

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

**Determinação do Coeficiente Global de
Transferência de Calor em Rodas
Ferroviárias**

Autor: **Auteliano Antunes dos Santos Júnior**

Orientador: **Fausto Rodrigues Filho**

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Auteliano Antu-
nes dos Santos Jr. E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 17/10/96

10/96


ORIENTADOR

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO**

Determinação do Coeficiente Global de Transferência de Calor em Rodas Ferroviárias

Autor: Auteliano Antunes dos Santos Júnior

Orientador: Fausto Rodrigues Filho

Curso: Engenharia Mecânica

Area de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Tese de doutoramento apresentada à comissão de Pós-graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Campinas, 1996

S.P. - Brasil



UNIDADE	BC
DEPARTAMENTO:	TI UNICAMP
	Sa59d
VOLUME	1
TÍTULO	29189
PRUC.	667/96
C	<input type="checkbox"/>
D	<input checked="" type="checkbox"/>
PREÇO	R\$ 11,00
DATA	20/11/96
N.º CDU	C.M.000954

4-2

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

Sa59d Santos Júnior, Auteliano Antunes
 Determinação do coeficiente global de transferência de calor em rodas ferroviárias / Auteliano Antunes Santos Júnior.--Campinas, SP: [s.n.], 1996.

Orientador: Fausto Rodrigues Filho.
 Tese (doutorado) - Universidade Estadual de Campinas Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Freios. 2. Ferrovias. 3. Transporte ferroviário - Rodas. I. Rodrigues Filho, Fausto. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO**

TESE DE DOUTORAMENTO


**Determinação do Coeficiente Global de
Transferência de Calor em Rodas
Ferroviárias**

Autor: Auteliano Antunes dos Santos Júnior

Orientador: Fausto Rodrigues Filho



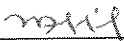
Prof. Dr. Fausto Rodrigues Filho, Presidente
UNICAMP



Prof. Dr. Antonio Carlos Canale
USP - São Carlos



Prof. Dr. Jaime Tupiassu Pinho de Castro
PUC - RJÓ



Prof. Dr. Loir Afonso Moreira
UNICAMP



Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail
UNICAMP

Campinas, 17 de outubro de 1996.

Dedicatória:

Dedico este trabalho primeiramente a Deus, autor dos mistérios que continuamos tentando desvendar. Dedico também a minha esposa e nossas famílias pelo amor, apoio e amizade sempre presentes.

Agradecimentos:

A Deus, à minha esposa Denise e à minha família (Auteliano, Hally, Evandro, Afonso e Oscar), porque compartilharam das dificuldades que tive que enfrentar para concluir este trabalho, com amor, paciência e compreensão.

Ao professor Fausto, orientador deste trabalho, por ter sido um marco em toda a minha carreira de pesquisador, orientando e incentivando conforme se espera de um grande amigo.

Ao professor e amigo Leopoldo Correa Roza, cujo exemplo de dedicação ao trabalho e ao saber contituem-se em um exemplo para todos aqueles que se aventuram em pesquisas na área ferroviária.

Aos amigos Weisner, Rosângela, Osvaldo e Almiro, por terem atuado sempre com o mais alto grau de profissionalismo sem nunca deixarem de ser companheiros, sem os quais seria impossível a conclusão deste trabalho.

Aos companheiros Chico, Marcos, Renato, Alexandre e Carlos, que participaram com seu trabalho da construção do Laboratório Ferroviário.

Aos professores e funcionários do Departamento de Projeto Mecânico e a Diretoria da FEM, pelo apoio e a confiança demonstrada em todos os momentos deste trabalho.

“Tua é, Senhor, a grandeza, e o poder, e a honra, e a vitória, e a majestade; porque teu é tudo quanto há nos céus e na terra; teu é, Senhor, o reino e tu te exaltaste por soberano sobre todos.”

I Cr. 29:11

Sumário

1. Introdução	24
1.1 Objetivos Adicionais	28
2. Aspectos Gerais e Revisão de Literatura	29
2.1. O Processo de Frenagem Ferroviária	29
2.1.1. Aquecimento devido à Frenagem	30
2.1.2. Cálculo da Potência de frenagem	31
2.1.3. Controle da Frenagem em Operação	33
2.2 Problemas Causados pelo Aquecimento	34
2.3 Estudo da Distribuição de Temperaturas	38
3. Metodologia de Abordagem	53
3.1 Planejamento e Procedimento Experimental	54
3.1.1 Máquina de Ensaio de Sapatas (M.E.S.)	55
3.1.1.1 Sistema de Controle e Aquisição de Sinais	57
3.1.2 Medição de Temperaturas	59
3.1.2.1 Aferição dos Termopares	61
3.1.2.2 Calibração do Medidor por Infravermelho	62

3.1.3	Potência de Atrito	65
3.1.3.1	Determinação da Força de Atrito	66
3.1.3.2	Determinação da Força Normal	68
3.1.4	Definição das Características dos Ensaios	68
3.1.5	Forma de Tratamento dos Sinais	70
3.2	Simulação Numérica	73
3.2.1	Verificação da Axissimetria do Problema	74
3.2.2	Método Numérico	76
3.2.2.1	Definição dos tipos de Elementos	77
3.2.2.2	Definição do Tamanho do Elemento	79
3.2.3	Estimativa da quantidade de calor que flui para a sapata	81
3.2.3.1	Ensaio de Aquecimento	83
3.2.3.2	Modelamento do Ensaio de Aquecimento da Sapata	84
3.2.3.3	Estimativa do Coeficiente Médio de Troca de Calor nas Superfícies B e E:	86
3.2.3.4	Estimativa do Coeficiente Médio de Troca de Calor na Superfície F	87
3.2.3.5	Estimativa do Coeficiente Médio de Troca de Calor na Placa Vertical C:	87
3.2.3.6	Distribuição de Forças na Sapata	88
3.2.3.7	Avaliação da Quantidade de Calor Dissipada para o Meio	90
3.2.3.8	Avaliação Global	92

3.2.4 Estudo do Efeito da Radiação sobre o Aquecimento em Rodas Ferroviárias.	93
3.3 Metodologia para Determinação do Coeficiente Global de Transferência de Calor	96
3.3.1. Estimativa do Valor do Coeficiente de Convecção	96
3.3.1.1 Estudo do Coeficiente de Transferência de Calor para a parte Cilíndrica	97
3.3.1.2 Estudo do Coeficiente de Transferência de Calor para o disco	99
3.3.2 Procedimento para Avaliação de h	101
4. Resultados e Discussões	102
4.1 Resultados dos Ensaios	103
4.1.1 Modelo para a variação do Coeficiente de Atrito durante os ensaios	103
4.1.2 Resultados para as Temperaturas nos pontos selecionados	107
4.2 Modelamento da distribuição de temperaturas	107
4.3 Discussão das Incertezas nos Resultados	121
4.3.1 Análise das Incertezas na Medição de Temperatura	121
4.3.2 Análise das Incertezas na Medição de Forças	123
4.3.3 Análise das Incertezas no Cálculo da Potência de Frenagem	124
5. Conclusões	126
Referências Bibliográficas	130
Bibliografia Adicional Consultada	136

Lista de Figuras

FIGURA 2.1	Esquema de aplicação dos freios de sapata em veículos ferroviários nacionais.	30
FIGURA 2.2	Seção transversal de uma roda ferroviária, nomenclatura e posição de entrada de calor devido à frenagem.	31
FIGURA 2.3	Escamação em rodas ferroviárias	35
FIGURA 2.4	Cavitação em rodas ferroviárias (“Spalling”)	36
FIGURA 2.5	Roda rompida em serviço (CAMPOS; 1985)	37
FIGURA 2.6	Rodas de um mesmo eixo com comportamentos diferentes em serviço (CAMPOS; 1985)	38
FIGURA 2.7	Variação do coeficiente combinado de transferência de calor por convecção e radiação com a temperatura segundo Riegel (RIEGEL, LEVY E SLITER; 1965)	39
FIGURA 2.8	Resultados para a distribuição de temperaturas conforme dados da tabela 1 (WETENKAMP; 1973).	42
FIGURA 2.9	Resultados para a distribuição de temperaturas segundo Wetenkamp e Kipp (WETENKAMP E KIPP; 1975).	42

FIGURA 2.10	Resultados para a distribuição de temperaturas conforme dados da tabela 2 (LARSON et alii; 1978).	45
FIGURA 2.11	Resultados para a distribuição de temperaturas com 50 HP (37,2 kW) e aplicação por 15 min. (WETENKAMP E KIPP; 1978)	45
FIGURA 2.12	Posição dos termopares e valores do coeficiente de atrito durante o ensaio com 96 km/h e 13420 N de força normal na sapata. (OLIVER et alii; 1980)	46
FIGURA 2.13	Valores de Potência de Frenagem e Temperaturas medidas com pirômetro ótico durante ensaio a 64 km/h (WETENKAMP, ECK E RHINE; 1980).	47
FIGURA 2.14	Variação do coeficiente de transferência de calor por convecção com a rotação da roda (JALON et alii, 1977)	47
FIGURA 2.15	Posição dos termopares para comparação de resultados da tabela 2.4 (ECK; 1985).	49
FIGURA 2.16	Distribuição de temperaturas [$^{\circ}$ C] em Rodas 33 pol. (838,2 mm) para a frenagem constante com potência de 43 HP (32,1 kW) e tempo de frenagem de 3600 s. (OPINSKY et alii; 1986) SF (esquerda), SN (centro) e SG (direita)	50
FIGURA 2.17	Distribuição de temperaturas para frenagem de parada segundo Lunden. Potência inicial 193,1 kW e tempo de frenagem de 44,96 s. (LUNDÉN; 1991)	51
FIGURA 2.18	Distribuição de temperaturas [$^{\circ}$ C] em rodas de 36 pol (914 mm) para a frenagem constante com potência de 60 HP (44,47 kW) e tempo de frenagem de 1200 s. (WETENKAMP, GALLAGHER E POLZIN; 1992)	52
FIGURA 3.1	Máquina de Ensaio de Sapatas	56
FIGURA 3.2	Esquema Pneumático de Aplicação de Forças na M.E.S.	56

FIGURA 3.3	Esquema de montagem do Sistema de Controle e Aquisição de Sinais	58
FIGURA 3.4.	Posição dos termopares ao longo da face externa do aro da roda	59
FIGURA 3.5	Esquema de montagem utilizado para a aferição dos termopares	62
FIGURA 3.6	Resultados para a aferição dos termopares	63
FIGURA 3.7	Pirômetro Ótico OS42-KC	65
FIGURA 3.8	Resultado da Calibração do Pirômetro Ótico OS42-KC	66
FIGURA 3.9	Força de Atrito em função do sinal de saída do Torquímetro	67
FIGURA 3.10	Determinação da Força Normal na M.E.S.	69
FIGURA 3.11	Coeficiente de Atrito medido e modelado	73
FIGURA 3.12	Áreas nas quais a roda foi dividida em elementos de tamanhos diferentes	79
FIGURA 3.13	Malha utilizada para a discretização das rodas de 33 pol. (838 mm) cilíndricas	81
FIGURA 3.14	Posição dos termopares e dimensões na sapata utilizada no ensaio E96131.	83
FIGURA 3.15	Variação da potência de frenagem [W] calculada a partir dos dados medidos no ensaio E96131.	84
FIGURA 3.16	Variação das temperaturas nos pontos selecionados da sapata	85
FIGURA 3.17	Esquema mostrando o efeito da auto-energização sobre a sapata ferroviária na Máquina de Ensaio de Sapatas	88
FIGURA 3.18	Potência Irradiada das Superfícies da Roda	95

FIGURA 3.19	Modelamento de partes da superfície da roda como disco (verde) e cilindro (vermelho)	97
FIGURA 3.20	Variação do Coeficiente h com a temperatura do ar em cilindros	99
FIGURA 3.21	Variação do coeficiente Local h_L com o raio, para discos girando	100
FIGURA 4.1	Variação do Coeficiente de Atrito durante o Ensaio E96141	104
FIGURA 4.2	Variação do Coeficiente de Atrito durante o Ensaio E96142	104
FIGURA 4.3	Variação do Coeficiente de Atrito durante o Ensaio E96143	105
FIGURA 4.4	Diferença percentual entre o valor real e o modelado para o coeficiente de atrito ao longo do ensaio E96141.	105
FIGURA 4.5	Diferença percentual entre o valor real e o modelado para o coeficiente de atrito ao longo do ensaio E96142.	106
FIGURA 4.6	Diferença percentual entre o valor real e o modelado para o coeficiente de atrito ao longo do ensaio E96143.	107
FIGURA 4.7	Distribuição de temperaturas para o ensaio E96141	108
FIGURA 4.8	Distribuição de temperaturas para o ensaio E96142	108
FIGURA 4.9	Distribuição de temperaturas para o ensaio E96143	109
FIGURA 4.10	Temperaturas t_1 , t_2 , t_3 , t_4 e infra calculadas para os nós selecionados simulando o ensaio E96141. Parte cilíndrica: $h = 70 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ Demais superfícies: $h = 25 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$	109
FIGURA 4.11	Temperaturas t_1 , t_2 , t_3 , t_4 e infra calculadas para os nós selecionados simulando o ensaio E96142. Coeficientes iguais aos da figura 4.10	110

FIGURA 4.12	Temperaturas t1, t2, t3, t4 e infra calculadas para os nós selecionados simulando o ensaio E96143. Coeficientes iguais aos da figura 4.10	110
FIGURA 4.13	Variação da temperatura t1 calculada (t1-c) e medida (t1) durante o ensaio E96143. CILI = 70 W/m ² °C e DISCO = 25 W/m ² °C.	113
FIGURA 4.14	Diferença entre as temperaturas calculadas e medidas durante o ensaio E96143. CILI = 70 W/m ² °C e DISCO = 25 W/m ² °C.	113
FIGURA 4.15	Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e medidas durante o ensaio E96143. CILI = 70 W/m ² °C e DISCO = 25 W/m ² °C.	114
FIGURA 4.16	Diferença entre as temperaturas calculadas e medidas durante o ensaio E96141. CILI = 60 W/m ² °C e DISCO = 30 W/m ² °C.	115
FIGURA 4.17	Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e medidas durante o ensaio E96141. CILI = 60 W/m ² °C e DISCO = 30 W/m ² °C	115
FIGURA 4.18	Diferença entre as temperaturas calculadas e medidas durante o ensaio E96141. CILI = 70 W/m ² °C e DISCO = 70 W/m ² °C.	116
FIGURA 4.19	Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e medidas durante o ensaio E96141. CILI = 70 W/m ² °C e DISCO = 70 W/m ² °C	117
FIGURA 4.20	Diferença entre as temperaturas calculadas e medidas durante o ensaio E96143. CILI = 22,7 W/m ² °C e DISCO = 22,7 W/m ² °C. Porcentagem da Potência de Frenagem que aquece a roda: 70%	118

- FIGURA 4.21 Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e medidas durante o ensaio E96143. 118
CILI = DISCO = 22,7 W/m² °C. Porcentagem da Potência de Frenagem que aquece a roda: 70%
- FIGURA 4.22 Diferença entre as temperaturas calculadas e medidas durante o ensaio E96143. 119
CILI = 25 W/m² °C e DISCO = 25 W/m² °C.
Porcentagem da Potência de Frenagem que aquece a roda: 80%
- FIGURA 4.23 Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e medidas durante o ensaio E96143. 120
CILI = DISCO = 25 W/m² °C
Porcentagem da Potência de Frenagem que aquece a roda: 80%
- FIGURA 4.24 Diferença entre as temperaturas infra e t2 (calculadas e medidas) para o ensaio E96143. 120
CILI = 25 W/m² °C e DISCO = 25 W/m² °C. Porcentagem da Potência de Frenagem que aquece a roda: 80%
- FIGURA 4.25 Diferença percentual entre as temperaturas infra e t2 calculadas e medidas durante o ensaio E96143. CILI = DISCO = 25 W/m² °C 121
Porcentagem da Potência de Frenagem que aquece a roda: 80%

Lista de Tabelas

TABELA 2.1: Parâmetros utilizados na simulação numérica da distribuição de temperaturas (WETENKAMP; 1973).	41
TABELA 2.2: Parâmetros utilizados por Larson na simulação numérica da distribuição de temperaturas (LARSON et alii; 1978).	44
TABELA 2.3 Temperaturas ao final do ensaio descrito por Oliver (OLIVER et alii; 1980)	46
TABELA 2.4 Resultados para temperaturas em rodas 36 pol. (914,4 mm) após 15 minutos a 64 km/h e com potência de frenagem de 37,3 kW (ECK; 1985).	48
TABELA 3.1 Características do Pirômetro Ótico OS42-KC	60
TABELA 3.2 Condições para a realização do Ensaio de Frenagem Constante Norma A.A.R. M-926/92	70
TABELA 3.3 Variáveis lidas durante o Ensaio de Frenagem Constante	70
TABELA 3.4 Condições do ensaio de frenagem constante E96131	83
TABELA 3.5 Relação entre as forças F_1 e F_2 e o valor de N_1 no ensaio E96131.	90

TABELA 3.6 Calor gerado na interface sapata-roda durante o Ensaio E96131	91
TABELA 4.1 Características Básicas dos Ensaios E96141, E96142 e E96143	103
TABELA 4.2 Tabulação dos valores calculados e medidos para as temperaturas	112

Lista de Símbolos

A_{oxi}	= área da superfície oxidada entre dois nós do modelo teórico	[mm ²]
A_{si}	= área da superfície de troca de calor onde se encontra o termopar i	[m ²]
Bi	= número de Biot	
c	= distância do ponto de aplicação de forças ao pino (ítem 3.2.3.6)	[mm]
c	= calor específico	[J/kg. °C]
$C(T)$	= matriz de capacitância	
D	= diâmetro da roda	[m] ou [mm]
d_e	= desaceleração média de um veículo	[m/s ²]
F_1	= força de compressão na parte superior da sapata	[kgf] ou [N]
F_{1a}	= força de atrito na parte superior da sapata	[kgf] ou [N]
F_2	= força de compressão na parte inferior da sapata	[kgf] ou [N]
F_{2a}	= força de atrito na parte inferior da sapata	[kgf] ou [N]
F_{at}	= força de atrito	[kgf] ou [N]
F_n	= força normal	[kgf] ou [N]

F_o	= número de Fourier	
F_R	= força de retardamento	[kgf] ou [N]
g	= aceleração da gravidade	[m/s ²]
Gr	= número de Grashof	
h	= coeficiente global de transferência de calor	[W/m ² .°C]
h_i	= coeficiente global de transferência de calor na superfície i	[W/m ² °C]
h_L	= coeficiente local de troca de calor	[W/m ² °C]
I	= Inércia das massa girantes	[kg/m ²]
k ou κ	= condutividade térmica	[W/m.°C]
$K(T)$	= matriz de condutividade	
l	= distância entre os ponto de aplicação de F_1 e F_2	[mm]
L	= comprimento em placas planas	[m]
M	= massa total do veículo	[kg]
m	= massa total do veículo dividida pelo número de sapatas	[kg]
N_i	= potência de atrito gerada na parte superior da sapata	[W]
N_R	= parte da potência gerada absorvida pela roda	[W] ou [CV]
N_{RG}	= potencia de frenagem	[W] ou [CV]
n_s	= número de sapatas	
n_R	= rotação da roda	[rpm]
Nu	= número de Nusset	
Pr	= número de Prandt	

Q	= quantidade de calor gerado	[J]
Q_{entra}	= quantidade de calor que é absorvida pela sapata	[J]
q_i	= taxa de calor trocada na superfície onde se encontra o termopar i .	[W]
Q_{s-sai}	= quantidade de calor que é dissipada para o meio a partir da sapata	[J]
Q_T	= calor total gerado ou trocado em um intervalo de tempo	[J]
R	= raio médio das massa girantes	[m]
Ra	= número de Rayleigh	
T	= temperatura	[°C]
t	= tempo	[s]
T_{amb}	= temperatura ambiente	[°C]
t_i	= temperatura na posição i	[°C]
v	= velocidade do veículo	[km/h] ou [m/s]
v_{∞}	= velocidade num ponto não influenciado pelo escoamento	[m/s]
V_p	= sinal de medição de pressão	[V]
V_T	= sinal de medição de torque	[V]
ω	= rotação da roda	[rad/s]
x_o	= profundidade ou espessura da sapata	[mm]
y	= valor do eixo das ordenadas	
y_o	= largura da sapata	[mm]
z_o	= comprimento ou altura da sapata	[mm]

α	= ângulo de inclinação de uma rampa (capítulo 2)	[°] ou [rad]
α	= difusividade térmica (capítulo 3)	[m ² /s]
ε	= emissividade (item 3.2.4)	
\mathfrak{F}	= fator de forma para a radiação	
μ	= viscosidade absoluta (item 3.2)	[N.s/m ²]
ν	= viscosidade cinemática	[m ² /s]
μ	= coeficiente de atrito	
β	= coeficiente de expansão térmica	[1/°C]
ρ	= densidade volumétrica (ou dens.)	[kg/m ³]
ξ	= fração do calor gerado que é absorvido pela roda	
\mathfrak{R}_D	= número de Reynolds para o diâmetro D	
β_e	= fator de escala para cálculo de Δt	
\mathfrak{R}_e	= número de Reynolds	
Δt	= intervalo entre cálculos para o M.E.F.	[s]
$\Delta T_{\text{médio}}$	= diferença de temperatura média no interior da sapata ao longo de direções pré-definidas	[°C]
Δx	= dimensão característica do elemento	[mm] ou [m]
$\{Q(T)\}$	= vetor fluxo de calor	
$\{T\}$	= vetor de temperaturas nos nós	
$\{\mathbf{T}\}$	= derivada de $\{T\}$	

Resumo

SANTOS JÚNIOR, Auteliano Antunes dos, *Determinação do Coeficiente Global de Transferência de Calor em Rodas Ferroviárias*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1996. 138 p. Tese (Doutorado)

Este trabalho tem como objetivo obter um valor para o coeficiente global de transferência de calor adequado para simular o processo do aquecimento de rodas ferroviárias durante a frenagem em rodas de 33 pol (838 mm). Para tanto, construiu-se um dispositivo de ensaios de material de atrito para freios ferroviários e rodas, em escala real, capaz de simular as condições de frenagem mais comuns encontradas na operação ferroviária. Mediram-se as variações de temperatura e potência de frenagem, para diversos ensaios padronizados, que foram comparadas com os resultados obtidos por simulação numérica do processo de frenagem. Definiu-se uma metodologia de obtenção do valor do coeficiente procurado, a qual foi seguida até que os resultados obtidos concordassem com os medidos em margens consideradas adequadas. A obtenção deste valor é de fundamental importância para o cálculo da distribuição das tensões térmicas e para as pesquisas futuras visando a determinação de condições seguras de operação das ferrovias.

Palavras Chave:

Freios, Ferrovias, Transporte Ferroviário: Rodas.

Abstract

SANTOS JÚNIOR, Auteliano Antunes dos, *Determinação do Coeficiente Global de Transferência de Calor em Rodas Ferroviárias*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1996. 138 p. Tese (Doutorado)

The objective of this work is to determine a value of the overall heat transfer coefficient to be able to simulate the heating during braking process in 33 inch railroad wheels. To achieve this objective it was necessary to design and construct a full scale railroad brake dynamometer to reproduce the most common braking conditions found in railroad operation. The variations in brake power and temperature were measured during standardized tests and were compared to the results obtained from a finite element numerical simulation. Many trial simulations were realized in order to achieve better agreement between the numerical predictions and the experimental results. The results of this work are important to determine the thermal stress distribution in railroad wheels during braking and this represents the major aim of works developed in the Railroad Laboratory of the State University of Campinas.

Key Words:

Brake, Railroads, Railroad Transportation: wheels.

Capítulo 1

Introdução

A eficácia do transporte ferroviário para cargas elevadas e longas distâncias é conhecida e os países desenvolvidos o utilizam desde longa data. No Brasil este tipo de transporte foi desenvolvido até a primeira metade deste século, sendo depois relegado ao segundo plano até há bem pouco tempo devido a políticas estratégicas que beneficiavam o transporte rodoviário e que justificavam sua posição no elevado custo inicial de implantação de ferrovias. Embora isto seja verdade, a vantagem da ferrovia sobre as rodovias torna-se evidente ao longo do tempo de operação, principalmente para o tipo de transporte mencionado. Apenas como exemplo, um único trem de minérios da Estrada de Ferro Carajás, da Companhia Vale do Rio Doce, leva carga equivalente à que 800 carretas de 30 toneladas transportariam. Com um tráfego diário médio de sete composições ferroviárias, com 3 locomotivas cada, seriam necessárias 5600 carretas para o mesmo serviço, o que inviabilizaria qualquer rodovia num curto espaço de tempo.

Não obstante a vantagem econômica que representam, as ferrovias padecem de diversos tipos de problemas. A falta de investimento no setor fez com que as empresas se vissem obrigadas a sacrificar ações preventivas e corretivas de manutenção em vias e veículos e este é, sem dúvida, o principal fator gerador de falhas em serviço. Embora muitos problemas possam ser amenizados ou resolvidos com investimentos pesados no setor, alguns são inerentes ao próprio tipo de transporte. As ferrovias nacionais foram concebidas para cargas

elevadas e baixas velocidades, o que exige que a parte estrutural dos veículos e vias seja reforçada. As rodas, que também são apoios sobre os trilhos, têm que suportar o peso e os demais efeitos dessas elevadas cargas.

Uma roda ferroviária pode não servir apenas como apoio para o veículo. Nos veículos de carga nacionais serve também como tambor de freio, ou seja, é utilizada para dissipar o calor gerado devido à variação da energia cinética e potencial do veículo durante a frenagem. A parte deste calor que entra na roda pode gerar diversos tipos de problemas tais como mudanças estruturais, redução da resistência mecânica, modificação do padrão inicial das tensões residuais, fadiga, trincas e outros. Enquanto alguns destes podem levar a efeitos catastróficos, a maioria significa uma redução na vida em operação e um custo econômico muitas vezes significativo.

As rodas ferroviárias também suportam cargas mecânicas. Estas cargas podem ser devidas ao peso ou ao direcionamento do veículo sobre a via. As cargas devidas ao peso são de maior magnitude, mas as cargas devidas ao direcionamento também podem ser importantes pois seu efeito se soma ao do peso e ao da carga térmica. Muito embora a magnitude das tensões geradas pelas cargas mecânicas esteja significativamente abaixo dos valores das geradas pelas cargas térmicas, estas podem levar à falha, já que variam ciclicamente em cada ponto conforme a roda gira. Numa descida de serra pode-se considerar que as tensões devidas ao aquecimento em cada ponto representam um valor médio em torno do qual alternam-se as tensões devidas às cargas mecânicas. Este tipo de condição de carregamento é característico dos sistemas onde ocorrem falhas por fadiga. A fadiga do material da roda é o tipo de falha mais comum encontrado em serviço.

As empresas ferroviárias nacionais normalmente não possuem estudos sobre as falhas em rodas, muito embora a maioria delas possua bancos de dados com as informações pertinentes. Em 1992, Santos (SANTOS; 1992) estimou em 400 mil dólares por ano a economia obtida por um aumento de 10% na vida das rodas da Estrada de Ferro Carajás (CVRD). Estes dados se referem apenas às rodas; não incluem custo de manutenção nem danos prováveis em elementos periféricos, tais como rolamentos, via permanente e imobilização, entre outros. Considerando a extensão da malha ferroviária nacional tem-se uma

perspectiva do valor que trabalhos de pesquisa aplicada voltados para o assunto de falhas em rodas podem vir a representar.

Muitos trabalhos têm sido feitos visando soluções que auxiliem no aumento da vida média em serviço das rodas ferroviárias. A maioria deles, conforme descrito posteriormente, busca simular as condições de operação em laboratório e isolar as causas dos tipos mais comuns de falhas. A maior parte das falhas em rodas ferroviárias está diretamente relacionada ao aquecimento. Muitos pesquisadores discutiram o aquecimento em rodas ferroviárias nas mais diversas situações de carregamento em ferrovias de outros países. Pouco se fez até o momento no sentido de reproduzir as pesquisas e aplicá-las às condições nacionais, adaptando as soluções obtidas aos problemas característicos do parque ferroviário brasileiro.

Este trabalho é parte de um amplo estudo desenvolvido no Laboratório Ferroviário\DPM da Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP, que visa a construção de dispositivos de ensaio capazes de simular as condições de operação em ferrovias nacionais. Atualmente estão em operação neste Laboratório dois dispositivos de ensaio de material de atrito e está em construção um dinamômetro com inércias mecânicas de grande porte; está em fase de projeto junto a FAPESP a aquisição de um programa computacional para simulação de marcha de locomotivas e vagões (NUCARS ou VAMPIRE) e foram iniciados entendimentos para a expansão do Laboratório para englobar Ensaios de Dispositivos Pneumáticos para freios ferroviários. Toda a construção dos dispositivos está sendo financiada por convênios com a Companhia Vale do Rio Doce, FEPASA, e RFFSA e com a colaboração da GEVISA S/A. Devido a estes intercâmbios diversos estudos têm se tornado possíveis, como por exemplo: “Novas Tecnologias para Ensaios de Freios Ferroviários”, “Simulação de Marcha de Locomotivas” e “Aquisição de Dados e Controle de Ensaios de Frenagem”.

Durante a apresentação do trabalho “Problemas causados pelo Aquecimento em Rodas Ferroviárias - O Ensaio Krauss” (SANTOS, 1992), foram identificados diversos tópicos de interesse para continuidade dos estudos na linha de falhas em rodas. Um, em especial, tratava da questão da simulação numérica do processo de aquecimento durante a frenagem. Na ocasião foi mostrado que a distribuição de temperaturas calculada a partir de métodos numéricos não representava bem o resultado publicado para medidas experimentais por diversos pesquisadores. Além disso, muitos pesquisadores não se preocupavam com o

resfriamento em suas simulações, já que buscavam conseguir em laboratório uma distribuição de temperaturas semelhante à obtida em serviço a fim de medir com extensômetros a distribuição de tensões à quente. Por isso alguns desses pesquisadores aqueciam rodas sobre uma bancada em posição horizontal, utilizando indução através de bobinas colocadas em sua superfície de rolamento.

Este trabalho tem como objetivo obter um valor do coeficiente global de troca de calor adequado para simular numericamente o aquecimento em rodas ferroviárias de 33 pol. (838 mm) durante a frenagem em bancada de ensaios. Como resultado deste trabalho espera-se poder calcular a distribuição de temperaturas em rodas ferroviárias, nas mais diversas situações de frenagem contínua, utilizando como condição de contorno o coeficiente obtido. Será abordada a questão da extensão do trabalho às condições de operação normais em vias.

Com a obtenção de valores confiáveis para a distribuição de temperaturas será possível calcular a distribuição de tensões em função da temperatura. Na verdade, esta distribuição de tensões térmicas é a parte mais simples do cálculo, já que as propriedades de resistência e deformação de materiais metálicos e seu comportamento com a temperatura são bem conhecidos ou fáceis de obter. O conhecimento dessas tensões fornecerá base para desenvolvimento de teorias sobre as falhas características de rodas ferroviárias nacionais e permitirá o desenvolvimento de uma metodologia de prevenção de falhas.

As ferrovias mais modernas têm rampas suaves e longas que representam condições muito próximas das de ensaio de frenagem contínua. Também os trens tipo são constituídos por vagões “cativos”, isto é, que realizam sempre o mesmo trajeto com a mesma carga. A instrumentação das vias com medidores de temperatura (detetores de roda quente) em pontos estratégicos permitirá definir um histórico de frenagem para cada uma das rodas em serviço e, de imediato, modelar sua vida em operação com os métodos atuais de análise de tensões. Além disso, permitirá relacionar as falhas ocorridas com as temperaturas atingidas em serviço por estas rodas.

É evidente que as condições operacionais têm graus de liberdade que as condições de laboratório não tem. A instalação de detetores ao longo da via pressupõe ser possível traçar a distribuição de temperaturas a partir da medição de um só ponto da roda. Uma simples chuva,

um vento um pouco mais forte ou uma sapata com coeficiente de atrito muito diferente da média utilizada para a distribuição são parâmetros de influência significativa e que precisam ser considerados. No entanto, todas estas condições só poderão ser estudadas a partir do conhecimento das condições normais, as quais podem ser determinadas a partir dos resultados deste trabalho.

1.1 Objetivos Adicionais

A fim de atingir os objetivos do trabalho será necessário obter a distribuição de temperaturas em rodas sob condições de frenagem real. Esta será determinada experimentalmente e comparada com os resultados obtidos por simulação numérica. Para isso será necessário atingir objetivos adicionais, quais sejam:

a) Construção, montagem, instalação e operação de Bancada de Freio Ferroviário em tamanho natural capaz de representar os processos de frenagem comuns em ferrovias;

b) Planejamento Experimental - definição da instrumentação necessária, viabilidade econômica, aquisição, montagem, aferições e calibrações, análise de incertezas, ensaios preliminares;

c) Análise Numérica - definição do modelo, análise dos resultados, comparação teórico-experimental;

Capítulo 2

Aspectos Gerais e Revisão de Literatura

Este capítulo apresenta os conceitos básicos necessários para a compreensão do processo de frenagem ferroviária em veículos de carga nacionais, os problemas causados pelo aquecimento durante essa frenagem e a revisão da literatura sobre o estudo da transferência de calor em rodas ferroviárias.

2.1. O Processo de Frenagem Ferroviária

O sistema de freios utilizado em composições de carga nas ferrovias brasileiras é o freio de atrito acionado a ar comprimido. Um complexo conjunto de válvulas, reguladores e manipuladores controla a aplicação e a distribuição da frenagem ao longo da composição ferroviária. O ar comprimido é gerado na locomotiva e é transmitido aos vagões por meio de uma canalização denominada encanamento geral. Manipuladores sob o controle do maquinista permitem que a pressão no encanamento geral seja alterada. Uma redução de pressão neste encanamento faz com que o ar sob pressão, armazenado em reservatórios nos vagões, seja liberado para um cilindro pneumático. A pressão no cilindro, denominado cilindro de freio, é proporcional à redução de pressão e em cada vagão há uma válvula que controla esta liberação de pressão. O cilindro de freio está ligado a um conjunto de alavancas que multiplicam a força gerada por este e a aplicam às sapatas. Os vagões de carga nacionais têm 8 sapatas do tipo

não-metálicas. A figura 2.1 mostra um esquema do cilindro, alavancas, sapata e roda de um freio ferroviário.

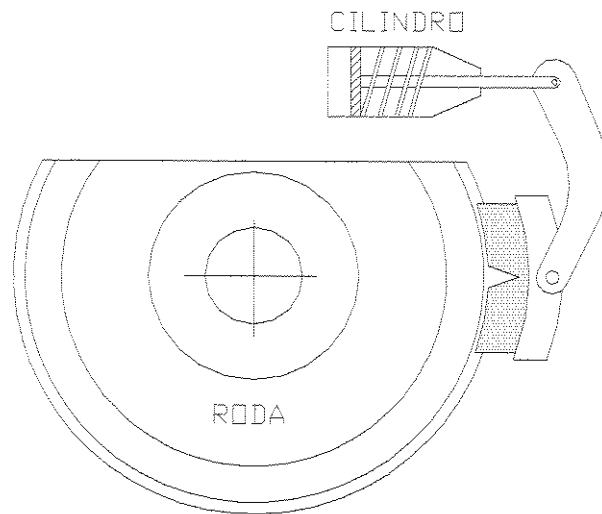


FIGURA 2.1 Esquema de aplicação dos freios de sapata em veículos ferroviários nacionais.

Diversos outros tipos de sistemas de freios são utilizados em composições ferroviárias. Os mais comuns são descritos no trabalho de mestrado de Santos (SANTOS; 1992) e analisados por Roza (Roza; 1989). Nenhum destes tipos influi diretamente no aquecimento de rodas ferroviárias em vagões e, portanto, não são objeto deste estudo.

2.1.1. Aquecimento devido à Frenagem

O processo de frenagem consiste em transformar energia cinética ou potencial em outra forma de energia, causando a manutenção ou redução da velocidade de um veículo. Em particular o processo de frenagem por atrito consiste em transformar a energia em calor. Este calor, mais do que uma característica desejável, é um efeito inerente ao processo e, como tal, deve ser considerado no projeto e análise dos sistemas de freios como um todo.

Na frenagem ferroviária em vagões de carga este calor é gerado na interface sapata-roda. Como já visto, a roda tem a função de dissipar este calor além da função normal de apoio do veículo. Parte da quantidade de calor gerada flui para a sapata, parte vai para o ar, seja como calor ou outras formas de energia, a sonora por exemplo, e a maior parte vai para a roda.

A posição da entrada de calor na roda coincide com a região de apoio desta sobre o trilho. Esta posição está sujeita a deformações cíclicas à quente e é uma das regiões propensas à falha. A figura 2.2 mostra a seção transversal de uma roda, a nomenclatura de suas partes. A posição de entrada de calor coincide com a superfície de rolamento (bandagem).

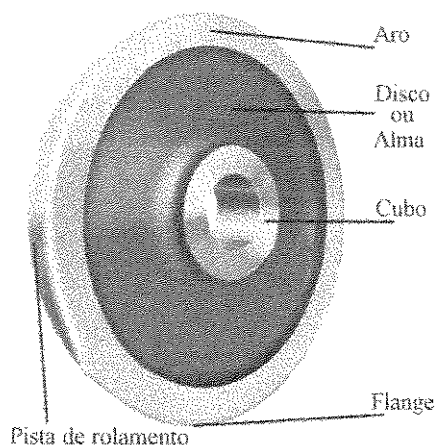


FIGURA 2.2 Seção transversal de uma roda ferroviária, nomenclatura e posição de entrada de calor devido à frenagem.

