UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECANICA

Dissertação de: MESTRADO

Título da Dissertação: PROBLEMAS CAUSADOS PELO AQUECIMENTO EM RODAS FERROVIÁRIAS - O ENSAIO KRAUSS

Autor: Auteliano Antunes dos Santos Júnior

Orientador: Fausto Rodrigues Filho

Aprovado por

Prof. Dr. Fausto Rodrigues Filho, Presidente

Prof. Dr. Sergio Sartori

Prof. Dr. Itamar Ferreira

Campinas, 31 de março de 1992

RESUMO

Este trabalho é um resumo dos principais problemas causados pelo aquecimento em rodas ferroviárias. Mostra como o calor é gerado durante a frenagem, a quantidade de calor que entra na roda, a distribuição de temperaturas resultante, as tensões térmicas e sua influência na fadiga dos materiais. Apresenta os problemas relacionados às mudanças estruturais devido ao aquecimento e cita suas causas mais prováveis. Traz os resultados de testes realizados segundo o método Krauss em um dispositivo construido especialmente para este fim. Além disso, define as linhas de pesquisa a serem desenvolvidas na área a partir dos resultados obtidos em ensaio de fadiga de material de rodas, de distribuição de temperaturas, de análise micrográfica e de medidas de temperatura e coeficiente de atrito no ensaio Krauss para sapatas de freio. Este trabalho pretende ser um guia para estudos iniciais na área de aquecimento em rodas ferroviárias.

ABSTRACT

This work is a summary of the most important problems caused by heating in railway wheels. It shows how heat is generated during braking, how many heat goes into the wheel, the temperature distribuition, thermal stresses and its influence in the material fatigue. It puts foward the problem related to structural changes caused by heating and mentions its most likely causes. Then this work shows the results of some tests done according to Krauss pattern in a machine designed specially for this. Besides it points out the lines of research to be developed from results of wheel material fatigue test, temperature distribuition, micrografic analysis and temperature and friction coeficient measurements done in Krauss test to brake shoes. This work intends to be a guide for early studies in railway wheels heating.

AGRADECIMENTOS PESSOAIS

À minha família: Auteliano, Hally, Evandro, Afonso, Oscar e Denise, que souberam me apoiar com seu carinho, amor e compreensão nos momentos mais difíceis.

Aos colegas de trabalho: Alexandre, Almiro, Rosângela, Raquel, Francisco, Claudete e Nelson, sem os quais esta dissertação não seria possível e que me dão a honra de sua amizade.

Aos colegas de estudo: Italo, Carlos, Marcos e Belquis pelo incentivo e amizade.

Aos professores: Itamar Ferreira, Marco Lucio Bittencourt, Leopoldo Correa Rosa e Fausto Rodrigues Filho pela grande ajuda técnica e incentivo, além da amizade.

À Deus, por tudo isso e tudo o mais.

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

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL
DA TESE DEFENDIDA POR Auteliano Antunes
dos Santos Junior E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 31/3/92

ORIENTADOR

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

PROBLEMAS CAUSADOS PELO AQUECIMENTO EM RODAS FERROVIÁRIAS - O ENSAIO KRAUSS

Autor: Auteliano Antunes dos Santos Júnior

14|92

Trabalho apresentado à Comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do título de **Mestre em Engenharia Mecânica**
Apresentação: 31 de março de 1992

AGRADECIMENTOS
EMPRESAS e DEPARTAMENTOS

- GENERAL ELECTRIC DO BRASIL
  Pela Usinagem dos corpos de prova para Ensaio à Fadiga por flexão alternada simétrica.
- COMPANHIA BRASILEIRA DE EQUIPAMENTOS - COBREQ
  Pela Doação e Instrumentação de pastilhas de freio com material de sapata ferroviária e permissão para realização de testes com a máquina Krauss em suas instalações.
- INSTITUTO DE PESQUISAS TECNOLÓGICAS - IPT
  Pela Permissão de utilização de gráficos de ensaio de sapata em banco dinamométrico e consulta de material de pesquisa.
- MATERIAL FERROVIÁRIO S.A. - MAFERSA
  Pela Doação de material de rodas para testes, corte, ensaios de dureza e análise química do mesmo.
- DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE MATERIAIS - DEMA/FEM/UNICAMP
  Por Permitir o uso da máquina de ensaio à fadiga sob sua responsabilidade.
- DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE FABRICAÇÃO - DEF/FEM/UNICAMP
  Pela Usinagem dos corpos de prova de ensaio à fadiga em um torno de controle numérico sob sua responsábilidade.
- DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO - DPM/FEM/UNICAMP
  Pelo Auxílio através do uso de suas instalações, materiais e equipamentos.

Conteúdo

1 INTRODUÇÃO 21

2 ANÁLISE DA FRENAGEM FERROVIÁRIA 24

2.1 Frenagem de Veículos Ferroviários 24

2.2 Freios de Sapata 24

2.2.1 Acionamento dos Freios de Sapata 25

2.3 Pressão X Força de Frenagem 27

2.4 Potência de Frenagem (PF) 27

2.5 Força de Retardamento Máxima 28

2.6 Fluxo de Calor Máximo sem Travamento 29

2.7 Abordagem Energética 29

2.8 Fatores que Influenciam o Fluxo de Calor 31

2.8.1 Inclinação da Rampa 31

2.8.2 Desaceleração 31

2.8.3 Velocidade do Veículo 32

2.8.4 Tempo de Frenagem 34

2.8.5 Dimensões dos Componentes - O Efeito das Massas Girantes 34

2.9 Fatores que Auxiliam a Frenagem 38

2.9.1 A Resistência ao Movimento 38

2.9.2 Resistência em Curva 39

2.9.3 O Conceito de Rampa Compensada 40

2.10 Desbalanceamento na frenagem - O efeito da Transferência de Massa 41

2.10.1 Cálculo das Forças nos Pinhões devido à Desaceleração da Caixa do Vagão. . . . 42

2.10.2 Cálculo das Forças nos Rodeiros devido à solicitação da caixa do Vagão nos Pinhões: 43

2.10.3 Cálculo das Forças nos Rodeiros devido à Desaceleração da Travessa do Truque. 44

2.10.4 Cálculo das Forças nos Rodeiros devido à Desaceleração do Truque sem a Travessa. 44

2.10.5 Forças na Direção Horizontal 45

2.10.6 Forças Resultantes dos Rodeiros C e D 45

2.10.7 Cálculo das Forças nos Rodeiros E e F 46

2.10.8 Efeito da Transferência de Massa na Frenagem 47

2.11 Comentários 48

3 AQUECIMENTO EM RODAS FERROVIÁRIAS - A FADIGA 49
3.1 Trabalhos a respeito do Traçado das Temperaturas. 49
3.2 A Distribuição de Temperatura 55
3.2.1 As Condições de Contorno e as Propriedades do Material 56
3.2.2 O Traçado das Temperaturas pelo Método dos Elementos Finitos 64
3.3 O Problema das Tensões 67
3.3.1 Trabalhos a respeito da Distribuição de Tensões 67
3.3.2 A Fadiga em Rodas 72
3.4 Comentários 83

4 PROBLEMAS DEVIDOS AO AQUECIMENTO 84
4.1 Características de Fabricação de Rodas Ferroviárias 84
4.1.1 Processos de Fabricação 84
4.1.2 Classificação das Rodas Ferroviárias 88
4.2 Principais Microestruturas Obtidas a partir do Resfriamento de um Aço [1] 90
4.2.1 O Diagrama Ferro - Cementita 90
4.2.2 Austenita 91
4.2.3 Ferrita 91
4.2.4 Perlita 93
4.2.5 Microestruturas obtidas a partir de um Resfriamento rápido do Aço 94
4.2.6 Bainita 95
4.2.7 Martensita 96
4.3 Influência dos Elementos de Liga em Aços 98
4.3.1 Carbono 98
4.3.2 Manganês 100
4.3.3 Fósforo 100
4.3.4 Enxofre 100
4.3.5 Silício 101
4.3.6 Cromo 101
4.3.7 Níquel 101
4.4 Características Microestruturais, de Resistência e de Dureza das Rodas Ferroviárias Novas utilizadas no Brasil 101
4.5 Alterações Microestruturais durante a frenagem - O que tem sido feito. 110
4.6 Principais Problemas devidos ao Aquecimento em Rodas Ferroviárias. 111
4.6.1 "Spalling" 111
4.6.2 Escamação ("Shelling") 113
4.6.3 Esferoidização 117
4.6.4 Trincas Térmicas 120
4.6.5 Outros Problemas 132
4.7 Comentários 133

5 BANCO DE ENSAIOS TIPO KRAUSS 135
5.1 Métodos de Ensaio [34] . . . 135
5.2 O Dispositivo . . . 138
5.2.1 Elementos Mecânicos . . . 138
5.2.2 Aplicação do Freio . . . 139
5.2.3 Controle do Motor . . . 142
5.3 Instrumentação e Equipamentos Utilizados . . . 142
5.3.1 A Instrumentação . . . 142
5.4 Aferição dos Instrumentos . . . 147
5.5 O Programa de Aquisição - KRAUSST . . . 154
5.6 Ensaios Realizados . . . 155
5.6.1 Descrição dos Testes . . . 155
5.6.2 Resultados . . . 156
5.6.3 Análise dos Resultados . . . 158
5.7 Comentários . . . 158

6 CONCLUSÕES 177

Lista de Figuras

1.1 Nomenclatura para rodas ferroviárias. 23

2.1 Forças na roda. 25
2.2 Esquema pneumático de aplicação de freios para uma locomotiva. 26
2.3 Esquema de aplicação dos freios de sapata. 27
2.4 Força de frenagem e força de atrito máxima. 28
2.5 Força de retardamento e força de frenagem. 29
2.6 Veículo descendo uma rampa. 30
2.7 Fluxo de calor em função da rampa. 32
2.8 Fluxo de calor em função da desaceleração. 33
2.9 Fluxo de calor em função da velocidade. 33
2.10 Fluxo em função do tempo de frenagem. 34
2.11 Modelo para roda ferroviária. 35
2.12 Partes do eixo. 37
2.13 Vagão GDT - Dimensões de rodas e eixo. 38
2.14 Vagão subindo rampa. 40
2.15 Exemplo de desbalanceamento de forças 41
2.16 Vagão e suas partes principais 42
2.17 Caixa do vagão. 43
2.18 Forças no contato Roda-Trilho devido á Caixa do Vagão. 43
2.19 Forças no contato Roda-Trilho devido à desaceleração da travessa do truque. 44
2.20 Forças de contato Roda-Trilho devido ao truque sem a travessa. 45

3.1 Propriedades utilizadas por Riegel et alii [33] 50
3.2 Propriedades utilizadas por Riegel et alii [33] 50
3.3 Malha utilizada por Novak para o cálculo em diferenças finitas [31] 51
3.4 Distribuição de temperaturas segundo Novak [31] 51
3.5 Distribuição de temperaturas em roda 36 pol. segundo Berg [10]. 52
3.6 Distribuição inicial de temperaturas para uma roda 33 pol. segundo Wetemkamp [46] . 52
3.7 Distribuição de temperatura para cada uma das quatro entradas de calor representadas por barras [46] 52
3.8 Distribuição de temperaturas para roda 36 pol. segundo Johnson [47] 53

3.9 Distribuição de temperatura segundo Wetemkamp [47] 53
3.10 Pontos de medição de temperatura segundo Oliver [32] 54
3.11 Distribuição de temperaturas segundo Thomas [43] 54
3.12 Distribuição de temperatura segundo Lunden [25] 55
3.13 Ar passando pela roda girando. 57
3.14 Regiões de troca de calor. 58
3.15 Número de Nusset Médio de transmissão de calor em função do número de Reynolds para escoamento cruzado de ar. 58
3.16 Modelamento para superfície de troca de calor por um disco. 59
3.17 Fator F_T - [multiplicar por 5,67 para ter em $\frac{W}{m^2 °C}$]. 61
3.18 Coeficiente combinado de troca de calor por radiação e convecção. 62
3.19 Malha utilizada para cálculo de Elementos Finitos. 65
3.20 Distribuição de temperatura para 50 HP (37,3 kw), 15 min. - $\overline{h} = 50\ \frac{W}{m^2 °C}$ e K = 36 $\frac{W}{m\ °C}$ (0°C) a 18 $\frac{W}{m\ °C}$ (1500°C) - $\xi = 0{,}625$. 66
3.21 Distribuição de temperatura para 15 kW, 20 minutos, $\overline{h} = 50 \frac{W}{m^2 °C}$ e K = 52,047 - 0,038 T $[\frac{W}{m °C}]$. 68
3.22 Distribuição de temperatura para 15 kW, regime permanente, $\overline{h} = 50 \frac{W}{m^2 °C}$ e K = 52,047 - 0,038 T $[\frac{W}{m °}]$. 69
3.23 Anéis utilizados por Riegel para o cálculo de tensões [33] 70
3.24 Distribuição de tensões radiais na alma [33] 70
3.25 Distribuição de tensões superficiais na alma [12] 71
3.26 Tensões segundo o critério de Von Misses traçadas por Novak. 71
3.27 Tensões segundo o critério de Von Misses traçadas por Berg [10] 72
3.28 Tensões segundo o critério de Von Misses traçadas por Wetemkamp [46] 73
3.29 Diagrama tensão-deformação bi-linear utilizado por Johnson [21] 73
3.30 Tensões residuais circunferênciais segundo Johnson [21] 73
3.31 Diagrama de Goodman Modificado. 74
3.32 Corte da roda 86 2608 - classe B - para ensaio de fadiga. 75
3.33 Posição para retirada dos Corpos de Prova para Ensaio de Fadiga. 75
3.34 Partes 4 e 10 da roda 86 2608. 76
3.35 Cortes iniciais na parte 1 da roda 86 2608. 76
3.36 Cortes totais na parte 1 da roda 86 2608 - Secções quadradas. 77
3.37 Máquinas de ensaio à fadiga por flexão alternada simétrica. 78
3.38 Esquema para flexão alternada bi-apoiada. 78
3.39 Montagem para conferir a força de solicitação à fadiga. 79
3.40 Resultados do ensaio de tração 81
3.41 Diagrama de Goodman para os dados obtidos. 82
3.42 Dados de Bruner sobre o diagrama de Goodman modificado. 83

4.1 Processo de fabricação de rodas ferroviárias forjadas. 86

4.2 Processo de fabricação de rodas ferroviárias fundidas. 87
4.3 Estrutura CCC do ferro δ. 90
4.4 Estrutura CFC do ferro α. 90
4.5 Diagrama de fases ferro-cementita. 92
4.6 Reação eutetóide. 92
4.7 Ferrita poligonal e acicular. 93
4.8 Estrutura perlítica - Aço ABNT 1095 [41] 93
4.9 Curva ITT para aço eutetóide 94
4.10 Curva CCT para aço ABNT 1080 [41] 95
4.11 Bainita [41] 96
4.12 Energia livre para as diversas microestruturas. 97
4.13 Influência do teor de carbono nas temperaturas de início e fim da transformação martensítica. 97
4.14 Influência da porcentagem de carbono na dureza final da martensita. 98
4.15 Efeito da temperatura de revenimento nas propriedades do aço 8640. 99
4.16 Fases formadas a partir do resfriamento da austenita. 99
4.17 Influência relativa dos elementos de liga na temperabilidade dos aços. 100
4.18 Efeito do manganês no campo austenítico. 101
4.19 Diagrama tensão x deformação típico de uma roda classe B. 102
4.20 Posição dos corpos de prova para Ensaio de Fadiga. 102
4.21 Distribuição de dureza no aro da roda Nº 862608 - classe B. 103
4.22 Distribuição de dureza na roda 096923 - classe C. 104
4.23 Distribuição de dureza na roda 097401 - classe C. 104
4.24 Microestruturas. 106
4.25 Estruturas presentes na roda classe B. 109
4.26 Posição das amostras para figura 4.25. 110
4.27 "Spalling". 112
4.28 "Shelling". 113
4.29 Limite de resistência a tração e limite de escoamento como função da temperatura para as rodas classe C [13] 114
4.30 Limite de escoamento e limite de resistência a tração em função da temperatura para aços classes U e C [9] 115
4.31 Trincas em um plano radial-tangencial de uma roda contendo escamação [45] 115
4.32 Tensão de cisalhamento em função da profundidade para cilindros em contato na superfície externa - velocidade 1400 rpm [22] 116
4.33 Trincas que provavelmente darão origem a escamação [45] 116
4.34 Possíveis ciclos de esferoidização [41] 117
4.35 Estruturas esferoidal para um aço ABNT 1095 [41] 118
4.36 Perlita fina - Aço classe C [13] 118
4.37 Teste de frenagem contínua com sapata de composição não metálica de alta fricção [9] . 119

4.38 Modelo de iniciação de trinca de Wood. 120
4.39 Possível modelo de crescimento de trincas por fadiga. 121
4.40 Modos de solicitação de uma trinca. 121
4.41 Trinca em uma placa infinita. 122
4.42 Taxa de propagação de uma trinca como função da amplitude do fator de intensificação de tensões. 123
4.43 Estágios da fadiga. 123
4.44 Pontos quentes em rodas testadas com sapatas de ferro fundido. 124
4.45 Roda 3ª vida rompida em serviço. 125
4.46 Rodas de um mesmo eixo com diferentes comportamentos [13] 126
4.47 Representação de uma trinca em uma roda. 126
4.48 Trinca subta formada em rodas classe C a partir de uma frenagem de emergencia a 180 km/h [45] 127
4.49 Trincas de fadiga na flange de rodas da RFFSA [20] 128
4.50 Marcação típica no aro de rodas [3] 128
4.51 Trincas de fadiga na marcação de rodas classe C [13] 129
4.52 Trincas na marcação. 130
4.53 Trincas de fadiga na superficie fraturada. 130
4.54 Marcas de deformação elevada na região de trincamento. 131
4.55 Diagrama tensão-deformação para ciclagem térmica nas rodas. 132
4.56 Movimento do eixo em relação ao cubo. 133
4.57 Solução do "Freeting Corrosion". 133

5.1 Gráfico de ensaio Fast para cobre sinterizado [34] 136
5.2 Temperaturas no disco durante o ensaio Krauss - Cobre sinterizado [34] 137
5.3 Esquema da Máquina de Ensaio tipo Krauss, construída no laboratório de freios da FEM/UNICAMP. 138
5.4 Eixo principal da Máquina de Ensaio tipo Krauss utilizada. 139
5.5 Apoio da pinça e braço de tomada de força. 140
5.6 Interface hidraulico-pneumática. 140
5.7 Esquema de acionamento dos freios. 141
5.8 Circuito Oscilador - Máquina de Ensaio Krauss. 141
5.9 Posição de medida de temperatura no disco segundo a norma MB-912. 142
5.10 Ponte de Wheatstone. 143
5.11 Ponte Amplificadora 2100 "Measurement Group". 144
5.12 Módulo 2120A. 144
5.13 HP 3852A. 145
5.14 Vectra. 146
5.15 HP 7090A. 146
5.16 Montagem para conferir calibração do trasndutor de carga. 148
5.17 Montagem para aferição do termopar Cromel-Alumel. 150

5.18 Fotografia da montagem utilizada na calibração da força na pinça. 152
5.19 Gráficos força x tempo, pressão x tempo e força x pressão no ensaio quase-estático de calibração. 152
5.20 Gráfico força x pressão para ensaio quase-estático de calibração. 153
5.21 Fluxograma do programa KRAUSST. 154
5.22 Geometria das pastilhas testadas. 155
5.23 Pontos de medição de temperatura nas pastilhas. 156
5.24 Temperatura no ponto 2 para ensaio TKD1 completo. 159
5.25 Temperaturas no 1º ciclo do ensaio TKD1. 160
5.26 Coeficiente de atrito no 1º ciclo do ensaio TKD1. 161
5.27 Temperaturas nas posições 2 e 4 para TKD2 completo. 162
5.28 Força medida no transdutor para TKD2 completo. 163
5.29 Força medida no transdutor para o ciclo 1 de TKD2. 164
5.30 Coeficiente de atrito para o ciclo 1 de TKD2. 165
5.31 Pressão medida no transdutor para o ciclo 1 de TKD2. 166
5.32 Temperaturas no ciclo 1 de TKD2. 167
5.33 Temperaturas no ciclo 5 de TKD2. 168
5.34 Coeficiente de atrito no ciclo 5 de TKD2. 169
5.35 Temperaturas nas posições 2 e 4 para TKD3 completo. 170
5.36 Temperaturas obtidas para o ciclo 1 de TKD3. 171
5.37 Temperaturas obtidas para o ciclo 4 de TKD3. 172
5.38 Temperaturas obtidas para o ciclo 5 de TKD3. 173
5.39 Coeficiente de atrito obtido para o ciclo 1 de TKD3. 174
5.40 Coeficiente de atrito obtido para o ciclo 4 de TKD3. 175
5.41 Coeficiente de atrito obtido para o ciclo 5 de TKD3. 176

Lista de Tabelas

2.1 Resistência em Curva de Veículos Ferroviários 40
2.2 Rampa compensada (aclive) 41
2.3 Rampa compensada (declive) 41
2.4 Resultados do programa TRANSF. 47

3.1 Temperaturas atingidas nos testes entre sapatas - ^{o}C [32] 54
3.2 Coeficientes combinados de convecção e radiação - Unidades [$\frac{W}{m^2 \cdot ^oC}$]. 63
3.3 Resultados para a região 1 - C.P. nº 19 desconsiderado devido a necessidade de manutenção. 80
3.4 Resultados para região 2. 80
3.5 Resultados para região 3. 80
3.6 Resultados de Ensaio de Fadiga. 82
3.7 Tensões segundo Bruner [12] 89

4.1 Classificação das Rodas Ferroviárias segundo sua utilização. 89
4.2 Composição química dos aços de rodas ferroviárias. 89
4.3 Faixa de Dureza do Aço em Rodas Ferroviárias. 91
4.4 Comparação entre o raio atômico do carbono e os vãos da estrutura do ferro. 103
4.5 Composição química da roda P 1007 - Nº 862608 corrida B - 8626; utilizada para o ensaio de fadiga sob flexão alternada 103
4.6 Composição química de duas rodas classe C. 107
4.7 Micro-análise das inclusões em aços classe B. 110
4.8 Resistência das rodas classe C. 134
4.9 Desvio porcentual da força de frenagem em cada roda, em relação à média geral da composição [35]. 137

5.1 Ensaio padrão Chase para pastilhas de cobre sinterizado. 143
5.2 Características dos transdutores de carga utilizados no ensaio Krauss. 144
5.3 Características básicas do módulo 2120A. 147
5.4 Comparação entre os valores reais e os obtidos através do transdutor de força. 150
5.5 Resultados do ensaio para aferição do termopar. 155
5.6 Valores utilizados para ensaio Krauss 1, 2 e 3. 155

Lista de Símbolos

a = distância do centro de gravidade ao pinhão

a_c = tamanho crítico da trinca

A = altura da flange

A = área de troca de calor (cap. 3)

A = área do cilindro de freios (ítem 2.3 e 2.5)

A_{cA} = área do cilindro hidráulico

A = fator de amplificação (cap. 5)

$A = \xi \cdot [\frac{I}{R^2} + m]$ - (ítem 1.8.1 a 2.8.4)

b = espessura da flange

B = b (ítem 2.8.5)

C_p = capacidade térmica

d = altura do centro de gravidade da caixa

d = diâmetro do corpo de prova (ítem 3.3)

D = diâmetro da roda

D_C = diâmetro do cubo

d_e = desaceleração

D = diâmetro característico (ítem 3.2.1)

e = comprimento do corpo de prova

e = distância do centro de gravidade à roda

E = eficiência da timoneria

E = tensão elétrica de entrada na ponte de Whetstone (cap. 5)

EC(t) = energia cinética de um veículo em t

ECR(t) = energia cinética de rotação de um veículo em t

ECT(t) = energia cinética de translação de um veículo em t

EP(t) = energia potencial de um veículo em t

E(t) = energia total de um veículo em t

f = altura do centro de gravidade do pinhão

f(a,w,t) = fator de forma do material trincado

F = fator de forma geométrica (ítem)

$f_{ij}(\theta)$ = fator de posição

F_T = fator de temperatura

F_{am} = força de atrito máxima

F_r = força de frenagem

F_{ret} = força de retardamento

F_s = força na sapata

F_{ch} = força no cilindro hidráulico

F = tensão de saída da célula de força em mV (ítem 5.4)

g = aceleração da gravidade

G = espessura do aro

G_r = número de Grashof

h_T = altura do centro de gravidade da travessa

$\overline{h}$ = coeficiente combinado de troca de calor por radiação e convecção

h_c = coeficiente de troca de calor por convecção

$\overline{h}_c$ = coeficiente médio de troca de calor por convecção

$\overline{h}_r$ = coeficiente médio de troca de calor por radiação

I_{alma} = inércia da alma

I_{flange} = inércia da flange

I_3 = inércia da parte 3 do eixo

I_r = inércia da parte sob rolamento do eixo

I_{roda} = inércia da roda

I_{aro} = inércia do aro

I_{cubo} = inércia do cubo

I_{eixo} = inércia total do eixo

I_{ro} = inércia total do veículo

i = inclinação percentual

I = momento de inércia de área (cap. 3)

I = momento de inércia total das massas girantes

j = altura do centro de gravidade do truque = p + q (fig. 2.20)

k_{ar} = condutibilidade térmica do ar

k = condutibilidade térmica do material da roda

k_I = fator de intensificação de tensões no modo I

k_{max} = fator de intensificação de tensão para σ_{max}

k_{min} = fator de intensificação de tensão para σ_{min}

L = largura do aro

m_2 = massa da travessa

m = massa do vagão (ítem 2.10)

m_t = massa do veículo

m_3 = massa do truque sem a travessa

m_{eq} = massa equivalente

m = massa por roda

M_f = momento fletor

N_i = espessura da alma

$N = N_i$ (ítem 2.8.5)

N_e = número de eixos

n = número de sapatas

N_u = número de Nusset

$\overline{N_u}$ = número de Nusset médio

P = comprimento do cubo (ítem 2.8.5)

P_{max} = fundo de escala de pressão (cap. 5)

P_r = número de Prandtl

P_{ton} = peso em toneladas

Pr_{ar} = número de Prandtl do ar

P = carga de solicitação à fadiga (ítem)

P_o = peso perpendicular da rampa

P_n = peso por eixo

P = peso por roda (cap. 2)

P_T = peso total do veículo ferroviário

PF = potência de frenagem

P_{ch} = pressão no cilindro hidráulico

p = pressão no cilindro de freios

P_f = saída da célula de força em kgf

P = saída das células de pressão (cap. 5)

q_c = calor trocado por convecção/tempo

q_r = calor trocado por radiação

r_o = raio do disco

r_c = raio no qual o número de Reynolds é 5.10^5

R_{ext} = raio externo de um cilindro

R_{int} = raio interno de um cilindro oco

R_m = raio médio das massas girantes

R_{xA} = força na direção x no pinhão A devida à desaceleração da caixa do vagão

R_{xB} = força na direção x no pinhão B devida à desaceleração da caixa do vagão

R_{xC} = força na direção x no pinhão C devida à desaceleração da caixa do vagão

R_{xD} = força na direção x no pinhão D devida à desaceleração da caixa do vagão

R_{xCT} = força na direção x na roda C devida à travessa do truque

R_{xCR} = força na direção x na roda C devida ao truque

$R_{xC\ total}$ = força na direção x na roda C total

R_{xDR} = força na direção x na roda D devida ao truque

R_{xDT} = força na direção x na roda D devida à travessa do truque

$R_{xD\ total}$ = força na direção x na roda D total

R_{xE} = força na direção x na roda E devida à caixa do vagão

R_{xER} = força na direção x na roda E devida ao truque

$R_{xE\ total}$ = força na direção x na roda E total

R_{xET} = força na direção x na roda E devida à travessa

R_{xF} = força na direção x na roda F devida à caixa do vagão

R_{xFT} = força na direção x na roda F devida à travessa

$R_{xF\ total}$ = força na direção x na roda F total

$R_{yD\ total}$ = força na direção y na roda D total

$R_{yC\ total}$ = força na direção y na roda C total

$R_{yE\ total}$ = força na direção y na roda E total

R_{yE} = força na direção y na roda E devida à desaceleração da caixa do vagão

R_{yET} = força na direção y na roda E devida à travessa

R_{yER} = força na direção y na roda E devida ao truque

$R_{yF\ total}$ = força na direção y na roda F total

R_{yF} = força na direção y na roda F devida à desaceleração da caixa do vagão

R_{yFT} = força na direção y na roda F devida a travessa

R_{yFR} = força na direção y na roda F devida ao truque

R_{yA} = força no pinhão A devido à desaceleração da caixa do vagão, na direção y

R_{yB} = força no pinhão B devido à desaceleração da caixa do vagão, na direção y

R_{yCT} = força na roda C, na direção y, devida à travessa

R_{yCR} = força na roda C, na direção y, devida ao truque

R_{yDT} = força na roda D, na direção y, devida à travessa

R_{yDR} = força na roda D, na direção y, devida ao truque

R_{xA} = força no rodeiro A, na direção x, devido à caixa do vagão

R_{yA} = força no rodeiro A, na direção y, devido à caixa do vagão

R_{xC} = força no rodeiro C, na direção x, devido à caixa do vagão

R_{yD} = força na roda D, na direção y, devido à caixa do vagão

R = resistência ao rolamento (ítem 2.9.1)

R = relação de alavancas

R_e = número de Reynolds

R_c = resistência em curva

R_{ol} = resistência ao rolamento de uma locomotiva/ton

$R_{ol\ total}$ = resistência ao rolamento de uma locomotiva total

R_{ov} = resistência ao rolamento de um vagão/ton

$R_{ov\ total}$ = resistência ao rolamento de um vagão total

R_{ot} = resistência ao rolamento total

$R = R_m$ (ítem 2.7)

s(t) = coordenada na direção do movimento em rampa

S_e = limite de escoamento

S_n = limite de resistência à fadiga

S_r = limite de resistência à tração

T_1 = temperatura de resfriamento na curva C.C.T.

T_2 = temperatura de resfriamento na curva C.C.T.

T = temperatura da superfície de troca de calor

T_1 - T_2 = diferença de teperatura de troca de calor

T_s = temperatura da superfície de troca de calor

T_∞ = temperatura de um ponto distante da superfície da superfície de troca de calor

t_i = tempo no início da frenagem

V = velocidade (caps. 2, 3 e 4)

V_i = velocidade inicial no processo de frenagem

V = tensão elétrica de saída na ponte de Wheatstone (cap. 5)

V_o= tensão de saída das células

vol = volume

w = velocidade angular das massas girantes.

y(t) = altura média do veículo no instante t

α = angulo de inclinação da rampa

α_c = rampa compensada ou equivalente

α_e = rampa devido a curvatura da via

β = coeficiente de expansão térmica

ρ = densidade volumétrica

ϵ = emissividade do corpo

$\mathcal{F}_{1-2}$ = fator de forma para radiação

σ = constante de Stefam-Boltzman

σ_m = tensão média de solicitação

σ_a = amplitude de tensão de solicitação

σ_f = 2 x σ_a = faixa de solicitação

σ = tensão de solicitação à fadiga (ítem 3.3.2)

σ_{ij} = tensão de solicitação no ponto (i,j)

σ_{max} = valor máximo da tensão de solicitação alternada

σ_{min} = valor mínimo da tensão de solicitação alternada

$\Delta k = k_{max} - k_{min}$

$\Delta\ k_{TH}$ = nível mínimo necessário para que ocorra a propagação de trincas

μ = coeficiente de atrito sapata-roda

μ = viscosidade dinâmica

μ_{RT} = coeficiente de atrito roda-trilho

ϕg = calor gerado na interface sapata-roda

ϕ = parte do calor gerado na interface sapata-roda que entra na roda

ϕ_{AI} = fluxo de calor para condição limite antes do tratamento

ξ = fração do calor que entra na roda

$\upsilon = \upsilon_{ar}$

υ_{ar} = viscosidade cinemática do ar

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

Em 1804, quando Richard Trevithic transportou 10 toneladas de ferro fundido, 10 vagões e 70 homens com sua locomotiva sobre os trilhos de uma mina [15] provavelmente não esperava que as experiências que fazia levariam a um desenvolvimento tão acelerado do mundo nos anos que se passaram. Evans, construtor americano de máquinas a vapor, previa " haverá um dia em que as pessoas viajarão em máquinas a vapor, de uma cidade para outra, quase tão depressa quanto os pássaros ". O que se vê hoje, apesar de não mais serem utilizadas máquinas a vapor, é que o progresso alcançado nos dois últimos séculos está estreitamente ligado ao desenvolvimento ferroviário.

Os grandes construtores do século XIX dificilmente poderiam imaginar a quantidade de veículos existentes e de carga transportada nos dias de hoje. Só no Brasil, em uma malha ferroviária pequena pela sua extensão e necessidade, existem [4] nas 5 principais ferrovias: 2100 locomotivas, 71500 vagões de carga e cerca de 3000 carros de passageiros. Estes dados não levam em conta os sistemas metroviários. No ano de 1990 foram transportadas 222,3 milhões de toneladas úteis e 561 milhoes de passageiros.

Seria de se esperar que, com o desenvolvimento e crescimento das ferrovias, problemas fossem surgindo tanto na área técnica como na administrativa. Os problemas na área administrativa têm sido estudados e sua descrição não faz parte dos objetivos desta dissertação. Os problemas na área técnica são muitos e são necessários estudos individuais antes de relacioná-los ao conjunto. Dentre os muitos ramos técnicos na ferrovia o projeto mecânico merece destaque. Os veículos ferroviários têm sido aperfeiçoados e novos projetos têm surgido em função da utilização. Trens têm alcançado velocidades espantosas, cargas cada vez maiores têm sido transportadas (Carajás tem 200 vagões de 120 toneladas por composição) e estes recordes algumas vezes têm causado novos problemas. Um problema comum entre os veículos ferroviários mais diversos é o de falhas em rodas.

Uma roda ferroviária, como se sabe, pode não ser apenas elemento de apoio ao peso do veículo. Nos veículos com frenagem por atrito na própria roda esta serve também como tambor de freio, ou seja, é utilizada para dissipar o calor gerado devido à variação da Energia Cinética do veículo. Este calor que entra na roda pode gerar problemas diversos tais como mudanças estruturais, redução de resistência mecânica, aumento de tensões residuais e outros. Estes problemas, em alguns casos, chegam a ter efeitos catastróficos (como no caso de quebra de rodas), onde os danos econômicos são elevados e existe também o risco de vida para passageiros e condutores. A bibliografia dedicada a estes problemas é extensa e relata os esforços em direção a uma solução, nem sempre bem sucedidos. A magnitude de alguns desses problemas pode ser entendida através dos dados das ferrovias brasileiras.

O Instituto de Pesquisas Tecnológicas, em um trabalho para a Rede Ferroviária Federal [20] sobre trincas em rodas na SR-3, relata a ocorrência de 40 acidentes em 1987, cuja causa foi quebra de rodas. Trincas na flange é o principal tipo de defeito encontrado.

A Companhia Vale do Rio Doce possui a mais moderna estrada de ferro do país: a Estrada de Ferro Carajás. Esta estrada é utilizada no transporte de minérios das minas até São Luiz do Maranhão. Segundo um relatório recente [16], 95% da frota da ferrovia foi atingido por problemas de escamação (tratado nesta dissertação). O problema surgiu após os vagões terem percorrido 70000 km (a vida média de uma roda esta

acima de 1 milhão de quilometros). O custo de uma das rodas utilizadas (38 pol. classe C) é de cerca de 1000 dólares. O relatório sugere elevada carga mecânica agravada pela frenagem como principal suspeita de causar os danos.

Um veículo em Carajás trafega com velocidades entre 30 e 80 km/h em um período de 16 horas/dia. Informações atuais dão conta de uma vida média de cerca de 800 mil km por roda. Uma roda normal alcança 1200 mil km, sob carga mecânica semelhante em ferrovias não tão modernas. Um aumento na vida média das rodas em Carajás de forma a reduzir os defeitos em 10% levaria a uma vida de 840 mil km e uma economia de 400 mil dólares/ano. Problemas e possibilidades como estas são a principal motivação deste trabalho.

Diversos outros casos têm sido relatados e os problemas são também diversos, no entanto o estudo dos problemas esbarra tanto na quantidade destes quanto na não existência de literatura nacional na área.

Os objetivos principais desta dissertação são:

- Mostrar os problemas devidos ao aquecimento em rodas ferroviárias, como ocorrem e porque ocorrem, tornando-se um guia para estudos iniciais na área tanto para o meio acadêmico como para o ferroviário;
- Definir as principais Linhas de Pesquisa a serem desenvolvidas na continuidade do estudo dos problemas de rodas;
- Realizar os estudos iniciais nas principais linhas através dos ensaios de fadiga, ensaios micrográficos, cálculo da distribuição de temperaturas e construção de um dispositivo de ensaios padrão Krauss para pesquisas sobre o coeficiente de atrito de sapatas de freio.

Busca-se também que estes primeiros passos contribuam na coleta de subsídios à continuidade dos estudos, permitindo que os pesquisadores se concentrem na continuação dos trabalhos.

Os capítulos desta dissertação seguem uma sequência lógica de estudo. Apenas o capítulo 5 foge da linha inicial ao tratar do problema do coeficiente de atrito das sapatas e as temperaturas alcançadas durante um ensaio padrão Krauss.

O capítulo 2 é um estudo do fluxo de calor gerado durante a frenagem para os tipos mais comuns de aplicação de freios, fala dos fatores que auxiliam e prejudicam as frenagens. Os cálculos mostram ser razoável a espectativa de até 37,3 kW (50 HP) de calor gerado e mostram sere também pequena a influência da transferência de massa, embora importante. Estimativas da potência de frenagem adicional requerida para frear as massas girantes em um vagão em um vagão são feitas. Um exemplos de cálculo da resistência ao movimento e resistência em curva é mostrado e a variação na força de frenagem necessária é calculada.

O capítulo 3 é um estudo dos efeitos deste fluxo nas temperaturas das rodas e o efeito destas temperaturas nas propriedades mecânicas dos materiais. Um programa denominado Ansys, que faz uso do método dos elementos finitos, foi utilizado no cálculo das distribuições de temperatura para condições características das ferrovias sob hipóteses simplificadoras. A variação das tensões internas devido a expansão causada pelo aumento da temperatura é mostrada através de trabalhos feitos. A fadiga devido as tensões é estudada e é proposto um método muito conhecido para verificação da segurança dos carregamentos térmicos e mecânicos combinados: o diagrama de Goodman. Ensaios de fadiga e tração são mostrados e os resultados destes levam ao traçado de uma primeira estimativa para cargas de segurança em rodas.

O capítulo 4 é um longo estudo que parte da teoria sobre propriedades dos aços e elementos de liga, afim de servir de base para o estudo dos problemas de transformação estrutural tratados a seguir. São mostrados os principais problemas encontrados e comentadas as possíveis causas. É, sem dúvida, a parte mais importante do trabalho.

O capítulo 5 trata da construção de um dispositivo de teste de sapatas de freios normalizado. Estudos do coeficiente de atrito são feitos e a temperatura na superfície do disco e nas pastilhas são medidas. O coeficiente de atrito é relacionado à temperatura na pastilha para os 3 tipos de sapatas testadas.

A Unicamp tem condições de prosseguir os estudos em todas as linhas de pesquisa mencionadas nesta dissertação e o trabalho será grandemente facilitado pela construção do Banco Dinamométrico de Freios Ferroviários, parte de um convênio entre as ferrovias brasileiras (CVRD, RFFSA e FEPASA) e o Laboratório de Freios Ferroviários, do Departamento de Projeto Mecânico da FEM (Faculdade de Engenharia Mecânica).

Durante a dissertação são utilizados termos correntes nas ferrovias brasileiras para designar partes da roda. Estes termos estão representados na figura 1.1.

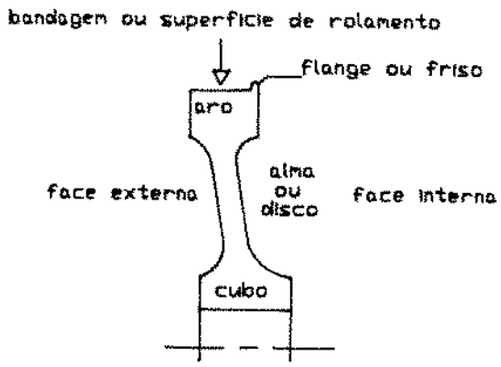


Figura 1.1: Nomenclatura para rodas ferroviárias.

É importante notar que muitos dos problemas abordados nesta dissertação têm causas complexas mas soluções relativamente simples. A partir do momento que um problema é compreendido, os procedimentos que levarão à sua solução geralmente não são onerosos e demandam mais vontade política do que grandes investimentos. Como exemplo pode-se citar a escamação em rodas com freio isolado. Neste caso, se o material atende às especificações, a causa mais evidente é a sobrecarga e a solução é diminuir o peso por roda ou aumentar o diâmetro da roda.

Capítulo 2

ANÁLISE DA FRENAGEM FERROVIÁRIA

2.1 Frenagem de Veículos Ferroviários

Um veículo ferroviário, assim como os veículos rodoviários, utiliza-se dos freios de atrito para frear. Diferentemente dos veículos rodoviários, no entanto, um veículo (ou uma composição) ferroviária pode ter outros tipos de freios.

Os principais tipos de freios ferroviários são [36]:
- freio de sapata (atrito)
- freio a disco (atrito)
- freio elétrico (dinâmico ou regenerativo)
- freio magnético
- freio a "corrente parasita"

O tipo mais utilizado nas ferrovias brasileiras, ainda que na maioria dos casos em conjunto com outros tipos, é o de sapata. No país apenas sistemas mais modernos de tráfego urbano têm utilizado o freio a disco, de custo elevado. O freio dinâmico, baseado no princípio de que um motor elétrico também pode ser um gerador, é o tipo de freio que dissipa a energia cinética do veículo ferroviário em um banco de resistências ou a devolve para a linha de energia (no caso de veículos elétricos). Este tipo de freio evidentemente só pode ser utilizado pelos veículos motores. Os freios magnéticos, geralmente auxiliares dos freios de atrito, têm este nome devido a um conjunto de bobinas acopladas a sapatas que se arrastam contra o trilho. Quando as bobinas são energizadas estas forçam as sapatas colocadas sobre os trilhos, o que freia o veículo. O freio a corrente parasita se baseia na interação entre um conjunto de bobinas e o trilho. Uma corrente parasita é gerada no trilho devido a um campo magnético criado pelas bobinas, o que gera uma força no sentido de frear o veículo.

2.2 Freios de Sapata

Os problemas em rodas ferroviárias tratados nesta dissertação estão relacionados aos freios de sapata que, conforme citado, são os freios mais utilizados nas ferrovias brasileiras.

O freio de sapata se baseia no atrito entre a sapata e a roda. A frenagem por atrito transforma a energia cinética da roda em outras formas de energia, sendo a principal delas o calor. Um esquema do

conjunto sapata-roda é apresentado na figura 2.1.

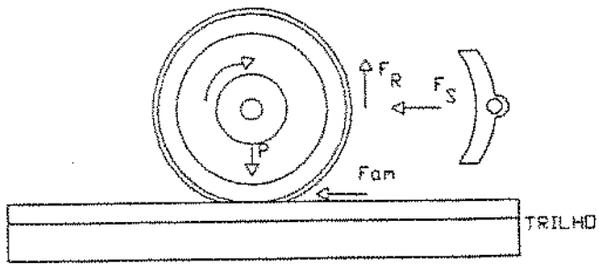


Figura 2.1: Forças na roda.

A partir deste esquema pode-se notar que tanto os valores de F_S, força nas sapatas, e F_r, força de frenagem, como valores de P, peso por roda, e F_{am}, força de atrito máxima para não ocorrer deslizamento, estão relacionados. Em ambos os casos o fator que os relaciona é o coeficiente de atrito entre as superfícies onde estão aplicados. No primeiro caso o coeficiente de atrito entre a sapata e roda multiplicado pelo valor de F_S dá o valor de F_r e no segundo coeficiente de atrito entre a roda e a superfície do trilho multiplicado pelo peso por roda do veículo dá o valor de F_{am}.

A quantidade de calor gerada pelo atrito entre as superfícies é função das superfícies em contato, da força que as atrita, da velocidade da roda e do tempo de frenagem. No caso do atrito sapata-roda pesquisas têm demonstrado que, em condições de utilização semelhante, sapatas não metálicas chegam a ter um coeficiente de atrito duas vezes superior ao de sapatas metálicas e que, ainda nestas condições, as temperaturas máximas alcançadas no interior da roda usando as primeiras são bem menores. Além da magnitude das temperaturas no interior da roda a superfície desta também tem pontos onde existem picos de temperaturas, chamados pontos quentes (Hot Spots). A comparação entre as temperaturas desses pontos quando da utilização dos dois tipos de sapatas mostra que as sapatas não metálicas não criam temperaturas passíveis de causar problemas na roda, o que não se pode dizer das sapatas metálicas [17].

2.2.1 Acionamento dos Freios de Sapata

Os freios de atrito por sapata normalmente utilizados nas ferrovias brasileiras são acionados por um sistema de ar comprimido. Um compressor, localizado na locomotiva, supre ar para todo o trem e um complexo sistema de controle comandado pelo maquinista é responsável por sua aplicação ao longo da composição. A figura 2.2 mostra um esquema simplificado de um sistema de freios de uma locomotiva e o encanamento geral que leva o ar aos demais componentes da composição.

Neste esquema um compressor mantém sob pressão constante o reservatório principal e este mantem as linhas 1,2 e 3 cheias de ar. A linha 1 é a linha que permite ao maquinista o acionamento dos freios da locomotiva sem aplicar os freios dos demais veículos, já que o encanamento geral não é influenciado pela atuação nesta linha. O maquinista, através do manipulador independente, pode permitir a passagem do ar que atravessará a válvula de retenção dupla e atuará a valvula relé. Esta válvula, existente nos veículos com mais de um cilindro de freio, permitirá a passagem do ar do reservatório principal diretamente para os cilindros, possibilitando a frenagem na locomotiva. Pela atuação do manipulador automático as válvulas tríplices de todos os veículos da composição se abrem dando passagem ao ar contido no reservatório auxiliar de cada veículo, o que aplica os freios. No caso da locomotiva com diversos cilindros de freio o ar vem do reservatório principal, da mesma forma que atuando o manipulador independente. Conforme visto na figura 2.2 o ar que atravessa o manipulador não controla diretamente a redução de pressão no encanamento geral e sim a de um reservatório chamado reservatório equilibrante. Esta redução é repetida para o encanamento geral através de um pistão

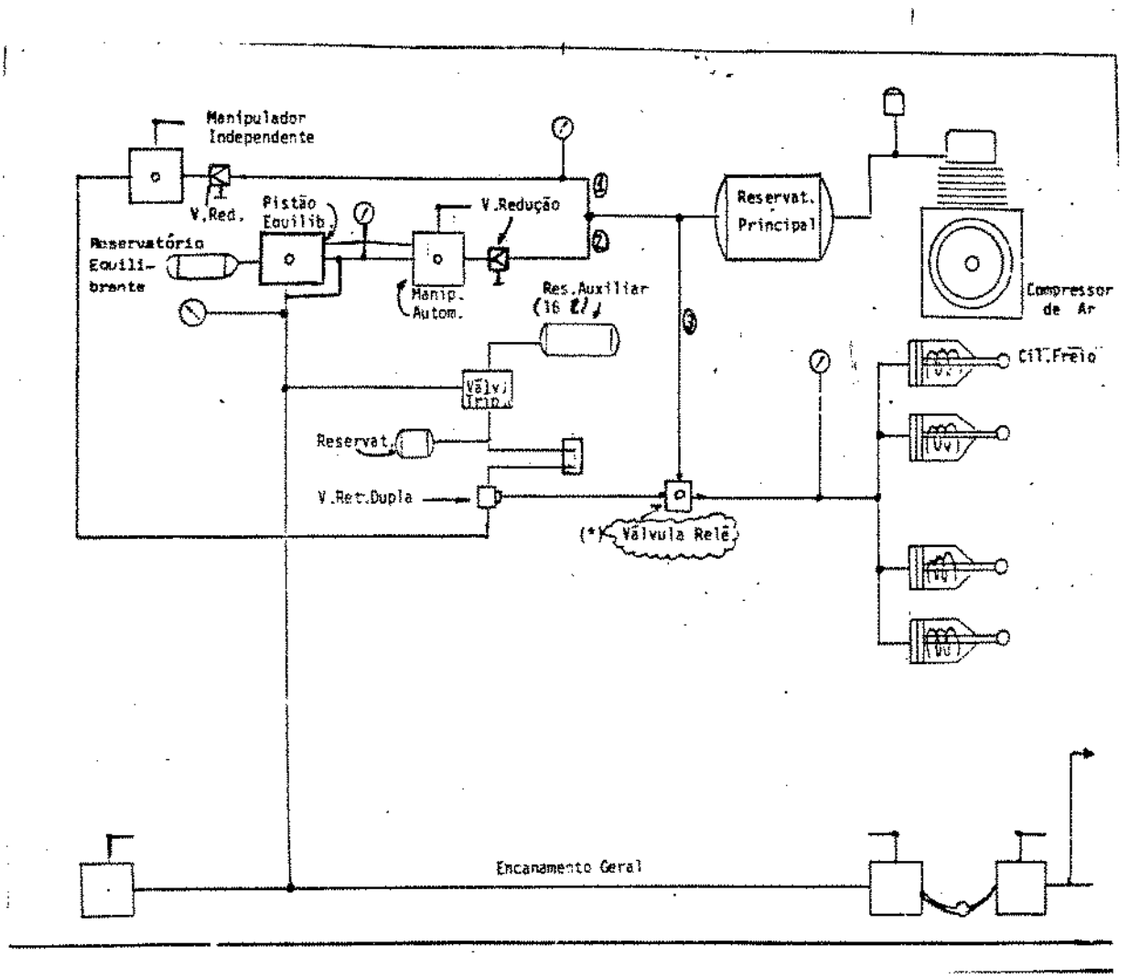


Figura 2.2: Esquema pneumático de aplicação de freios para uma locomotiva [36].

denominado pistão equilibrante. O encanamento geral leva o ar aos demais veículos da composição e a ligação entre os veículos é feita através de mangueiras, na eventualidade da quebra de mangueira ou vazamento acentuado, os freios serão automaticamente acionados.

2.3 Pressão X Força de Frenagem

A força F_S, e portanto a força F_r, depende da pressão no cilindro de freio e da área útil do seu pistão. A área do pistão é função do projeto do sistema e não é uma variável para diferentes aplicações de freio. Já a pressão no cilindro varia conforme a redução de pressão determinada pelo manipulador.

Seja p a pressão no cilindro de freios de um veículo ferroviário. Esta pressão, agindo sobre a área do pistão do cilindro de freios, faz com que este se desloque aplicando contra a resistência das alavancas de multiplicação de forças um força F = Pressão x Área do Pistão. Para um sistema de alavancas com eficiência na transmissão de forças de valor E e coeficiente de multiplicação de forças de valor R, tem-se:

$$F_S = p \,.\, A \,.\, R \,.\, E \tag{2.1}$$

No caso de um número N de cilindros de freio, tem-se [36]:

$$F_S = p \,.\, A \,.\, R \,.\, E \,.\, N \tag{2.2}$$

A figura 2.3 mostra o esquema para 1 cilindro de freios:

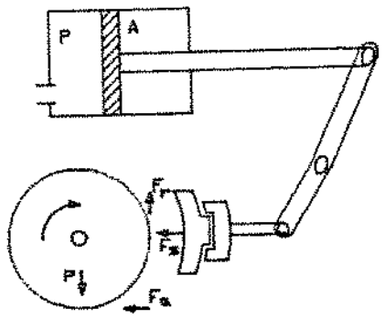


Figura 2.3: Esquema de aplicação dos freios de sapata.

Desta forma, considerando μ o coeficiente de atrito entre a sapata e a roda, a força F_r será:

$$F_r = p \,.\, A \,.\, R \,.\, E \,.\, N \,.\, \mu \tag{2.3}$$

A força de atrito F_a na interface roda-trilho tem a cada instante, para uma velocidade constante, o valor de F_r desde que não ocorra deslizamento. Esta força é a que atua no sentido de frear o veículo.

2.4 Potência de Frenagem (PF)

A quantidade de calor que entra na roda é função da potência de frenagem no veículo que é dada por:

$$PF = F_{rat}(t).V(t) \tag{2.4}$$

onde: F_{ret} = Força de Retardamento do Veículo
V = Velocidade do veículo.

Para o caso de uma roda tem-se:

$$PF(t) = \frac{F_{ret}(t).V(t)}{n} \tag{2.5}$$

onde: n = $n^{\underline{o}}$ de sapatas

O calor gerado na interface sapata-roda é:

$$\phi_g(t) = PF(t) \tag{2.6}$$

O calor que entra na roda é dado por:

$$\phi(t) = \xi \,.\, \phi_g(t) \tag{2.7}$$

onde: ξ = fração do calor gerado que entra nas rodas.

Assim, o calor que entra na roda é função da velocidade e da força de retardamento a cada instante e vale:

$$\phi(t) = \frac{\xi \,.\, F_{ret}(t) \,.\, V(t)}{n} \tag{2.8}$$

Para o caso de uma roda temos $\frac{F_{ret}(t)}{n} = F_r(t)$ e assim o fluxo de calor para uma roda a partir de uma dada pressão no cilindro de freio é:

$$\phi(t) = \xi \,.\, F_r(t) \,.\, V(t) \tag{2.9}$$

2.5 Força de Retardamento Máxima

Um veículo ferroviário deve frear sem sofrer deslizamento (travar as rodas). A fim de que isto seja possível a força de frenagem não pode ultrapassar o valor da força de atrito máxima, ou seja (Fig. 2.4):

$$F_{am} \geq F_r \quad ou \quad F_r \leq \mu_{RT}.P \tag{2.10}$$

onde: μ_{RT} = coeficiente de atrito roda-trilho

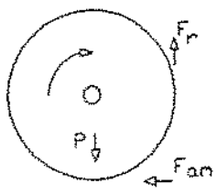


Figura 2.4: Força de frenagem e força de atrito máxima.

A força de retardamento é a somatória das forças de frenagem em todas as rodas do veículo (Fig. 2.5).

Desta forma a força de retardamento máxima é dada por:

$$F_{ret} = n.F_r \leq n.\mu_{RT}.P = \mu_{RT}.P_T \tag{2.11}$$

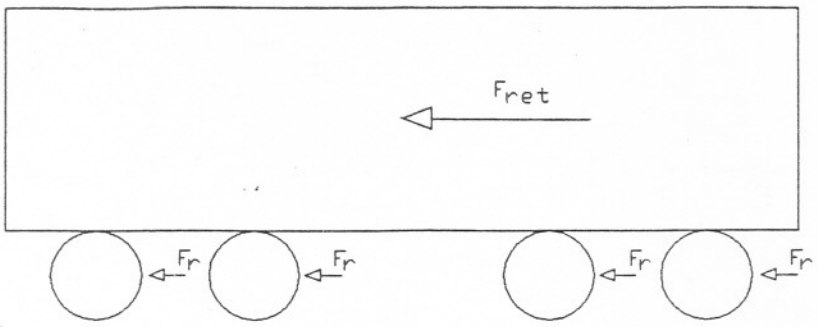


Figura 2.5: Força de retardamento e força de frenagem.

onde: P_T=Peso Total do Veículo

A pressão que leva a esta força de retardamento é:

$$p = \frac{\mu_{RT}.P_T}{A.R.E.N.\mu} \tag{2.12}$$

Esta pressão é função das características do veículo. Para um vagão com P_T=1.172.920 N; A=0,0507m^2; R=7,71; μ=0,30; E=60%; μ_{RT}=0,25 e 1 cilindro de freio, p=521 . $10^3 \frac{N}{m^2}$ (75 lb/pol^2).

