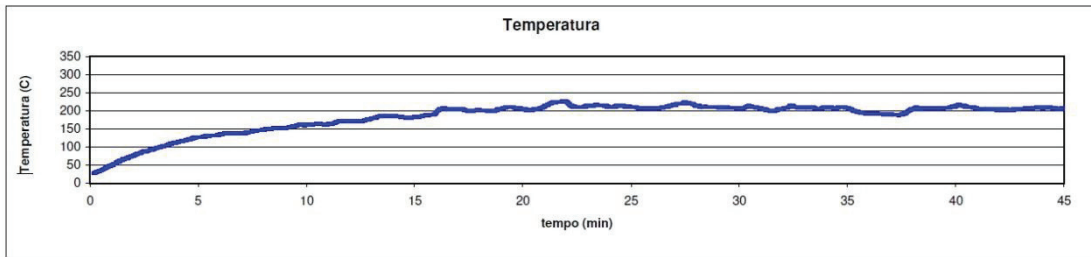
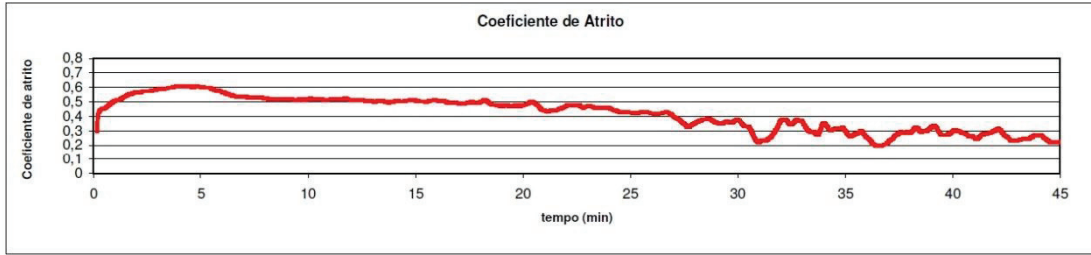
117



Ensaio: valbru71- LFS15 - Força Leve

Força de Atrito Média (N) = 2021

125



Ensaio: valbru72 - LFS15 - Força Pesada Força de Atrito Média (N) = 2722

126

**ANEXO B – Gráficos para coeficientes de atrito e temperatura, obtidos nos ensaios realizados no DEA, nas amostras retiradas das sapatas de freio.**

- LFS05 A/B
- LFS06 A/B
- LFS07 A/B
- LFS08 A/B
- LFS09 A/B
- LFS10 A/B
- LFS14 A/B
- LFS15 A/B