2.1.2. Cálculo da Potência de frenagem

A taxa de geração de calor na interface sapata-roda é denominada potência de frenagem (N_{RG}). A cada instante esta é função da força de retardamento (ou desaceleração) total em um veículo (F_R) e da velocidade do veículo (v). A força de retardamento em uma roda pode ser considerada como sendo F_R dividida pelo número de sapatas do veículo (n_S). Desta forma:

$$N_{RG} = \frac{F_R(t) \cdot v(t)}{n_S}$$

Considerando ξ a fração do calor gerado que vai para a roda e F_{at} a força de atrito na interface sapata-roda, a potência de frenagem que a aquece (N_R) é dada por:

$$N_R = \xi \cdot \frac{F_R(t) \cdot v(t)}{n_S} = \xi \cdot F_{at}(t) \cdot v(t)$$

A potência de frenagem em operação também pode ser calculada pela variação da energia total de um veículo. Considerando M a massa total do veículo, m a massa total do veículo dividida pelo número de sapatas, I a inércia das massas girantes, R o raio médio das massas girantes, d_e a desaceleração média, α o ângulo de inclinação da rampa onde está o vagão (caso haja) e g a aceleração da gravidade, a potência de frenagem para uma descida de serra é dada por:

$$N_R = m \cdot g \cdot \text{sen} \alpha \cdot v(t)$$

Como exemplo, um vagão ferroviário de 120 ton., com 8 sapatas, descendo uma rampa de 1% de inclinação ($\alpha = 0,6^\circ$), e com velocidade constante de 25 km/h ($d_e = 0$), gera uma potência de frenagem na interface sapata roda de:

$$N_R = \frac{120000 \cdot 9.81 \cdot \text{sen} 0,6 \cdot 25}{8 \cdot 3,6} = 10700 \text{ W} = 14,3 \text{ CV}$$

Para o caso de um vagão sendo freiado no plano com desaceleração constante a velocidade é dada por:

$$v(t) = v_i - d_e \cdot t$$

onde v_i é a velocidade inicial

A força de atrito na interface sapata-roda causa a frenagem. O torque de frenagem é transmitido ao eixo das rodas e a força de frenagem é equilibrada na interface roda-trilho, fazendo com que as velocidades do veículo e do trilho ($v = 0$) se igualem no intervalo de tempo t . A potência de frenagem é dada por:

$$N_R = \frac{M \cdot d_e \cdot v(t)}{n_s} = m \cdot d_e \cdot (v_i - d_e \cdot t)$$

A massa utilizada nesta equação não é apenas a massa que translada. Na realidade, a inércia que está sendo freiada corresponde a parte em rotação - inércia de rotação - e a parte em translação - massa. A parte em rotação pode ser representada na forma de massa equivalente como:

$$m_{eq} = I / R^2$$

O valor da massa equivalente é considerado para os cálculos em ferrovias como sendo dez por cento do valor total da massa do veículo (ROZA; 1989). Assim, a potência de frenagem fica:

$$N_R = 1,1.m.d_e.(v_i - d_e.t)$$

Pela equação pode-se ver que o valor da potência gerada varia com o tempo desde um valor máximo, para a velocidade máxima no instante inicial, até o valor zero, quando o veículo para. O valor inicial da potência gerada na interface sapata-roda durante uma frenagem a partir de 40 km/h, num vagão de 120000 kg, com 8 sapata e desaceleração de 0,3 m/s é:

$$N_R = \frac{1,1.120000.0,3.40}{8.3,6} = 55 \text{ kW} = 73,7 \text{ CV}$$

Desta forma, é possível obter os valores de potência de frenagem para cada caso específico.

2.1.3. Controle da Frenagem em Operação

O controle da frenagem em vagões ferroviários é feito pelo maquinista. Diversos dispositivos de acompanhamento das ações dos maquinistas têm sido acrescentados às locomotivas. Controles de frenagem, dispositivos de verificação das condições físicas dos maquinistas - sistemas homem-morto, tacógrafos, caixas-pretas e outros fazem com que a maioria das ações de controle estejam dentro de padrões determinados. No entanto, a tarefa principal ainda é do maquinista e de sua capacidade de julgamento e ação depende a operação segura e econômica do veículo na utilização dos freios.

Durante uma frenagem de parada o maquinista aplica os freios de forma a gerar uma força de frenagem constante que permita que a composição pare na distância estipulada. Esta tentativa de aplicar uma força de frenagem constante não significa necessariamente uma desaceleração constante. Esta depende de fatores tais como a distribuição da pressão de aplicação ao longo da composição, o valor do coeficiente de atrito das sapatas, a aderência roda-trilho (umidade, deposições, etc.) e outros. Como estas condições são absolutamente incontroláveis, pode-se prever que jamais haverá uma condição de frenagem igual em dois momentos diferentes numa mesma composição ou entre composições. Desta forma, pode-se considerar que o modelamento das condições médias para este tipo de frenagem representará significativamente o processo, principalmente para o cálculo de resistência e vida em operação. Pode-se também modelar as condições extremas como forma de prever desvios do comportamento obtido com as condições médias.

Durante uma descida de serra o maquinista aplica os freios em uma intensidade previamente estabelecida para que a composição mantenha a velocidade. A variação das condições descritas anteriormente pode fazer com que a velocidade diminua ou aumente. Caso esta diminua o condutor alivia a pressão de atuação dos freios buscando retornar a velocidade inicialmente prevista. Caso a velocidade aumente o procedimento é o inverso. Em ambos os casos o procedimento adotado é denominado ciclagem.

A ciclagem de freios é um procedimento normal, mas não recomendado devido ao aparecimento de gradientes térmicos acentuados ao longo da seção radial da roda. Estes gradientes podem causar mudança no padrão de tensões residuais das rodas e levar a sérios problemas de trincamento e fratura súbita. A situação se agrava quando o maquinista, buscando uma descida mais rápida, cicla o freio durante toda a descida. Neste caso, como a composição alcança uma velocidade mais alta, é necessária uma força de frenagem maior para reduzi-la ao nível desejado. A conscientização dos operadores e a instalação de dispositivos de registro da atuação dos mesmos está levando a diminuição deste tipo de problema.

2.2 Problemas Causados pelo Aquecimento

Tema de dissertação do autor deste trabalho (SANTOS; 1992), os problemas decorrentes do aquecimento devido à frenagem em rodas ferroviárias representam a principal

causa de retirada antecipada de rodas de serviço. Os principais efeitos do superaquecimento em serviço são:

- Escamação (“Thermal Shelling”). Consiste na formação de pequenas trincas na superfície de rolamento que se propagam por fadiga na direção da tensão máxima de cisalhamento. Isto ocorre na região subsuperficial, em profundidades de até 3 mm, provocando o desprendimento de pequenas lâminas do material. O fenômeno é provocado pelas altas cargas durante a frenagem de veículos com excesso de peso. Em casos de superaquecimento da roda, que ocorre por frenagem excessiva, o material sofre sensível redução nas suas propriedades de resistência mecânica, que podem cair até 50%, propiciando a propagação das trincas mesmo para veículos com carga normal e por isso o fenômeno é chamado de “Thermal Shelling”. A figura 2.3 mostra roda com deformação superficial e pequenas trincas características da escamação.



FIGURA 2.3 Escamação em rodas ferroviárias

- Cavitação (“Spalling”). Ocorre devido a mudanças estruturais na superfície de rolamento da roda em frenagens súbitas com travamento e deslizamento da roda, gerando

calor na superfície de contato com o trilho. Este calor soma-se ao já existente na roda devido à frenagem e flui rapidamente para o trilho, causando um resfriamento brusco. Dessa forma, podem surgir estruturas diferentes da original (perlita fina) nas regiões afetadas. Bainita e Martensita, mais frágeis que a perlita, podem ser encontradas nestas regiões (WETENKAMP et alii; 1992). Na interface entre a estrutura original e a nova podem surgir trincas que se propagarão até se unirem de forma que a estrutura nova seja expulsa da roda pela movimentação normal do veículo, formando uma cavidade. A figura 2.4 mostra o fenômeno em rodas ferroviárias.

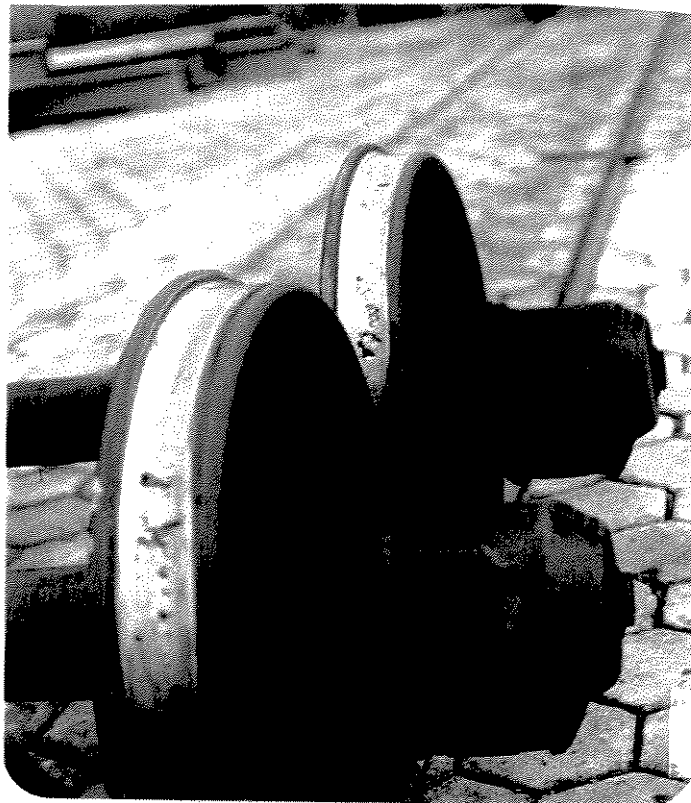


FIGURA 2.4 Cavitação em rodas Ferroviária (“Spalling”)

- Mudança no Padrão de Tensões Residuais. As rodas ferroviária novas apresentam tensões residuais de compressão no aro, particularmente na superfície de rolamento. Durante a operação, frenagens excessivas podem levar ao escoamento do material sob compressão (à quente) em porções localizadas da roda. Todo o aro tende a se expandir devido ao aquecimento, mas a parte não aquecida da roda impede esta expansão gerando tensões compressivas no aro e trativas na concordância disco-cubo. Caso essas tensões ultrapassem o limite de escoamento do material ocorrerá deformação plástica em porções localizadas da

roda. Após o resfriamento as partes que sofreram deformação plástica tendem a assumir dimensões diferentes das originais, segundo a curva de descarregamento do material. Essa variação dimensional e a presença do material das vizinhanças, que se deformou elasticamente, faz com que surjam tensões residuais. Essas tensões serão de tração caso o escoamento tenha sido à compressão e vice-versa. No aro, solicitado à compressão no aquecimento, as tensões serão de tração na direção circunferencial. Qualquer trinca que atinja uma região sob tração poderá se propagar até a fratura subita, podendo provocar situações catastróficas.

A composição desses efeitos do aquecimento com os devidos às cargas mecânicas podem levar a falhas catastróficas em rodas, causando acidentes, tais como descarrilamento e outros de menor ou maior gravidade. A figura 2.5 mostra uma roda fraturada devido a uma trinca que se iniciou na flange e se propagou na direção radial até atingir a alma da roda onde passou a se propagar na direção circunferencial. A figura 2.6 mostra um par de rodas do mesmo eixo onde somente em uma dessas há sinais de danos térmicos; a outra não apresenta sequer trincas de fadiga.

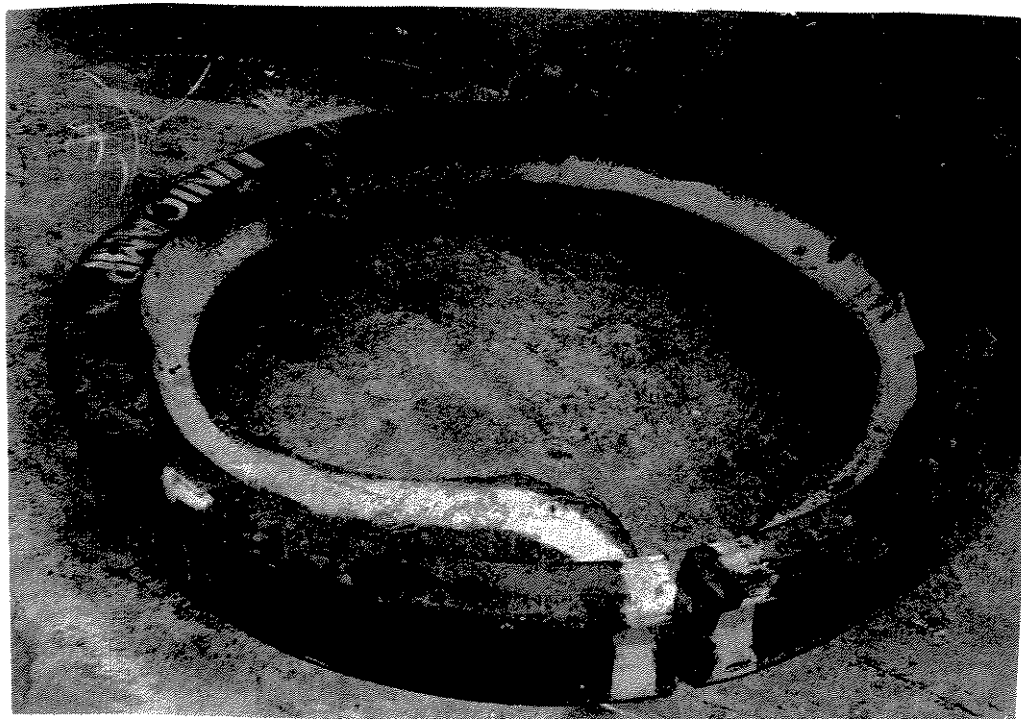


FIGURA 2.5 Roda rompida em serviço (CAMPOS; 1985)

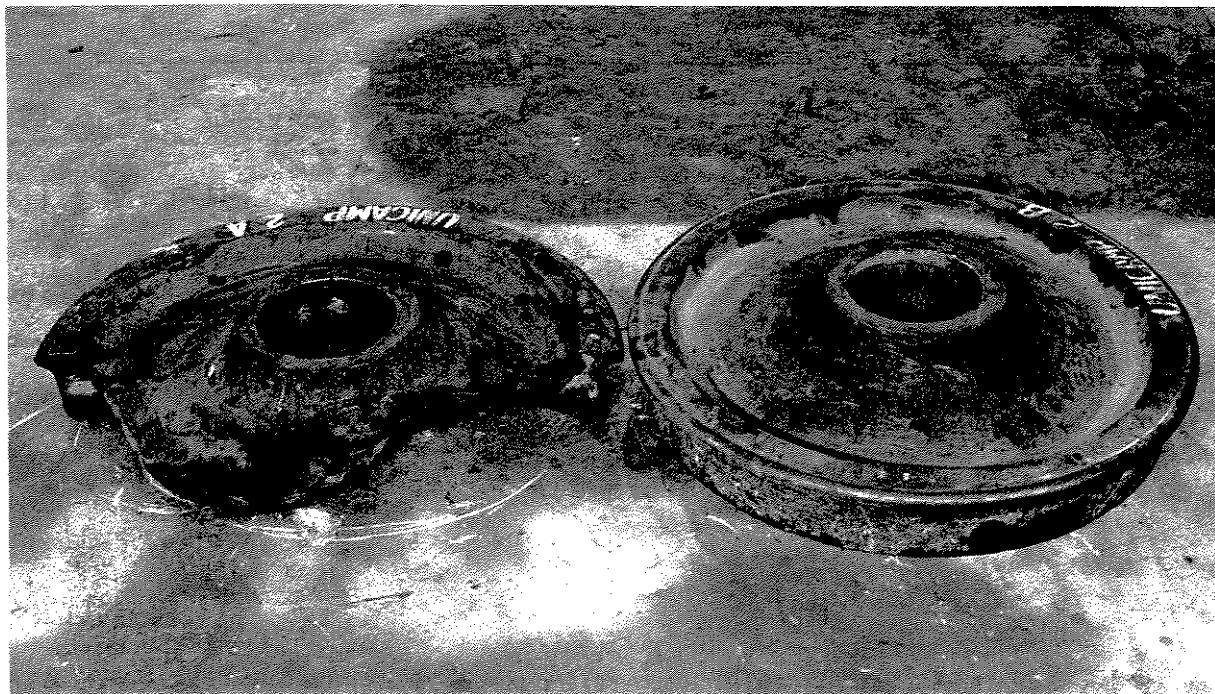


FIGURA 2.6 Rodas de um mesmo eixo com comportamentos diferentes em serviço (CAMPOS; 1985)

2.3 Estudo da Distribuição de Temperaturas

O estudo da distribuição de temperaturas em rodas ferroviárias sempre esteve relacionado à busca de soluções para os problemas causados pelo aquecimento. Já em 1960, a “United States Steel Corporation” (WANDRISCO E DEWES; 1960) apresentou o resultado de um estudo sobre surgimento e propagação de trincas em rodas. Naquele trabalho as rodas foram aquecidas em dinamômetro até determinadas temperaturas e os tipos de falhas que surgiram foram estudados. Até então a baixa disponibilidade de computadores e dificuldades de utilização limitava a aplicação de métodos numéricos e o estudo não aborda o problema de cálculo, apesar de ter sido um marco na classificação dos defeitos e sua ligação com o aumento de temperatura.

Com o patrocínio da General Electric dos Estados Unidos, Riegel apresentou um estudo sobre tensões térmicas e mecânicas (RIEGEL, LEVY E SLITER; 1965). Calculou numericamente as tensões mecânicas utilizando uma modelagem por cilindros concêntricos e as tensões térmicas com uma modelagem que muito se assemelha ao método das diferenças finitas. De fundamental importância é que o trabalho mostra um gráfico com as condições de

contorno e as propriedades utilizadas. Os valores utilizados para o coeficiente combinado de transferência de calor por convecção e radiação são mostrados na figura 2.7. Foram utilizadas rodas de 36 pol. (914,4 mm), mas nada é dito sobre a variação das propriedades com a velocidade.

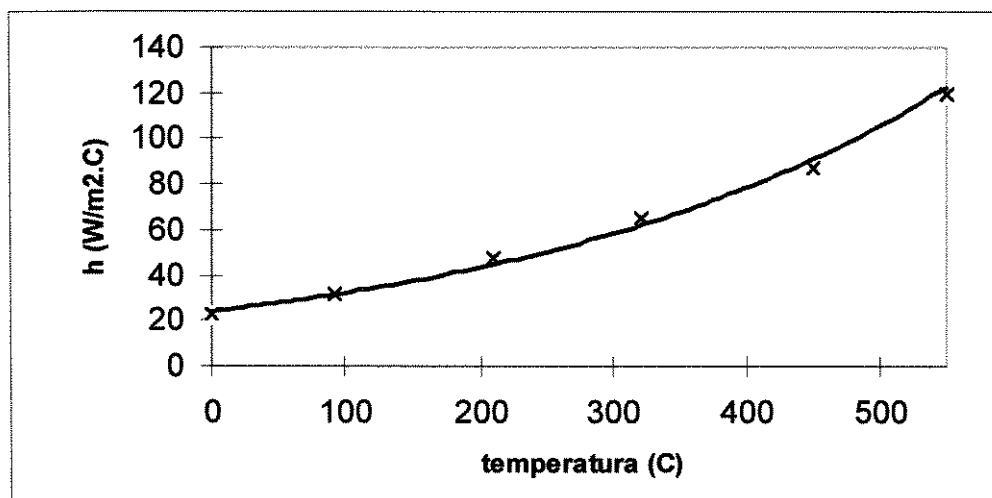


FIGURA 2.7 Variação do coeficiente combinado de transferência de calor por convecção e radiação com a temperatura segundo Riegel (RIEGEL, LEVY E SLITER; 1965)

Com a difusão dos métodos numéricos, a busca por condições de contorno representativas do processo de aquecimento desenvolvido durante a frenagem passou a ser uma prioridade, já que de nada adiantariam métodos de simulação confiáveis sem que os dados de entrada dos problemas o fossem. O método das diferenças finitas passou a ser o mais utilizado para cálculo da distribuição de temperaturas. Novac e Eck (NOVAC E ECK; 1969) apresentaram a solução para a distribuição de temperaturas em rodas 36 pol. (914 mm) considerando o problema como axissimétrico. Neste trabalho simularam o aquecimento durante a frenagem de parada de 2 minutos a partir de 96 km/h. Temperaturas máximas chegaram a 216 °C com 65 segundos de frenagem e caíram a 171 °C no instante de parada. A temperatura inicial para a simulação não é dada e o coeficiente combinado de transferência de calor pelas superfícies expostas é desprezado, ou seja, a troca de calor com o ambiente é nula (não considera a dissipação).

A primeira ampla revisão sobre os problemas de falhas em rodas causadas pelo aquecimento foi apresentada por Berg e Kucera (BERG E KUCERA; 1970). Neste trabalho, é mostrada a distribuição de temperaturas para duas posições da sapata, ou seja, entrada de calor em duas posições, em rodas de 36 pol. (914,4 mm). O coeficiente combinado de transferência de calor não é mencionado, mas o resultado do trabalho é comparado com resultados experimentais obtidos em rodas na posição horizontal e aquecidas por indução. O método de aquecimento por indução foi muito utilizado na década de 70, principalmente para medidas de deformação a quente, mas é obvio que a troca de calor com o meio dá-se de forma totalmente distinta da que ocorre em serviço.

A comparação entre dois projetos diferentes de rodas foi a principal aplicação dos métodos numéricos durante um extenso período. Em 1973, Novac aplicou métodos numéricos para a comparação entre dois projetos de rodas com espessuras de aros diferentes (NOVAC, KUCERA E ECK; 1973). Visava simular a diferença existente entre uma roda CH-36 (914 mm) nova e outra já usinada após desgaste em serviço. O método utilizado para cálculo da distribuição de temperaturas foi o das diferenças finitas e para o cálculo das tensões térmicas foi utilizado o método dos elementos finitos. Esse trabalho cita artigos anteriores para o cálculo das temperaturas e igualmente nada é comentado sobre os valores dos coeficientes de transferência de calor por convecção e radiação.

O professor Wetenkamp (WETENKAMP; 1973), da Universidade de Illinois, mostrou a comparação entre as tensões térmicas em três tipos de perfis de rodas de 36 pol. (914 mm): “S plate” (alma em S), “Straigh plate” (alma reta) e “Deep Dish” (alma curva). Considerou que o movimento axial da parte interna do aro era indicativo de falha. Os dados utilizados para a simulação numérica são apresentados na tabela 2.1. Os resultados para a distribuição de temperaturas são mostrados na figura 2.8.

A busca de um parâmetro para operação segura em transporte ferroviário de cargas fez com que as pesquisas se direcionassem para o estudo dos valores máximos admissíveis para as cargas térmicas. Wetenkamp e Kipp (WETENKAMP E KIPP; 1975) mostraram o resultado de um grande número de ensaios e simulações na forma de uma relação entre a potência máxima admissível durante a frenagem e o tempo de frenagem. Para chegar a esta relação utilizaram rodas de 33 pol. (838 mm), velocidade de 60 mph (26,8 m/s), potência de

frenagem de 40 a 100 HP (29,8 W até 74,6 W) e sapatas de composição não metálica. Nada é dito sobre o coeficiente combinado de transferência de calor e nem sobre se foram feitos ajustes para compensar a omissão de seu efeito no modelamento. Os resultados para a distribuição de temperatura obtida são mostrados na figura 2.9.

TABELA 2.1: Parâmetros utilizados na simulação numérica da distribuição de temperaturas (WETENKAMP; 1973).

Parâmetros Utilizados para Cálculo da Distribuição de Temperaturas	
Tempo de Frenagem	30 [min.] (1800 s)
Potência de Frenagem	22380 [W] (30 CV)
Coef. Combinado de Transferência de Calor por Convecção e Radiação	28,4 [W/m ² .°K]
Condutividade Térmica	k = 41,7 [W/m.°K]
Temperatura Inicial	298,7 [°K]
Calor Específico	460 [J/kg.°K]
Densidade do aço	7840 [kg/m ³]
Posição do início da sapata	17,8 mm a partir da face externa do aro
Espessura da entrada de calor	55,6 mm

A simulação do aquecimento em operação para rodas de 28 pol. (711,2 mm) foi apresentada por Novac (NOVAC, GREENFIELD E STONE; 1975). Neste trabalho foram analisadas combinações de carga mecânica com frenagem de emergência. As temperaturas e as tensões térmicas são calculadas em trabalhos anteriores do mesmo autor e nada é dito sobre as condições de contorno.

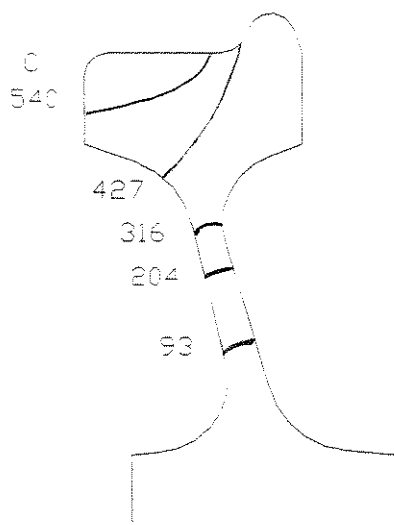


FIGURA 2.8 Resultados para a distribuição de temperaturas conforme dados da tabela 1 (WETENKAMP; 1973).

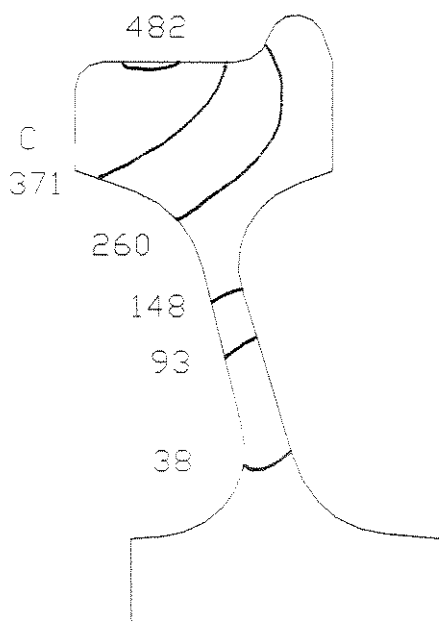


FIGURA 2.9 Resultados para a distribuição de temperaturas em roda 33 pol. (838 mm) com potência de frenagem de 100 HP (74,6 kW) e velocidade 26,8 m/s (WETENKAMP E KIPP; 1975).

A A.B.A. (“Air Brake Association”), visando uma operação segura de vagões de carga das ferrovias associadas na sua área de influência, estipulou valores máximos para a potência média em frenagens contínuas prolongadas (A.B.A.; 1975). Estes valores, na falta de outros mais próximos de nossa realidade, são limites até hoje considerados pelas ferrovias brasileiras.

Conforme visto no item 2.1, para que haja falha por fratura súbita é necessário que o padrão de tensões residuais de fabricação das rodas seja alterado. Johnson (JOHNSON, WELCH E YEUNG; 1977) verificou o efeito de frenagens severas sobre as tensões residuais em rodas de 36 pol. (914,4 mm). O autor comenta que o trabalho não levou em conta a perda de calor por convecção e radiação.

Trabalhos visando a determinação da distribuição de temperaturas em serviço também foram feitos de forma a verificar a validade da aplicação dos métodos numéricos. Em 1977, Novac mediu a temperatura em diversos pontos de duas rodas do mesmo rodeiro e repetiu o procedimento em três ferrovias e sob diversas condições de trabalho (NOVAC et alii; 1977). Com os resultados de temperatura traçou linhas isotérmicas e verificou que o sistema de freios não atuava de forma semelhante em rodas diferentes.

Em 1978, Larson (LARSON et alii, 1978) apresentou uma interessante comparação entre os resultados calculados por diferenças finitas e os medidos por sua equipe, para rodas de 33 pol. (838 mm). Neste trabalho utilizou os dados apresentados na tabela 2.2. Os resultados obtidos são mostrados na figura 2.10.

Ainda em 1978, Wetenkamp (WETENKAMP E KIPP; 1978) apresentou uma discussão a respeito da carga térmica na mesma linha de seu trabalho anteriormente citado (WETENKAMP E KIPP; 1975). Discutiu então a questão das deformações elasto-plásticas, dos fatores de intensificação de tensões e da propensão à fratura de dois projetos distintos de rodas. O trabalho mostra a distribuição de temperaturas para rodas de 36 pol. (914,4 mm), mas não apresenta os valores das propriedades dos materiais nem das condições de contorno para radiação e convecção. A simulação foi feita para intensidade de aplicação de 50 HP (37,3 kW) e tempo de aplicação de 15 minutos. A figura 2.11 mostra a distribuição obtida.

Thomas, Garg e Stone, ainda buscando um valor de potência máxima admissível, mostraram os resultados para o aquecimento de rodas 36 pol. (914,4 mm) utilizando indução (THOMAS, GARG E STONE; 1980). Conforme já visto, este procedimento pode ser extremamente útil para a medição de deformações, mas falha em não simular as características de troca de calor com o ambiente em serviço. Como principal contribuição, apresenta a vida esperada para falhas em rodas levando em consideração a temperatura máxima obtida.

TABELA 2.2: Parâmetros utilizados por Larson na simulação numérica da distribuição de temperaturas (LARSON et alii; 1978).

Parâmetros Utilizados para Cálculo da Distribuição de Temperaturas	
Tempo de Frenagem	20 min. (1200 s)
Potência de Frenagem	15487 [W] (20.76 CV)
Coef. Combinado de Transferência de Calor por Convecção e Radiação	19,87 [W/m ² .°K]
Condutividade Térmica	$k = 62,69063 - 0,0380987 * T$ [W/m.°K]
Temperatura Inicial	297 [°K]
Capacidade Térmica	$351,069 + 0,34669 * T$ [J/kg.°K]
Densidade do aço	7833 [kg/m ³]
Posição do início da sapata	não apresentada
Espessura da entrada de calor	42,42 mm

Em 1980, Oliver comparou o aquecimento causado por diversos tipos de materiais de atrito (OLIVER et alii; 1980). Em um de seus resultados experimentais apresentou as temperaturas máximas obtidas com um tipo de sapata de composição não metálica, as quais são reproduzidas na tabela 2.3. O resultado para o coeficiente de atrito é mostrado na figura 2.12, juntamente com as posições dos termopares nos ensaios. Foram utilizadas rodas de 36 pol. (914,4 mm) de uma vida. Como são resultados experimentais, poderão ser comparados com os obtidos neste trabalho, uma vez definido o valor do coeficiente global de transferência de calor h .

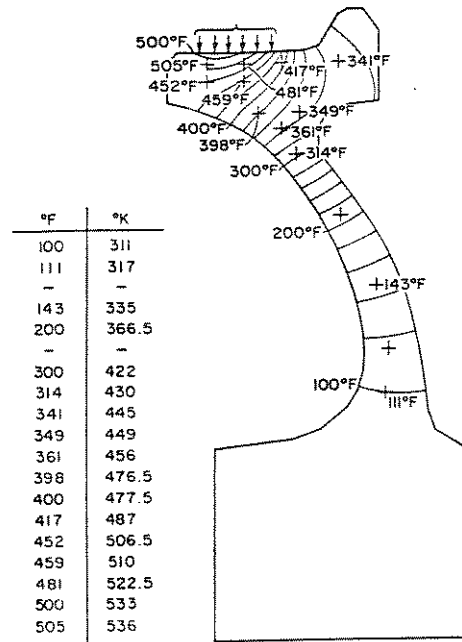


FIGURA 2.10 Resultados para a distribuição de temperaturas conforme dados da tabela 2 (LARSON et alii; 1978).

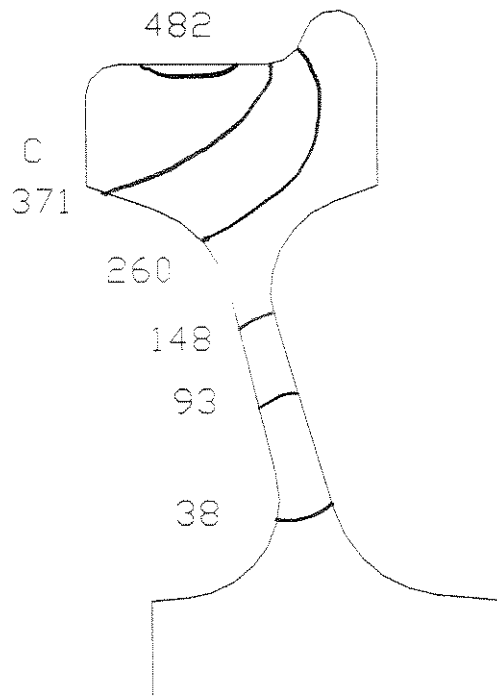


FIGURA 2.11 Resultados para a distribuição de temperaturas com 50 HP (37,2 kW) e aplicação por 15 min. (WETENKAMP E KIPP; 1978)

TABELA 2.3 Temperaturas ao final do ensaio descrito por Oliver (OLIVER et alii; 1980)

Temperaturas Finais Para os Termopares Embutidos na Roda							
Posições mostradas na figura 3a1 - Tempo 4 min.							
Posição	1	2	3	4	5	6	7
T (° C)	28	349	168	203	108	59	153

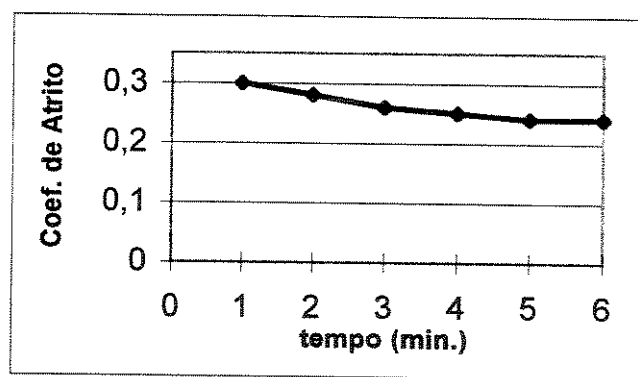
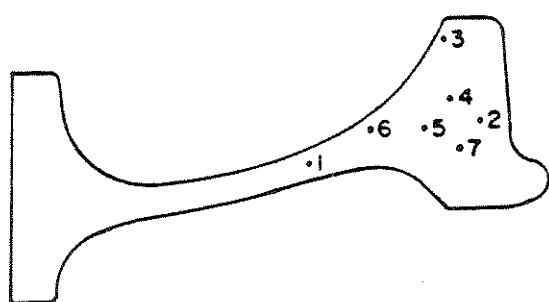


FIGURA 2.12 Posição dos termopares e valores do coeficiente de atrito durante o ensaio com 96 km/h e 13420 N de força normal na sapata. (OLIVER et alii; 1980)

Ainda em 1980, Wetenkamp (WETENKAMP, ECK E RHINE; 1980) apresentou resultados complementares aos anteriormente apresentados por Oliver. Esse trabalho, mostra o resultado de medidas feitas com um pirômetro ótico capaz de detectar temperaturas acima de 540 ° C. Um resultado interessante é o valor das temperaturas em diversas posições da roda para uma potência de frenagem conhecida. A figura 2.13 mostra o valor da potência de frenagem e das temperaturas atingidas durante os ensaios. O efeito do deslocamento da sapata de sua posição original é mostrado nas curvas A e B. A curva não rotulada representa a sapata na posição normal.

O estudo das tensões térmicas utilizando métodos numéricos levou Jalón e seus colegas à busca dos valores do coeficiente de convecção (JALON et alii, 1977). Utilizando valores de

potência de frenagem elevados para os padrões normais das ferrovias brasileiras, modelou o problema através de análise dimensional e verificação experimental com modelo em escala reduzida. Segundo esse trabalho é muito pequena a influência da alteração nos valores do coeficiente de transferência de calor por convecção h . A variação de h com a velocidade é mostrada na figura 2.14.

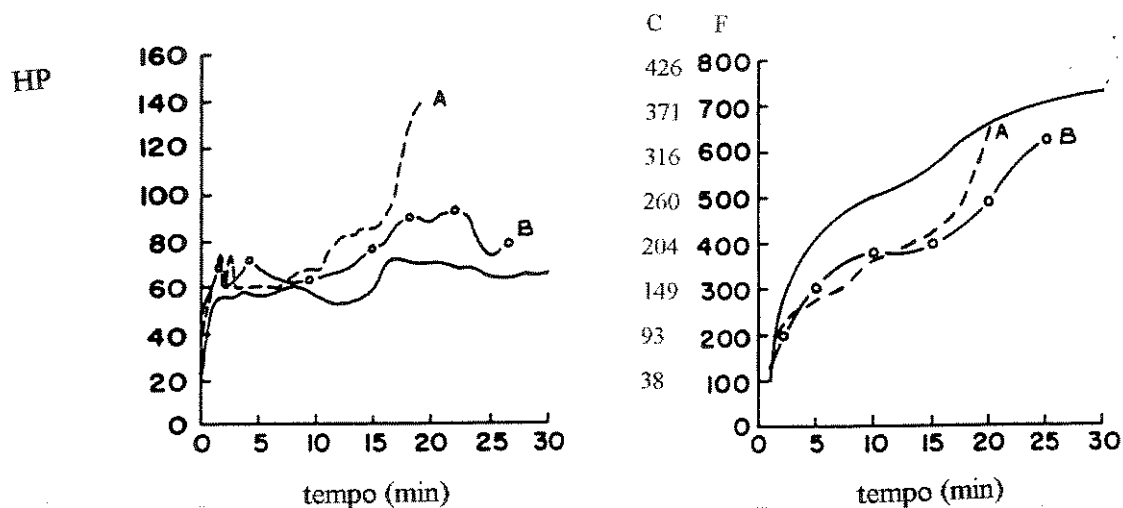


FIGURA 2.13 Valores de Potência de Frenagem e Temperaturas medidas com pirômetro ótico durante ensaio a 64 km/h (WETENKAMP, ECK E RHINE; 1980).

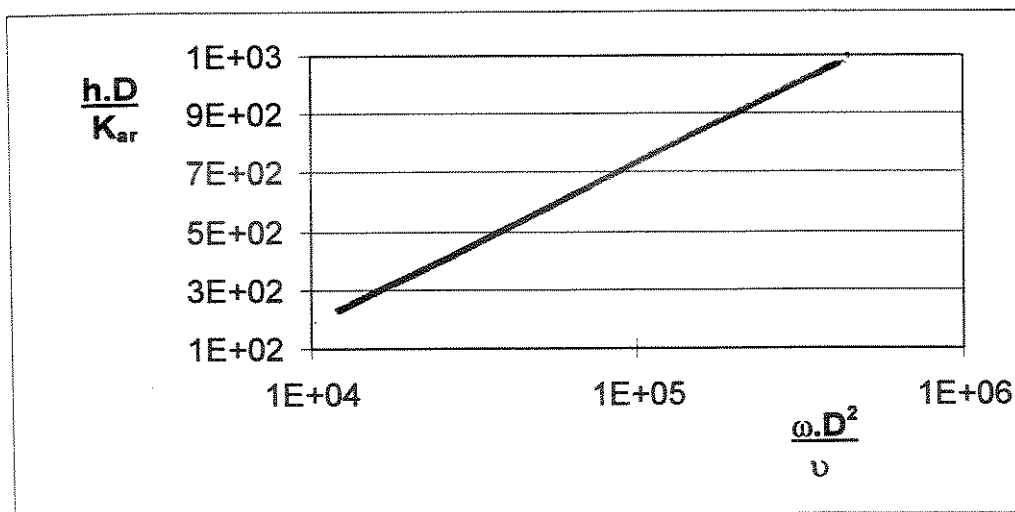


FIGURA 2.14 Variação do coeficiente de transferência de calor por convecção com a rotação da roda (JALON et alii, 1977)

O relatório técnico R-556 da Associação Americana de Ferrovias - A.A.R. (FEC; 1983) apresenta um interessante trabalho de pesquisa onde é identificada uma característica do

processo de frenagem na superfície de rolamento que não pode ser eliminada em serviço: a formação de pontos quentes (“hot spots”). O mesmo fenômeno já havia sido observado por Wetenkamp (WETENKAMP, ECK E RHINE; 1980) durante experiência com pirômetro ótico. Esses pontos, na verdade faixas superficiais de pequena espessura e comprimento de até 1 pol. (25,4 mm), representam a principal dificuldade na caracterização do fenômeno da transferência de calor por convecção e radiação. Por não estarem distribuídos segundo alguma simetria e por terem formação aparentemente dependente de fatores não controláveis no processo de frenagem (não homogeneidades de material de atrito, irregularidades superficiais, etc...) representam uma parte do problema que não pode ser modelada ou prevista com exatidão suficiente. Como esse fenômeno foi observado com pirômetros óticos (medidor por infravermelho) as observações podem estar contaminadas pela variação da emissividade superficial com a deposição de material de atrito sobre as rodas. O fenômeno da variação das leituras no pirômetro ótico com a emissividade foi observado também durante os ensaios preliminares no Laboratório Ferroviário da Faculdade de Engenharia Mecânica da Unicamp, onde este trabalho foi realizado.