2.6 Fluxo de Calor Máximo sem Travamento

Substituindo o valor máximo de F_{ret} da equação (2.11) na equação (2.8) tem-se:

$$\phi_M(t) = \frac{\xi.\mu_{RT}.P_T.V(t)}{n} \tag{2.13}$$

Esta equação mostra que o fluxo de calor máximo para a roda sem travamento é ainda função da velocidade, que pode variar com o tempo durante a frenagem.

Para o caso em que o veículo desce uma rampa tem-se (Fig. 2.6):

$$P_0 = P_T \, . \, cos\, \alpha$$

onde: P_0 é o peso que limita a força de atrito. Assim:

$$F_{ret} \leq \mu_{RT}.P_o = \mu_{RT}.P_T.cos\, \alpha \tag{2.14}$$

e

$$\phi_M(t) = \frac{\xi.\mu_{RT}.P_T.cos\, \alpha.V(t)}{n} \tag{2.15}$$

2.7 Abordagem Energética

Para se chegar ao valor gerado durante uma frenagem qualquer deve-se levar em conta a variação da energia total do veículo ferroviário. Seja um veículo descendo uma rampa conforme a Fig. 2.6. A energia total num dado instante é:

$$E(t) = EC(t) + EP(t) \tag{2.16}$$

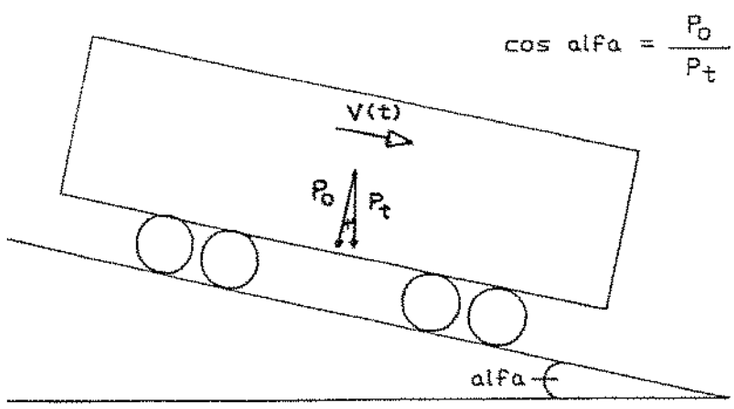


Figura 2.6: Veículo descendo uma rampa.

onde: EC(t) = Energia Cinética do veículo no instante t
EP(t) = Energia Potêncial do veículo no instante t

A Energia Cinética deste veículo é composta de Energia de Rotação (ECR) e Energia de Translação (ECT). Assim:

$$E(t) = ECR(t) + ECT(t) + EP(t) \tag{2.17}$$

Estas energias são dadas por:

$$ECR(t) = \frac{1}{2}.I.w^2 = \frac{1}{2}.I.(\frac{V(t)}{R})^2 \tag{2.18}$$

$$ECT(t) = \frac{1}{2}.m_T.V^2(t) \tag{2.19}$$

$$EP(t) = m_T.g.y(t) \tag{2.20}$$

onde: m_T= Massa do veículo
g= Aceleração da Gravidade
w= Velocidade Angular das massas girantes
y(t)= Altura do centro de gravidade do veículo
I= Momento de Inércia Total das massas girantes
R= Raio da Roda.

A parte do calor gerado durante a frenagem que entra na roda, como já foi dito, é função da potência de frenagem. Esta nada mais é do que a variação da énergia do veículo com o tempo de tal forma que:

$$\phi(t) = \xi \, . \, PF(t) = \xi \frac{dE(t)}{dt} \tag{2.21}$$

A altura y(t) pode ser substituída pelo deslocamento na direção do movimento s(t), de forma que :

$$y(t) = s(t).sen\alpha \tag{2.22}$$

Substituindo (2.18), (2.19), (2.20) e (2.22) em (2.21) e tomando a derivada tem-se que:

$$\phi(t) = \xi[\frac{I}{R^2}.V(t).\frac{dV}{dt}(t) + m.V(t).\frac{dV}{dt}(t) + m.g.sen\,\alpha.V(t)] \tag{2.23}$$

onde: m = $\frac{m_T}{n}$

ou

$$\phi(t) = \xi.[\frac{I}{R^2}.V(t).d_e + m.V(t).d_e + m.g.sen\,\alpha.V(t)] \tag{2.24}$$

A equação (2.24) mostra que o fluxo de calor para a roda é função das dimensões desta, da velocidade do veículo, do seu peso, de sua desaceleração e da rampa na qual está, se esta existir.

2.8 Fatores que Influenciam o Fluxo de Calor

2.8.1 Inclinação da Rampa

O efeito da Rampa no fluxo de calor pode ser demonstrado em uma frenagem a velocidade constante ($d_e = 0$). Para este caso a equação 2.24 torna-se:

$$\phi(t) = \xi\,.\,m\,.\,g\,.\,V\,.\,sen\,\alpha \tag{2.25}$$

O fluxo de calor para este caso é variável apenas com a inclinação para um dado veículo, supondo ξ constante.

As rampas em ferrovias, para veículos que utilizam o freio de atrito como principal, raramente superam 2%, ou seja tg $\alpha \leq 0,02$. Para estas inclinações sen $\alpha \cong tg\,\alpha \cong \frac{i}{100}$, onde i é a inclinação percentual da rampa. Assim:

$$\phi(t) = \phi = \frac{\xi\,.\,m\,.\,g\,.\,V\,.\,i}{100} \tag{2.26}$$

A figura 2.7 mostra o fluxo de calor ϕ como função da inclinação i para um veículo de 120.00 Kg descendo uma rampa na velocidade de 20 km/h e com ξ=0,7.

2.8.2 Desaceleração

Seja um veículo no plano e que deve ser freado. A equação (2.24) para esse processo torna-se:

$$\phi(t) = \xi.d_e.V(t)[\frac{I}{R^2} + m] \tag{2.27}$$

É sempre desejável que se tenha uma desaceleração constante em um processo de frenagem afim de evitar os efeitos de sua variação, os quais poderiam causar choques de componentes e desconforto, no caso de veículos com passageiros. Para uma desaceleração constante d_{ec} tem-se que a velocidade a cada instante é função da velocidade inicial e do tempo:

$$d_{ec} = \frac{V_i - V(t)}{t - t_i} \tag{2.28}$$

$$y(t) = s(t).sen\alpha \tag{2.22}$$

Substituindo (2.18), (2.19), (2.20) e (2.22) em (2.21) e tomando a derivada tem-se que:

$$\phi(t) = \xi[\frac{I}{R^2}.V(t).\frac{dV}{dt}(t) + m.V(t).\frac{dV}{dt}(t) + m.g.sen\ \alpha.V(t)] \tag{2.23}$$

onde: m = $\frac{m_T}{n}$

ou

$$\phi(t) = \xi.[\frac{I}{R^2}.V(t).d_e + m.V(t).d_e + m.g.sen\ \alpha.V(t)] \tag{2.24}$$

A equação (2.24) mostra que o fluxo de calor para a roda é função das dimensões desta, da velocidade do veículo, do seu peso, de sua desaceleração e da rampa na qual está, se esta existir.

2.8 Fatores que Influenciam o Fluxo de Calor

2.8.1 Inclinação da Rampa

O efeito da Rampa no fluxo de calor pode ser demonstrado em uma frenagem a velocidade constante ($d_e = 0$). Para este caso a equação 2.24 torna-se:

$$\phi(t) = \xi\ .\ m\ .\ g\ .\ V\ .\ sen\ \alpha \tag{2.25}$$

O fluxo de calor para este caso é variável apenas com a inclinação para um dado veículo, supondo ξ constante.

As rampas em ferrovias, para veículos que utilizam o freio de atrito como principal, raramente superam 2%, ou seja tg $\alpha \leq 0,02$. Para estas inclinações sen $\alpha \cong tg\ \alpha \cong \frac{i}{100}$, onde i é a inclinação percentual da rampa. Assim:

$$\phi(t) = \phi = \frac{\xi\ .\ m\ .\ g\ .\ V\ .\ i}{100} \tag{2.26}$$

A figura 2.7 mostra o fluxo de calor ϕ como função da inclinação i para um veículo de 120.00 Kg descendo uma rampa na velocidade de 20 km/h e com ξ=0,7.

2.8.2 Desaceleração

Seja um veículo no plano e que deve ser freado. A equação (2.24) para esse processo torna-se:

$$\phi(t) = \xi.d_e.V(t)[\frac{I}{R^2} + m] \tag{2.27}$$

É sempre desejável que se tenha uma desaceleração constante em um processo de frenagem afim de evitar os efeitos de sua variação, os quais poderiam causar choques de componentes e desconforto, no caso de veículos com passageiros. Para uma desaceleração constante d_{ec} tem-se que a velocidade a cada instante é função da velocidade inicial e do tempo:

$$d_{ec} = \frac{V_i - V(t)}{t - t_i} \tag{2.28}$$

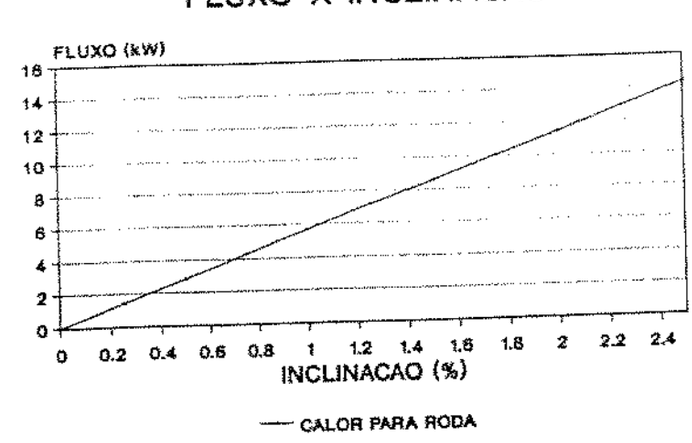


Figura 2.7: Fluxo de calor em função da rampa.

onde: t_i = tempo no início da frenagem
V_i = Velocidade inicial do veículo no processo de frenagem
V_t = Velocidade no instante qualquer t

Considerando $t_i = 0$, ou t = intervalo de tempo desde a frenagem, tem-se:

$$V(t) = V_i - d_{ec}.t \tag{2.29}$$

Substituindo-se em (2.27):

$$\phi(t) = \xi.[\frac{I}{R^2} + m].d_{ec}.(V_i - d_{ec}.t) \tag{2.30}$$

Chamando A = $\xi.[\frac{I}{R^2} + m]$ e substituindo-se em (2.30):

$$\phi(t) = A.(d_{ec}.V_i - d_{dec}^2.t) = A.d_{ec}.V_i - A.t.d_{ec}^2 \tag{2.31}$$

Esta equação mostra que o fluxo de calor em um determinado instante de tempo depende da desaceleração e da velocidade inicial.

Seja um veículo ferroviário com uma velocidade inicial de 60 km/h, massa m de 120000Kg, valor de inércia de giro tal que $\frac{I}{R^2} = 0,1.m$ e porcentagem do calor gerado que entra na roda de 70% ($\xi = 0,7$). A figura 2.8 mostra o fluxo de calor em função da desaceleração para diversos instantes de tempo:

Através da figura 2.8 e eq.(2.31) podemos notar que o fluxo de calor varia seguindo uma parábola com a desaceleração.

2.8.3 Velocidade do Veículo

A velocidade do veículo a cada instante é função da desaceleração e da velocidade inicial. Supondo o mesmo veículo da figura 2.8, com desaceleração constante de 0,25m/s^2 o fluxo de calor em função da velocidade inicial para diversos instantes de tempo é mostrado na figura 2.9.

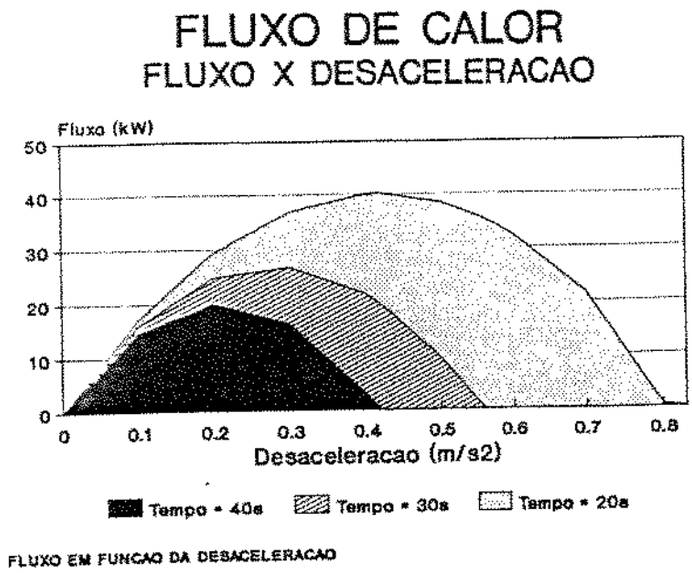


Figura 2.8: Fluxo de calor em função da desaceleração.

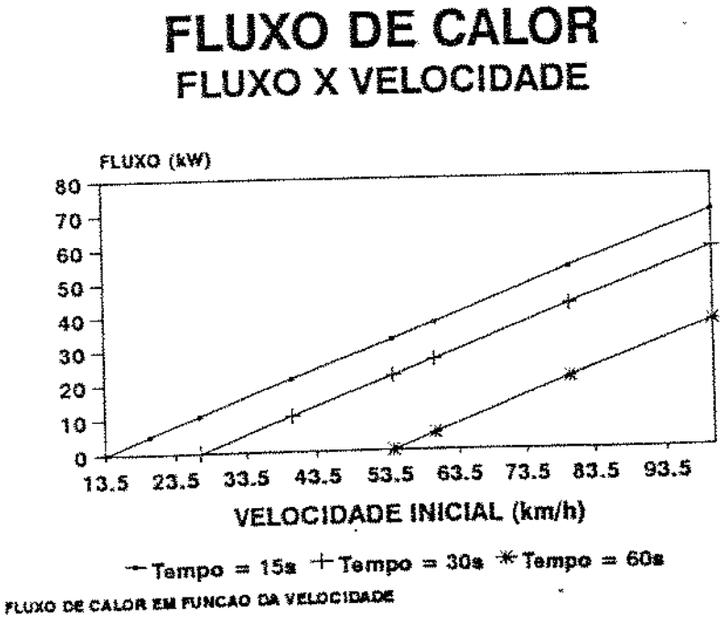


Figura 2.9: Fluxo de calor em função da velocidade.

2.8.4 Tempo de Frenagem

Além dos fatores acima o tempo de frenagem também pode ser considerado a variável para o fluxo de calor. A figura 2.10 mostra o fluxo de calor em função do tempo de frenagem para diversas desacelerações a partir da velocidade de 80 km/h.

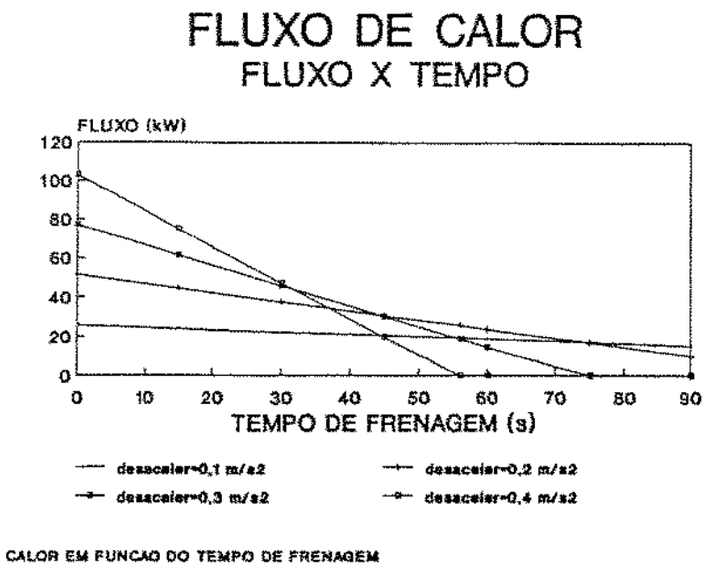


Figura 2.10: Fluxo em função do tempo de frenagem.

2.8.5 Dimensões dos Componentes - O Efeito das Massas Girantes

Em um veículo ferroviário as dimensões de suas rodas e eixos, no caso de um vagão ou carro de passageiros, do rotor de seu motor e de sua transmissão também, no caso de veículos motorizados, influenciam na frenagem necessária aumentando-a. No caso destes veículos em movimento não é necessário frear apenas a translação do veículo, mas também a rotação de seus componentes. Uma estimativa deste valor é da ordem de 10% da energia necessária para frear a translação e é comumente utilizada pelas ferrovias.

Considerando-se um vagão com uma roda modelada conforme a figura 2.11 pode-se calcular a inércia desta dividindo-a nas seguintes partes:

1 - Anel (flange)

1 - Disco com furo (aro)

1 - Disco fino com furo (alma)

1 - Cilindro (cubo + eixo interno a este)

-Cálculo da Inércia da Flange:

Um cilindro tem sua inércia calculada pela fórmula:

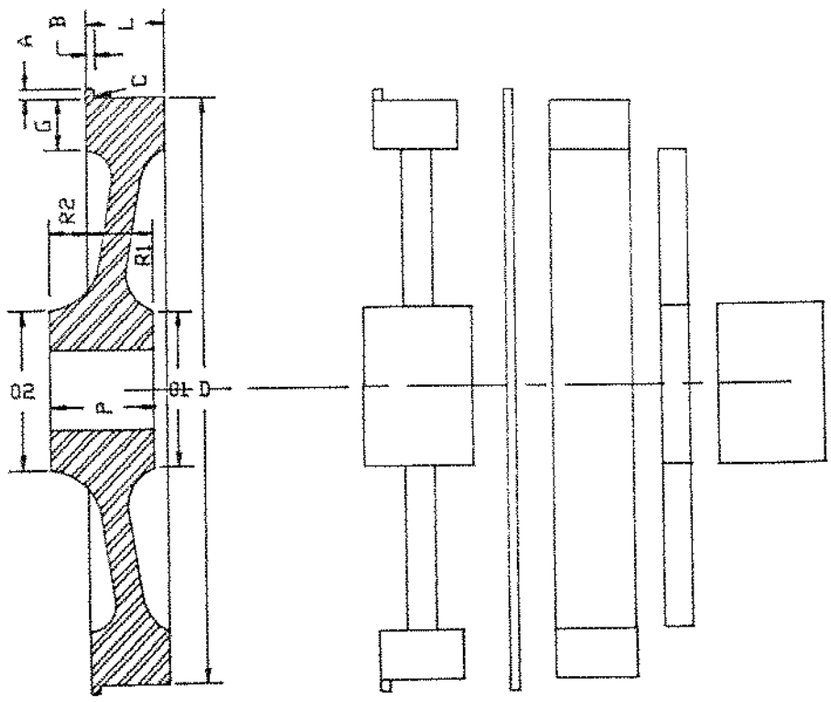


Figura 2.11: Modelo para roda ferroviária.

$$I = \frac{1}{2} m R_{ext}^2 \tag{2.32}$$

onde:R_{ext} = Raio externo do cilindro

Em cilindros ocos a inércia é dada por:

$$I = \frac{1}{2} m [R_{ext}^2 + R_{int}^2] \tag{2.33}$$

onde: R_{int} = Raio do furo

Para o caso da flange tem-se que:

$$R_{ext} = \frac{(D + 2A)}{2} \qquad R_{int} = \frac{D}{2} \tag{2.34}$$

A massa da flange é dada por:

$$m = \rho . vol = \rho b (\pi R_{ext}^2 - \pi R_{int}^2) = \rho b \frac{\pi}{4} [(D + 2A)^2 - D^2] \tag{2.35}$$

onde: ρ = densidade volumétrica
vol = volume

Assim:

$$I_{flange} = \frac{1}{8}[\rho b \frac{\pi}{4}(4AD + 4A^2)].(4AD + 4A^2 + 2D^2) \tag{2.36}$$

ou

$$I_{flange} = \frac{1}{32}\rho b\pi(4AD + 4A^2).(4AD + 4A^2 + 2D^2) \tag{2.37}$$

- Cálculo da inércia do Aro

O aro também pode ser modelado por um cilindro oco com sua massa dada por:

$$m = \rho.L\frac{\pi}{4}[D^2 - (D - 2G)^2] \tag{2.38}$$

O momento de inércia dado pela equação (2.33) fica:

$$I_{aro} = \frac{1}{2}\ \rho\frac{L\pi}{4}(4DG - 4G^2)[\frac{D^2}{4} + \frac{(D - 2G)^2}{4}] \tag{2.39}$$

ou

$$I_{aro} = \frac{1}{32}\rho L\pi(4DG - 4G^2)\,.\,(2D^2 - 4DG + 4G^2) \tag{2.40}$$

- Cálculo da inércia da Alma

Neste caso a massa é dada por:

$$m = \rho.N.\frac{\pi}{4}[(D - 2G)^2 - D_c^2] = \frac{\rho.N.\pi}{4}(D^2 - 4DG + 4G^2 - D_c^2) \tag{2.41}$$

Assim a Inércia fica:

$$I = \frac{1}{2}\frac{\rho.N.\pi}{4}(D^2 - 4DG + 4G^2 - D_c^2)[\frac{(D - 2G)^2 + D_c^2}{4}] \tag{2.42}$$

ou

$$I_{alma} = \frac{1}{32}\,.\,\rho\,.\,\pi\,.\,N\,(D^2 - 4DG + 4G^2 - D_c^2)(D^2 - 4DG + 4G^2 + D_c^2) \tag{2.43}$$

- Cálculo da Inércia do Cubo + Parte do Eixo interno ao cubo.

As densidades dos materiais que formam a roda e o eixo são praticamente iguais, o que permite considerar o cubo e a parte do eixo interno a este como um cilindro homogêneo de inércia:

$$I = \frac{1}{2}\,.\,m\,.\,\frac{D_c^2}{4} = \frac{1}{8}\,.\,m\,.\,D_c^2 \tag{2.44}$$

A massa é dada por:

$$m = \rho.P.\pi\frac{D_c^2}{4} \tag{2.45}$$

Assim:

$$I_{cubo} = \frac{1}{32}\,.\,\rho\,.\,P\,.\,\pi\,.\,D_c^4 \tag{2.46}$$

- Cálculo da Inércia do Eixo

A parte do eixo restante, descontada a parte no interior da roda, tem inércia variável dependendo de seu diâmetro. Este pode ser dividido em partes conforme a figura 2.12.

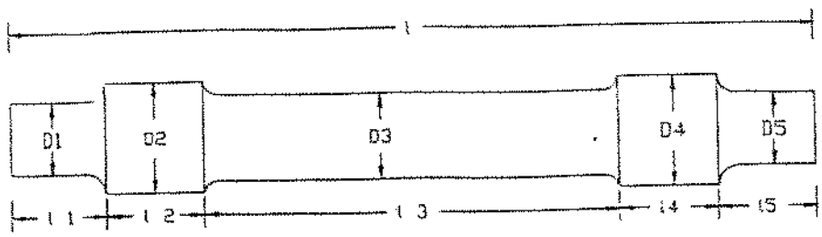


Figura 2.12: Partes do eixo.

As partes assinaladas como 2 e 4 tem sua inércia incluída na do cubo da roda. As assinaladas como 1 e 5 estão sob os mancais e a parte 3 entre as rodas.

Seja $l_1 = l_5$ = comprimento do alojamento do rolamento e D_r = diâmetro do alojamento dos rolamentos. A inércia correspondente a estas partes é:

$$I_r = \frac{1}{2} . m . \frac{D_r^2}{4} = \frac{1}{8}\rho . l_1 . \frac{\pi D_r^2}{4} . D_r^2 = \frac{1}{32}\rho . \pi . l_1 . D_r^4 \tag{2.47}$$

A inércia da parte do eixo entre as rodas é dada por:

$$I_3 = \frac{1}{2} . m . \frac{D_3^2}{4} = \frac{1}{8} . \rho . l_3 \frac{\pi D_3^2}{4} . D_3^2 = \frac{1}{32} . \rho . \pi . l_3 . D_3^4 \tag{2.48}$$

A inércia resultante é então:

$$I_{eixo} = I_3 + 2I_r \tag{2.49}$$

- Cálculo da Inércia Total de um vagão

A inércia total de um determinado vagão é dada por

$$I_r = (I_{eixo} + 2I_{roda}).N_e \tag{2.50}$$

onde: N_e = Número de eixos
$I_{roda} = I_{flange} + I_{aro} + I_{alma} + I_{cubo}$

- Cálculo da Inércia de rotação de uma locomotiva.

No caso de uma locomotiva além dos elementos existentes no vagão tem-se a inércia do rotor do motor e das engrenagens de transmissão. O cálculo se torna um tanto trabalhoso devido à necessidade de conhecer a densidade média do rotor do motor. Uma saída é estimá-la através do Peso Total dividido pelo volume total do rotor. Estimativas utilizando esta simplificação dão um valor de aproximadamente 6% de acréscimo na massa total de uma locomotiva devido ao termo $(\frac{I_r}{R^2})$. Esta além dos objetivos dessa dissertação a discussão deste resultado .

- Exemplo de Cálculo para Inércia de um vagão

Para este exemplo utilizamos um vagão tipo GDT cujas dimensões das rodas e dos eixos são dadas na figura 2.13.

A inércia total é dada por:

$$I = 464,7 kg.m^2 \tag{2.51}$$

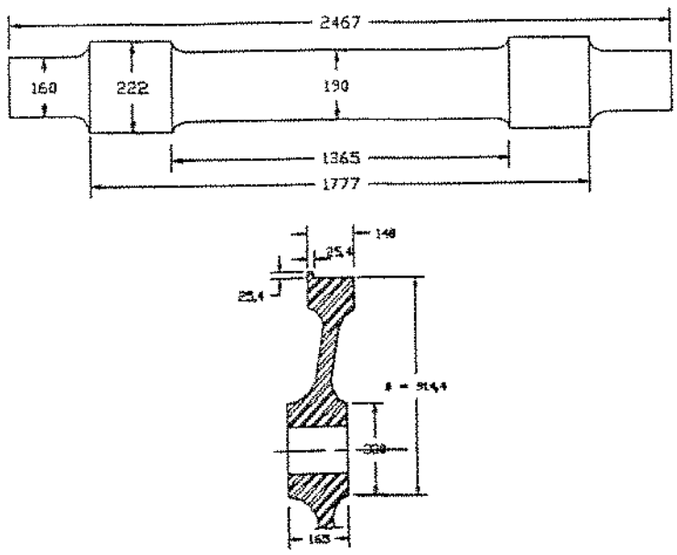


Figura 2.13: Vagão GDT - Dimensões de rodas e eixo.

A massa equivalente é definida como a massa total do vagão (carregado ou vazio) mais o termo devido a $(\frac{I}{R^2})$. Assim:

carregado: $m_{eq} = \frac{464,7}{0,457^2} + 119000 = 121225$ kg

vazio: $m_{eq} = \frac{464,7}{0,457^2} + 24600 = 26825$ kg

O que dá um acréscimo de 1,9% à massa inicial para o vagão carregado e 9,0% para o vagão vazio.

2.9 Fatores que Auxiliam a Frenagem

2.9.1 A Resistência ao Movimento

A Resistência ao movimento em veículos ferroviários tem sido historicamente calculada pelas fórmulas de Davis. Estas fórmulas têm se modificado ao longo do tempo afim de melhor descrever o comportamento do veículo. A fórmula atualmente utilizada para vagões, chamada de fórmula de Davis corrigida, é a seguinte:

$$R. = 0,3 + \frac{9,1}{P_n} + 0,003.V + \frac{0,0125.V^2}{P_n.N_e}[kgf/t] \tag{2.52}$$

onde: V = Velocidade do veículo [km/h]
P_n = Peso do veículo/número de eixos
N_e = Número de eixos

Para um vagão com 120t a 50 km/h e 4 eixos a Resistência ao rolamento é dada por:

$$R_{ov} = 1,01kgf/t\,(9,91N/t) \;\; ou \;\; R_{ovtotal} = 121kgf(1187,0N) \tag{2.53}$$

As fórmulas atualmente utilizadas para locomotivas são as seguintes:

Comandante:

$$R = 0,65 + \frac{13,14}{P_n} + 0,00931\,.\,V + \frac{0,00452\,.\,A\,.\,V^2}{P_n.N_e} \;\; [kgf/t]$$

Comandada:

$$R = 0,65 + \frac{13,14}{P_n} + 0,00931\,.\,V + \frac{0,00115\,.\,A\,.\,V^2}{P_n.N_e} \;\; [kgf/t]$$

onde: A = Área frontal da locomotiva = 14,7 m^2

Como exemplo, locomotivas de 180t, com a velocidade de 50 km/h e 6 eixos tem uma resistência ao rolamento:

- Comandada:

$$R_{ol} = 1,79kgf/t(17,54N/t) \;\; ou \;\; R_{ol\ total} = 322kgf(3157,8N) \tag{2.54}$$

- Comandante:

$$R_{ol} = 2,48kgf/t(24,29N/t) \;\; ou \;\; R_{ol\ total} = 445kgf(4372,7N)$$

No caso de um trem composto por 4 locomotivas e 120 vagões a resistência é:

$$R_{ot} = 1\,.\,445 + 3\,.\,322 + 120\,.\,121 = 15932kgf(156290N) \tag{2.55}$$

Os cálculos acima mostram que no caso da frenagem do trem usado como exemplo, 15932 kgf podem ser subtraídos da força de retardamento para freá-lo.

2.9.2 Resistência em Curva

Um veículo ferroviário ao entrar em uma curva fica sujeito à ação de uma força centrífuga e que causa atrito entre a flange da roda e o trilho. Além disso, devido à diferença de comprimento entre os caminhos percorridos pelas rodas nos dois trilhos existem deslizamentos entre a roda interna e o trilho. Estes fenômenos causam um tipo de resistência adicional denominada Resistência em Curva. A A.A.R. (Association of America Railroads), recomenda calcular esta resistência através de uma fórmula que leva em conta o raio de curvatura da via:

$$R_c = 0,6\,.\,Grau\,[kgf/t] \tag{2.56}$$

onde: Grau = $\frac{1146}{Raio\ de\ curvatura\,[m]}$, para bitola de 1,6m

Como exemplo, a Resistência em Curva de uma locomotiva e um vagão são mostrados para diversos raios de curvatura na tabela 2.1.

Uma composição ferroviária, ao ser freada em uma curva, tem atuando a favor da frenagem, além da resistência ao rolamento, a Resistência em Curva dos veículos que a compõem.

Raio (m)	Locomotiva (180 t)	Vagão (120 t)
900	138 kgf (1354 N)	92 kgf (903 N)
500	248 kgf (2433 N)	165 kgf (1619 N)
200	619 kgf (6072 N)	412 kgf (4042 N)

Tabela 2.1: Resistência em Curva de Veículos Ferroviários

2.9.3 O Conceito de Rampa Compensada

Um veículo ferroviário em uma rampa ascendente tem uma resistência ao movimento devido ao seu peso. Se este veículo entra em uma curva uma resistência adicional aparece e é função da curvatura da via. Rampa Compensada é a rampa que leva em conta os efeitos de curvatura da via. Como exemplo tem-se um vagão em uma rampa α conforme a figura 2.14:

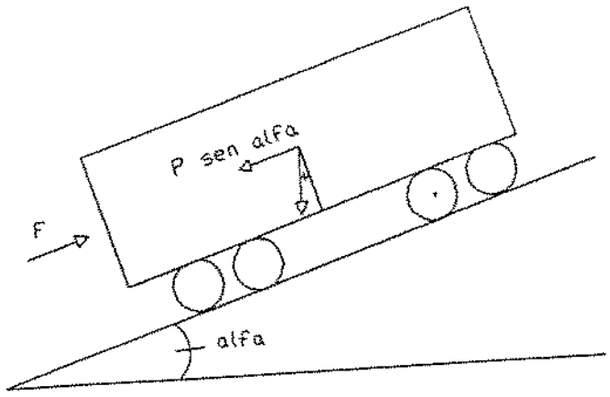


Figura 2.14: Vagão subindo rampa.

A força F necessária para que este vagão suba o aclive em linha reta é (considerando apenas a rampa):

$$F = P \,.\, sen\,\alpha \cong P\,\alpha \tag{2.57}$$

A resistência em curva é dada por:

$$R_c = 0,6\frac{1146}{Raio[m]}.P_{ton}[kgf] \tag{2.58}$$

A rampa que causaria esta resistência é dada por:

$$F = R_c = P\,.\,\alpha_e = 0,6\frac{1146}{Raio[m]}.P_{ton} \tag{2.59}$$

$$\alpha_e = \frac{688}{Raio[m]} \tag{2.60}$$

Pode-se dizer que a rampa que leva em conta tanto os efeitos do Peso (aclive) como da curva é:

$$\alpha_c = \alpha + \alpha_e \tag{2.61}$$

Esta rampa é chamada rampa compensada. Para o caso do veículo estar em um declive a rampa devido a curvatura, α_e, tem efeito inverso da rampa α e a equação (2.61) torna-se:

$$\alpha_c = \alpha - \alpha_e \tag{2.62}$$

Como exemplo, em uma rampa de 1,5%, diversos raios de curvatura são utilizados para cálculo da rampas compensadas para aclive e declive (tabelas 2.2 e 2.3).

Raio (m)	R_c (kgf)	R_c (N)	α_e	Rampa Compensada (%)
900	91,7	890	0,08	1,58
500	165,2	1621	0,14	1,64
200	412,6	4048	0,34	1,84

Tabela 2.2: Rampa compensada (aclive)

Raio (m)	R_c (kgf)	R_c (N)	α_e	Rampa Compensada (%)
900	91,7	890	0,08	1,42
500	165,2	1621	0,14	1,36
200	412,6	4048	0,34	1,16

Tabela 2.3: Rampa compensada (declive)

O projeto moderno de ferrovias busca manter a rampa compensada constante afim de que não seja necessária um potência adicional (aclive) para manter a velocidade constante possibilitanto um melhor controle da composição e não causando choques. O mesmo vale para o caso de declives, onde a potência requerida não é a motora mas sim a de frenagem. Assim quando o veículo entra numa curva, a inclinação α é alterada possibilitando que α_e permaneça constante.

2.10 Desbalanceamento na frenagem - O efeito da Transferência de Massa

Quando um veículo ferroviário sofre desaceleração existe um desbalenceamento de forças entre os rodeiros causado pelo posicionamento dessas forças em relação ao centro de gravidade. O fenômeno pode ser exemplificado por uma viga que sofre um momento em seu centro(fig. 2.15).

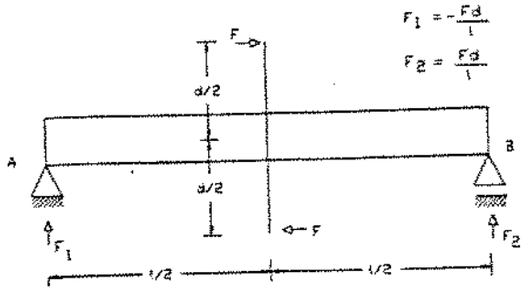


Figura 2.15: Exemplo de desbalanceamento de forças

O ponto B sofre compressão enquanto o ponto A sofre tração. Qualquer distribuição simétrica de forças sobre a viga levaria a uma força de compressão menor em A do que em B.

Semelhantemente um veículo ferroviário, quando desacelerado, tem em seus pinhões forças diferentes que são funções da distância da linha de força horizontal que passa no seu centro de gravidade (ponto

de aplicação da força que o acelera) à linha que une os pinhões. Na realidade, como um vagão é composto de diversas partes a força que realmente chega a cada rodeiro é função da desaceleração de todas estas partes.

Seja um vagão composto de (fig. 2.16):

-Caixa

-4 Rodeiros

-2 Truques

-2 Travessas do Truque

-Demais componentes de menor massa cuja desaceleração será desconsiderada.

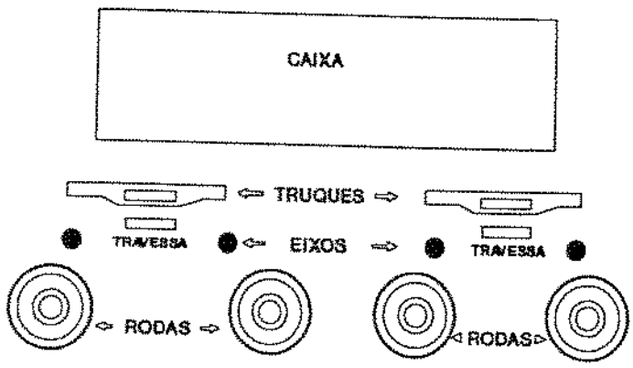


Figura 2.16: Vagão e suas partes principais

Pode-se dividir o problema calculando primeiramente a força em cada truque devido à desaceleração da caixa. A partir destas forças pode-se também calcular as forças em cada rodeiro levando em conta o desbalanceamento de forças devido à desaceleração dos truques e travessas.

2.10.1 Cálculo das Forças nos Pinhões devido à Desaceleração da Caixa do Vagão.

Seja um vagão cuja caixa está representada na figura 2.17. As distâncias d e a localizam o centro de gravidade da caixa nas direções vertical e horizontal, respectivamente. É suposto que o centro de gravidade se localize a meia distância entre os pinhões.

A partir da figura 2.17 e as relações de equilíbrio obtem-se as forças R_x e R_y.

- Equilíbrio dos momentos em relação ao ponto A

$$\Sigma M_A = 0 \Longleftrightarrow mga - R_{yB}.2.a - md_c.d = 0 \tag{2.63}$$

- Equilíbrio de forças verticais

$$\Sigma F_y = 0 \Longleftrightarrow R_{yA} + R_{yB} = mg \tag{2.64}$$

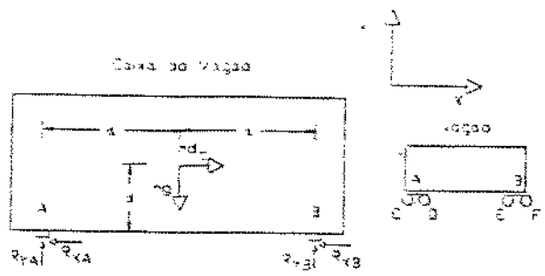


Figura 2.17: Caixa do vagão.

Com (2.63) e (2.64) tem-se que:

$$R_{yA} = \frac{m \,.\, g}{2} + \frac{m \,.\, d_c \,.\, d}{2.a} \tag{2.65}$$

$$R_{yB} = \frac{m \,.\, g}{2} - \frac{m \,.\, d_c \,.\, d}{2.a} \tag{2.66}$$

2.10.2 Cálculo das Forças nos Rodeiros devido à solicitação da caixa do Vagão nos Pinhões:

A figura 2.18 mostra um esquema simplificado de um truque no qual estão mostradas as forças devidas à caixa do vagão, sua reação no contato roda-trilho e as distâncias entre os pontos de aplicação das forças.

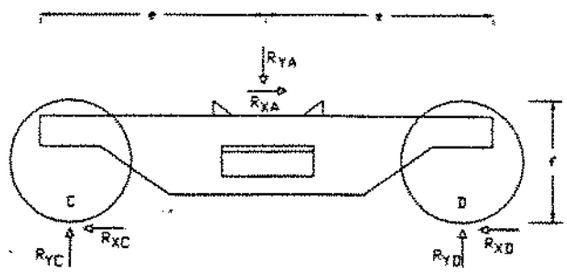


Figura 2.18: Forças no contato Roda-Trilho devido á Caixa do Vagão.

Da mesma forma que anteriormente pode-se obter as reações em C e D pelo equilíbrio.

- Equilíbrio de momentos em relação ao ponto C

$$\Sigma M_c = 0 \Longleftrightarrow R_{yA} \,.\, e + R_{xA} \,.\, f - R_{yD} \,.\, 2 \,.\, e \;=\; 0 \tag{2.67}$$

- Equilíbrio de forças verticais

$$\Sigma F_y = 0 \Longleftrightarrow R_{yA} = R_{yC} + R_{yD} \tag{2.68}$$

Com (2.67) e (2.68) tem-se que:

$$R_{yD} = \frac{R_{yA}}{2} + \frac{R_{xA} \cdot f}{2.e} \tag{2.69}$$

$$R_{yC} = \frac{R_{yA}}{2} - \frac{R_{xA} \cdot f}{2.e} \tag{2.70}$$

2.10.3 Cálculo das Forças nos Rodeiros devido à Desaceleração da Travessa do Truque.

Seja a travessa do truque com uma massa m_2. As forças devido a esta estão mostradas na figura 2.19 incluindo a força devido à sua desaceleração.

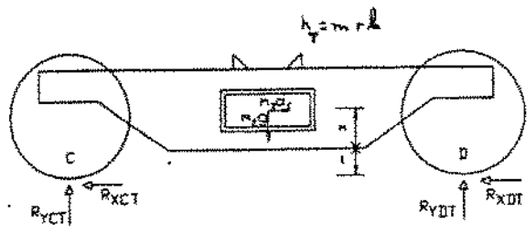


Figura 2.19: Forças no contato Roda-Trilho devido à desaceleração da travessa do truque.

As reações em C e D são dadas também pelo equilíbrio.

- Equilíbrio de momentos em relação ao ponto C

$$\Sigma M_c = 0 \Longleftrightarrow m_2 \,.\, g \,.\, e + m_2 \,.\, d_C \,.\, h_T - R_{yDT} \,.\, 2 \,.\, e = 0 \tag{2.71}$$

- Equilíbrio de forças verticais

$$\Sigma F_y = 0 \Longleftrightarrow R_{yCT} + R_{yDT} - m_2 \,.\, g = 0 \tag{2.72}$$

De (2.71) e (2.72) temos que:

$$R_{yDT} = \frac{m_2 \,.\, g}{2} + \frac{m_2 \,.\, d_c \,.\, h_T}{2 \,.\, e} \tag{2.73}$$

$$R_{yCT} = \frac{m_2 \,.\, g}{2} - \frac{m_2 \,.\, d_c \,.\, h_T}{2 \,.\, e} \tag{2.74}$$

2.10.4 Cálculo das Forças nos Rodeiros devido à Desaceleração do Truque sem a Travessa.

Da mesma maneira que para os componentes anteriores a influência da desaceleração do truque nas cargas no contato roda-trilho pode ser determinado através do equilíbrio.

A figura 2.20 mostra o truque sem travessa

- Equilíbrio de momentos em relação ao ponto C.

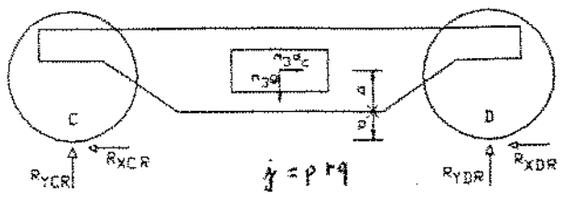


Figura 2.20: Forças de contato Roda-Trilho devido ao truque sem a travessa.

$$\Sigma M_c = 0 \Longleftrightarrow m_3 \,.\, g \,.\, e + m_3 d_c \,.\, j - R_{yDR} \,.\, 2e = 0 \tag{2.75}$$

- Equilíbrio das forças verticais

$$\Sigma F_y = 0 \Longleftrightarrow R_{yCR} + R_{yDR} - m_3 . g = 0 \tag{2.76}$$

De (2.75) e (2.76) temos que:

$$R_{yDR} = \frac{m_3 \,.\, g}{2} + \frac{m_3 \,.\, d_c \,.\, j}{2 \,.\, e} \tag{2.77}$$

$$R_{yCR} = \frac{m_3 \,.\, g}{2} - \frac{m_3 \,.\, d_c \,.\, j}{2 \,.\, e} \tag{2.78}$$

2.10.5 Forças na Direção Horizontal

As forças na direção horizontal são determinadas por simetria de forma que:

$$R_{xA} = R_{xB} = \frac{m \,.\, d_c}{2} \tag{2.79}$$

$$R_{xC} = R_{xD} = \frac{m \,.\, d_c}{4} \tag{2.80}$$

$$R_{xCT} = R_{xDT} = \frac{m_2 \,.\, d_c}{2} \tag{2.81}$$

$$R_{xCR} = R_{xDR} = \frac{m_3 \,.\, d_c}{2} \tag{2.82}$$

2.10.6 Forças Resultantes dos Rodeiros C e D

As forças totais no contato roda-trilho dos rodeiros C e D são as somas das forças devido à desaceleração de cada componente, quais sejam:

$$R_{yCtotal} = R_{yC} + R_{yCT} + R_{yCR} \tag{2.83}$$

$$R_{yDtotal} = R_{yD} + R_{yDT} + R_{yDR} \tag{2.84}$$

$$R_{xCtotal} = R_{xC} + R_{xCT} + R_{xCR} \tag{2.85}$$

$$R_{xDtotal} = R_{xD} + R_{xDT} + R_{xDR} \tag{2.86}$$

2.10.7 Cálculo das Forças nos Rodeiros E e F

Seguindo o mesmo procedimento adotado para o cálculo do truque A e os rodeiros C e D nota-se que as forças devidas à desaceleração do truque e da travessa são as mesmas supondo as dimensões e os pesos iguais. No caso das forças devidas à reação a caixa do vagão são diferentes no que diz respeito às forças de solicitação, que estão influenciadas pela transferência de massas; onde havia a solicitação R_{xA} agora tem-se R_{xB} e ao invés de R_{yA} tem-se R_{yB}.

As forças em E e F ficam, seguindo a notação utilizada:

$$R_{yF} = \frac{R_{yB}}{2} + \frac{R_{xB} \cdot f}{2 \cdot e} \tag{2.87}$$

$$R_{yE} = \frac{R_{yB}}{2} - \frac{R_{xB} \cdot f}{2 \cdot e} \tag{2.88}$$

$$R_{yET} = \frac{m_2 . g}{2} + \frac{m_2 \cdot d_c \cdot h_T}{2 \cdot e} \tag{2.89}$$

$$R_{yFT} = \frac{m_2 \cdot g}{2} - \frac{m_2 \cdot d_c \cdot h_T}{2 \cdot e} \tag{2.90}$$

$$R_{yFR} = \frac{m_3 \cdot g}{2} + \frac{m_3 \cdot d_c \cdot j}{2 \cdot e} \tag{2.91}$$

$$R_{yER} = \frac{m_3 \cdot g}{2} - \frac{m_3 \cdot d_c \cdot j}{2 \cdot e} \tag{2.92}$$

$$R_{xE} = R_{xF} = \frac{m \cdot d_c}{4} \tag{2.93}$$

$$R_{xET} = R_{xFT} = \frac{m_2 \cdot d_c}{2} \tag{2.94}$$

$$R_{xER} = R_{xFR} = \frac{m_3 \cdot d_c}{2} \tag{2.95}$$

As resultantes das forças dos rodeiros são:

$$R_{yETOTAL} = R_{yE} + R_{yET} + R_{yER} \tag{2.96}$$

$$R_{xETOTAL} = R_{xE} + R_{xET} + R_{xER} \tag{2.97}$$

$$R_{yFTOTAL} = R_{yF} + R_{yFT} + R_{yFR} \tag{2.98}$$

$$R_{xFTOTAL} = R_{xF} + R_{xFT} + R_{xFR} \tag{2.99}$$

2.10.8 Efeito da Transferência de Massa na Frenagem

O desbalanceamento de forças durante a frenagem pode levar ao deslizamento de uma roda sobre o trilho, já que a força máxima que se deve aplicar durante a frenagem afim de evitar o deslizamento é função do peso por roda. Uma frenagem mais brusca pode levar ao deslizamento principalmente das rodas trazeiras (no exemplo truque E).

Afim de mostrar a magnitude destas forças utilizou-se um exemplo dado por Martins [29]. Para este caso o vagão tem os seguintes dados:

Medidas Geométricas
a = 2,705 m
d = 1,100 m
e = 0,914 m
f = 0,950 m
j = 0,480 m
h_T = 0,480 m
Massas
m = 107900 kg
m_2 = 815 kg (2 travessas por vagão)
m_3 = 4735 kg (2 truques por vagão)
Desaceleração
$d_c = 0{,}5$ m/s^2

Os resultados, calculados a partir do programa TRANSF, são mostrados na tabela 2.4.

RESULTADOS TABELA DE RESULTADOS (kgf ou ÷ 9,81 N)				
TRUQUE	DIANTEIRO		TRAZEIRO	
RODEIRO	DIANTEIRO	TRAZEIRO	DIANTEIRO	TRAZEIRO
FORÇA HORIZONTAL				
Devido a caixa do vagão	1374.873	1374.873	1374.873	1374.873
Devido a travessa	20.770	20.770	20.770	20.770
Devido ao truque	120.668	120.668	120.668	120.668
FORÇA VERTICAL				
Devido a caixa do vagão	29215.850	26345.230	28099.710	25229.100
Devido a travessa	418.455	396.545	418.455	396.545
Devido ao truque	2431.149	2303.851	2431.149	2303.851
FORÇA HOR. TOTAL	1516.310	1516.310	1516.310	1516.310
FORÇA VERT. TOTAL	32065.450	29045.630	30949.320	27929.500

Tabela 2.4: Resultados do programa TRANSF.

2.11 Comentários

Este capítulo mostra o fluxo de calor para uma roda em diversas situações, o efeito das variáveis, os fatores que facilitam o processo de frenagem (Resistência ao Movimento) e a transferência de massa. Parte do princípio de que o conhecimento na área ferroviária abrange temas bastante conhecidos na área automobilística e que sua aplicação é basicamente a mesma.

Alguns assuntos, no entanto, são específicos da área ferroviária. O fato de que o calor gerado na frenagem vai para a superfície de rolamento é um deles. Este calor limita a taxa de frenagem já que a roda não pode ser aquecida acima de determinada temperatura.

Um assunto não considerado neste trabalho está relacionado à força nos engates. Um veículo ferroviário raramente trabalha isolado e, ao ser freado, causa uma força no engate entre dois deles sempre que as frenagens não são balanceadas (na realidade uma frenagem nunca é totalmente balanceada). Quando o freio de um dos veículos não está em perfeitas condições os demais têm que suprir a deficiência e isto significa uma maior força F_r e maior fluxo de calor ou até mesmo deslizamento. O veículo em más condições é freado por seu engate e isto pode ser problemático.

A transferência de massa também é um fator importante já que, em frenagens bruscas, algumas rodas suportam menor peso e, portanto, têm maior possibilidade de deslizamento.

Problemas em rodas devido ao deslizamento serão tratados no capítulo 4.

Capítulo 3

AQUECIMENTO EM RODAS FERROVIÁRIAS - A FADIGA

O propósito principal deste capítulo é mostrar o aumento de temperatura causado pela frenagem em rodas ferroviárias. O método é a apresentação dos trabalhos feitos por pesquisadores estrangeiros e a tentativa de traçar a distribuição de temperatura pelo autor da dissertação, seguido da sugestão para futuros trabalhos na área. Como são diversos os problemas causados pelo aquecimento este capítulo relata um deles, diretamente ligado à expansão térmica: as tensões térmicas.

Dentro do item de tensões um fenômeno bastante conhecido, mas muito pouco estudado no país quando se fala de rodas ferroviárias, é comentado: a fadiga. Como ponto de partida para estudos mais profundos sobre o tema foi feito um teste para determinação do limite de resistência à fadiga de uma roda classe B em uma determinada profundidade no aro. Os problemas encontrados no trabalho e suas possíveis implicações são discutidos.

3.1 Trabalhos a respeito do Traçado das Temperaturas.

Muitos e bem conhecidos nos meios ferroviários são os trabalhos sobre a distribuição de temperatura em rodas ferroviárias. Com o advento dos métodos numéricos e do computador, os cálculos, outrora extremamente complicados por envolverem não-linearidades e grande quantidade de cálculos até a convergência, tornaram-se cada vez mais simples. Com o aproveitameto dos programas dedicados a determinados métodos o pesquisador pôde concentrar suas atividades na aplicação das ferramentas matemáticas. Assim é que trabalhos da década de 60 traziam fórmulas e suas simplificações enquanto que atualmente trazem o programa e o método utilizado somente.

Em 1965, Riegel et alii [33] utilizaram o que chamaram de integração passo-a-passo ("step-by-step numerical integration") recomendada por Dusinberre que é, na realidade, o método das diferenças finitas (trabalho citado tem este nome). O objetivo do trabalho foi o cálculo das tensões radiais e não é mostrado o resultado das temperaturas calculadas. Talvez o mais importante dado obtido deste trabalho seja o conjunto de propriedades do material da roda e do ar que a circunda expressos em 2 gráficos reproduzidos nas figuras 3.1 e 3.2

Em 1966, Bruner et alii [12] realizaram experiências de aquecimento em rodas afim de determinar a expansão que ocorre no disco devido ao aumento de volume do aro. O experimento consistiu em enrolar bobinas em torno da bandagem de forma a aquecê-la, simulando o que acontece na prática. Em determinadas posições do aro foram colados extensômetros e, como resultado, as tensões foram determinadas mostrando que o aquecimento, na ausência de cargas mecânicas, leva a uma maior tensão a concordância disco-cubo frontal e a concordância disco-aro posterior.

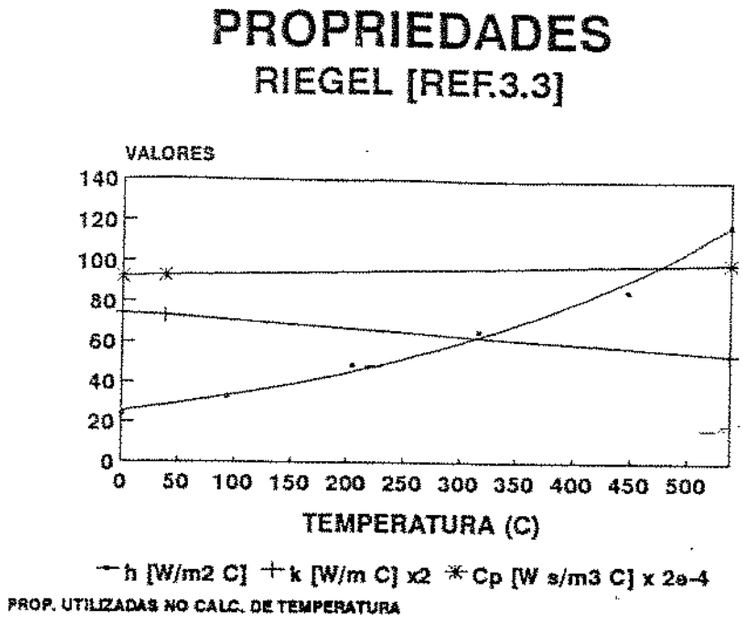


Figura 3.1: Propriedades utilizadas por Riegel et alii [33] .