Em 1985, Eck (ECK, 1985) apresentou um estudo sobre a evolução dos perfis de rodas de 36 pol. (914,4 mm). Esse trabalho mostra os resultados de outros pesquisadores (WETENKAMP et alii, 1980) sobre a distribuição de temperaturas. Os resultados dos diversos trabalhos para os carregamentos térmicos idênticos são mostrados na tabela 2.4. As posições dos termopares são mostradas na figura 2.15.

Em 1986, Opinsky (OPINSKY et alii; 1986) mostrou o efeito do posicionamento das sapatas no desenvolvimento de tensões residuais, fenômeno necessário para o surgimento de trincas de fadiga. Três posições foram simuladas: sapata um pouco deslocada para fora do aro (SF), sapata na posição normal (SN) e sapata com uma parte sobre a flange (SG). Ao descrever as propriedades utilizadas no cálculo da distribuição de temperaturas o autor omitiu o valor utilizado para o coeficiente combinado de transferência de calor. Apenas comentou que o valor utilizado para emissividade na superfície de rolamento foi de 0,6 (superfície polida pela sapata) e nas demais superfícies o valor foi de 0,8. Os resultados obtidos são mostrados na figura 2.16.

TABELA 2.4 Resultados para temperaturas em rodas 36 pol. (914,4 mm) após 15 minutos a 64 km/h e com potência de frenagem de 37,3 kW (ECK; 1985).

Localização dos Termopares	Dinamômetro da Universidade de Illinois	Teste em serviço Ferrovia MP	Teste em serviço Ferrovia ATSF	Teste em serviço Ferrovia UP
1	216	202	251	188
2	457	409	337	477
3	526	348	338	345
4	453	444	335	393
5	400	409	324	325
6	325	335	309	264

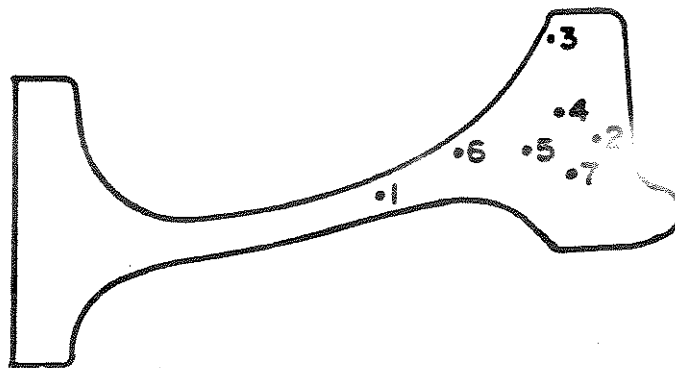


FIGURA 2.15 Posição dos termopares para comparação de resultados da tabela 2a. (ECK; 1985).

Buscando conhecer o comportamento do material da roda sob determinadas condições de operação (distância de parada e carga mecânica), Lundén (LUNDÉN; 1991) calculou a distribuição de temperaturas em rodas ferroviárias para características próprias das ferrovias suecas. Neste caso, a alta velocidade inicial, a pequena carga por eixo e o formato em S da

roda não permitern comparações significativas com as ferrovias brasileiras. Além disso, Lundén não considerou a troca de calor por convecção e radiação pela superfície da roda. O motivo é que se tratava de uma frenagem num tempo muito curto e insuficiente para que o calor atingisse outras superfícies que não a bandagem. Como o trabalho trata de durabilidade superficial, o autor considerou desnecessário qualquer comentário sobre o assunto. A figura 2.17 mostra a distribuição de temperaturas obtida para uma frenagem a partir de 100 km/h, com 11.250 kg por roda, potência inicial de frenagem de 193,1 kW e redução linear de potência até a parada no tempo de 44,96 s. Nessa figura, o instante de máxima temperatura superficial ocorre aos 23 s.

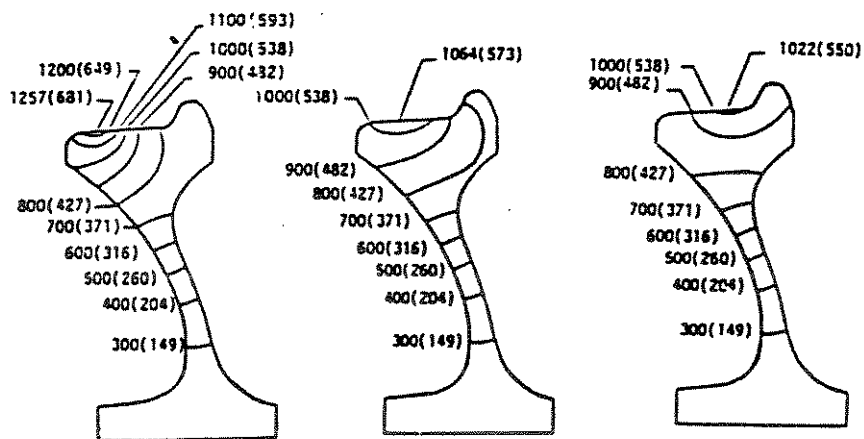


FIGURA 2.16 Distribuição de temperaturas [$^{\circ}$ C] em Rodas 33 pol. (838,2 mm) para a frenagem constante com potência de 43 HP (32,1 kW) e tempo de frenagem de 3600 s. (OPINSKY et alii; 1986)
SF (esquerda), SN (centro) e SG (direita)

Em 1992, Wetenkamp (WETENKAMP, GALLAGHER E POLZIN; 1992) apresentou uma revisão sobre os problemas em rodas num trabalho onde buscava o aumento da carga mecânica para as rodas de 36 pol. (914,4 mm). O fabricante de rodas que patrocinou o estudo, a Griffin Wheel Company, tinha como objetivo definir os limites de seu produto. Para o cálculo da distribuição de temperaturas foi considerado que apenas dois terços do calor gerado na frenagem é absorvido pela roda. Nada foi dito sobre o valor dos coeficientes de troca de calor por convecção e radiação e nem de como foi obtido o valor usado para modelar a quantidade

de calor. Foram simuladas duas posições para a entrada de calor visando representar o possível deslocamento axial da sapata em serviço. A figura 2.18 mostra a distribuição de temperaturas para a posição normal.

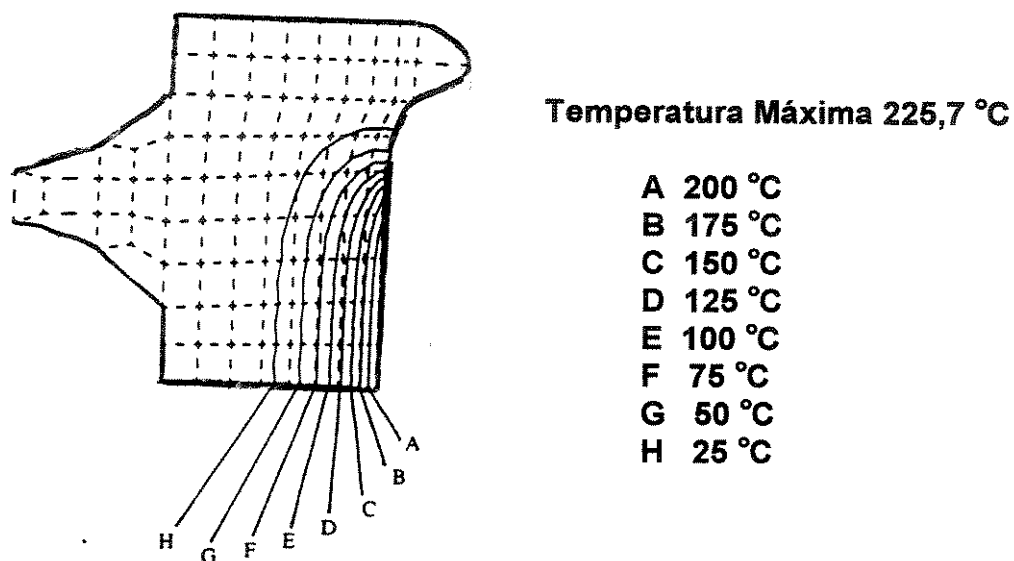


FIGURA 2.17 Distribuição de temperaturas (°C) para frenagem de parada segundo Lundén. Potência inicial 193,1 kW e tempo de frenagem de 44,96 s. (LUNDÉN; 1991)

Visando definir a melhor condição de operação em um trecho da Estrada de Ferro Carajás (Companhia Vale do Rio Doce), Santos (SANTOS E RODRIGUES; 1993) apresentou uma comparação entre as temperaturas obtidas em dois tipos de frenagem diferentes para uma rampa. O cálculo foi feito pelo método dos elementos finitos usando dados sugeridos pela Associação Americana de Ferrovias (A.A.R.; 1985) para as propriedades do material da roda e para as condições de contorno para convecção e radiação. Como a finalidade é a comparação dos resultados, o procedimento pôde ser utilizado sem que houvesse problema em relação ao resultado para a transferência de calor.

Em 1995, Santos (SANTOS E RODRIGUES, 1995) apresentou a comparação entre os resultados obtidos por medição de temperaturas na superfície de rolamento com medidor por infravermelho e os calculados pelo método dos elementos finitos usando novamente dados sugeridos pela Associação Americana de Ferrovias (A.A.R.; 1985) para as propriedades do material da roda e para as condições de contorno para convecção e radiação. Foi simulado o

ensaio de frenagem constante com roda de 33 pol. (838,2 mm), com força normal na sapata de 650 kgf (6376,5 N) e velocidade de 32,5 km/h. O coeficiente de atrito foi medido durante o ensaio e o resultado utilizado na simulação. Os valores calculados para a temperatura estiveram sempre acima dos valores medidos e a diferença aumentava conforme a temperatura crescia. Supõe-se que estas diferenças nos valores das temperaturas medidas e calculadas estejam também fortemente relacionadas com o valor da emissividade, uma vez que essas medições foram efetuadas com sensor infravermelho.

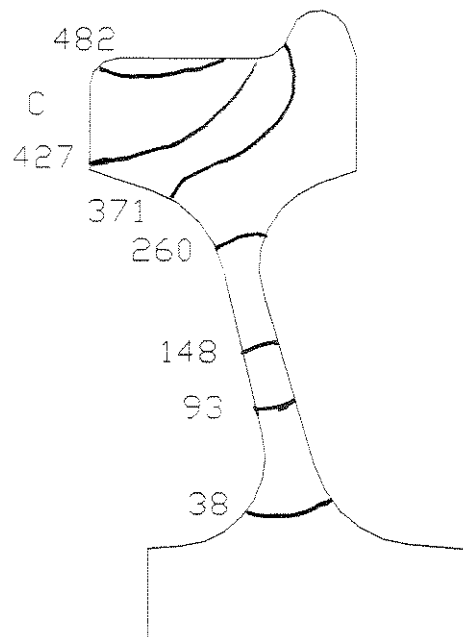


FIGURA 2.18 Distribuição de temperaturas [$^{\circ}$ C] em rodas de 36 pol (914 mm) para a frenagem constante com potência de 60 HP (44,47 kW) e tempo de frenagem de 1200 s.

(WETENKAMP, GALLAGHER E POLZIN; 1992)

Capítulo 3

Metodologia de Abordagem

Os procedimentos de comparação teórico-experimental consistem na simulação teórica dos fenômenos que se quer representar, utilizando valores coerentes dos parâmetros de controle e o mais aproximado o possível dos valores experimentais; realização de experimentos em condições determinadas, conhecidas e controladas, cujos valores devem ser adequadamente medidos, juntamente com os resultados obtidos; e comparação das condições e resultados obtidos nos processos teórico e experimental.

No caso da simulação de aquecimento de rodas ferroviárias durante a frenagem, a variável controlada é o calor gerado e transferido para a roda, incluindo sua taxa de geração; o resultado principal obtido é a temperatura superficial e o gradiente de temperatura no interior da roda, que servirão como variáveis de controle; e o parâmetro que se deseja determinar é o coeficiente global de transferência de calor.

Estes resultados são indispensáveis para a determinação das tensões térmicas nas rodas, que é a razão última do estudo do aquecimento e elemento essencial no estudo das falhas prematuras em rodas.

A mediçãO de temperatura pode ser efetuada por diversos processos, tais como câmara termográfica, laser, revestimento termo-sensível, pirômetro ótico, etc. No entanto, os processos citados envolvem tecnologias recentes cujo domínio ainda demanda estudos e a relação custo-benefício ainda é alta, tornando alguns desses equipamentos inadequados para esta pesquisa no momento. Além disso, tecnologias como os revestimentos termo-sensíveis têm limites de temperatura baixos e as câmeras termográficas são facilmente influenciáveis pelo deslocamento de ar quente que ocorre durante a rotação das rodas na frenagem. Devido a estas limitações o sistema de medição de temperaturas foi baseado em termopares.

3.1 Planejamento e Procedimento Experimental

O maior problema da análise experimental certamente está em definir corretamente os objetivos da medição e os meios para atingi-los. Por isso, é de fundamental importância ter em mente as respostas para as seguintes questões: o que medir, como medir e por que medir?

O motivo para a execução de ensaios no caso do aquecimento de rodas ferroviárias é a necessidade de obter valores da variável de controle para conferir a validade dos modelos sugeridos para representar o processo real de transferência de calor em rodas ferroviárias durante a frenagem. Desta forma, a principal variável a ser medida é a temperatura e sua variação com o tempo durante os ensaios. A distribuição de temperaturas a cada instante varia em função da potência de frenagem aplicada sobre a superfície de rolamento da roda. Esta potência é função da força de atrito na interface com a sapata e da velocidade relativa das superfícies em deslizamento. Para avaliar o efeito da influência da magnitude e variação desta potência foi necessário conhecer seus valores, ou seja, medi-los direta ou indiretamente. Conhecidas as variáveis a serem medidas e os motivos para a medição de cada uma delas foi necessário definir como obter cada um desses valores.

Conforme apresentado no capítulo 2.3, alguns pesquisadores utilizam bobinas de indução ao longo da superfície de rolamento, em rodas estáticas sobre bancadas, e medem as temperaturas para o cálculo das tensões. Este procedimento seria válido desde que fosse possível reproduzir exatamente a variação da potência de atrito durante o tempo de frenagem, ou seja, a variação dos parâmetros que a compõem: força de atrito e velocidade. No caso da força de atrito, a variação pode se dar através da força normal ou do coeficiente de atrito. Este

último varia com o tipo de sapata, tempo de frenagem e com a própria força normal. Para a velocidade, embora seja possível simular seu efeitos na variação da potência de frenagem, seria difícil reproduzir o seu efeito no resfriamento da roda no caso do aquecimento por bobinas.

Uma outra maneira seria a medição em operação real, na própria via. Este tipo de procedimento esbarra no fato de que nenhuma simulação teria sido feita em laboratório e a todos os problemas relativos a uma medição com condições controladas se somariam os devidos aos problemas naturais de medição de campo. Seriam necessários equipamentos adicionais, com custo certamente mais elevado do que os de laboratório; pessoal técnico disponível; despesas de viagens e estadia; etc. O mais importante é que fica muito difícil controlar as variáveis do processo.

A realização de ensaios em escala real, mas em laboratório, se apresentou como a mais adequada forma de atingir o objetivo desejado. A construção de uma bancada de ensaios em tamanho real e que pudesse ser usada tanto em pesquisas sobre rodas quanto para ensaios de material de atrito resolveria o problema. Desta forma, foi construído um dispositivo denominado Máquina de Ensaio de Sapatas (M.E.S.), em convênio com operadoras ferroviárias.

3.1.1 Máquina de Ensaio de Sapatas (M.E.S.)

A Máquina de Ensaio de Sapatas é um dinamômetro em escala real capaz de simular a frenagem ferroviária contínua (velocidade constante). Seu acionamento é feito por um motor elétrico C.C. Garret, campo independente, de 135 CV (100 kW), velocidade até 3000 rpm, e que originalmente equipava os carros de passageiros urbanos da cidade de São Francisco (EUA). Este motor é controlado por um conversor de potência Maxitron S-GR 8000, que permite a variação e o controle de sua rotação. Acoplado a este motor está um redutor Sauer, Mod B 125-SH, redução 5:1, com a finalidade de aumentar o torque e diminuir a rotação que chega às rodas, já que as velocidades destas estão na faixa de 0 a 400 rpm em serviço. Um torquímetro, colocado após o redutor, mede o torque causado pelo atrito da sapata contra a roda durante a frenagem. Este conjunto está ligado a um eixo ao qual as rodas são acopladas. A união entre os eixos é feita através de acoplamentos elásticos tipo Falk, com grades de união. A figura 3.1 mostra o dispositivo e suas partes.

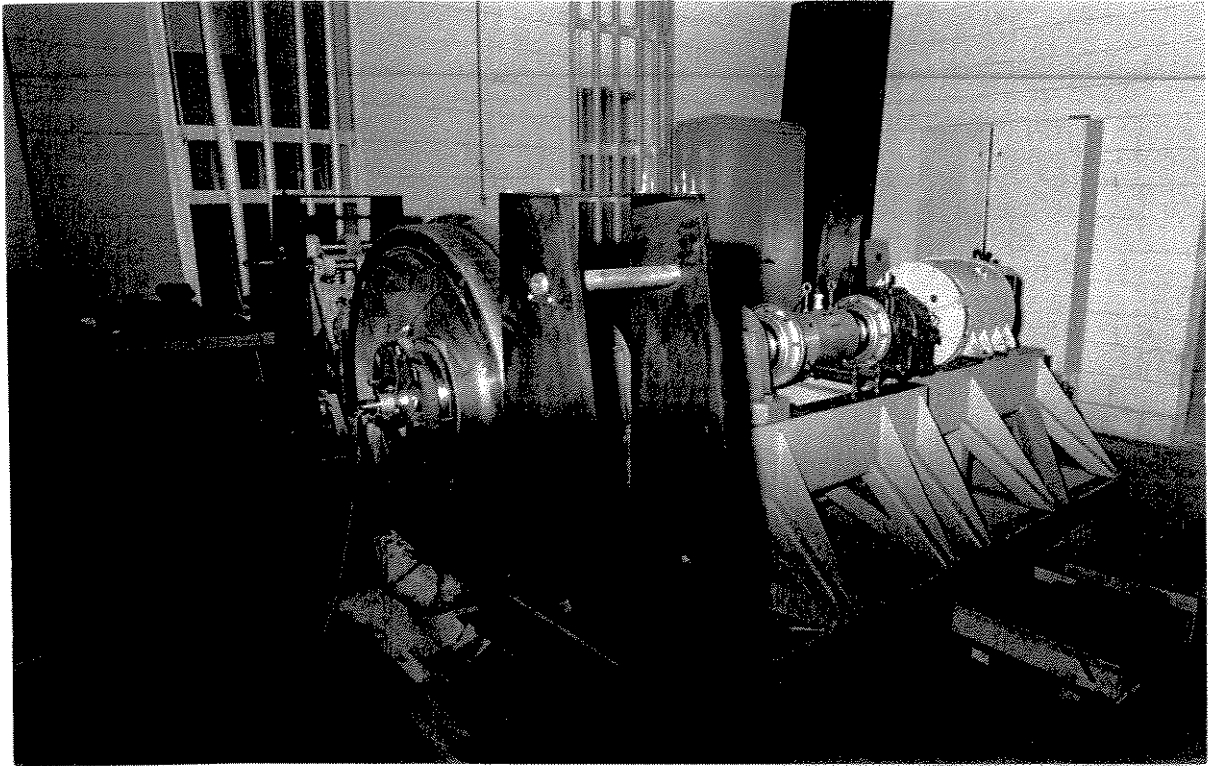


FIGURA 3.1 Máquina de Ensaio de Sapatas

A aplicação da força normal é feita por um sistema pneumático composto de um compressor, registro de controle, reservatório de estabilização, válvula de controle proporcional, válvula solenóide e cilindro de freio. A figura 3.2 mostra o esquema do sistema pneumático de aplicação de forças. As válvulas solenóide e de controle proporcional atuam em função de sinais enviados a partir do sistema de controle e aquisição de dados.

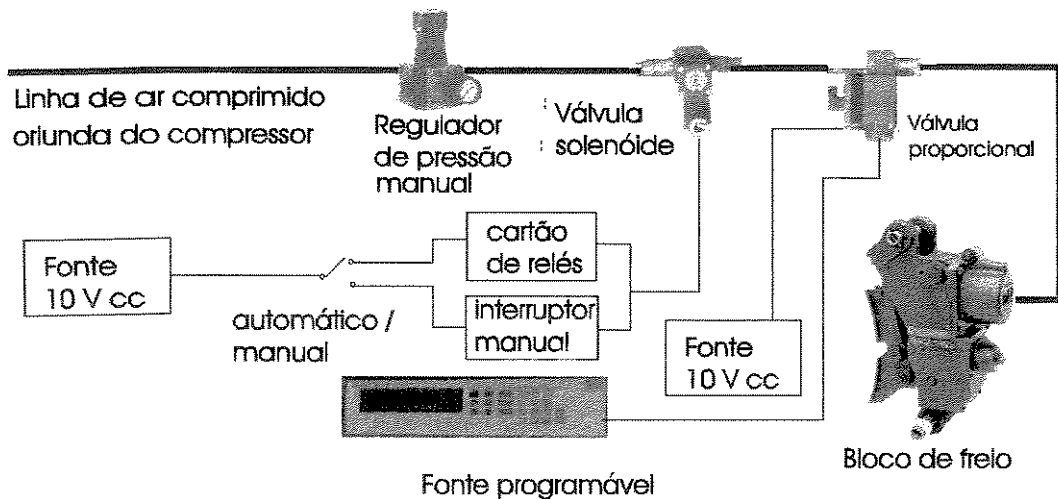


FIGURA 3.2 Esquema Pneumático de Aplicação de Forças na M.E.S.

3.1.1.1 Sistema de Controle e Aquisição de Sinais

O sistema de controle e aquisição de sinais consiste de um equipamento Hewlett-Packard HP3852A, controlado a partir de um microcomputador utilizando uma placa com interface HPIB. O controle de ensaios é feito através de um programa em HP-Basic, desenvolvido no próprio Laboratório Ferroviário (RESENDE; 1996). Este permite configurar ensaios com qualquer número de aplicações de freio, qualquer tempo de duração das aplicações, e apresenta os resultados na forma de gráficos e relatórios de ensaio podendo também gerar um arquivo de dados no formato ASCII, o que permite sua utilização com outros programas de análise. Acoplado ao computador estão uma impressora matricial e um ploter colorido de seis penas HP 7090A, que também pode atuar como registrador de três canais.

O sistema HP 3852A tem capacidade para leitura de até 40 canais com uma frequência de amostragem de até 100 kHz. Possui 1 Mbyte de memória RAM e pode trabalhar com programação a partir do painel frontal, sem necessidade do computador. Conectado a este estão três pontes condicionadoras de sinais: uma para termopares, uma para medida de pressão pneumática no cilindro de freios e outra para medida do torque de frenagem. Também está conectada uma fonte de excitação programável com interface HPIB que controla a válvula proporcional. O sistema de controle e aquisição é mostrado na figura 3.3.

Atualmente o sistema permite realizar ensaios de frenagem constante (força normal e velocidades constantes). Ensaios de torque constante (força de atrito constante) estão em fase de implantação e consistirão num sistema de realimentação de dados: a cada período pré-definido o sistema analisa um conjunto de sinais, calcula sua média e compara se está dentro de uma faixa pré-estabelecida para a força de atrito; caso não esteja, calcula qual a variação na força normal necessária para que o valor retorne à faixa desejada e altera a pressão no cilindro de freio, através da válvula proporcional, causando a alteração desejada na força normal e, conseqüentemente, na força de atrito.

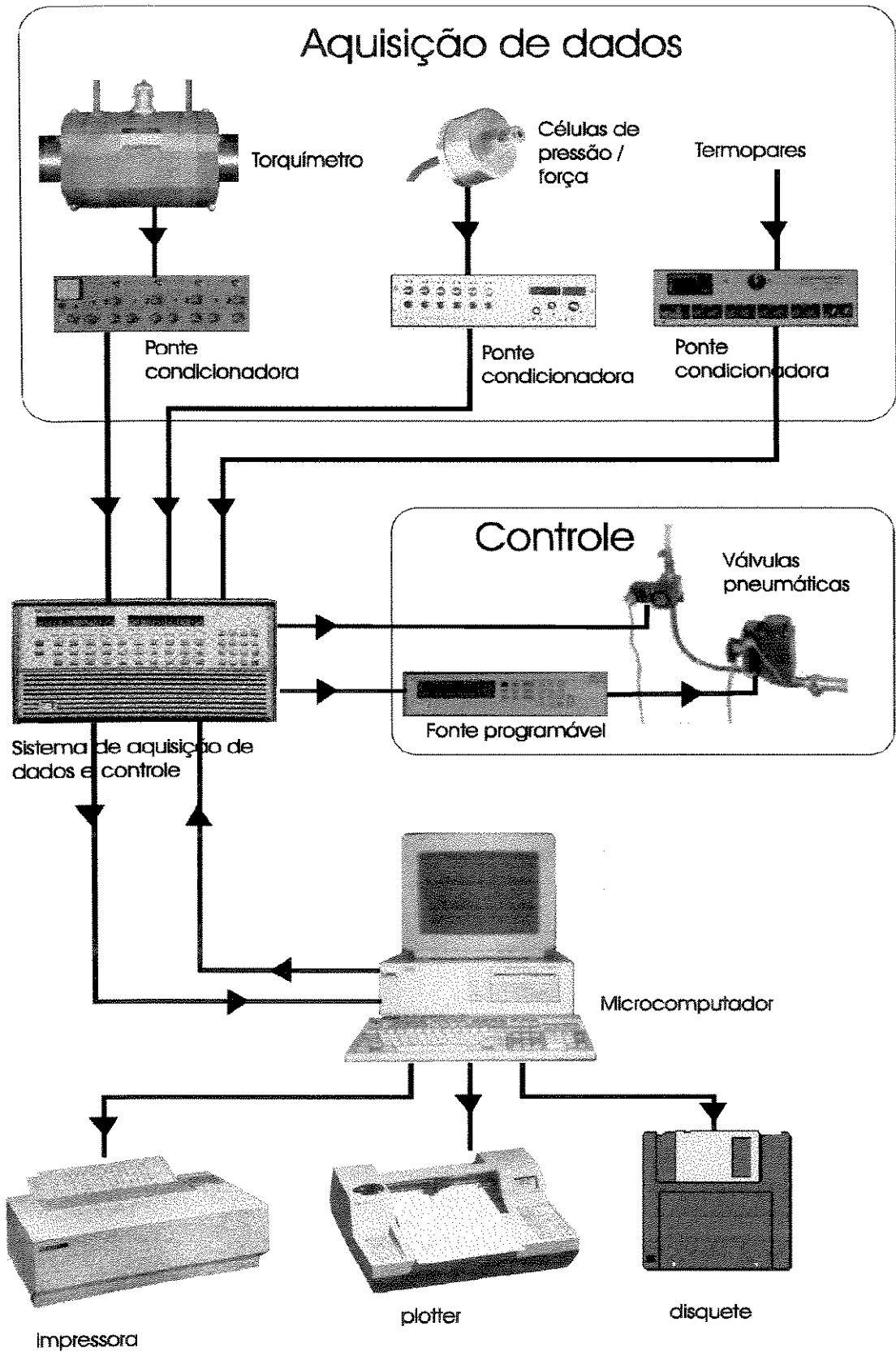


FIGURA 3.3 Esquema de montagem do Sistema de Controle e Aquisição de Sinais

3.1.2 Medição de Temperaturas

O processo ideal para a medição de temperatura em rodas ferroviárias certamente seria aquele capaz de apresentar a temperatura de cada ponto a cada intervalo de tempo suficientemente pequeno para que não houvesse perda de acuracidade. Como este processo ainda não é disponível o usual é medir as temperaturas em pontos considerados significativos e compará-las com os resultados dos modelos teóricos buscando o valor do parâmetro que leve à melhor aproximação nestes pontos. Com esta consideração, foram escolhidos 4 pontos ao longo da face externa do aro da roda. Nestes pontos os termopares foram colados com massa epóxi, previamente testada para evitar falha durante os ensaios. Para evitar contaminação dos fios ou isolamento entre os fios e a roda, o termopar foi previamente coberto por uma camada fina de papel alumínio.

Na escolha da posição dos pontos de medição de temperatura foram decisivas a facilidade de acesso e a capacidade de representar o gradiente térmico. Já que a roda gira durante a frenagem e não é razoável que o termopar esteja arrastando sobre sua superfície, foi necessário utilizar uma escova coletora de sinais e esta teve que ser presa à ponta do eixo do dispositivo de ensaios, do lado da face externa da roda. Como os fios dos termopares não poderiam atravessar a superfície de rolamento, onde a sapata estava aplicada, não foi possível atingir a face interna da mesma. Além disso, o ponto de temperatura máxima certamente fica na superfície de rolamento e este também é inacessível para o medidor adotado. No entanto, o arranjo com termopares foi capaz de representar o gradiente térmico já que os pontos t_1 a t_4 foram distribuídos de forma equidistante ao longo da face do aro, conforme é apresentado na figura 3.4.

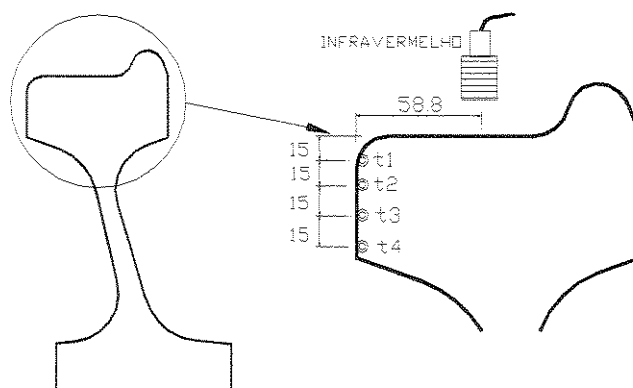


FIGURA 3.4. Posição dos termopares ao longo da face externa do aro da roda

Uma tentativa de solução para o problema da medição em pontos inacessíveis aos termopares foi utilizar dispositivos de medição sem contato. Um pirômetro ótico foi utilizado para medir as temperaturas principalmente na superfície de rolamento da roda. Este pirômetro possui características especiais que o impedem de ser influenciado por resíduos no ar, tais como o pó gerado pelo desgaste das sapatas, e é bastante adequado para a aplicação ao tipo de medição necessário. Segundo Merchant (MERCHANT; 1994) a influência dessas condições atmosféricas pode ser evitada pela seleção adequada da faixa de comprimento de onda de trabalho do pirômetro por infravermelho: para o caso de poeira a faixa indicada é de 8-14 microns. Além disso, o medidor selecionado deveria atender às características do sistema de medição utilizado onde os demais sensores de temperatura eram termopares, para o que foi especificado um conjunto de dispositivos cujo sinal de saída seria o mesmo de um termopar tipo K. Foi assim utilizado o pirômetro OMEGA mod. OS42-KC, cujas características são descritas na tabela 3.1.

TABELA 3.1 - Características do Pirômetro Ótico OS42-KC - tipo foco fechado

Medidor OS42-KC	
Campo de Medições	-30 a 1100 °C
Resolução	1,0 °C
Acuracidade	0,5 % no fundo de escala
Repetibilidade	+ 2 °C
Faixa de Comprimento de Ondas	7 < Comp. onda < 15 microns
Tempo de Resposta	100 ms
Emissividade (pré-setada)	0,989
Foco à 25,4 mm	diâmetro de 3 mm

Na utilização do medidor de temperaturas por infravermelho surgiu uma série de dificuldades, agravadas pela falta de familiaridade em seu manuseio. Por esse motivo, este trabalho limita-se a analisar os resultados obtidos nas medições por termopares, sem a preocupação de utilizar as temperaturas medidas por infravermelho como variável de controle.

Uma complicação adicional no uso de termopares consistiu no fato de que os sinais gerados são da ordem de micro-volts por grau Celsius. O termopar escolhido foi o de tipo K

(cromell-alumell), em virtude de sua ampla faixa de aplicação (-40 a 1260°C), pois alguns trabalhos mostram a formação de martensita nas rodas, que ocorre acima de 700 °C no aço. Este tipo de termosensor gera um sinal de aproximadamente 40 $\mu\text{V}/^\circ\text{C}$. Ao passar pela escova coletora o sinal se perdia no ruído gerado pelo atrito nos coletores e seria necessário um procedimento de separação ou filtragem de sinais para evitar esta perda. Além disso, o sistema de aquisição com as pontes amplificadoras ficava a cerca de 8 metros da roda e outros ruídos se somavam ao anterior. Para minimizar estes efeitos foi adotada uma pré-amplificação dos sinais antes que estes passassem pela escova coletora. Os amplificadores adotados são capazes de simular o zero de aferição (ajuste interno de zero), possuem algoritmo de linearização dos sinais e geram um sinal de saída de 10 $\text{mV}/^\circ\text{C}$. Ou seja, um sinal de medição da temperatura ambiente com 250 mV significa uma temperatura de 25 °C. Este mesmo sistema foi utilizado para amplificar a saída do sinal do pirômetro ótico nos ensaios finais utilizados para este trabalho.

3.1.2.1 Aferição dos Termopares

Foi realizada uma aferição dos termopares utilizando uma cuba de óleo aquecida por um sistema com resistência elétrica até a temperatura máxima suportada pelo óleo sem que a emissão de vapores impedisse a continuidade do trabalho. Três tipos de óleo foram testados para a aferição, sendo que o escolhido foi o “Rhodorsil Oil 550”, do grupo Rhône-Poulenc e importado pela Rhodia Merieux do Brasil, que graciosamente cedeu o produto para ensaios. A figura 3.5 mostra a montagem experimental utilizada. Para controle de temperatura foi utilizado um conjunto de termômetros para calibração do Departamento de Engenharia Térmica e Fluidos da FEMUNICAMP. Os termopares foram presos aos termômetros de forma que os pontos de medição de temperatura ficaram aproximadamente no meio do bulbo. A escala dos diversos termômetros utilizados (um para cada faixa de temperaturas) tem a resolução de 1 °C. As amostras dos termopares foram extraídas das duas extremidades do rolo de fio de termopares utilizado para os ensaios na M.E.S. e numerados como E1, E2, E3, E4, I1, I2, I3 e I4, significando uma convenção aleatória de lado interno (I) e lado externo (E) do rolo do fio. Quando da extração das amostras já havia sido extraído parte do fio em ambos os lados. A figura 3.6 mostra o resultado para a aferição dos termopares. O valor da temperatura em função da tensão de saída da ponte amplificadora é dado por

$$T (^{\circ}\text{C}) = 255,6 * V - 17,8$$

onde V é o sinal de medição da temperatura em Volts.

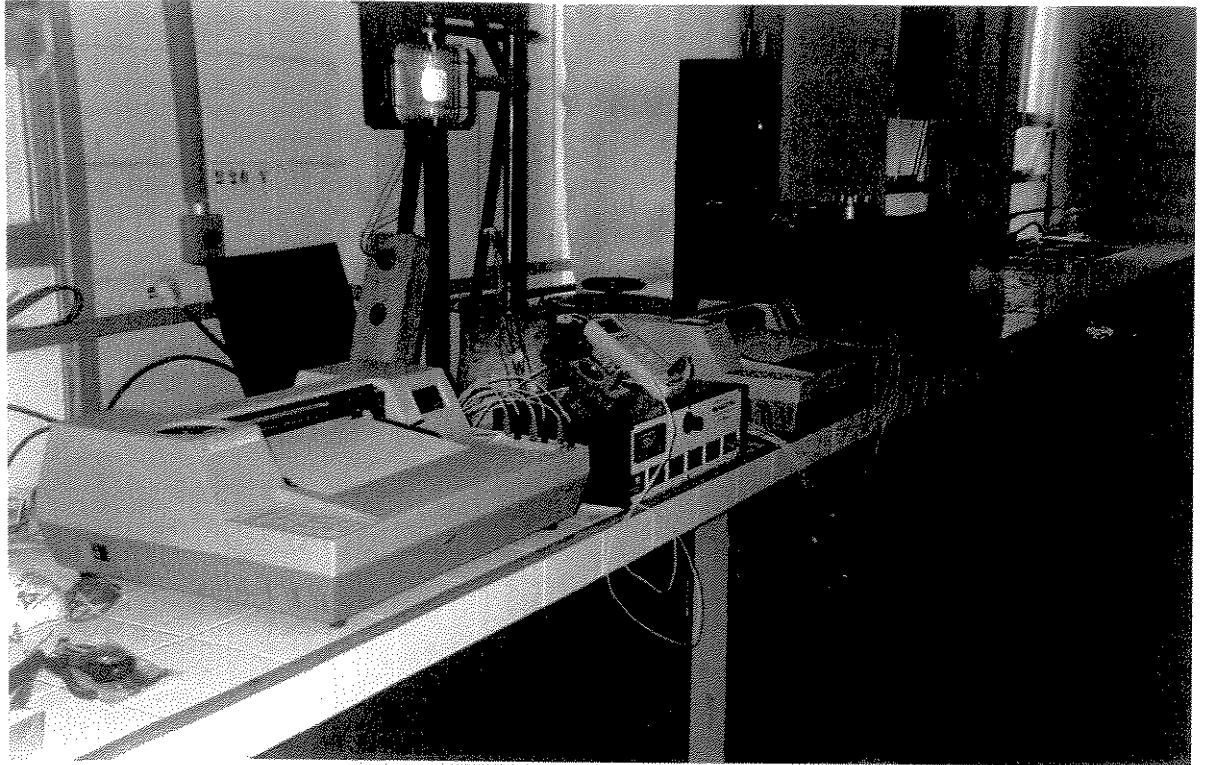


FIGURA 3.5 Esquema de montagem utilizado para a aferição dos termopares

O estudo da representatividade dos resultados obtidos mostra um desvio de $\pm 2,0 ^{\circ}\text{C}$ para temperaturas de até $100 ^{\circ}\text{C}$ e de no máximo 2% para temperaturas acima deste valor.

3.1.2.2 Calibração do Medidor Infravermelho (Pirômetro Ótico)

A aferição do medidor infravermelho apresentou dificuldades e a sua utilização confiável demandará maiores estudos. No entanto, trata-se de um tipo de medidor de temperatura sem contato e de baixo custo, sendo um provável sucessor dos termopares quando da extensão desta pesquisa à operação em campo. Desta forma, foi definido um procedimento de calibração visando aproximar o valor da temperatura medida de forma coerente, a fim de que estudos posteriores possam se utilizar da experiência já adquirida.

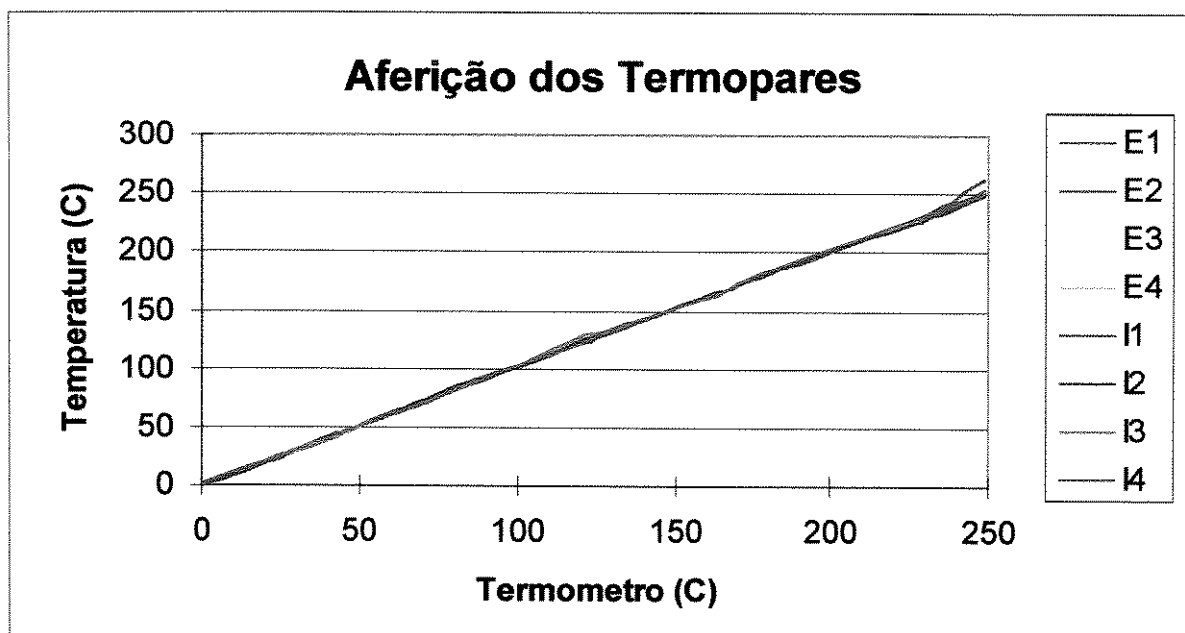


FIGURA 3.6 Resultados para a aferição dos termopares

O pirômetro ótico OS42-KC, utilizado neste trabalho, consiste em um sensor que capta as variações da energia emitida pelo corpo aquecido na faixa de comprimento de onda do infravermelho e a converte no valor da temperatura do corpo. O foco do sensor fica a 25,4 mm da sua extremidade de medição e o diâmetro da área de foco é de 3 mm. Os processos de emissão de energia por radiação em superfícies são bem estudados e conhecidos e a grande dificuldade neste procedimento está em obter o valor e a variação da emissividade superficial dos corpos onde a temperatura vai ser medida. A forma de obter a emissividade de um corpo é através de resultados publicados ou da comparação de valores medidos simultaneamente com o sinal de saída do aparelho (MARCHAND; 1994). Os valores de emissividade publicados para os materiais metálicos são tabelados em função de condições pouco objetivas, como a quantidade de oxidação superficial. Em especial para o aço a emissividade pode variar de valores próximos de 0,1 para o material polido até valores de cerca de 0,9 para aço oxidado. Caso se considere que o corpo se comporta como um corpo negro, o erro para a emissividade real acima de 0,6 fica abaixo de 10%, mas para valores próximos a 0,1 este erro pode chegar a 45% (HOLMAN; 1994).

Um problema adicional é a variação da emissividade com a temperatura. Esta variação não é a mesma para diferentes emissividades iniciais, o que dificulta ainda mais o procedimento

de aferição. Além disso, durante o processo de frenagem, a rotação da roda faz com que a emissividade varie a cada novo ponto em função de suas características superficiais.

Para se conhecer os valores da temperatura foram adotados três procedimentos. O primeiro consistiu em colocar o pirômetro sobre a circunferência descrita por um dos pontos de medição com termopares e compará-lo com a saída do termopar. Com isso o valor da saída do pirômetro seria conhecido sem a preocupação com as variações na emissividade com a temperatura. No entanto, a superfície onde o termopar fora colado tinha uma camada de óxido superficial, enquanto que a superfície de rolamento, que é a de maior interesse, estava polida pela atuação da sapata. Este resultado permitiu saber a tendência descrita pelo sinal do equipamento em função da temperatura do aço, mas não poderia ser utilizado para a superfície de rolamento.

O segundo procedimento consistiu em utilizar uma amostra cortada do aro da roda e polida, onde foram soldados (solda prata) dois termopares a 10 mm de distância um do outro. Um maçarico foi utilizado para aquecer a parte posterior do aro, na concordância aro-disco. O pirômetro ótico foi colocado de forma a medir a temperatura no ponto médio entre os termopares. A tentativa era de registrar a variação da temperatura em uma superfície polida semelhante à da superfície de rolamento. Embora a baixas temperaturas tenha sido possível obter resultados confiáveis, quando a temperatura atingiu 250 °C a oxidação superficial foi imediata. Tentou-se então lixar estas superfícies durante o aquecimento, mas mesmo assim o escurecimento destas foi mais acentuado e rápido, tornando inviável a utilização deste processo.

A terceira forma de aferição adotada foi a de aquecer a roda com a própria sapata como num ensaio normal, com o pirômetro colocado sobre a superfície de rolamento e à distância adequada. Na mesma posição foi colocado um termopar preso a uma vareta móvel, de forma que a junta de medição pudesse ser encostada ou afastada da roda com o simples deslocamento desta. Quando a roda atingiu temperaturas suficientemente altas (maiores dos que as dos ensaios normais), a roda foi parada e o termopar imediatamente encostado em sua superfície. Foi feito um registro de 30 segundos, iniciando-se 20 segundos após o termopar ter sido encostado para diminuir os efeitos transitórios devido ao próprio aquecimento dos termopares. Estes dados foram obtidos para diversas temperaturas. O resultado foi uma curva

de calibração para a temperatura medida. Os valores obtidos não ultrapassaram 220 °C, pois a superfície da roda se resfria muito rapidamente tão logo o freio é retirado e aparentemente há uma variação significativa na emissividade devido à oxidação superficial. A figura 3.7 mostra o pirômetro ótico preso ao seu suporte na posição em que foi feita a medida no aro e a figura 3.8 mostra os resultados obtidos, onde o eixo das ordenadas é o valor do sinal do infravermelho e o eixo das abcissas é o valor da temperatura medida pelo termopar. A equação de segundo grau é a que melhor se ajusta ao sinal de temperatura medido e esta foi a utilizada para as análises posteriores.

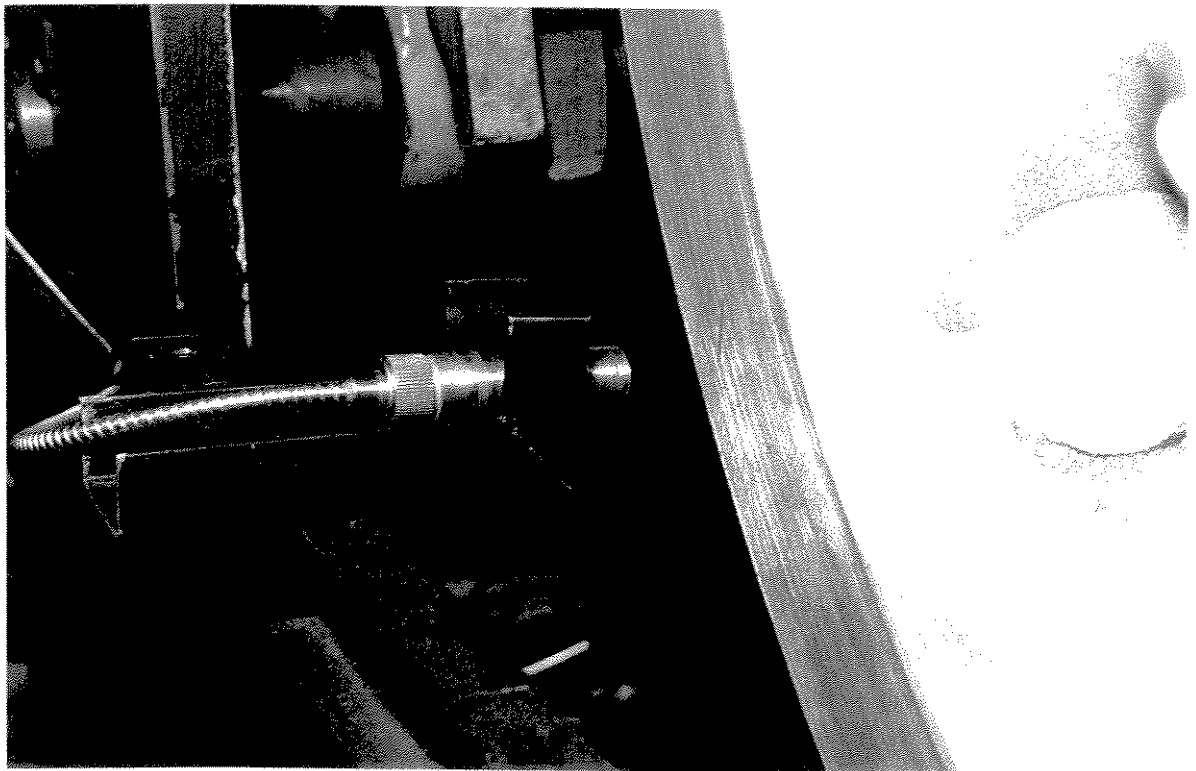


FIGURA 3.7 Pirômetro Ótico OS42-KC

3.1.3 Potência de Atrito

A potência de atrito é equivalente à quantidade de calor instantânea gerada pelo processo de frenagem. Este valor é de fundamental importância para o cálculo da distribuição de temperaturas durante o aquecimento. Pode ser obtida das seguintes formas: medição da potência elétrica no motor, necessária para manter a velocidade durante o ensaio de frenagem constante ($Pot = Tensão \times Corrente$); medição do torque de frenagem e da rotação da roda a cada instante ($Pot = Torque \times Rotação$); e pelo equivalente linear, que é o produto da força de

atrito pela velocidade periférica roda. Na realidade, as duas últimas maneiras são iguais, já que a força de atrito é obtida a partir do torque e a rotação e a velocidade guardam uma relação que é proporcional ao raio.

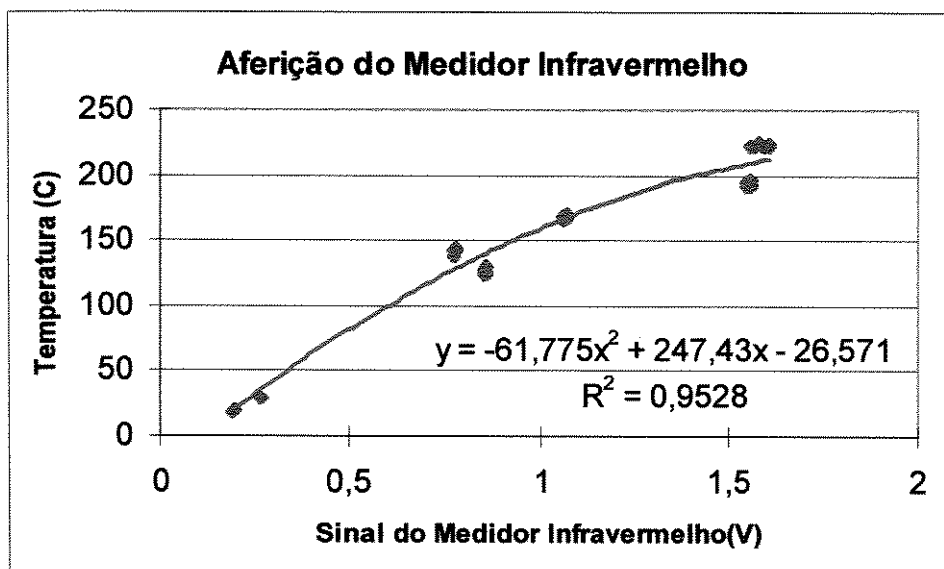


FIGURA 3.8 Resultado da Calibração do Pirômetro Ótico OS42-KC

A velocidade (rotação) da roda é medida a cada instante por um tacômetro acoplado ao motor da Máquina de Ensaio de Sapatas. Como este dispositivo de ensaios foi construído para trabalhar à velocidade constante, foi suficiente verificar se esta se mantinha constante durante a realização de cada ensaio. Para isso foi utilizado um mostrador digital no painel do conversor Maxitron. Como o torque nos ensaios feitos raramente atingiu um valor acima de 20% da capacidade do motor, não houve variação sensível na velocidade. Para este trabalho admitiu-se que a velocidade não varia ao longo dos ensaios.

3.1.3.1 Determinação da Força de Atrito

O torque de atrito foi obtido por um torquímetro Himelstein MCRT 8-02 TA (5-4), com capacidade para 4500 N.m. Este torquímetro não possuía documentação completa de fábrica e a calibração foi necessária antes do início dos ensaios. A calibração foi feita utilizando uma cantoneira U (alavanca) presa por parafusos à ponta do eixo onde fica a roda. Um atuador hidráulico manual, apoiado em um transdutor de carga de um lado e na alavanca do outro, proveu a força necessária para causar o torque. Ao ser aplicada a carga pelo atuador o

transdutor de carga mediu a força ao longo do seu eixo, mantido perpendicular à alavanca. Como a distância do ponto de aplicação é conhecida, o torque pode ser calculado. Este valor de torque foi transformado em força de atrito na roda pela sua divisão pelo valor do raio da roda. Em todo o início de ensaio o torque foi zerado com o dispositivo em movimento e, por isso, o valor da equação do torque passa pelo ponto (0;0), conforme visto na figura 3.9. A equação da força de atrito em função do sinal de saída (V) do torquímetro para a roda de 33 pol. (838 mm) é

$$F_{at} = 0,5545 * V_T \quad [\text{kgf}]$$

onde V_T é o sinal de medição do torque de frenagem em Volts

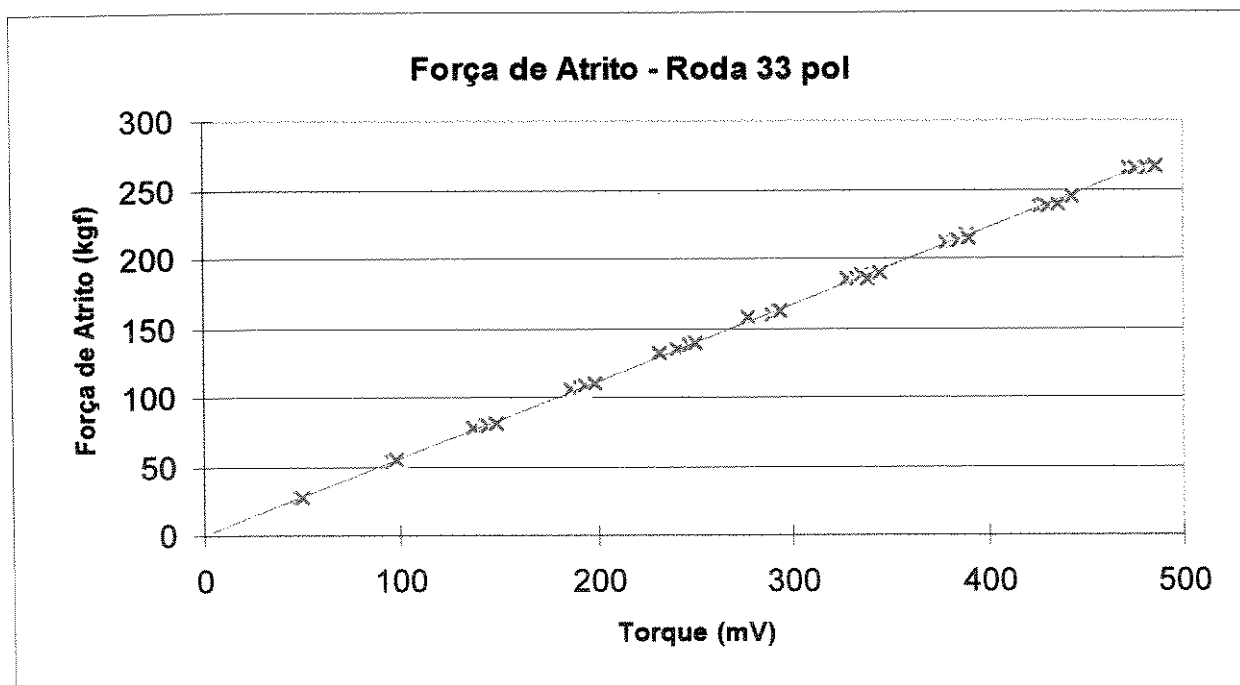


FIGURA 3.9 Força de Atrito em função do sinal de saída do Torquímetro

A equação acima implica em um desvio máximo para os pontos medidos de 3 kgf (30 N) até 120 kgf e menor do que 3% para os demais valores. Como não há estimativa para a incerteza no valor da velocidade, apesar de termos conferido o tacômetro com outros medidores e este ter sido calibrado de fábrica, foi considerado que a potência de frenagem tem uma incerteza semelhante a obtida para a força de atrito.

3.1.3.1 Determinação da Força Normal

Embora a determinação da potência de frenagem prescindia da determinação da força normal, já que através do torque pode-se obter a força de atrito, o dispositivo construído (M.E.S.) tem como uma de suas finalidades o ensaio de material de atrito para sapatas ferroviárias. O resultado mais importante para esta análise é o do coeficiente de atrito. Os resultados gerados pelo programa consistem em valores de força normal e de força atrito, de forma a facilitarem o cálculo do coeficiente de atrito. Para obtê-lo é necessário conhecer a força normal a cada instante. Para isso foi construído um dispositivo de adaptação para transdutores de carga, o que permitiu que a força na sapata fosse obtida em função da pressão pneumática no cilindro de freio, medida por um transdutor de pressão. Com a instalação da válvula proporcional, descrita anteriormente, verificou-se que esta era extremamente sensível a variações na alimentação e que os valores de seu sinal de controle sempre correspondiam aos mesmos valores de força normal (repetibilidade). Desta forma, foi abolida a medição da pressão pneumática no cilindro de freio e foi feita uma calibração da força normal em função da alimentação da válvula pela fonte programável. A figura 3.10 mostra os valores obtidos, para os quais a reta de interpolação que se ajusta à curva com uma variação máxima de 2% para valores acima de 180 kgf. (1766 N) é

$$F_n = 431,21 * V_P - 235,16 \quad [\text{kgf}]$$

onde V_P é o sinal de medição da força normal em Volts e
 F_n é o valor da força normal em kgf

3.1.4 Definição das Características dos Ensaios

A M.E.S. pode realizar ensaios a qualquer velocidade entre 20 e 100 km/h e com forças normais de até 3000 kgf (29430 N). Apesar dessa disponibilidade, alguns problemas de ordem mecânica limitaram os ensaios a velocidades de até 50 km/h. As forças normais também foram limitadas, de forma que a potência de frenagem permanecesse dentro de limites restritos afim de atender às recomendações de potência máxima de frenagem da Associação Americana de Freios Pneumáticos (A.B.A.; 1975). Para as rodas de 33 pol. (838 mm) o valor máximo da

potência de frenagem é de 30 HP (22,4 kW), bem acima dos valores normalmente utilizados pelas ferrovias nacionais de transporte de carga.

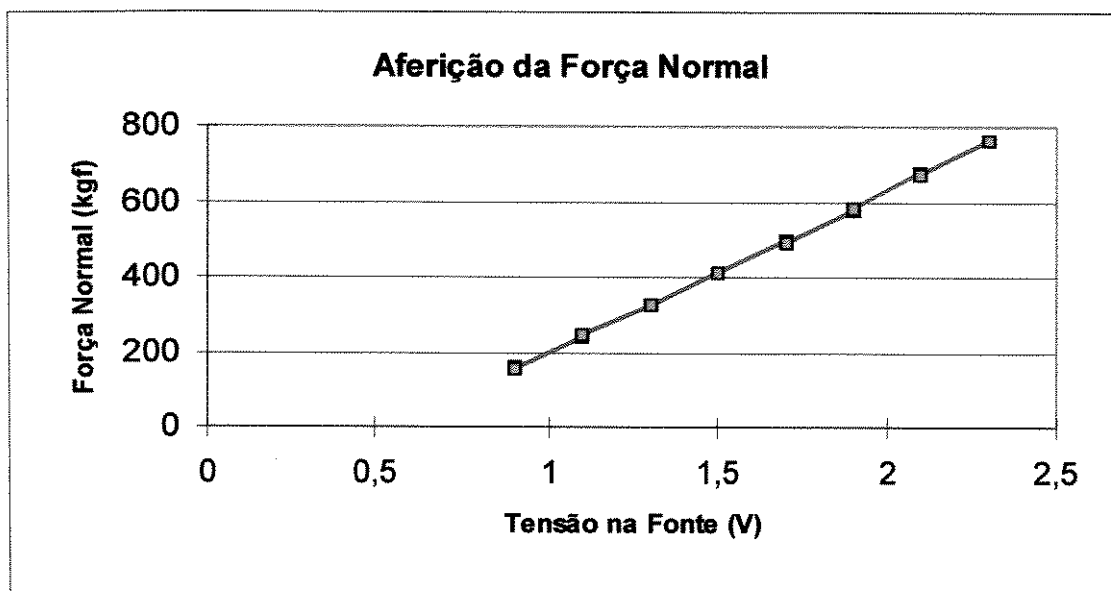


FIGURA 3.10 Determinação da Força Normal na M.E.S.

Na definição das condições dos ensaios pensou-se inicialmente em simular as condições de frenagem das ferrovias nacionais. O primeiro problema seria escolher uma ferrovia, já que as condições de operação e de via são as mais diversas. Pensou-se, então, em definir uma situação inicial e variar as condições a partir desta. Neste caso, a simples variação do coeficiente de atrito de um valor inicial para o dobro deste (perfeitamente possível durante um ensaio) pode fazer com que a variação na velocidade não seja significativa em termos da potência de frenagem. Diante desses fatos, foi adotada como solução a realização de ensaios normalizados.

A Associação Brasileira de Normas Técnicas não possui normas para ensaios em dinamômetros como a M.E.S.. Este dispositivo foi construído justamente como uma alternativa para o estudo das características de atrito dos materiais de sapatas. A única norma conhecida para ensaios de sapatas de freios de vagões de carga semelhantes aos nacionais é da Associação Americana de Ferrovias - "Association of American Railroads"- A.A.R.. Consiste em um procedimento de ensaio dividido em três partes, uma das quais é um ensaio de frenagem contínua. As características básicas deste ensaio, descritas na norma A.A.R. M-926 (A.A.R.; 1992), são mostradas na tabela 3.2.

TABELA 3.2 Condições para a realização do Ensaio de Frenagem Constante
Norma A.A.R. M-926/92

Ensaio de Frenagem Constante	
Velocidade	32,5 km/h
Força Normal	420 ou 650 kgf (4120 ou 6376.5 N)
Tempo de Frenagem	45 min

A adoção deste procedimento permite que os mesmos ensaios realizados para este trabalho sejam utilizados para a determinação das características de atrito das sapatas, em condições normalizadas, atingindo outro dos objetivos do Projeto Banco de Freios. Desta forma optou-se por realizar este trabalho partindo-se dos ensaios normalizados para rodas de 33 pol. (838 mm).

A aquisição de sinais foi feita durante a aplicação dos freios e o conseqüente aquecimento das rodas. Alguns ensaios foram interrompidos antes de 45 minutos a fim de verificar o comportamento da temperatura durante o resfriamento, com a roda parada ou com a roda em movimento.

3.1.5 Forma de Tratamento dos Sinais

A taxa de aquisição de sinais adotada foi de 1 Hz (uma amostra de cada sinal de medição por segundo). As variáveis lidas em cada amostragem são apresentadas na tabela 3.3, com os respectivos números dos sinais pelos quais foram representadas. Os sinais adquiridos são gravados em arquivo no formato ASCII e transportados para uma planilha EXCEL 5.0 para a análise posterior. As temperaturas t_1 , t_2 , t_3 e t_4 correspondem aos pontos de medição no aro identificados com esses números na figura 3.4.

Durante a gravação dos arquivos pode ocorrer que alguns pontos, dentre os 27000 lidos em cada ensaio, se percam. Isso se dá entre a aquisição e importação para a planilha de

cálculo. Pode ocorrer também que algum dos sinais tenha um valor instantâneo muito diferente da tendência normal. Normalmente um número menor do que 10 valores por ensaio (0,4 %) apresenta este problema. Quando isso ocorreu nos ensaios feitos o procedimento adotado foi o de substituir o valor em questão pela média entre os valores anterior e posterior, sem a preocupação com uma filtragem mais refinada.

TABELA 3.3 Variáveis lidas durante o Ensaio de Frenagem Constante

Variáveis lidas durante o Ensaio de Frenagem Constante	
Sinal	Variável
1	Força Normal
2	Força de Atrito
4	Temperatura do Infravermelho 1
6	Temperatura t1
7	Temperatura t4
8	Temperatura do Infravermelho 2
9	Temperatura t2
10	Temperatura t3

Os dados de temperatura adquiridos foram tratados da seguinte forma: a média dos primeiros 7 valores foi considerada para o instante 4 s; a média dos valores entre os instantes 8 e 15 foi considerado no instante 11 s; a média dos valores entre os instantes 16 e 35 foi considerada no instante 25 s e, a partir daí, os valores foram considerados a cada 20 segundos no tempo médio até 2685 s (média entre 2676 e 2695 s). O procedimento de utilização da média para representar os valores é válido pois a variação das temperaturas é pequena com o tempo (em média 0,1 °C/s) e a da força de atrito é ainda menor. É válido também porque é

sabido que a representação de valores pela média reduz a influência dos erros aleatórios, cuja representação nada contribuiria para a análise dos fenômenos envolvidos.

As médias iniciais foram consideradas nos instantes 4 e 11 segundos porque a aplicação total da força de frenagem leva de 15 a 20 segundos e esta seria uma forma de aproximar a situação transitória, principalmente nos valores das forças. As temperaturas t_1 a t_4 não tiveram variação perceptível neste início de ensaio.

Os sinais de força normal e de atrito adquiridos foram utilizados sem nenhum tipo de tratamento. O coeficiente de atrito foi calculado dividindo os valores de força ponto à ponto segundo a equação

$$\mu = F_{at} / F_n$$

Com estes valores foi construído o gráfico do coeficiente de atrito em função do tempo de frenagem que, em todos os ensaios, pode ser aproximado por um conjunto de intervalos com variação linear, ou seja, pontos extremos (denominados passos de carregamento) ligados por retas. Estas retas foram escolhidas pela interpolação linear dos dados no intervalo. Sempre que a variância (R^2) atingiu valores abaixo de 90 % foi calculada a área sob a curva da potência de frenagem em relação ao tempo para verificar se a quantidade de calor trocada no modelo durante o intervalo foi semelhante à real. A área sob a curva real foi calculada pela soma das áreas entre cada 2 pontos (integração numérica). Como os intervalos entre os passos foram escolhidos arbitrariamente, os resultados invariavelmente foram muito semelhantes. A figura 3.11 mostra o resultado para o coeficiente de atrito em um ensaio e os seguimentos de reta que foram utilizados para modelá-lo. Sabe-se que a interpolação por retas não descreve bem o instante inicial da aplicação da força sobre a sapata. A curva do crescimento da força normal (pressão no cilindro de freios) é uma assíntota. No entanto, a quantidade de calor trocada neste intervalo (0 - 18 s) é pequena e a diferença desta para a da reta do modelamento é menor ainda. Isto pode causar uma diferença sensível para as temperaturas iniciais medidas pelo pirômetro ótico na superfície de rolamento. Assumiu-se que a reta representa suficientemente bem o processo de aplicação inicial.

Estas considerações descrevem o procedimento experimental adotado. Intervenções e desvios do procedimento descrito serão comentados, quando necessários, no decorrer deste trabalho.

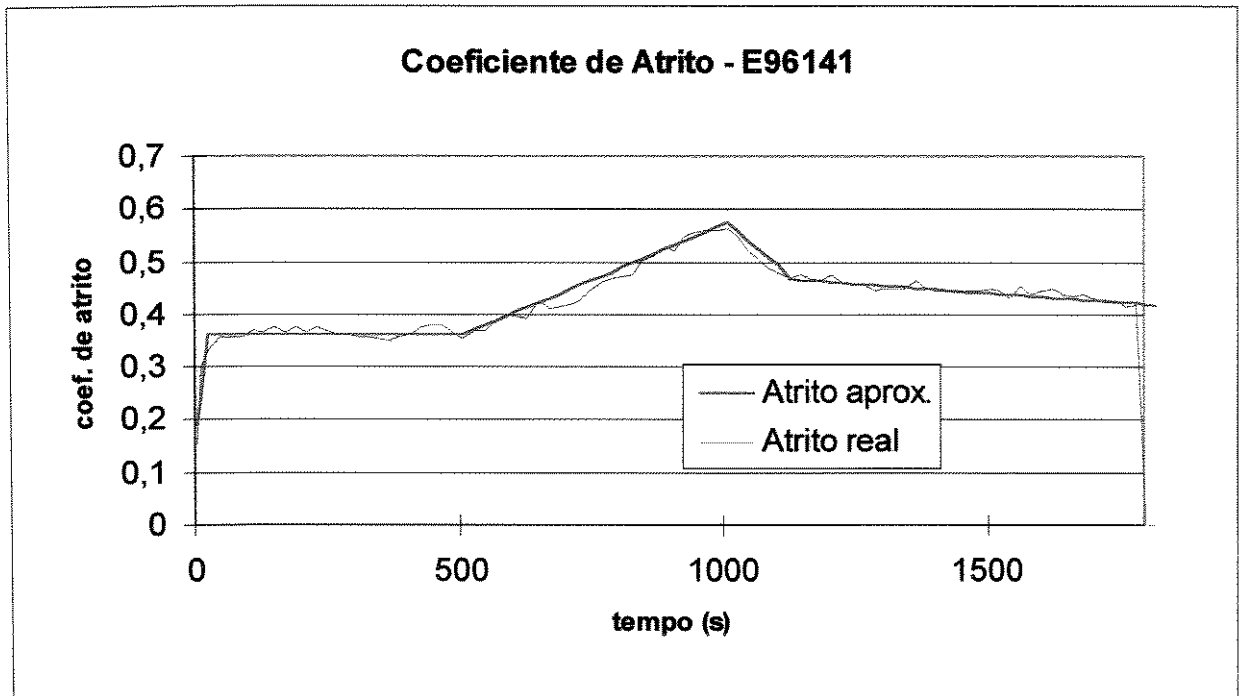


FIGURA 3.11 Coeficiente de Atrito medido e modelado

3.2 Simulação Numérica

O modelamento de problemas reais por métodos numéricos implica em uma óbvia perda de acuracidade à medida que o modelo se distancia da situação real. Além disso, na modelagem geralmente é necessário admitir conhecido o comportamento de algumas variáveis, o que não necessariamente representa a situação real. Para o caso da modelagem do aquecimento em rodas ferroviárias algumas hipóteses foram feitas. A primeira delas foi admitir que as propriedades térmicas do aço variam segundo relações lineares conhecidas. Para o material de rodas ferroviárias, sejam fundidas ou forjadas, foram considerados os seguintes valores

Condutividade Térmica: $k = 48,27 - 0,0187 * T (^{\circ}\text{C})$ [W / m.°C]

Calor Específico: $c = 434,00 + 0,391 * T (^{\circ}\text{C})$ [J / kg .°C]

Densidade: dens = 7833,4 [kg / m³]

Estes valores são os publicados pela Associação Americana de Ferrovias (A.A.R.; 1984). Uma verificação na literatura sobre transferência de calor (KREITH; 1977) (INCROPERA; 1992) (KERN; 1980) mostra que estes valores sugeridos pela A.A.R. estão muito próximos dos valores publicados pelos demais pesquisadores. A aproximação é ainda maior quando se considera o aço ligado C-Si-Mn, cuja composição química é praticamente a mesma do aço da roda. Todas as análises apresentadas neste trabalho baseiam-se na hipótese de que estas propriedades são suficientemente bem representadas pelos valores acima.

A segunda hipótese feita foi considerar o problema de transferência de calor em rodas ferroviárias como axissimétrico. Isso implica em que a distribuição de temperaturas em uma seção radial da roda representa qualquer uma das demais seções radiais. Esta hipótese requer que a potência térmica gerada na interface sapata-roda seja distribuída uniformemente em todo o perímetro da superfície de rolamento. Sabendo que a fonte de calor muda de posição a cada momento esta simplificação somente seria viável caso a velocidade da roda fosse suficientemente alta para que não houvesse tempo para o resfriamento e, ao mesmo tempo, suficientemente baixa para que a transferência de calor na superfície de rolamento não aumentasse de forma significativa. A velocidade da roda no ensaio de frenagem constante é de 32,5 km/h, ou 3,4 Hz para a roda de 33 pol. (838 mm); como a taxa de aquisição é 1 Hz, a leitura é feita a cada 3,4 voltas da roda, o que justifica a consideração de utilizar o modelamento axissimétrico. Apesar da taxa de aquisição não ser limitante para o sistema de aquisição, um número de dados maior que 30000 obrigaria a introdução de modificações no algoritmo do programa atualmente utilizado. Além disso, todos os pesquisadores citados na revisão bibliográfica que simularam o aquecimento em rodas sugeriram e utilizaram este procedimento e a comparação dos resultados só é possível se forem mantidas as condições de simulação.

3.2.1 Verificação da Axissimetria do Problema

Alguns problemas surgiram a partir da hipótese de problema axissimétrico. O mais importante foi que os termopares estavam fixos na roda, ou seja, o seu ponto de medição poderia representar um valor de temperatura num extremo da variação ao longo da

circunferência que descreve. Isto de fato ocorreu e foi verificada uma variação na temperatura ao longo da circunferência, principalmente na posição de medida do pirômetro ótico.

A verificação da axissimetria foi feita utilizando um registrador acoplado à saída do pirômetro. Foi utilizada uma taxa de aquisição de 300 Hz e uma variação de cerca de 10% do sinal em volts foi observada. Este fato abre um novo campo de estudos que pode se desenvolver a partir do aumento da confiabilidade da medida feita pelo pirômetro.

O desvio da condição axissimétrica nos problemas analisados pode ter se dado devido a características do sistema. O registro do sinal de força de atrito mostra que existe uma variação desta na mesma frequência da rotação da roda (ou múltiplos), não importa qual seja a velocidade e a força de normal aplicada. Essa variação não é observada na força normal, mas pode ser vista na variação da alimentação do motor. Assim, fica constatado que a geração de calor na interface sapata-roda não é uniforme em toda a superfície de atrito, o que explica as medidas feitas com o pirômetro. O mesmo fenômeno foi observado com outras rodas e sapatas, sendo que sua magnitude variava deste quase imperceptível até os limites descritos. Três hipóteses foram levantadas: a primeira é a de que há uma excentricidade em todas as rodas e isso faria com que houvesse um deslocamento diferenciado de porções desta ao passarem pela sapata; a segunda é que a própria força de atuação normal deslocava o conjunto de tal forma a induzir o desbalanceamento (pouco provável); e a terceira é a de que o conjunto estivesse trabalhando próximo de condições de instabilidade ainda desconhecidas.

Neste trabalho será suposto que a solução axissimétrica representa bem o fenômeno do aquecimento, tendo em vista que mesmo as rodas usinadas e cilíndricas apresentavam os problemas de assimetria descritos. É esperado que alguns desvios a partir da condição média possam ocorrer. No entanto, conforme será verificado, a sensibilidade dos resultados a variações pequenas no coeficiente que se deseja determinar também é pequena e os valores médios são representativos dos fenômenos estudados.

3.2.2 Método Numérico

A escolha do método numérico para a simulação do aquecimento baseou-se em dois critérios: disponibilidade de recursos e possibilidade de comparação dos resultados com trabalhos de outros pesquisadores.

A disponibilidade de um pacote computacional para cálculo por elementos finitos na Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP foi decisiva para a escolha do método utilizado. Como o objetivo do trabalho não é discutir problemas relacionados à utilização de métodos numéricos e nem se propõe a demonstrar a melhor adequação de um determinado método na solução de problemas de aquecimento em rodas ferroviárias, optou-se por utilizar o programa Ansys, originalmente na versão 4.4a e finalmente na versão 5.0. É conhecida a eficácia de outros métodos para a solução deste tipo de problema, em especial o método dos elementos de contorno, mas a sua utilização teria implicações que os benefícios obtidos não suplantariam, tais como o custo de aquisição ou desenvolvimento, tempo de aprendizado, etc.

A possibilidade de comparação e compartilhamento da experiência obtida no desenvolvimento foi outro fator decisivo para a escolha do método dos elementos finitos (programa Ansys). Este é o único pacote computacional citado pela A.A.R. no seu manual de normas e práticas recomendadas (A.A.R.; 1985). Em cerca de 80% dos trabalhos apresentados sobre o aquecimento em rodas de vagões de carga norte-americanos (semelhantes aos nacionais) este programa é utilizado. Numa visita ao maior centro de pesquisas desta associação, em Pueblo (CO - EUA), este uso pôde ser comprovado por pesquisadores do Laboratório Ferroviário.

O método dos elementos finitos consiste em representar a geometria do sistema analisado (domínio) através da discretização deste em elementos de tamanho finito, formando uma malha. Quanto melhor esta malha representar o sistema modelado mais acurados serão os resultados. Estes são calculados para pontos que definem os elementos e são chamados de nós. Os valores dos resultados nos nós são representativos das propriedades calculadas e são compatíveis com os calculados para elementos vizinhos. A variação da propriedade desejada dentro do elemento é dada por relações entre os valores nos nós, denominadas funções de forma. Já que o domínio é discretizado e funções pré-definidas representam a variação das

propriedades dentro dos elementos, o Método dos Elementos Finitos será sempre uma aproximação cuja acurácia na representação dos resultados deve ser testada. A fim de verificar a acurácia da solução para um problema simples de aquecimento em cilindro, foram feitas simulações de aquecimento para cilindros de aço com dimensões próximas à da roda, em regime permanente e transiente, e comparados com resultados analíticos. O resultado, conforme esperado, mostrou diferenças de temperatura desprezíveis para todas as simulações.