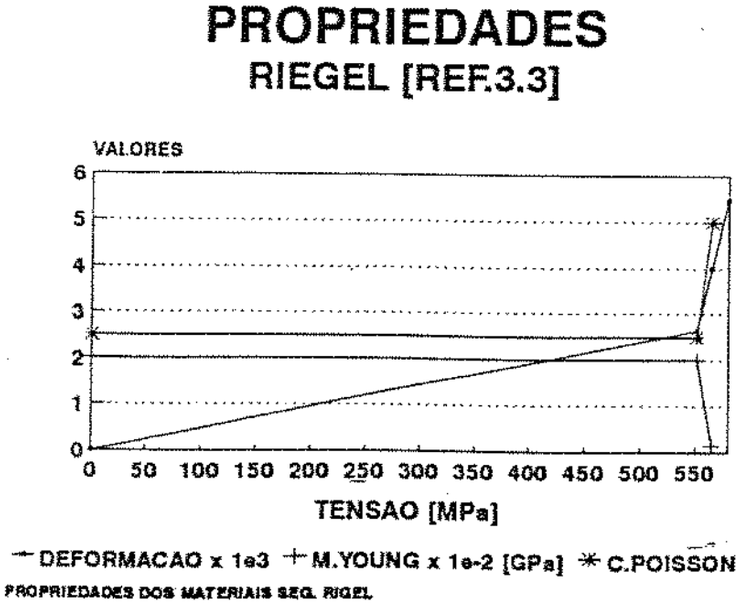


Figura 3.2: Propriedades utilizadas por Riegel et alii [33] .

Em 1969, Novak e Eck [31] propuzeram o cálculo das temperaturas e tensões pelo método das diferenças finitas. A roda foi dividida em partes conforme a figura 3.3 e as temperaturas foram calculadas para diversos instantes de tempo em uma frenagem de parada a partir de 27 m/s (96,5 km/h) em 2 minutos para um veículo de 70 ton. A figura 3.4 mostra o resultado para 65 segundos após o início da frenagem.

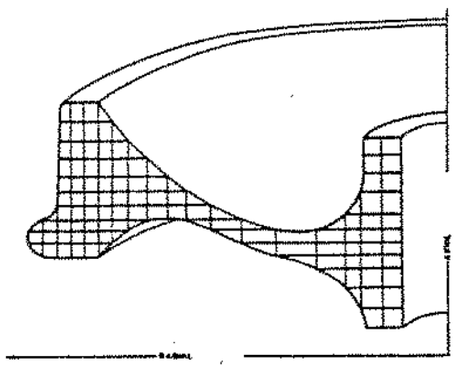


Figura 3.3: Malha utilizada por Novak para o cálculo em diferenças finitas [31] .

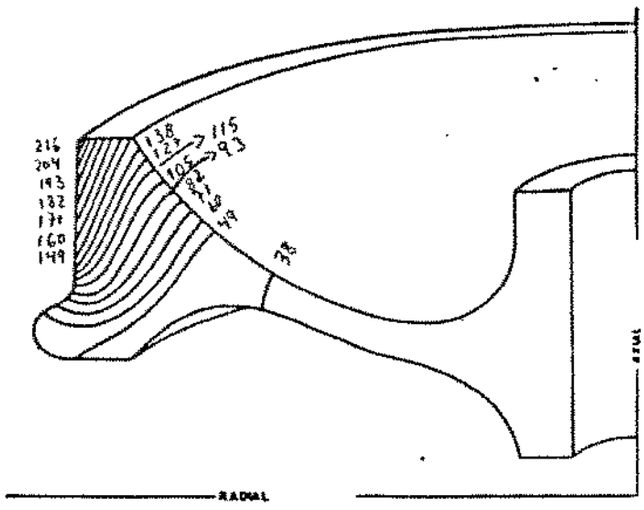


Figura 3.4: Distribuição de temperaturas segundo Novak [31] .

Em 1970, Berg e Kucera [10] mostraram a distribuição de temperatura em uma roda de 36 pol (0,914 m) para 25 HP (18,7 kW) em 20 minutos. O resultado é mostrado na figura 3.5

Em 1972, Berg e Alber [9] mostraram os problemas causados pela distribuição de temperatura (tratados no capítulo 4).

Em 1975, Wetemkamp e Kipp [46] discutiram a distribuição de temperatura para uma roda 33 pol. (0,838 m) para 50 HP em 15 minutos. A distribuição encontrada não atendeu a resultados experimentais e o estudo continuou com a divisão da area da sapata em 4. A superposição dos resultados de tensão calculados a partir das 4 distribuições de temperatura atendia às previsões experimentais e foi considerada correta. A figura 3.6 mostra as temperaturas para a área inicialmente escolhida para entrada do calor e a figura 3.7 mostra as 4 entradas posteriormente utilizadas. Para este trabalho foi utilizado o método dos elementos finitos.

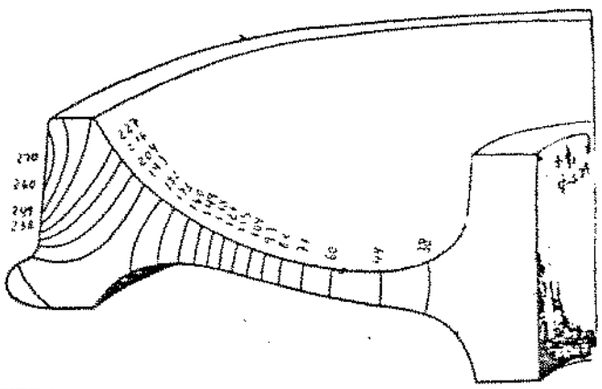


Figura 3.5: Distribuição de temperaturas em roda 36 pol. segundo Berg [10].

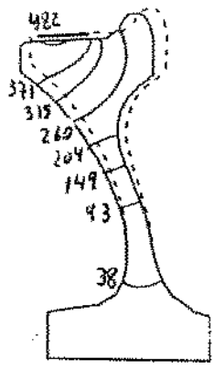


Figura 3.6: Distribuição inicial de temperaturas para uma roda 33 pol. segundo Wetemkamp [46] .

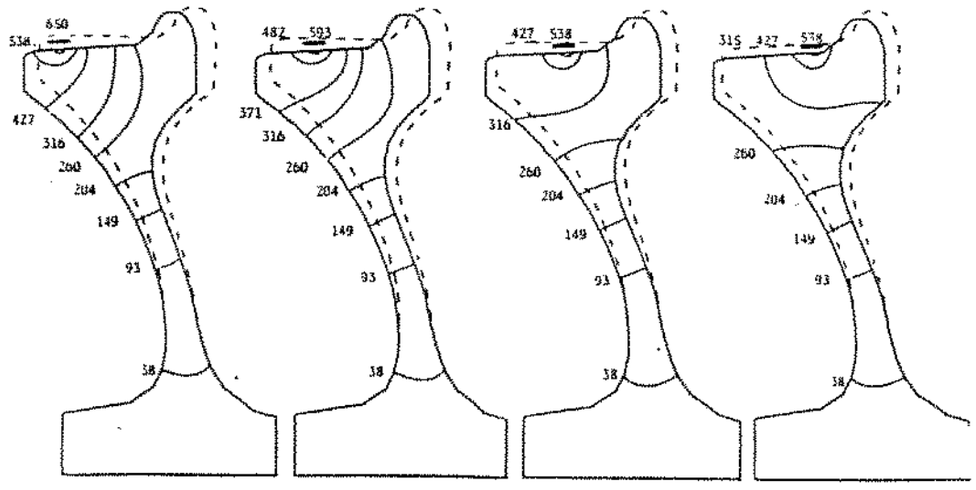


Figura 3.7: Distribuição de temperatura para cada uma das quatro entradas de calor representadas por barras [46] .

Em 1977, Johnson et alii [21] calcularam as temperaturas para as rodas 36 pol. (0,914 m), classe U, para uma hora de aplicação a 15, 22 e 30 kW. Seus resultados mostraram temperaturas dentro do esperado. A figura 3.8 mostra a distribuição para 22 kW.

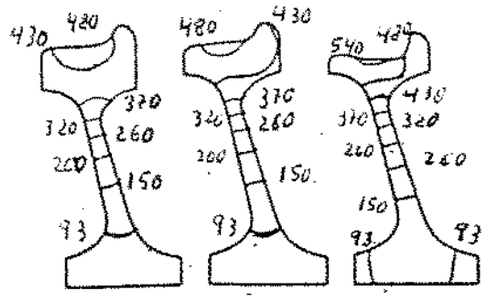


Figura 3.8: Distribuição de temperaturas para roda 36 pol. segundo Johnson [47] .

Em 1978, Wetemkamp e Kipp [47] mostraram novamente a distribuição para 50 HP, 15 minutos, em uma roda 33 pol (0,838 m). Neste trabalho não é comentada a forma utilizada para resolver o problema da entrada de calor. A figura 3.9 mostra a distribuição para uma roda tipo "deep-dish" e outra tipo "straight plate".

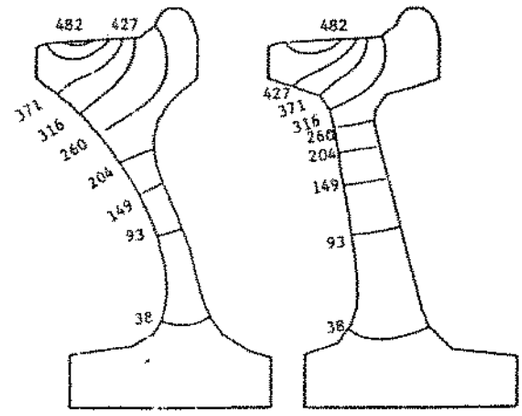


Figura 3.9: Distribuição de temperatura segundo Wetemkamp [47] .

Em 1980, Oliver et alii [32] apresentaram os resultados de um estudo em dinamômetro que teve com objetivo a comparação de diversos tipos de sapatas. O estudo consistiu na colocação de termopares em diversas posições de uma roda 36 pol (0,914 m) e no registro das temperaturas e do coeficiente de atrito. Temperaturas de cerca de 370°C foram atingidas na posição 2 (fig. 3.10) com sapatas de ferro fundido de alto teor de fósforo para 96 km/h e 22682 N de força na sapata. A tabela 3.1 mostra as temperaturas atingidas para os testes com os dois tipos de sapatas.

Em 1980, Thomas et alii [43] apresentaram também os resultados de um programa de diferenças finitas para traçado de temperaturas. O programa utilizado chama-se TRUMP e pode levar em conta não linearidades diversas. Numa explicação pouco clara do procedimento utilizado é mostrada a distribuição de temperatura obtida a partir de temperaturas medidas no contorno da roda para 25 ou 37 kW (o trabalho não esclarece). Devido a magnitude das temperaturas é provável que se trate de 37 kW, a não ser que o tempo seja longo e/ou o coeficiente médio de troca de calor seja baixo. A figura 3.11 mostra a distribuição apresentada.

Tipo de Sapata	Localização do Termopar						
	1	2	3	4	5	6	7
Alto fósforo, 96 km/h, 26,7 kN de força na sapata, 4 min.	32	374	250	235	119	64	131
Não metálica, 96 km/h, 13,4 kN de força na sapata, 4 min.	28	349	168	203	108	59	153
Alto fósforo, 32 km/h, 17,8 kN de força na sapata, 30 min.	116	281	223	236	205	165	216
Não metálica, 32 km/h, 8,9 kN de força na sapata, 30 min.	126	296	259	279	233	188	247

Tabela 3.1: Temperaturas atingidas nos testes entre sapatas - °C [32] .

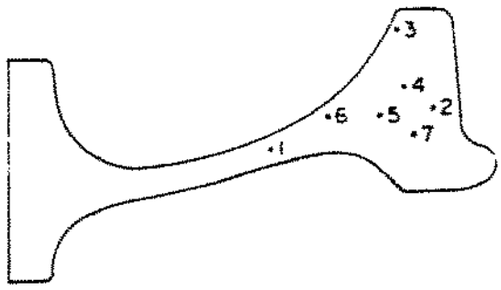


Figura 3.10: Pontos de medição de temperatura segundo Oliver [32] .

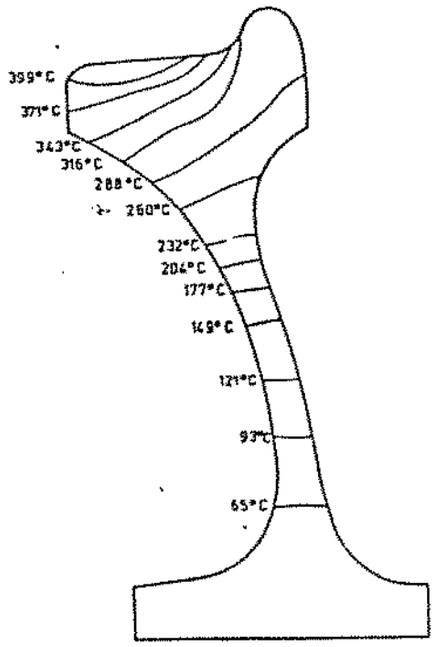


Figura 3.11: Distribuição de temperaturas segundo Thomas [43] .

Recentemente Lunden [25] publicou um trabalho que mostra a distribuição de temperaturas para uma roda 920 mm. A distribuição foi calculada pelo programa SOLVIA e o resultado para a frenagem de um veículo de 90 ton. a partir de 100 km/h em 45 segundos é mostrado na figura 3.12.

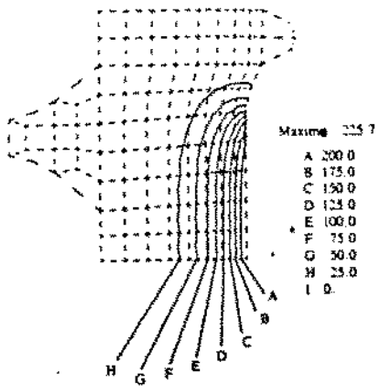


Figura 3.12: Distribuição de temperatura segundo Lunden [25] .

3.2 A Distribuição de Temperatura

Apesar da grande quantidade de trabalhos encontrados sobre o problema algumas dúvidas permanecem e dificultam o trabalho de quem quer que se proponha a traçar a distribuição de temperaturas em uma roda. A primeira delas está relacionada com a parte do calor gerado que realmente entra na roda. Outra dúvida está nas propriedades do material, já que os dados disponíveis não são para as rodas brasileiras e mesmo quando se fala de rodas classe C alguns pesquisadores citam dados de compêndios gerais e não dados obtidos em laboratório. Propriedades tais como a condutibilidade, a capacidade térmica e o coeficiente de expansão térmica têm valores diferentes nos poucos trabalhos que os trazem. O mais crítico detalhe não está nas propriedades do material e sim nas propriedades do ar que o circunda. Estas variam com as condições climáticas (temperatura, umidade, etc.) e com a velocidade do veículo.

Na realidade, diversas são as maneiras que podem ser utilizadas para o traçado. Uma delas consiste em medir as temperaturas ao longo de toda a superfície da roda em pontos localizados de maneira a obtê-las no contorno de uma secção e assim, através de um método numérico qualquer, traçá-las no interior desta. Isto anularia o problema da variação das propriedades do ar, já que as temperaturas superficiais seriam conhecidas. Devido à simetria da roda a distribuição seria válida para todas as secções. Este método dificilmente poderia se utilizado para medição em serviço devido a quantidade de sensores que deveriam ser colocados na roda para que as medidas representassem realmente a variação das temperaturas. Problemas tais como a necessidade de instrumentação sofisticada com grande capacidade de aquisição e que pudesse ser acoplada ao eixo ou à roda fatalmente inviabilizariam o processo. Uma outra maneira seria simular as condições de serviço em laboratório, cujo custo seria a impossibilidade de representar todas as condições práticas. Apesar disso, algumas dificuldades seriam superadas como, por exemplo, o fator espaço para colocação dos instrumentos, maior controle de condições climáticas e possibilidade de utilização de instrumentos mais sensíveis e por isso mais sofisticados.

Existe ainda a possibilidade de utilizar propriedades aproximadas, obtidas a partir de resultados para condições semelhantes ou estimar estas propriedades a partir de outros resultados. Desta forma o risco de um erro é ainda maior, principalmente se não existem trabalhos diretamente relacionados com a área em estudo.

Devido às dificuldades existentes em medir as temperaturas no campo e impossibilidade atual de construção de um dispositivo para simulação das condições de serviço em tempo hábil optou-se por estimar as propriedades em função da literatura existente.

3.2.1 As Condições de Contorno e as Propriedades do Material

Qual é o coeficiente médio de transmissão de calor por convecção que deve ser utilizado? Este varia com a temperatura? A falta de dados para responder estas perguntas e algumas outras relacionadas com o tema sugere uma orquestração entre os trabalhos afim de não incluir um dado que possa ser contestado por especialistas na área, embora os resultados finais dos cálculos levem a um valor de temperatura razoávelmente próximo do real.

Para que a tarefa pudesse ser realizada foi necessária uma pesquisa sobre o coeficiente médio de transmissão de calor.

A troca de calor por convecção entre um corpo e o fluído que o circunda é dada pela equação [24]:

$$q_c = h_c \ A(T - T_\infty) \tag{3.1}$$

onde: q_c = calor trocado por convecção/tempo
A = Área de troca de calor
h_c = coeficiente de transmissão de calor por convecção
T = temperatura da superfície de troca de calor
T_∞ = temperatura de um ponto suficientemente distante para não ser influênciado por T

Nesta equação, proposta originalmente por Isaac Newton em 1701, nota-se que o calor transmitido por convecção depende diretamente da temperatura do corpo. Uma das dificuldades relacionadas à aplicação desta equação ao problema de troca de calor entre uma roda ferroviária e o ar que a circunda está no fato de que a temperatura varia de ponto a ponto na superfície da mesma. Outra dificuldade reside em se conhecer o h_c, já que este varia não só com a temperatura mas também com a densidade do ar e sua velocidade. O ar que circunda uma roda que gira e translada pode ainda estar, na região de troca de calor, movendo-se de forma laminar ou turbulenta, influenciando o valor do coeficiente de transmissão de calor.

Com o intuito de resolver alguns dos problemas relacionados a determinação de h_c é usual considerar um valor médio para o coeficiente de de transmissão de calor por convecção na área de estudo. Define-se assim o coeficiente médio de transmissão de calor por convecção $\overline{h}_c$ como sendo o valor do calor trocado para uma determinada diferença de temperatura numa determinada área. Esta definição na realidade nada mais é do que a utilização da equação 3.1 para definição de $\overline{h}_c$.

$$\overline{h}_c = \frac{q}{A(T - T_\infty)} \tag{3.2}$$

O problema fica parcialmente resolvido em regiões onde se pode medir a troca de calor e, através do princípio de semelhança, pode-se estimar h_c para outras aplicações.

Na prática o que é feito é utilizar relações entre números adimensionais que valem para um conjunto de problemas ditos semelhantes. Uma pesquisa anterior determina o valor dessas relações para um desses problemas e os demais os utilizam. No caso da transferência de calor por convecção os principais números utilizados são os números de Reynolds (Re), Prandtl (Pr), Grashof (Gr) e Nusset (Nu),

definidos por:

$$Re = \frac{\text{Velocidade . Comprimento característico}}{\text{Viscosidade Cinemática}} \Rightarrow \frac{\text{Forças de Inércia}}{\text{Forças Viscosas}}$$

$$Pr = \frac{\text{Calor específico a pressão constante . Viscosidade}}{\text{Condutibilidade Térmica}} \Rightarrow \frac{\text{Dist. de Temp.}}{\text{Dist. de Velocidade}}$$

$$Nu = \frac{\text{Coeficiente médio de transmissão de calor por convecção . comprimento característico}}{\text{Condutibilidade Térmica}}$$

$Gr = \beta\ g\ (T_s - T_\infty)\ D^3/\upsilon_{ar}^2$

onde: β = coeficiente de expansão térmica (geralmente chamado de α e aqui mantido como β em função da ref.[24])

g = aceleração da gravidade

D = diâmetro característico

υ_{ar} = viscosidade cinemática do ar

Determinação de $\overline{h}_c$

O ar se desloca através da superfície de uma roda ferroviária devido a translação do veículo e o giro da roda (Fig. 3.12).

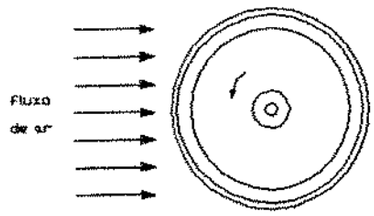


Figura 3.13: Ar passando pela roda girando.

Como o modelo utilizado considera que a sapata está aplicada ao longo de toda a bandagem não podemos considerar a troca de calor através desta área. O calor é trocado então através da superfície ao lado da zona de geração de calor e nos lados do aro, no disco e no cubo conforme a figura 3.14.

É provável que um outro tipo de modelo, que leve em conta o fato de que a cada instante a sapata ocupa apenas uma fração da circunferência da bandagem, deva ser utilizado para cálculos futuros devido as elevadas temperaturas alcançadas nesta região, que implicam numa maior troca de calor.

Algumas equações tem sido utilizadas no cálculo de $\overline{h}_c$ para elementos rotativos. Umas delas é apresentada na por Kreith [24] para cilindros longos horizontais em rotação no ar:

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h}_c \cdot D}{k_{ar}} = 0,11[(0,5Re^2 + Gr) \cdot Pr_{ar}]^{0,35} \tag{3.3}$$

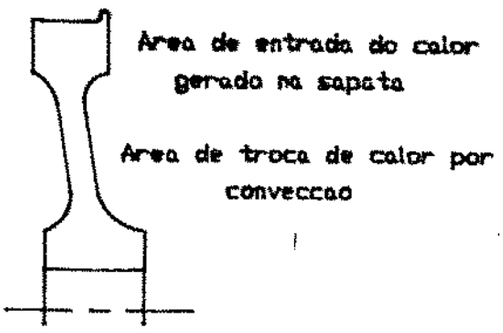


Figura 3.14: Regiões de troca de calor.

onde: k_{ar} = Condutibilidade térmica do ar
D = diâmetro do disco

Para o ar escoando através de um cilindro longo sem rotação sob corrente de ar Hilpert [39] determinou a relação:

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h}_c D}{k_{ar}} = 0,0239 Re^{0,805} \tag{3.4}$$

para velocidades tais que 40000 < Re < 400000

Esta equação foi obtida para cilindros com até 150 mm. O resultado das medições de Hilpert pode ser visto no gráfico da figura 3.15.

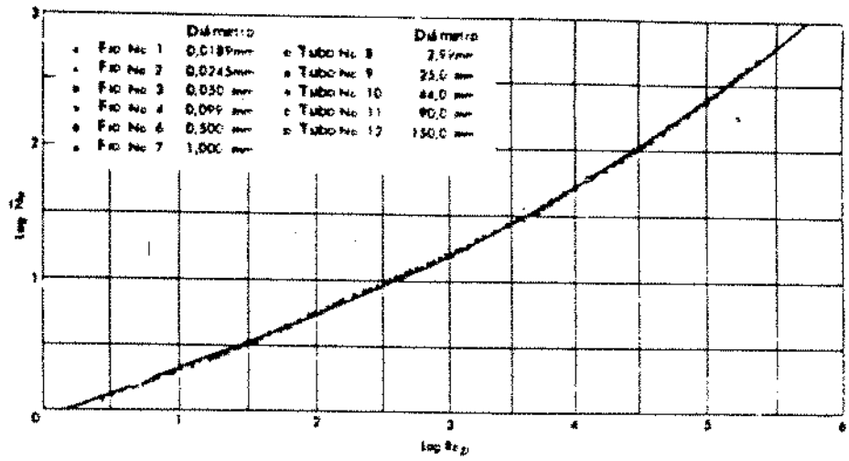


Figura 3.15: Número de Nusset Médio de transmissão de calor em função do número de Reynolds para escoamento cruzado de ar [24] .

Na realidade a maior superfície de troca de calor no caso de uma roda, os lados desta, não pode ser modelada por um cilindro longo. Uma outra tentativa poderia ser considerar as superfícies do aro, disco e cubo como uma superfície de disco em rotação (fig. 3.16).

Cobb e Saunders usaram:

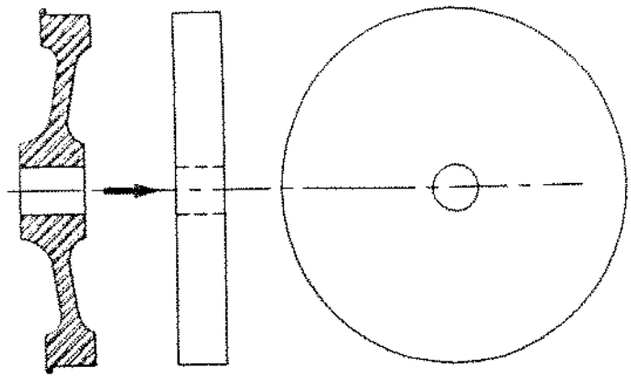


Figura 3.16: Modelamento para superfície de troca de calor por um disco.

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h}_c D}{k_{ar}} = 0,35(\frac{wr^2}{\upsilon})^{1/2} \tag{3.5}$$

para: $R_D = \frac{wD^2}{V} < 5.10^5$, ou seja, para escoamento laminar em discos girando. onde: w = velocidade angular

υ = viscosidade cinemática

r = raio do disco

Para Re > 500000 o escoamento é uma mistura de laminar e turbulento e o coeficiente médio de troca de calor por convecção pode ser obtido por [24]:

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h}_r r_0}{k_{ar}} = 0,015(\frac{wr_0^2}{V_{ar}}^{0,8}) - 100(\frac{r_c}{r_0})^2 \tag{3.6}$$

onde: r_o = raio do disco

r_c = raio no qual o número de Reynolds é Re = 500000

Kreit [24] utiliza uma expressão para $\overline{h}_c$ sobre uma superfície plana que poderia ser utilizada para uma roda, considerando uma corrente de ar com a velocidade do veículo passando pela roda, esta plana, e desprezando os efeitos de rotação.

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h}_c \,.\, D}{k_{ar}} = 0,036 Pr^{1/3} \,.\, Re^{0,8} \tag{3.7}$$

Válida para D >> D_e

onde: D_e = diâmetro máximo para que ocorra escoamento laminar

Coeficiente combinado de troca de calor por convenção e radiação

Quando uma roda é aquecida sua superfície troca calor com o meio não somente por convecção mas também por radiação. A quantidade de calor transmitida por radiação é dada por:

$$q_r = \overline{h}_r A(T_1 - T_2)$$

para:

$$\overline{h}_r = \varepsilon \, F \, \sigma \frac{(T_1^4 - T_2^4)}{T_1 - T_2}$$

onde:T_1 - T_2 = diferenças de temperatura de troca de calor por radiação
$\overline{h}_r$ = coeficiente médio de troca de calor por radiação
ε = emissividade do corpo
F = fator de forma geométrico
σ= constante de Stefan-Boltzman

É usual utilizar para os cálculos práticos o valor combinado dos coeficientes médios de transmissão de calor por convecção e radiação ($\overline{h}$). Assim:

$$\overline{h} = \overline{h}_c + \overline{h}_r$$

Nos cálculos de $\overline{h}_r$ utiliza-se geralmente [24]:

$$\overline{h}_r = \mathcal{F}_{1-2} \, . \, F_T$$

onde: F_T = fator de temperatura dado pela fig 3.17 [24]
$\mathcal{F}_{1-2}$ = fator de forma para radiação

No caso da roda considerando-a como um corpo cinzento em um grande invólucro (ar) temos:

$$\mathcal{F}_{1-2} = \varepsilon$$

assim:

$$\overline{h}_r = \varepsilon F_T$$

Essa é uma suposição que pode gerar erros e, na existência de dados experimentais, estes devem ser utilizados para $\mathcal{F}_{1-2}$.

Alguns trabalhos feitos com a finalidade de determinar a distribuição de temperatura para rodas utilizam valores para $\overline{h}$ fixos ou como função de ' T ', e não dão a fonte de informação. É provável que tenham sido feitas medidas anteriores para determinação dos parâmetros e não seja simplesmente uma estimativa em função dos trabalhos de outras áreas. O gráfico da figura 3.18 [$\overline{h}$ x T] é um dos resultados [33]:

Comparação dos resultados para $\overline{h}$

Vamos supor um veículo ferroviário sendo mantido a uma velocidade constante de 72 km/h (20 m/s) em uma determinada rampa. As rodas deste veículo têm diâmetro de 914,4 mm (36 pol.) e são de classe B. O ar que circunda a roda tem propriedades avaliadas em função da temperatura. Afim de podermos comparar os resultados escolhemos a temperatura de 250°C (482°F) e, nesta temperatura, temos os seguintes valores para o ar [24]:

$$\upsilon = 4,2 \, . \, 10^{-5} m/s^2$$

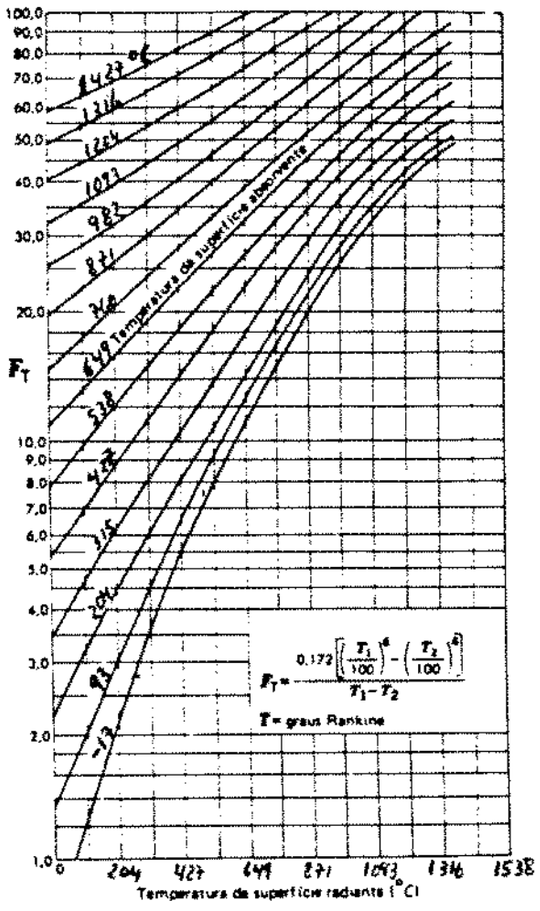


Figura 3.17: Fator F_T - [multiplicar por 5,67 para ter em $\frac{W}{m^2 \cdot °C}$] [24] .

PROPRIEDADES
RIEGEL [REF.3.3]

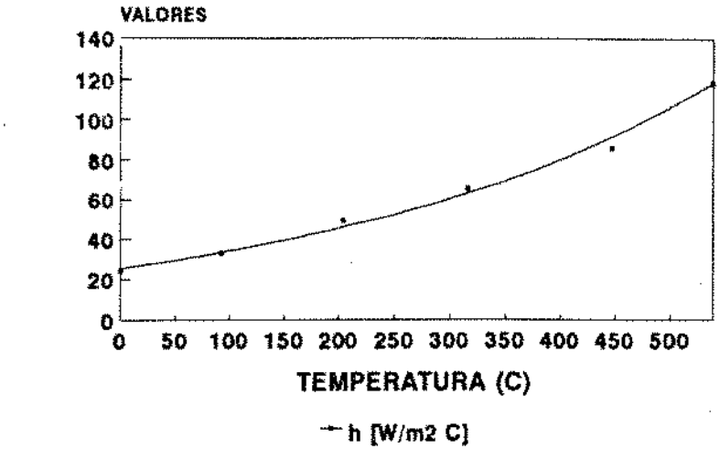


Figura 3.18: Coeficiente combinado de troca de calor por radiação e convecção [33] .

$$k = 3,96 \,.\, 10^{-2} \frac{W}{m \,.\, c}$$

$$Pr = 0,69$$

$$\rho = 6,8 kg/m^3$$

$$Cp = 1,03 \frac{W - s}{kg\ ^oC}$$

$$\mu = 2,77 \,.\, 10^{-5} \frac{kg}{m \,.\, s}$$

$$\frac{g\beta\rho^2}{\mu^2} = 3,34\rho$$

Estes valores e as características do problema implicam nos números admensionais (supondo T_s = 500°C e T_∞ = 25°C):

$$Re_w = (\frac{\pi D^2 w}{v}) = 2,77 \,.\, 10^6$$

$Re = (\frac{V_{ar} D}{v}) = 4,4 \,.\, 10^5 \Rightarrow 10\%$ acima do intervalo de uso permitido para a equação 3.2

$R_D = \frac{uD^2}{\nu} = 8,7 \cdot 10^5 \rightarrow$ acima do intervalo especificado

$$Gr = (\frac{g\beta\rho^2}{\mu} \cdot (T_s - T_\infty) \cdot D^3) = 3919$$

Sabendo que o número de Nusset médio é dado para cada equação, podemos obter os valores de $\overline{h}_c$, $\overline{h}_r$ e $\overline{h}$ para diversos modelos.

Fonte	$\overline{Nu}$	$\overline{h}_c$	$\overline{h}_r$	$\overline{h} = \overline{h}_c + \overline{h}_c$
Eq. 3.3	2426,3	105,1	12,6	117,7
Eq. 3.4	835,9	36,2	12,6	48,8
Eq. 3.5	163,3	7,1	12,6	19,7
Eq. 3.6	221,9	19,2	12,6	31,8
Eq. 3.7	1031,7	44,7	12,6	57,3
Gráfico fig. 3.18				57,2
Valor h [38]				19,9

Tabela 3.2: Coeficientes combinados de convecção e radiação - Unidades [$\frac{W}{m^2 \cdot ^oC}$].

Para a tabela 3.2 foi utilizado o valor de 0,8 para a emisividade do aço e F_T foi de 2,8 para a temperatura de 250°C. Além disso a equação 3.4 utilizou $r_c = 0{,}346$ m, que é o valor de r_c para Re = 500000.

Análise dos resultados para $\overline{h}$

Busca-se um valor de $\overline{h}$ que possa ser utilizado nos cálculos e, portanto, torna-se necessário escolher um modelo ou um conjunto desses que represente a situação prática. Esta é complexa e, para evitar a escolha, pode-se também tomar os valores da literatura para o problema específico. Os valores, no entanto, variam entre os trabalhos e uma opção também deve ser feita neste caso.

O que a princípio pode-se considerar é que a equação 3.3, apesar de mostrar que a rotação causa considerável aumento de $\overline{h}_c$ em relação ao caso onde o cilindro estático está numa corrente de ar (Eq. 3.4), não representa uma roda devido a baixa relação espessura/diâmetro desta. Também a equação 3.4 é utilizada para cilindros longos e assim mostra apenas que o calor na superfície do cilindro pode ser trocado em uma intensidade maior que nas superfícies de discos girando (eqs. 3.5 e 3.6)

As equações 3.5 e 3.6 mostram a influência da turbulência com o giro e é de se esperar que esta aumente com a velocidade do veículo.

A equação 3.7 mostra que não existe grande erro em considerar a roda uma placa plana em relação aos outros modelos. O valor deve ser um pouco maior devido a rotação da roda.

É impossível comentar os valores obtidos no gráfico 3.18 e na ref. [38], pois não se tem informações quanto a fonte destes. Nota-se porém que o valor obtido em ref. [38] é o segundo menor valor da tabela, o que é de se estranhar, pois o valor de $\overline{h}_r = 12{,}6 \frac{W}{m^2 \cdot ^oC}$ provavelmente está subestimado devido a impossibilidade de se calcular $\mathcal{F}_{1-2}$. No entanto o valor do gráfico 3.18 é um valor levemente acima dos demais o que aproxima a condição de que há uma combinação de translação do ar e rotação da roda. Além disso o gráfico 3.18 mostra um aumento de $\overline{h}$ com a temperatura, o que pode ser relacionado ao aumento de $\overline{h}_r$, também mostrado na figura 3.17. A curva do gráfico 3.18 é ainda realista porque mostra uma maior variação de $\overline{h}$ a altas temperaturas, já que $\overline{h}_c$ também aumenta com esta.

3.2.2 O Traçado das Temperaturas pelo Método dos Elementos Finitos

O Método dos Elementos Finitos tem sido largamente utilizado no cálculo das tensões em elementos sujeitos a solicitações mecânicas e pode ser aplicado também ao traçado de temperaturas. Muitos são os programas feitos especialmente para atender aos usuários do método e um deles, o Ansys, tem encontrado grande aceitação, desde 1977, entre os pesquisadores da área ferroviária [38].

O Ansys foi adquirido pelo Departamento de Projeto Mecânico da Faculdade de Engenharia Mecânica da Unicamp em uma versão destinada às Universidades. Inicialmente o pacote (conjunto de programas que formam um "software") não contava com o módulo que permitia cálculos a partir de carga térmica e, com sua instalação, iniciou-se o processo de aprendizado para o modelamento de casos reais. É provável que muitos dos seus recursos ainda sejam desconhecidos e, por isso, a análise proposta poderá ser otimizada.

A descrição teórica dos procedimentos de cálculo está além dos objetivos deste trabalho e pode ser vista nos manuais de teoria do método que acompanham o programa [23].

– Procedimento

Evidentemente um sem número de situações reais poderiam ser utilizadas para o traçado de temperaturas; no entanto é conveniente escolher um ou mais casos que possam ter resultados similares publicados afim de se ter parâmetros para comparação. Três casos foram testados com a finalidade de demonstrar as possibilidades do método:

- Roda 36 pol. (Mafersa F-36) com 50 HP (37,3 kW) de potência distribuída sob a superfície de contato sapata-roda simetricamente. Foi utilizado um ξ de 0,625. O tempo de aplicação é de 15 minutos.

- Roda 36 pol. (Mafersa F-36) com 15 HP (11,2 kW) em regime permanente, $\xi = 0{,}95$.

- Roda 36 pol. (Mafersa F-36) com 15 HP (11,2 kW) por 20 minutos, $\xi = 0{,}95$.

O primeiro caso é mostrado por Wetemkamp [47]. Como é de praxe os resultados são mostrados sem que sejam dados os parâmetros utilizados para atingi-los. Wetemkamp não cita a condutibilidade térmica e nem o coeficiente combinado de transmissão de calor por convecção e radiação, este último de fundamental importância no cálculo. A potência utilizada neste caso está além da recomendada pela "Association of American Railroads" que é de 40 HP (30 kW). São conhecidos casos onde a geração de calor pode chegar a este nível, principalmente em trens sobrecarregados.

O segundo e o terceiro casos foram traçados a título de comparação. O objetivo é saber se é razoável a consideração de regime permanente para longas aplicações de freio. O terceiro caso é relatado por Rusin [38]; no entanto, por motivos a seguir explicados, os gráficos aqui apresentados não mostram o calor para h = 19,87 $\frac{W}{m^2 °C}$ como sugerido pela referência. Este valor causa uma distribuição de temperatura muito acima da apresentada, o que não parece coerente.

As referências utilizadas como base usam rodas 33 pol. (0,838 m). Optou-se por traçar as temperaturas para uma roda 36 pol (0,914 m) pois esta melhor representa as rodas nacionais, que vão de 29 pol. (0,737 m) a 40 pol. (1,016 m). A mesma malha de elementos finitos foi usada para os 3 casos - tipo triângulo, 6 nós e de tamanho variável (Fig. 3.19).

Distribuição 1

A figura 3.6 mostra a distribuição encontrada por Wetemkamp [47]. Para o traçado foi utilizada uma entrada de calor distribuida ao longo de 8 nós da superfície totalizando 0,57 m de entrada de calor. A distribuição obtida inicialmente difere muito da distribuição de Wetemkamp e uma primeira análise mostra ou um baixo coeficiente combinado de troca de calor (inicialmente 20 $\frac{W}{m^2 °C}$) ou uma elevada carga térmica, o que parece pouco provável.

Com a variação do coeficiente $\overline{h}$, conseguiu-se a distribuição mostrada na figura 3.20. A temperatura máxima atingida foi de 493,4°C e a mínima de 63°C. No trabalho de Wetemkamp a temperatura máxima foi pouco acima de 900°F (482°C) e a mínima não é mostrada mas aparentemente está pouco abaixo de 100°F (38°C).

Figura 3.19: Malha utilizada para cálculo de Elementos Finitos.

Figura 3.20: Distribuição de temperatura para 50 HP (37,3 kw), 15 min. - $\overline{h} = 50\ \frac{W}{m^2 \cdot °C}$ e K = 36 $\frac{W}{m \cdot °C}$ (0°C) a 18 $\frac{W}{m \cdot °C}$ (1500°C) - $\xi = 0{,}625$.

Distribuição 2

A figura 3.21 mostra a distribuição de temperaturas para 15000 W, 20 minutos, com $\overline{h} = 50\frac{W}{m^2 °C}$ e K = 52,047 - 0,038 T $[\frac{W}{m °C}]$. Foi considerado que 95% do calor entra através de 8 nós na bandagem. Nesta figura pode-se observar que a temperatura máxima é de 277°C e a mínima de 52°C. Esses resultados são comparáveis com os de Rusin [38], que mostrou temperaturas máximas de pouco mais de 500°F (260°C) e mínimas de cerca de 11°F (44°C).

Distribuição 3

A figura 3.22 apresenta a distribuição de temperaturas para 15000 W, em regime permanente, com os dados utilizados na distribuição 2. É, sem dúvida, estranho que as temperaturas estejam diminuindo com o tempo de aplicação do freio. Isto é típico de um coeficiente combinado de transmissão de calor elevado. Rusin [38] utilizou um coeficiente bem menor (cerca de 20 $\frac{W}{m^2 °C}$) e este deve ser o motivo. Dados imprecisos na determinação do coeficiente combinado de troca de calor são a maior fonte de erros no cálculo das temperaturas. Estudos posteriores precisam ser feitos neste campo.

3.3 O Problema das Tensões

Praticamente todos os problemas devido ao aquecimento discutidos no capítulo 4 estão relacionados, direta ou indiretamente, com as tensões residuais presentes na roda. Tensão residual é a tensão interna a qual o material está sujeito após um tratamento térmico ou mecânico. Ocorre se parte do material sofre escoamento sob solicitação: quando a solicitação é retirada existe uma nova distribuição volumétrica no material escoado, de forma que este ocupa um volume diferente do anterior levando o material vizinho, que não escoou e voltou ao seu volume inicial, a tensioná-lo. A tensão residual pode ser de tração ou compressão dependendo do tipo de tensão que levou o material ao escoamento: compressão ou tração, respectivamente.

Em uma roda ferroviária a carga térmica gerada pelo atrito sapata-roda causa a expansão do aro, a começar pelas regiões mais próximas à fonte de calor. O aro expandindo-se traciona a alma radialmente e esta faz com que o movimento do aro seja restrito, o que leva à compressão circunferencial. Quando a carga térmica é suficiente para causar escoamento sob compressão do aro este fica sob tração circunferencial. Como será visto no capítulo 4, a tração circunferencial é condição necessária à propagação de trincas.

3.3.1 Trabalhos a respeito da Distribuição de Tensões

Da mesma forma que para temperatura muitos trabalhos têm sido feitos no sentido de calcular a distribuição de tensões em uma roda. Na verdade a maioria dos trabalhos onde é calculada a distribuição de temperatura tem como objetivo utilizar estes dados para calcular a distribuição de tensões.

O traçado das tensões foi evoluindo com a possibilidade de utilização de novas ferramentas. A princípio a colocação de extensômetros em uma roda solicitada em serviço dava uma previsão das tensões residuais superficiais quando a mesma era cortada. Depois, os métodos numéricos começaram ser utilizados com possibilidades limitadas: as tensões poderiam ser calculadas apenas no regime elástico, já que os programas existentes não previam a mudança na curva tensão-deformação a partir do escoamento. Outros refinamentos no cálculo foram gradativamente sendo desenvolvidos: a inclusão da variação no diagrama tensão-deformação com a temperatura e o efeito da variação de volume sob escoamento.

Em 1965, Riegel et alii [33] propuzeram a divisão da roda em 17 anéis de espessura variável [fig 3.23] e colocaram a condição de que qualquer deles deveria ter seu movimento de expansão sob carga térmica restrito pelos vizinhos. Sua intenção foi calcular as tensões radiais na alma e o resultado está mostrado

Figura 3.21: Distribuição de temperatura para 15 kW, 20 minutos, $\overline{h} = 50 \frac{W}{m^2 \cdot °C}$ e K = 52,047 - 0,038 T $\left[\frac{W}{m \cdot °C}\right]$.

Figura 3.22: Distribuição de temperatura para 15 kW, regime permanente, $\overline{h} = 50 \frac{W}{m^2 \cdot °C}$ e K = 52,047 - 0,038 T $[\frac{W}{m \cdot °C}]$.

na figura 3.24, para uma taxa de elevação de temperatura de cerca de 1000°C por hora (0,27°C/s) na bandagem, em 10 minutos.

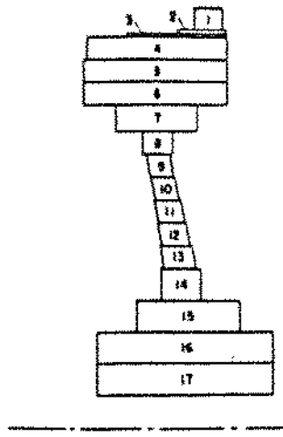


Figura 3.23: Anéis utilizados por Riegel para o cálculo de tensões [33] .

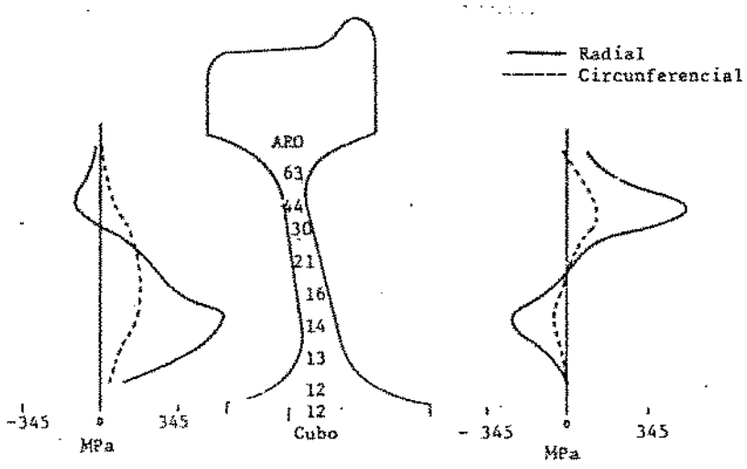


Figura 3.24: Distribuição de tensões radiais na alma [33] .

Em 1966, Bruner et alii [12] utilizaram um conjunto de extensômetros colocados em diversas posições da alma e, em função da temperatura atingida nestas posições, obtiveram as tensões superficiais. Na realidade o que foi obtido foi a variação das tensões já que as tensões residuais presentes inicialmente na roda eram desconhecidas. A figura 3.25 mostra esta distribuição para tensões radiais e tangenciais (circunferenciais).

Em 1969, Novak e Eck [31] traçaram a distribuição de tensões a partir dos dados de temperatura da figura 3.4. Utilizando o método das diferenças finitas traçaram a distribuição das tensões combinadas segundo o critério de Von Misses. A figura 3.26 mostra o resultado.

Em 1970, Berg e Kucera [10] mostraram a distribuição de tensões a partir dos dados de temperatura mostrados na figura 3.5. A figura 3.27 mostra as tensões.

Em 1975, Wetemkamp [46] traçou as tensões residuais em uma roda 33 pol (0,838 m) para uma combinação dos resultados obtidos a partir das distribuições de temperatura da figura 3.7. O traçado

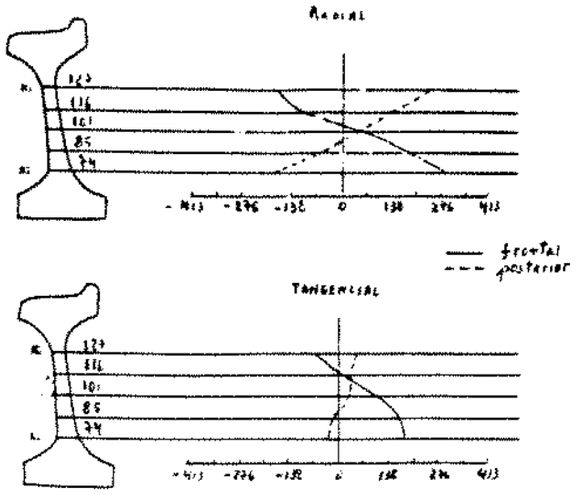


Figura 3.25: Distribuição de tensões superficiais na alma [12] .

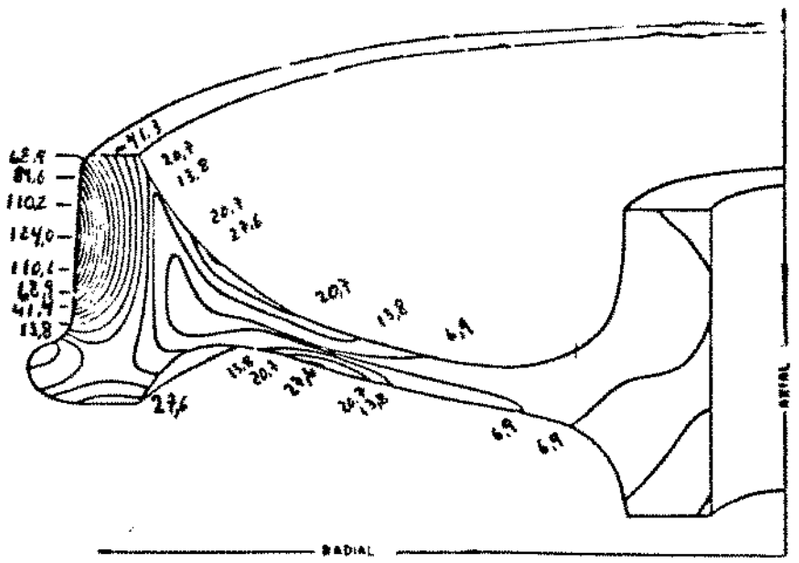


Figura 3.26: Tensões segundo o critério de Von Misses traçadas por Novak [31] .

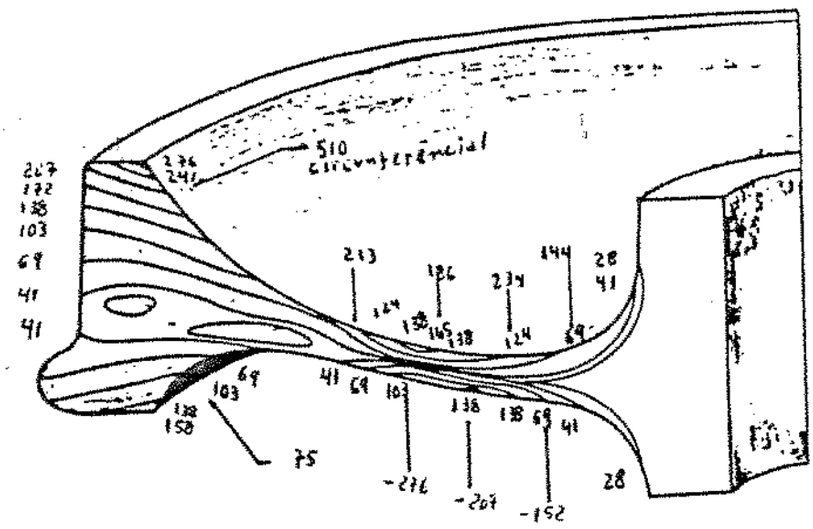


Figura 3.27: Tensões segundo o critério de Von Misses traçadas por Berg [10] .

das tensões é mostrado na figura 3.28.

Ainda em 1975, Johnson utilizou um diagrama tensão-deformação bi-linear mostrado na figura 3.29. Em seu excelente trabalho calculou as tensões para 3 tipos de rodas em 3 condições de solicitação térmica diferentes (15, 22 e 30 kW). A figura 3.30 mostra o resultado para tensões residuais após resfriamento para um dos tipos de rodas mostradas na figura 3.8.

Diversos outros trabalhos poderiam ser citados. Alguns acrescentam novos refinamentos (por exemplo [43]), mas nem por isso se tornam muito mais precisos. Refinamentos introduzidos em métodos de cálculo perdem o sentido devido ao erro cometido (e esperado) nas propriedades do material da roda e do ar que a circunda.

3.3.2 A Fadiga em Rodas

A fadiga em material de rodas ferroviárias é uma das facetas menos estudadas no país. É certo que os poucos Institutos que tratam do assunto de problemas em rodas ferroviárias têm muito o que avançar antes de começar um programa completo no estudo da fadiga; não obstante este é um dos assuntos de maior desafio dado sua complexidade e quantidade de trabalho envolvido.

O Diagrama de Goodman Modificado

Qualquer ponto em um componente solicitado por fadiga (seja esta térmica ou mecânica) pode falhar se as tensões as quais este estiver sujeito superarem determinados valores. Estes valores são definidos por diversos critérios. Um destes critérios, largamente aceito, pode ser representado por um gráfico conhecido como Diagrama de Goodman Modificado. Neste diagrama as solicitações são comparadas com uma relação entre a tensão de ruptura e o limite de resistência a fadiga. A figura 3.31 mostra o diagrama de Goodman Modificado [40].

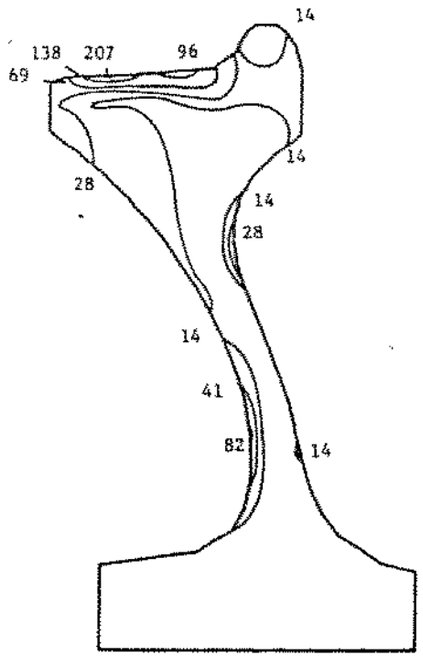


Figura 3.28: Tensões segundo o critério de Von Misses traçadas por Wetemkamp [46] .

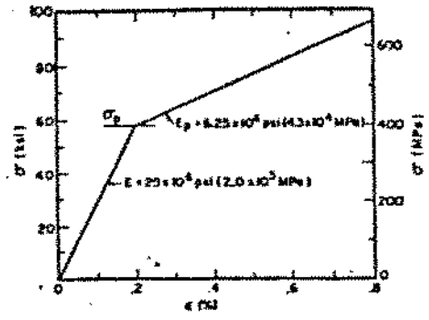


Figura 3.29: Diagrama tensão-deformação bi-linear utilizado por Johnson [21] .

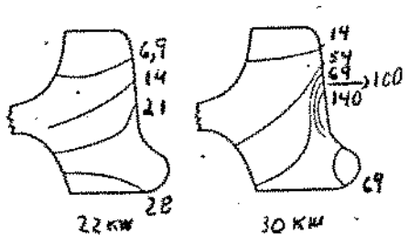


Figura 3.30: Tensões residuais circunferênciais segundo Johnson [21] .