O aquecimento das rodas ferroviárias durante um ensaio de frenagem constante consiste num problema não-linear e transiente, devido às variações das propriedades dos materiais com a temperatura e à variação do carregamento térmico com o tempo, respectivamente. A aplicação da equação de Fourier para o problema leva a um sistema de equações que pode ser representado por

$$[C(T)].\{\dot{T}\} + [K(T)].\{T\} = \{Q(T)\}$$

onde: $[C(T)]$ = matriz de capacitância

$[K(T)]$ = matriz de condutividade

$\{T\}$ = vetor de temperaturas nos nós

$\{\dot{T}\}$ = derivada de $\{T\}$

$\{Q(T)\}$ = vetor fluxo de calor nos nós

O procedimento de solução desse sistema de equações consiste em interações sucessivas visando reduzir o desbalanceamento (resíduo) entre o fluxo de calor externo e interno para a parte permanente do problema. A seguir o sistema é linearizado através da aplicação de um polinômio de Taylor ao vetor dos resíduos. A solução é encontrada e os dados comparados repetindo o procedimento até atingir a convergência necessária. O critério de convergência previamente definido é de 0,1 %.

3.2.2.1 Definição dos Tipos de Elementos

O programa Ansys 5.0 possui uma biblioteca com cerca de 70 elementos. Alguns desses elementos podem ser utilizados tanto em análises térmicas como em análise estruturais.

Os elementos planos que permitem apenas a temperatura como grau de liberdade e são adequados para a análise de sólidos axissimétricos são três: triangular com 6 nós, quadrangular com 4 nós e quadrangular com 8 nós. A escolha de elementos triangulares aumentaria o número total de elementos para a discretização do sistema e por isso este tipo não foi adotado.

A escolha entre os elementos quadrangulares de 4 ou 8 nós deu-se em função das características geométricas das rodas. As regiões próximas ao contato sapata-roda têm curvas íngremes e a discretização demandaria um número maior de elementos com quatro nós (malha refinada). Embora a utilização de elementos de quatro nós possa levar a um número total de nós menor, a opção pelo elemento com oito nós foi mantida. Esta opção poderia ter um custo computacional maior, mas isto não é significativo para o problema analisado devido à disponibilidade de recursos avançados de informática. O elemento escolhido é denominado “Ansys50 PLANE 77” e pode ser utilizado para convecção superficial, caso seja necessário, e possui opção para cálculo em problemas axissimétricos. As duas opções para este elemento se referem ao tipo de matriz de capacitância (parte transiente - opção 1) e à axissimetria do problema (opção 3). Foi adotado o valor nulo para a opção 1, correspondente ao uso de matriz esparsa, e foi adotado o valor unitário para a opção 3, correspondente ao problema axissimétrico.

Um segundo elemento foi utilizado nas superfícies externas da roda. Este elemento de superfície, denominado “Ansys50 SURF 19”, permite a introdução da convecção no cálculo da transferência de calor. Na realidade, a convecção poderia ser incluída no próprio elemento plano, mas dificultaria alguns cálculos para a quantidade de calor trocada por convecção que foram feitos como preparação para este trabalho. Estes cálculos iniciais, em regime permanente, permitiram conferir os resultados do programa e decidiu-se manter o segundo elemento conforme os modelos preliminares. Além disso, este elemento permite a inclusão dos efeitos da radiação e também da variação do coeficiente de convecção com a temperatura, o que pode ser implementado em trabalhos futuros. As opções adotadas para este elemento se referem ao tipo de grau de liberdade (opção 1), axissimetria (opção 3), inclusão de nó central (opção 4) e habilitação da convecção superficial (opção 8) e os valores adotados foram 1 (temperatura), 1 (problema axissimétrico), 0 (inclusão de nó central) e 4 (convecção superficial disponível), respectivamente.

3.2.2.2 Definição do Tamanho do Elemento

A definição do tamanho do elemento é de particular importância onde o gradiente térmico é elevado ou onde a geometria tem variações significativas. O aro e, em especial, a superfície logo abaixo da área de aplicação das sapatas, são as regiões mais críticas. O tamanho do elemento nestas regiões deve ser suficientemente pequeno para representar adequadamente os fenômenos transientes envolvidos sem perda de acurácia, mas o refinamento não deve ser tão exagerado ao ponto de aumentar excessivamente a utilização de recursos computacionais.

A escolha do tamanho do elemento foi feita de forma a garantir que os pontos definidos para as medidas de t_1 , t_2 , t_3 e t_4 , tenham nós em suas vizinhanças a distância de ± 1 mm. A roda foi dividida em 5 áreas. As áreas são mostradas na figura 3.12. Na área A1 foi arbitrado um tamanho máximo de 8 mm. A linha que separa esta área da área A2 passa pelo ponto de medição de t_1 , a 15,9 mm da superfície de rolamento. Na posição de medida de t_1 está o nó número 452. Na área A2 e A3 os elementos têm tamanho máximo de 15 mm; na área A4, 20 mm e na área A5, 30 mm. Como o programa divide as linhas das fronteiras de cada área em segmentos aproximadamente iguais ao tamanho máximo definido pelo usuário, as posições dos nós de comparação para t_2 , t_3 e t_4 foram facilmente definidas. Tamanhos menores de elementos em todas as áreas foram testados e não há variação no resultado.

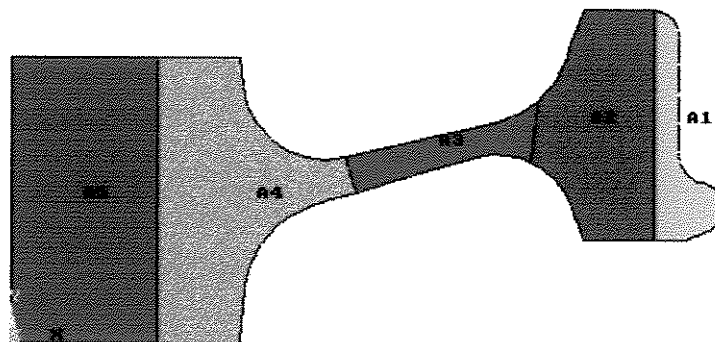


FIGURA 3.12 Áreas nas quais a roda foi dividida em elementos de tamanhos diferentes

Na solução de problemas transientes é necessário definir quantos pontos intermediários de cálculo existe em cada passo de carregamento. Isto porque o tempo entre um passo e o

seguinte normalmente é grande e é necessário conhecer o comportamento da temperatura durante esse tempo. Quanto maior o número de pontos intermediários (“substeps”) maior a acurácia na solução para um determinado instante da frenagem. O ideal seria obter a solução na mesma taxa que a medição real é feita, mas isso pode levar a um desperdício de tempo de cálculo e espaço de armazenamento em disco, já que são muitos os ensaios. Uma estimativa do tempo de cada ponto intermediário é dada por pelo manual de transferência de calor do programa utilizado (ANSYS; 1993). Esta estimativa está baseada nos números adimensionais de Biot (Bi) e Fourier (Fo). Consiste em definir um fator de escala β_e , de valor entre 1 e 100, e utilizar as seguintes equações

- para condução somente: $Fo \cong \beta_e$
- para condução e convecção superficiais: $Fo.Bi \cong \beta_e$

Substituindo as equações dos números adimensionais e considerando o menor tamanho ($\Delta x = 0,008$ m) entre os elementos utilizados

- para condução somente: $\Delta t \cong \beta_e \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta x^2 / k$
- para condução e convecção superficiais: $\Delta t \cong \beta_e \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta x / h$

Os valores calculados para cada uma das equações no intervalo de 25 a 300 °C são

- para condução somente: $\Delta t \cong \beta_e \cdot (4,7 \text{ a } 6,5)$
- para condução e convecção superficiais: $\Delta t \cong \beta_e \cdot (1226 \text{ a } 1522)$

Os resultados acima eram esperados e indicam um processo controlado principalmente por condução. Neste caso o tempo entre pontos de cálculo indicado pode estar entre 4,7 e 650 s. Com estes valores em mente optou-se por um tempo inicial de cálculo de 60 s ($\beta_e \cong 13$). Após o primeiro ponto o programa possui um algoritmo interno de otimização do tempo de cálculo que controla os intervalos de tempo entre os limites definidos pelo usuário. O valor mínimo dos intervalos foi escolhido como 30 s e o valor máximo como 120 s. Durante a aplicação do freio (18 s) estes extremos foram determinados como 9 e 18 s, respectivamente.

Pelo desenvolvimento anterior fica claro que uma redução no tamanho do elemento implica em intervalos de tempos menores para os pontos de cálculo.

A figura 3.13 mostra a malha utilizada para o desenvolvimento deste trabalho.

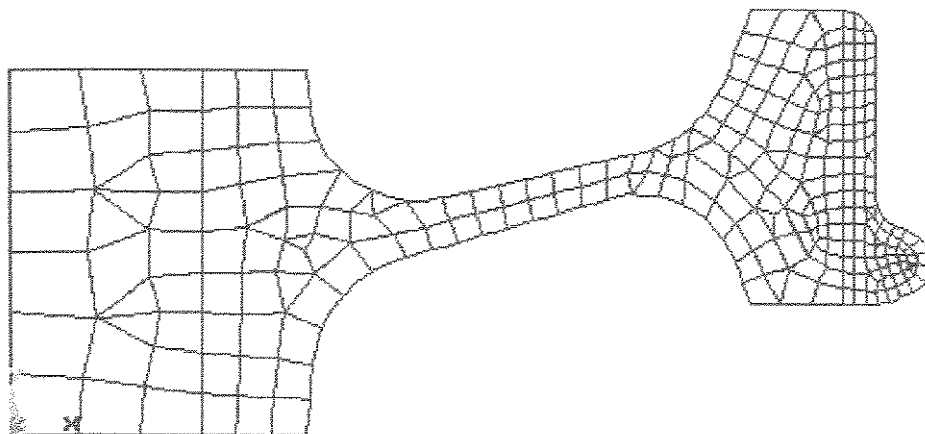


FIGURA 3.13 Malha utilizada para a discretização das rodas de 33 pol. (838 mm) cilíndricas

3.2.3 Estimativa da quantidade de calor que flui para a sapata

O calor total gerado na interface sapata-roda pode ser calculado pela área sob a curva da potência de frenagem em função do tempo. Para os ensaios normalizados os valores são apresentados em unidades S.I. de forma que

$$Q = \int_t N.dt$$

Este calor flui para o meio que cerca a interface sapata-roda. Uma parte flui para a roda, outra para a sapata e o restante perde-se em outras formas de energia. Conhecer a magnitude da quantidade de calor absorvida pela roda é de fundamental importância na aferição dos modelos numéricos, pois todo o modelamento desenvolvido baseia-se na quantidade de calor gerada e não será válido se a perda para a sapata for significativa. Embora a quantidade de calor que é perdida para o meio seja difícil de estimar, pode ser considerada pequena e, a princípio, incluída como calor que flui para a roda, já a quantidade de calor que aquece a sapata pode não ser insignificante e é necessária uma avaliação de sua magnitude. Nenhuma

dos pesquisadores estudados na revisão bibliográfica faz menção sobre esta perda de calor, o que indica que não a consideraram significativa. Na realidade, o material das sapatas utilizado até o final da década de 80 continha amianto como um de seus principais componentes, o que aumenta sua isolação térmica. O seu uso foi difundido de tal forma que as sapatas não-metálicas foram classificadas como “com ou sem amianto”.

A determinação da quantidade de calor absorvida pela sapata esbarra na determinação das propriedades térmicas do material. Estas podem variar significativamente entre sapatas fornecidas para a mesma aplicação por fabricantes diferentes. Além disso, não são disponíveis em literatura dados sobre estas propriedades e os fabricantes nacionais consultados não possuem ou não informam estes dados. Em especial, a condutividade, o calor específico e a densidade são necessárias para o modelamento do aquecimento das sapatas em regime transiente durante o ensaio. Estão sendo realizadas tentativas no sentido de obter estes valores para o material utilizado neste trabalho, mas os resultados ainda não são conclusivos. Para o momento serão utilizados os valores que se seguem para lonas de freio de tambor em veículos automotivos (SARTORI; 1972)

$$\text{Condutividade:} \quad \kappa = 0,796 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}$$

$$\text{Difusividade:} \quad \alpha = 3,097 \text{ m}^2/\text{s}$$

O valor da densidade foi calculado medindo e pesando uma amostra retirada de uma sapata do mesmo tipo das sapatas ensaiadas

$$\text{Densidade:} \quad \rho = 2103 \text{ kg/m}^3$$

A partir deste valores é possível calcular o calor específico do material nas condições de ensaio

$$\text{Calor Específico:} \quad c = \kappa / (\rho \cdot \alpha) = 1222,2 \text{ J/(kg} \cdot \text{°C)}$$

Em todos os modelos analisados no ítem 3.2.3 e seus sub-ítems, o material foi considerado homogêneo e isotrópico.

3.2.3.1 Ensaio de Aquecimento

Na determinação da quantidade de calor que entra na sapata é necessário conhecer a variação de sua temperatura durante o aquecimento. Para tanto foi realizado um ensaio com uma sapata nova com 5 pontos de medida de temperatura, conforme mostrado na figura 3.14. As condições do ensaio são mostradas na tabela 3.4.

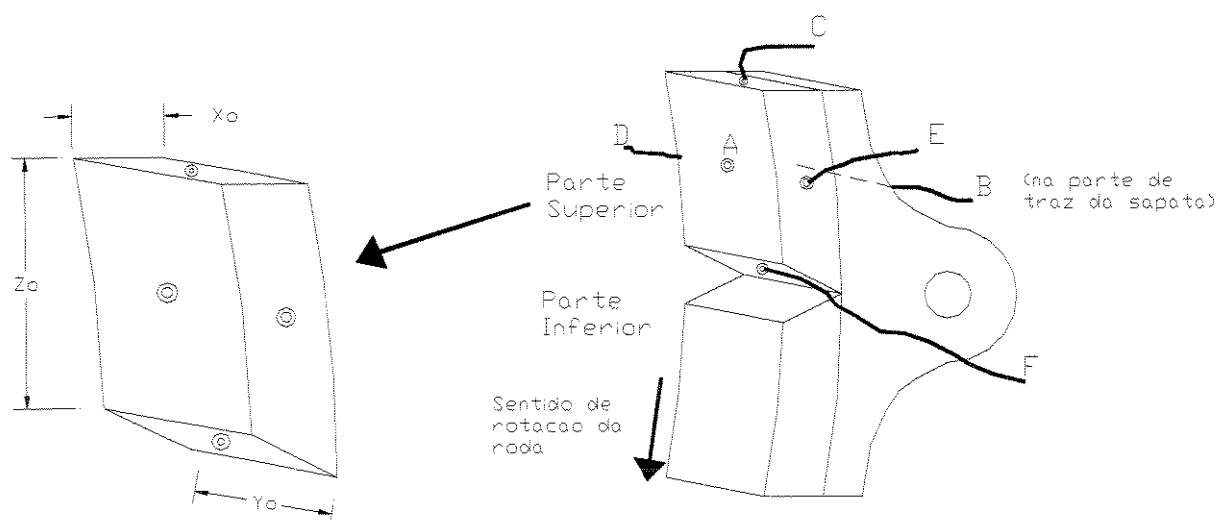


FIGURA 3.14 Posição dos termopares e dimensões na sapata utilizada no ensaio E96131.

TABELA 3.4 - Condições do ensaio de frenagem constante E96131

Dados do Ensaio	E96131
Temperatura Inicial (°C)	38
Força Normal (N)	6376,5 (650 kgf)
Velocidade (m/s)	9,03 (32,5 km/h)

A potência de frenagem, como esperado para este tipo de material, varia em função do tempo de ensaio. O resultado para a potência de atrito, calculada e modelada conforme apresentado anteriormente neste capítulo, é mostrado na figura 3.15.

Os resultados da variação da temperatura medidos durante o ensaio E96131 são apresentados na figura 3.16. O ponto de medição “d” foi eliminado devido a falha durante o ensaio.

3.2.3.2 Modelamento do Ensaio de Aquecimento da Sapata

Para fins de análise a sapata foi considerada como composta de dois blocos com a dimensões x_0 , y_0 e z_0 , correspondentes à profundidade na direção radial da roda, à largura na direção axial e ao comprimento angular, respectivamente. O estudo foi feito sobre o bloco superior que, devido ao efeito denominado auto-energização (SHIGLEY; 1986), aplica uma força normal maior sobre a roda e gera mais calor que na interface entre o bloco inferior e a roda.

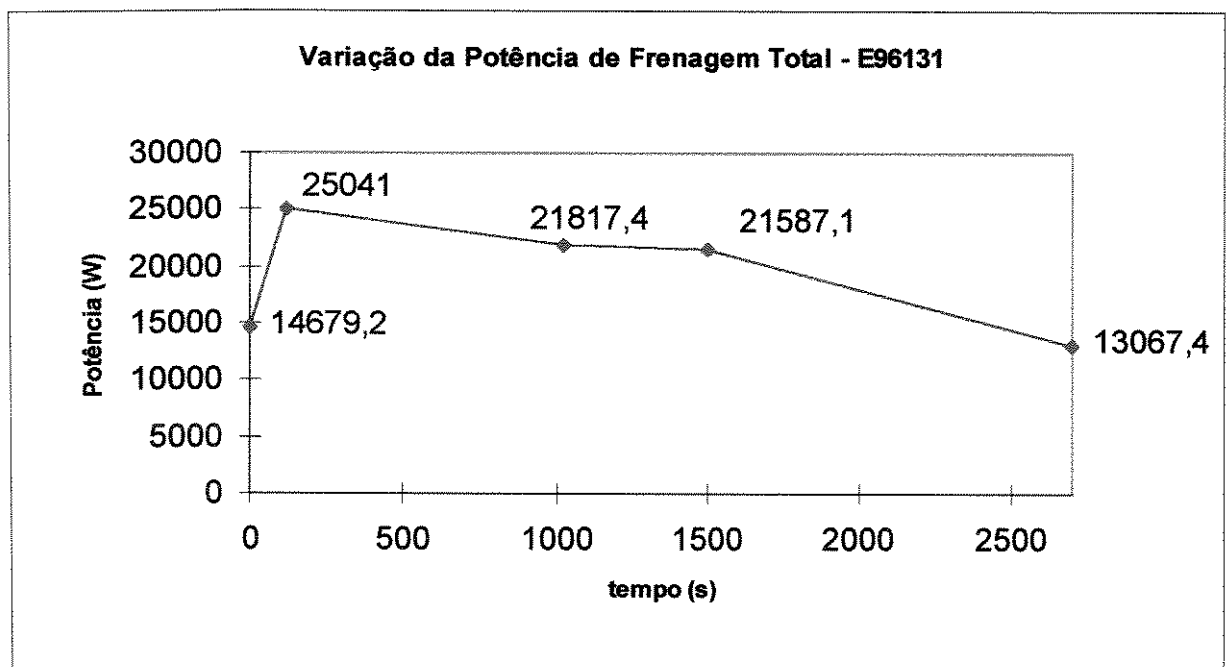


FIGURA 3.15 - Variação da potência de frenagem [W] calculada a partir dos dados medidos no ensaio E96131.

As superfícies do bloco superior podem ser modeladas como placas planas resfriadas pelo ar em movimento devido à rotação da roda. A superfície onde está colocado o termopar B é recoberta por um suporte de ferro fundido cujo efeito é desconsiderado tendo em vista que a temperatura é medida no próprio bloco e não na parte metálica; a condutividade do ferro

fundido não acrescenta uma resistência térmica significativa ao conjunto; e a espessura da camada de metal é cerca de 5 vezes menor que a do bloco, quando a sapata é nova. As superfícies onde estão colocados os termopares E e B são consideradas como placas planas com escoamento superficial. A superfície onde está o termopar F é considerada como sob convecção livre, já que a área é fechada para a passagem do ar. A superfície onde está o termopar C é considerada como anteparo plano à passagem de ar (placa vertical). As equações para o cálculo do valor médio do coeficiente de convecção são

- Placa Plana (INCROPERA e DEWITT; 1992)

$$Nu \equiv (h.L / \kappa) = 0,664 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3}$$

- Convecção Livre (INCROPERA e DEWITT; 1992)

$$Nu \equiv 0,27 \cdot Ra^{1/4}$$

- Placa Vertical (INCROPERA e DEWITT; 1992)

$$Nu \equiv (h.D / \kappa) = C \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3}$$

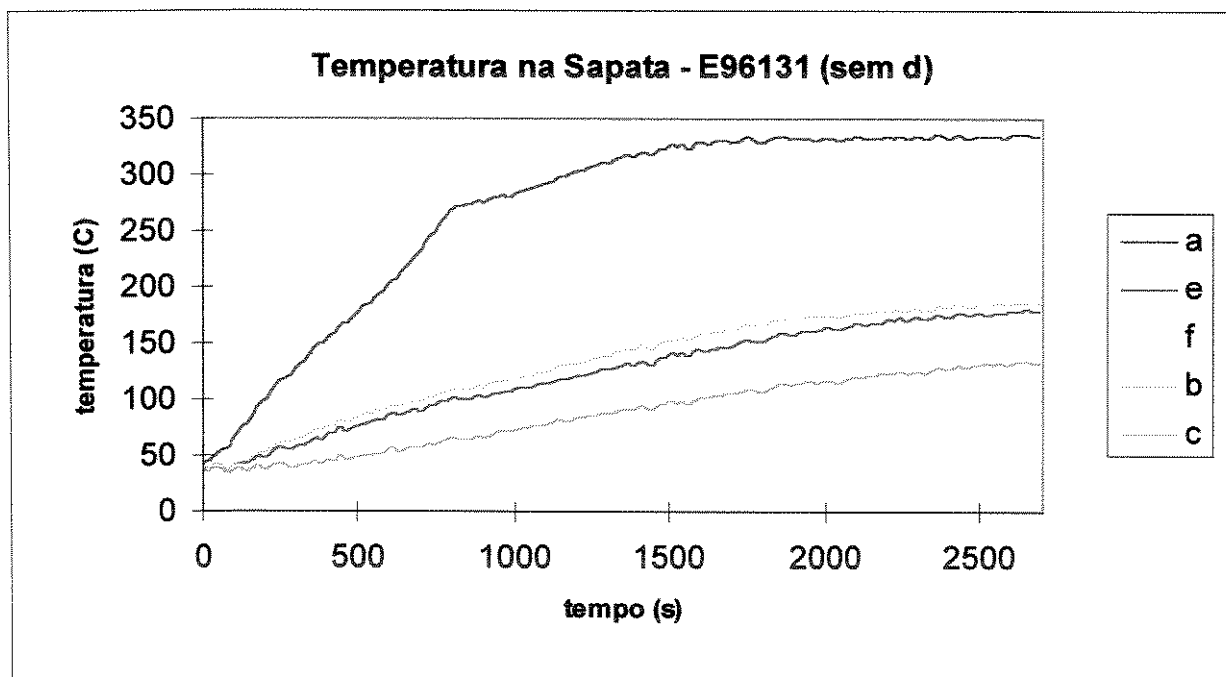


FIGURA 3.16 Variação das temperaturas nos pontos seleccionados da sapata durante o ensaio E96131.

3.2.3.3 Estimativa do Coeficiente Médio de Troca de Calor nas Superfícies B e E

Como se observa na figura 3.16, o aumento de temperatura total nos pontos B e E é da ordem de 140 °C. Para fins de estimativa será considerado que o ar nas vizinhanças dessas superfícies está a 30 °C que foi a temperatura ambiente média observada durante o ensaio. As propriedades do ar nesta temperatura são (INCROPERA e DEWITT; 1992)

$\rho = 1,15 \text{ (kg/m}^3\text{)}$	- densidade
$\mu = 185 \cdot 10^{-7} \text{ (N.s/m}^2\text{)}$	- viscosidade absoluta
$\kappa = 26,5 \cdot 10^{-3} \text{ (W/m.K)}$	- condutividade térmica
$Pr = 0,707$	- número de Prandtl
$\alpha = 22,5 \cdot 10^{-6}$	- difusividade térmica

É considerado que a velocidade do ar nas superfícies das sapatas tem o mesmo valor da velocidade periférica da roda. Esta é uma simplificação que representa melhor o fenômeno de transferência de calor em E do que em B e que se faz necessária em vista da complexidade do escoamento nestas regiões. A velocidade em ambas as regiões é possivelmente menor do que a adotada, o que causaria um menor resfriamento e uma maior temperatura final. Como a temperatura final do sistema é conhecida (nos pontos medidos) o procedimento de cálculo adotado leva a resultados a favor da segurança, já que pressupõe uma quantidade de calor líquida que flui para a sapata ($Q_{liq} = Q_{entra} - Q_{sap-ar}$) menor do que a real.

O comprimento adotado para o problema é $L = 0,163 \text{ m}$. O efeito das extremidades no valor do coeficiente de troca de calor pode ser importante para este caso, mas não foi considerado devido à dificuldade de modelá-lo e ao fato de que neste estudo procura-se apenas uma estimativa coerente para o problema.

O número de Reynolds calculado é

$$\Re = \rho \cdot v_{\infty} \cdot L / \mu = 1,15 \cdot 9,03 \cdot 0,163 / 185 \cdot 10^{-7} = 91495,9$$

O valor h é dado por

$$h = 0,664 \cdot \mathfrak{R}_e^{1/2} \cdot \text{Pr}^{1/3} \cdot \kappa / L$$

$$h = 0,664 \cdot (91495,9)^{1/2} \cdot 0,707^{1/3} \cdot 28,5 \cdot 10^{-3} / 0,163 = 31,3 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

3.2.3.4 Estimativa do Coeficiente Médio de Troca de Calor na Superfície F

O número de Rayleigh é dado por

$$\text{Ra} = \text{Gr} \cdot \text{Pr} = g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L^3 / (\nu \cdot \alpha)$$

O comprimento L assume o valor de 0,088, pois este representa o maior comprimento na área em questão. Este valor é considerado baixo em relação à outra dimensão desta mesma área (0,055) e isso permite que o modelo de placa plana se desvie do real. As propriedades β (coeficiente de expansão térmica) e ν (viscosidade cinemática) são estimadas na temperatura média dos ensaios. Para o caso em questão, a temperatura varia entre 40 e 160 °C. O valor das propriedades β e ν , estimadas a 100°C (INCROPERA e DEWITT; 1992), é

$$\beta = 2,68 \cdot 10^{-3} \text{ [1/}^\circ\text{C]}$$

$$\nu = 1,6 \cdot 10^{-7} \text{ [m}^2\text{/s]}$$

Assim, o número de Nusselt médio é

$$\text{Nu} = 0,27 \cdot [9,81 \cdot 2,68 \cdot 10^{-3} \cdot (160-40) \cdot 0,088^3 / (1,6 \cdot 10^{-7} \cdot 22,5 \cdot 10^{-6})]^{1/4}$$

$$\text{Nu} = 42,21$$

O valor do coeficiente médio de transferência de calor por convecção é

$$h = 42,21 \cdot 26,5 \cdot 10^{-3} / 0,088 = 12,7 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

3.2.3.5. Estimativa do Coeficiente Médio de Troca de Calor na Superfície Vertical C

O valor do coeficiente médio de troca de calor por convecção para a placa vertical é

$$h = Nu \cdot \kappa / D = C \cdot \mathcal{R}_e^m \cdot Pr^{1/3} \cdot \kappa / D$$

Para este caso são aplicáveis os coeficientes $C = 0,228$ e $m = 0,731$ (INCROPERA e DEWITT; 1992). Assim,

$$h = 0,228 \cdot [1,15 \cdot 9,03 \cdot 0,055 / 185e-7]^{0,731} \cdot 0,707 \cdot 26,5 \cdot 10^{-3} / 0,055$$

$$h = 148,6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

Este valor está baseado na troca de calor com o ambiente durante o processo. Como a temperatura do ar que atinge a superfície com o termopar C certamente é maior do que a do ar ambiente, o valor da perda de calor será menor. Essa maior temperatura do ar pode ser significativa nesse ponto, que é diretamente atingido pelo fluxo de ar quente que acompanha o movimento da roda.

3.2.3.6. Distribuição de Forças na Sapata

O efeito da auto-energização é mostrado na figura 3.17 com as dimensões pertinentes para o cálculo de sua magnitude.

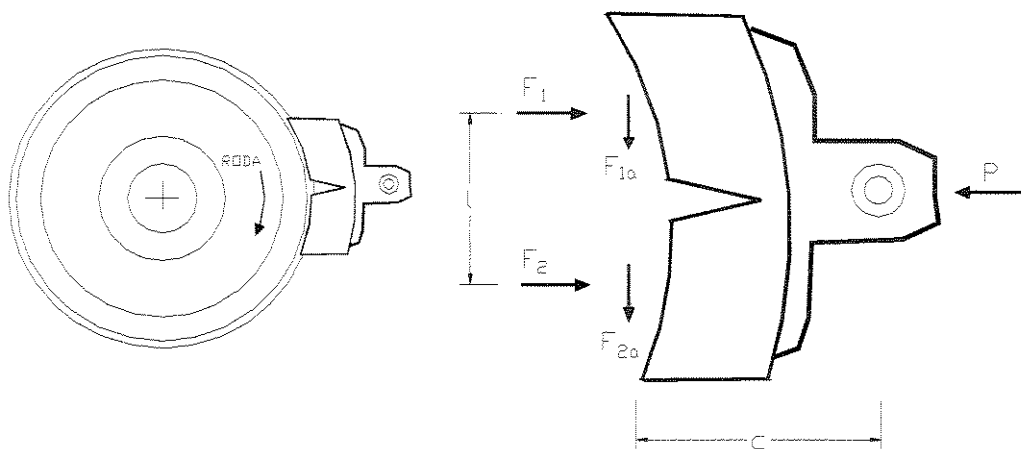


FIGURA 3.17 Esquema mostrando o efeito da auto-energização sobre a sapata ferroviária na Máquina de Ensaio de Sapatas

Nesta pode ser visto que existe uma tendência da sapata em girar no sentido horário sobre o seu pino de articulação. Esta tendência faz com que a parte superior da sapata seja

mais comprimida sobre a roda e o inverso ocorra com a parte inferior. A provável distribuição real de forças consiste em uma força de compressão que varia linearmente desde um valor máximo, na parte superior mais distante do pino de articulação, até um valor mínimo, na parte inferior também mais distante do pino articulação. Pelo equilíbrio, a força resultante é na direção do pino de articulação e normal à roda.

A distribuição de força normal na parte superior da sapata pode ser modelada considerando que apenas uma força age sobre esta. Esta força, representativa do fenômeno, atua no centro do bloco superior e pode ser obtida também através das equações de equilíbrio.

Seja P a força normal aplicada à roda (Figura 3.17). Sejam F_1 e F_2 as forças resistentes na direção de P . Fazendo o equilíbrio de momentos em torno de O tem-se

$$F_1 = F_2 + (F_{1a} + F_{2a}). 2.c / l$$

A força normal utilizada nos ensaios é $P = 6376,5 \text{ N}$ (650 kgf). As força de atrito variam a cada instante, mas a variação do coeficiente de atrito é conhecida. Considerando o coeficiente de atrito μ e aplicando os valores reais $c = 139,7 \text{ mm}$ e $l = 177,8 \text{ mm}$, tem-se

$$6376,5 = F_1 + F_2 \quad (a)$$

$$F_1 = F_2 + (\mu.F_1 + \mu.F_2). 2.c / l$$

$$F_1 - (\mu.F_1.2.c / l) = F_2 + \mu.F_2.2.c / l$$

$$F_1 . (1 - \mu.2.c / l) = F_2 . (1 + \mu.2.c / l)$$

$$F_1 = F_2 (1 + \mu.2.c / l) / (1 - \mu.2.c / l)$$

$$F_1 = F_2 (1 + 1,57.\mu) / (1 - 1,57.\mu) \quad (b)$$

Substituindo (b) em (a) e isolando F_1 , tem-se

$$F_1 = 6376,5 / [1 + (1-1,57.\mu) / (1+1,57.\mu)]$$

3.2.3.7 Avaliação da Quantidade de Calor Dissipada para o Meio

A quantidade calor que aquece um sistema é a diferença entre a quantidade de calor que entra e a quantidade de calor que sai deste sistema (variação da energia interna). No caso da roda, a quantidade de calor é dada a cada instante pela potência de frenagem. A quantidade de calor gerada é a integral da potência de frenagem ao longo do tempo total do ensaio (área sob a curva $N \times t$). Para a sapata, suposta como um sistema fechado, a quantidade de calor que sai pode ser calculada a partir do valor do calor perdido para o ambiente. A quantidade total de calor perdida durante 45 minutos (2700 s) pode ser estimada por

$$\begin{aligned}
 Q_{s-sai} &= 2700 \cdot (q_b + q_f + q_c + q_e + q_d) \\
 Q_{s-sai} &= 2700 \cdot (h_b \cdot \Delta T_b \cdot A_{sb} + h_f \cdot \Delta T_f \cdot A_{sf} + h_c \cdot \Delta T_c \cdot A_{sc} + \\
 &\quad + h_e \cdot \Delta T_e \cdot A_{se} + h_c \cdot \Delta T_c \cdot A_{sc}) \\
 Q_{s-sai} &= 2700 \cdot (31,3.155.0,163.0,088 + 12,7.125.0,088.0,055 + \\
 &\quad + 148,6.105.0,088.0,055 + 31,3.155.0,163.0,055 + 31,3.155.0,163.0,055) \\
 Q_{s-sai} &= 2700 \cdot (69,6 + 7,7 + 75,5 + 43,5 + 43,5) = 647460 \text{ J}
 \end{aligned}$$

Com a variação do coeficiente de atrito as forças variam a cada instante. Por isso a relação entre a potência gerada na parte superior da sapata e a gerada na parte inferior também varia. A quantidade de calor gerado na sapata superior variou tanto com a variação do coeficiente de atrito (diretamente) como com a variação da relação entre forças (indiretamente). A tabela 3.5 mostra o valor da força F_1 e da potência N_1 durante o ensaio.

TABELA 3.5 - Relação entre as forças F_1 e F_2 e o valor de N_1 no ensaio E96131.

Tempo (s)	Coef. de Atrito	F_1 / F_2	F_1 [N]	N_1 [W]
0	0,255	2,34	4464,7	10278,3
120	0,435	5,31	5365,7	21071,9
1020	0,379	3,94	5085,4	17400,1
1500	0,375	3,86	5065,6	17148,7
2700	0,227	2,11	4324,5	8862,5

A quantidade de calor gerado durante o ensaio pode ser calculada dividindo-se a integral da potência nas seguintes partes

$$Q_T = \int_{2700} N \cdot dt = \int_1 N \cdot dt + \int_2 N \cdot dt + \int_3 N \cdot dt + \int_4 N \cdot dt$$

Os intervalos de integração e os valores do calor gerado são mostrados na tabela 3.6. A relação entre a perda de calor e a quantidade de calor gerada na interface sapata-roda para o bloco superior é dada por

$$\text{Relação} = Q_{s\text{-sai}} / \int N_1 \cdot dt = 647460 / 41391799 \cong 1,5 \%$$

TABELA 3.6 - Calor gerado na interface sapata-roda durante o Ensaio E96131

INTERVALOS	$\int N \cdot dt$ [J]	$\int N_1 \cdot dt$ [J]
0-120	2383212	1881012
120-1020	21086280	17312355
1020-1500	10417080	8291712
1500-2700	20792700	15606720
Total	54679272	41391799

Esta relação abrange apenas a parte superior da sapata. No entanto, pode-se admitir que a relação total mantém a mesma proporção ou diminui. Este valor justifica a não inclusão da perda de calor para a sapata no modelamento do aquecimento das rodas, já que as incertezas em relação ao modelo utilizado são maiores do que 2%.

A consideração de que a quantidade de calor que sai do sistema é igual à quantidade de calor que entra só é admissível em regime permanente. No caso, isso foi o que ocorreu no final do ensaio. Considerando apenas os últimos 60 segundos do ensaio tem-se, aproximadamente

$$\text{Relação} = Q_{s\text{-sai}} / \int N_1 .dt = 14388 / (60. 13005,6) = 1,8 \%$$

O efeito da auto-energização é menor em processos convencionais de frenagem devido às deformações que ocorrem no sistema, causando uma nova distribuição de forças a partir do início da frenagem, já que os corpos não são rígidos. O valor da relação de forças real é difícil de determinar, mas deve ficar entre o valor calculado anteriormente e o valor calculado caso não haja auto-energização. A relação para o segundo caso é, aproximadamente

$$\text{Relação} = 2 . Q_{s\text{-sai}} / \int N .dt = 2 . 14388 / 1039635 \cong 2,8 \%$$

3.2.3.8 Avaliação Global

A quantidade de calor que aquece o sistema pode ser estimada também sabendo que os pontos B, E, D, C, e F distam do ponto A: 0,068 m, 0,052 m, 0,052 m, 0,086 m e 0,086 m, respectivamente. Uma observação nas figuras 3.14 e 3.16 mostra que existe uma relação entre a distância ao ponto A e a temperatura, como esperado. Apenas entre os pontos B e E esta consideração não se aplica e os motivos prováveis são

- como a força normal tende a compactar o composto poroso utilizado e este é impregnado com materiais metálicos, é provável que a condutividade na direção radial aumente;

- é provável também que o valor de h na superfície B seja menor que em E, já que a velocidade do ar é menor, conforme visto anteriormente neste capítulo.

Sabendo que os pontos medição estão nos extremos das distâncias ao ponto A, ao longo das direções principais, pode-se estimar o aumento de temperatura pelo aumento médio em todo o sistema. Assim, $\Delta T_{\text{máx}}$ fica entre $\Delta T_{AC} = 330 - 130 = 200 \text{ }^\circ\text{C}$ e $\Delta T_{AB} = 330 - 180 = 150 \text{ }^\circ\text{C}$. Considerando o valor máximo para fins de segurança, o valor de ΔT_{medio} é

$$\Delta T_{\text{medio}} = (330 + 200) / 2 = 265 \text{ }^\circ\text{C}$$

Desta forma

$$Q_{\text{entra}} = m.c.\Delta T = \rho.x_o.y_o.z_o.c.\Delta T$$

$$Q_{\text{entra}} = 2103.0,055.0,088.0,163.1222.2.265$$

$$Q_{\text{entra}} = 577353,8 \text{ J}$$

A relação entre o calor que aquece a sapata e o que é gerado é

$$\text{Relação} = Q_{\text{entra}} / \int N_1 .dt = 577353,8 / 35228325 = 0,015$$

$$\text{Relação} = 1,5 \%$$

Os valores apresentados mostram que o calor que flui para a sapata não é significativo em relação às incertezas do modelamento.

É importante observar que todo o desenvolvimento e conclusões desta parte do trabalho estão baseados nas propriedades obtidas na referência citada (SARTORI; 1972). É provável que a condutividade do material utilizado seja maior que a adotada, o que mudaria o valor calculado para o calor específico. Isto invalidaria o segundo modelamento. No entanto, não é esperado que a quantidade de calor que entra na sapata seja significativamente maior, pois o primeiro modelamento independe destas propriedades e o valor obtido, embora maior, ainda é muito pequeno em comparação com o resultado global.

3.2.4 Estudo do Efeito da Radiação sobre o Aquecimento em Rodas Ferroviárias.

A potência térmica perdida por radiação durante um processo é dada por

$$q = \varepsilon . \sigma . \mathfrak{F} . A . (T^4 - T_{\text{amb}}^4)$$

Dois condições de emissividade definem a superfície da roda: a emissividade da superfície sobre a qual a sapata passa durante o ensaio e a emissividade de todas as demais superfícies. O valor da emissividade varia com a temperatura em ambos os casos.