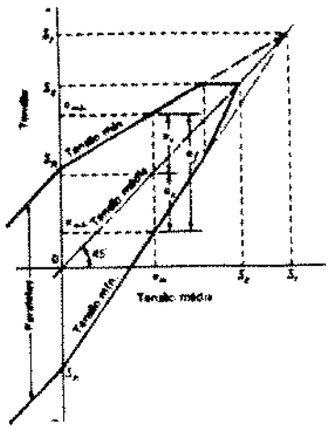


Figura 3.31: Diagrama de Goodman Modificado [40] .

Nesta figura é utilizada a seguinte notação:

S_r = limite de resistência a tração

S_e = limite de escoamento

S_n = limite de resistência à fadiga

σ_m = tensão média de solicitação

σ_a = amplitude da tensão de solicitação

σ_f = 2 x σa = faixa de solicitação

O diagrama de Goodman para a fadiga é obtido traçando-se retas que unem os pontos definidos como limite de resistência à fadiga (S_n), tanto para tração como para compressão, e o ponto definido pelas coordenadas do limite de resistência à tração, se este for considerado critério de falha. No caso do escoamento ser considerado o critério de falha o diagrama tem a forma mostrada na figura 3.31, onde uma reta corta o diagrama em tensão = S_e.

Afim de traçar este diagrama para um determinado material é necessário que se conheça S_e, S_r e S_n. Os dois primeiros podem ser obtidos de um simples ensaio de tração. O S_n pode ser obtido a partir de um ensaio de fadiga sob tensão alternada.

O Ensaio de Fadiga

Foi realizado um ensaio de fadiga em uma roda classe B, cedida por um dos fabricantes nacionais. A roda, número de série 86 2608 (jan. 91), de 40 pol (1,016 m) de diâmetro, foi inicialmente cortada pela empresa que a forneceu, retirando a alma e o cubo e dividindo o aro e flange em 12 partes conforme a figura 3.32

Durante a usinagem final diversos corpos de prova foram perdidos por não estarem dentro da tolerância dimensional (6 ao todo).

A composição química da roda é dada pela tabela 4.5. A distribuição de dureza no aro foi feita e o resultado é mostrado na figura 4.21. Tanto a distribuição de dureza como a composição química foram fornecidos pela empresa [27].

A parte A ficou na empresa para análises posteriores; a parte B foi utilizada para análises metalográficas na Unicamp e as outras dez partes foram cortadas para retirada dos corpos de prova conforme a figura

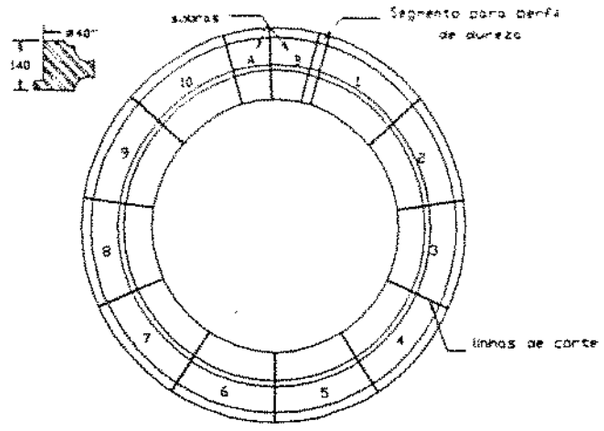


Figura 3.32: Corte da roda 86 2608 - classe B - para ensaio de fadiga.

3.33. O corte até a secção quadrada foi realizado na General Eletric, e a usinagem para secção circular no Departamento de Projeto Mecânico. A usinagem final foi realizada no torno de controle numérico do Departamento de Engenharia de Fabricação. A figura 3.34 mostra as partes número 4 e 10 da roda. A figura 3.35 mostra os cortes iniciais feitos na peça. A peça 3.36 mostra a peça já com as barras de secção quadrada.

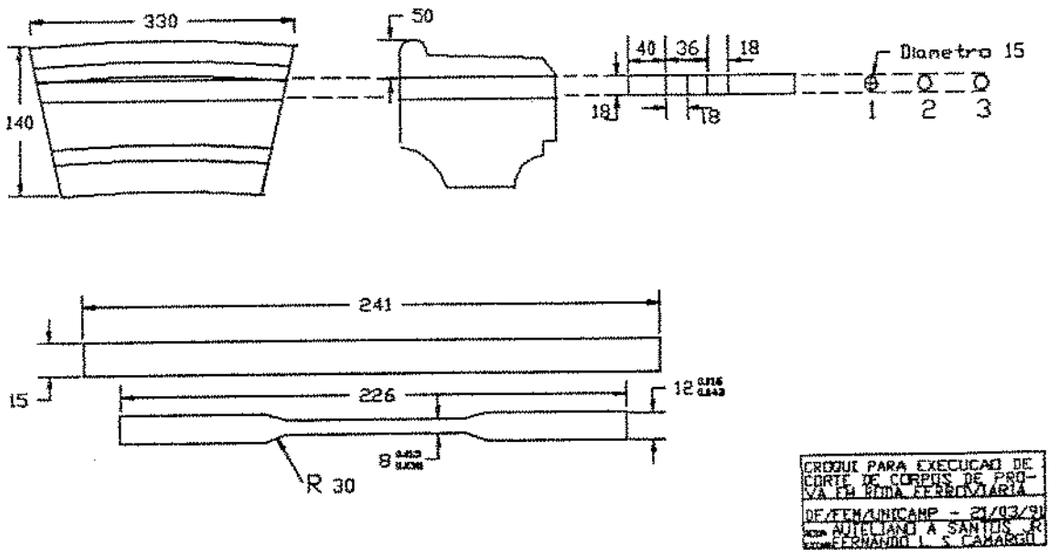


Figura 3.33: Posição para retirada dos Corpos de Prova para Ensaio de Fadiga.

A idéia inicial propunha a retirada dos corpos de prova na superfície de rolamento. Problemas relacionados ao comprimento dos corpos de prova impediram que estes fossem retirados de uma região mais próxima da bandagem.

As dimensões dos corpos de prova são dadas pelo manual de operação da máquina de ensaio à fadiga por flexão alternada simétrica [44]. Esta máquina é de propriedade da Faculdade de Engenharia Mecânica da Unicamp e foi cedida pelo Departamento de Engenharia de Materiais, responsável pela sua utilização. A máquina foi utilizada pela 1º vez nos testes de fadiga com o material das rodas e

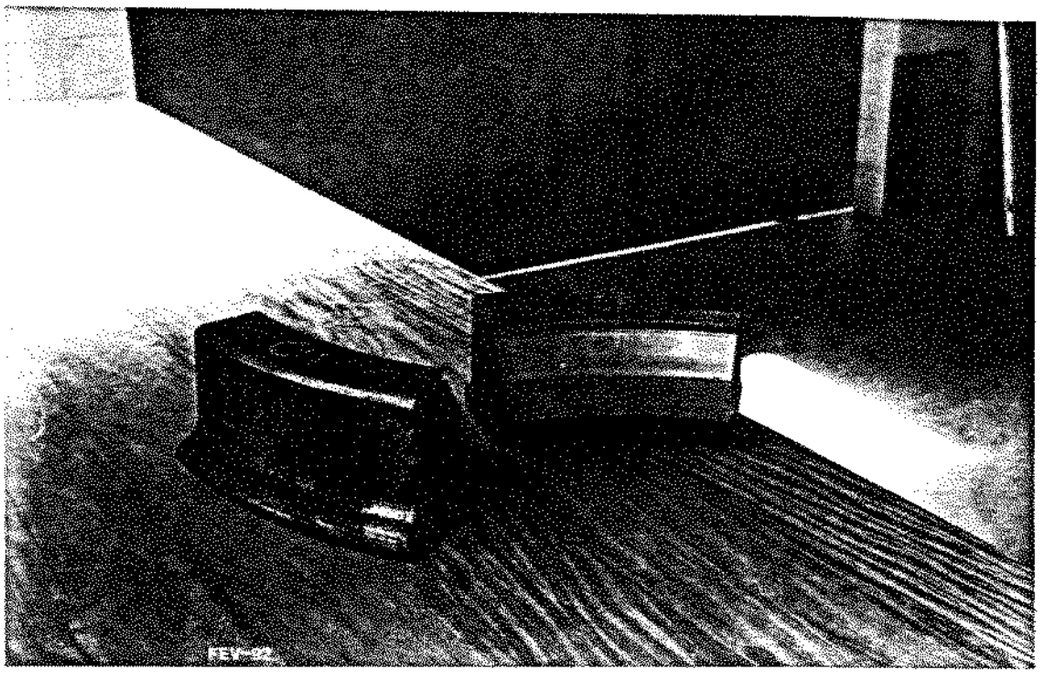


Figura 3.34: Partes 4 e 10 da roda 86 2608.

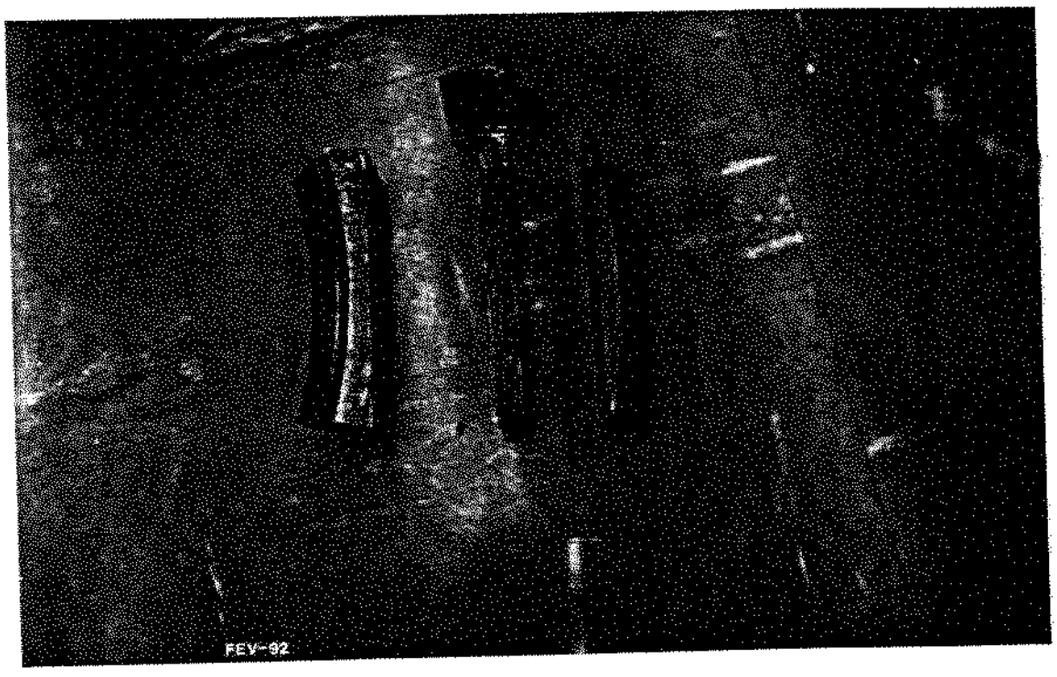


Figura 3.35: Cortes iniciais na parte 1 da roda 86 2608.

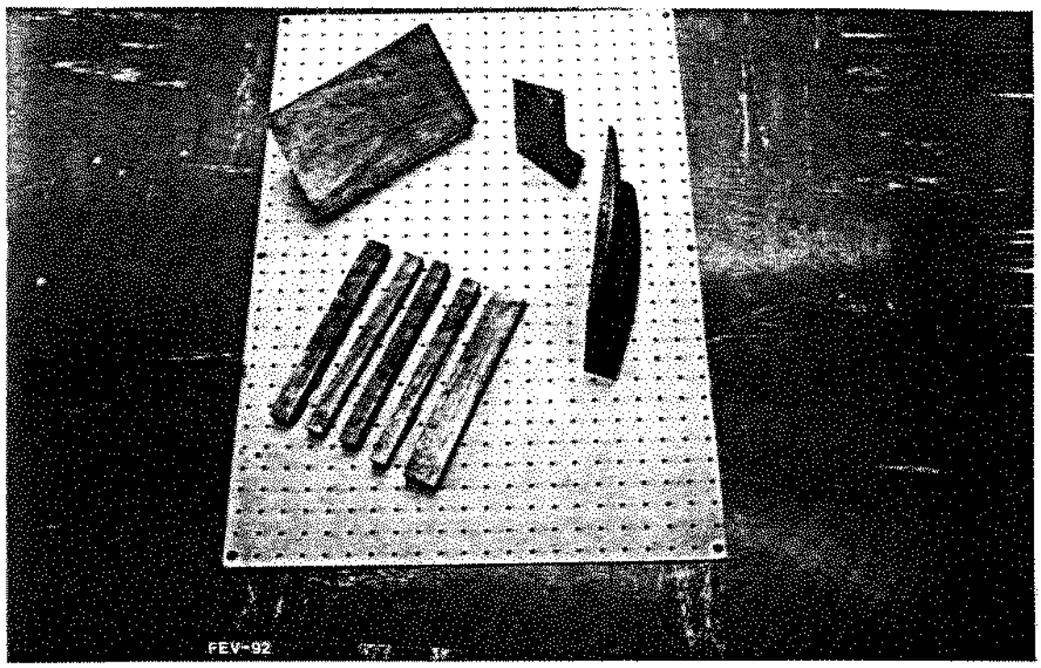


Figura 3.36: Cortes totais na parte 1 da roda 86 2608 - Secções quadradas.

muitos problemas surgiram. A máquina teve que ser instalada e o procedimento de operação estudado. Corpos de prova de sacrifício confeccionados com outros materiais foram utilizados neste aprendizado. Muitos problemas mecânicos relacionados principalmente à fragilidade dos rolamentos tiveram que ser resolvidos. A inoperância da empresa responsável pela manutenção corretiva afim de que o trabalho pudesse ser realizado atrasou em vários meses os testes. A máquina de ensaio à fadiga é mostrada ao fundo na figura 3.37.

A máquina de ensaios é composta de 4 dispositivos independentes de ensaio. Dois tipos de ensaio podem ser realizados: flexão alternada bi-apoiada e flexão alternada em balanço. O tipo utilizado foi o primeiro. Neste ensaio um corpo de prova de dimensões especificadas pelo fabricante da máquina é preso por pinças nas suas extremidades conforme a figura 3.38.

Sob a ação de uma carga P o corpo de prova é sujeito a um momento fletor em sua região de menor diâmetro de valor $M_f = \frac{P.l}{2}$. Com a rotação da pinça interna, um ponto qualquer da superfície nesta região sofre uma tensão que varia de tração a compressão entre os valores de :

$$\sigma = \frac{M_f \,.\, d}{2\,.\,I} = \frac{P\,.\,l\,.\,d}{4\,.\,I} \quad e \quad \sigma = \frac{-P\,.\,l\,.\,d}{4\,.\,I}$$

A rotação utilizada nos testes foi de 2000 rpm e o número de ciclos considerado como vida infinita foi de $1{,}0\,.\,10^7$. Assim 83 horas são necessárias para que um dado nível de tensão seja considerado seguro.

As dimensões dadas pelo manual de operação são:

$l = 0{,}1$ m

$d = 0{,}008$ m

$I = \frac{\pi\,d^4}{64} = 2{,}01\,10^{-10} m^4$

Assim a tensão máxima em função de P (em N) é:

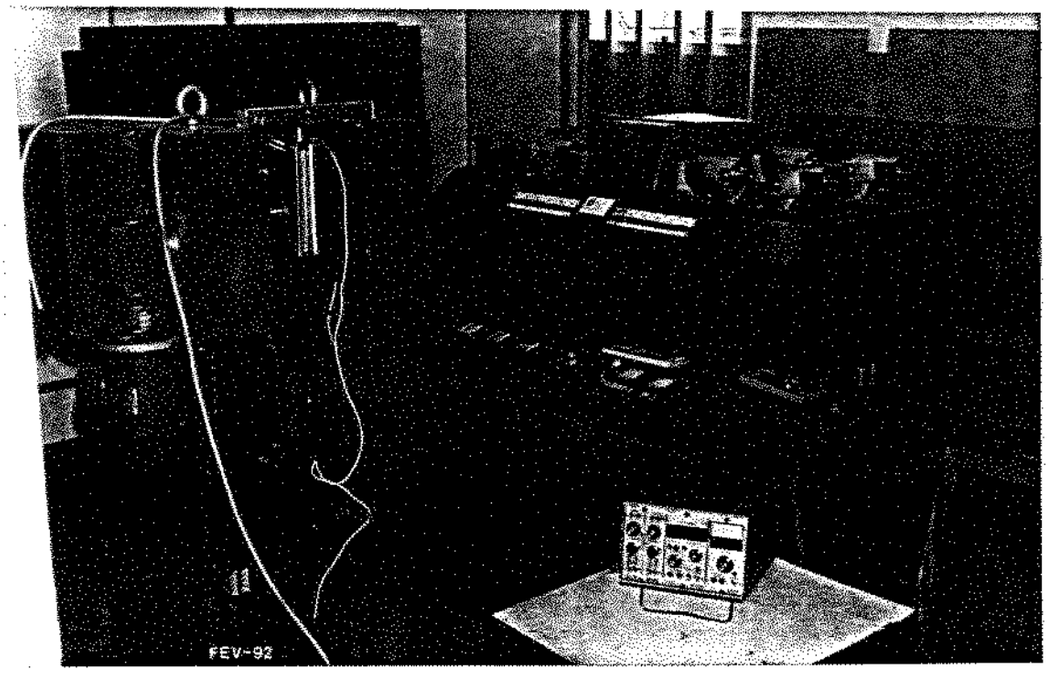


Figura 3.37: Máquinas de ensaio à fadiga por flexão alternada simétrica.

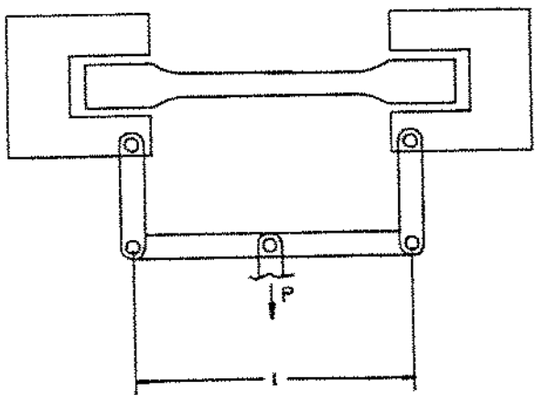


Figura 3.38: Esquema para flexão alternada bi-apoiada.

$\sigma = 994{,}7 \cdot 10^3 \, P \quad [N/m^2] \quad$ ou $\quad P \cong 1 \cdot 10^{-6}\sigma \, [N]$

A carga P é fixada através de escalas e um botão que desloca um conjunto de pesos. A figura 3.39 mostra esta escala para um dos 4 dispositivos independentes existentes na máquina. Nesta figura é mostrada também a experiência feita para conferir a força mostrada na escala. Uma célula de carga foi colocada de forma a sofrer o esforço mostrado pela escala. Diversos valores foram testados e um erro de menos de 1,0% foi encontrado.

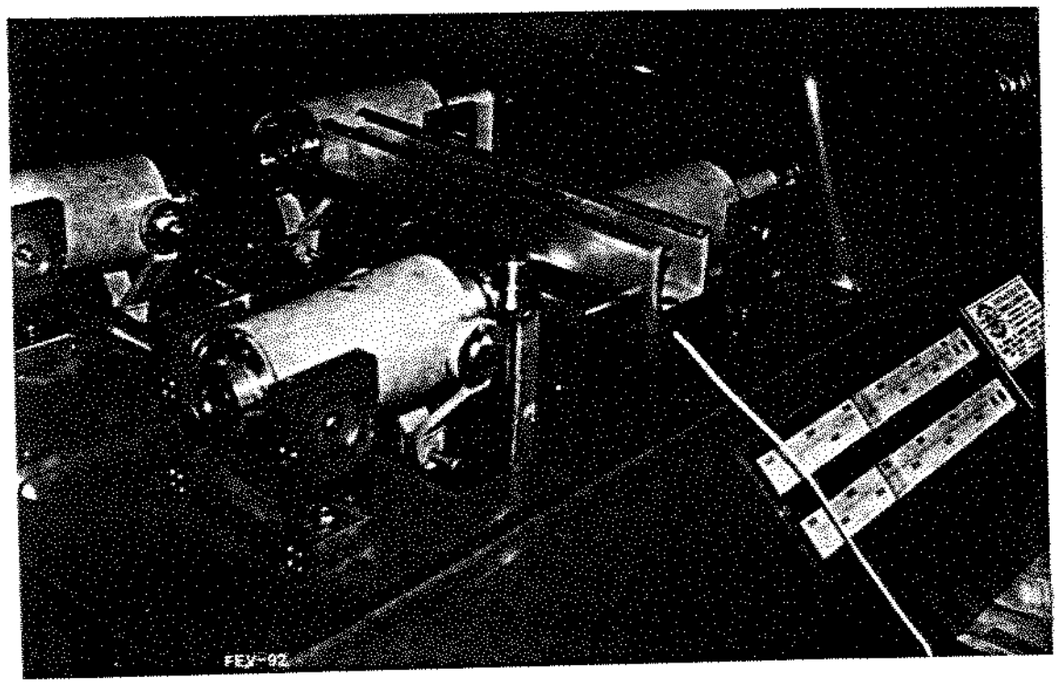


Figura 3.39: Montagem para conferir a força de solicitação à fadiga.

O método utilizado para cálculo de S_n foi o método da escada. Para este método é conveniente a utilização de no mínimo 15 corpos de prova. Os problemas ocorridos durante a usinagem fizeram com que dos 30 corpos de prova iniciais apenas 21 pudessem se testados. Ainda assim os corpos de prova foram retirados de regiões diferentes da secção da roda, apesar da proximidade. Optou-se por utilizar o método para cada uma das regiões, tendo consciência de que o pequeno número de corpos de prova pode levar a um razoável desvio.

Os corpos de prova foram numerados de maneira que o nº 1 é o extraído da região 1 da parte 1; o número 2 é o retirado da região 2, parte 1; o nº 4 é o retirado da região 1, parte 2, e assim sucessivamente. Portanto os corpos de prova nºs 1, 4, 7, 10, 13, 16, 19, 22, 25, e 28 foram todos retirados da região 1.

Os resultados obtidos em função do nº de ciclos até falha são mostrados nas tabelas 3.3, 3.4 e 3.5.

Nota-se que o desconhecimento da tensão S_n para uma estimativa mais segura levou a utilização de um intervalo de 20 MPa entre os níveis de tensão no 1º ensaio (região 1). Já nos outros 2 ensaios, com uma melhor estimativa inicial, foi possível escolher um intervalo menor (10 MPa).

A tabela 3.6 mostra os resultados dos testes para cada uma das regiões.

Resultados para a região 1		
C.P.	Tensão (MPa)	nº de ciclos até falha
10	430	268.900
13	410	12.103.300 (não falhou)
16	430	623.000
19	410	790.300
22	410	11.982.500 (não falhou)
25	430	221.200
28	410	321.200

Tabela 3.3: Resultados para a região 1 - C.P. nº 19 desconsiderado devido a necessidade de manutenção.

Resultados para a região 2		
C.P.	Tensão (MPa)	nº de ciclos até falha
11	420	610.000
14	410	288.100
17	400	12.360.800 (não falhou)
20	410	287.200
26	400	10.334.600 (não falhou)
23	410	987.500
29	400	760.400

Tabela 3.4: Resultados para região 2.

Resultados para a região 3		
C.P.	Tensão (MPa)	nº de ciclos até falha
12	410	819.400
15	400	15.007.500 (não falhou)
18	410	443.800
21	400	16.908.500 (não falhou)
24	410	489.200
27	400	11.604.300 (não falhou)
30	410	10.297.800 (não falhou)

Tabela 3.5: Resultados para região 3.

Resultados para ensaio de fadiga		
Região	Sn (MPa)	desvio padrão
1	420	10,6
2	405	5,3
3	405	5,3

Tabela 3.6: Resultados de Ensaio de Fadiga.

A tabela mostra que o limite de resistência a fadiga para estas posições está acima de 400 MPa e em torno de 410 MPa em média. É importante notar que o tratamento térmico nas rodas é realizado na bandagem e é de se esperar que todos os corpos tenham sido atingidos da mesma forma pelo tratamento, já que estão a mesma distância (50 mm).

O Ensaio de Tração

Foi realizado um ensaio de tração para estimativa inicial das propriedades de fadiga. O ensaio foi realizado num dispositivo de ensaio capaz de registrar a força em função da deformação do corpo de prova (MTS). O corpo de prova utilizado foi o de número 4. A figura 3.40 mostra o resultado do ensaio.

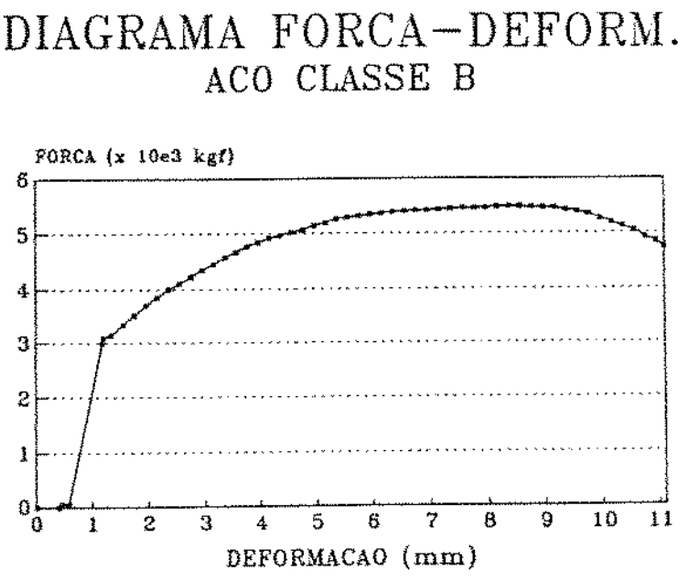


Figura 3.40: Resultados do ensaio de tração

Este ensaio foi realizado com uma velocidade de deformação de 20 . 10^{-3} mm/s; a carga máxima atingida foi de 53560 N; o limite de escoamento de 571 MPa e o limite de resistência de 997 MPa.

A Aplicação dos Resultados

Os resultados obtido nos testes podem ser utilizados para o traçado do diagrama de Goodman modificado. O valor obtido no ensaio de fadiga S_n, na realidade, é influenciado por diversos fatores conforme Shigley [40]. A temperatura talvez seja o mais crítico para o caso em questão. O desconhecimento da variação leva a uma estimatiava que pode não ser realista. Shigley sugere uma variação em função da temperatura de trabalho: para 200°C o limite de resistência a fadiga se reduz a 72% do valor obtido no ensaio, aproximadamente 300 MPa. Bruner [12] utiliza para a classe U, cujo limite de resistência (S_r) tem valor 758 MPsa (11000 psi), o valor de S_n = 155 MPa (22500 psi). Este valor estabelece a relação $\frac{S_n}{S_r} = 0{,}20$. O valor mostrado para S_n no ensaio de fadiga dá a relação $\frac{S_n}{S_r} = 0{,}41$ para o material classe B. É provável que o valor de S_n utilizado por Bruner não inclua efeitos de temperatura, apesar disso a classe U não sofre tratamento térmico e isso pode baixar a resistência à fadiga.

A figura 3.41 mostra o diagrama de Goodman modificado obtido com os dados do ensaio realizado.

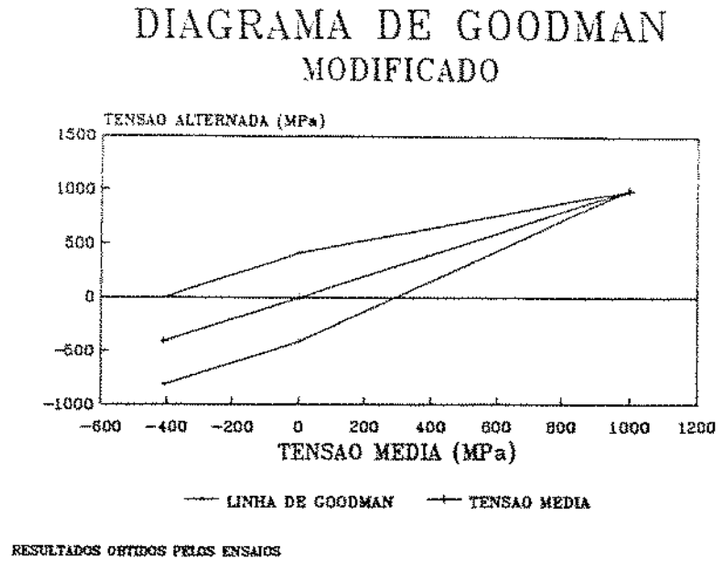


Figura 3.41: Diagrama de Goodman para os dados obtidos.

O objetivo de obter este diagrama é mostrar as solicitações neste gráfico comparando os resultados. A partir da distribuição de temperaturas podem ser traçadas as tensões térmicas para as condições comuns de serviço para determinadas posições no aro. Como as tensões, em aplicações normais, não ultrapassam o limite de escoamento, a roda pode falhar por fadiga. Em uma rampa prolongada as tensões térmicas poderiam ser consideradas tensões médias e as cargas mecânicas as amplitudes de tensão. Bruner [12] realizou os testes para a concordância aro-cubo frontal medindo as tensões devido às cargas mecânicas e descobriu que, para uma roda F-36, classe U, com 267,2 kN (27,2 . 10^3 kgf) de carga vertical por roda e 133,6 kN (13,6 . 10^3 kgf) de carga lateral na face externa, as tensões variavam de 137,8 MPa a - 68,9 MPa. Calculou as tensões devido ao aquecimento com 22 kW e obteve, para esta posição, o valor de 275,6 MPa. Os resultados podem ser vistos na tabela 3.7.

Tensão permanente	275,6 MPa
Tensão flutuante	-68,9 a 137,8 MPa
Tensão combinada	206,7 a 413,4 MPa
Tensão média	310 MPa
Amplitude de tensões	103,4 MPa

Tabela 3.7: Tensões segundo Bruner [12] .

É evidente que as propriedades dos materiais classes U e B são diferentes e que as posições também são diferentes mas, apenas a título de ilustração, são mostradas estas condições sobre o diagrama de Goodman da figura 3.41. A figura 3.42 apresenta o resultado.

Note-se que:

a) as tensões não se aproximam perigosamente dos limites do diagrama.

b) levando-se em conta a influência da temperatura (baixar S_n para 300 MPa), as tensões se aproximam dos limites.

c) não são levados em conta outros efeitos no limite de resistência a fadiga; no entanto, Bruner usou uma carga mecânica por roda que é o dobro da comumente utilizada, segundo seu trabalho para compensar efeitos dinâmicos.

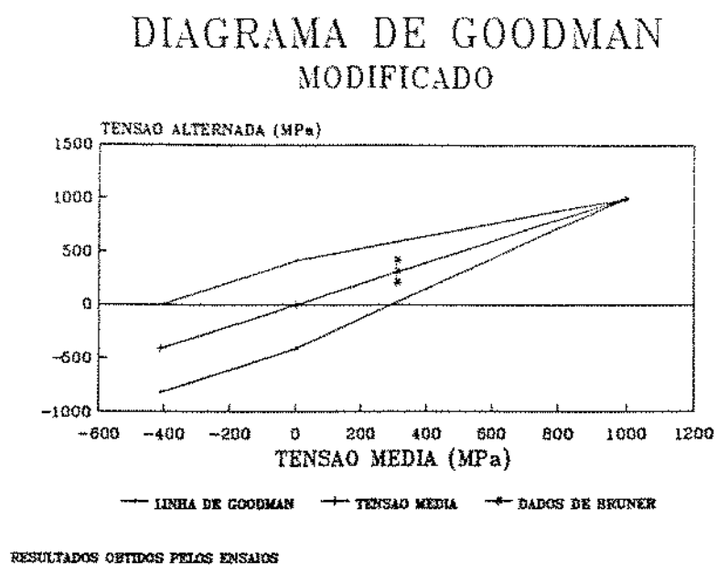


Figura 3.42: Dados de Bruner sobre o diagrama de Goodman modificado.

d) se o critério de falha for o escoamento, uma maior possibilidade de ultrapassar os limites existirá.

e) Bruner calculou as tensões em uma posição afastada da fonte de calor. É provável que a ciclagem de freios cause gradientes mais altos nesta região, levando a uma maior tensão.

f) uma carga térmica superior, muito comum, para a mesma carga mecânica, tornaria a roda muito mais susceptivel a falhas.

3.4 Comentários

O assunto deste capítulo abre espaço para muitos estudos na área. Primeiramente um estudo das propriedades do material e do ar que o circunda é necessário. A seguir um estudo da distribuição de temperaturas modelando casos reais, nos moldes do aqui apresentado. Esta distribuição de temperatura serviria de entrada de dados para o cálculo das tensões térmicas. Estas tensões, por sua vez, seriam a base para o estudo da fadiga, sendo definidas como tensões médias. De posse destes dados os cálculos das tensões mecânicas permitiriam a combinação dos resultados e seu traçado num diagrama de Goodman. A segurança de uma determinada carga térmica sob determinado carregamento mecânico poderia se determinada.

É importante notar que uma roda ferroviária chega a 1 milhão de quilometros em média antes de apresentar problemas. Assim uma roda de 36 pol. (0,914 m) alcança 350 milhões de revoluções até ser retirada de serviço. Como a fadiga é um dano cumulativo, uma carga térmica excessiva pode reduzir drásticamente este valor. A procura de uma carga térmica segura se torna evidente pela observação da variação do campo de amplitude de tensões possíveis, mostrada no diagrama de Goodman.

Capítulo 4

PROBLEMAS DEVIDOS AO AQUECIMENTO

Uma roda ferroviária, conforme visto no capítulo II, é submetida a uma carga térmica quando da aplicação dos freios. Esta carga térmica causa uma distribuição de temperaturas ao longo de qualquer secção radial da roda (Cap III). Essas temperaturas podem atingir valores elevados causando falhas das rodas antes desta alcançar a vida esperada.

Podem ocorrer diversos tipos de falhas, algumas devidas a apenas uma frenagem excessiva e outras devidas ao acúmulo de solicitações, muitas vezes normais quando observadas individualmente. Assim é que uma frenagem de emergência a partir de uma velocidade elevada pode levar à mudança estrutural na superfície de rolamento, devido a elevada carga térmica, criando uma estrutura diferente na roda e possibilitando a nucleação de trincas na interface estrutural. Outro tipo de falha possível é por fadiga mecânica devido à diminuição do limite de escoamento e do limite de resistência à fadiga com o aumento da temperatura. A fadiga térmica causada pela expansão e contração da roda devido à ciclagem do freio também é um fenômeno que leva uma roda a falhar mais rapidamente.

A grande dificuldade no estudo dos problemas devidos ao aquecimento em rodas ferroviárias está no fato de que um tipo de falha dificilmente tem uma só causa. Geralmente a própria elevação da temperatura sujeita a roda a diversos problemas, os quais por sua vez agravam-se uns aos outros. Uma roda que sofreu sobrecarga térmica pode, ao mesmo tempo, ter criado uma trinca por transformação estrutural, e também as condições para que esta se propague, através da mudança do padrão de tensões residuais na roda criando tensões de tração perpendiculares à trinca.

4.1 Características de Fabricação de Rodas Ferroviárias

4.1.1 Processos de Fabricação

Dois são os processos de fabricação de rodas usadas atualmente:

-forjamento

-fundição

Rodas Forjadas

Uma roda forjada é fabricada a partir de um lingote de aço aquecido em um forno rotativo até 1300^{0}C. Ao ser retirada do forno este é prensado em uma prensa de 6000 t a fim de se tornar um

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL

esboço inicial da roda. A seguir a peça é transportada até um laminador cujos rolos atuam de maneira a dar um formato mais acentuado nas concordancias disco-cubo e aro-disco e também diminuem a espessura do disco (alma). O passo seguinte é a utilização de uma prensa de 1560 t para o furo no cubo, defasagem aro-cubo e marcação, após o que a roda, já em sua forma final, é deixada em uma fossa refratária para resfriamento.

O tratamento térmico é feito a partir do aquecimento em forno elétrico seguido por uma têmpera com água na superfície de rolamento a fim de conferir características de resistência ao desgaste às rodas. Como o aumento da resistência ao desgaste (maior dureza superficial) está intimamente ligado à diminuição da tenacidade e resistência à fratura, é necessário um revenimento para alívio de tensões após a têmpera.

Devido à necessidade de se induzir tensões de compressão nas regiões de concordância da roda é feito um jateamento de granalhas de aço nestas regiões e no disco.

A usinagem final das superfícies é feita para garantir as dimensões requeridas.

Finalizando o processo são feitos testes de dureza superficial, de ultra-som e partículas magnéticas, este último afim de detectar a presença de trincas (descontinuidades).

O processo de fabricação completo é mostrado na figura 4.1, retirada do catálogo de um fabricante. [26]

A A.A.R. (Association of American Railroad) normaliza as características principais das rodas forjadas e sua fabricação na norma M-107 [1] e a ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas) também o faz através das normas EB 668/76, PB 250/81, CB 7/83 e TB 137-1/82 [5], atualmente em fase final de implantação.

Rodas Fundidas

As rodas ferroviárias são produzidas por diversos processos de fundição sendo que o principal deles, desenvolvido pela empresa americana Griffin Wheel Company e utilizado no Brasil pela FNV - Veículos e Equipamentos S.A., é chamado de vazamento sob pressão controlada. Transcreve-se a seguir a descrição do processo conforme o fabricante [19]. A figura 4.2 mostra o vazamento.

O processo do "Vazamento Sob Pressão Controlada" , consiste basicamente do seguinte:

- a sucata selecionada é fundida em um forno elétrico trifásico, a arco direto, de revestimento básico;

- no final da corrida, o aço líquido é transferido para uma panela com bica lateral, através da qual é eliminada a escória;

- após a remoção da escória, a panela é transferida para dentro de um poço onde será processado o vazamento sob pressão - antes do fechamento do poço é efetuada a desoxidação do aço com alumínio e medida a temperatura do banho líquido por um pirômetro de imersão;

- a operação seguinte é a montagem de uma tampa de aço revestida de refratário sobre o poço - no centro desta tampa, vem já montado o tubo cerâmico, através do qual será feito o vazamento do aço líquido para o molde - esse tubo mergulha dentro do banho líquido até a uma certa distância do fudo da panela - o poço contendo a panela cheia de aço líquido é herméticamente fechado pela referida tampa, a qual é equipada com uma série de garras que são comprimidas por pistões hidráulicos;

- por sua vez, o molde já fechado, pronto, é transferido para a estação de vazamento e posicionado de tal modo que o seu canal de vazamento esteja alinhado com o tubo cerâmico da tampa. Sobre o molde atuam 2 pistões a ar comprimido, cuja ação tem por fim selar completamente o contato molde-tubo, bem como, evitar que a pressão ferrostática possa levantar a tampa do molde do seu fundo;

- inicia-se a operação do vazamento, a qual é inteiramente automática - o ar comprimido que é admitido dentro do tanque, provoca o fluxo ascendente do aço líquido através do tubo cerâmico para dentro do

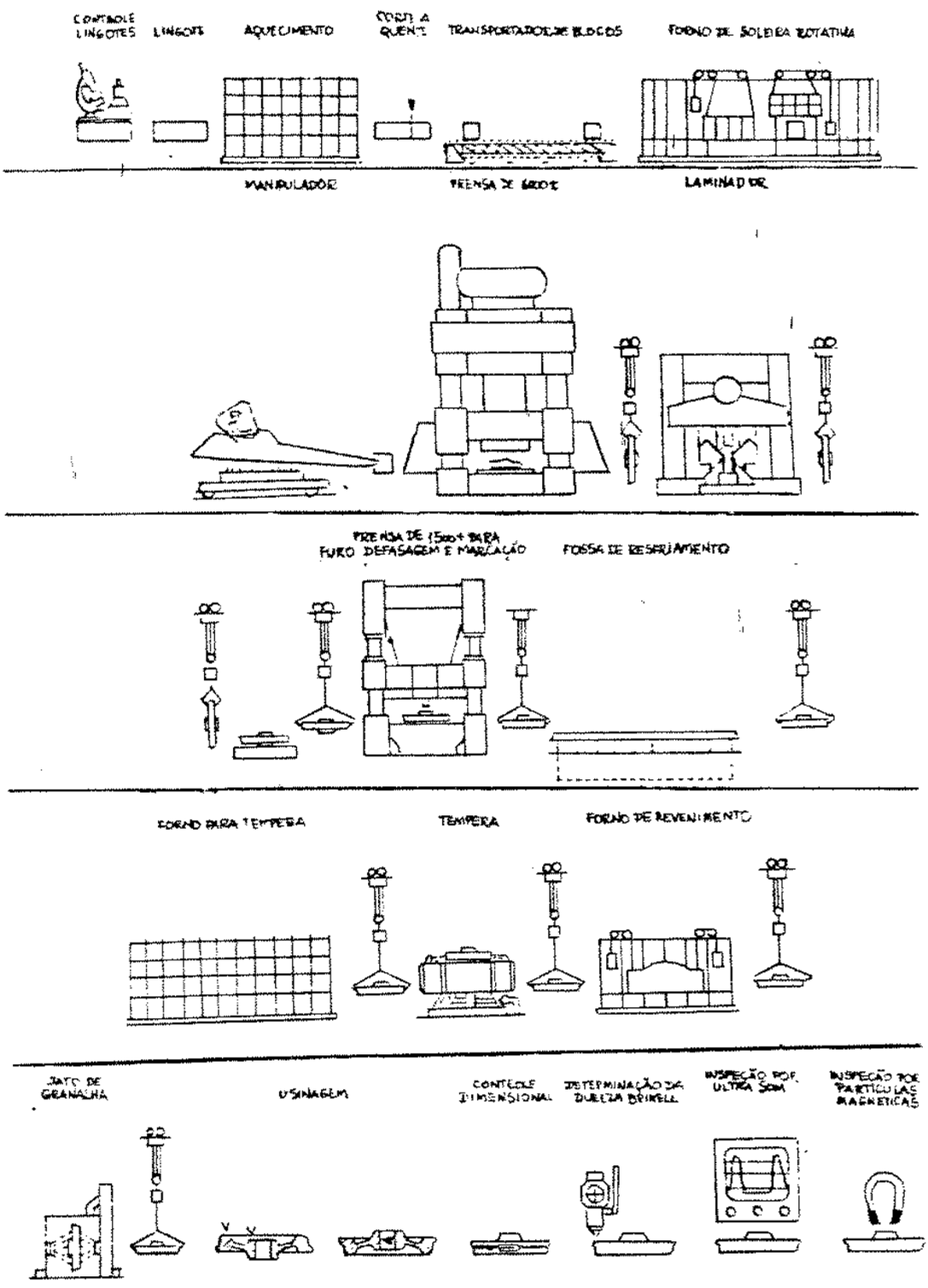


Figura 4.1: Processo de fabricação de rodas ferroviárias forjadas [26]

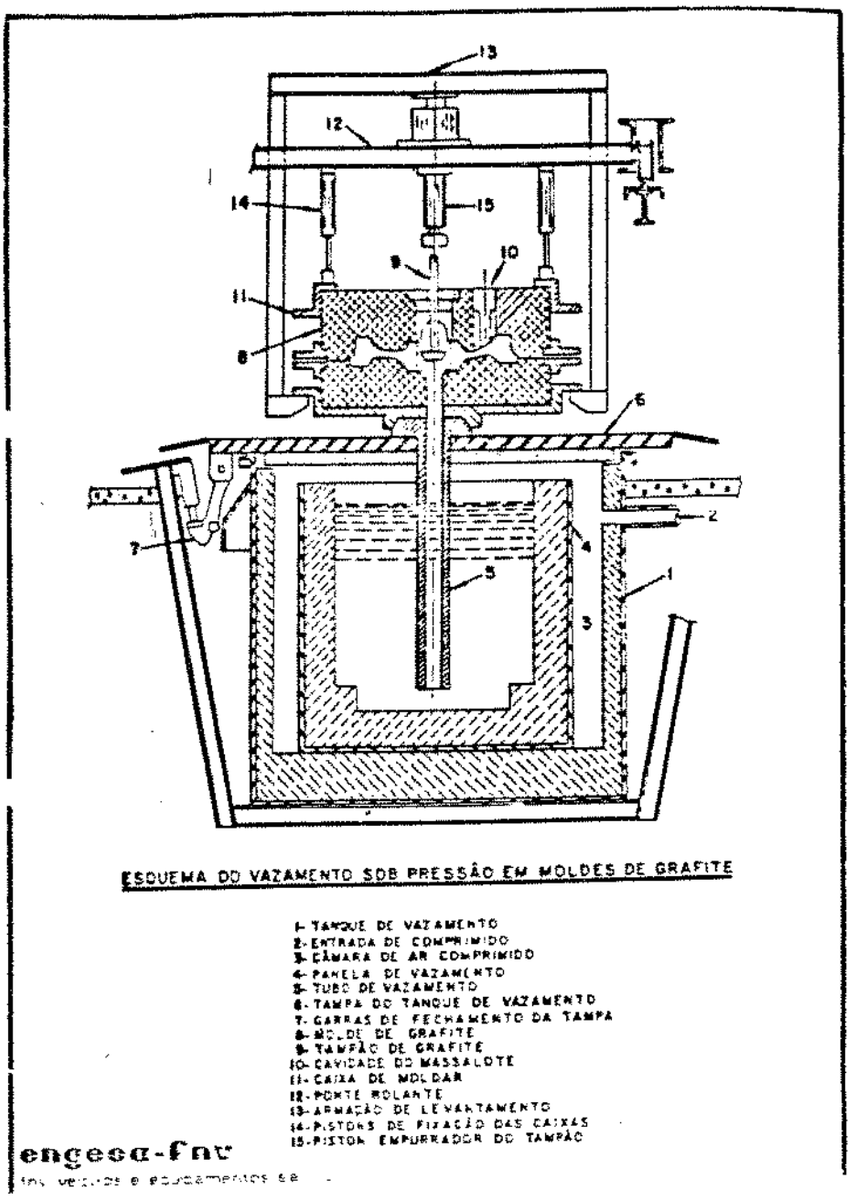


Figura 4.2: Processo de fabricação de rodas ferroviárias fundidas [19]

molde - durante o vazamento, um sistema eletro-pneumático controla a pressão de ar que é injetado dentro do tanque - o tempo de enchimento de um molde é de apenas 20 segundos;

- a altura do aço líquido dentro do molde é controlada por um dispositivo automático, do qual faz parte uma sonda que é inserida dentro do molde - no momento em que o aço líquido toca esta sonda, o vazamento é interrompido através de um pistão a ar comprimido que atua sobre um tampão de grafite, o qual por sua vez veda a entrada do metal líquido para dentro do molde - em seguida, a válvula de admissão do ar é automaticamente fechada, enquanto a válvula de exaustão é aberta para aliviar a pressão do ar remanescente no tanque, permitindo que a coluna de aço líquido que resta no tubo escoe de volta para a panela;

- após ser completado o vazamento, o molde é automaticamente levantado e transferido para o transportador de saída, enquanto simultaneamente um outro molde vazio é retirado do transportador de entrada e posicionado sobre o tanque de vazamento e iniciado um novo ciclo - um ciclo completo, desde a entrada até a saída de um molde da estação de vazamento é de aproximadamente 1 minuto;

- em virtude da alta condutividade térmica do grafite, o metal se solidifica com extrema rapidez, assim 7 a 11 minutos após o vazamento, a tampa do molde é removida e logo após, a roda fundida é estraída da parte inferior do molde e transferida para um tunel refratário - nesse tunel, a roda sofre um resfriamento gradual e controlado até a temperatura aproximada de 540^0C.

Após o resfriamento, as rodas passam por diferentes operações na linha de acabamento, conforme abaixo discriminado:

- corte das bases dos massalotes;

- gravação da marca e dados de fabricação;

- furação do cubo com maçarico especial;

- tratamento térmico que pode compreender normalização, têmpera e revenido ou somente normalização;

- esmerilhagem do friso;

- shot-peening com jato de granalha;

- inspeção com magnaglo e ultra-som por via úmida em 100% das rodas;

- medição de dureza;

- inspeção visual e esmerilhagem;

- broqueamento do cubo;

- pesagem e medição do tape.

A norma A.A.R. M-208 [2] da A.A.R. e as normas da ABNT [5] normalizam as caracteísticas principais das rodas fundidas, bem como características de inspeção na relação fabricante/usuário.

4.1.2 Classificação das Rodas Ferroviárias

A A.A.R. classifica, refs. [1] e [2], as rodas ferroviárias segundo sua utilização conforme a tabela 4.1

A composição química das diversas classes é dada na tabela 4.2

A faixa de dureza das rodas, medida no aro a pelo menos 4,8 mm (3/16 pol) da superfície [1], é dada pela tabela 4.3.

As normas da A.A.R. e da ABNT estabelecem ainda o procedimento de amostragem para o teste de dureza, tolerâncias dimensionais, acabamento, marcação, inspeção, criterios de rejeição, etc.

Classe	Tratada Térmicamente	Utilização
U	Não	Serviços Gerais onde uma roda não tratada é suficiente.
L	Sim	Altas velocidades com condições de frenagem mais severas que as demais e baixa carga por roda.
A	Sim	Alta velocidade com condições de frenagem severas mas moderada carga por roda.
B	Sim	Alta velocidade com condições de frenagem severas e pesadas cargas por roda.
C	Sim	Condições leves de frenagem e alta carga por roda. Frenagem severa mas fora da bandagem

Tabela 4.1: Classificação das Rodas Ferroviárias segundo sua utilização.

% em peso	classe				
	U	L	A	B	C
% C	0,65 - 0,80	max 0,47	0,47 - 0,57	0,57 - 0,67	0,67 - 0,77
% Mn	0,60 - 0,85				
% P	no máximo 0,05				
% S	no máximo 0,05				
% Si	no mínimo 0,15				
% Fe	o restante				

Tabela 4.2: Composição química dos aços de rodas ferroviárias.

Classe	Dureza Mínima (BHN)	Dureza Máxima (BHM)
L	197	277
A	255	321
B	277	341
C	321	363

Tabela 4.3: Faixa de Dureza do Aço em Rodas Ferroviárias.

4.2 Principais Microestruturas Obtidas a partir do Resfriamento de um Aço [41]

Um aço austenitizado, ao ser resfriado, pode dar origem a diversas fases dependendo de sua composição química, da velocidade de resfriamento, da temperatura até a qual está sendo resfriado e de se há uma interrupção no resfriamento, numa certa temperatura, por um certo período de tempo seguido por resfriamento a outra temperatura, etc. Cada uma destas fases tem suas características e, portanto, sua aplicação. Descreve-se a seguir as principais fases formadas bem como informações que serão úteis no desenvolvimento da dissertação.

4.2.1 O Diagrama Ferro - Cementita

O aço da roda ferroviária é constituído de diversos elementos químicos (Tab. 4.2). O principal deles, evidentemente, é o ferro,seguido pelo carbono.

O Ferro puro (ferro α) a temperatura ambiente apresenta a estrutura cúbica de corpo centrado (CCC) - Fig. 4.3. Ao ser aquecido este muda suas características passando de ferromagnético para não ferromagnético (ferro β) a 770^{0}C. Muda sua estrutura para cúbica de face centrada (CFC) a 912^{0}C (ferro γ - figura 4.4) e torna a CCC a 1394^{0}C (ferro δ). A 1538^{0}C torna-se líquido e a 2875^{0}C passa a vapor.

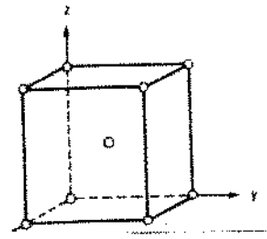


Figura 4.3: Estrutura CCC do ferro δ [41] .

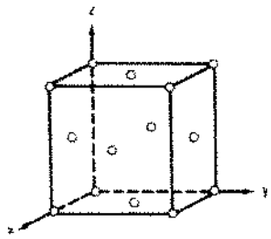


Figura 4.4: Estrutura CFC do ferro α [41] .

As estruturas CCC e CFC, por serem agrupadas de maneiras diferentes, tem fatores de empacotamento diferentes, ou seja, a parte do volume das células unitárias (volumes que se repetem na estrutura) que é ocupada por átomos do ferro é diferente nas duas estruturas. Para a estrutura CCC o fator de empacotamento (FE) é 0,68, isto é, 68% do volume da célula unitária CCC é ocupada por átomos de ferro. A estrutura CFC tem FE = 0,74. O espaço vazio entre os átomos em uma rede de células unitárias tem a forma de vãos tetraédricos e octoédricos.

O ferro pode se misturar com outro elemento para formar uma solução sólida de duas maneiras: por substituição, o átomo do elemento ocupa a posição de um átomo de ferro na rede (solução sólida substitucional), ou por ocupação dos interstícios entre os átomos de ferro na rede (solução sólida intersticial). Para existir a solução sólida substitucional é necessário que o átomo do elemento tenha

o tamanho do átomo de ferro (+ ou - 15%), além da compatibilidade química e, no caso da solução sólida intersticial, o átomo do elemento deve ser capaz de se alojar nos vãos na rede cristalina do ferro.

Para a formação do aço-carbono (solução de carbono em ferro) o carbono deve ser capaz de se alojar na rede do ferro. A tabela 4.4 mostra os tamanhos dos átomos de ferro e carbono e os interstícios para a estrutura CCC e CFC.

Ferro						Carbono
			Intersticial		Substitucional	Raio do Carbono (Å) a 15°C (grafite)
Temperatura °C	Estrutura	Raio Fe (Å)	Raio do vão Octaedrico (Å)	Raio do vão Tetraédrico (Å)	± 15% do raio do Fe (Å)	
500	CCC	1,25	0,19	0,36	1,06-1,44	0,71
1000	CFC	1,29	0,53	0,29	1,10-1,48	

Tabela 4.4: Comparação entre o raio atômico do carbono e os vãos da estrutura do ferro.

Por esta tabela podemos ver que:

-Não é possível a formação da solução sólida substitucional.

-Há uma baixa solubilidade do carbono no ferro γ já que o carbono é maior que o maior vão da estrutura CFC. Solubilidade máxima de 2% a 1148^{0}C.

-Solubilidade quase nula do carbono em ferro α devido a grande diferença de tamanho entre os vãos e os átomos de carbono. Solubilidade máxima de 0,02% a 727^{0}C.

É usual, na análise das estruturas do aço em função da porcentagem de carbono (grafita) e da temperatura, a utilização do diagrama de fases ferro-cementita e não do diagrama de equilíbrio ferro-carbono (Fe-C). O motivo principal é que os processos industriais utilizados são suficientemente rápidos para que o equilíbrio seja alcançado e assim é conveniente representar os processos pelas fases presentes. Apesar da cementita ser uma fase metaestável ela é considerada estável já que a difusão do carbono no ferro é baixa fazendo com que a transformação da cementita em grafita seja extremamente lenta. O diagrama Fe-Fe_3C é mostrado na figura 4.5.

As diversas fases mostradas no diagrama são descritas a seguir. Deve-se notar que as fases representadas são obtidas se houver um resfriamento lento o suficiente para que as transformações ocorram.