A emissividade da superfície sobre a qual a sapata atrita pode ser aproximada pelo valor da emissividade do aço carbono polido que, segundo HOTTEL (in KERN; 1980) tem o valor em torno de 0,28, à temperatura ambiente. Já o valor da emissividade das superfícies onde a sapata não atrita, considerada oxidada, está entre 0,7 e 0,8, embora uma superfície mais rugosa possa ter valores próximos a 0,95. Estes valores são confirmados por Incropera (INCROPERA e DEWITT; 1992). A comparação feita com os dados apresentados neste trabalho indica uma emissividade constante em todo ensaio de aproximadamente 0,5 para a superfície de rolamento.

O fator de forma para a superfície cilíndrica da roda é considerado como tendo o valor unitário, já que a situação é semelhante a de um pequeno corpo convexo em uma grande cavidade (INCROPERA e DEWITT; 1992), pois a roda não é envolvida por nenhum tipo de material. Por esta hipótese não estão sendo consideradas as superfícies do suporte da sapata e a base da M.E.S.. Considerá-las certamente levaria a um valor um pouco menor do fator de forma \mathfrak{F} e assim da troca de calor por radiação. A consideração de que o fator de forma para as superfícies verticais (os lados da roda) é unitário também é superestimada, já que na parte traseira da roda está a estrutura de apoio.

A área da superfície não polida é difícil de calcular, pois a temperatura varia significativamente ao longo de toda ela. No entanto, na região de maior aquecimento os elementos utilizados no modelamento numérico têm a dimensão básica de cerca de 8 mm. Considerando a área como o produto do perímetro pela metade desta dimensão espera-se aproximar o valor da quantidade de calor que é trocada por radiação nas vizinhanças de um nó. Utiliza-se a metade porque o elemento tem 3 nós por face e os dois da extremidade são compartilhados com os elementos vizinhos. Assim

$$A_{\text{oxi}} = \pi \cdot 0,838 \cdot 0,004 = 1,05 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$$

A área da superfície polida foi considerada a área total sob a sapata dividida pelo número de nós sob a superfície, da mesma forma que na definição dos nós para a entrada do calor para a sapata. O valor é dessa área é

$$A_s = \pi \cdot D \cdot z_o / n = \pi \cdot 0,838 \cdot 0,088 / 24 = 9,65 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

O calor que entra por um nó na superfície da roda durante o ensaio é da ordem de 600 W. A potência calculada perdida por radiação é mostrada na figura 3.18. Assim, a relação entre a potência perdida por radiação e a potência de frenagem que entra na roda por nó é da ordem de 3% sob a sapata e pode chegar a 11% na parte oxidada, no limite das temperaturas atingidas nos ensaios feitos com este tipo de material. É esperado que a emissividade aumente com o aumento da temperatura. No caso do aço oxidado o valor máximo que poderia alcançar é a unidade, e o valor da relação descrita cresceria de 11% para cerca de 14,5%. Este valor começa a ser significativo no modelamento. É provável, também, que as superfícies adjacentes à área de contato sapata-roda, mais quente, troquem uma quantidade de calor significativa com o meio em situações de elevadas temperaturas. Isto explica o comportamento nos ensaios de frenagem constante, onde parece haver um patamar máximo de temperaturas próximo de 330 °C.

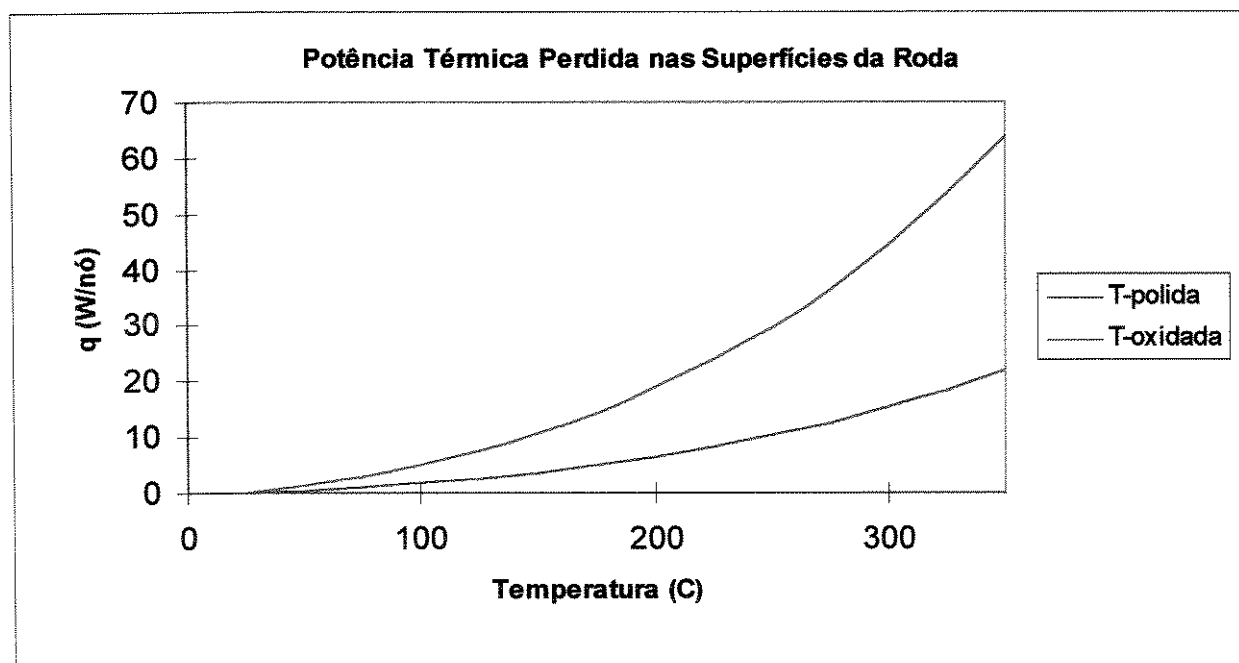


FIGURA 3.18 - Potência Irradiada das Superfícies da Roda

Embora a troca de calor por radiação a elevadas temperaturas possa ser significativa, será desconsiderada neste trabalho. A avaliação dos resultados é feita então levando-se em consideração que uma diferença pode existir devido a não inclusão do efeito da radiação.

3.3 Metodologia para Determinação do Coeficiente Global de Transferência de Calor

O coeficiente global de transferência de calor tem sido estimado por diversos pesquisadores ao simular o efeito da frenagem sobre rodas ferroviárias, conforme apresentado no capítulo 2. Os valores mais comumente empregados estão na faixa de 18 a 30 W/m².°C. Conforme visto na revisão de literatura, alguns pesquisadores admitem que apenas parte da potência de frenagem gerada entra na roda, sem explicar as razões para tal. Os valores normalmente variam de 65 a 75% do valor total, desconsiderando a troca de calor por convecção. Estudos iniciais realizados pelos pesquisadores do Laboratório Ferroviário mostraram que os resultados das simulações feitas com estes valores não representavam bem a distribuição de temperaturas obtida (SANTOS; 1992).

A busca de valores que melhor representassem o fenômeno e sua explicação começou com uma pesquisa sobre os trabalhos publicados cujo resultado é apresentado no capítulo 2. O segundo passo foi tentar identificar geometrias simples cuja semelhança com a roda permitisse a utilização dos mesmos valores para ambos os casos. Identificadas estas geometrias e os coeficientes globais correspondentes, buscou-se aplicar os valores obtidos ao problema do aquecimento em rodas. A partir daí foi seguido um procedimento de aproximações sucessivas visando diminuir a diferença entre as temperaturas calculadas e as medidas, utilizando tanto a variação dos valores dos coeficientes como da potência de frenagem que efetivamente entra na roda.

3.3.1. Estimativa do Valor do Coeficiente de Convecção

A fim de determinar o valor do coeficiente global de transferência de calor foi necessário estimar o valor do coeficiente de convecção. Efeitos adicionais serão analisados posteriormente.

A geometria da roda assemelha-se à de um disco ou à de um cilindro curto. O valor do coeficiente de transferência de calor poderia ser considerado como variável em toda a superfície. Intuitivamente percebe-se que este valor é maior na superfície de rolamento do que nas faces laterais da roda. Por isso, uma primeira tentativa foi feita dividindo-se a superfície da roda em duas partes. Em uma das partes o coeficiente foi estimado a partir dos valores médios

para um cilindro e na outra a partir dos valores para um disco. A figura 3.19 mostra essa divisão. Nesta figura as partes da roda onde o coeficiente foi considerado como o de um cilindro estão em vermelho e as demais, consideradas como um disco, em verde.

3.3.1.1 Estudo do Coeficiente de Transferência de Calor para a parte Cilíndrica

O número de Nusset é um adimensional que leva em consideração os efeitos de convecção em relação à condução. Para cilindros longos e horizontais que giram no ar o número de Nusset médio sobre a superfície cilíndrica é dado por KAYS (in KREITH; 1977)

$$Nu \equiv (h.D / \kappa) = 0,11 \cdot [(0,5 \cdot \Re_{ew}^2 + Gr_D) \cdot Pr]^{0,35}$$

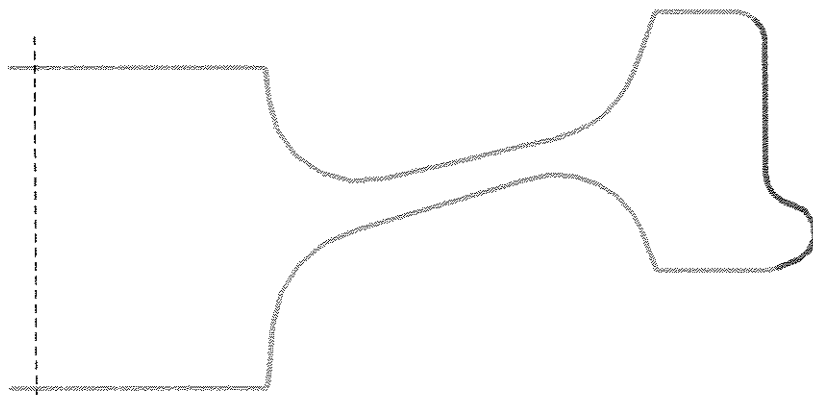


FIGURA 3.19 Modelamento de partes da superfície da roda como disco (verde) e cilindro (vermelho)

O número de Reynolds para este escoamento é calculado por

$$\Re_{ew} = w \cdot \pi \cdot D^2 / \nu$$

O número de Grashof representa a relação entre a força de empuxo e as forças viscosas no deslocamento de fluidos. Um valor elevado da relação (Gr / \Re_e^2) significa que a convecção

livre é predominante, enquanto que um valor pequeno implica em que a convecção forçada controla o processo. Seu valor é calculado por

$$Gr = \rho^2 \cdot g \cdot \beta \cdot D^3 \cdot (T - T_\infty) / \mu^2$$

O cálculo de h pode ser estimado a partir das propriedades do ar nas temperatura média entre a superfície (até 300°C) e o ambiente (25 °C), segundo KREITH (KREITH; 1977). As propriedades do ar a 160 °C são

$$\rho = 0.789 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 24,3 \cdot 10^{-6} \text{ N} \cdot \text{s} / \text{m}^2$$

$$\nu = 0,308 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 / \text{s}$$

$$\kappa = 0,031 \text{ W} / (\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$$

$$Pr = 0,69$$

$$\beta \cong 3,36 \cdot 10^{-3}$$

O valor dos números adimensionais fica

$$Re_w = 1540017,5$$

$$Gr = 5,62 \cdot 10^9$$

$$Nu = 1627,9$$

Conforme pode ser visto o valor de Gr é muito menor do que o valor de Re_w^2 , o que significa que o processo não é controlado por convecção livre. Esta comparação é válida para a velocidade de 32,5 km/h e valores muito menores levarão a uma influência maior da convecção livre no processo. O valor de h calculado com estas considerações é

$$h \cong 70 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Um estudo deste valor com a variação da temperatura média foi feito. Os resultados estão mostrados na figura 3.20.

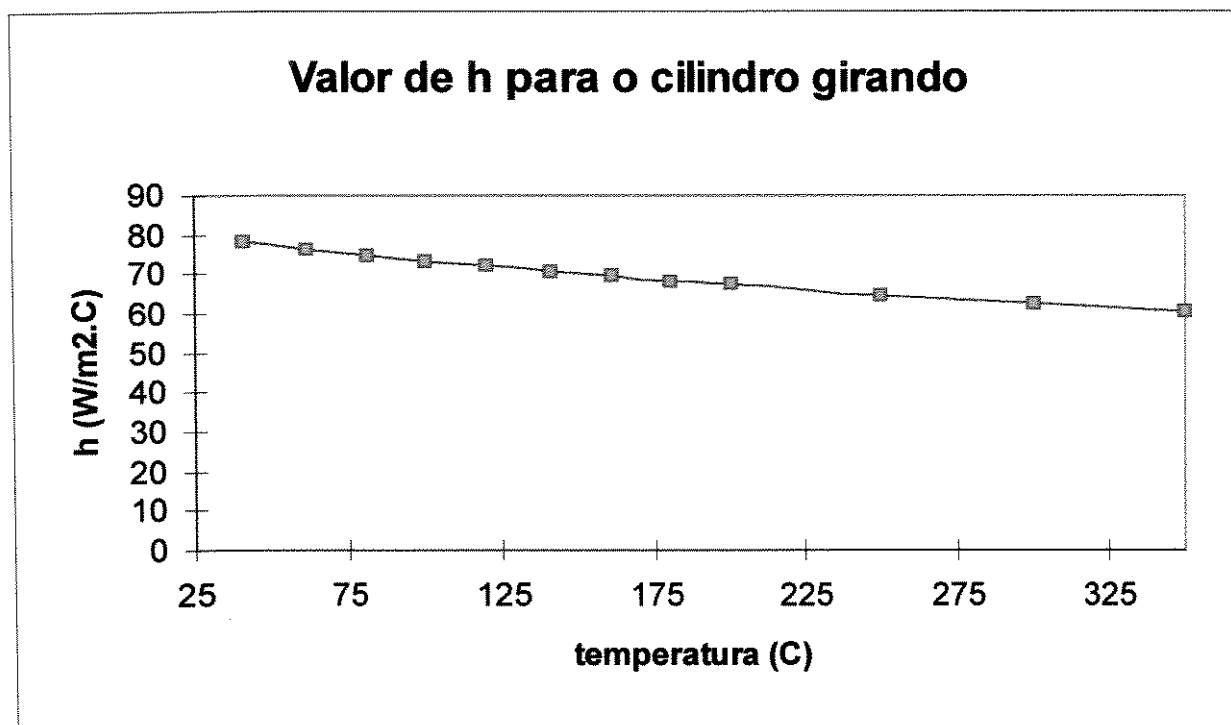


FIGURA 3.20 Variação do Coeficiente h com a temperatura do ar em cilindros

3.3.1.2 Estudo do Coeficiente de Transferência de Calor para o disco

O número de Nusset médio para discos de raio r_0 girando no ar é dado por COBB e SAUDERS (in KREITH; 1977)

$$Nu = h \cdot D / \kappa = 0,35 \cdot (w \cdot r_0^2 / \nu)^{0,5}$$

No entanto este valor só é válido para Re menor do que $5 \cdot 10^5$. O número de Reynolds calculado para este escoamento é $15,4 \cdot 10^5$. O valor do número de Nusset local para o caso de regime turbulento, conforme COBB e SAUDERS (in KREITH; 1977), é

$$Nu_L = h_L \cdot D / \kappa = 0,0195 \cdot (w \cdot r_0^2 / \nu)^{0,8}$$

Aplicando as mesmas propriedades para a temperatura média definida anteriormente tem-se

$$h_L = 33,22 \cdot R^{0,6}$$

Algumas considerações precisam ser feitas. A primeira é que a adoção do regime turbulento deu-se em função da disposição dos equipamentos em torno da roda, o que certamente causa a turbulência. Além disso, os valores calculados para regime turbulento são maiores que os calculados para o regime laminar e servirão para a estimativa do coeficiente máximo que pode ser atingido. Os valores do coeficiente obtido, quando aplicados à superfície em regiões de raios menores, certamente estará superestimando a troca de calor. No entanto, nessas regiões as temperaturas são mais baixas e esta diferença na troca de calor não é significativa. Uma outra consideração é que o cálculo do valor de h_L foi feito baseado na estimativa das propriedades do ar no valor máximo da temperatura média, ou seja, 160 °C. Pode haver variações a partir deste valor, já que as temperaturas em todas as regiões, menos próximas à superfície de rolamento, são inferiores a esta. A terceira consideração é sobre a posição do disco. Embora a referência citada, COBB e SAUDERS (in KREITH, 1977), não comente se o disco está na posição horizontal ou vertical, a equação utilizada está relacionada a uma figura onde o disco está na posição horizontal. É evidente que a posição do disco influenciará na parte do calor trocado por convecção natural. No entanto, uma estimativa do número de Grashof mostra que esta parcela do calor trocado não é significativa. Uma última consideração diz respeito à variação do coeficiente local com o raio da posição considerada no disco. A figura 3.21 mostra esta variação. O valor máximo atingido é de cerca de 25 W / m² °C para as dimensões da roda. Este valor máximo será utilizado como primeira estimativa para a troca de calor em toda a superfície modelada como disco na figura 3.19.

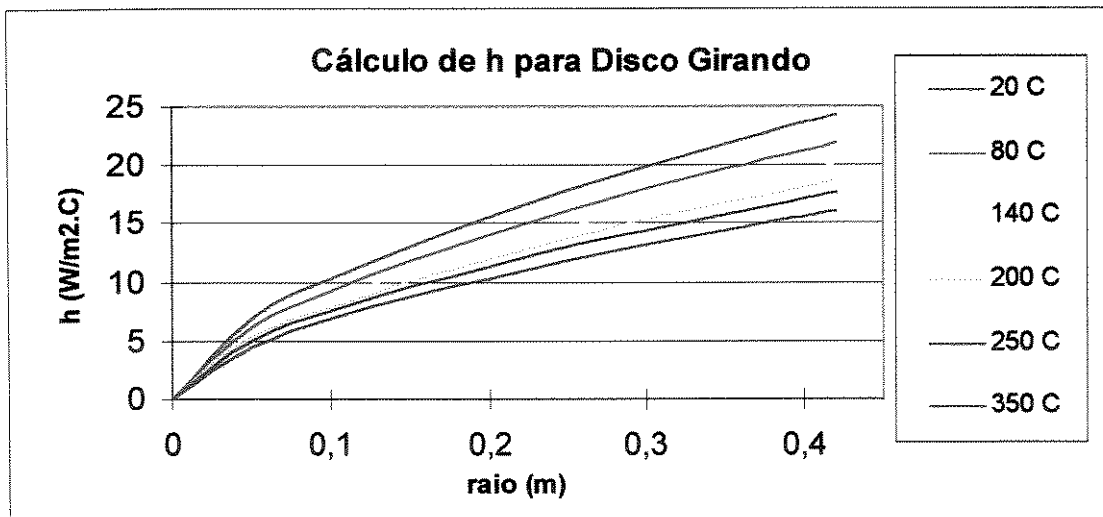


FIGURA 3.21 Variação do coeficiente Local h_L com o raio, para discos girando

3.3.2 Procedimento para Avaliação de h

Para a determinação do valor de h foram simulados numericamente diversos ensaios e o efeito de cada variação sobre o resultado das temperaturas nos pontos t1, t2, t3 e t4 foi avaliado. A cada novo resultado, foram feitas comparações entre o modelo de simulação numérica e os resultados medidos na máquina de ensaios. Optou-se por apresentar o procedimento de determinação para três ensaios. Uma grande quantidade de ensaios foi feita, apresentando-se apenas os resultados finais mais significativos. O procedimento de determinação será apresentado com detalhes no próximo capítulo, com a apresentação dos resultados obtidos.

Capítulo 4

Resultados e Discussões

A Máquina de Ensaio de Sapatas foi concluída no início de 1995 e instalada no Laboratório Ferroviário\DPM da Faculdade de Engenharia Mecânica da Unicamp, embora ensaios preliminares já estivessem sendo feitos desde meados de 1994. A partir de então foram feitos ensaios para a verificação de características de materiais de atrito. Em meados de 1995 começaram a ser feitos ensaios visando a determinação da distribuição de temperaturas. Inicialmente, esses ensaios foram feitos medindo-se as temperaturas superficiais nas partes inferior e superior das sapatas com termopares embutidos no ponto médio de cada parte, a 2 mm da superfície, na interface com a roda. Esses pontos correspondem ao ponto A da figura 3.13. Com a instalação do pirômetro ótico foram feitos ensaios preliminares, a partir de agosto de 1995. A instalação de uma escova e amplificadores para termopar, em janeiro de 1996, permitiu a execução de ensaios de distribuição de temperaturas. Desde então cerca de 110 ensaios foram feitos e aproximadamente 40 destes puderam ser aproveitados para análise. Neste trabalho serão apresentados os resultados de alguns deles, considerados amostra significativa dos demais. Esses resultados experimentais foram comparados com os resultados obtidos na simulação numérica a cada passo do procedimento de validação do processo.

4.1 Resultados dos Ensaio

Os resultados de apenas três ensaios de frenagem são suficientes para a apresentação do procedimento de validação, embora 40 tenham sido utilizados. Os ensaios escolhidos foram os denominados E96141, E96142 e E96143. A sigla significa que esses são os ensaios número 141, 142 e 143 do ano de 1996. As características de cada um deles são mostradas na tabela 4.1 e a variação do coeficiente de atrito é apresentada nas figuras 4.1, 4.2 e 4.3. As figuras 4.2 e 4.3 mostram ainda as curvas de interpolação utilizadas na simulação numérica.

TABELA 4.1 Características Básicas dos Ensaio E96141, E96142 e E96143

Ensaio	E96141	E96142	E96143
Sapata	Cobreq 004	Termolite	Cobreq 006
Tempo de Aplicação	30 min.	45 min.	45 min
Tempo Total	45 min	45 min	45 min
Velocidade	32,5 km/h (9,03 m/s)	32,5 km/h (9,03 m/s)	32,5 km/h (9,03 m/s)
Força Normal	650 kgf (6376,5 N)	650 kgf (6376,5 N)	650 kgf (6376,5 N)

4.1.1 Modelo para a variação do Coeficiente de Atrito durante os ensaios

A variação do coeficiente de atrito com o tempo teve que ser aproximada por intervalos (passos de carregamento) conforme descrito no ítem 3.1.5. Nesses intervalos essa variação deve ser linear a fim de que possa ser modelada pelo programa Ansys50. Em cada um dos ensaios citados foi feito um estudo do desvio que esta hipótese introduz em relação à situação real. A figura 4.4 mostra este desvio para o ensaio E96141. O elevado valor do desvio para os instantes iniciais deve-se ao modelamento que considera o tempo de crescimento de pressão como uma reta, ao invés de uma curva. Cada ensaio teve esta representação linear feita de forma a se adequar da melhor maneira aos dados medidos. Assim, este tempo de frenagem

inicial variou de ensaio para ensaio. Em todos os ensaios o valor máximo deste tempo foi de 34 segundos. A dispersão apresentada no modelo, embora pequena, deveu-se principalmente ao fato de que todos os pontos são apresentados e não apenas os pontos médios a cada 20 s, utilizado para as temperaturas. Com isso os ruídos de sinal também estão presentes, como o valor negativo a cerca de 700 s.

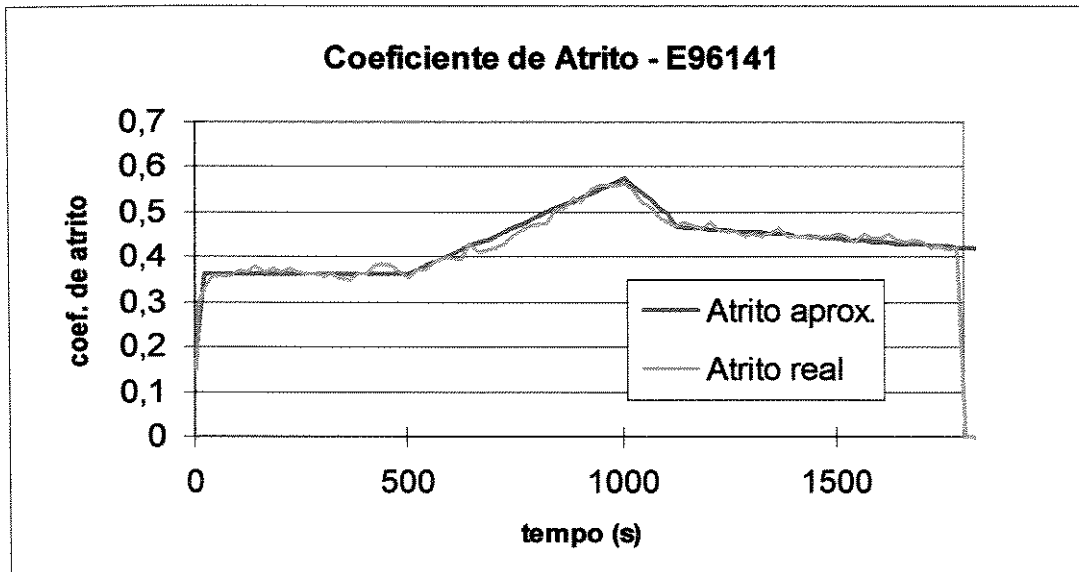


FIGURA 4.1 Variação do Coeficiente de Atrito durante o Ensaio E96141 e curva de interpolação correspondente.

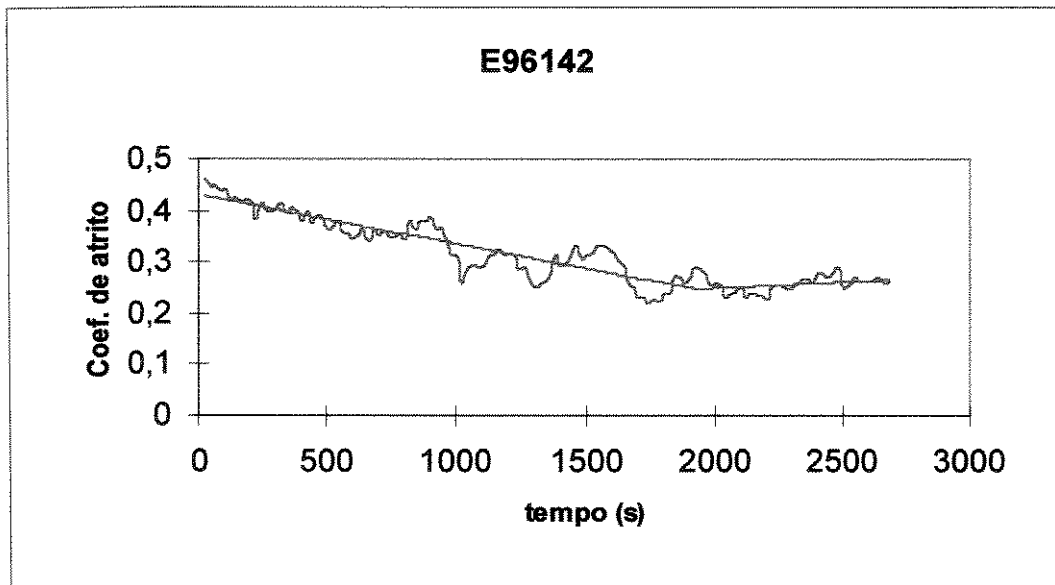


FIGURA 4.2 Variação do Coeficiente de Atrito durante o Ensaio E96142 e curvas de interpolação correspondentes.

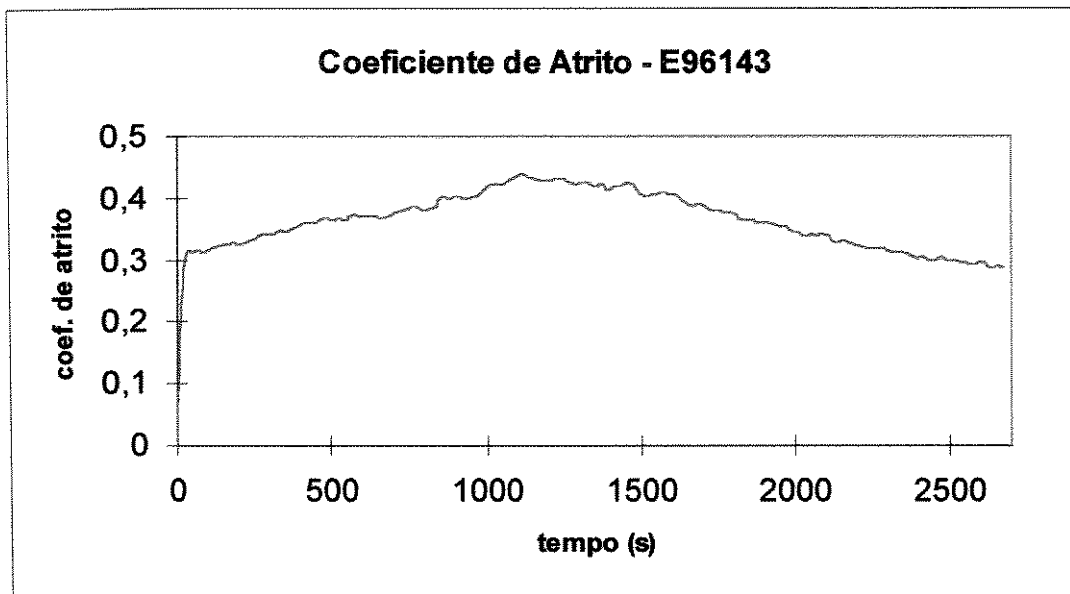


FIGURA 4.3 Variação do Coeficiente de Atrito durante o Ensaio E96143

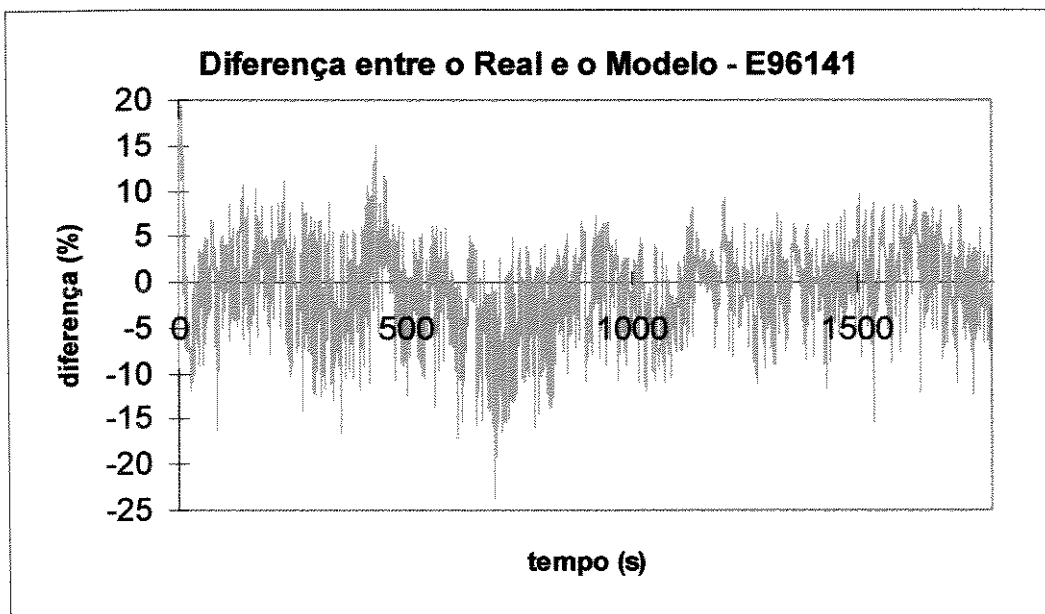


FIGURA 4.4 Diferença percentual entre o valor real e o modelado para o coeficiente de atrito ao longo do ensaio E96141.

O coeficiente de atrito no ensaio E96142 foi calculado pela média nos mesmos pontos que as temperaturas. O valor dos desvios está expresso em um número menor de valores, mas sem perda de representatividade. A figura 4.5 apresenta as diferenças entre os valores reais e os modelados para esse ensaio. Nesse ensaio as diferenças são significativas em determinados pontos. Isto certamente influenciará nos cálculos, mas é uma característica dos ensaios com

materiais de atrito que ainda não pode ser completamente modelada utilizando o programa adotado já que o coeficiente de atrito tem uma variação significativa durante o tempo de frenagem, embora os procedimentos de projeto usuais o considerem como constante. Como houve esta diferença, optou-se por comparar a área sob a curva do coeficiente de atrito medido com o modelado em função do tempo de aplicação. Este valor está diretamente relacionado à quantidade de calor total gerada durante o ensaio. Este cálculo não é sensível à variação a cada instante e serve para verificar uma melhor aproximação nas condições finais de distribuição de temperaturas do que nas condições a cada instante do ensaio. O modelo utilizado para o coeficiente de atrito nesse ensaio consistiu de duas retas que aproximam dois intervalos. O resultado do cálculo dessa área, que é proporcional ao calor gerado, foi de 636,6 (primeiro intervalo) e 195,4 (segundo intervalo). Para o modelo, esses valores foram 637,4 e 195,7, respectivamente, o que mostra uma concordância excepcional neste aspecto.

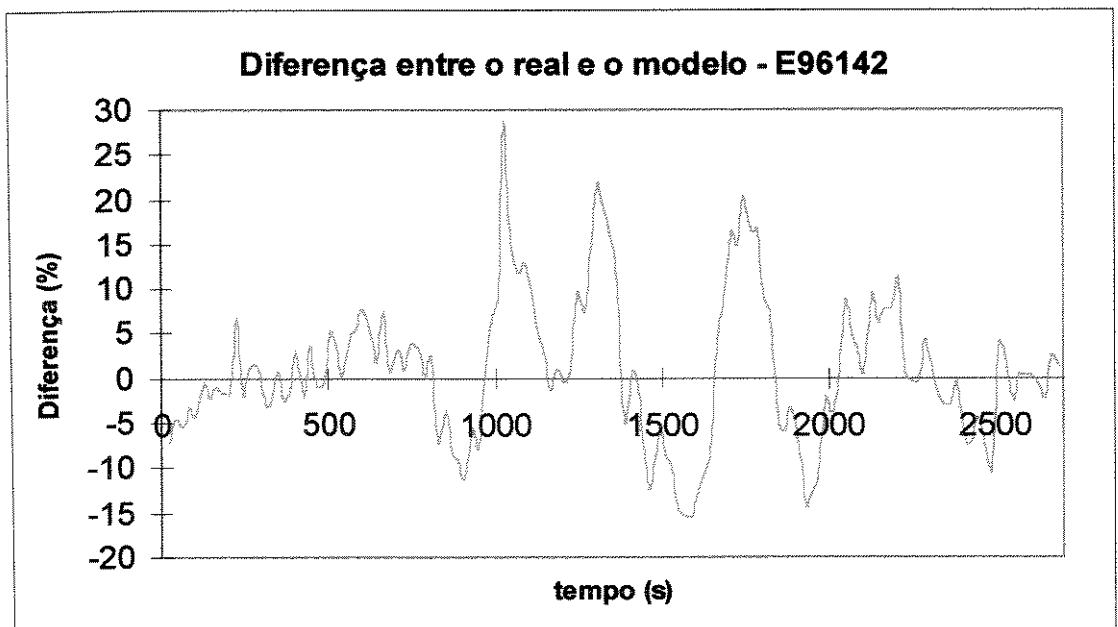


FIGURA 4.5 Diferença percentual entre o valor real e o modelado para o coeficiente de atrito ao longo do ensaio E96142.

O desvio do modelo do coeficiente de atrito para o ensaio E96143 é mostrado na figura 4.6. A magnitude do desvio é muito pequena, indicando estabilidade do valor para todos os quatro intervalos de tempo (quatro retas) pelos quais é modelado. O primeiro intervalo de tempo vai de 0 a 34 segundos. Para este intervalo só é mostrado o valor extremo do desvio a 34 s. Em valores intermediários o desvio chega a 45 % (instante 25 s) e sua apresentação no

gráfico não contribuiria para uma melhor visualização dos valores correspondentes ao restante do ensaio. Este valor é elevado pois trata-se de um transitório, cuja diferença não é significativa em virtude das incertezas do modelamento como um todo.

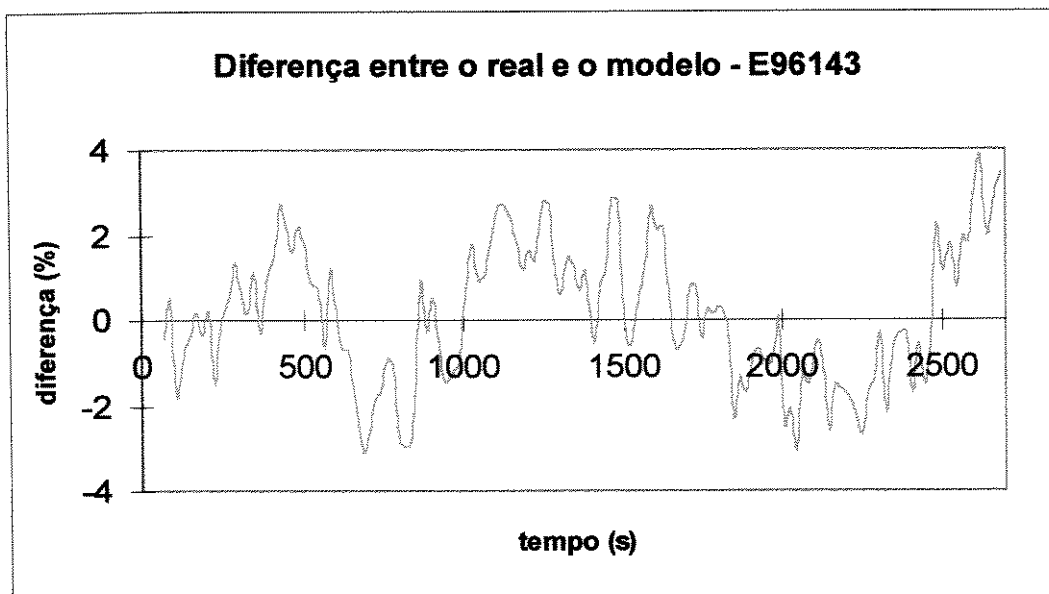


FIGURA 4.6 Diferença percentual entre o valor real e o modelado para o coeficiente de atrito ao longo do ensaio E96143.

4.1.2 Resultados para as Temperaturas nos pontos selecionados

Os resultados para as temperaturas t_1 a t_4 durante os ensaios E96141, E96142 e E96143 são mostrados nas figuras 4.7, 4.8 e 4.9, respectivamente. No ensaio E96141 não foi medida a temperatura t_2 .