4.2.2 Austenita

A austenita é uma solução sólida de carbono em ferro cúbico de face centrada e que pode ocorrer a partir de 727°C até 1495°C.

O ponto de mais baixa temperatura onde ocorre a austenitização completa de um aço é 727°C e o aço deve ter 0,77% de carbono. Aços nessas condições são chamados eutetóides. A figura 4.6 mostra o ponto eutetóide.

4.2.3 Ferrita

A ferrita é uma solução sólida de carbono em ferro cúbico de corpo centrado. Existe até 912^{0}C e tem uma solubilidade ao carbono de cerca de 0,008% (25^{0}C) a 0,022% (727^{0}C). É formada pela difusão do carbono no ferro a partir do resfriamento lento da austenita e cresce preferencialmente nos contornos de grão. Vários são os tipos formados, dependendo da velocidade de resfriamento, podendo ter formato desde poligonal até acicular (Fig. 4.7).

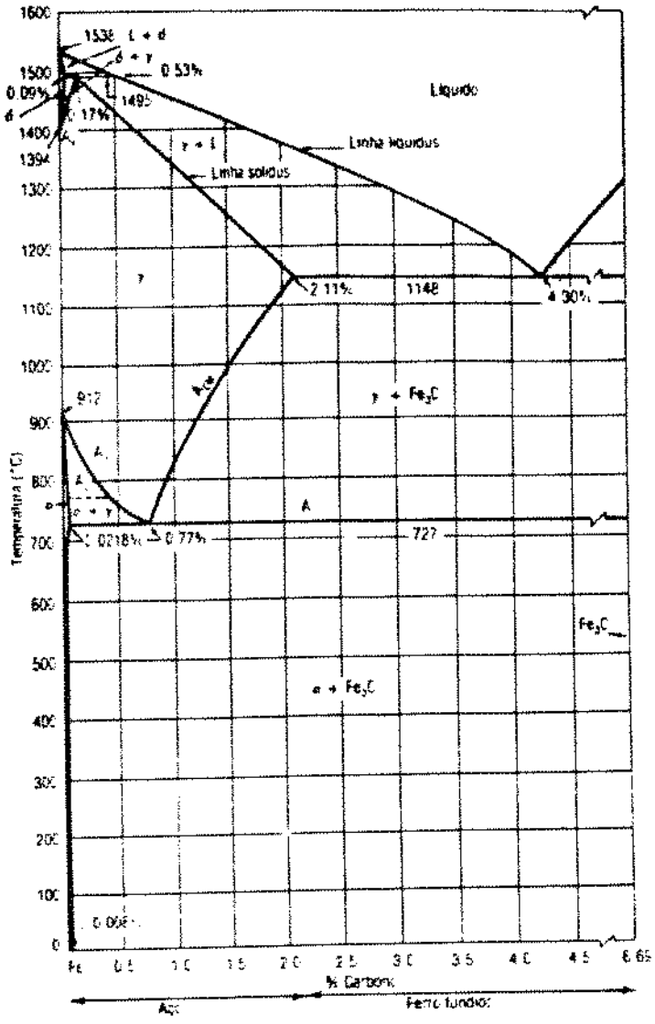


Figura 4.5: Diagrama de fases ferro-cementita [41] .

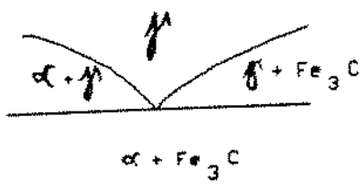


Figura 4.6: Reação eutetóide [41] .

Figura 4.7: Ferrita poligonal e acicular [41] .

A ferrita tem como propriedades básicas uma alta dutilidade e tenacidade a fratura, baixa dureza e resistência ao desgaste além de baixa resistência mecânica.

4.2.4 Perlita

A perlita é na realidade uma estrutura composta formada por lamelas de ferrita e cementita. É obtida a partir do resfrimento lento de um aço eutetóide (0,77% de C) totalmente austenitizado.

A austenita tem, como já visto, vãos maiores que a ferrita devido a sua estrutura CFC e portanto a porcentagem de carbono que pode ser dissolvido na austenita é maior.

Com o resfriamento a parte do carbono que originalmente estava nos interstícios da austenita e não foi absorvido pela ferrita dá origem a uma nova fase rica em carbono chamada cementita (Fe_3C). Este tipo de fase é dura e frágil e confere estas características ao aço perlítico, tornando-o mais duro e frágil que a ferrita, mas também mais resistente ao desgaste e com maior resistência mecânica que esta.

A nucleação da perlita se dá principalmente nos contornos de grãos austeníticos. Mehl [41] propôs que originalmente há a nucleação da cementita e, devido a diminuição da concentração de carbono nas vizinhanças desta, a ferrita forma-se ao seu lado.

A figura 4.8 mostra a estrutura perlítica para um aço ABNT 1095.

Figura 4.8: Estrutura perlítica - Aço ABNT 1095 [41] .

4.2.5 Microestruturas obtidas a partir de um Resfriamento rápido do Aço

Além da ferrita e da perlita (ferrita + cementita) outras fases não observáveis pelo diagrama Fe-Fe_3C podem ser obtidas a partir do resfriamento da austenita. Estas fases podem ser obtidas com a aceleração do resfriamento. Pode ser desejável obter alguma destas fases pois estas têm características peculiares. No entanto, muitos problemas ocorrem justamente porque microestruturas que não deveriam estar presentes conferem ao material propriedades diferentes daquelas para as quais foi projetado o elemento em uso.

Com o propósito de entender a influência destas microestruturas nos aços é conveniente conhecer a maneira como a velocidade de resfriamento e a temperatura final do resfriamento influenciam sua formação.

Curvas ITT (Isothermal Time Transformation)

As curvas ITT são curvas experimentais que mostram o comportamento dos aços quando resfriados bruscamente a partir da temperatura de austenitização até uma dada temperatura na qual ocorrerá a transformação estrutural. Estas curvas mostram a transformação estrutural do aço e as estruturas presentes após uma determinada quantidade de tempo. A figura 4.9 mostra uma representação esquemática de uma curva ITT para um aço com 0,77% de Carbono (eutetóide). É representado também um processo de resfriamento a duas temperaturas, T_1 e T_2, seguido de um tempo para estabilização.

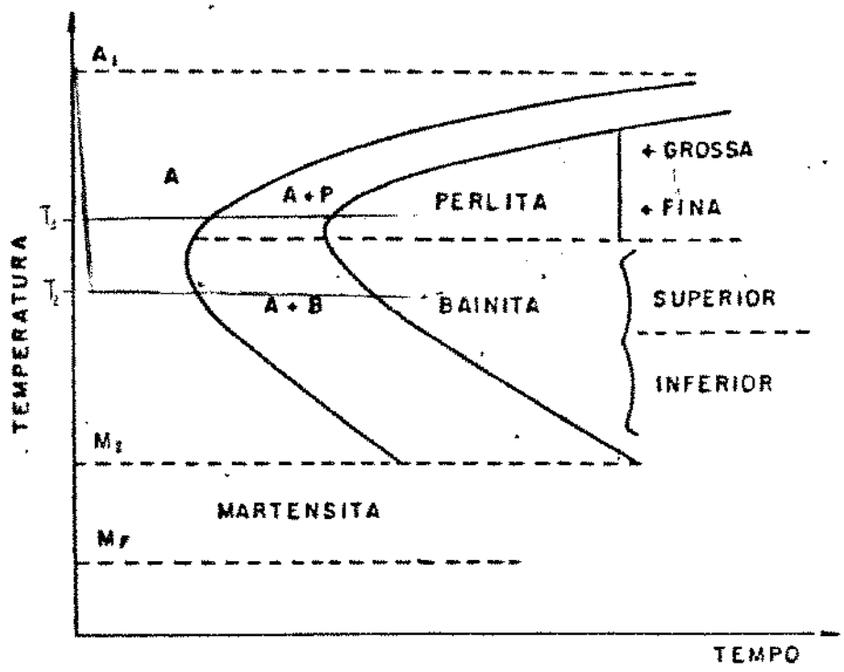


Figura 4.9: Curva ITT para aço eutetóide [41] .

No caso de resfriamento a T_1 vemos que o aço passa de austenita para austenita + perlita tornando-se por fim apenas perlita. Se a temperatura de transformação diminui para T_2 o aço torna-se bainítico. Se em qualquer instante antes da transformação total da austenita houver um resfriamento brusco a uma temperatura abaixo de M_f haverá a formação de martensita a partir da austenita ainda não transformada.

Curvas CCT (Continous Cooling Trausformation)

Além de resfriamento brusco a uma temperatura constante um outro tipo de processo, mais usado industrialmente, pode ocorrer: o resfriamento contínuo. As curvas que representam este processo são chamadas CCT e indicam a possibilidade de formação das diferentes fases com um resfriamento contínuo a partir da temperatura de austenitização para cada aço. A figura 4.10 mostra a curva CCT para um aço ABNT 1080.

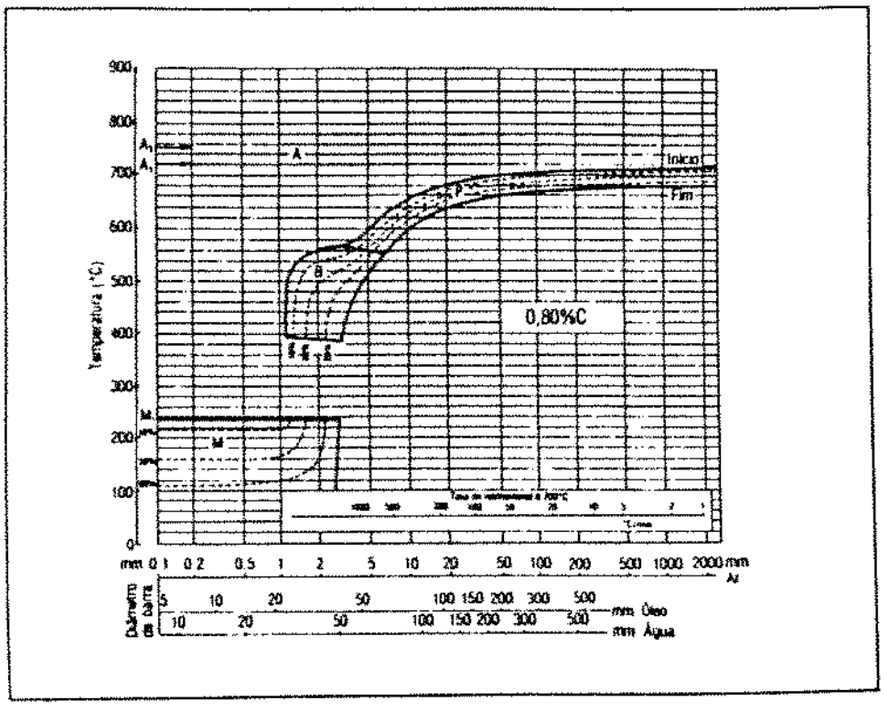


Figura 4.10: Curva CCT para aço ABNT 1080 [41] .

Nesses gráficos uma linha vertical passando pela taxa de resfriamento do aço cruza as regiões das estruturas formadas. Assim, uma aço ABNT 1080 com uma taxa de resfriamento de 20^0C/min forma perlita enquanto que o mesmo aço com 1000^0C/mim formaria perlita e bainita.

4.2.6 Bainita

A bainita é uma estrutura formada a partir do resfriamento brusco da austenita a uma temperatura abaixo da do nariz da curva ITT ponto x (na figura 4.9), seguido por um tempo de estabilização, ou resfriamento constante a uma taxa apropriada (> que 600^0C/min na fig. 4.10). Pode ser classificada como superior ou inferior dependendo da sua obtenção e tem ferrita e cementita como componentes. Suas propriedades são intermediárias entre a perlita e a martensita tendo menor dutilidade e tenacidade e maior dureza e resistência mecânica que a primeira. No caso da bainita inferior (mais próxima da martensita) a formação da cementita pode ser substituída pela formação do carboneto ϵ ($Fe_{2,4}C$).

A figura 4.11 mostra um aço ABNT 1080 transformado a 500^0C por 10 minutos, o que levou a formação de bainita superior (ripas finais).

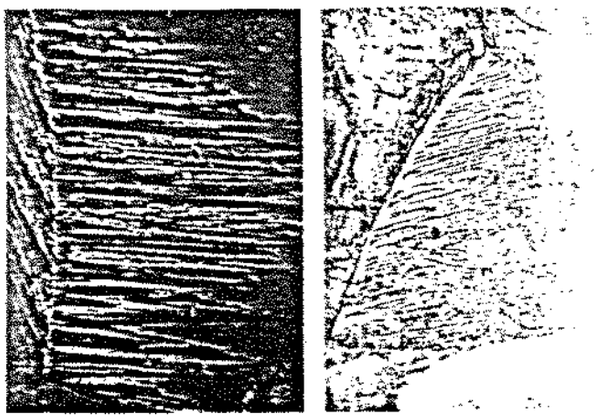


Figura 4.11: Bainita [41] .

4.2.7 Martensita

A martensita é uma solução sólida supersaturada de carbono em ferro tetragonal de corpo centrado (TCC), a qual é uma forma distorcida de ferro cúbico de corpo centrado. É formada por cisalhamento de planos atômicos a partir do resfriamento brusco da austenita.

Quando a austenita é resfriada lentamente o carbono difunde-se na estrutura para formar a ferrita (ou perlita). Para o caso de resfriamento brusco não há tempo para que esta difusão ocorra e a estrutura se distorce entre CFC e CCC, dando origem a martensita (TCC). A figura 4.12 mostra a energia livre das diversas microestruturas em função da temperatura. Nesta podemos ver que a austenita tem menor energia livre em temperaturas acima de T_e e, portanto, é estável acima desta temperatura. Para todas as temperaturas abaixo desta a estrutura estável é a perlita (ou ferrita para baixo carbono).

No entanto, para o caso de resfriamento brusco abaixo de T_e, uma outra fase tem menor energia livre do que a austenita: a martensita. Como esta é formada a partir de deformações (por cisalhamento) necessita de alguma energia adicional para começar existir; assim, só começa a se formar realmente a partir de T_{MI}.

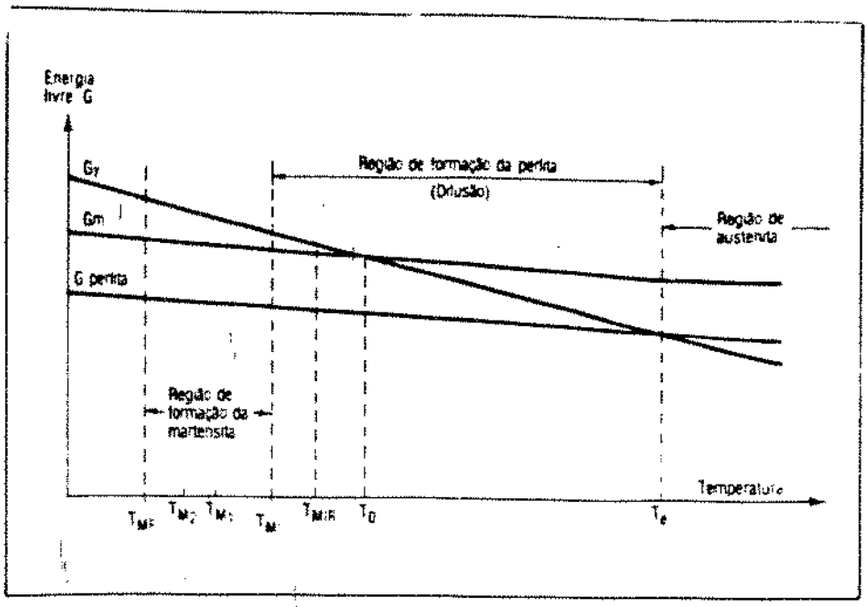
É possível obter martensita antes de T_{MI} fornecendo a estrutura uma quantidade de deformação plástica suficiente. Assim é que o resfriamento brusco sob deformação pode levar a uma estrutura martensítica não esperada quando considerado apenas o resfriamento.

Devido ao alto super-resfriamento e a não necessidade de difusão do carbono a transformação martensítica é estremamente rápida uma vez que tenha começado. A quantidade de martensita formada na estrutura depende da temperatura à qual for resfriada. Uma estrutura resfriada abaixo de T_{MF} terá toda sua austenita transformada em martensita enquanto que se o resfriamento se der a uma temperatura entre T_{MI} e T_{MF} apenas uma parte será martensítica e o restante será perlítico (ou ferrítico) ou mesmo bainítico (não representado na figura 4.12).

A influência da porcentagem de carbono nas temperaturas de início e fim de formação da martensita é mostrada na figura 4.13.

Nesta figura podemos ver que para maiores porcentagens de carbono é necessário um super-resfriamento a uma temperatura mais baixa afim de iniciar a transformação martensítica. Pode-se notar que para o caso do resfriamento brusco de um aço eutetóide a temperatura ambiente uma parte da austenita não se transformará em martensíta; com o tempo se tornará perlita.

A martensíta é uma fase bastante dura e frágil, já que esta é formada por deformação. O carbono está onde originalmente estava na austenita sem que tenha tido tempo de difundir-se. Assim, um aumento na quantidade de carbono causa aumento da dureza da martensíta conforme mostrado na figura 4.14.



- Aspectos termodinâmicos de formação da martensita

T_{MI} = temperatura de início da formação martensítica

T_{MF} = temperatura de final da formação martensítica

T_{MIR} = temperatura de início da formação martensítica, usando deformação plástica para auxiliar

G_γ = energia livre da austenita

G_m = energia livre da martensita

Figura 4.12: Energia livre para as diversas microestruturas [41] .

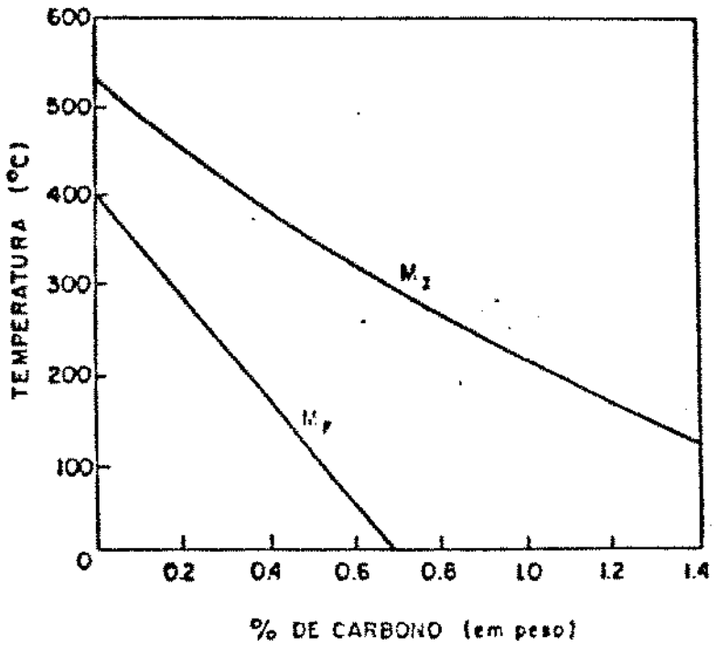


Figura 4.13: Influência do teor de carbono nas temperaturas de início e fim da transformação martensítica [41] .

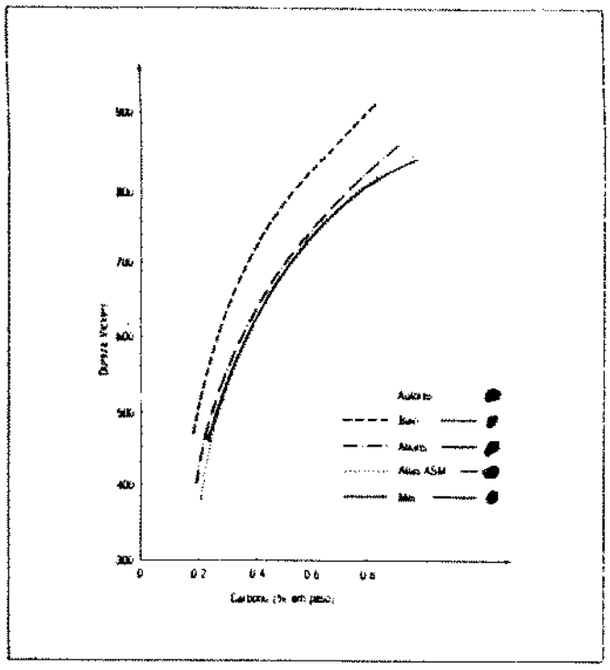


Figura 4.14: Influência da porcentagem de carbono na dureza final da martensita [41].

Devido a dureza e principalmente a fragilidade da estrutura martensítica é usual, em processos industriais, a realização do revenimento após a têmpera (que é o processo de resfriamento brusco para obtenção da martensita) e não poderia ser diferente na fabricação de rodas ferroviárias, como já visto. O revenimento consiste em reaquecer a estrutura até abaixo da linha A_1 do diagrama Fe-Fe_3C, afim de que o carbono presente nos vãos da estrutura tetragonal precipite-se na forma de carbonetos, já que o aumento de temperatura favorece a movimentação dos átomos. O material permanece nesta temperatura tempo suficiente para que sejam alcançadas as propriedaes desejadas. O revenimento também causa o alívio de tensões resultantes da têmpera.

A figura 4.15 mostra o efeito do revenimento nas propriedades mecânicas de um aço ABNT 8640.

Um dado importante a ser considerado é que uma vez formada a martensita esta não dará origem a estruturas de menor resistência e nem o contrário. A figura 4.16 mostra as transformações que podem ocorrer a partir da austenita.

4.3 Influência dos Elementos de Liga em Aços

O aço de rodas ferroviárias tem diversos componentes, alguns dos quais têm suas porcentagens estipuladas por normas e outros que podem eventualmente estar presentes. O objetivo desta seção é mostrar a influência dos principais elementos presentes.

4.3.1 Carbono

O carbono é, evidentemente, o principal elemento de liga nos aços. Sua presença confere ao aço a maioria das características que o tornaram o componente mais utilizado para fabricação de estruturas mecânicas.

Temperabilidade de um aço é a capacidade de um aço de endurecer (formar martensita) quando resfriado a partir da austenita. O carbono é o elemento de liga de maior influência nesta característica. Para aços com composição até a eutetóide (0,77%C) quanto maior a porcentagem de carbono maior a

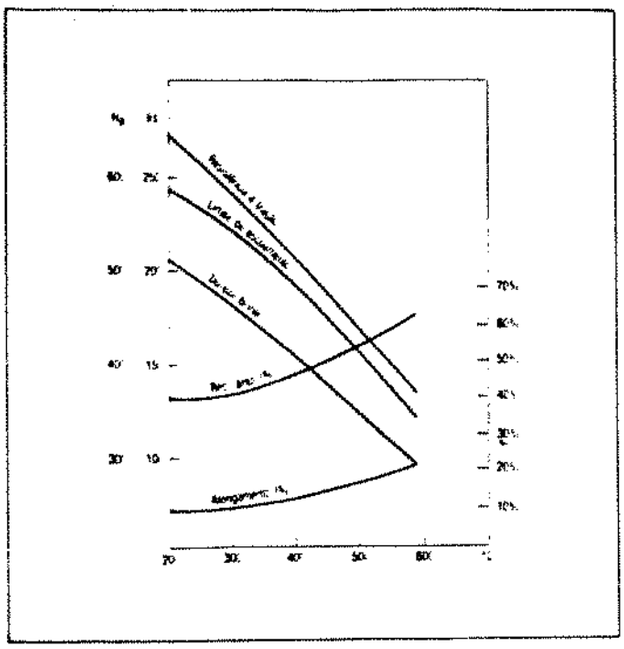


Figura 4.15: Efeito da temperatura de revenimento nas propriedades do aço 8640 [41] .

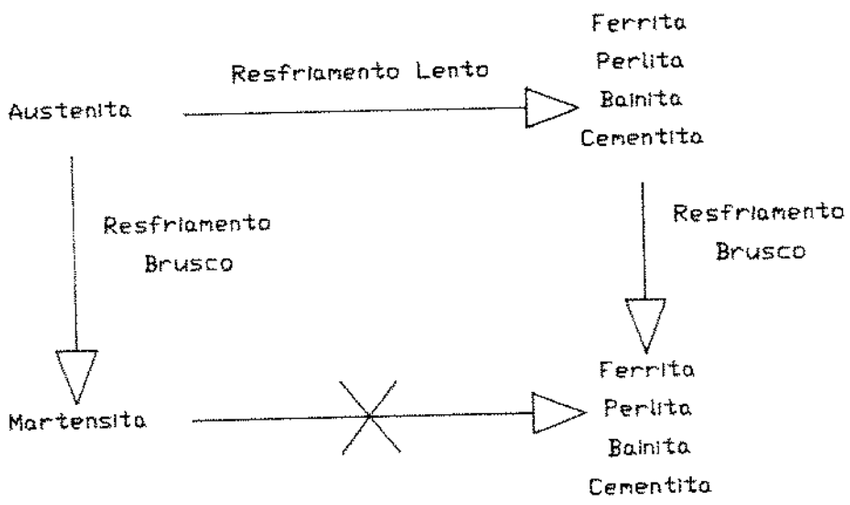


Figura 4.16: Fases formadas a partir do resfriamento da austenita [41] .

sua temperabilidade. A figura 4.17 mostra a influência de diversos elementos de liga na temperabilidade dos aços. Nesta figura o diâmetro crítico define a profundidade alcançada pela têmpera em condições pré-determinadas.

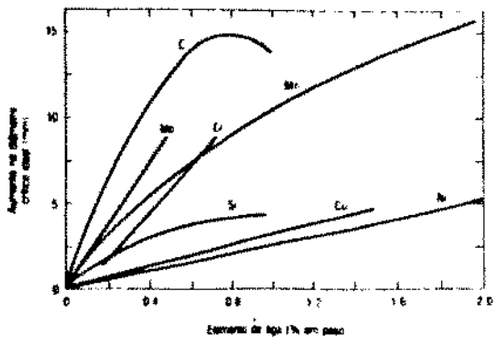


Figura 4.17: Influência relativa dos elementos de liga na temperabilidade dos aços [41] .

Além da temperabilidade o aumento da porcentagem de carbono confere uma maior dureza, e portanto maior fragilidade, conforme visto na figura 4.14.

4.3.2 Manganês

O Manganês é um dos elementos de liga estabilizadores de austenita. Por elemento estabilizador de austenita entende-se um elemento capaz de aumentar a região de temperaturas na qual a austenita é estável, ou seja, aumentar a área de austenita no diagram Fe-Fe_3C. A figura 4.18 mostra a influência do manganês na região austenítica dos aços; quanto maior a porcentagem de manganês menores as temperaturas nas quais a austenita é estável.

A estabilidade da austenita a baixas temperaturas facilita a têmpera, o que pode ser notado na figura 4.17, pela influência do aumento da porcentagem de manganês. Este, durante a têmpera, se segrega para a interface austenita-ferrita diminuindo a difusão do carbono e portanto aumentando o tempo da reação de transformação austenita-ferrita.

O manganês também é usado como desoxidante.

4.3.3 Fósforo

O fósforo é considerado uma impureza para a maioria dos processos de fabricação. Sua influência é principalmente um aumento na fragilidade a frio, implicando em baixa tenacidade a fratura e baixa resistência ao choque. Pode levar a formação de um composto de elevada dureza denominado steadita. Em alguns casos baixas quantidade de fósforo são permitidas afim de aumentar a resistência ao desgaste.

4.3.4 Enxofre

O enxofre, assim como o fósforo, é um elemento fragilizante devido a formação do sulfeto de ferro (FeS). A adição de manganês faz com que o enxofre forme com este o sulfeto de manganês (MnS), impedindo a formação do FeS e eliminando o problema.

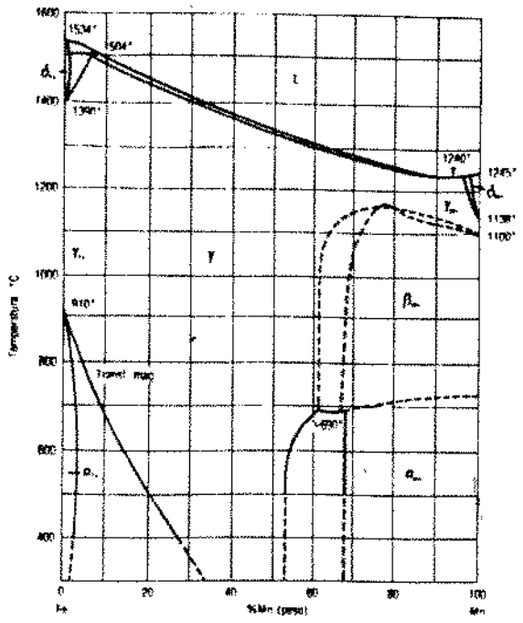


Figura 4.18: Efeito do manganês no campo austenítico [41] .

4.3.5 Silício

O silício é utilizado na desoxidação do aço durante o processo de fabricação segundo a reação:

$$SiO_2 + 2\,C \Longleftrightarrow Si + 2CO$$

Em pequenas porcentagens ($< 1\%$) tem como característica aumentar a resistência mecânica da ferrita sem perda apreciável de tenacidade.

4.3.6 Cromo

O cromo, nas baixas porcentagens encontradas em aços ferroviários leva a um ligeiro aumento da endurecibilidade de um aço após o revenimento.

4.3.7 Níquel

O níquel tem como função o aumento da resistência de aços recozidos e da tenacidade de aços ferríticos e perlíticos.

4.4 Características Microestruturais, de Resistência e de Dureza das Rodas Ferroviárias Novas utilizadas no Brasil

Uma roda ferroviária nova tem características que dependem de sua composição química, principalmente, e de seu processo de fabricação. A microestrutura dominante nas classes mais utilizadas no

Brasil (B e C) é a perlita fina. Além desta, devido a porcentagem de carbono ser inferior a 0,77% (eutetóide), existe a ferrita, cuja quantidade aumenta com a diminuição da porcentagem de C. O processo de fabricação também pode dar origem a estrutura Bainítica na superfície de rolamento, onde ocorre o resfriamento com água.

A figura 4.19 mostra o diagrama tensão-deformação do aço de uma roda classe B (Mafersa - P1007-862608 cujo corpo de prova foi retirado conforme mostra a figura 4.20), a qual foi utilizada para os ensaios de fadiga descritos. A tabela 4.5 traz a composição química do aço desta roda.

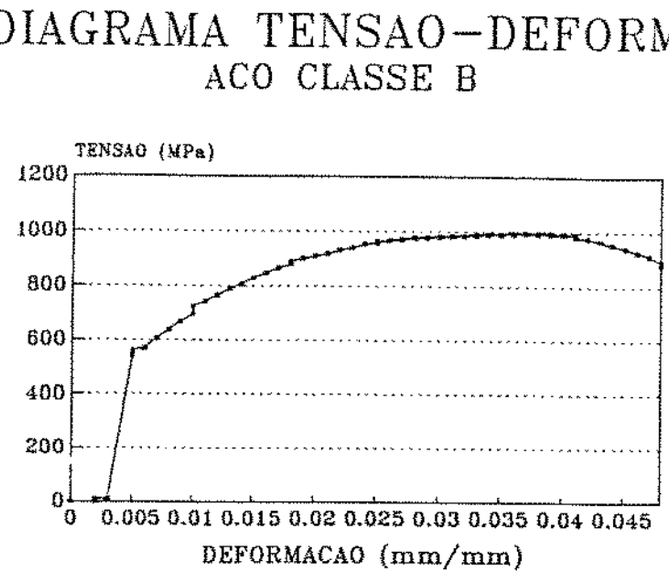


Figura 4.19: Diagrama tensão x deformação típico de uma roda classe B.

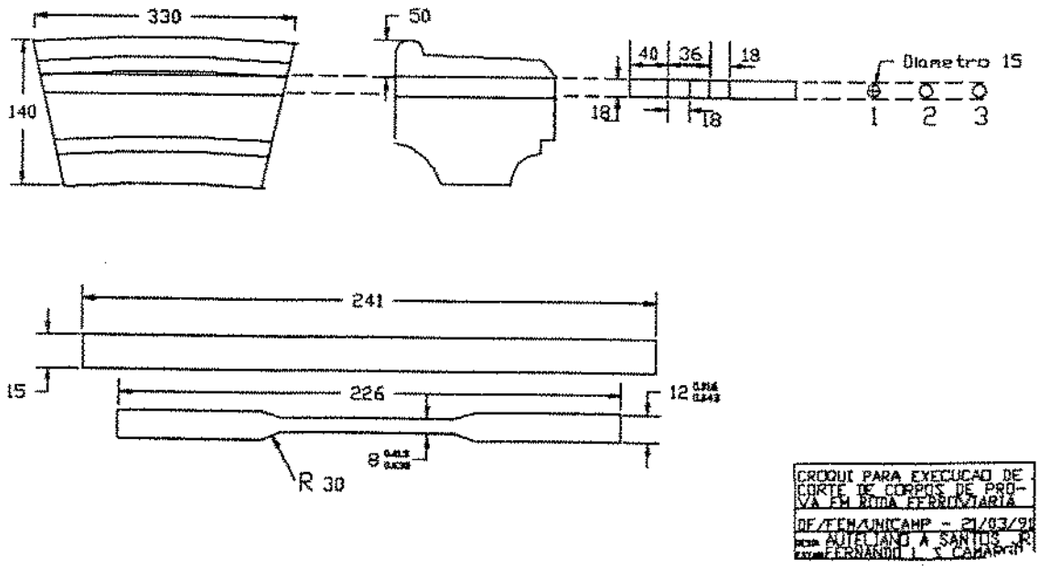


Figura 4.20: Posição dos corpos de prova para Ensaio de Fadiga.

Elemento	C	Mn	Si	P	S	Cr	Ni	Mo	Al	Cu	V
%	0,62	0,76	0,27	0,013	0,016	0,11	0,04	0,014	0,017	0,04	0,006

Tabela 4.5: Composição química da roda P 1007 - Nº 862608 corrida B - 8626; utilizada para o ensaio de fadiga sob flexão alternada

A distribuição de dureza no aro da roda é mostrada na figura 4.21.

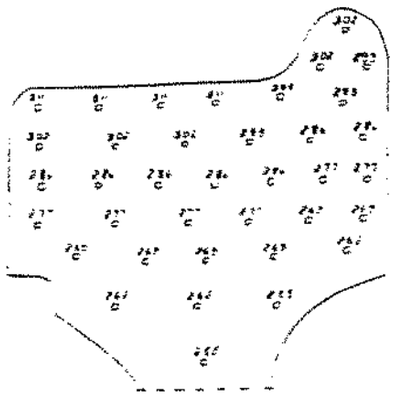


Figura 4.21: Distribuição de dureza no aro da roda Nº 862608 - classe B.

A tabela 4.5 mostra a composição química de duas rodas classe C utilizadas em locomotivas. As figuras 4.22 e 4.23 mostram a distribuição de dureza destas rodas.

Elemento %	C	Mn	P	S	Si
096923/B0969	0,70	0,77	0,021	0,012	0,40
097401/B0974	0,74	0,74	0,020	-,012	0,36

Tabela 4.6: Composição química de duas rodas classe C.

É importante notar que um leve aumento na porcentagem de carbono causa um aumento na dureza da roda 097401 em relação a 096923.

A figura 4.24, mostra a microestrutura presente em roda classe B para diversos aumentos, para as posições indicadas na Figura 4.20. Nestas figuras pode-se ver que existem inclusões em todos os pontos pesquisados. A micro-análise qualitativa destas inclusões foi feita com auxílio do microscópio eletrônico e obteve-se o resultado mostrado na tabela 4.7.

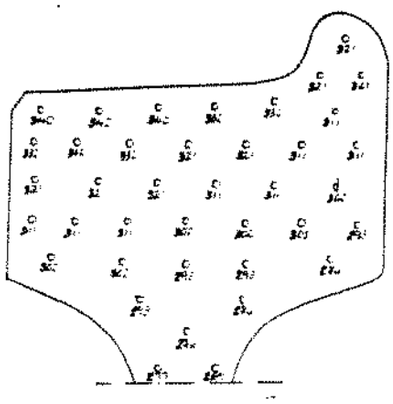


Figura 4.22: Distribuição de dureza na roda 096923 - classe C.

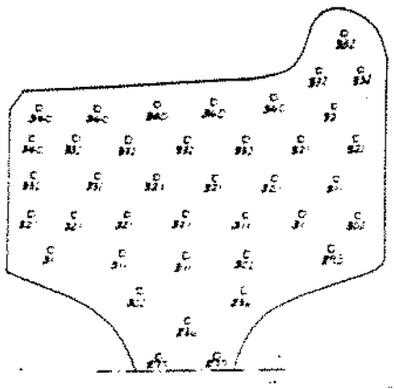
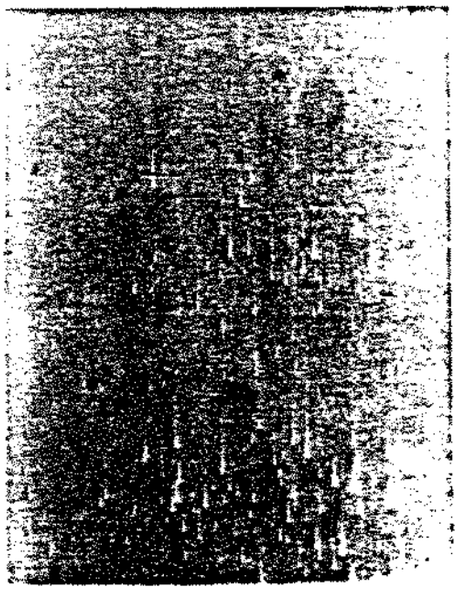


Figura 4.23: Distribuição de dureza na roda 097401 - classe C.



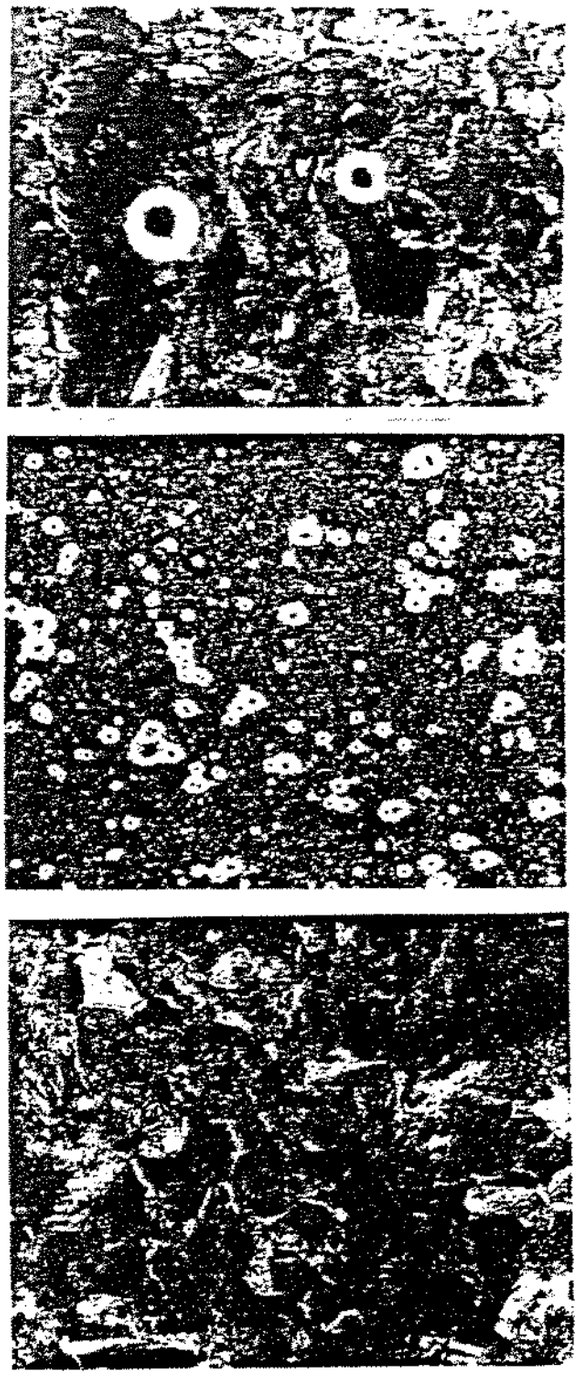


Figura 4.24: Microestruturas.

É notável o número de inclusões presentes no aço mostrado na figura 4.24. Em a são mostrados os pontos sem ataque para a posição nº 1 da figura 4.20 com um aumento de 100 vezes. As fotos tiradas das posições 2 e 3 apresentam inclusões semelhantes. Em b esta mesma amostra é mostrada com ataque Nital 2% e aumento de 100 vezes. Os pontos brancos são as inclusões não-metálicas e pode ser observada a presença de ferrita nos contornos de grãos da perlita, estrutura normal da roda. As fotos c e d mostram a mesma amostra com aumentos de 200 e 400 vezes, respectivamente. A foto e mostra um detalhe das inclusões não metálicas com aumento de 640 vezes. A suposição da presença de Sulfeto de Manganês foi confirmada por análises posteriores. A foto f mostra a distribuição de inclusões sob ataque e com aumento de 20 vezes. A qualidade do aço com tal quantidade de inclusões geralmente não é considerada boa. A foto g mostra o detalhe da ferrita com carbonetos esferoidizados no contorno de grão para 640 vezes de aumento.

Análise Qualitativa de Inclusões em material de Roda classe B			
	Inclusão 1	Inclusão 2	Inclusão 3
Elementos	Al	Al	Al
	S	S	S
	Ca	Ca	Ca
	Mn	Mn	Mn
	Fe	Fe	Fe

Tabela 4.7: Micro-análise das inclusões em aços classe B.

A figura 4.25 mostra as estruturas presentes próximo a superfície de rolamento da roda classe B. Nesta figura pode ser notada a variação microestrutural com a profundidade. Em a é mostrada a microestrutura presente a cerca de 2 mm da superfície de rolamento (400 x). Nesta foto pode-se notar a presença de Bainita nucleada nos contornos de grãos da Perlita devido ao tratamento térmico. Em b é mostrado o detalhe de uma região bainítica nesta profundidade (1800 x). Em c e d são mostradas as microestruturas para 1,5 mm de profundidade e pode-se observar Perlita, Ferrita e Bainita (400 x) e um detalhe da Bainita, respectivamente. As fotos e e f mostram as micrografias para 5 e 15 mm, respectivamente. Enquanto que em e pode-se ainda observar a presença da bainita, em f esta é substituida totalmente por perlita e ferrita.

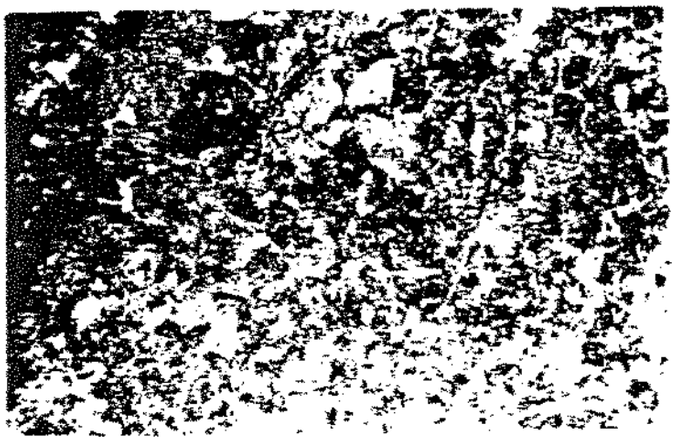


Figura 4.25: Estruturas presentes na roda classe B.

A figura 4.26 mostra a posição de onde foi retirada a amostra utilizada para a figura 4.25.

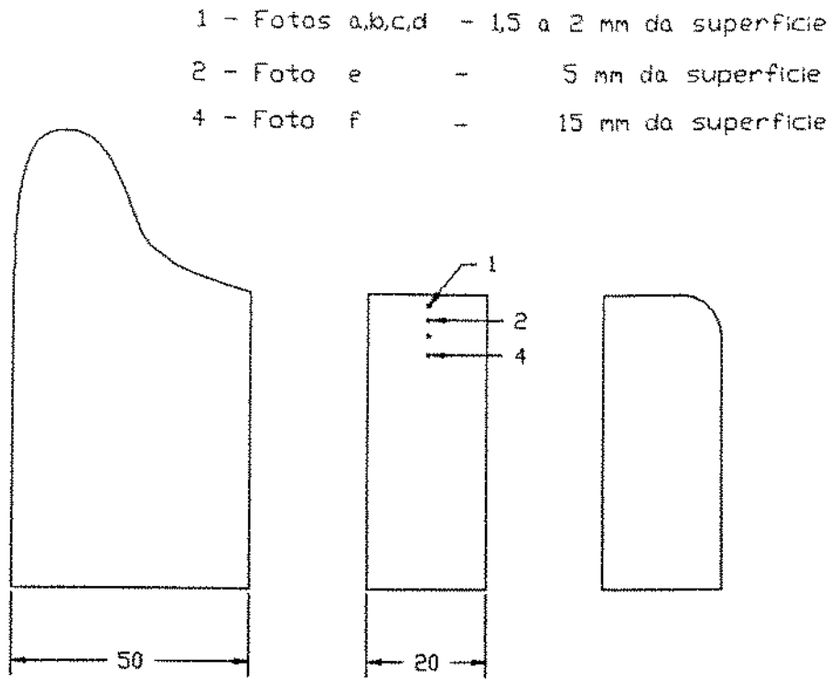


Figura 4.26: Posição das amostras para figura 4.25.

As principais características de resistência de rodas classe C são mostradas na tabela 4.8.

		Limite Escoamento kgf/mm^2	Limite Resistência kgf/mm^2	Alongamento %	Redução de Área %
RODA	ARO	72,8	121,2	14,2	35,3
097401	DISCO	41,2	91,3	12,4	19,3
RODA	ARO	73,0	117,6	14,0	35,2
096923	DISCO	40,3	90,1	12,6	23,2

Tabela 4.8: Resistência das rodas classe C.

4.5 Alterações Microestruturais durante a frenagem - O que tem sido feito.

O processo de frenagem por atrito, conforme já discutido, é basicamente um processo de transformação de energia cinética (ou potencial se houver rampa) em calor e outras formas de energia (sonora por exemplo). A parte do calor que entra na roda pode causar mudança na distribuição de tensão residual (Cap. 3) e também levar a alteração microestrutural.

Conforme visto, dependendo da quantidade de calor e da taxa de resfriamento, um aço pode ter sua estrutura original transformada levando a estruturas cujas propriedades são diferentes daquelas da estrutura original, o que pode levar a uma resposta não adequada do material sob solicitação.

Coleman e Naylor [14] fizeram um exaustivo estudo sobre trincas em aços carbono e aços ligados para diversas temperaturas máximas em discos de 50 mm de diametro e 12,5 mm de espessura girando a 60 rpm. O calor foi gerado por uma bobina na circunferência externa e o resfriamento feito por água. Neste trabalho foi identificada a presença de martensita em alguns discos de aços ligados.

O Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo [20], em um trabalho para a Rede Ferroviária Federal, apresentou micrografias que mostram a presença de martensíta nas vizinhanças de uma trinca que se propagou ao longo do friso.

O "Transportation Text Center" de Pueblo, Colorado, foi contratado pela Estrada de Ferro Carajás - Companhia Vale do Rio Doce, para um trabalho sobre descascamento (escamação) em rodas dos vagões de minério. Um dos muitos resultados deste trabalho [16] é a presença de martensita em algumas rodas que falharam. As rodas utilizadas em Carajás são da classe C.

Berg e Alber [9] mostraram a presença de microestruturas esferoidizada em rodas classe C, a qual causa substancial redução das propriedades de dureza e resistência em relação a estrutura original.

Wandrisco e Dewez [45] apresentaram a microestrutura obtida a partir da frenagem suficiente para causar deposição do material de uma sapata de ferro fundido sobre a roda. A microestrutura predominante logo abaixo da superfície é martensita.

Com base nestes resultados, e de muitos outros pesquisadores pode-se concluir que é possivel a transformação estrutural em frenagens normais (ou possíveis) nas ferrovias.

4.6 Principais Problemas devidos ao Aquecimento em Rodas Ferroviárias.

Os principais problemas devidos ao aquecimento em rodas ferroviárias são:

- "Spalling" - cuja tradução para o português (cavitação) não se mostra inteiramente adequada.

-Escamação. ("Shelling")

-Esferoidização.

-Trincas.

-Superaquecimento.

Estes problemas raramente aparecem sozinhos sendo que a presença de um deles pode ser a causa de outro. "Spalling" e "Shelling" quase sempre aparecem juntos. A esferoidização é típica em camadas inferiores de rodas que tiveram transformação martensítica em sua superfície, o que é evidência de possibilidade de "Spalling".

4.6.1 "Spalling"

É um tipo de dano térmico localizado e que se relaciona com transformação estrutural de uma região da superfície de rolamento da roda. É frequente a observação de trincas nas vizinhanças da região de dano, nas quais podem ser encontrados tipos de óxidos formados apenas a elevadas temperaturas. A característica principal deste tipo de defeito é que a região transformada se separa da superfície produzindo uma cavidade.

Berg e Alber [9] detectaram a presença tanto de martensíta nas adjacencias de cavidades como de óxidos formados a elevada temperatura. Observaram também que roda com este tipo de dano tem estruturas normais em outras partes da bandagem, a não ser por regiões onde notaram marcas de deslizamento.

Para que a martensita se forme é necessário o resfriamento rápido a partir da temperatura de austenitização e, no caso de "Spalling", este fenômeno ocorre localizadamente. A única explicação que

fornece os elementos para isto é a do deslizamento. Uma composição ao ser freada pode ter algumas de suas rodas travadas e estas sofrerão elevado fluxo de calor devido ao atrito roda-trilho. Uma vez que o movimento tenha cessado a porção da roda que deslizou estará quente e em contato com o trilho relativamente frio, o que levará a uma alta taxa de resfriamento e, portanto, como pode ser visto através da curva CCT - figura 4.10, propensa a transformar-se gerando martensita.

Com base nestes dados esperimentais a "Association of American Railroads - A.A.R.", define "Spalling" como resultado da perda de pequenas porções de metal pela roda devido ao deslizamento [3]. A estrutura transformada tem uma interface com a estrutura original por onde se propagam fissuras iniciadas na própria interface, provavelmente devido a resistência a fratura do material ter sido vencida pelas tensões residuais que aparecem devido a presença da nova estrutura que tem uma densidade volumétrica diferente da estrutura vizinha; ou devido a solicitações cíclicas de origem térmica ou mecânica.

As falhas por "Spalling" podem ocorrer sózinhas mas geralmente ocorrem em conjunto com escamação ("Shelling"). A figura 4.27 mostra um esquema com localização típica de um defeito tipo "Spalling".

Figura 4.27: "Spalling".

4.6.2 Escamação ("Shelling")

A escamação é definida como um defeito tipicamente mecânico causado por sobrecarga. A figura 4.28 [3] mostra uma roda com este tipo de dano, o qual é aqui incluido devido a uma maior propensão a este tipo de defeito em rodas com elevadas temperaturas. A influência é tal que Berg e Alber [9] modificaram a terminologia criando um novo nome: "Thermal Shelling". Eles testaram rodas sob condições variadas e descobriram que alguns óxidos, que necessitam de temperaturas superiores a 500^0C para se formarem, estavam presentes nas trincas formadas durante a escamação em rodas classe C e U. Estas rodas não permaneceram nesta temperatura tempo suficiente para que alguma mudança estrutural pudesse ocorrer, já que nada foi detectado. No entanto, pode ser notado que, a elevadas temperaturas, os limites de escoamento e resistência a fratura caem drasticamente. A figura 4.29 mostra a influência da temperatura nestes fatores para as rodas classe C [13], obtidas a partir de amostras de Rodas da RFFSA pelo Centro de Tecnologia da Unicamp.

Figura 4.28: "Shelling".

A título de comparação é mostrado na figura 4.30 o resultado do trabalho de Berg e Alber sobre tensões de escoamento e limite de resistência para rodas classe U e C.

Infelizmente não foi possível obter estes dados para rodas classe B.

Wandrisco [45] demonstrou que a escamação é um defeito tipicamente mecânico ao estudar rodas que sofreram dano sem que tivessem freio aplicado à superfície de rolamento (usaram freio a disco), mas

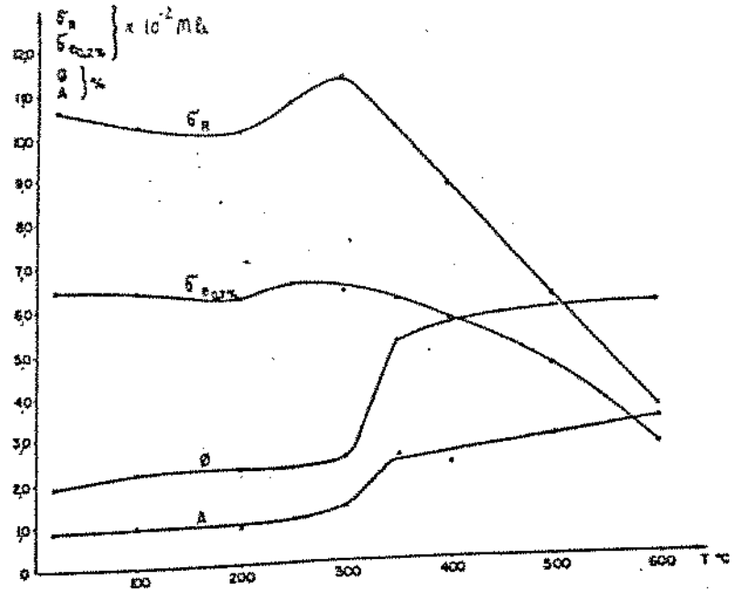


Figura 4.29: Limite de resistência a tração e limite de escoamento como função da temperatura para as rodas classe C [13] .

mostrou também que este defeito ocorre mais facilmente em rodas freadas na bandagem. Em seu excelente trabalho sobre este tipo de defeito descreve todo o processo de formação da escamação, com um único porém que é o fato de usar sapatas de ferro fundido as quais praticamente não são utilizadas em nosso país. Isto deve-se ao fato de que seu trabalho foi realizado em 1960 e nesta época, nos Estados Unidos, as principais ferrovias utilizavam este tipo de sapata.

A escamação tem origem quando uma trinca existente se propaga através do aro em um ângulo entre 30^0 e 50^0 com a superfície de rolamento. Estudos [45] mostraram que a superfície de fratura desta trinca apresenta marcas de fadiga progressiva (anéis partindo de um ponto). Nas rodas sujeitas a frenagem na bandagem estas trincas iniciam-se em regiões adjacentes aquelas onde houve superaquecimento acima da linha A_1 (fig 4.5), isto é, houve a formação de alguma estrutura diferente da original na região que pode ser martensita, bainita ou mesmo perlita de granulação mais refinada. A figura 4.31 mostra estas trincas. Observa-se que as áreas mais escuras sofreram transformação acima de A_1.

As vizinhanças da região da trinca que não ultrapassou a linha A_1 tem sua temperatura próxima a esta e é recozida. A estrutura formada é compostra de ferrita e carbonetos esferoidizados, uma estrutura de menor resitência e dureza que será estudada a seguir (ítem 4.6.3). Esta estrutura auxilia a propagação da trinca já que facilita a deformação plástica que é condição de propagação da trinca (ítem 4.6.4). Observações em regiões recozidas da bandagem onde existem trincas e regiões onde estas não aparecem revelam deformação plástica, o que leva a crer que o surgimento da trinca se dá após a deformação.

Devido a orientação da trinca ser próxima da direção da máxima tensão de cisalhamento admite-se que esta seja a responsável por seu surgimento ou, no mínimo, por sua propagação. Esta tensão de cisalhamento seria devido as cargas mecânicas impostas que são aplicadas ciclicamente.

Kammel et alii [22] mostram que a tensão de cisalhamento em cilindros girando um contra o outro sob carga e lubrificados teria um valor máximo logo abaixo da superfície, conforme mostra a figura 4.32.

Thomas e Hoessch [45] mostraram que a máxima tensão de cisalhamento no aro de uma roda para o caso estático também se localiza logo abaixo da superfície e que o plano de máxima tensão de

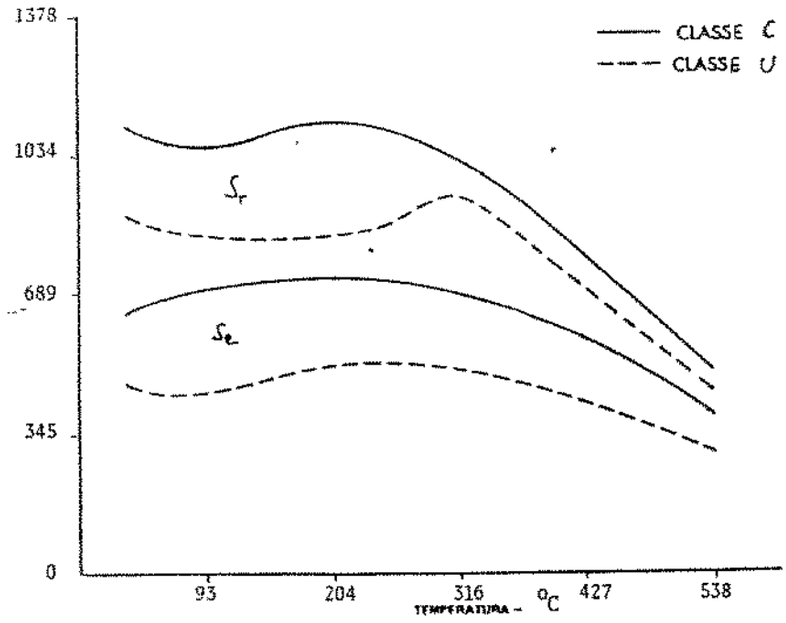


Figura 4.30: Limite de escoamento e limite de resistência a tração em função da temperatura para aços classes U e C [9] .

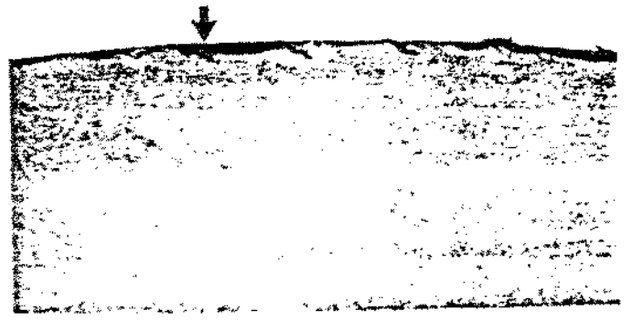


Figura 4.31: Trincas em um plano radial-tangencial de uma roda contendo escamação [45] .

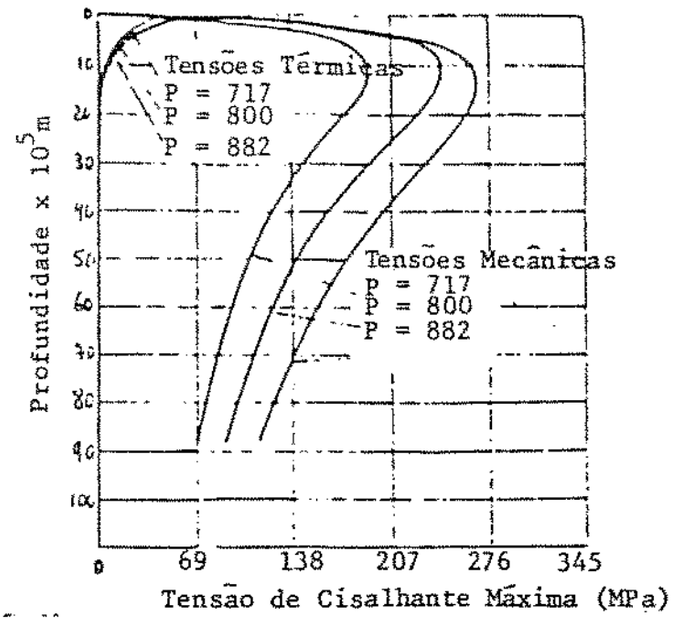


Figura 4.32: Tensão de cisalhamento em função da profundidade para cilindros em contato na superfície externa - velocidade 1400 rpm [22] .

cisalhamento realmente forma um ângulo de 45^0 com a bandagem. Para o caso de serem consideradas as cargas de rolamento Smith [45] mostrou que a tensão de cisalhamento máxima poderia ser cerca de 50% maior e que poderia estar na superfície de rolamento. Além disso mostrou que poderia haver uma certa variação no ângulo do plano de tensões de cisalhamento máximas. Não há evidência concreta de que as trincas formadas na escamação surgiram sub-superficialmente.

O mecanismo de expulsão do material da bandagem pode ser demonstrado pela figura 4.33 onde pode-se notar duas trincas se propagando em torno de um pedaço de material transformado térmicamente de forma a se unirem abaixo da superfície. Esta união fará com que o material se solte da bandagem e haja a formação do vazio. Deve-se observar que no caso de não haver frengem na superfície de rolamento o mecanismo de formação do dano é o mesmo, apesar de não existir estrutura transformada.

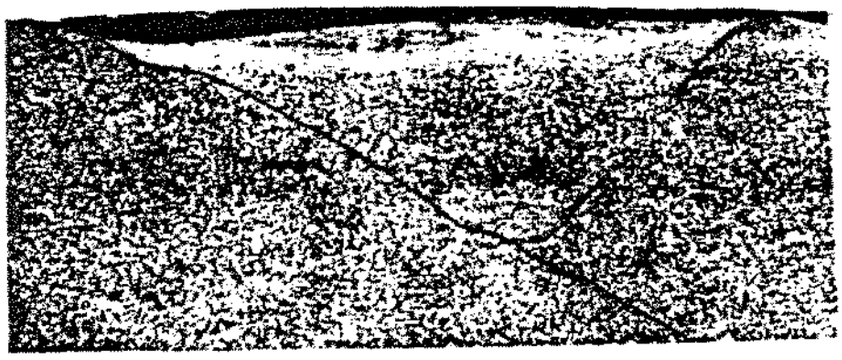


Figura 4.33: Trincas que provavelmente darão origem a escamação [45] .

A escamação, por ser um dano mecânico em sua origem, ocorre em toda a superfície da bandagem, já

que o material da roda tem seu limite de solicitação de cisalhamento ultrapassado.

4.6.3 Esferoidização

A esferoidização é um fenômeno que ocorre com aços de modo a formar uma estrutura esferoidizada que tem como propriedades baixa resistência, alta dutilidade e baixa dureza. Mei [41] apresenta diversas maneiras de se obter este tipo de estrutura na figura 4.34:

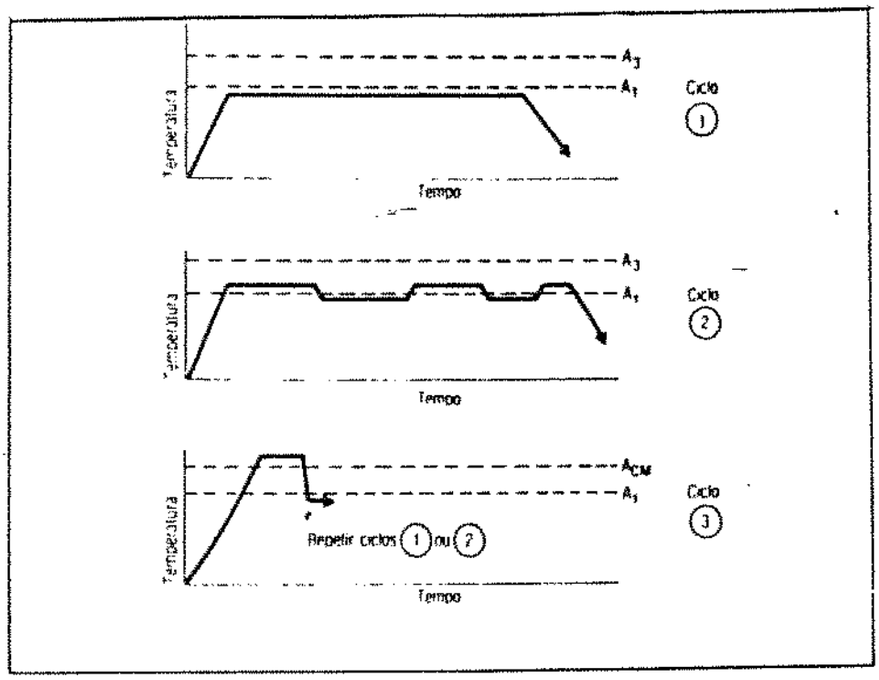


Figura 4.34: Possíveis ciclos de esferoidização [41] .

1) Manutenção por tempo prolongado à temperatura pouco abaixo de A_1;

2) Aquecimento e resfriamento alternado em torno de A_1;

3) Aquecer acima de A_{CM} (para aços hipereutetóides), seguido de resfriamento rápido até pouco abaixo de A_1 e seguir 1 ou 2.

Uma micrografia de estrutura esferoidal para um aço hiperteutóide é mostrada na figura 4.35.

A figura 4.36 mostra a estrutura original da roda. Apesar de serem aços diferentes é clara a variação na estrutura.

Berg e Alber [9] detectaram uma queda de 30% no limite de resistência do material original da roda quando este se esferoidiza. Além disso é esperada uma queda de 320 para 220 Brinell na dureza do material. Este tipo de mudança estrutural leva a um maior desgaste da roda e, principalmente, maior susceptibilidade a escamação.

A condição que pode levar a esta transformação é a de uma sapata presa, já que o tempo necessário para a transformação é grande para as rampas conhecidas, o que impossibilita a ocorrência de qualquer dos casos apresentados na figura 4.34. A figura 4.37 mostra uma condição capaz de transformar o material obtida pela "Griffin Wheel Company" em um dinamômetro. Nesta figura pode-se notar que a temperatura ultrapassa 500^0C por cerca de 45 minutos, o que é suficiente para levar o material de porções da roda à esferoidização.

Figura 4.35: Estrutura esferoidal para um aço ABNT 1095 [41] .

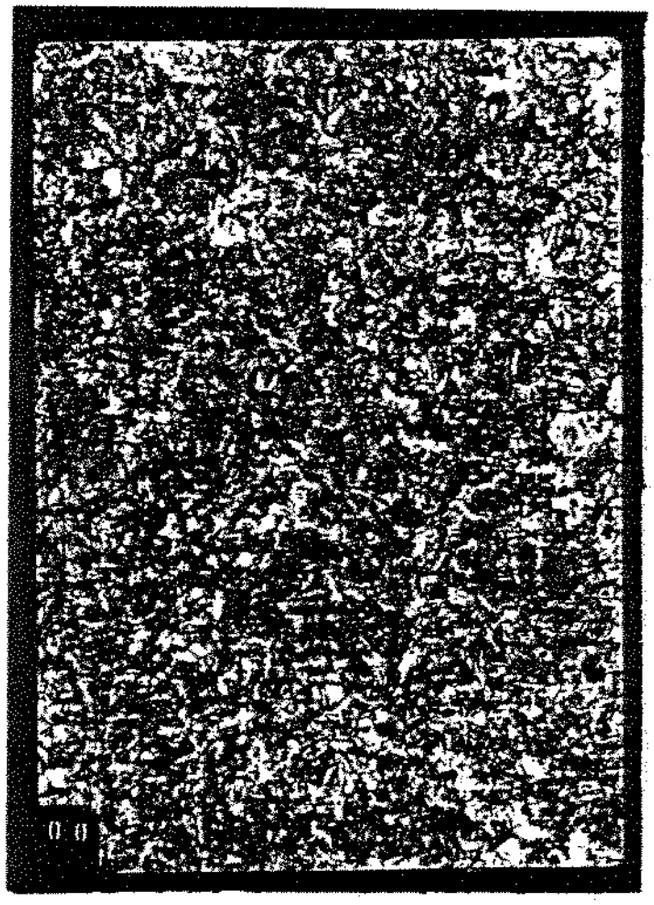


Figura 4.36: Perlita fina - Aço classe C [13] .

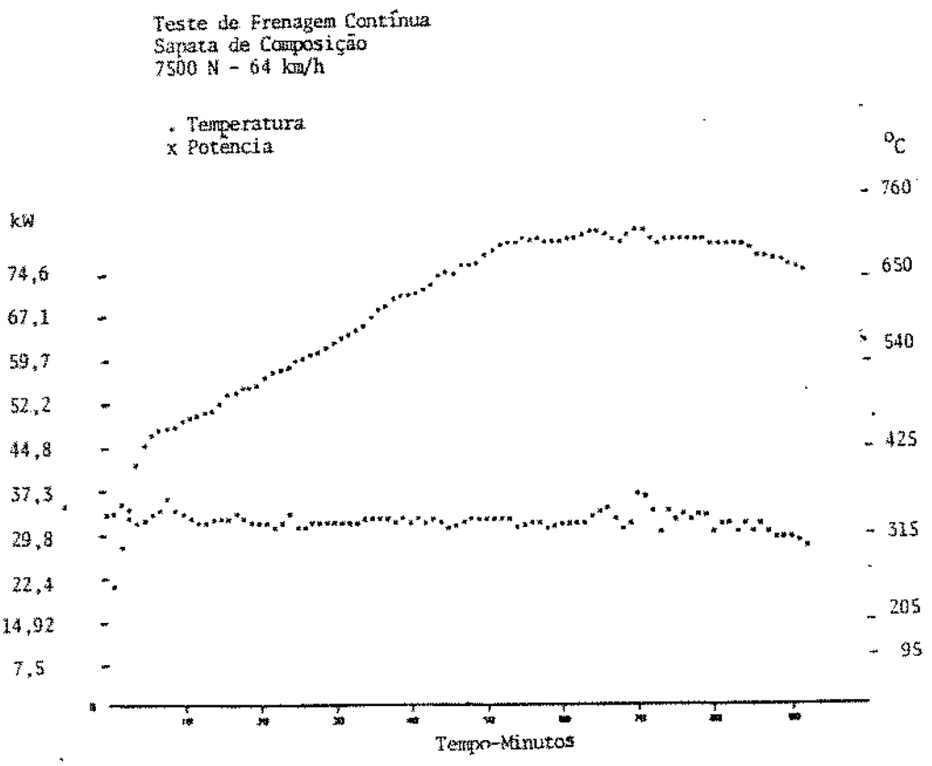


Figura 4.37: Teste de frenagem contínua com sapata de composição não metálica de alta fricção [9].

4.6.4 Trincas Térmicas

As trincas são, seguramente, o maior problema encontrado em rodas ferroviárias. "Spaling" existe a partir do momento que uma trinca se propaga levando à cavidade. Escamação nada mais é que o encontro de duas trincas. Esferoidização só se torna um problema devido à maior propensão ao escoamento, o que é condição de propagação da trinca por fadiga. Apesar de estarem relacionadas com carga mecânica é evidente que a carga térmica facilita, senão seu aparecimento, no mínimo sua propagação.

Muito tem sido feito na área de estudo das trincas térmicas em rodas, mas a determinação das origens do problema tem se revelado difícil devido às grandes diferenças de carregamento entre as ferrovias. Certas ferrovias tem limites de velocidades altos, outras baixo; utilizam rodas parabólicas ou não; tem variados diâmetros de roda e, evidentemente, diversos fornecedores. Assim, os resultados de uma pesquisa feita para uma determinada condição, se bem que valiosos para apontar tendências muitas vezes falham em determinar as verdadeiras causas de um problema para outras condições de uso.

Sobre trincas térmicas o objetivo é descrever o que se conhece de maneira a ajudar na solução de problemas existentes, sabendo que resolvê-los depende de estudos mais profundos para as diversas condições de trabalho.

- **Mecanismo de formação e propagação de trincas por fadiga**

  Praticamente todos os tipos de trincas que aparecem em rodas ferroviárias estão ligadas à fadiga. Apesar das chamadas trincas subtas (propagação instável) estarem relacionadas às tensões residuais de tração estas só existem a partir do momento em que uma trinca se propaga até a região onde existem tais tensões.

  Uma trinca pode se iniciar a partir de deformações plásticas cíclicas causadas por cargas também cíclicas [11]. Mesmo quando as tensões nominais estão bem abaixo do limite de escoamento a deformação plástica pode ocorrer localmente devido a concentração de tensão em torno de inclusões ou falhas mecânicas (riscos, chanfros, etc.). Estas micro-deformações não são perceptíveis macroscópicamente mas são suficientes para levar a trinca.

  Wood [11] sugeriu a formação de trincas a partir de extrusões e intrusões conforme mostrado na figura 4.38. Durante a tração num ciclo de carregamento ocorre o deslizamento em planos com orientação definida (preferencial). Quando há a reversão da carga o deslizamento se dá na direção oposta. Em apenas um ciclo pode ser formada uma intrusão e/ou uma extrusão. Se continuar havendo solicitação a trinca pode aumentar nesta direção.

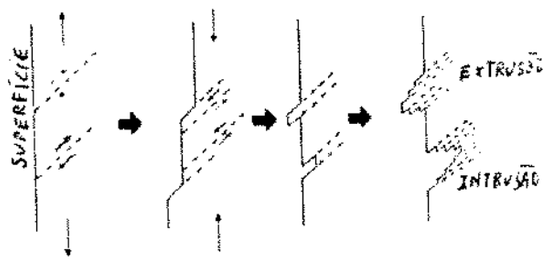


Figura 4.38: Modelo de iniciação de trinca de Wood [11] .

Uma trinca de fadiga uma vez iniciada pode crescer por um mecanismo de deslizamento reverso. A figura 4.39 mostra os estágios de crescimento da trinca. Nesta figura uma trinca aguda tem sua ponta "aberta", devido a elevada concentração de tensões neste ponto, na direção de deslizamento preferencial (máxima tensão de cisalhamento) - estágio 1 e 2. O próximo passo é o crescimento em outra direção preferencial seguido de arredondamento pela deformação - estágios 3 e 4. Quando

o ciclo se reverte a trinca fecha e torna a existir uma ponta aguda o que levará a outro ciclo de propagação - estágios 5, 6 e 7.

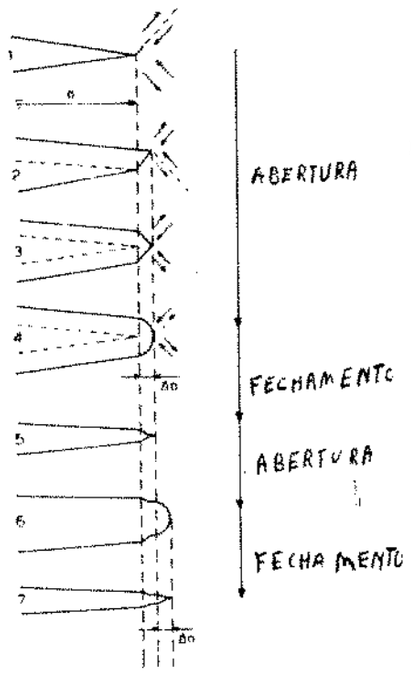


Figura 4.39: Possível modelo de crescimento de trincas por fadiga [11] .

O Fator de Intensificação de Tensão (K)

Três são os modos pelos quais uma trinca em um sólido pode ser solicitada: abertura (I) e cisalhamento (modos II e III), representadas na figura 4.40.

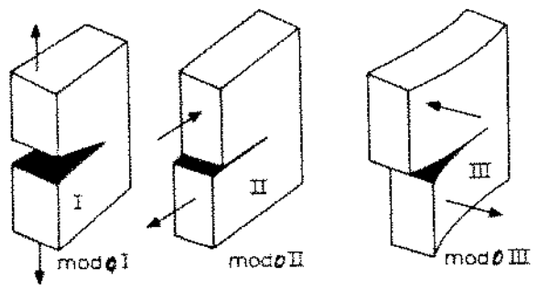


Figura 4.40: Modos de solicitação de uma trinca [11] .

No modo I a solicitação é perpendicular ao plano de crescimento da trinca; no modo II a solicitação é no plano de crescimento e direção de propagação; no modo III a solicitação é no plano mas perpendicular a direção de crescimento. O modo I é o mais importante e é o encontrado em todas as condições de danos analisadas em rodas ferroviárias.

Seja uma trinca solicitada em modo I conforme a figura 4.41. A tensão num ponto qualquer da estrutura próximo ao ponto da trinca é dada por:

$$\sigma_{ij} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} f_{ij}(\theta) \tag{4.1}$$

onde:$K_I = \sigma\sqrt{\pi a}$ = fator de intensificação de tensão no modo I

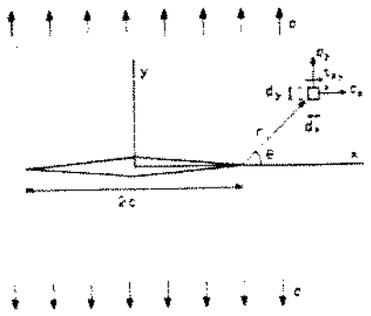


Figura 4.41: Trinca em uma placa infinita [11] .

A trinca se propagará se o fator K_I atingir um valor crítico K_{IC}, o qual é uma propriedade do material. Para os diversos tipos de configurações sólido-trinca são determinados valores de K_I segundo a fórmula:

$$K_I = \sigma\sqrt{\pi a}.f(a,\omega,t) \tag{4.2}$$

onde: ω = largura do espécime
t = espessura do espécime

A espessura t define se existem condições de tensão plana (t pequeno) ou deformação plana (t grande).
O valor de K_{IC} define a resistência ao trincamento de um material para t grande, ou seja, para condição de deformação plana.

Taxa de crescimento de uma trinca de fadiga

Paris [18], em 1964, postulou que o fator de intensificação de tensão controla o processo de propagação de trincas por fadiga e sugeriu a equação:

$$\frac{da}{dN} = A.\Delta K^m \tag{4.3}$$

onde: A e m = constantes do material
$\Delta K = K_{max} - K_{min} = [\sigma_{max}.\sqrt{\pi a} - \sigma_{min}\sqrt{\pi a}]$. f(a, ω, t)

A figura 4.42 mostra a forma da curva esperimental obtida para a propagação de trincas. Nesta pode-se notar que abaixo de um certo valor de ΔK (ΔK_{Th}) não há propagação da trinca. A níveis baixos de ΔK a fratura se dá por clivagem (frágil) e a altos níveis por "dimples" (dúctil). Em níveis intermediários há o aparecimento de estrias, que são marcas na superfície de fratura que surgem devido a reversão de tensões. Através delas pode-se observar a propagação da trinca a partir de onde surgiu.

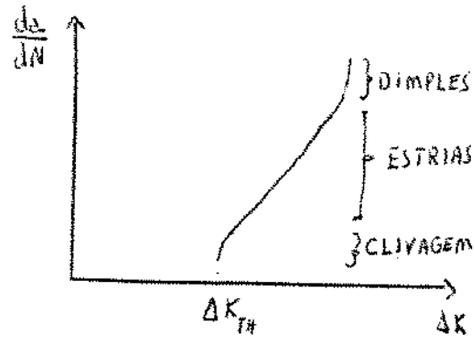


Figura 4.42: Taxa de propagação de uma trinca como função da amplitude do fator de intensificação de tensões.

Estágios do crescimento de uma trinca

A figura 4.43 mostra uma trinca em uma placa solicitada por tensões onde são mostrados os estágios I e II da fadiga.

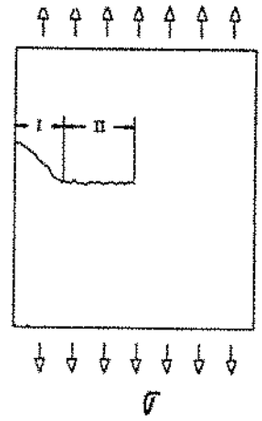


Figura 4.43: Estágios da fadiga.

O estágio I é formado pelo surgimento da trinca e sua propagação na direção de máxima tensão de cisalhamento. É o estágio onde é consumida a maior parte dos ciclos até a fratura. O estágio II é o de propagação estável da trinca na direção perpendicular ao carregamento. O estágio III, não mostrado, é o de fratura subta e ocorre a partir do momento que a trinca alcança um tamanho crítico (a_c).

- **Fissuras Térmicas**

Fissuras térmicas são pequenas trincas que aparecem na bandagem de rodas com frenagem elevada. Na realidade mesmo que a frenagem não alcance valores elevados, se for considerada a taxa empregada, existe a possibilidade de que haja uma entrada maior de calor em algumas regiões chamados pontos quentes ("hot spots").

Olivier [32] mostrou a presença de pontos quentes em rodas freadas com sapatas de ferro fundido de 2 tipos: normal e com alto teor de fósforo. O resultado é mostrado na figura 4.44

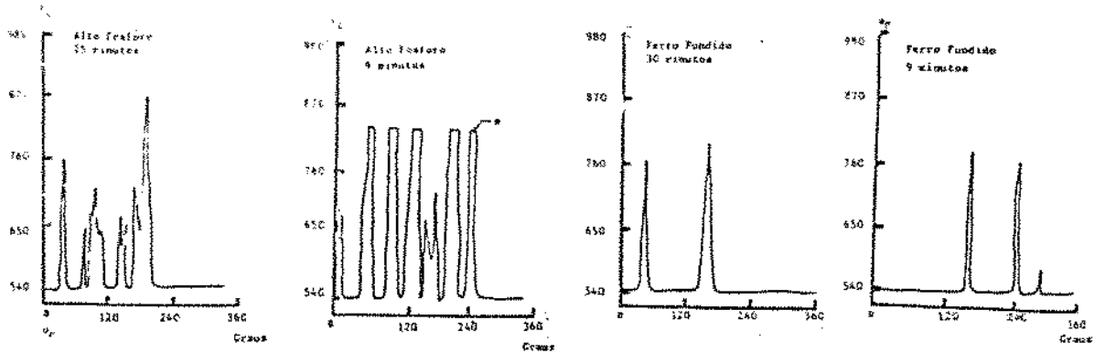


Figura 4.44: Pontos quentes em rodas testadas com sapatas de ferro fundido.

Durante os testes as sapatas de composição não metálicas não atingiram valores de temperaturas capazes de serem registrados pelos sensores que tinham como limitação inferior 260°C.

Este tipo de falha aparece devido a tensões de tração desenvolvidas pelo recozimento da martensita, que se forma nas áreas superficiais aquecidas acima de A_1. A martensita formada é recozida em frenagens posteriores, mudando suas características volumétricas e causando tensões nas vizinhanças. Devido ao maior decréscimo no volume durante o recozimento causado por uma maior quantidade de carbono as rodas classe C são mais susceptíveis a este problema que as demais.

Foi observado também [45] que em rodas classe C freadas com sapatas de ferro fundido pode ocorrer fusão de uma camada do material da sapata sobre a roda. Neste caso haveria difusão de carbono presente no material depositado para dentro da roda o qual aumentaria a tendência desta de formar martensita localizadamente logo abaixo do material depositado, que levaria a fissuras em frenagens posteriores devido ao aquecimento.

- **Trincas Térmicas (Trincas Subtas)**

Este tipo de trinca é a que causa os maiores problemas em rodas ferroviárias. São trincas que podem levar a fratura subta e causar até mesmo acidentes catastróficos. A figura 4.45 mostra uma roda que falhou por trincamento durante uma corrida de teste do Centro de Tecnologia da Unicamp no estudo feito para a Rede Ferroviária Federal [13]

No mesmo trabalho são mostradas diversas rodas fraturadas em serviço. É importante notar que rodas de um mesmo eixo podem ter comportamento totalmente diferente. Assim, a figura 4.46 mostra duas rodas de um mesmo eixo; a da esquerda sofreu fratura e a da direita aparentemente não teve maiores problemas.

A mais importante teoria sobre estas trincas aponta sua origem em fissuras térmicas causadas pela transformação estrutural que ocorre devido ao resfriamento de porções da roda acima de A_1 formando martensita, conforme já visto. Também é considerado que estas podem surgir a partir de pontos de concentração de tensão (que não fissura) tais como marcações em superfície da roda para sua identificação.

A propagação dessas trincas se dá a partir de uma mudança no padrão de tensões residuais ao longo da roda. Conforme visto no capítulo 3 o aro de uma roda ao ser aquecido tende a espandir-se sendo impedido pelo disco que está a uma temperatura menor. Esta restrição causa tensões de compressão no aro e, dependendo da carga térmica, pode levá-lo a escoar sob compressão. Com o resfriamento este tende a comprimir o disco levando a tensões de tração na região onde houve escoamento. Uma trinca, a partir do momento que atingir esta região, se propogará instavelmente desde que esta tensão leve a um fator de intensificação de tensão K_I maior que a sua resistência a fratura K_{CI}. A figura 4.47 mostra uma trinca em um aro e o esforço de tração que pode levá-la a propagar-se.

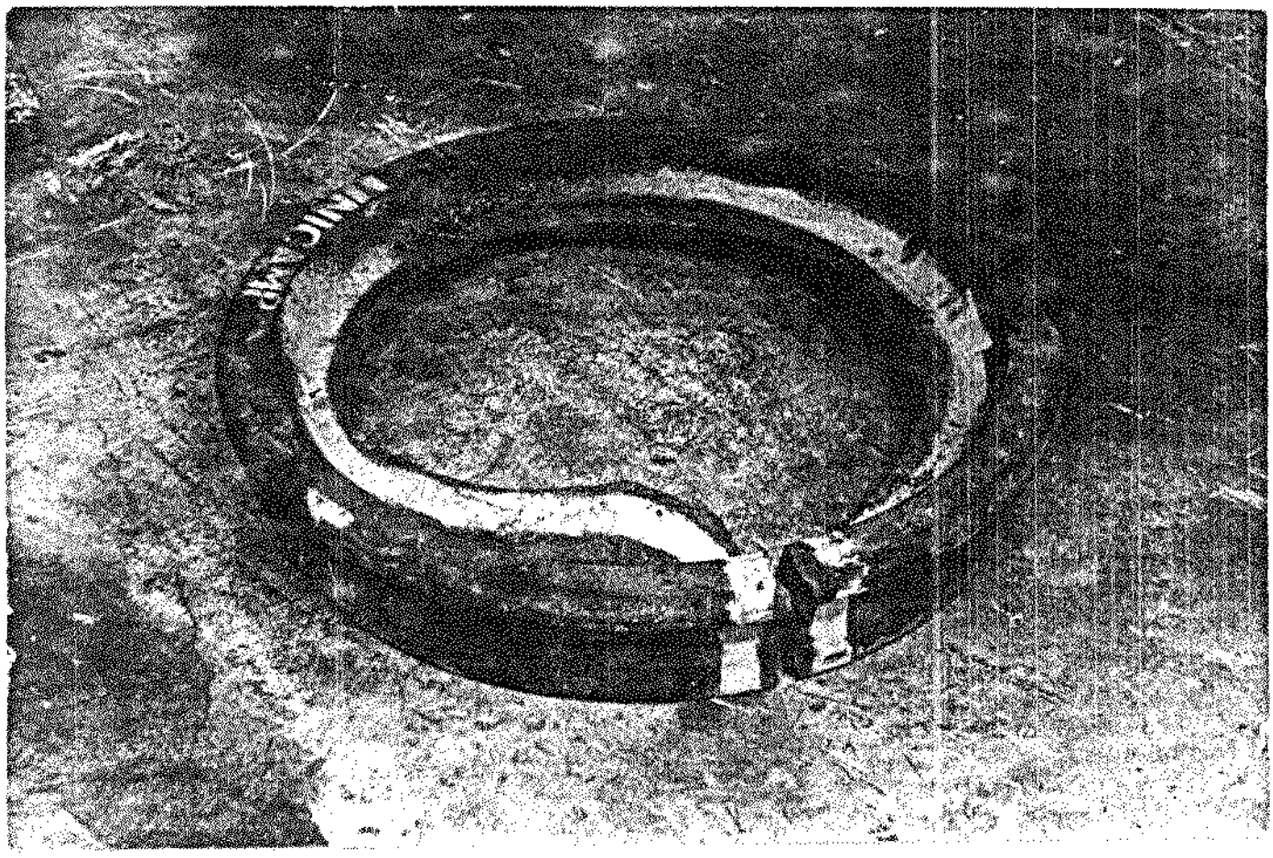


Figura 4.45: Roda 3ª vida rompida em serviço [13].

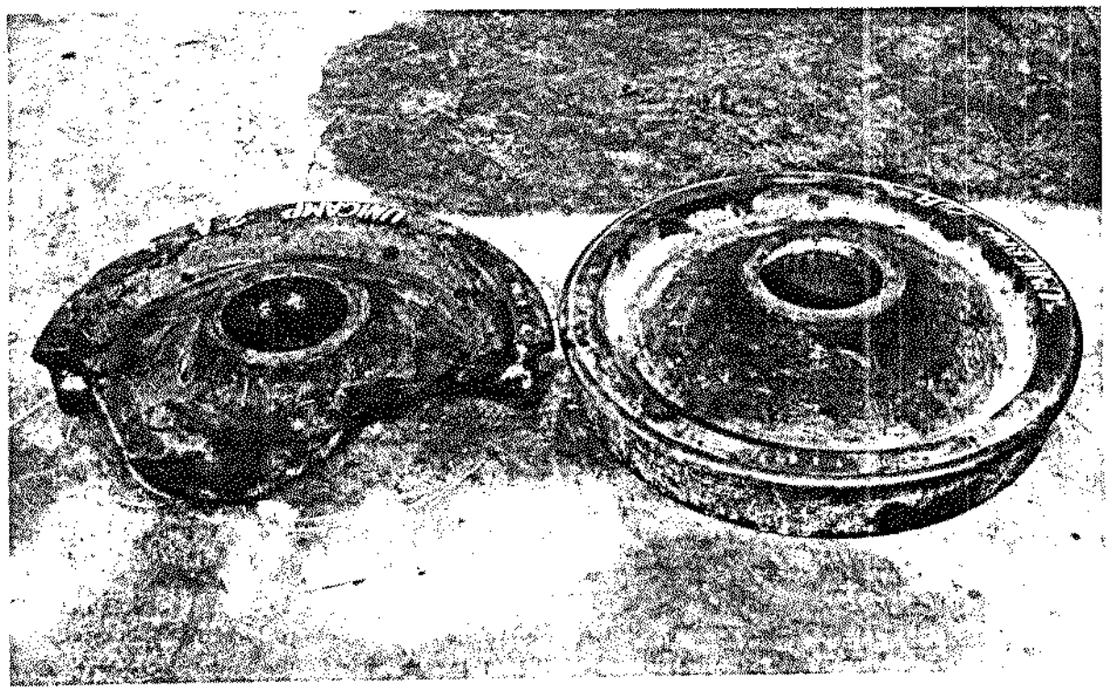


Figura 4.46: Rodas de um mesmo eixo com diferentes comportamentos [13] .

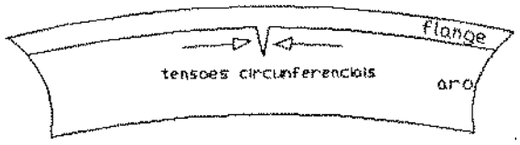


Figura 4.47: Representação de uma trinca em uma roda.

Alguns fatores podem servir como agravantes na propagação de trincas e o principal deles é que , a partir do momento que esta for formada, a roda não estará isenta de novas cargas térmicas. Estas, conforme visto na figura 4.29, podem facilitar o escoamento abaixando S_e e, desta forma, auxiliar no crescimento da zona onde existem tensões de tração. Outro fator é a carga mecânica que varia ciclicamente a cada resolução.

Um fator fundamental para evitar a propagação de trincas quando estas ocorrem na bandagem é o fato de que sob carga uma roda tem uma fixa camada compressiva e de maior dureza causada pelo encruamento superficial. Swaaij [42] encontrou endurecimento a 15 mm abaixo da bandagem e citou o fato de que trincas com profundidades de até 4 mm são seguras em serviço por esta causa.

Na realidade o que ocorre é que uma trinca formada a partir de uma fissura ou ponto de concentração de tensões se propaga por fadiga até que ultrapasse a zona de compressão. A seguir a falha torna-se subta.

No aro as tensões máximas de tração são circunferenciais e é usual a propagação em direção ao cubo. Como na alma as tensões máximas de tração são radiais pode ocorrer o dano observado na figura 4.45, onde uma trinca originada no aro propagou-se radialmente até o disco e a seguir propagou-se circunferencialmente. A propagação foi instável.

A figura 4.48 mostra uma trinca formada em uma roda classe C.

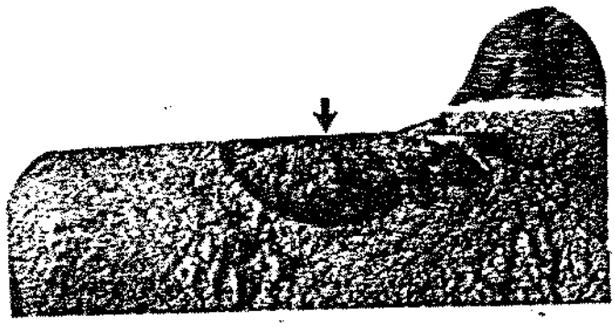


Figura 4.48: Trinca subta formada em rodas classe C a partir de uma frenagem de emergencia a 180 km/h [45] .

Alguns autores ([42] e [10]) colocam em dúvida a teoria martensítica da nucleação de trincas já que trincas surgem em lugares onde não há transformação estrutural, como na flange ou na face interna do aro. Outra alegação é que as trincas começam surgir após algum tempo de trabalho e não imediatamente após as rodas terem sido colocadas em serviço, o que seria de se esperar já que as frenagens não se tornam mais leves com a troca de rodas. O trabalho do Instituto de Pesquisas Tecnológicas [20] mostra a ocorrência de trincamento na flange (figura 4.49) com propagação por fadiga o que leva a crer que, a menos que a sapata esteja atritando naquela região (pouco provável mas possível), a nucleação não se deu por transformação estrutural.

É um tanto difícil equacionar o probelma da nucleação; no entanto, é de se esperar que sempre haja a possibilidade de encontrar um ponto (quer martensita quer inclusão) onde uma trinca possa se iniciar e os estudos devem ser feitos principalmente no sentido de evitar sua propagação.

- **Trincas de fadiga**

  Uma trinca de fadiga é um fenômeno comum entre os danos causados por aquecimento. Muitos estudos tem sido feitos e as causas das falhas mais comuns tem sido determinadas. Um exemplo bem claro é a trinca no aro da roda devido a marcação (por estampagem) feita. A figura 4.50 mostra uma marcação típica.

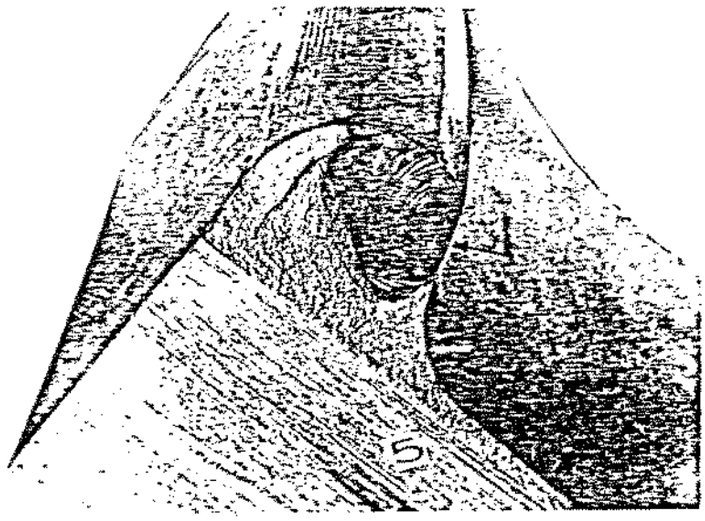


Figura 4.49: Trincas de fadiga na flange de rodas da RFFSA [20] .

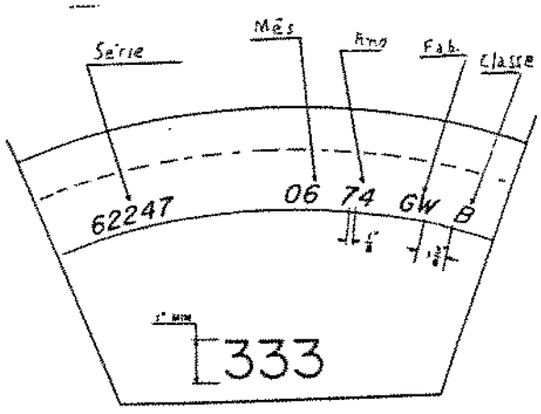


Figura 4.50: Marcação típica no aro de rodas [3] .

A figura 4.51 mostra um defeito causado por trincas de fadiga na marcação

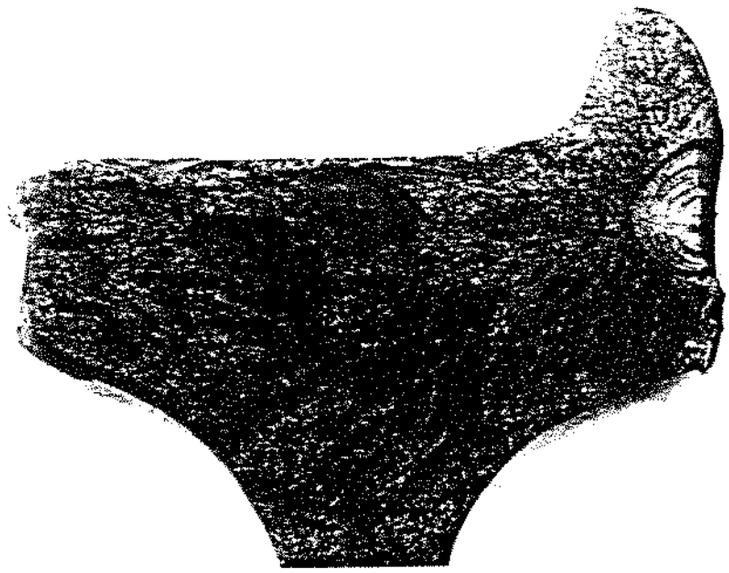


Figura 4.51: Trincas de fadiga na marcação de rodas classe C [13] .

A estampagem causa concentração de tensões em seu fundo o que leva a deformação plástica e o início do trincamento. Uma trinca existente nesta região se propogará devido as cargas térmicas cíclicas, que causam tensões de tração circunferenciais cíclicas. Uma vez que esta trinca tenha atingido um tamanho crítico a fratura se dará subtamente (de modo instável). A superfície criada pela fratura subta tem o aspecto de fratura frágil. Pode ocorrer que uma trinca que normalmente não levaria a ruptura frágil leve a esta devido a tensõs de tração na região atingida pela ponta da trinca causadas por escoamento a quente.

A figura 4.52 mostra uma trinca na marcação de rodas e que provavelmente se propopará por fadiga. A presença de óxido indica elevação de temperatura nesta posição (não suficiente para mudança estrutural).

A figura 4.53 mostra a trinca da figura 4.51 numa amplificação maior.

Nesta figura pode-se notar a presença de ondulações. Dois tipos de ondulações se relacionam a fadiga: a primeira, visível com microscópio, devido ao deslizamento reverso e que indica a ciclagem do esforço aplicado; a segunda devido a variação na taxa de aplicação do esforço é visível a olho nú e é do tipo mostrado na figura.

O tipo de ciclagem capaz de causar um defeito como da figura 4.53 claramente não se relaciona a uma ciclagem rápida na aplicação do freio mas sim a períodos de frenagem relativamente longos seguidos de esfriamento, o que levaria a escoamento na ponta da trinca e a tornaria capaz de se propagar no próximo ciclo. Para comprovar esta afirmação a figura 4.54 mostra uma trinca na marcação com "dentes" que são características de regiões com elevado escoamento.

Infelizmente nem todas as falhas por fadiga tem causa inicial evidente. O Instituto de Pesquisa Tecnológicas [20] encontrou trincas na flange de rodas da RFFSA o que não pode ser explicado pela marcação. A explicação sugerida é a de que as contra sapatas de algumas timonerias estavam atritando no friso justamente onde as trincas se iniciavam (as contra sapatas estavam desgastadas

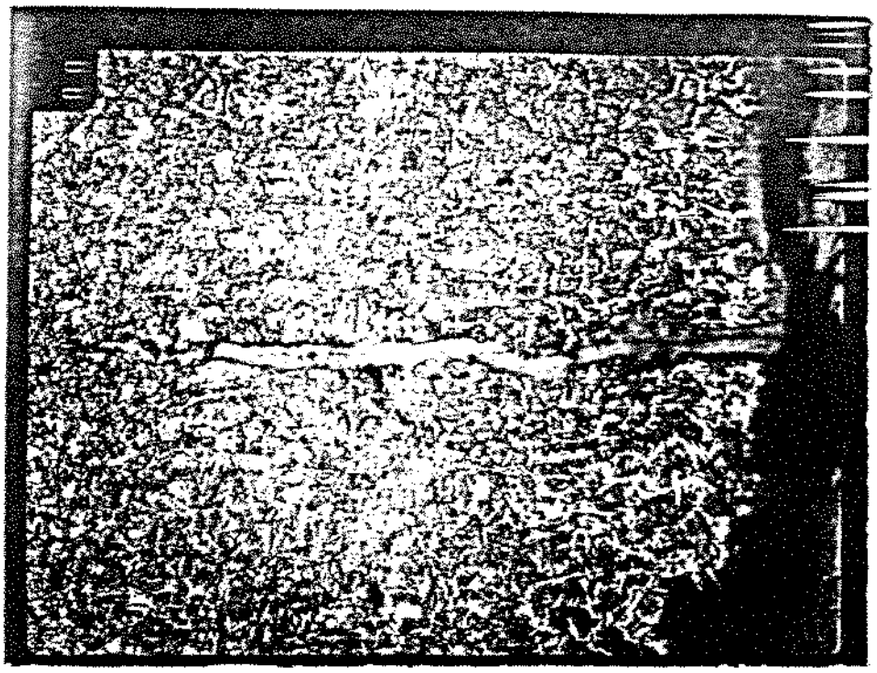


Figura 4.52: Trincas na marcação.

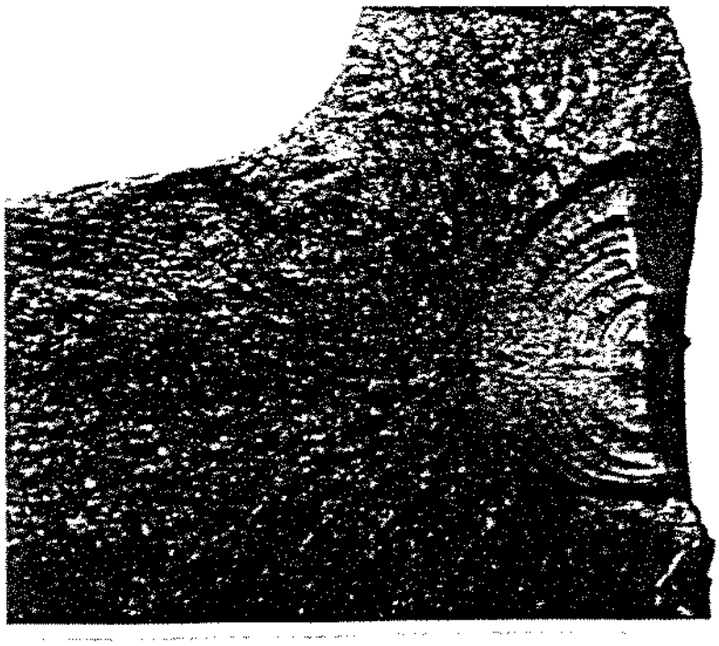


Figura 4.53: Trincas de fadiga na superfície fraturada.

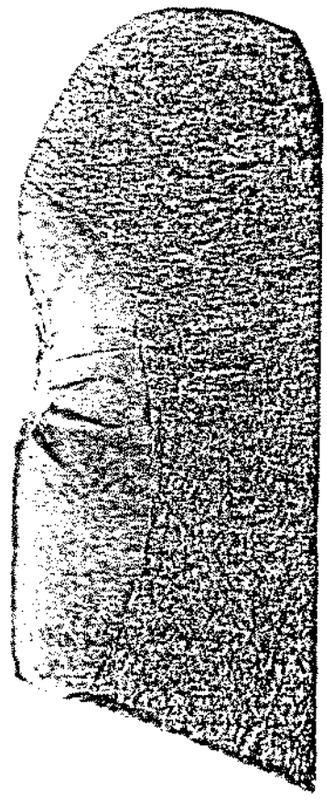


Figura 4.54: Marcas de deformação elevada na região de trincamento.

na posição correspondente). Outra explicação, mais plausível, é a de que as trincas surgiam devido a solicitação térmica na vida anterior já que a parte da flange onde aparecem trincas estava na concordância flange-bandagem antes da usinagem. Uma vez que surgissem sua propagação se daria por fadiga devido a ciclagem térmica ou mecânica.

Wandrisco [45] apresentou um modelo de ciclagem de tensões para a roda representado na figura 4.55.

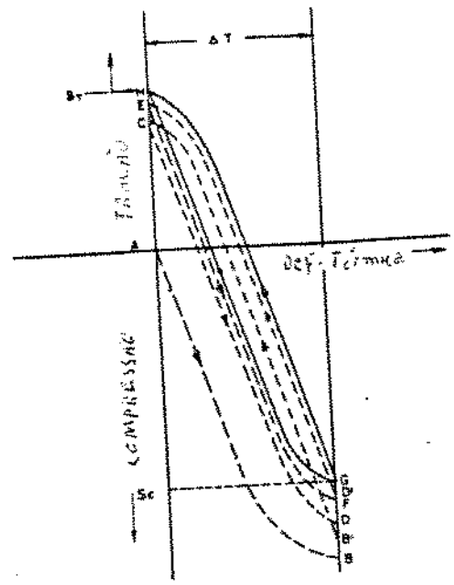


Figura 4.55: Diagrama tensão-deformação para ciclagem térmica nas rodas.

Um ponto do material inicialmente livre de tensões é representado por A nesta figura. Supondo que o material esfrie completamente após a aplicação da carga térmica, que o gradiente térmico seja o mesmo e que não haja mudança estrutural a tensão causada leva ao ponto B. Como a temperatura é elevada pode ocorrer a relaxação B-B: Durante o esfriamento o material deforma-se elasticamente e depois plasticamente e seu limite de escoamento é reduzido (efeito Bauschinger) devido a deformação inicial sob compressão. A próxima frenagem dará origem a linha CD e assim sucessivamente até que GH seja atingido. A partir daí esta região sofrerá uma variação de tensões entre S_T e S_C o que levará a fadiga. A presença dos fatores desconsiderados na hipótese certamente agravará o problema.

4.6.5 Outros Problemas

Diversos outros problemas menores estão relacionados ao aquecimento e é o nosso objetivo citar apenas alguns, já que podem ser importantes para situações específicas.

- Perda de Interferência Roda-Eixo

  A Association of American Railroads recomenda uma interferência de 0,001 polegadas de interferência ($2{,}54 \cdot 10^{-2}$mm) por polegadas do diâmetro da roda. Com o aumento da temperatura no aro este tende a puxar o cubo, diminuindo a interferência, o que pode causar deseixamento.

- "Freeting Corrosion"

  Apesar de não ser mais um problema de grande importância devido a inovações para evitá-lo serve como indicativo de como uma boa solução resolve completamente o problema. Roza [36] descreve o problema como devido ao movimento do eixo em relação a roda, conforme a figura

4.56. A corrosão acontece devido ao atrito entre a extremidade do furo da roda e o eixo e isto leva a nucleação de uma pequena trinca. Devido a dureza do eixo esta pode levar à ruptura subta.

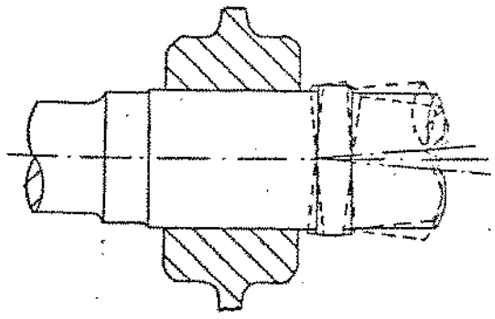


Figura 4.56: Movimento do eixo em relação ao cubo.

A existência da carga térmica na roda pode levar a uma distribuição de tensões que cause perda da pressão de contato roda-eixo o que agravaria o problema. A figura 4.57 mostra a evolução que solucionou o problema.

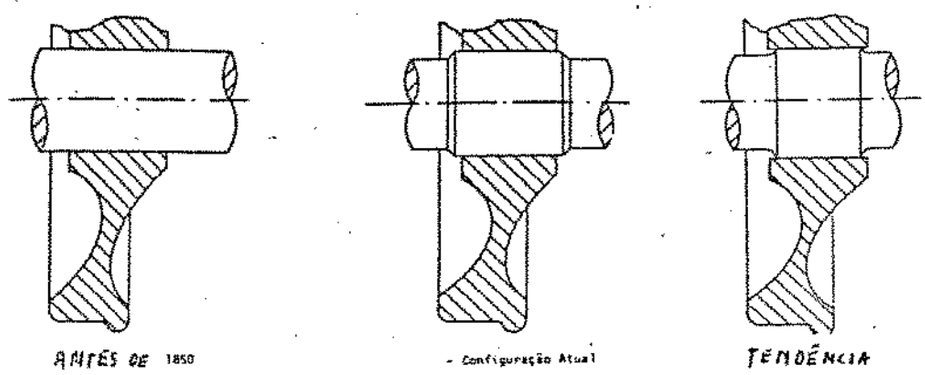


Figura 4.57: Solução do "Freeting Corrosion".

– Variação da distância entre as faces internas das rodas.

Quando uma roda sofre carga térmica o aro não somente se expande mas, devido ao material na flange estar relativamente frio, tende a inclinar-se na direção desta causando diminuição da distância entre as rodas. Quando esfria o material, se sofreu deformação plástica, tende a inclinar-se na direção oposta devido às tensões residuais. Esta última inclinação pode levar a flange a uma temperatura maior devido a maior proximidade com a sapata e a um atrito maior devido ao trilho, apesar da pequena magnitude da mesma. Wetemkamp [46] encontrou uma variação de 1,5 mm a quente e 0,13 mm a frio em testes com rodas de 33 polegadas a 60 HP (45 kW) da classe U. A temperatura na bandagem neste teste chegou a 400°C.