4.2 Modelamento para a distribuição de temperaturas

A tentativa inicial para o modelamento da distribuição de temperaturas foi feita com os valores característicos obtidos no ítem 3.3.1. Para a região cilíndrica foi utilizado o coeficiente de convecção $h = 70 \text{ W/m}^2\cdot\text{°C}$ e para a parte modelada como um disco $h = 25 \text{ W/m}^2\cdot\text{°C}$. Em todos os cálculos apresentados a partir deste ponto foi suposto que os efeitos da radiação estão incluídos nesses coeficientes (globais) ou são levados em conta através da redução na potência de frenagem. O estudo de seu efeito foi apresentado no ítem 3.2.4. Para essa

simulação foi suposto que todo o calor gerado flui para a roda. O resultado obtido para o ensaio E96141 é mostrado na figura 4.10. A figura 4.11 e 4.12 mostram os resultados para os ensaios E96142 e E96143, respectivamente. A temperatura denominada “infra” corresponde ao ponto de medição de temperatura pelo pirômetro ótico.

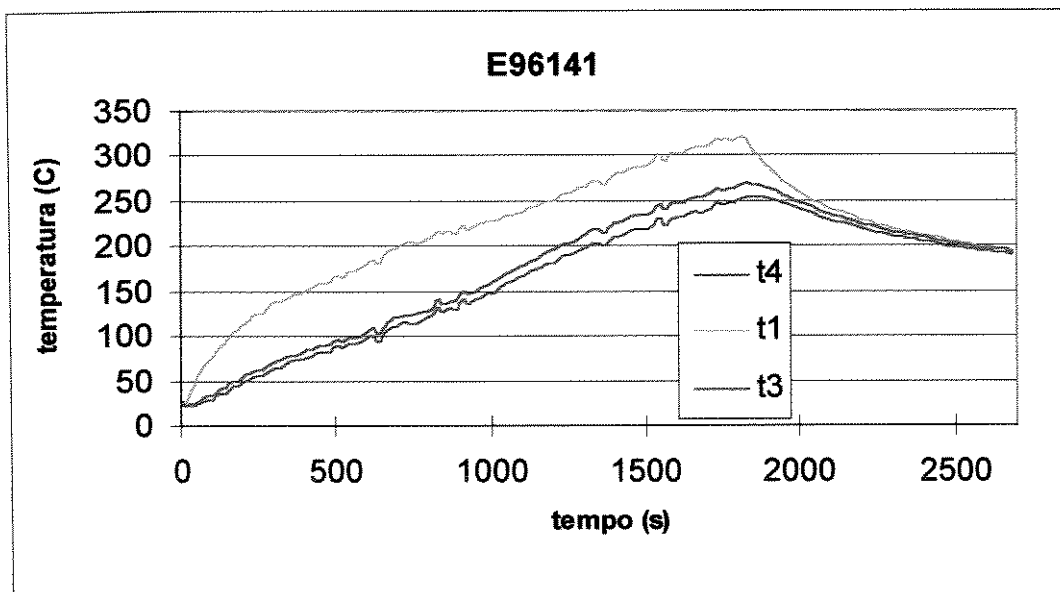


FIGURA 4.7 Distribuição de temperaturas para o ensaio E96141

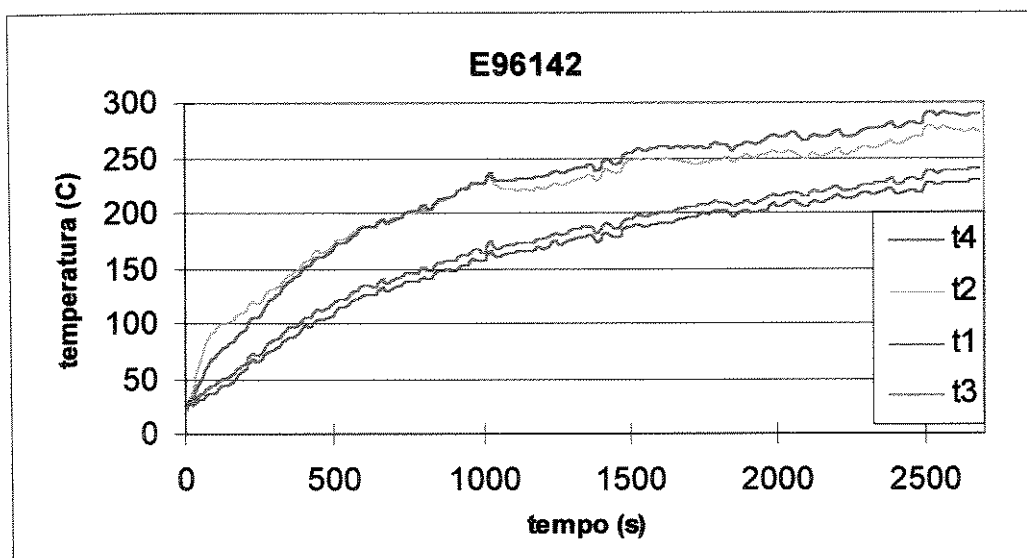


FIGURA 4.8 Distribuição de temperaturas para o ensaio E96142

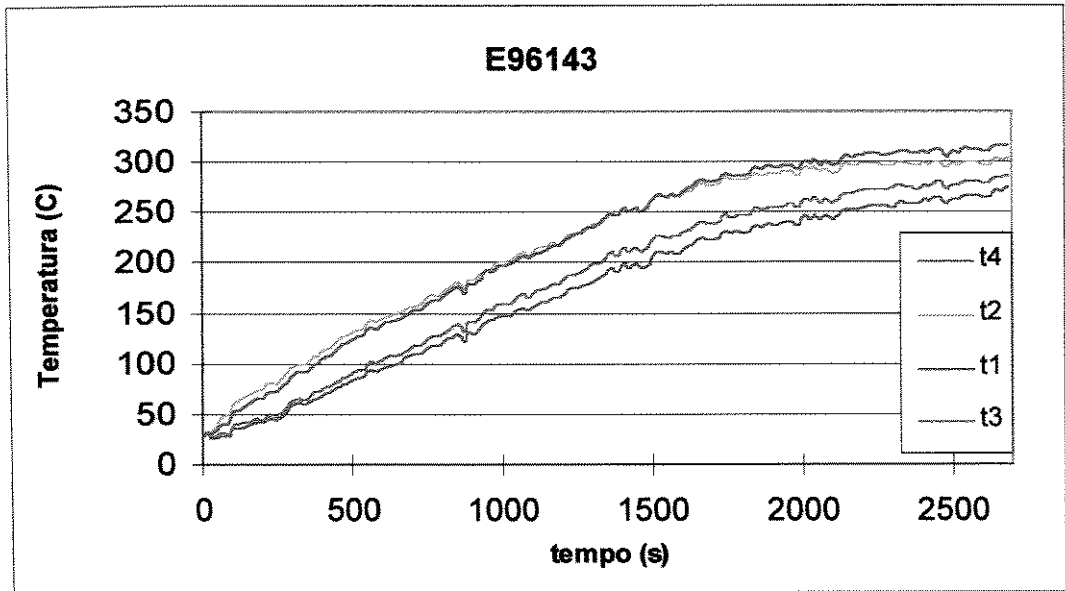


FIGURA 4.9 Distribuição de temperaturas para o ensaio E96143

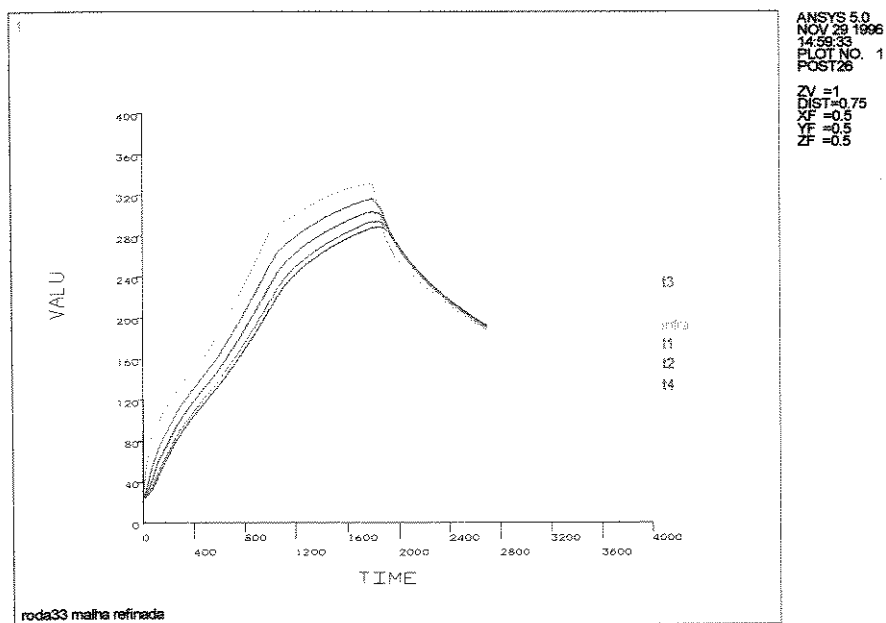


FIGURA 4.10 Temperaturas t1, t2, t3, t4 e infra calculadas para os nós selecionados simulando o ensaio E96141.

Parte cilíndrica: $h = 70 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ - Demais superfícies: $h = 25 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

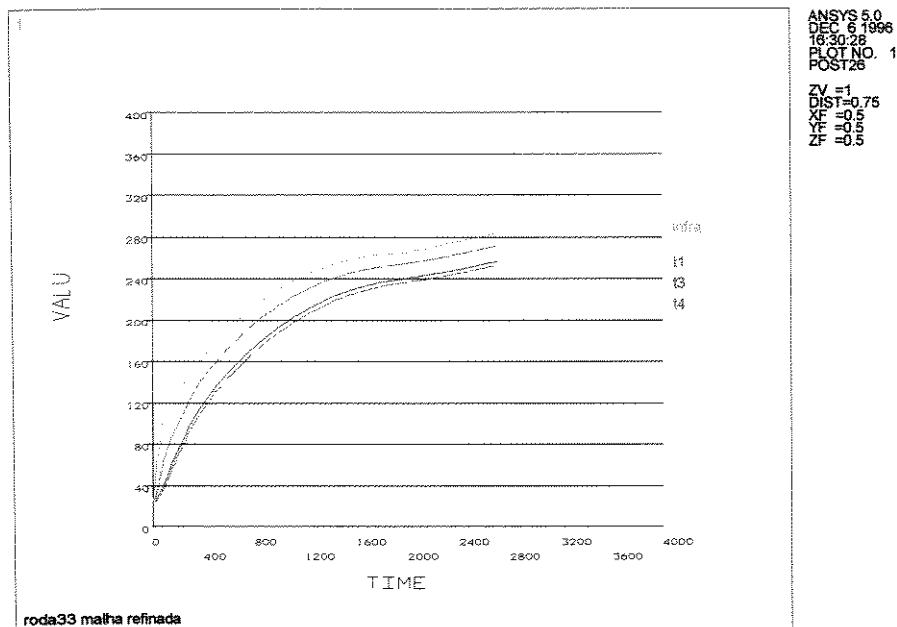


FIGURA 4.11 Temperaturas t1, t2, t3, t4 e infra calculadas para os nós selecionados simulando o ensaio E96142. Coeficientes iguais aos da figura 4.10

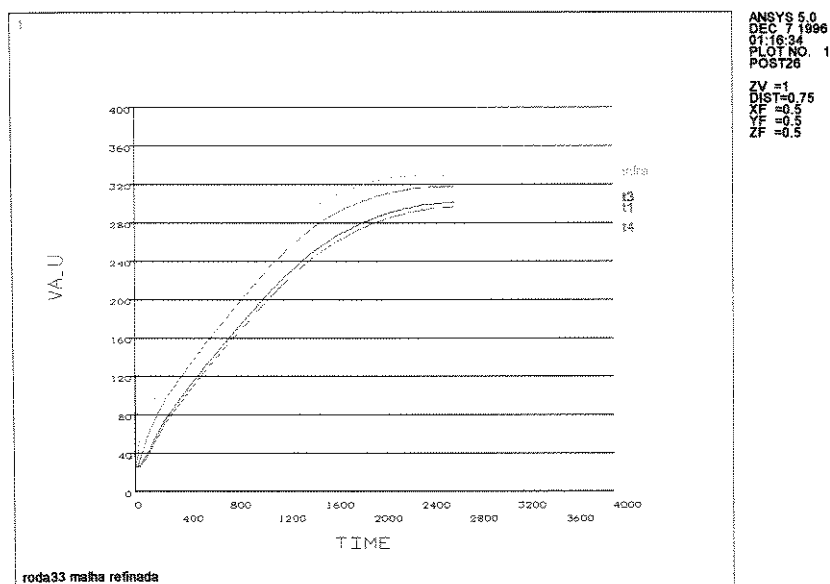


FIGURA 4.12 Temperaturas t1, t2, t3, t4 e infra calculadas para os nós selecionados simulando o ensaio E96143. Coeficientes iguais aos da figura 4.10

Para fins de determinação dos desvios entre os valores calculados e reais foram feitas comparações entre estes, tanto em valores de temperatura como em desvios percentuais. A fim

de não tornar repetitiva a apresentação de todo o desenvolvimento, optou-se por apresentar os resultados apenas para o Ensaio E96143 ou E96141. Nos casos em que os valores calculados são suficientemente próximos dos medidos, os resultados finais para os demais ensaios também são apresentados.

Os resultados foram calculados segundo o procedimento estabelecido no ítem 3.2.2. Neste procedimento o programa Ansys, através de um algoritmo interno, escolhe o intervalo de tempo para o cálculo das temperaturas. A cada condição de ensaio e de tempo de frenagem este intervalo pode variar. Para as medições foi adotada a média em pontos selecionados, apresentada no ítem 3.1.5. Desta forma, os pontos selecionados não são necessariamente os mesmos pontos calculados. Para resolver o problema da comparação dos resultados, utilizou-se uma aproximação destes resultados por polinômios de terceiro grau. Embora alguns resultados pudessem ter sido aproximados por polinômios de segundo grau, optou-se por utilizar o padrão que apresentasse maior concordância na maioria dos ensaios. Os polinômios utilizados não apresentaram valores de R^2 menores do que 0,97. Isto significa um ajuste no qual, no mínimo, 97 % das variações dos dados é explicada pelo polinômio. Na maioria das simulações R^2 ficou acima de 0,99.

A tabela 4.2 mostra a maneira como os dados foram tabulados. A primeira coluna é a dos tempos e inclui os instantes nos quais os valores foram medidos e calculados. As quatro colunas seguintes mostram os valores calculados para as temperaturas nos pontos determinados e as últimas quatro mostram os valores medidos. Apenas os instantes iniciais são mostrados. No início pode ser notada uma diferença significativa entre os valores conforme explicado no capítulo 3.

O resultado para a variação da temperatura t_1 no ensaio E96143 é mostrado na figura 4.13. Nessa figura são apresentadas as equações que descrevem o comportamento de cada temperatura durante a frenagem. A variação das duas temperaturas (em roza e azul) está encoberta pelas linhas polinomiais que as descrevem. A equação superior representa a temperatura medida (polinômio em vermelho) e a inferior representa a temperatura medida (polinômio em verde). Os valores dos coeficientes globais de transferência de calor para a parte cilíndrica e para as demais partes foram denominados CILI e DISCO, respectivamente.

Os resultados para a diferença entre as temperaturas calculadas e as medidas nos pontos t1, t3 e t4 são mostrados na figura 4.1.4 e 4.15. A primeira apresenta a diferença em termos de temperatura e a outra como porcentagem do valor real. Observam-se pequenas diferenças na temperatura inicial, o que se deve ao fato de que a temperatura ambiente medida pelos termopares na roda neste dia era de 25,8 °C (média) e na simulação foi considerado-se 25 °C . Nessa figura não foi incluída a temperatura t2, já que o termopar apresentou problemas durante um dos ensaios anteriores e o procedimento adotado foi o mesmo para todos os ensaios.

TABELA 4.2 Tabulação dos valores calculados e medidos para as temperaturas

tempo (s)	infra-c	t1-c	t3-c	t4-c	infra	t1	t3	t4
0,00	25,00	25,00	25,00	25,00				
4,00					28,26	28,61	28,54	27,19
11,00					35,67	32,46	31,86	30,96
11,33	30,10	25,50	25,00	25,00				
20,33	37,70	27,00	25,10	25,00				
25,00					30,48	29,58	27,31	26,51
27,17	44,30	29,00	25,40	25,10				
30,00	51,90	31,50	25,80	25,30				
45,00					31,34	33,59	27,09	25,54
65,00					36,17	39,91	30,84	28,49
85,00					35,16	41,94	30,32	27,37

A diferença entre os valores medidos e calculados para este caso chega a 40 °C para a temperatura t4, mas os valores se aproximam razoavelmente em termos de t1. Os valores de t3 são intermediários, conforme esperado. Para este ensaio o instante no qual a diferença entre as temperaturas começa cair corresponde a aproximadamente o instante em que a potência de frenagem alcança seu valor máximo, conforme pode ser visto na figura 4.3. Para a comparação em termos de porcentagem os resultados mostram que após cerca de 7 minutos de frenagem a diferença é a maior para todas as temperaturas, chegando a 35 % para a temperatura t4 e a 15 % para a temperatura t1.

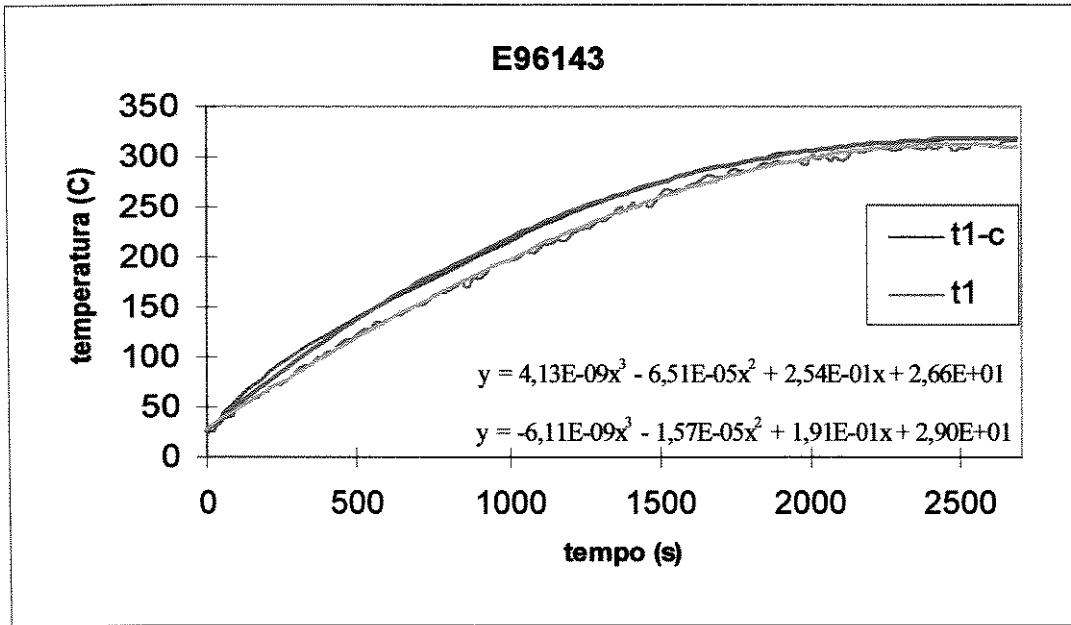


FIGURA 4.13 Variação da temperatura t1 calculada (t1-c) e medida (t1) durante o ensaio E96143. CILI = 70 W/m² °C e DISCO = 25 W/m² °C.

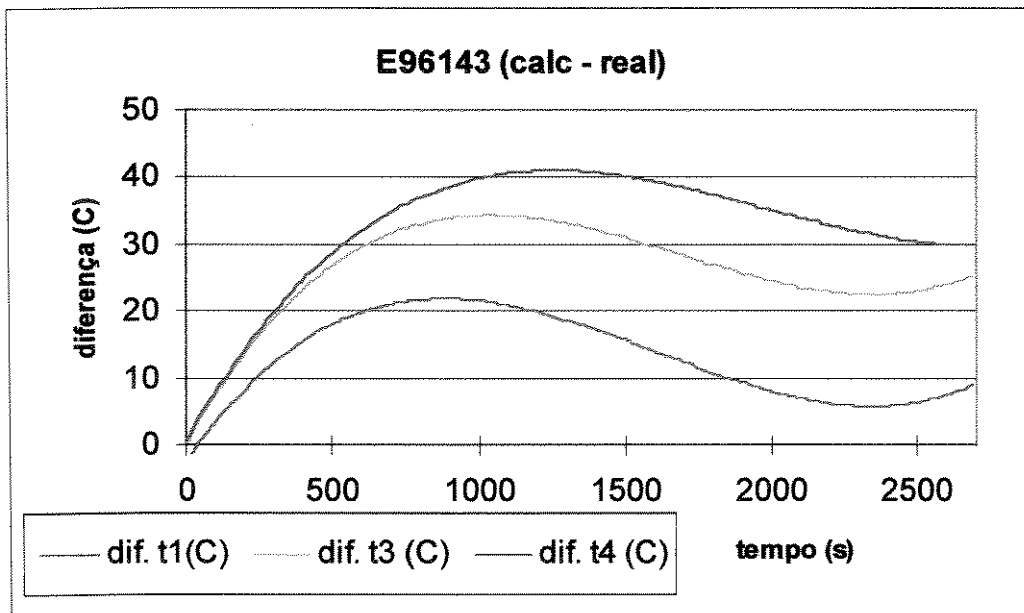


FIGURA 4.14 Diferença entre as temperaturas calculadas e medidas durante o ensaio E96143. CILI = 70 W/m² °C e DISCO = 25 W/m² °C.

Os valores das temperaturas se aproximam conforme o tempo de aplicação aumenta. Na realidade, o desvio percentual cai com o aumento da temperatura medida porque o valor do denominador aumenta. Isso ocorre tanto para t3 como para t4. Para t1 a diferença é muito pequena no final do ensaio, o que diminui ainda mais a diferença percentual

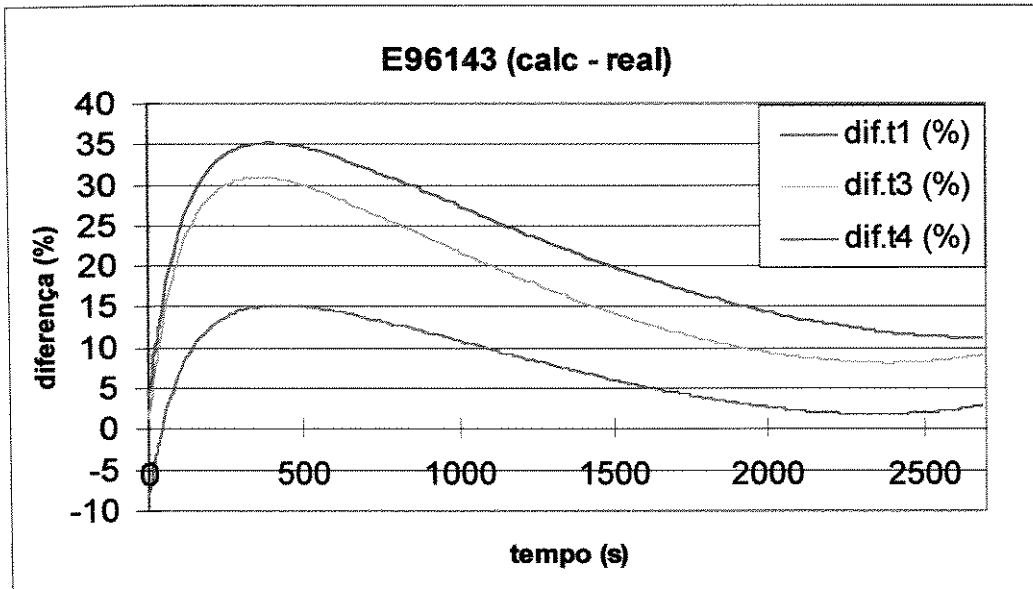


FIGURA 4.15 Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e medidas durante o ensaio E96143. $CILI = 70 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ e $DISCO = 25 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

Em vista das diferenças observadas, optou-se por novos valores do coeficiente h , já que os inicialmente escolhidos são os valores máximos. As temperaturas calculadas foram maiores do que as medidas, o que significa que está havendo troca de calor além da que foi modelada. Uma segunda tentativa foi a de aumentar o valor do coeficiente na parte não cilíndrica. Como o valor da variável $CILI$ era o máximo estimado e o valor de t_1 , mais próximo da parte cilíndrica, não apresentava grande diferença do valor real, optou-se por utilizar $CILI = 60 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ e $DISCO = 30 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$. Com estes valores procurou-se diminuir o desvio em t_3 e t_4 sem alterar significativamente os valores de t_1 . Os resultados para os desvios são mostrados nas figuras 4.16 e 4.17. A fim de demonstrar o efeito dessa alteração sobre outro ensaio, os valores apresentados correspondem ao teste E96141. Nesse ensaio o freio foi aplicado durante os 30 minutos iniciais e aliviado nos 15 minutos finais, caracterizando-se uma primeira fase de aquecimento seguida de uma fase de resfriamento. Além disso, foi utilizado um procedimento de interpolação para cada intervalo entre os pontos, o que foi feito com um polinômio de interpolação para todo o tempo de frenagem nos demais ensaios. Esse procedimento foi mais adequado justamente porque o ensaio é dividido em aquecimento e resfriamento e a concordância entre as curvas não seria suave, levando a um desvio maior por perda de representatividade do polinômio ajustado.

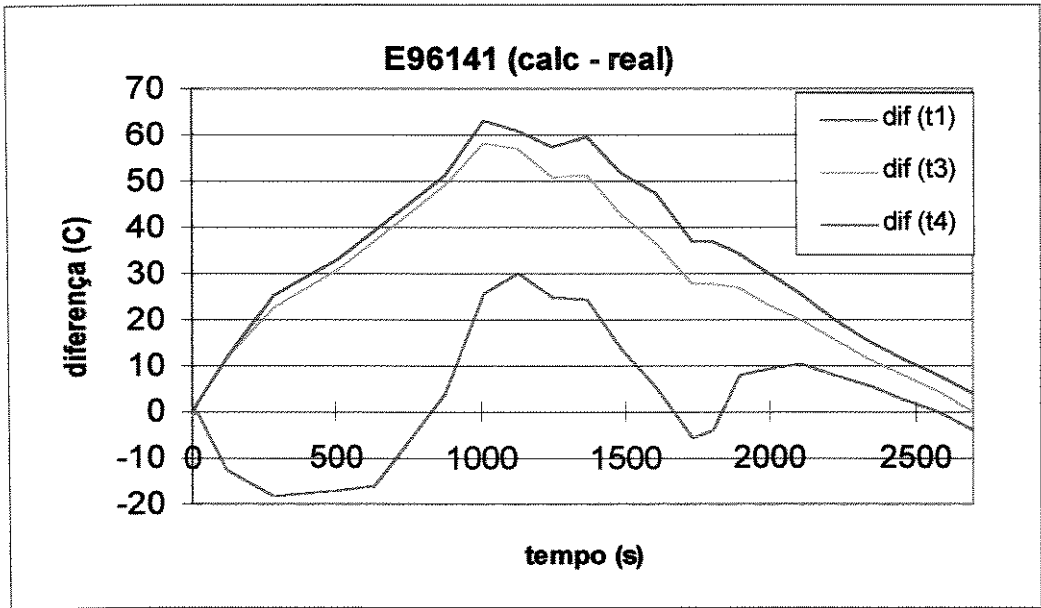


FIGURA 4.16 Diferença entre as temperaturas calculadas e medidas durante o ensaio E96141. CILI = $60 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ e DISCO = $30 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$.

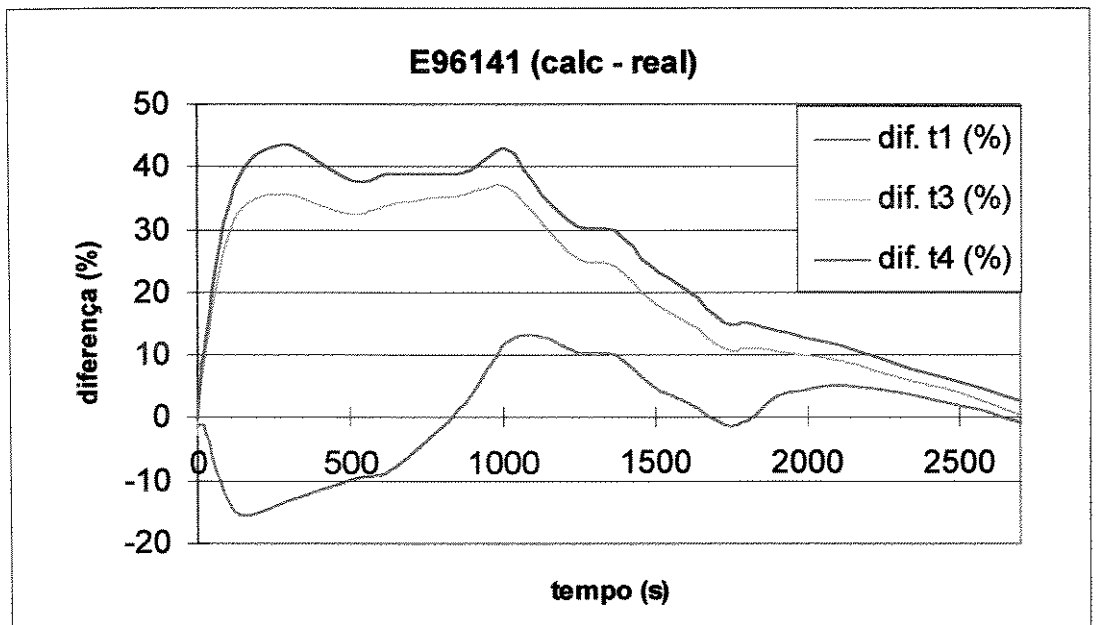


FIGURA 4.17 Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e medidas durante o ensaio E96141. CILI = $60 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ e DISCO = $30 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

Conforme pode ser visto, a influência dessa modificação sobre a diferença de temperaturas foi pequena. A tentativa seguinte foi no sentido de aumentar ainda mais o valor do coeficiente h , mesmo sabendo que essa modificação não poderia ser explicada pelo

desenvolvimento feito no item 3.3.1. Os novos valores adotados foram $CILI = DISCO = 70 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$. O ensaio E96141 foi utilizado para apresentar a comparação pelos motivos já expostos. Os resultados são mostrados nas figuras 4.18 e 4.19.

A influência de valores maiores do coeficiente h é significativa após o término do tempo de frenagem. A tendência é o resfriamento calculado ocorrer de forma muito mais acentuada do que o real. Ainda durante o aquecimento há uma inversão no sentido da curva, que inicialmente indica um valor maior de temperatura para o modelo mas esta tendência se inverte a cerca de 17 minutos. Esse é justamente o instante no qual o valor da potência de frenagem começa a diminuir, conforme visto na figura 4.1.

De acordo com as considerções anteriores valores elevados do coeficiente h não reduzem o aumento inicial de temperatura, que é sempre maior para os valores calculados. No entanto, valores menores de h levam a valores ainda maiores para a diferença nos instantes iniciais, embora durante o decorrer dos ensaios esta diferença diminua.

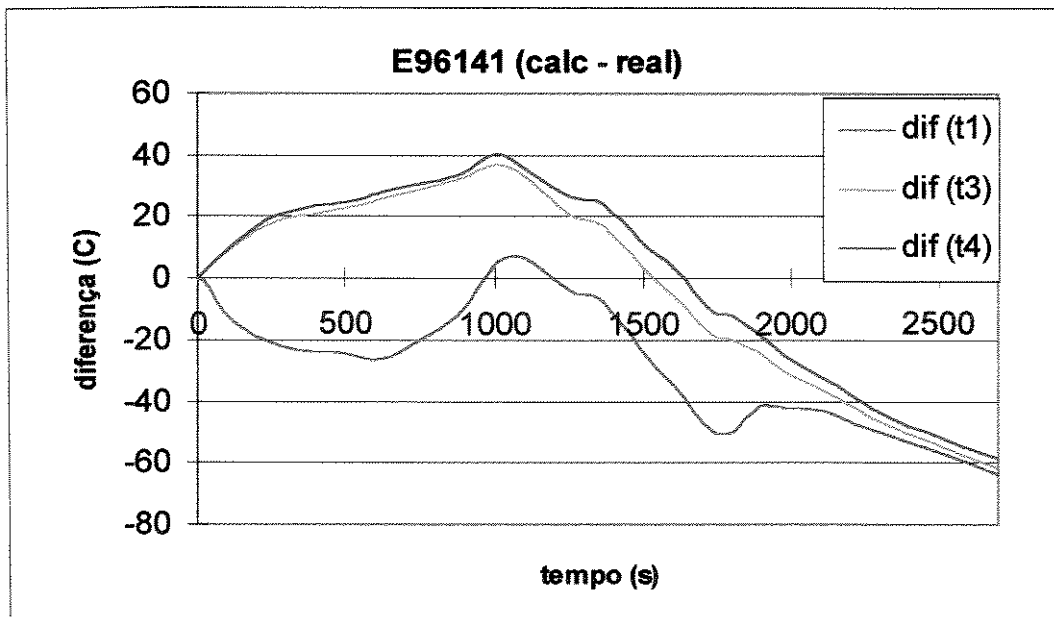


FIGURA 4.18 Diferença entre as temperaturas calculadas e medidas durante o ensaio E96141. $CILI = 70 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ e $DISCO = 70 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Tendo em vista estas variações, optou-se por adotar um valor menor para a potência de frenagem que aquece a roda. Isto é uma forma indireta de considerar um maior valor para o resfriamento na superfície de rolamento. A troca de calor por radiação e a parte do calor que

aquece a sapata são consideradas como componentes da parte do calor que não é utilizado no aquecimento da roda. Conforme visto no capítulo 3, a soma destes valores não deve ultrapassar 15 % e é esperado que não ultrapasse 10 % na superfície de rolamento.

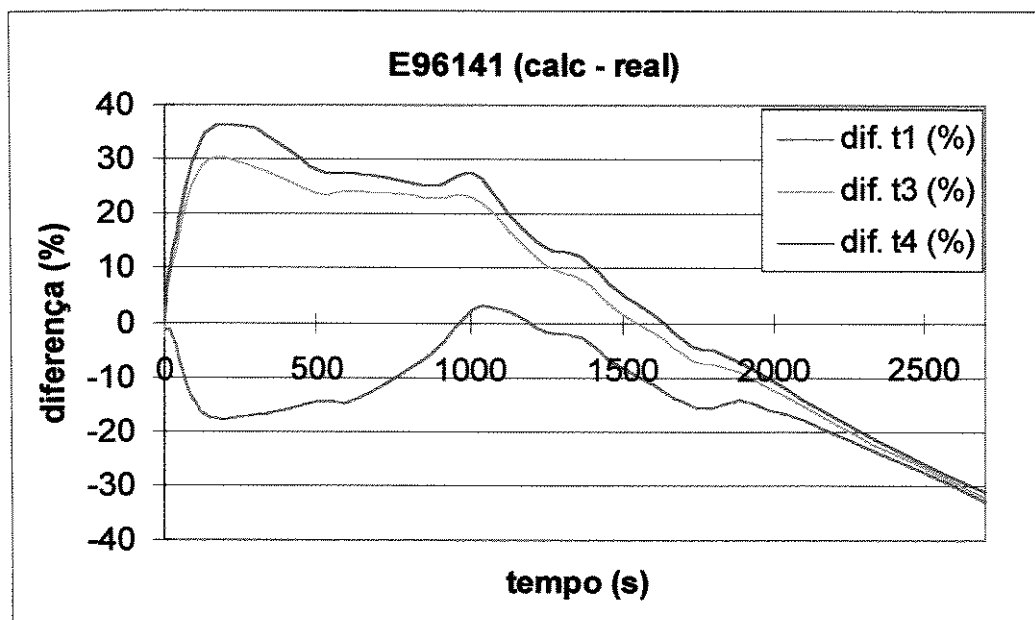


FIGURA 4.19 Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e medidas durante o ensaio E96141. CILI = 70 W/m² °C e DISCO = 70 W/m² °C

Na revisão bibliográfica foi apresentada uma estimativa de que dois terços do calor gerado a cada instante sendo absorvido pela roda (WETENKAMP; 1992). Para o primeiro passo de simulação com a consideração de que nem todo o calor gerado entra na roda adotou-se que 70 % da potência de frenagem entra na roda a cada instante. O valor adotado para o coeficiente h foi o sugerido pela Associação Americana de Ferrovias ($h = 22,7 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$). Um valor único foi utilizado, já que a diferença para o valor na superfície de rolamento é considerada no menor valor de potência adotado. Os resultados para as diferenças de temperatura calculada e medida são mostrados nas figuras 4.20 e 4.21.

Embora os valores das diferenças em t_1, t_3 e t_4 sejam elevados para altas temperaturas, percentualmente estão bem abaixo dos anteriormente obtidos. Aparentemente, ainda há uma diferença na quantidade de calor gerada, pois os resultados para todas as temperaturas diminuem com o tempo de frenagem. Somente nos valores iniciais de t_3 e t_4 há um pequeno aumento, mas isto pode estar relacionado à instabilidade durante a aplicação do freio.