4.7 Comentários

Diversos problemas têm levado a rigorosos estudos ao longo dos anos devido a grande quantidade de rodas inutilizadas e o custo que isto representa. Muitos desses estudos levaram a soluções que minimizaram ou resolveram os problemas específicos para os quais foram feitos. No Brasil o Instituto

de Pesquisas Tecnológicas e a Universidade Estadual de Campinas se destacam nas pesquisas neste campo mas, apesar da eficiência destes orgãos, pouco tem-se podido fazer de efetivo para a solução dos problemas já que o investimento na área da pesquisa tem sido relegado a um segundo plano, o que não é privilégio das empresas ligadas a área ferroviária.

A presença da carga térmica excessiva em rodas tem sido relacionada a diversos fatores: aplicação de freios não apropriado pelo maquinista, tanto em ciclagem como em frenagens a partir de altas velocidades; problemas relacionados a manutenção dos equipamentos de freios; má estimativa das velocidades máximas em trechos levando a frenagem excessiva; diferenças no coeficiente de atrito entre sapatas de diversos fabricantes; diferenças no coeficiente de atrito entre sapatas de um mesmo fabricante; desconhecimento da curva de variação do coeficiente de atrito com a velocidade, etc.... Rodrigues [35] mostrou a impressionante dispersão entre as forças de frenagem em vagões de minério da FEPASA em um estudo conjunto IPT-Unicamp. A tabela 4.9 mostra o desvio porcentual das forças em relação a média da composição para este trabalho.

Vagão	pos.1	pos.2	pos.3	pos.4	pos.5	pos.6	pos.7	pos.8
1 - 318966-0	-23.17	-15.35	*	1.77	1.33	-13.28	*	32.45
2 - 318985-6	*	*	7.90	-11.59	*	*	10.41	-4.65
3 - 319012-9	-13.21	27.31	-15.20	17.71	-19.70	27.31	-16.75	-6.35
5 - 318954-6	10.11	20.89	45.24	15.65	10.33	11.81	67.53	7.38
6 - 319021-8	-5.39	8.04	0.81	-4.43	-22.58	10.70	-2.21	-8.19
8 - 318981-3	12.03	10.48	28.04	-3.69	24.13	10.85	9.59	0.52
10 - 319141-9	11.07	24.58	5.90	-3.76	5.09	16.09	32.99	-19.70
11 - 319000-5	-22.14	-25.61	-5.68	-20.66	-25.76	-27.45	-11.07	-17.20
13 - 319056-1	-7.31	22.80	4.28	-17.42	-21.40	38.23	6.72	-1.55
15 - 319040-1	-22.36	-7.16	12.03	-27.82	-16.46	-6.72	5.39	-16.24
17 - 319099-4	-31.66	-19.70	-28.93	-12.92	19.41	-21.40	4.72	-14.46
18 - 319101-0	*	*	-5.46	-8.78	*	*	3.47	-0.96
19 - 318967-8	-2.95	7.75	0.00	5.76	-10.26	19.04	-3.03	-6.35

Tabela 4.9: Desvio porcentual da força de frenagem em cada roda, em relação à média geral da composição [35].

A roda da posição 7 do vagão número 5 apresenta um desvio de 67,5% sendo o maior encontrado. Este desvio mostra um problema que pode levar a carga térmica excessiva.

O IPT, em um estudo da variação do coeficiente de atrito de sapatas, mostrou a grande variação existente entre fabricantes. Infelizmente o dado não pode ser publicado neste trabalho.

Escamação, "Spalling" e outros problemas certamente estarão relacionados com estas situações limites e é o objetivo deste capítulo ser uma base para estudos mais profundos na área.

Capítulo 5

BANCO DE ENSAIOS TIPO KRAUSS

Devido a impossibilidade de construir uma máquina de teste de rodas em tamanho natural em tempo hábil optou-se pela montagem de um dispositivo capaz de realizar os testes em sapatas de freio segundo as normas existentes para aceitação das mesmas. A opção pelo ensaio Krauss deveu-se ao fato deste ser o mais utilizado e aceito para testes de freio, inclusive para automóveis. Além disso o dispositivo de teste em tamanho natural, atualmente em construção no laboratório de freios ferroviários da Faculdade de Engenharia Mecânica (DPM/Unicamp), necessitará de certa instrumentação e certos procedimentos de aquisição e controle que são basicamente os mesmos utilizados para o dispositivo já escolhido.

Como objetivo mais importante do trabalho está o fato de se obter com o ensaio Krauss resultados que possam ser futuramente comparados com os obtidos em escala real para testar a validade da normalização do procedimento de aceitação de sapatas. Paralelamente a este está o fato de que outros tipos de frenagem, diferentes dos normalizados, podem ser feitos no dispositivo devido à sua versatilidade, permitindo o desenvolvimento de pesquisas na área.

Este capítulo descreve as diversas fases do projeto desde a escolha do ensaio, passando pelo projeto, construção, calibração, testes iniciais, esquemas de aquisição e testes em 3 pares de pastilhas obtidas de sapatas com a finalidade de demonstrar as possibilidades em termos de testes do dispositivo. Faz também uma comparação inicial entre as temperaturas obtidas no ensaio e as encontradas na literatura para rodas ferroviárias, comentando as diferenças e suas consequências na escolha de sapatas em função dos problemas encontrados em rodas.

5.1 Métodos de Ensaio [34]

Atualmente três métodos de ensaio são utilizados para testes em pastilhas de freio automobilístico e que se aplicam também a sapatas de freio ferroviárias: Fast, Chase e Krauss.

- Ensaio Fast

  O ensaio Fast utiliza um corpo de prova de dimensões padronizadas que é pressionado contra um disco de aço em rotação constante. Tem como objetivo verificar as características de fricção e desgaste para controle de qualidade do material de atrito de embreagens e freio. Durante o ensaio procura-se manter constante a força de atrito (76,8 N) e a velocidade (7,02 m/s) durante 90 minutos. Os resultados são apresentados na forma de gráficos da variação do coeficiente de atrito em função do tempo e da temperatura. A figura 5.1 mostra um gráfico obtido num ensaio Fast

para um material de sapatas de freio de locomotivas Hitachi. Nele se pode observar o aumento no coeficiente de atrito com o decorrer do tempo até 40 minutos, quando o valor tende a se estabilizar em torno de 0,42.

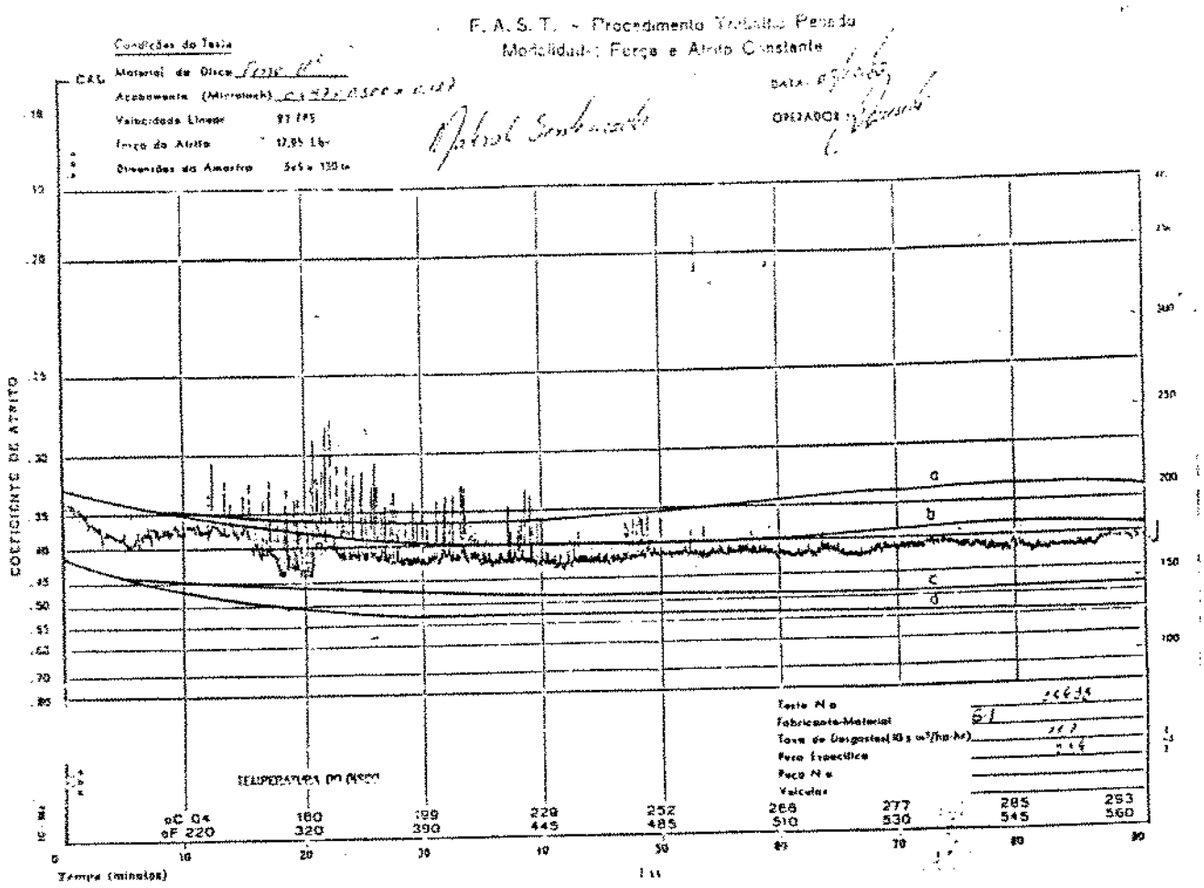


Figura 5.1: Gráfico de ensaio Fast para cobre sinterizado [34] .

As dimensões do corpo de prova e detalhes do ensaio são dados na norma NBR 7813 [8].

– Ensaio Chase

O ensaio Chase consiste em pressionar um corpo de prova contra a superfície de um tambor de freios. O raio de curvatura da superfície de atrito deve ser o mesmo que o do tambor. A rotação é mantida constante em 417 rpm e a força normal sobre o corpo também (667,5 N). É utilizado para controle de qualidade da produção pelo fabricante e como índice de qualidade pelo usuário.

A tabela 5.1 mostra os resultados do ensaio Chase para o mesmo material da figura 5.1.

O corpo de prova deve ter secção quadrada (25,4 mm) e espessura de 6,1 mm.

– Ensaio Krauss

O ensaio Krauss consiste em aplicar à pastilha real (no caso de automóveis) uma força, pressionando-a através da pinça contra um disco de freio. O disco e a pinça são os mesmos utilizados nos automóveis. Para o caso de sapatas ferroviárias corpos de prova são retirados destas e o teste é feito com um disco comum. Os freios são aplicados por 5 segundos seguidos de 10 segundos de alívio . Dez aplicações seguidas representam um ciclo. Após cada ciclo a frenagem é interrompida até que a temperatura na superfície do disco atinja 100°C, quando um novo ciclo deve ser iniciado. O teste termina após dez ciclos. A pastilha deve ser pesada e sua espessura

MATERIAL		A					A				
Corpo de Prova		G1	G2	G3	Média	Var.	G4	G5	G6	Média	Var.
Coef. Atrito Normal	Min.	0,409	0,431	0,424	0,421	0,045	0,386	0,363	0,386	0,378	0,023
	Méd.	0,448	0,459	0,465	0,457	0,017	0,398	0,386	0,403	0,393	0,017
	Max.	0,477	0,477	0,477	0,477	0,000	0,409	0,409	0,409	0,409	0,000
	Oscil.	0,068	0,046	0,023	0,046	0,040	0,023	0,046	0,023	0,030	0,023
Coef. Atrito a Quente	Min.	0,386	0,431	0,409	0,409	0,045	0,363	0,363	0,386	0,371	0,023
	Méd.	0,426	0,451	0,449	0,442	0,025	0,379	0,379	0,395	0,384	0,016
	Max.	0,454	0,477	0,477	0,469	0,023	0,386	0,409	0,431	0,409	0,045
	Oscil.	0,068	0,046	0,068	0,060	0,022	0,023	0,046	0,045	0,038	0,023
Desgaste	(mm)	0,30	0,38	0,30	0,33	0,08	0,28	0,29	0,29	0,29	0,01
Médio	(g)	1,183	1,342	1,256	1,260	1,159	1,200	1,205	1,208	1,204	0,008
Classificação		FF	GG	GF			FF	FF	FF		

Tabela 5.1: Ensaio padrão Chase para pastilhas de cobre sinterizado.

medida antes e após os testes afim de se medir o desgaste. Durante os testes são registradas a pressão hidráulica na pinça e o torque de frenagem os quais permitem o cálculo do coeficiente de atrito, uma vez conhecida a área dos pistões, e o raio médio de aplicação das forças de frenagem.

A norma MB-912 [6] dá as características do ensaio para automóveis e a norma MB-1318 [7] para sapatas ferroviárias.

A figura 5.2 mostra os resultados de um ensaio Krauss onde é mostrada a temperatura na superfície do disco obtida a partir de um termopar de fita que atrita com a superfície externa do disco em seu raio máximo.

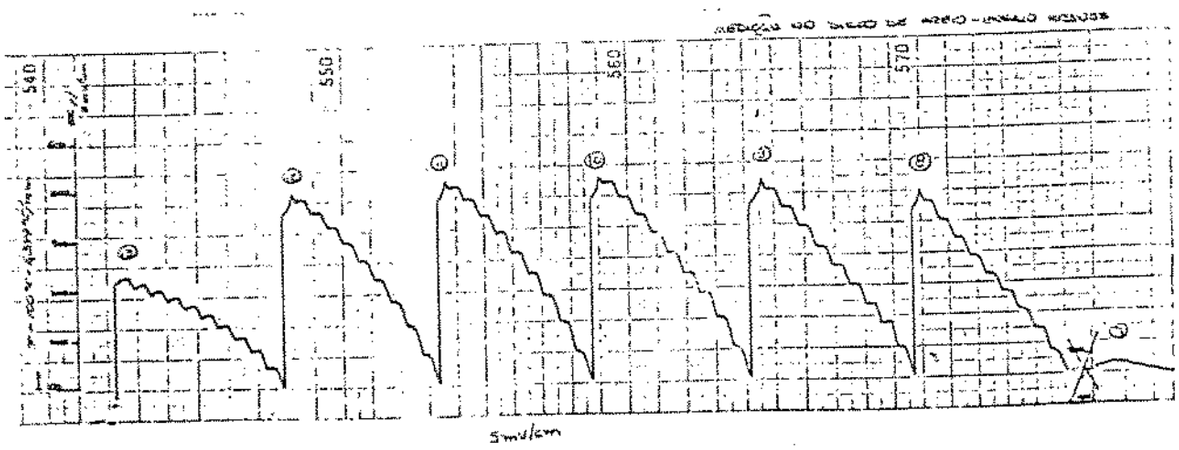


Figura 5.2: Temperaturas no disco durante o ensaio Krauss - Cobre sinterizado [34] .

A escolha do ensaio Krauss deveu-se também à maior facilidade de construção, já que os componentes básicos são encontrados no mercado, e a sua aceitação como parâmetro de comparação entre diferentes tipos de sapatas e diferentes lotes do mesmo tipo.

5.2 O Dispositivo

O projeto do dispositivo teve seu início com o trabalho dos engenheiros Carlos Fernando Panattoni Martins e Claudio Roberto Lomonico durante o ano de 1987, quando alunos do curso de Engenharia Mecânica na Unicamp [28]. Após este trabalho o projeto original teve que ser modificado buscando sua adaptação às possibilidades construtivas dos laboratórios existentes na então Faculdade de Engenharia de Campinas. Durante o ano de 1988 foi proposto ao autor desta dissertação a continuidade do trabalho. A montagem do dispositivo só pode se iniciada no segundo semestre de 1991 devido a limitações financeiras do Projeto Banco de Freios, ao qual estava vinculada, associadas à mudança da faculdade para as instalações atuais.

5.2.1 Elementos Mecânicos

Os principais elementos mecânicos do dispositivo são mostrados no esquema da figura 5.3.

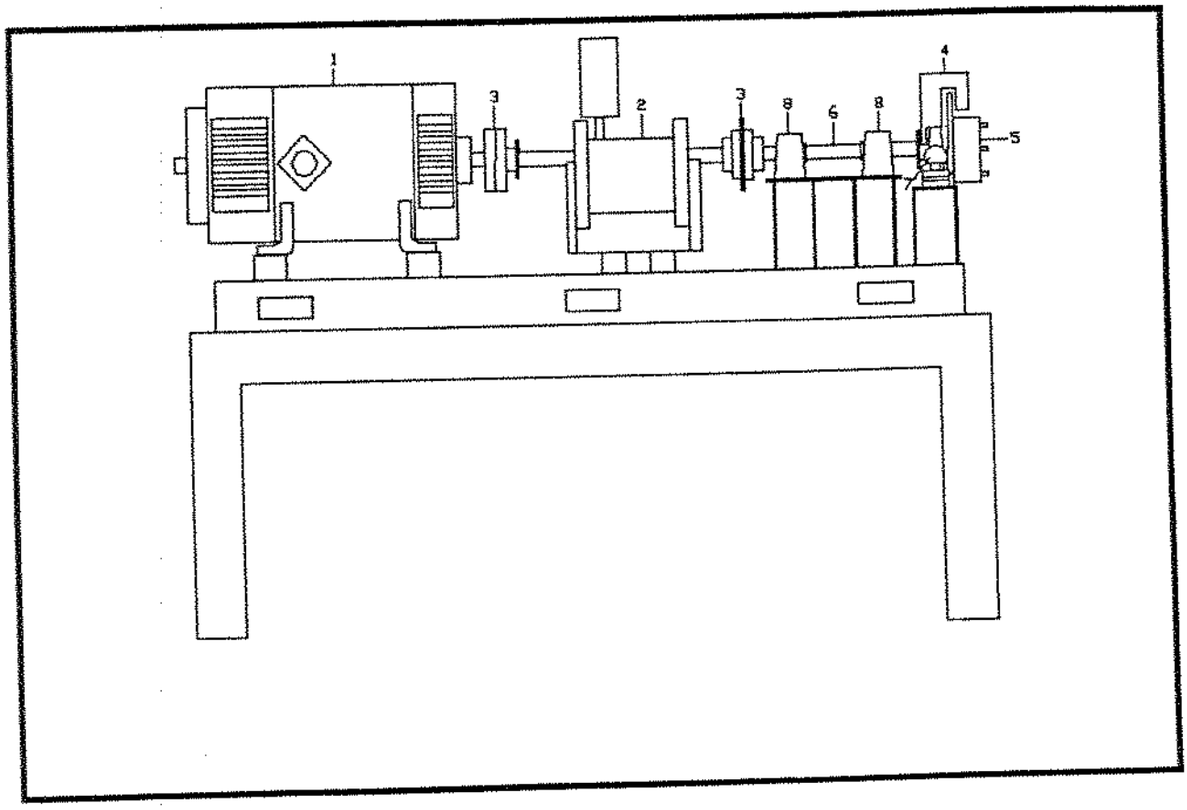


Figura 5.3: Esquema da Máquina de Ensaio tipo Krauss, construída no laboratório de freios da FEM/UNICAMP.

Sua descrição é a que segue:

- Motor - 1

  O motor utilizado é um motor GE de 25 HP (18,7kW), de corrente contínua, com alimentação de 220 V no campo e armadura e velocidade regulável.

- Redutor - 2

  O redutor tem redução 4x1. Provisóriamente está sendo utilizado um redutor obtido junto ao Grupo Executivo de Projeto Mecânico (GEPROM) que foi originalmente utilizado na função

inversa (aumento de velocidade) e portanto tem lubrificação forçada. O redutor definitivo será montado a partir de uma caixa de câmbio de um automóvel tipo Opala, a qual já se encontra no laboratório de freios e foi obtida junto ao setor de transportes da Unicamp. Sua redução em uma das marchas é de 4,2x1.

- Acoplamentos - 3

  Dois tipos de acoplamentos são utilizados. O primeiro é do tipo Teteflex D3 e é utilizado entre o motor e o redutor e o segundo é do tipo Falk 7F e é utilizado entre o redutor e o eixo.

- Pinça de Freio - 4

  Foi utilizada a pinça de freios do automóvel tipo Opala.

- Disco de Freio - 5

  O disco de freio utilizado fazia parte do conjunto de freios do Opala juntamente com a pinça.

- Eixo - 6

  O eixo principal do dispositivo teve seu projeto refeito a partir do original [28] devido a problemas encontrados na montagem. O eixo em suas dimensões definitivas é mostrado na figura 5.4.

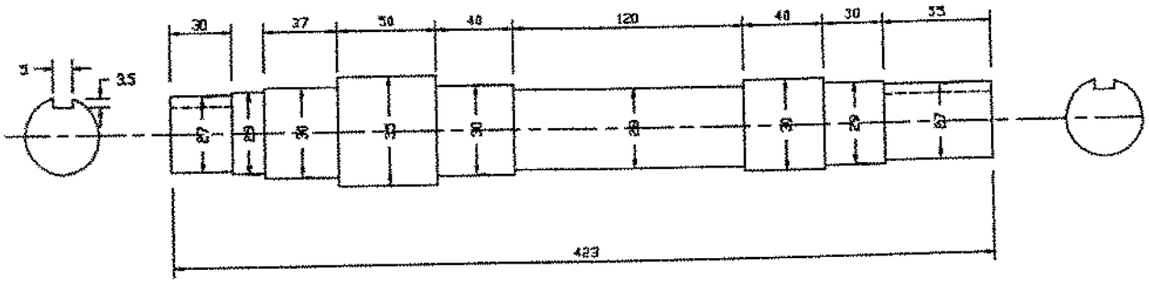


Figura 5.4: Eixo principal da Máquina de Ensaio tipo Krauss utilizada.

- Apoio da Pinça e Suporte da Tomada de Força - 7

  A pinça do freio é presa por parafusos a uma peça que tem as funções de suporte desta e apoio do braço da tomada de força. O braço é preso a esta de forma que, quando o freio é aplicado, este resiste à tendência de giro da pinça apoiando-se em um transdutor de força. Uma vez conhecida a distância entre o ponto de apoio no transdutor e o centro de giro pode-se calcular o torque devido à frenagem e, pelo raio médio das pastilhas, o coeficiente de atrito. A figura 5.5 mostra a peça já com o braço de apoio.

- Caixas de Rolamentos - 8

  Os rolamentos utilizados para apoio do eixo são do tipo SKF UC 206 (rolamento de esferas) e as caixas são do tipo SKF SN 206.

- Rolamento de Apoio da Pinça

  Não estão mostrados no esquema da figura 5.3 os dois rolamentos internos da peça de apoio da pinça, que são do tipo SKF 6206 (esferas). São colocados encostados e cobertos por tampas que vão presas na peça de apoio para garantia contra entrada de sujeira. As tampas são facilmente removíveis para lubrificação.

5.2.2 Aplicação do Freio

A pressão hidráulica existente nos cilindros internos à pinça causa uma força que aplica as pastilhas sobre o disco. Estes cilindros são acionados pelo cilindro mestre que num automóvel é pressionado por diversos sistemas a partir da força aplicada no pedal de freio.

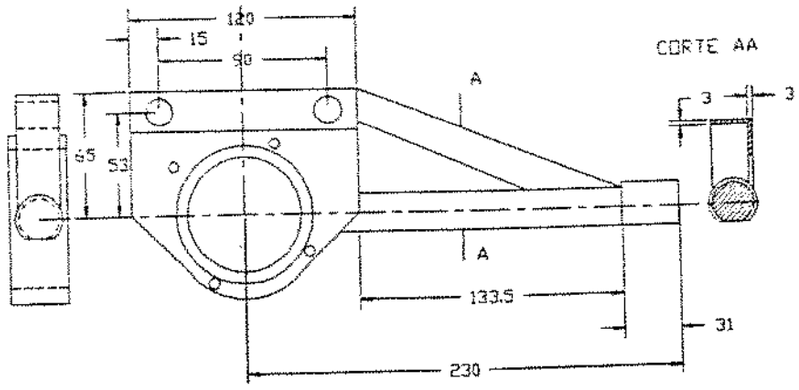


Figura 5.5: Apoio da pinça e braço de tomada de força.

Na máquina Krauss o acionamento do freio é feito a partir de um sistema pneumático. Este é utilizado devido à maior facilidade de controle.

A figura 5.6 mostra o acionamento do cilindro mestre por um cilindro pneumático.

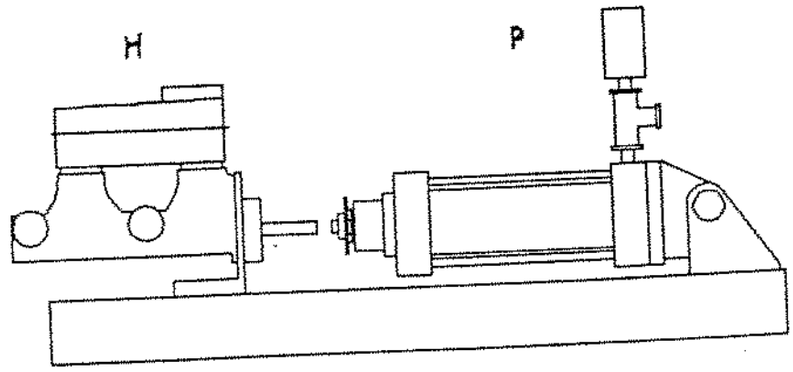


Figura 5.6: Interface hidraulico-pneumática.

O ar que entra no cilindro pneumático sob pressão causa uma força na sua haste que é proporcional à área do seu êmbolo. Esta força é transmitida ao cilindro mestre e causa neste uma pressão hidráulica inversamente proporcional a área do seu embolo. Esta pressão hidráulica é transmitida aos cilindros da pinça que aplica as pastilhas.

O acionamento do cilindro pneumático é feito através de duas válvulas solenóides. Uma delas quando acionada permite a passagem do ar que vem da linha de ar comprimido até o cilindro e a outra abre acesso deste a atmosfera. A figura 5.7 mostra o esquema de acionamento dos freios.

- Controle das Válvulas Solenóides

O ensaio Krauss é regido pela norma MB-912 [6] que recomenda ciclos de aplicação de 5 segundos por 10 segundos de alívio. O controle no dispositivo é feito a partir de um circuito oscilador cujos tempos de aplicação são reguláveis. O circuito oscilador aciona um relé normalmente fechado que ora liga a tensão à válvula solenóide que aplica os freios e desliga a válvula de alívio, ora faz o inverso acionando a válvula de alívio e desligando a de aplicação. A figura 5.8 mostra o esquema básico do circuito oscilador.

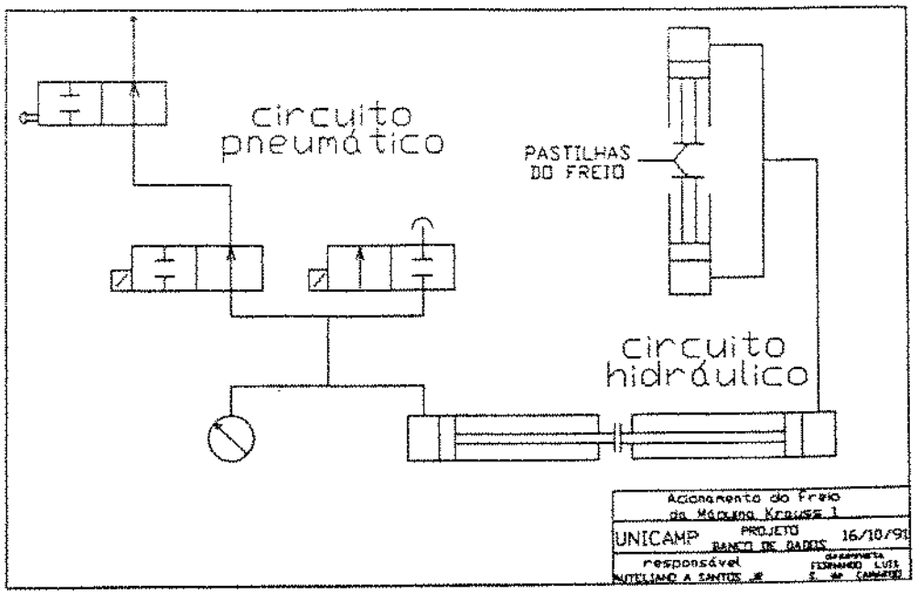


Figura 5.7: Esquema de acionamento dos freios.

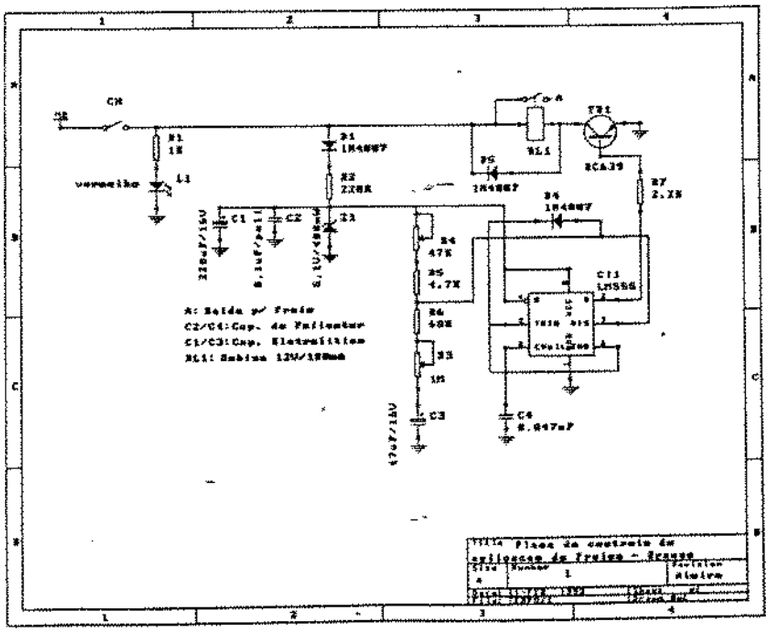


Figura 5.8: Circuito Oscilador - Máquina de Ensaio Krauss.

5.2.3 Controle do Motor

O motor é controlado pelo conversor BR-100 da General Elétric. A alimentação do campo permitida por este conversor é de 220 V mas a tensão máxima da armadura é de 150 V, o que limita a potência máxima a cerca de 15 HP (11,2 kW). Cálculos preliminares indicaram a necessidade de uma potência de 13 HP (9,7 kW) para o teste.

5.3 Instrumentação e Equipamentos Utilizados

O teste Krauss, segundo a norma, tem um ponto de medição de temperatura na superfície do disco conforme mostrado na figura 5.9. Além disso o torque de frenagem também é registrado através de um transdutor de força.

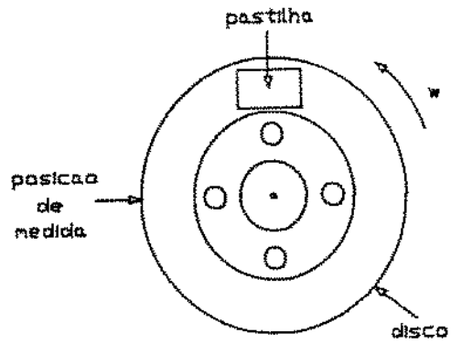


Figura 5.9: Posição de medida de temperatura no disco segundo a norma MB-912.

Para os testes realizados no dispositivo além desses dois dados outros podem ser obtidos. Um dado muito interessante poderia ser a temperatura no disco, mesmo porque, com a montagem do dispositivo para testes em rodas ferroviárias, a temperatura na bandagem será um dado a ser estudado.

Outro dado interessante é a diferença de temperatura entre a entrada da pastilha e a saída desta. É de se esperar que um ponto do disco que acaba de passar pela pastilha tenha um temperatura maior do que um ponto que, tendo passado pela pastilha, percorreu toda a circunferência durante uma rotação sem atrito. Isto posto optou-se pela medida de temperatura em três pontos na pastilha aproximadamente na mesma circunferência.

Também é de se esperar que não haja diferença entre as temperaturas medidas na pastilha interna e externa. No entanto, informações obtidas junto a industria dão conta de uma temperatura levemente superior na pastilha interna. Afim de verificar este fato foi colocado um ponto de medida no centro das duas pastilhas.

Como o acionamento dos freios é feito, em última instância, pelo cilindro pneumático, um ponto de medida de pressão foi posto neste, afim de monitorar o valor da força.

5.3.1 A Instrumentação

A instrumentação consistiu de:

- Termopares

Foram utilizados termopares tipo K (Cromel-Alumel). A escolha deste termopar foi feita devido a disponibilidade no laboratório de uma ponte cujos sinais foram calibrados na fábrica

para este tipo. A isolação utilizada foi de fibra de vidro, a não ser para o termopar da superfície do disco que era do tipo baioneta.

– Trasndutores de Força e Pressão

Dois transdutores da marca Sensotec foram utilizados: um para medida de pressão e outro para medida de força. Estas transdutores funcionam como uma ponte de Wheatstone.

A ponte de Wheatstone é formada por quatro resistores conforme a figura 5.10.

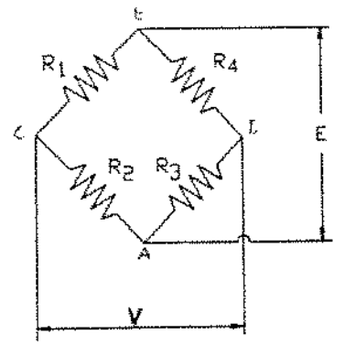


Figura 5.10: Ponte de Wheatstone.

Uma tensão E, colocada nos pontos A e B causa uma diferença de potencial V entre os pontos C e D, inicialmente ajustado para V = 0. Se for variado o valor de uma das resistências o valor de V varia proporcionalmente. Substituindo um resistor por um estensômetro (elemento cuja resistência à passagem de corrente elétrica varia com sua deformação) tem-se uma tensão V como função da deformação medida. Determinadas disposições dos estensômetros permitem uma relação linear entre a deformação sofrida por todos eles e a tensão V. Um dispositivo que utiliza os quatro ramos da ponte como extensômetro é dito de ponte completa, ou seja, é um dispositivo que uma vez excitado por uma tensão E, tem como saída uma tensão V proporcional à deformação que sofre e à tensão E. Como a deformação é proporcional a força e esta a pressão, para um determinado arranjo, pode-se construir medidores de força e pressão de ponte completa.

Os transdutores utilizados nos ensaios são de ponte completa e suas características básicas são apresentadas na tabela 5.2.

Transdutores	Força	Pressão
Fator de Calibração	2,4651 $\frac{mV}{V}$	3,0033 $\frac{mV}{V}$
Fundo de Escala	1000 lbs (454 kg)	200 psig (14,1 kgf/cm^2)
Calibrada para Excitação de	10 V	10 V

Tabela 5.2: Características dos transdutores de carga utilizados no ensaio Krauss.

– Os Equipamentos Utilizados

Os equipamentos utilizados durante os testes são descritos a seguir. Nenhum deles é de uso exclusivo da máquina Krauss, podendo ser utilizados para testes em outros dispositivos no laboratório.

- Ponte Amplificadora Modelo 2100 - "Strain Gage Conditioner and Amplifier System".

Os sistemas da série 2100, fabricados pela "Measurements Group", são compostos de módulos para medição e amplificação de sinais tipo 2120A e fonte de potência tipo 2110A. Os modelos podem ser alocados em racks para 4 ou 10 canais. A formação utilizada foi de 4 canais já que somente força e pressão foram medidas através deste.

A figura 5.11 mostra o rack para 4 canais com apenas 2 canais, fonte e um módulo para monitoramento (2131). As características básicas dos módulos 2120A são mostradas na tabela 5.3 e este é mostrado na figura 5.12.

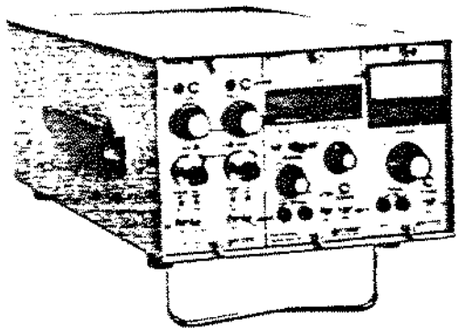


Figura 5.11: Ponte Amplificadora 2100 "Measurement Group".

Amplificação	1 a 2100 vezes
Excitação	0,5 a 12 Vdc
Balanceamento	Potenciométrico
Tamanho	133 x 75 x 279 mm
Peso	1,0 kgf

Tabela 5.3: Características básicas do módulo 2120A.

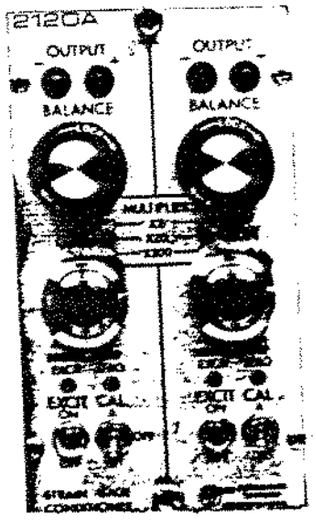


Figura 5.12: Módulo 2120A.

O procedimento de utilização consiste em fixar a excitação dos transdutores através do botão "Bridge Excit". A seguir, com a excitação desligada, calibra-se a ponte pelo botão "Cal", girando-o até que a saída seja nula. Liga-se a excitação e gira-se o botão "Balance" até que a saída torne a ser nula. A amplificação é ajustada a partir do botão "Gain", cujo valor mostrado multiplicado pela faixa de amplificação dá o valor desta. As faixas de amplificação são ajustadas em "multiplier" entre os valores 2, 20 e 200.

- Ponte Amplificadora Sensotec - Sistemas SA-TC

O sistema SA multicanais é formado por um rack com espaço para 5 cartões de medição de dois canais cada e alimentação internamente regulável. A excitação dos canais é ajustada em 5 volts e o ajuste de ganho pode ser feito externamente. Para os testes realizados foram utilizados 5 cartões SA-TC para medição de temperaturas já previamente calibrados de fábrica de forma que a 0^0C a tensão de saída é 0V e a 1260^0C a tensão é 5V, para termopares Cromel-Alumel.

Para sua utilização basta ligar o cabo de força e conectar os termopares e o sistema estará automaticamente medindo.

- Sistema de Aquisição de Dados HP 3852A

O sitema HP 3852A é um equipamento de aquisição e controle de dados, com 40 canais de medição, 1 Mbyte de RAM e alta velocidade de amostragem (0,5 microsegundos de pulso). Pode ser programado através de teclado na parte frontal ou por controle remoto através de uma placa controladora instalada em um micro-computador HP QS-16. A linguagem de programação é o HP-BASIC, uma variação da linguagem BASIC específica para sistemas de aquisição da Hewlett Packard. A figura 5.13 mostra o HP3852A.

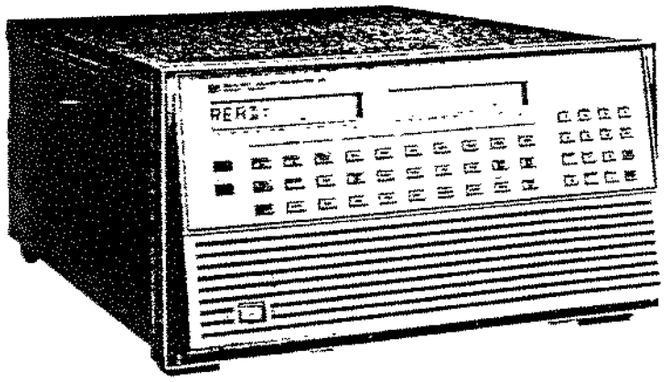


Figura 5.13: HP 3852A.

- Micro-computador HP QS-16 Vectra

O Vectra QS-16 é um micro-computador do tipo AT-386SX, com velocidade de 16MHz, 2 Mbytes de RAM, 84 Mbytes de disco rígido e recursos gráficos (VGA). Nele está instalada a placa para controle remoto do sitema HP-3852A, que tem 1 Mbyte de RAM. O programa feito em HP-BASIC controla o 3852A para que este faça a aquisição dos dados e guarde em sua memória. Terminada a aquisição é feita a transferência de dados para a memória da placa e, posteriormente, os dados são gravados em um arquivo de dados no disco rígido. A figura 5.14 mostra o Vectra.

- Registrador HP 7090A

O 7090A é um registrador com 3 canais de medição que pode ser controlado independentemente ou através de uma interface HP-IB. Tem seis penas para traçado e permite o traçado de seus canais em função do tempo ou em função dos dados adquiridos no canal 3. Permite a amostragem de 1000 pontos em um período de 0,03s até 24h. Pode funcionar como ploter para dados transmitidos através da interface. A figura 5.15 mostra o HP 7090A.

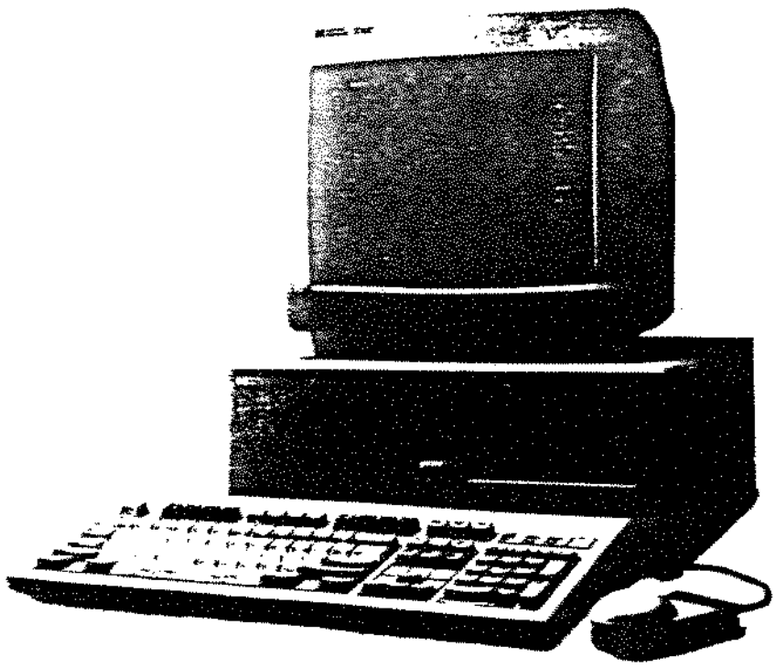


Figura 5.14: Vectra.

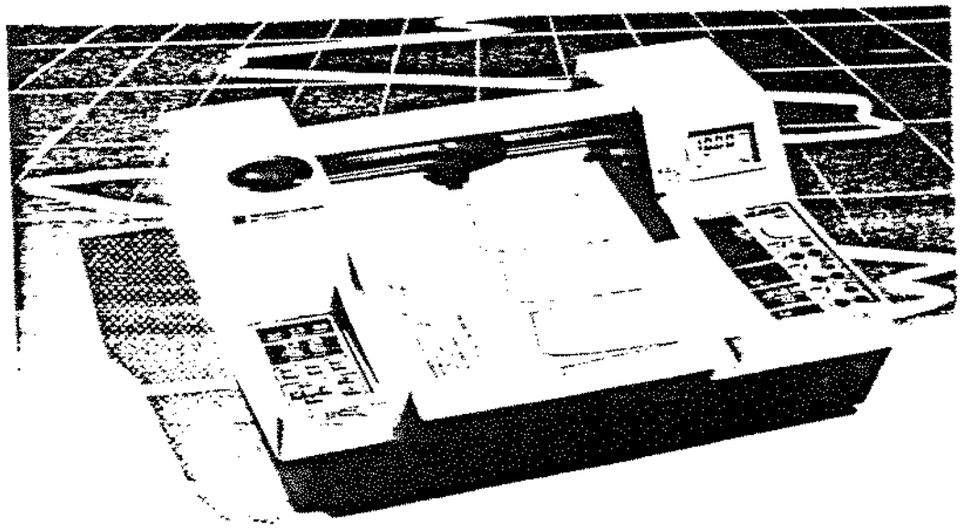


Figura 5.15: HP 7090A.

5.4 Aferição dos Instrumentos

Os transdutores utilizados nos testes têm suas curvas de calibração definidas pela empresa que as forneceu e o termopar tem uma ponte cuja calibração foi feita especificamente para ele. Apesar disso optou-se por conferir estes dados.

- Transdutor de força:

A carta de calibração do transdutor de força fornecida pela fábrica dá o valor de 2,4651 mV por cada volt do fundo de escala e diz que a calibração foi feita com uma excitação de 10V. O fundo de escala é de 1000 lbs (454 kgf) e assim, no fundo de escala a saída obtida é de:

$$V_0 = 2,4651\frac{mV}{V} \,.\, 10V \tag{5.1}$$

Para um valor intermediário F em kgf, como a variação é linear, tem-se:

$$V_0 = 2,4651\frac{mV}{V} \,.\, 10V \,.\, \frac{F}{F_{max}} \tag{5.2}$$

$$V_0 = 2,4651\frac{mV}{V} \,.\, 10V \,.\, \frac{F}{454} \tag{5.3}$$

Se houver uma amplificação A do sinal, a tensão medida realmente na saída é:

$$V_0 = 2,4651\frac{mV}{V} \,.\, 10V \,.\, \frac{F}{454} \,.\, A \tag{5.4}$$

Durante a medida o que se quer conhecer é o valor de F e o que se tem é o valor de V_0 assim:

$$F = \frac{V_0 \,.\, 454}{2,4651 \,.\, 10 \,.\, A} \quad [kgf] \tag{5.5}$$

ou

$$F = \frac{18,417}{A} V_0 \quad [kgf] \tag{5.6}$$

Como tratava-se apenas de conferir a curva de calibração do transdutor, algumas medidas foram feitas em pontos onde, teoricamente, os resultados teriam maior erro, já que é esperado um menor erro no meio da faixa de utilização. As medidas foram feitas com pequenas cargas suspensas no transdutor com o dispositivo mostrado na figura 5.16.

Os resultados são mostrados na tabela 5.4.

Aferição do Transdutor de Força			
Pesos (10^{-3}kg)	Acumulado (10^{-3}kg)	Tensão de Saída (mV)	Peso Calculado (10^{-3}kg)
0	0	1,5	27,6
591,3	591,3	33	607,8
1799,0	2390,3	131,2	2416,3
1814,5	4204,8	230,0	4235,9
1851,5	6056,3	331,0	6096,1

Tabela 5.4: Comparação entre os valores reais e os obtidos através do transdutor de força.

Os resultados mostram uma excelente coincidência de valores entre o esperado e o obtido.

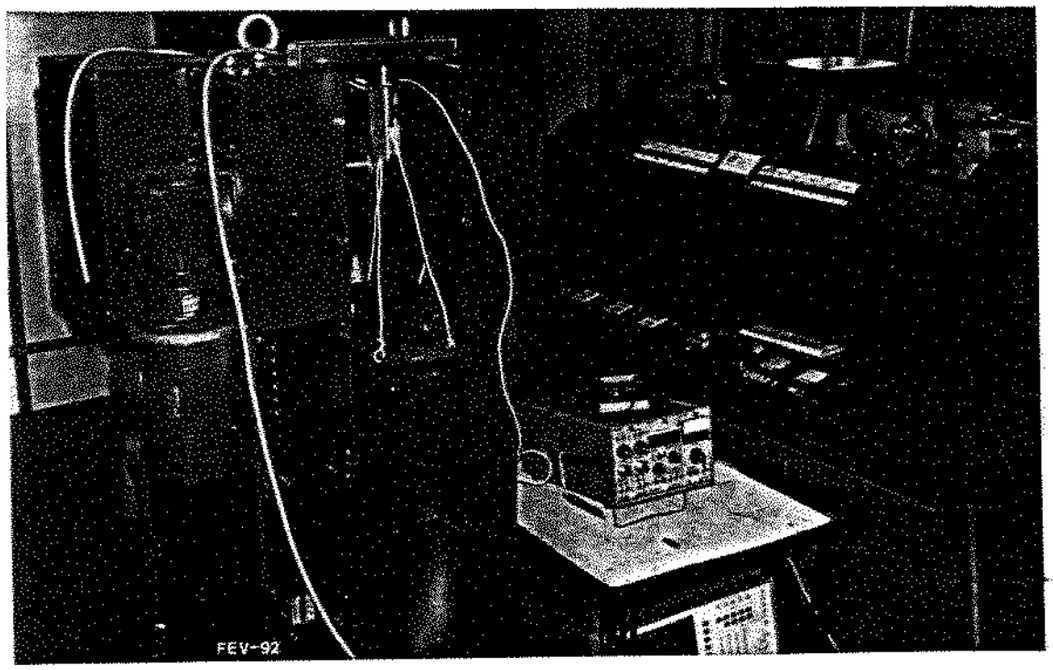


Figura 5.16: Montagem para conferir calibração do transdutor de carga.

– Transdutor de Pressão

A carta de calibração do transdutor de pressão fornece o valor de 3,0033 mV por volt no fundo de escala para calibração a 10V. O fundo de escala é de 200 psig (14,1kgf/cm^2) e assim, para o fundo de escala a saída obtida é de:

$$V_0 = 3,0033\frac{mV}{V} \,.\, 10V \tag{5.7}$$

Para um valor intermediário P (em kgf/cm^2) tem-se:

$$V_0 = 3,0033\frac{mV}{V} \,.\, 10V \,.\, \frac{P}{P_{max}} \tag{5.8}$$

$$V_0 = 3,0033\frac{mV}{V} \,.\, 10V \,.\, \frac{P \,.\, 14,223}{200} \tag{5.9}$$

Se houver uma amplificação A do sinal a tensão na saída do amplificador é:

$$V_0 = \frac{3,0033 \,.\, 10 \,.\, P \,.\, 14,223 \,.\, A}{200} \quad [mV] \tag{5.10}$$

Para a medida da tensão o valor da pressão é:

$$P = \frac{200 \,.\, V_0}{3,0033 \,.\, 10 \,.\, 14,223 \,.\, A} \quad [kgf/cm^2] \tag{5.11}$$

ou

$$P = \frac{0,4682 \,.\, V_0}{A} [kgf/cm^2] \tag{5.12}$$

A equação 5.12 deve ser utilizada para V_0 em milivolts.

Não houve necessidade de se conferir a calibração do transdutor de pressão devido ao fato de que a pressão foi regulada para uma determinada força. No entanto, verificações feitas a partir de manômetros levaram a um valor aproximado com um erro de 10% para menos nas medidas do transdutor.

– Aferição do Termopar

A ponte amplificadora utilizada para a medida de temperatura dá os valores de 5V para 1260^{0}C e 0V para 0^{0}C como saída. A fim de se conferir estes valores utilizamos um forno de indução para atingir as temperaturas desejadas.

A figura 5.17 mostra a montagem utilizada.

O procedimento de calibração pode ser descrito nos seguintes passos:

- Montagem do esquema mostrado na figura 5.17

- Ligar o variac por cerca de 2 horas a uma temperatura acima de 100^{0}C a fim de promover desumidificação do interior do forno.

- Elevar a tensão até um valor que leve a temperatura desejada, tomando cuidado para que o valor da corrente não ultrapasse 10A, valor estimado para corrente máxima.

- Esperar até que os valores de temperatura medidos tanto no termômetro quanto no mostrador da ponte se estabilizem.

- Anotar o valor da temperatura no termômetro e no mostrador da ponte e também a tensão no osciloscópio.

- Repetir os três ítens anteriores até a quantidade de pontos desejada.

Os valores obtidos estão mostrados na tabela 5.5.

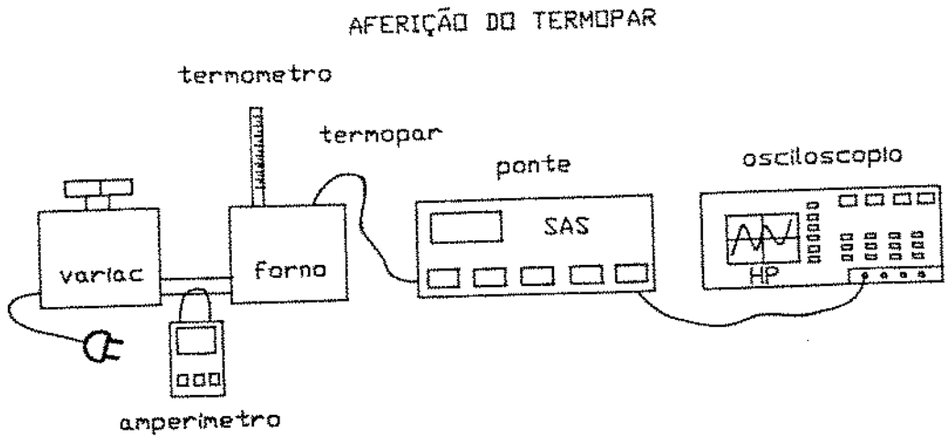


Figura 5.17: Montagem para aferição do termopar Cromel-Alumel.

Tabela para aferição do conjunto ponte-termopar			
Temperatura do Termômetro (°C)	Mostrador da Ponte (°C)	Voltagem média no Osciloscópio (mV)	Temperatura Calculada °C
308	313	1272	307
242	244	1020	243
236	237	988	235
229	229	944	224
218	217	886	209
200	196	804	188
160	161	684	157
132	131	587	132
112	110	510	112
102	99	465	101
75	72	370	76

Tabela 5.5: Resultados do ensaio para aferição do termopar.

As diferenças obtidas devem-se principalmente aos seguintes fatores:

- A menor divisão do termômetro é de 2^0C o que implica que, mesmo no caso do termômetro ser exato em todas as temperaturas, existe um erro de leitura esperado de 1^0C (metade da menor divisão).

- A ponta do termopar não está encostada no bulbo do termômetro, o que pode implicar numa leve diferença por diferença de posição no forno.

- O termopar mede a temperatura no seu ponto de contato enquanto que o termômetro tem não só o bulbo, que é maior que o contato entre os fios do termopar, mas também uma parte acima deste.

- A medida no osciloscópio digital é o valor médio em uma varredura.

- A medição de temperatura em pastilhas é suficientemente imprecisa para considerar demasiada a variação de 2^0C. A opção foi considerar a saída da ponte como correta para as medidas que serão feitas.

– Calibração da força nas pastilhas

A calibração da força na pastilha foi feita de modo a garantir que a força seria função da voltagem de saída do transdutor de pressão, o que eliminou o problema da incerteza quanto à medida desta.

A força utilizada nos testes foi obtida a partir de [34], que dá a pressão hidráulica utilizada no cilindro de freios para o teste com as pastilhas do Chevete. Conhecida a área dos pistões é possível determinar a força nas pastilhas pela equação 5.13.

$$F_{Ch} = A_{Ch} \cdot P_{Ch} \tag{5.13}$$

A pressão é 14,54 kgf/cm^2 e a área de 18,09 cm^2, o que dá uma força de:

$$F_{Ch} = 14,54 \cdot 18,09 = 263,1 kgf \quad ou \quad 2581N \tag{5.14}$$

Foi realizado um teste de aplicação de pressão quase-estático e medida a força nas pastilhas. O teste teve a duração de 15 min. e a presão subiu de 0 até 34 lbs (2,4 kgf/cm^2). A figura 5.18 mostra a montagem utilizada na medição.

Os gráficos obtidos na calibração são mostrados na figura 5.19. O primeiro mostra a força medida como função do tempo; o segundo mostra a pressão em função do tempo e o terceiro mostra a força em função da pressão. Na parte inferior da figura estão listadas as características básicas do ensaio: os valores máximos dos eixos verticais dos dois primeiros gráficos; os valores de "off-set"; se houver "trigger" e qual o valor que o acionou; a data e o horário do teste.