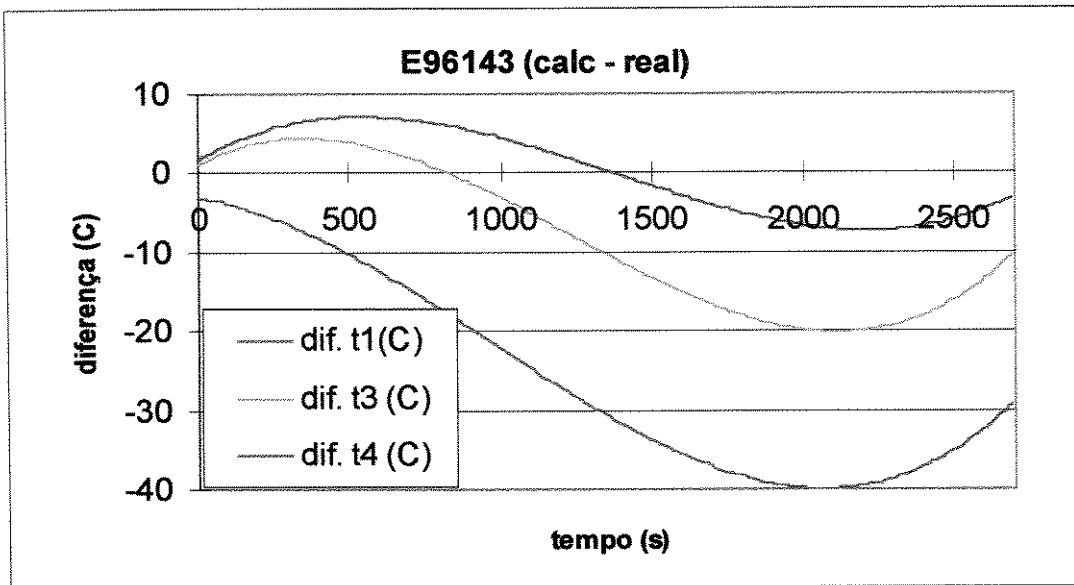


FIGURA 4.20 Diferença entre as temperaturas calculadas e medidas durante o ensaio E96143. $CILI = 22,7 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ e $DISCO = 22,7 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.
Porcentagem da Potência de Frenagem que aquece a roda: 70%

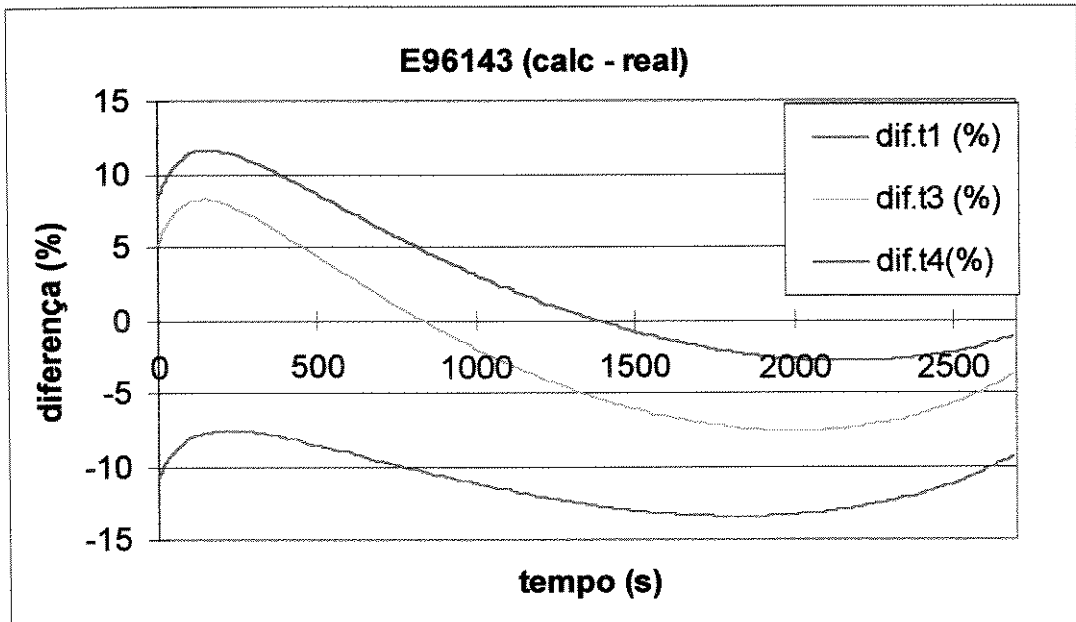


FIGURA 4.21 Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e medidas durante o ensaio E96143. $CILI = DISCO = 22,7 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
Porcentagem da Potência de Frenagem que aquece a roda: 70%

Com base nas simulações anteriores outras tentativas foram feitas para a aproximação da condição real de ensaio. O valor da porcentagem de calor que melhor se adequou a este

objetivo foi 80 %, com um coeficiente de transferência de calor de $25 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$. Os resultados para os desvios com estes valores são apresentados nas figuras 4.22 e 4.23.

Nesses resultados, observa-se que a diferença entre a temperatura calculada e medida não ultrapassa 20 % em nenhum dos valores utilizados para verificação. Em especial a temperatura t_1 tem um resultado perfeito ao longo de todo ensaio. Aparentemente, a diferença atingida por t_3 e t_4 se mantém (cerca de $15 \text{ }^\circ\text{C}$) ao longo de todo o ensaio. Estes resultados representam a melhor aproximação coerente que se pode obter dentro das limitações atuais. Resultados mais acurados com o pirômetro ótico poderiam levar a melhores aproximações, no entanto as incertezas quanto as diversas variáveis durante o processo de determinação de h não justificam, neste momento, a busca de valores mais próximos entre o modelo e os valores medidos. As figuras 4.24 e 4.25 apresentam os resultados para as temperaturas medidas pelo pirômetro e pelo termopar na posição de t_2 . Conforme pode ser visto a temperatura t_2 está coerente com as demais, embora inicialmente tenha apresentado diferenças devidas ao modelamento por polinômio. Já o pirômetro ótico ainda necessita de melhores estudos para a sua utilização. Na prática, nenhum dos resultados se aproximou razoavelmente dos dados modelados para o aquecimento, certamente devido às diferenças de emissividade já comentadas no capítulo 3.

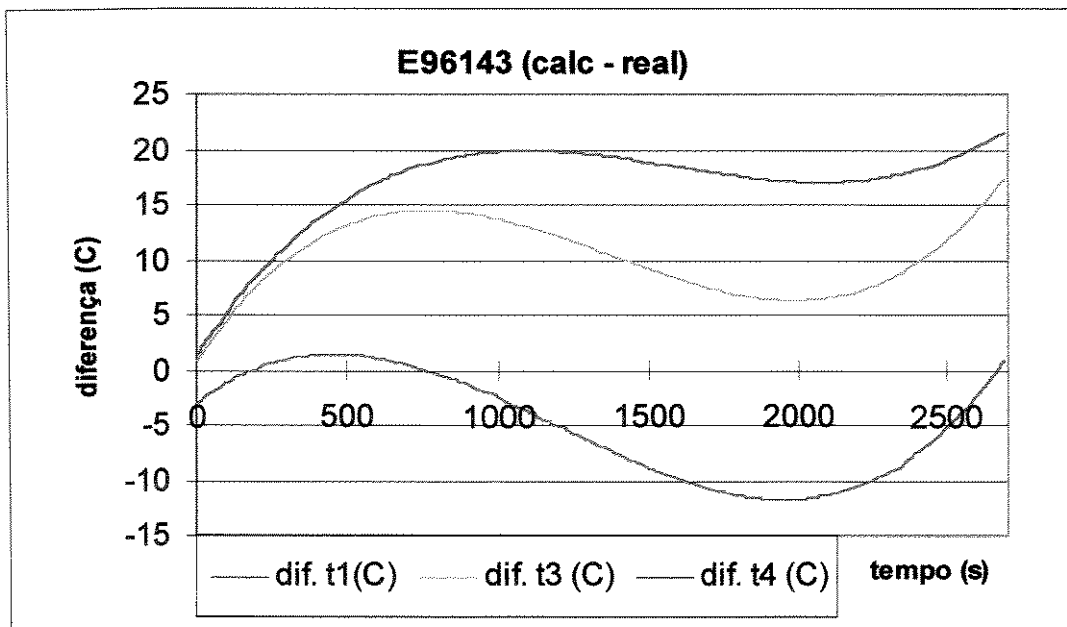


FIGURA 4.22 Diferença entre as temperaturas calculadas e medidas durante o ensaio E96143. $CILI = 25 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ e $DISCO = 25 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$.
Porcentagem da Potência de Frenagem que aquece a roda: 80%

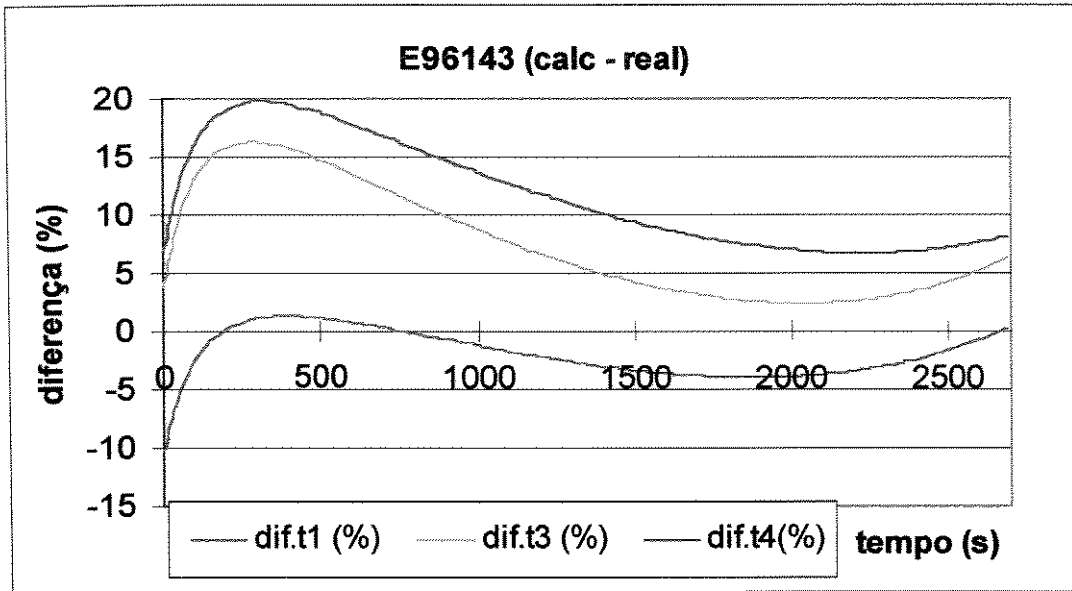


FIGURA 4.23 Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e medidas durante o ensaio E96143. CILI = DISCO = $25 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
 Porcentagem da Potência de Frenagem que aquece a roda: 80%

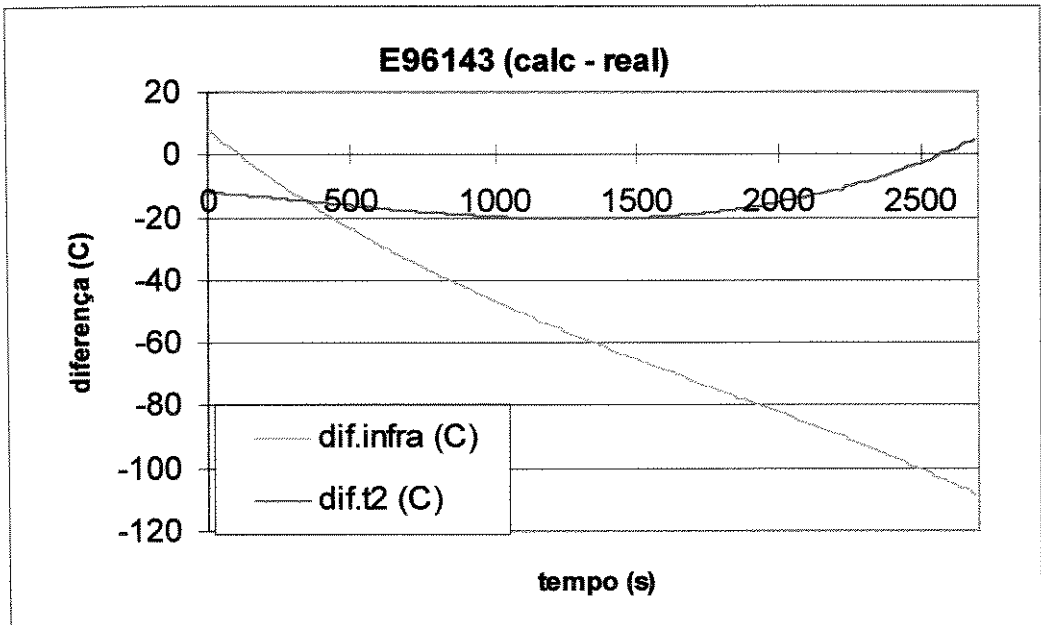


FIGURA 4.24 Diferença entre as temperaturas infra e t2 (calculadas e medidas) para o ensaio E96143. CILI = $25 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ e DISCO = $25 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.
 Porcentagem da Potência de Frenagem que aquece a roda: 80%

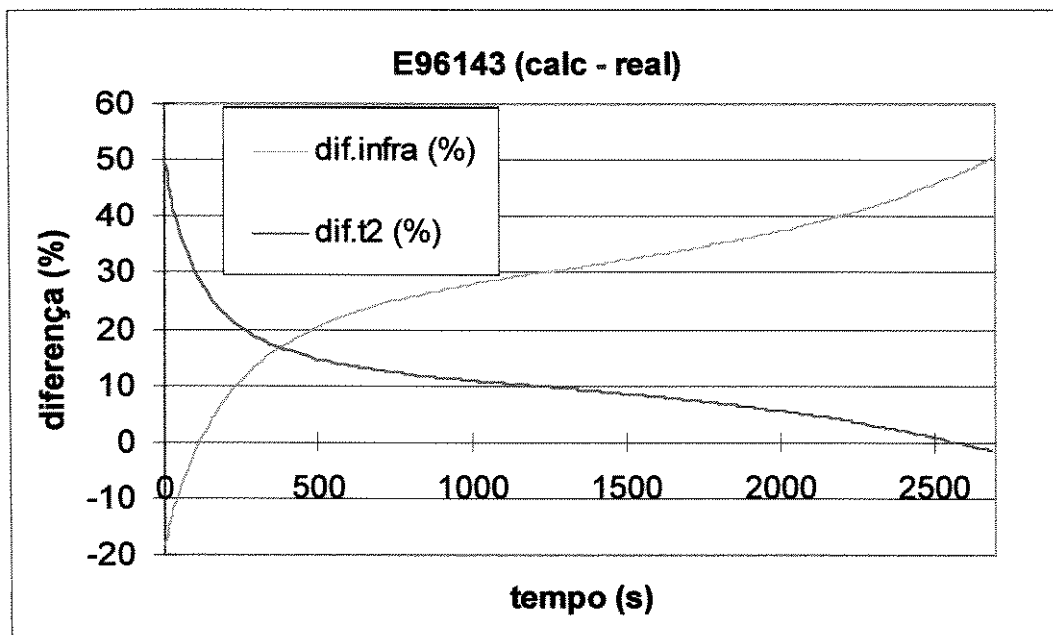


FIGURA 4.25 Diferença percentual entre as temperaturas infra e t2 calculadas e medidas durante o ensaio E96143. CILI = DISCO = 25 W/m² °C
Porcentagem da Potência de Frenagem que aquece a roda: 80%

4.3 Discussão das Incertezas nos Resultados

O resultado obtido para o coeficiente global de transferência de calor mostra que a utilização de apenas um valor não é suficiente para representar o processo de troca de calor. Foi necessária uma redução na potência de frenagem que aquece a roda para que os valores das diferenças entre as temperaturas calculadas e medidas nos pontos de controle atingissem valores adequados. Fica evidenciado que a quantidade de calor trocada na superfície cilíndrica da roda é maior que a descrita pelo coeficiente obtido. Para determinar se o resultado obtido é significativo é necessária uma discussão dos efeitos das incertezas envolvidas nos processos de medição e modelagem.

4.3.1 Análise das Incertezas na Medição de Temperatura

Na sessão 3.1.2.1 é apresentado o procedimento e os resultados de calibração dos termopares. A equação obtida para os termopares apresenta uma incerteza não superior a 2% em toda a faixa de medidas. Isto significa que é esperada uma variação máxima de até 7 °C nas medições de temperatura nos valores máximos atingidos. Esta aferição foi feita com os fios de

termopar utilizados nas medições. O dispositivo utilizado para a medição possui as mesmas características dos amplificadores instalados na roda e os resultados são compatíveis dentro da mesma faixa de precisão. Deve-se ressaltar que diferenças nos níveis apresentados são menores dos que as esperadas antes do início do trabalho, da ordem de 10 °C.

Alguns efeitos que não estão sendo considerados podem influenciar as medições de temperatura. O principal deles é o gradiente térmico ao longo do fio. Este gradiente pode ser significativo dependendo da relação entre a massa e a condutividade do material da roda e do termopar utilizado (HOLMAN; 1994). No caso a massa do termopar é insignificante em relação a da roda e a condutividade de ambos está na faixa da dos metais (bons condutores térmicos). Já na medição das temperaturas ao longo das faces da sapata a influência pode ser significativa, mas não foi considerada já que a quantidade de calor que flui para a sapata, conforme calculada no item 3.2.3.2, é apenas uma estimativa coerente. Se o valor obtido fosse o dobro do calculado o resultado do trabalho não seria influenciado, já que continuaria dentro da faixa de 20% da potência total que não aquece a roda e que não é explicada pelo modelo.

Outro efeito não verificado foi a compensação de junta fria dos amplificadores presos à roda. Qualquer variação existente além da descrita pelos fabricantes (no máximo 1% ao longo da escala) não influenciou significativamente nas medições, já que os amplificadores foram isolados termicamente por uma chapa de madeira e a temperatura atingida pela região da roda em contato com o isolante não ultrapassou 60 °C em nenhum dos ensaios onde essa temperatura foi verificada.

Outro fator que pode influenciar as medições é o fato de que a calibração foi feita para a faixa de temperaturas de até 250 °C e a curva obtida foi extrapolada para as temperaturas superiores. Como a faixa de aplicação dos termopares e do amplificador é de até 1260 °C, o amplificador possui linearização interna para o termopar utilizado e a curva da figura 3.6 mostra uma tendência clara, é razoável supor que a mesma incerteza se mantenha nos valores maiores de temperatura.

4.3.2 Análise das Incertezas na Medição de Forças

Nas sessões 3.1.3.1 e 3.1.3.2 são apresentados os procedimentos de calibração das forças normal e de atrito. Em ambos os casos as calibrações se basearam em transdutores da marca Sensotec, calibrados pelo fabricante e aferidos nas dependências do Laboratório Ferroviário. As cartas de aferição desses transdutores indicam uma incerteza máxima de 1% ao longo de sua faixa de medições. A calibração das forças com os transdutores citados certamente introduz uma incerteza adicional no processo.

A calibração da força normal consistiu na aplicação da força diretamente sobre o transdutor, colocado entre a roda e o sistema de freios. A frenagem foi executada exatamente como no início de um ensaio normal para diversos valores de força em cada nível de tensão da fonte alimentadora. A equação obtida, com desvio máximo de 2%, é

$$F_n = 431,2 * V_p - 235,2 \quad [\text{kgf}]$$

Segundo esta equação o valor da força normal utilizada foi de $650 \pm 13 \text{ kgf}$ ($6376,5 \pm 127,5 \text{ N}$). À incerteza envolvida nesta medição deve-se acrescentar a devida à própria célula (6,5 kgf ou 1%).

A calibração da força de atrito foi feita de maneira indireta, conforme descrito no item 3.1.3.1. O desvio obtido foi de 3% em relação à reta que melhor descreve os pontos medidos. Devido ao procedimento de medição existem incertezas adicionais no resultado. A primeira delas está relacionada à medição do braço de alavanca na barra utilizada, que mede 686,0 mm. O desvio esperado é da ordem de 0,5 mm, ou seja, metade da menor divisão da régua utilizada. A medida do raio da roda (417,0 mm) também tem o mesmo desvio. A incerteza máxima na medição das forças é de 1%, ou 1,4 kgf (13,5 N) para a força atuando na extremidade da barra, desde que considerada um coeficiente de atrito de 0,35, ou seja, uma força de atrito de 227,5 kgf (2231,8 N). A composição dessas incertezas pode levar a um desvio de até 2,3 kgf (22,6 N) na força de atrito, que equivale a cerca de 1%. Este resultado mostra que o efeito dos desvios das medidas de comprimento é insignificante para o resultado.

4.3.3 Análise das Incertezas no Cálculo da Potência de Frenagem

A potência de frenagem é o produto da força de atrito pela velocidade periférica da roda. Essa última é função direta da rotação e do diâmetro da mesma. A equação que relaciona essas variáveis é

$$N_R = 9,81 \cdot \pi \cdot D \cdot n_R \cdot F_{at} / 60 \quad [W]$$

A incerteza na medição da força de atrito é de 1% (22,6 N), conforme determinado, e o desvio máximo que a equação proposta tem em relação aos pontos de calibração é 3 % (67,8 N) para os valores de interesse. É evidente que essas incertezas se sobrepõem e que não seria razoável propor um valor de 4% para a incerteza das medidas. Considera-se que os valores citados são máximos ao longo de toda a faixa de calibração e, portanto, é razoável admitir que o desvio de 3% é representativo para a força em questão. Além disso, entre os valores de 200 a 250 kgf (1962,0 a 2452,5 N) o desvio não passou de 1,2% para a força de atrito. O valor de 3%, portanto, representa uma estimativa mais do que abrangente para o valor da incerteza.

A rotação é medida por um taco-gerador pré-aferido de fábrica. Nestes casos é usual considerar que o último dos dígitos do mostrador analógico não é significativo, ou seja, a incerteza está na faixa de variação do penúltimo dígito. O mostrador utilizado possui quatro dígitos e mostra a velocidade medida antes do redutor (5:1). A redução não introduz erro adicional significativo à medida, já que é feita por engrenagens. A rotação de ensaio é 1023 rpm, cuja incerteza máxima está na faixa de 10 rpm, que representa a magnitude possível de variação de dígito 2. Assim, considera-se que a rotação é 1023 ± 10 rpm ($\pm 1\%$). A rotação da roda é $204,6 \pm 2,0$ rpm (1%).

A composição das incertezas leva a um valor de 3,2 % para a potência de frenagem. Este valor foi calculado supondo valores do coeficiente de atrito entre 0,3 e 0,5. É esperado que os desvios sejam menores do que os obtidos com este valor já que as variações para a velocidade observadas nos ensaios e os desvios na força de atrito para a faixa de força de atrito considerada são menores do que os utilizados na estimativa.

Na simulação numérica dos resultados considerou-se valores da porcentagem da potência de frenagem em intervalos de 5%. Não seria razoável concluir que deve-se utilizar 82% ou 78% da potência de frenagem como dado de entrada, já que a incerteza na medição desse valor situa-se na faixa de 3%. Os resultados obtidos mostram-se extremamente adequados levando-se em conta as incertezas envolvidas.

Capítulo 5

Conclusões

Através do procedimento desenvolvido neste trabalho, podem-se determinar valores mais adequados que os encontrados em literatura, tanto para o coeficiente global de transferência de calor como para a porcentagem da potência térmica absorvida pela roda. O trabalho mostrou que a determinação desses valores está fortemente interligada e que a utilização de um valor do coeficiente global de transferência de calor sem uma redução nos valores da potência de frenagem como a utilizada no modelamento não leva a resultados adequados para a distribuição de temperaturas.

O melhor valor obtido para o coeficiente global de transferência de calor foi de $25 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$, quando combinado com um valor de 80% da potência gerada devido ao atrito sapata-roda para a potência térmica absorvida pela roda. Dentre os 20 % de potência não utilizada para o aquecimento da roda, conclui-se que uma parcela não superior a 5 % é absorvida pela sapata e que o restante pode ser trocado com o ambiente por radiação e convecção.

Em trabalho recente na Faculdade de Engenharia Química da Unicamp, Amico demonstrou que a cura da resina dificilmente se completa no processo de fabricação do material de atrito (AMICO; 1996). Embora indesejado, por inconveniente, é certo que uma parte do calor gerado durante a frenagem pode ser utilizado no processo de pós-cura do material de atrito. Este processo atinge uma pequena camada superficial e vai se desenvolvendo à medida que o material se desgasta. Embora não quantificada, essa consideração torna ainda mais conveniente a redução de potência de frenagem proposta neste trabalho de doutoramento.

A transferência de calor por convecção na superfície de rolamento é maior do que nas demais superfícies da roda. A diferença varia com a diferença de temperaturas e, certamente, é maior do que a modelada. Essa diferença foi considerada como parte dos 20 % da potência gerada que não aquece a roda. Isto implica em um valor constante da magnitude da potência de frenagem trocada com o ambiente ou um valor que compense eventuais variações nos demais fatores.

Embora as considerações anteriores possam sugerir um valor ainda menor para a quantidade de calor que é absorvida pela roda a cada instante, os resultados apresentados no capítulo 4 não mostram que essa redução existe. Quando utilizado o valor de 70 % para a potência de frenagem a diferença de temperaturas aumenta sensivelmente ao longo do ensaio, o que significa que uma maior quantidade de calor entra na roda a cada instante, já que o modelamento de maiores coeficientes para esse caso não apresentou bons resultados.

Com os resultados obtidos podem-se obter valores de temperatura confiáveis, dentro dos desvios mostrados. A partir dessa distribuição de temperaturas, podem-se obter as tensões térmicas dentro de uma faixa de desvios conhecida.

No desenvolvimento deste trabalho foram atingidos os objetivos adicionais relativos à construção do dispositivo de ensaios, ao planejamento experimental e à análise numérica. Além disso, deve ser destacada a contribuição ao estudo do comportamento de materiais de atrito para freios ferroviários de sapatas. A grande quantidade de ensaios feitos referentes ao coeficiente de atrito e sua variação com o tempo de aplicação e com a temperatura, permitiu a observação de fenômenos não considerados no projeto de sistemas de freios. O principal deles

é a variação significativa no comportamento do coeficiente de atrito entre sapatas de fabricantes diferentes. Não apenas há diferenças na variação com os fatores citados, mas também há diferença no próprio valor médio encontrado. Alguns tipos de sapatas apresentaram inicialmente um aumento do valor do coeficiente de atrito com a temperatura seguido de queda a partir de 160 °C. Outros materiais apresentaram queda significativa com o aumento da temperatura. Pode ser notada também uma variação significativa do valor médio durante o ensaio em sapatas do mesmo fabricante, embora o comportamento com a temperatura seja o mesmo.

Estas observações, possíveis a partir dos ensaios realizados para este trabalho, permitem prever as dificuldades numa eventual automatização dos processos de controle de frenagem em composições ferroviárias. Seria impossível introduzir em um algoritmo a previsão do comportamento das sapatas em uma composição com 1600 rodas freadas. Embora o comportamento dos valores médios ao longo da composição seja um pouco mais uniforme, a variação dos coeficientes de atrito certamente implicará numa distribuição de esforços diferente daquela para a qual o conjunto foi projetado. As forças nos engates e nos sistemas de freios serão maiores do que as de projeto para uma parte significativa da composição, enquanto que a outra parte estará sub-solicitada. Com base nesses resultados torna-se imperativo a pesquisa e o desenvolvimento dos materiais produzidos pelos fabricantes nacionais visando a obtenção de produtos com maior estabilidade em relação aos fatores que variam durante a frenagem e, também, uma adequação conjunta dos produtos a valores médios que possam ser utilizados com segurança pelos projetistas. Isso só será possível com a verificação segura do comportamento desses produtos em ensaios em escala real, o que foi obtido como resultado deste trabalho.

Neste trabalho optou-se por analisar apenas as condições dos ensaios em dinamômetro. São esperados valores maiores para a transferência de calor quando da verificação em operação real. No entanto, os procedimentos utilizados neste trabalho são indicativos desses valores e poderão ser utilizados como base para a continuidade desta linha de pesquisa. A partir dos resultados deste trabalho sugere-se sejam abordados os seguintes aspectos:

- determinação das características das superfícies analisadas de forma que possam ser medidas as temperaturas na superfície de rolamento, seja por pirômetro ótico ou outra forma

de medição adequada. Este trabalho permitirá abordar ainda um outro fator dos problemas devidos ao aquecimento em rodas ferroviárias, que é a formação de trincas superficiais onde podem ocorrer mudanças estruturais, inclusive a formação de “pontos quentes”;

- extensão do trabalho a rodas com outras dimensões utilizadas nas ferrovias nacionais;
- extensão do trabalho à verificação da variação dos valores obtidos com a velocidade;
- verificação dos valores obtidos em operação real;
- utilização dos valores obtidos para a determinação da intensidade de frenagem e do histórico aproximado de tensões em rodas ferroviárias utilizadas em ferrovias cujas rampas sejam suaves;
- aplicação para outras condições de frenagem, caracterizadas pela combinação de velocidades, intensidade e tempo de aplicação do freio;
- desenvolvimento de novos materiais de atrito para sapatas de freio ferroviário, que apresentem estabilidade compatível com as metodologias de projeto atualmente utilizadas e com o comportamento dos materiais de atrito de boa qualidade, fabricados em países com transporte ferroviário de carga semelhante ao nacional;
- utilização efetiva de 2 valores do coeficiente global de transferência de calor, um para a superfície de rolamento e outro para a superfície lateral da roda, se adequado.

Referências Bibliográficas

- A.A.R., Association of American Railroads. **Wheel and axle manual: manual of standards and recommended practices.** Washington, A.A.R., agosto de 1985.
- A.A.R., Association of American Railroads. **Brake shoes: high friction composition type - M-926.** Washington, 1992.
- A.B.A., Air Brake Association. **Engineering and design of railway braking systems.** Editora A.B.A. - Chicago - IL (EUA), setembro de 1975.
- AMICO, S. C. Desenvolvimento de compósitos com fibras de pan oxidada para aplicações automobilísticas. Dissertação de Mestrado, FEQ\UNICAMP. Campinas, 6 de agosto de 1996.
- ANSYS, Inc. **User guide for revision 5.0.** Swanson Analysis Systems, Inc. Houston, julho de 1993.

- BERG, N.A. e KUCERA, W.J. **A review of thermal damage in railroad wheels.** A.B.A. Annual Meeting. Chicago - IL (EUA), 15 de setembro de 1970. p. 1-18.
- CAMPOS, C. A. B. **Investigação sobre fratura das rodas de vagões de transporte de minério da R.F.F.S.A..** Campinas (SP), Centro de Tecnologia da UNICAMP, maio de 1985.
- ECK, B.J. **Evolution of curved plate wheel designs for heavy load, high speed freight service.** 8th Int. Wheelset Congress. Madrid (ES), abril de 1985.
- FEC, M.C. **Hot spots on railroad wheels generated during dynamometer tests.** Relatório Técnico da Associação Americana de Ferrovias (A.A.R.) nº R-556. Chicago - IL (EUA), outubro de 1983.
- HOLMAN, J.P. **Experimental methods for engineers.** Ed. McGraw-Hill, Inc. 6^a ed. 616 p. EUA, 1994. ISBN 0-07-029666-9.
- INCROPERA, F. P. e DEWITT, D.P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa.** 3 ed.. Ed. Guanabara-Koogan, Rio de Janeiro (RJ), 1992. 456 p.
- JALON, J.G. et alii. **Calculation by numerical methods of thermally induced stress in axisymmetrical wheels: considerations on measurement of coefficient of convection.** Construcciones y Auxiliar de Ferrocarriles, S/A - Departamento de Investigacion. Navarra (Espanha). Ref. Indeterminada.
- JOHNSON, M.R.; WELCH, R.E. e YEUNG, K.S. **Analysis of thermal stresses and residual stress changes in railroad wheels caused by severe drag braking.** Transactions of ASME. Fevereiro de 1977. p. 18-23.

- KERN, D. Q. **Processos de transmissão de calor.** Ed. Guanabara Dois S/A, Rio de Janeiro (RJ), 1980 672p.
- KREITH, F. **Princípios da transmissão de calor.** 3 ed. Ed. Edgard-Blucher, São Paulo (SP), 1977. 552 p.
- LARSON, H.R.; COUGHLIN, J.M.; HALEY, M.R. e RUSIN, T.M. **Experimental verifications of computer predicted temperatures and elastic thermal strains in railroad wheels.** Int. Wheelset Congress. Colorado Springs - Colorado (EUA), 18 de outubro de 1978. p. 4-1-1 a 4-1-21.
- LUNDÉN, R. **Fatigue durability of tread-braked railway wheels - on admissible combinations of axle load, train speed and signalling distance.** Proc. Instn. Mech. Engrs. v. 205. p. 21-33.
- MERCHANT, J. **Infrared temperature: measurement theory and application.** Omega: the temperature handbook. Stamford (EUA), Omega Engineering, 1995. p. z53-z56
- NOVAK, G.E. e ECK, B.J. **A three-dimensional finite difference solution for the thermal stresses in railcar wheels.** ASME-IEEE Joint Railroad Conference. Montreal - Quebec (CAN), 15-16 de abril de 1969. ASME paper nº 69-RR-4.
- NOVAK, G.E.; DAHLMAN, G.E.; KUCERA, W.J. e ECK, B.J. **Thermal patterns in 36 inch freight car wheels during service tests.** Winter Annual Meeting - ASME. New York - N.Y. (EUA), 5 de dezembro de 1976. ASME paper nº 76-WA/RT-11.
- NOVAK, G.E.; GREENFIELD, L.P. e STONE, D.H. **Simulated operating stresses in 28-in.-Dia wheels.** ASME-IEEE Joint Railroad Conference. São Francisco - CA (EUA), 15-17 de abril de 1975. ASME paper nº 75-RT-10.

NOVAK, G.E.; KUCERA, W.J. e ECK, B.J. **The effect of rim thickness on wheel stresses caused by simulated service conditions.** Winter Annual Meeting - ASME. Detroit - Michigan (EUA), 11-15 de novembro de 1973. ASME paper nº 73-WA/RT-10.

OLIVER, J.D. et alii. **Wheel and brake shoe field tests.** Winter Annual Meeting - ASME. Washington - D.C. (EUA), 15-20 de novembro de 1980.

OPINSKY, A.J.; JOERMS, M.W.; STONE, D.H. E JOHNSON, M.R. **Effect of brake shoe position on the development of residual stresses in freight car wheels as a result of simulated drag braking.** Winter Annual Meeting - ASME. Anaheim - CA (EUA), 7-12 de dezembro de 1986. ASME paper nº 86-WA/RT-3.

RESENDE, W.A.A.M.C. **Aquisição de dados e controle automático de ensaios de frenagem.** Dissertação de Mestrado, FEMUNICAMP. Campinas, 9 de agosto de 1996.

RIEGEL, M.S.; LEVY, S. e SLITER, J.A. **A computer program for determining the effect of design variation on service stresses in railroad wheels.** Winter Annual Meeting - ASME. Chicago - IL (EUA), 7-11 de novembro de 1965. ASME paper nº 65-WA/RR-1.

ROZA, L. C. **Freios Ferroviários.** Apostila do Curso de Freios Ferroviários. Campinas (SP), FEMUNICAMP, 1989.

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

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

- SANTOS, A.A. Jr. **Problemas causados pelo aquecimento em rodas ferroviárias - o ensaio krauss**. Dissertação de Mestrado, FEMUNICAMP. Campinas (SP), 31 de março de 1992. 168 p.
- SARTORI, S. **Uma contribuição ao estudo do aquecimento e ao ensaio de freios de tambor**. Tese de Doutorado, FECUNICAMP. Campinas (SP), maio de 1972.
- SHIGLEY, J.E. **Elementos de máquinas**. 3 ed. Rio de Janeiro (RJ), Ed. Livros Técnicos e Científicos S/A - LTC, 1984. v.1
- THOMAS, T.J.; GARG, V.K. e STONE, D.H. **Thermal fatigue analysis of a railcar wheel under drag braking**. Winter Annual Meeting - ASME. Chicago - IL (EUA), 16-21 de novembro de 1980. ASME paper nº 80-WA/DE-4.
- WANDRISCO, J.M. e DEWEZ, Jr. **Study of the defects that originate and develop in the treads of railroad wheels during service**. ASME-IEEE Railroad Conference. Pittsburg - PA (EUA), 20-21 de abril de 1960. ASME paper nº 60-RR-1.
- WETEMKAMP, H.R. e KIPP, R.M. **Safe thermal loads**. 6th Int. Wheelset Congress. Colorado Springs - CO (EUA), 1978.
- WETENKAMP, H.R. **Thermal stress developed in s plate, straight plate, and deep dish wheels**. ASME-IEEE Joint Railroad Conference. St. Louis - MO (EUA), 11-12 de abril de 1973. ASME paper nº 73-RT-1.
- WETENKAMP, H.R. e KIPP, R.M. **Safe thermal loads for a 33 inch railroad wheel**. A.B.A. Annual Meeting. Chicago - IL (EUA), 16 de setembro de 1975.

WETENKAMP, H.R. et alii. **Increase loading of 36 inch wheels - thermal and mechanical considerations.** Car Department Officer Association Annual Meeting. Chicago - IL (EUA), 17 de setembro de 1992.

WETENKAMP, H.R.; ECK, B.J. e RHINE, P.E. **The influence of brake shoes on the temperatures of wheels in railroad service.** Transactions of ASME. Fevereiro de 1980. v. 102. nº 1. p. 32-36.

Bibliografia Adicional Consultada

A.A.R., Association of American Railroads. **Evaluation of two wrought steel wheels produced by the standard steel company** - Report R.277. Association fo American Railroads, Chicago - IL (EUA), agosto de 1977.

A.A.R., Association of American Railroads. **Wheel research, volume 1, eleastic stress analysis, elastic finite-element stress analysis of rail car wheels** - Report R-268. Association of American Railroads, Columbus - OH (EUA), fevereiro de 1977. 106 p.

ARPACI, V. A. **Conduction heat transfer**. Ed. Addison-Wesley Publishing Company. Massachusetts (EUA), 1966.

AVERY, R.W. **Press fits of wheel and axle** - Report DF74LC2677. General Electric - Technical Information Series, Erie - PEN (EUA), 14 de janeiro de 1974. 52 p.

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

- BOULEY, J. **Wheel brake performance.** International conference on railway braking. I MechE 1979-11, C166-79. University of York (ING), 26-27 de setembro de 1979. p.59-63
- CANNON, D.F. e ALLEN, R. J. **The application of fracture mechanics to railway failures.** ImechE - Railway Division, Londres, 1974. p. 1-12
- COLEMAN, T. H. e NAYLOR, D.J. **A metallurgical study of the factors affecting thermal fatigue cracking in railway wheel and tyre steels.** International conference on railway braking. I MechE 1979-11, C169-79. University of York (ING), 26-27 de setembro de 1979. p.115-124
- CRESPO, L.C.A.; FERREIRA, W.R.; FORTES, M. e BARRETO, A.A. **Heat and mass transfer past a horizontal cylinder with natural and mixed convection.** III Congresso Interamericano de Engenharia Mecânica - CIDIM, XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica - COBEM, Belo Horizonte (MG), dezembro de 1995.
- FERMER, M. e LUNDEN, R. **Transient brake temperatures found by use of analytical solutions for finite hollow cylinders.** I MechE - 1991. Proc. Instn. Mech. Engrs., 1991. v. 205
- LEARY, J. F. **America adopts worn wheel profiles.** Railway Gazette International, Julho de 1990. p. 525-527
- MOLLER, E. **Railway brake - possibilities of increasing its power and their consequential effects.** International Railway Congress Association [625. 25], julho de 1961. p. 501-524
- MUNHOZ, H. **Norma de ensaio em dinamômetro para sapatas de freio ferroviário.** 30ª Reunião Técnica do Subcomitê Brasileiro de Freio - CB 06 (ABNT). Campos do Jordão, setembro de 1990.

- NEWCOMB, T. P. **Thermal aspects of railway braking.** International conference on railway braking. I MechE 1979-11, C154-79. University of York (ING), 26-27 de setembro de 1979. p.7-18
- PATULA, E. J. **Steady-state temperature distribuion in a rotating roll subject to surface heat fluxes and convective cooling.** Transactions of ASME. fevereiro de 198. v. 103 p.35-41.
- PERFECT, S. A. **Stress changes in railroad car wheel due to axially symmetric thermal loads.** Tese de Doutorado, Universidade de Illinois em Urbana-Champaign (EUA), 1986.
- SKARSKI, B. **A importância da configuração do disco no desempenho ds rodas ferroviárias.** Revista Ferrovia, março-abril de 1986. p. 37-39
- STONE, D.H. et alii. **Theoretical and experimental study of wheel spalling in heavy haul hopper cars.** International Wheelset Congress, Sydney (Australia), 27 de setembro a 1 de outubro de 1992.
- SWAAIJ, J.L. **Thermal damage to railway wheels.** International conference on railway braking. I MechE 1979-11, C173-79. University of York (ING), 26-27 de setembro de 1979. p.95-100