O primeiro gráfico da figura 5.19 mostra que, após o início do aumento da pressão, a força não aumentou imediatamente, ou seja, existem resistências internas que devem ser vencidas antes que a força comece ser aplicada. Este efeito também pode ser visto no gráfico força x pressão. Nota-se também que a função força x pressão é praticamente uma reta. A figura 5.20 mostra o 3º gráfico da figura 5.19 ampliado e com alguns valores da tensão de saída anotados. A equação que descreve a reta pode ser dada por dois de seus pontos, por exemplo (1120; 350) e (4260; 6000) para os valores em mV. A força é dada então por:

$$F = a\,P + b \tag{5.15}$$

Utilizando os valores dos pontos mostrados as constantes a e b são dadas por:

$$a = 1,799$$
$$b = -1665,28$$

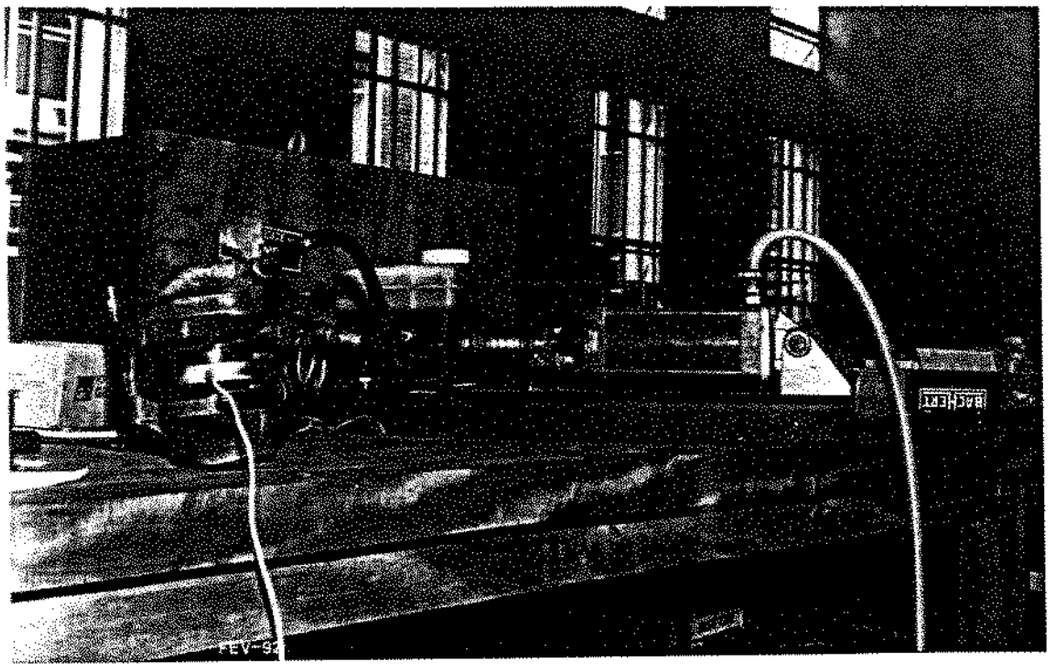


Figura 5.18: Fotografia da montagem utilizada na calibração da força na pinça.

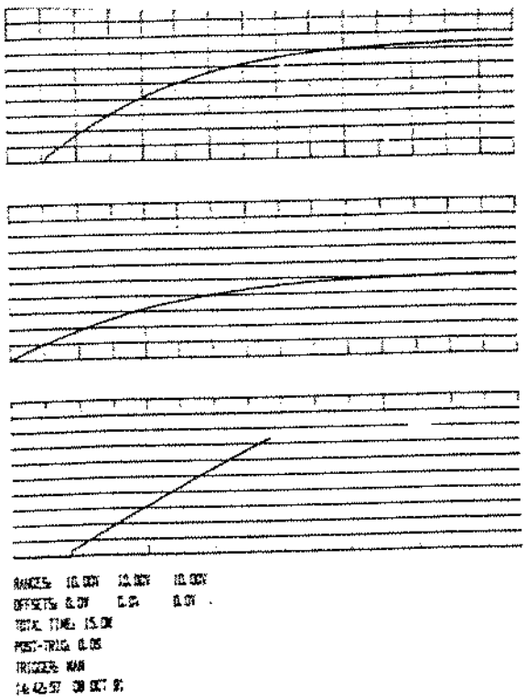


Figura 5.19: Gráficos força x tempo, pressão x tempo e força x pressão no ensaio quase-estático de calibração.

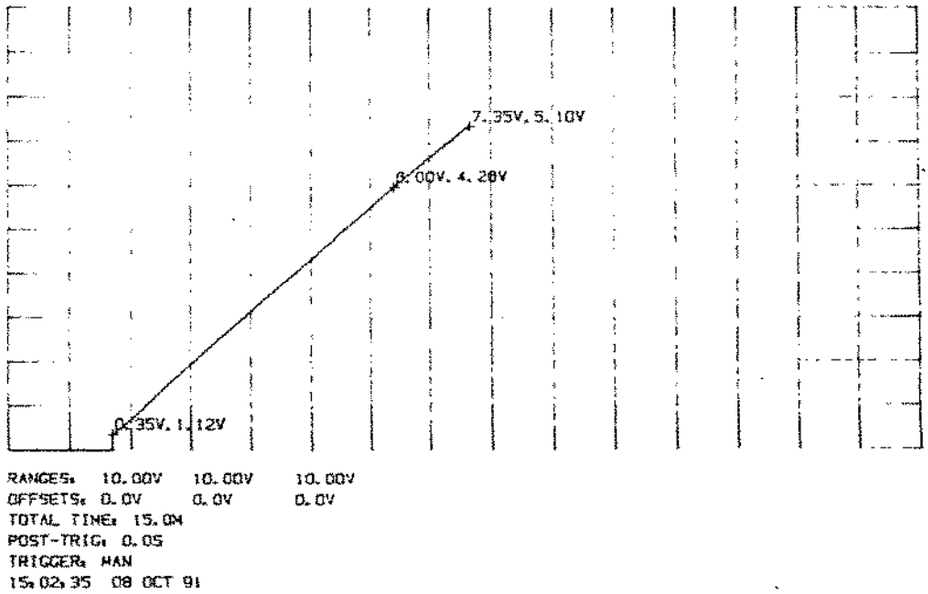


Figura 5.20: Gráfico força x pressão para ensaio quase-estático de calibração.

Com os valores acima a equação 5.15 fica:

$$F = 1,799 \, . \, P - 1665,28 \tag{5.16}$$

Esta equação dá a saída do transdutor de força (em mV) para uma dada pressão pneumática (em mV) A amplificação do transdutor de força para o teste foi de 400 vezes e do transdutor de pressão 1000 vezes. Se é desejada uma força de 263,1 kgf (2581 N), conforme a equação 5.14, deve-se ter pela equação 5.6 uma saída de:

$$P_f = \frac{18,417}{400} F \tag{5.17}$$

$$F = \frac{400}{18,417} \quad P_f = 5714mV \tag{5.18}$$

Substituindo na equação 5.16 tem-se:

$$5714 = 1,799P - 1665,28 \tag{5.19}$$

$$P = 4101mV \tag{5.20}$$

Para a amplificação utilizada pela equação 5.12 este valor corresponde a pressão de:

$$P_p = \frac{0,4682}{1000} \, . \, 4101 = 1,92kgf/cm^2 \tag{5.21}$$

Esta será a pressão utilizada no teste, ou seja, este será o valor em mV da saída do transdutor de pressão, para a amplificação de 1000 vezes, utilizado no teste. A força neste momento será de 263,1kgf (2581 N) não importando o valor da amplificação no transdutor.

5.5 O Programa de Aquisição - KRAUSST

A aquisição dos sinais foi feita através das pontes amplificadoras e pelo sistema de aquisição de dados HP 3852A. Foram adquiridos 7 sinais: 4 de temperaturas nas pastilhas, 1 de temperatura no disco, 1 de pressão no cilindro pneumático e 1 de força devido ao momento. O programa de aquisição, consiste em ler os sinais em volts no HP 3852A para cada ciclo de 10 aplicações, transferir os dados para memória do computador e, a seguir, gravá-los em disco. Outro programa, TKGCC, lê estes dados, transforma os valores das variáveis (temperatura, pressão e força), e traça os gráficos

A figura 5.21 mostra o fluxograma do programa KRAUSST.

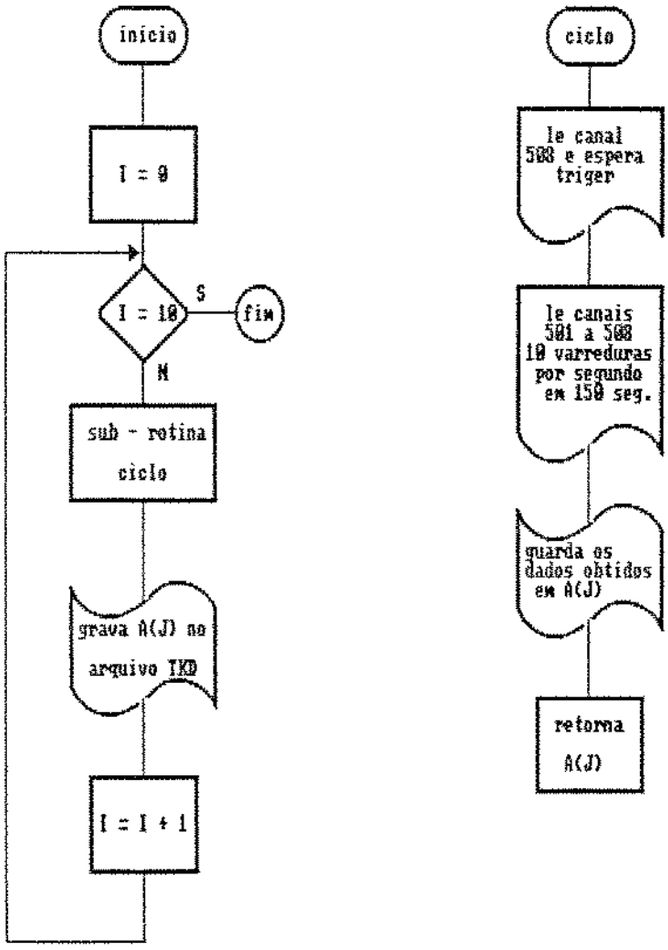


Figura 5.21: Fluxograma do programa KRAUSST.

A partir do momento que o arquivo criado é transferido do HP 3852A para o computador este começa a gravar o arquivo no winchester. Se a ciclagem recomeçar o programa aciona a subrotina CICLO e os equipamentos trabalham em paralelo. No caso dos testes executados o tempo de

resfriamento entre os ciclos é bem maior que o tempo de gravação dos dados, de modo que o Vectra termina a gravação antes de se iniciar um novo ciclo.

5.6 Ensaios Realizados

Com a finalidade principal de demonstrar a capacidade da máquina em realizar o ensaio padrão Krauss, três pares de pastilhas foram testadas. As pastilhas foram extraídas de sapatas de composição não metálicas usadas comumente em ferrovias brasileiras. Duas delas foram rebitadas no suporte e uma foi colada. A figura 5.22 mostra as pastilhas e as suas características principais.

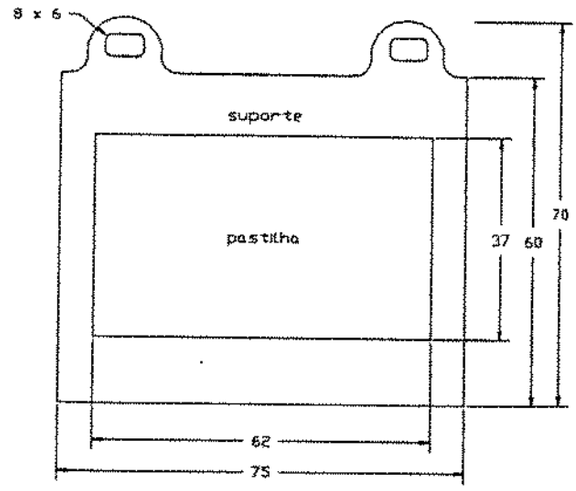


Figura 5.22: Geometria das pastilhas testadas.

As amostras testadas foram fornecidas pela Companhia Brasileira de Equipamentos - Cobreq, e a mesma firma fez o serviço de rebitagem, colagem e furação das pastilhas.

5.6.1 Descrição dos Testes

Antes de cada teste foram conferidos os tempos de aplicação e alívio do freio, a pressão de teste (implica na força normal sobre as pastilhas), a velocidade do teste, a pressão de lubrificação do redutor e para isso fez-se necessário zerar as saídas do transdutor de pressão e do transdutor de força para a velocidade de teste, mas sem aplicação do freio. Os valores fixados estão mostrados na tabela 5.6

Valores fixados para os ensaios			
Teste nº	1	2	3
Tempo de Aplicação (s)	5,0	5,0	5,0
Tempo de Alívio (s)	10,0	10,0	10,0
Pressão Pneumática ($\frac{kgf}{cm^2}$)	1,92	1,60	1,60
Rotação (RPM)	660	660	660
Pressão de Lubrificação ($\frac{kgf}{cm^2}$)	1,0 a 2,0	1,0 a 2,0	1,0 a 2,0

Tabela 5.6: Valores utilizados para ensaio Krauss 1, 2 e 3.

Medições anteriores mostraram um período de 0,2 segundos até que a pressão pneumática alcançasse 97% do valor de teste e a partir daí cresceu até o valor fixado nos 5 segundos de aplicação.

O teste consistiu em aplicar (5 segundos) e aliviar (10 segundos) o freio 10 vezes, esperando até que a temperatura na superfície do disco caísse a 100°C antes de recomeçar a ciclagem. Dez ciclagens foram realizadas e a temperatura foi medida em três pontos da pastilha externa e um ponto da pastilha interna. Os pontos e sua numeração relativa aos canais do sistema de aquisição estão mostrados na figura 5.23.

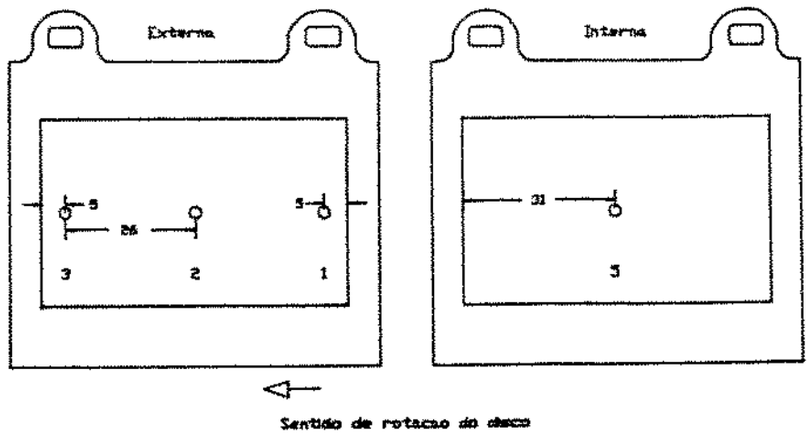


Figura 5.23: Pontos de medição de temperatura nas pastilhas.

Foi monitorada a pressão pneumática para que esta pudesse ser controlada durante os testes. Foi medida a força no transdutor de força e a partir desta foi calculado o coeficiente de atrito para cada aquisição. As aquisições foram feitas apenas durante as ciclagens e não no período de resfriamento. O intervalo entre as varreduras foi de 0,1 segundos.

Durante o teste foi feita a aquisição paralela, através do registrador 7475A, dos sinais de força e pressão ciclo a ciclo para simples conferência.

O controle da temperatura da superfície foi feito através da ponte SA-S: o teste recomeçava toda vez que a temperatura caía a 100°C no mostrador digital da ponte.

Ao final de cada ciclo o programa de aquisição transferiu os dados ao computador e a gravação foi feita num arquivo de dados. Posteriormente estes dados foram lidos e os gráficos traçados.

5.6.2 Resultados

Muitas são as observações que podem ser feitas e um total de 150 gráficos de temperatura x tempo, 30 gráficos de força x tempo, 30 gráficos de pressão x tempo e 30 gráficos de coeficiente de atrito x tempo poderiam ser analisados. Optou-se, devido a grande quantidade de dados obtidos, por traçar alguns gráficos significativos e analisar o comportamento das pastilhas nestes casos. O acúmulo de dados em um só gráfico impediu o traçado de todas as temperaturas em gráficos para ensaio completo.

O primeiro ensaio, chamado teste Krauss nº1 (TKD1), foi realizado com pastilhas feitas a partir de uma sapata de composição não metálica e sem amianto, rebitadas aos suportes. O resultado do teste completo (10 x 10 aplicações) é mostrado na figura 5.24 para a temperatura no ponto 2 (T2). Esta temperatura atinge um máximo de 350°C nos ciclos 5 a 10. É importante ressaltar que os intervalos de resfriamento não são mostrados. A figura 5.25 mostra o aumento das 5 temperaturas medidas durante o primeiro ciclo do teste 1. Este foi um ciclo caracterizado por problemas no termopar que mediu a temperatura na superfície do disco e, por isso, esta temperatura (T4) tem uma tendência diferente de outros resultados, aproximando-se das demais no final

do ciclo. A figura 5.26 mostra o coeficiente de atrito para o 1º ciclo de TKD1 e apresenta uma clara queda deste com o tempo, sugerindo uma variação inversamente proporcional ao aumento das temperaturas. Dois valores são dados para o coeficiente de atrito em cada ponto. O primeiro deles, em verde, é o calculado supondo a pressão pneumática no cilindro acionador constante e igual ao valor fixado no teste. O outro utiliza a equação de força em função da pressão (eq. 5.16) para calcular a força na pastilha para o valor de pressão medido a cada instante. É esperada a semelhança encontrada nos 2 traçados.

O segundo ensaio, chamado de teste Krauss nº 2 (TKD2), foi realizado com pastilhas feitas a partir de uma sapata de composição não metálica e sem amianto, coladas aos suportes. O resultado do teste completo é mostrado na figura 5.27 para as temperaturas nos pontos 2 e 4 (T2 e T4).

Os valores máximos para estes pontos é 320°C e 370°C, respectivamente. É importante ressaltar que a temperatura T4 é a medida sobre o disco, atritando o termopar com este. Isto pode causar aumento adicional em sua temperatura.

A figura 5.28 é um gráfico de força no transdutor de carga em função do tempo para o teste todo. Através desta força é calculado o coeficiente de atrito. Para o caso da pressão pneumática ser considerada constante, o coeficiente de atrito é simplesmente um múltiplo desta força, baseado na proporção entre as distâncias de aplicação. A figura 5.29 é o gráfico da força em função do tempo para o primeiro ciclo de TKD2 e a figura 5.30 é o gráfico do coeficiente de atrito correspondente. Nestes gráficos pode ser notada a reprodução da força no gráfico de coeficiente de atrito para pressão pneumática constante. A figura 5.31 é o gráfico da pressão que gera esta força e pode ser observada a constância do valor de pressão em torno de 1,6 kgf/cm^2 (aproximadamente 1,6 atm.)

As figuras 5.32 e 5.33 mostram as 5 temperaturas para os ciclos 1 e 5 de TKD2. Conforme observado na figura 5.27, existe uma notável reprodução nos gráficos de temperatura para este teste. A temperatura T5 no ciclo 5 começa relativamente baixa dando a impressão de que não está atritando com a superfície do disco até aproximadamente 60 segundos. A partir daí ultrapassa T1, T2 e T3 e termina em cerca de 320°C. Em geral as temperaturas são levemente menores no ciclo 1, à excessão de T4 que tem no primeiro ciclo uma superfície mais aspera que nos seguintes para atritar. No caso de TKD2 o ciclo 1 começa a uma temperatura elevada, o que explica a semelhança entre as temperaturas.

A figura 5.34 é o gráfico do coeficiente de atrito em função do tempo para o ciclo número 5 de TKD2. Mostra uma tendência encontrada na grande maioria dos ciclos para os 3 ensaios realizados: o coeficiente de atrito aumenta inicialmente, alcança o valor máximo entre o 3º e o 5º ciclos e a seguir diminui. Este fato obrigou a utilização de uma pressão pneumática mais baixa nos ensaios 2 e 3 pois em TKD1, no 3º e 4º ciclos, houve uma redução significativa da velocidade (10% aproximadamente), indicando uma potência adicional que o motor não pôde fornecer, ou seja, um coeficiente de atrito maior.

O terceiro ensaio, chamado de teste Krauss nº3 (TKD3), foi realizado com pastilhas feitas a partir de uma sapata de composição não metálica com amianto, rebitadas nos suportes. O resultado do teste é mostrado na figura 5.35 para as temperaturas T2 e T4. Uma característica fundamental neste teste é que as temperaturas alcançam valores menores em todos os ciclos quando comparadas com TKD1 e TKD2.

As tendências em termos de temperatura se mantém e T4 no 1º ciclo alcança o maior valor. As temperaturas medidas nas pastilhas são bem mais uniformes (sem variação) do que nos ensaios TKD1 e TKD2 e isto pode ser visto nas figuras 5.36, 5.37 e 5.38, que mostram as temperaturas neste ensaio para os ciclos 1, 4 e 5. A comparação entre os ciclos 1 e 4 mostra que no 1º ciclo a quantidade de calor gerado é pouco maior, talvez devido ao desgaste inicial da pastilha. A comparação entre 4 e 5 confirma este fato já que, apesar do teste ter recomeçado, as temperaturas em 4 não são maiores que em 5. Outra prova da influência do desgaste inicial está nos gráficos de coeficiente de atrito para os ciclos 1, 4 e 5, mostrados nas figuras 5.39, 5.40 e 5.41. Nestes gráficos pode-se notar o elevado coeficiente de atrito alcançado no ciclo 1 e os coeficientes normais

esperados nos ciclos 4 e 5.

Um detalhe importante em todos os testes é que é feita uma interrupção após o $3^{\underline{o}}$ ciclo para análise da área de atrito em função da norma MB-1318.

5.6.3 Análise dos Resultados

Pelos resultados mostrados pode ser observada a validade da informação obtida entre os fabricantes de que a força na pastilha interna é maior que na externa, já que, praticamente em todos os casos, T5 é maior que T2, apesar da diferença diminuir com o tempo no ciclo.

Outra importante observação está no fato de que as temperaturas são menores quando utilizadas pastilhas com amianto. A afirmação de que a condutibilidade térmica das pastilhas com amianto é menor deve ser investigada, porém não explica o abaixamento de T4. O coeficiente de atrito com valores menores nos ciclos de TKD3 indica um menor calor gerado.

Uma terceira observação é a respeito da constância da pressão, indicada pela semelhança dos gráficos para coeficiente de atrito calculado pelas duas maneiras possíveis.

O valor do coeficiente de atrito, um pouco mais alto que o normalmente encontrado, pode ser explicado pelos lotes de onde foram retiradas as amostras ou pela diferença entre a superfície do disco e a bandagem de uma roda ferroviária. Dados obtidos no Instituto de pesquisas Tecnológicas em um banco Dinamométrico, indicam um coeficiente médio entre 0,30 e 0,38.

As temperaturas T1 são sempre as menores para todos os ciclos de todos os testes e T2 é menor que T3, mas a diferença entre elas é pequena, o que indica que o fato de estar mais perto da borda facilita a troca de calor para T3 e seu aumento não é tão significativo em relação a T2 quanto o de T2 em relação a T1.

As temperaturas encontradas no teste estão na faixa de temperaturas de uma frenagem normal de serviço (15 kW) conforme mostrado na figura 3.22 e é de se esperar que as propriedades do material de atrito acompanhem as encontradas na prática.

5.7 Comentários

Os resultados mostram a efetividade do ensaio Krauss na comparação das propriedades do atrito e do calor gerado por este para pastilhas de freios ferroviários. Evidentemente, propor o ensaio Krauss como modelo para a frenagem ferroviária não é uma alternativa válida, no entanto é de se esperar que fenômenos semelhantes, tais como a queda do coeficiente de atrito com o aumento da temperatura, ocorram em ambos os casos.

O fato do dispositivo ter sido construído permite uma ampla gama de perspectivas em termos de ensaios para comparação de sapatas de freios. Sapatas metálicas e não metálicas de diversos tipos podem ser testadas e os resultados dos testes podem ser guardados para qualquer tipo de análise posterior.

Para melhor observar a relação entre fenômenos que ocorrem durante a frenagem e o ensaio Krauss faz-se necessária a construção de dispositivos em escala real tais quais os atualmente em construção no Laboratório de Freios Ferroviários (DPM/FEM/UNICAMP).

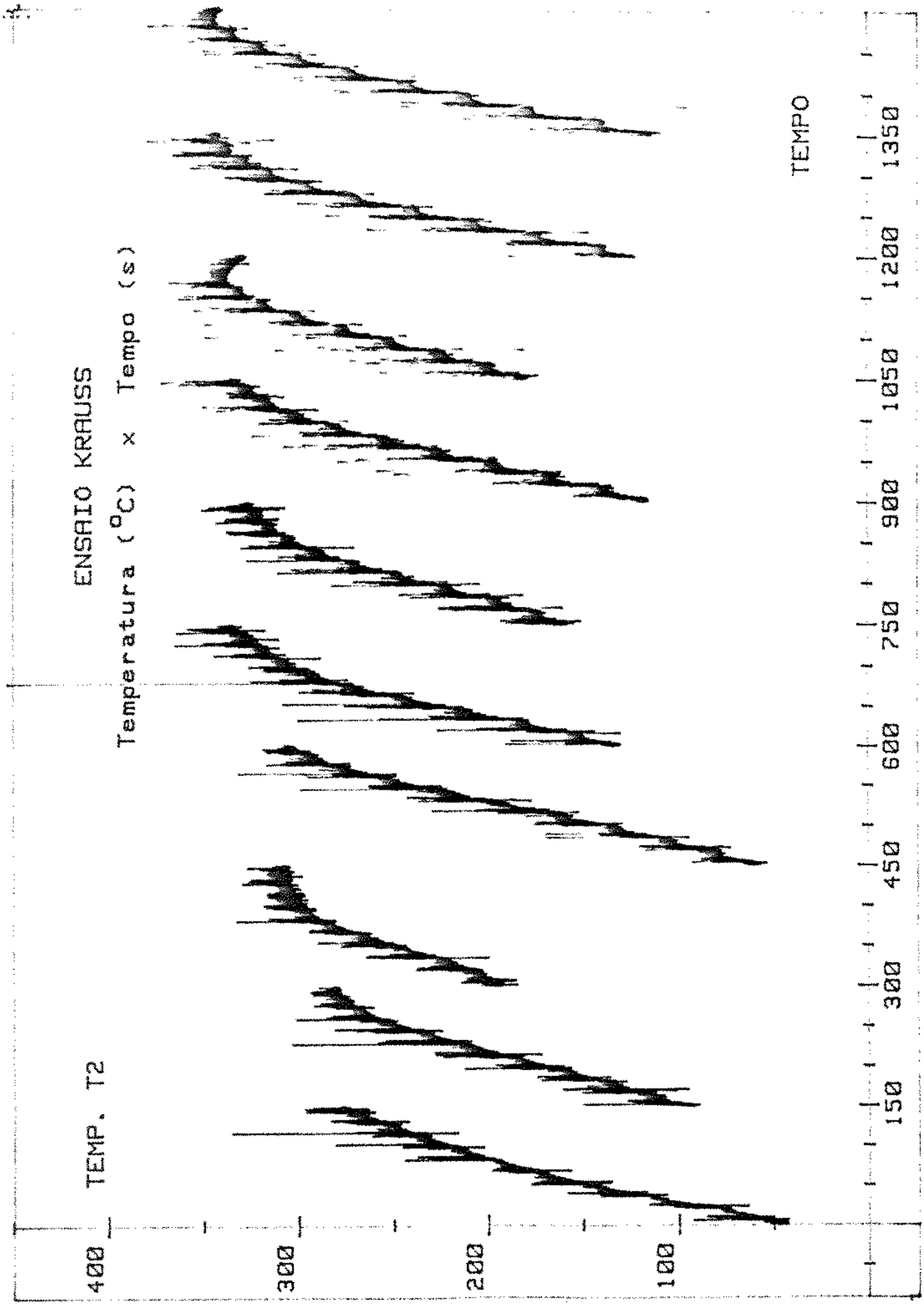


Figura 5.24: Temperatura no ponto 2 para ensaio TKD1 completo.

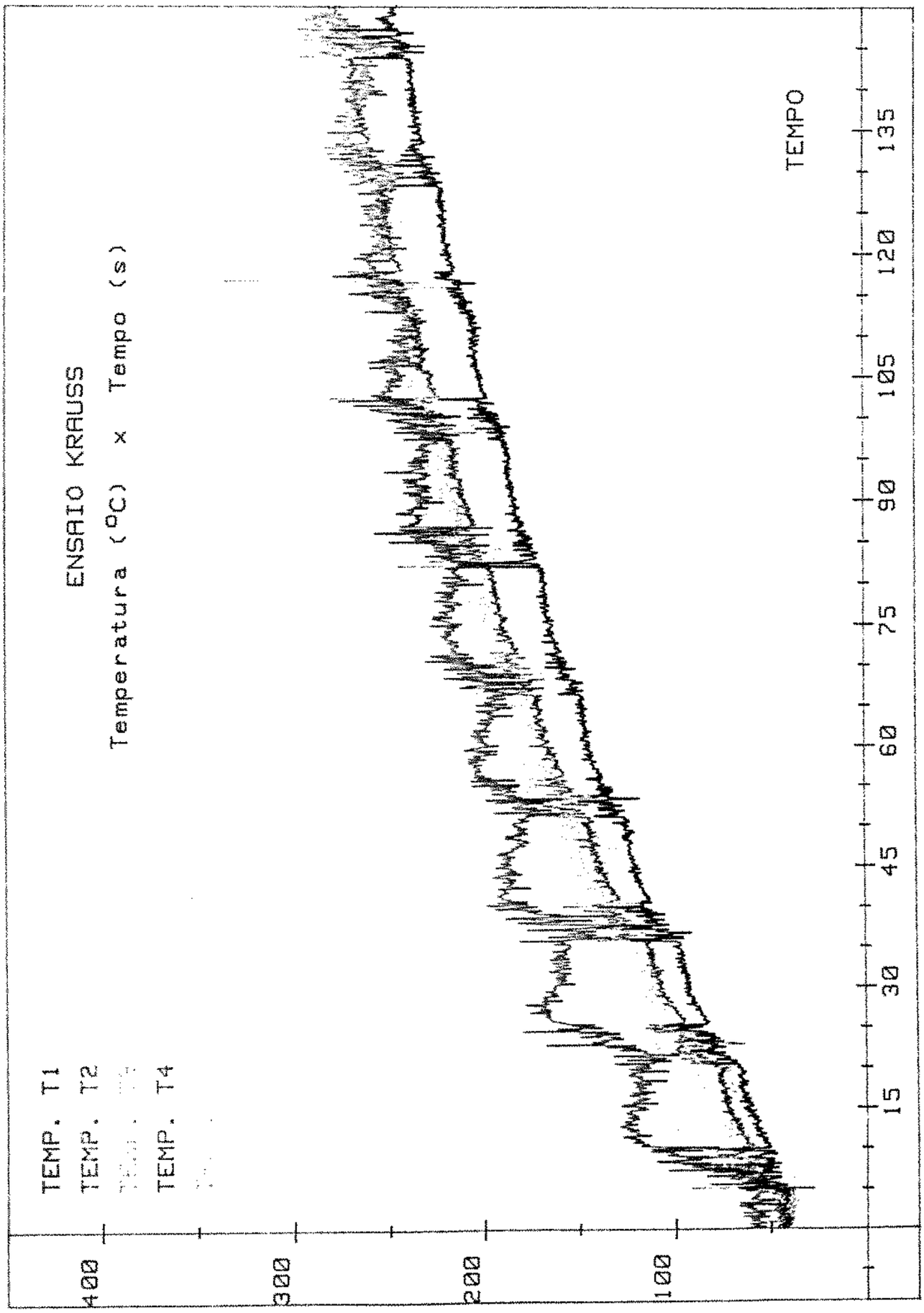


Figura 5.25: Temperaturas no 1º ciclo do ensaio TKD1.

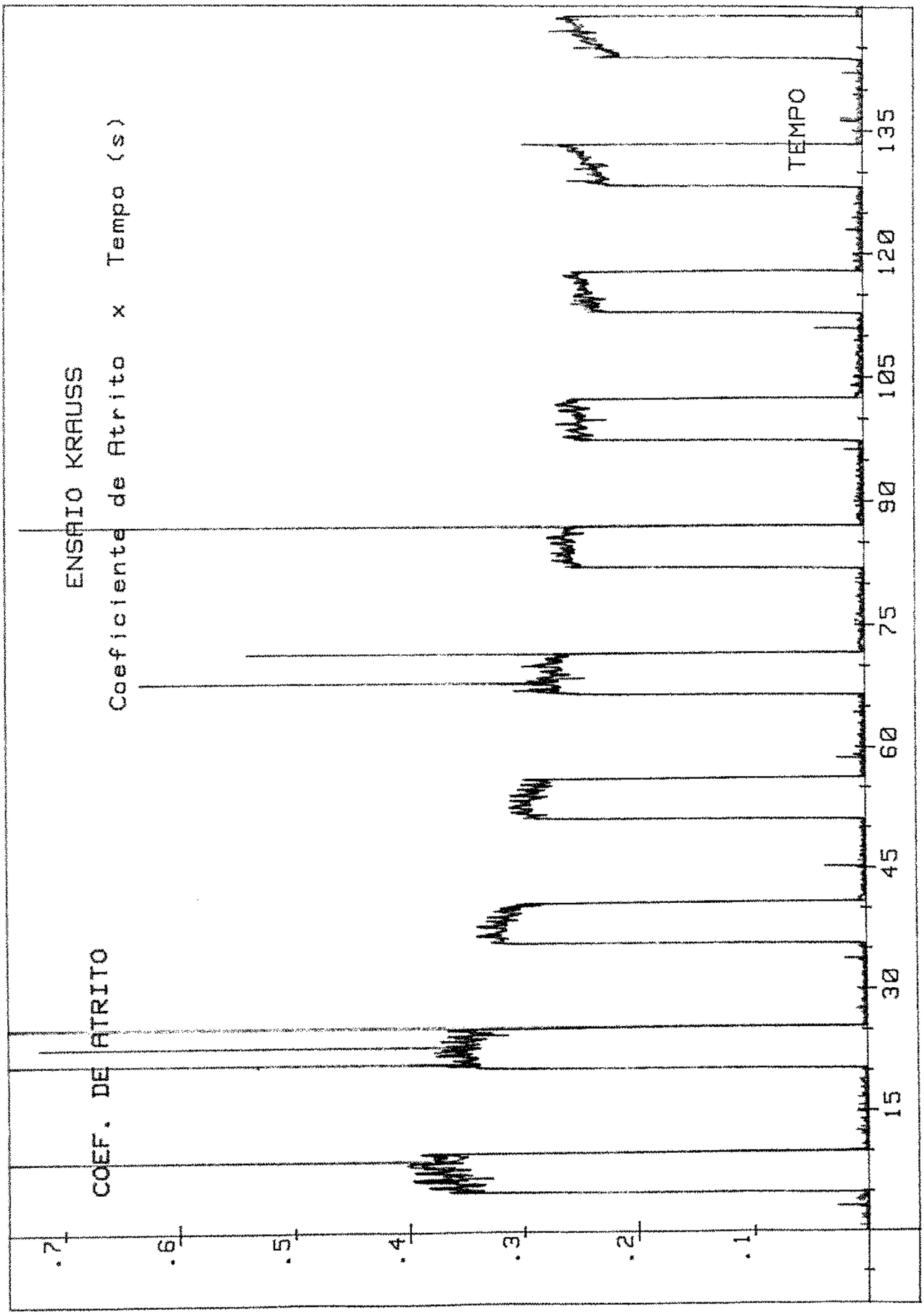


Figura 5.26: Coeficiente de atrito no 1º ciclo do ensaio TKD1.

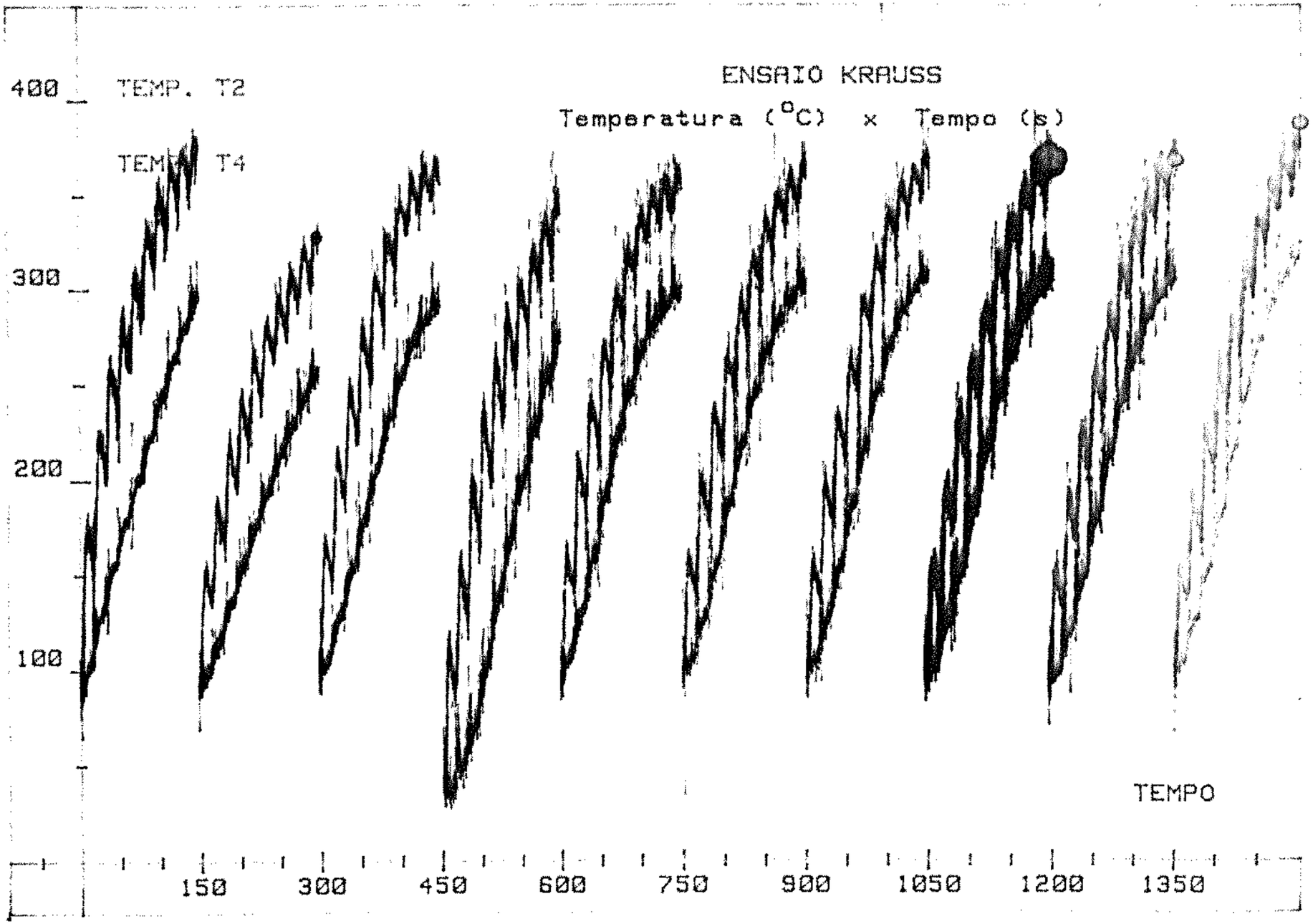


Figura 5.27: Temperaturas nas posições 2 e 4 para TKD2 completo.
[62]

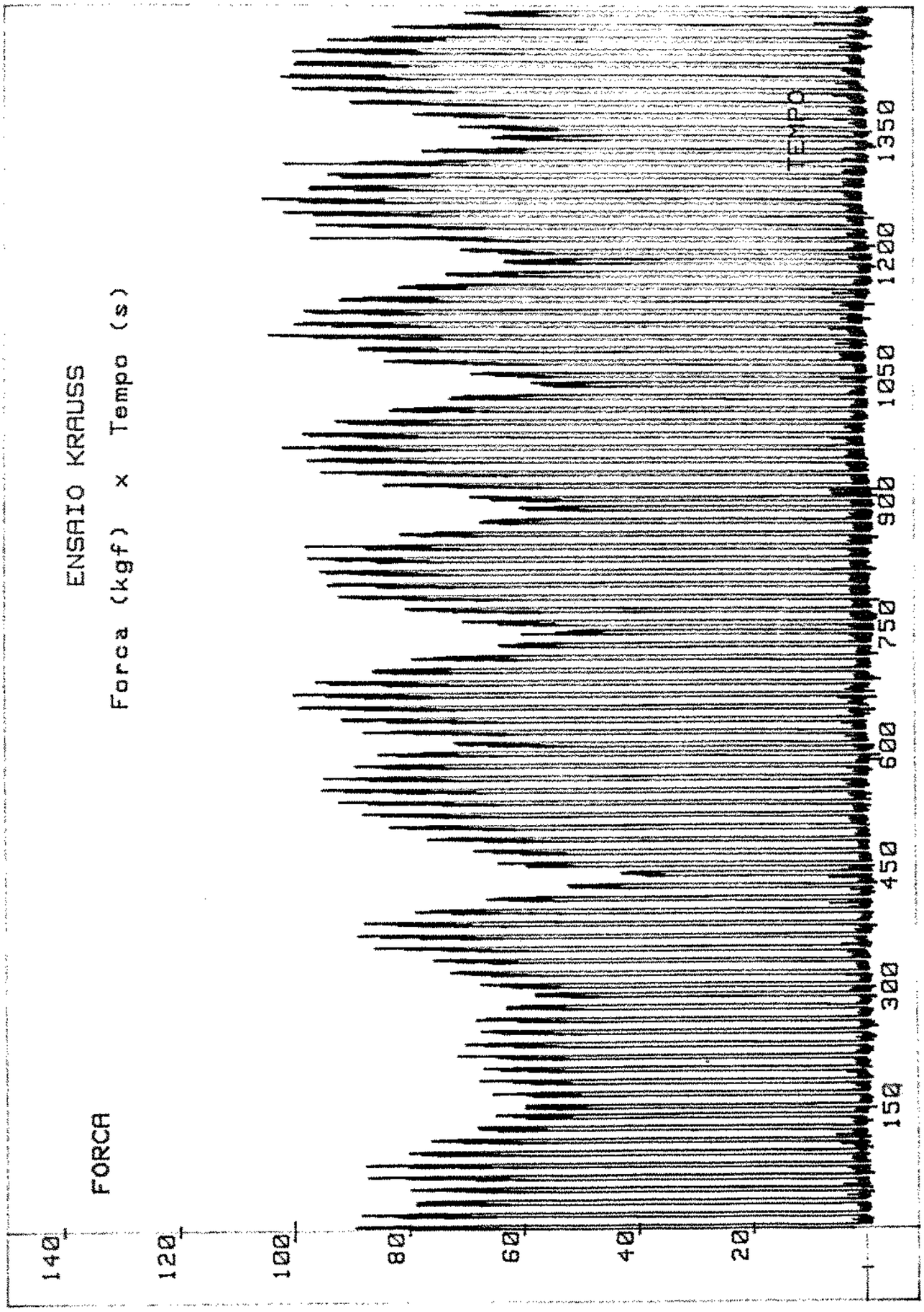


Figura 5.28: Força medida no transdutor para TKD2 completo.

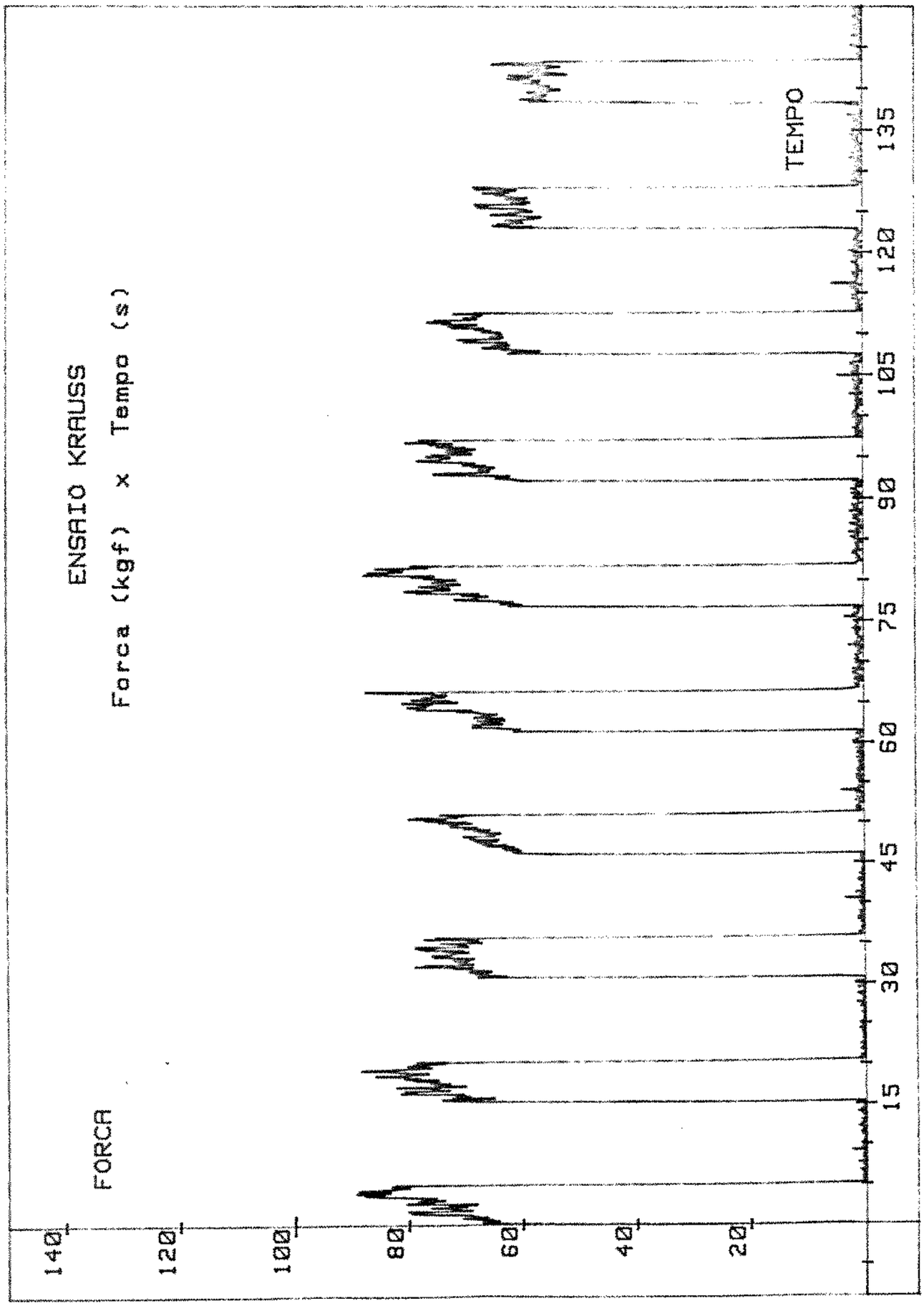


Figura 5.29: Força medida no transdutor para o ciclo 1 de TKD2.

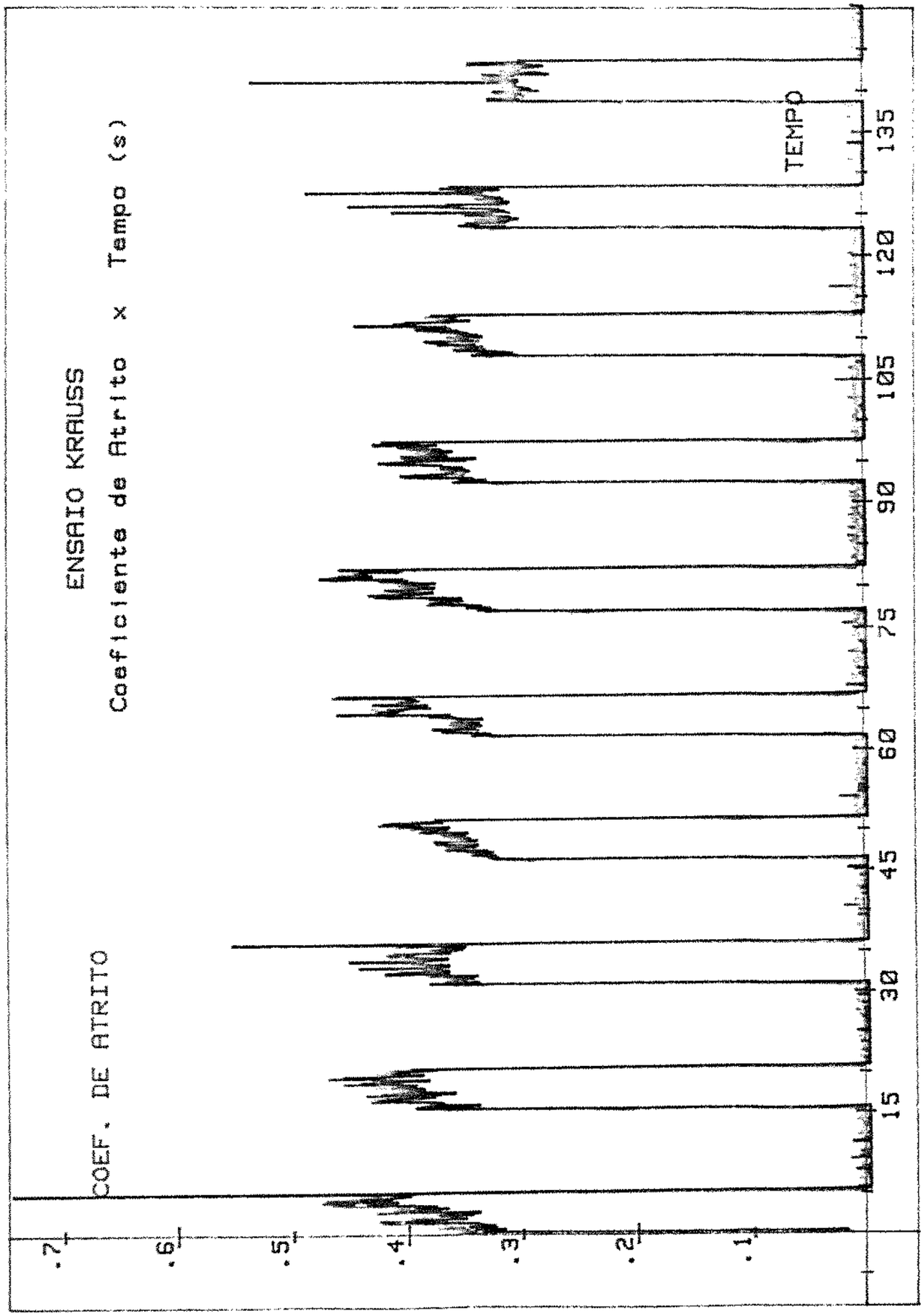


Figura 5.30: Coeficiente de atrito para o ciclo 1 de TKD2.

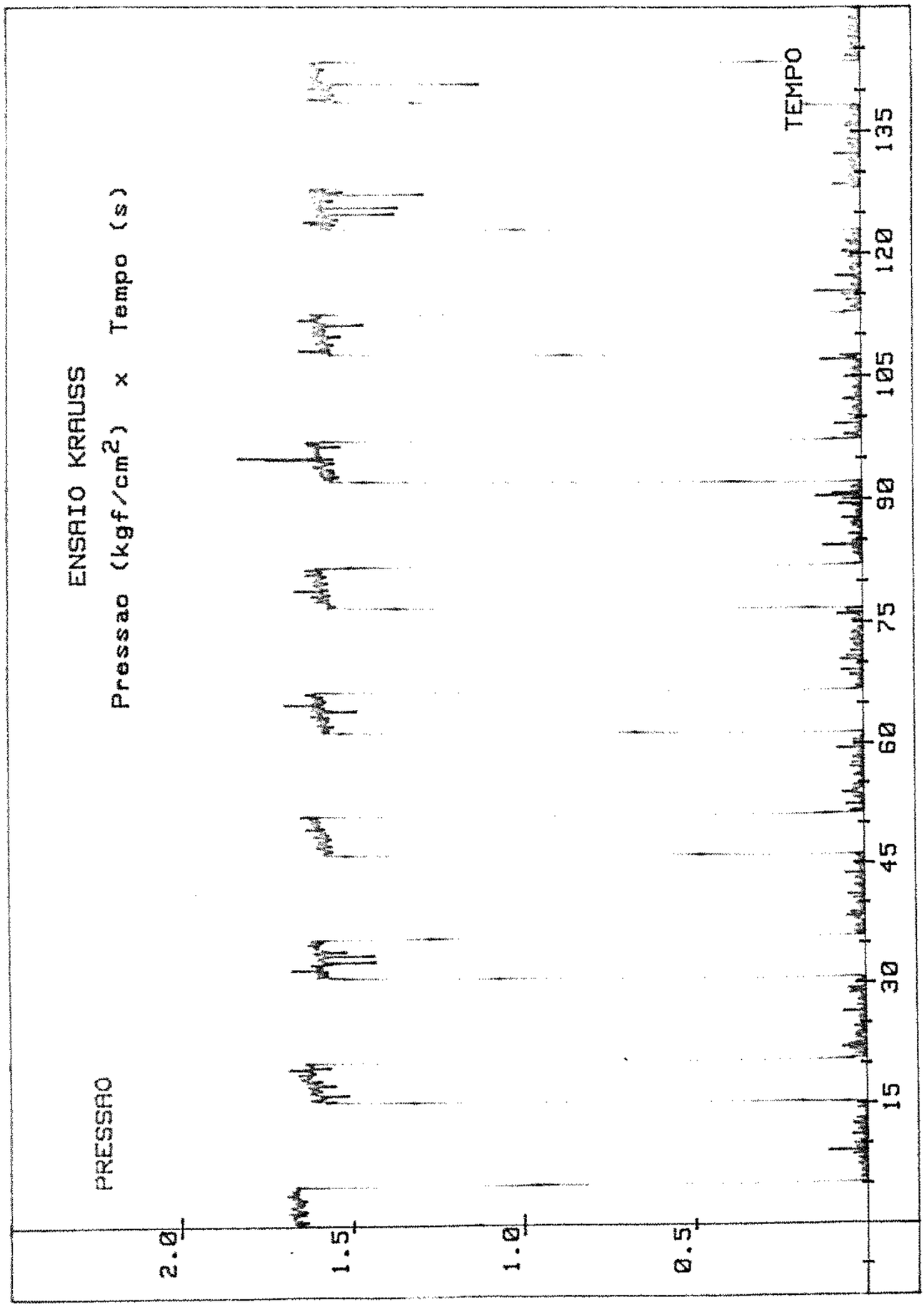


Figura 5.31: Pressão medida no transdutor para o ciclo 1 de TKD2.

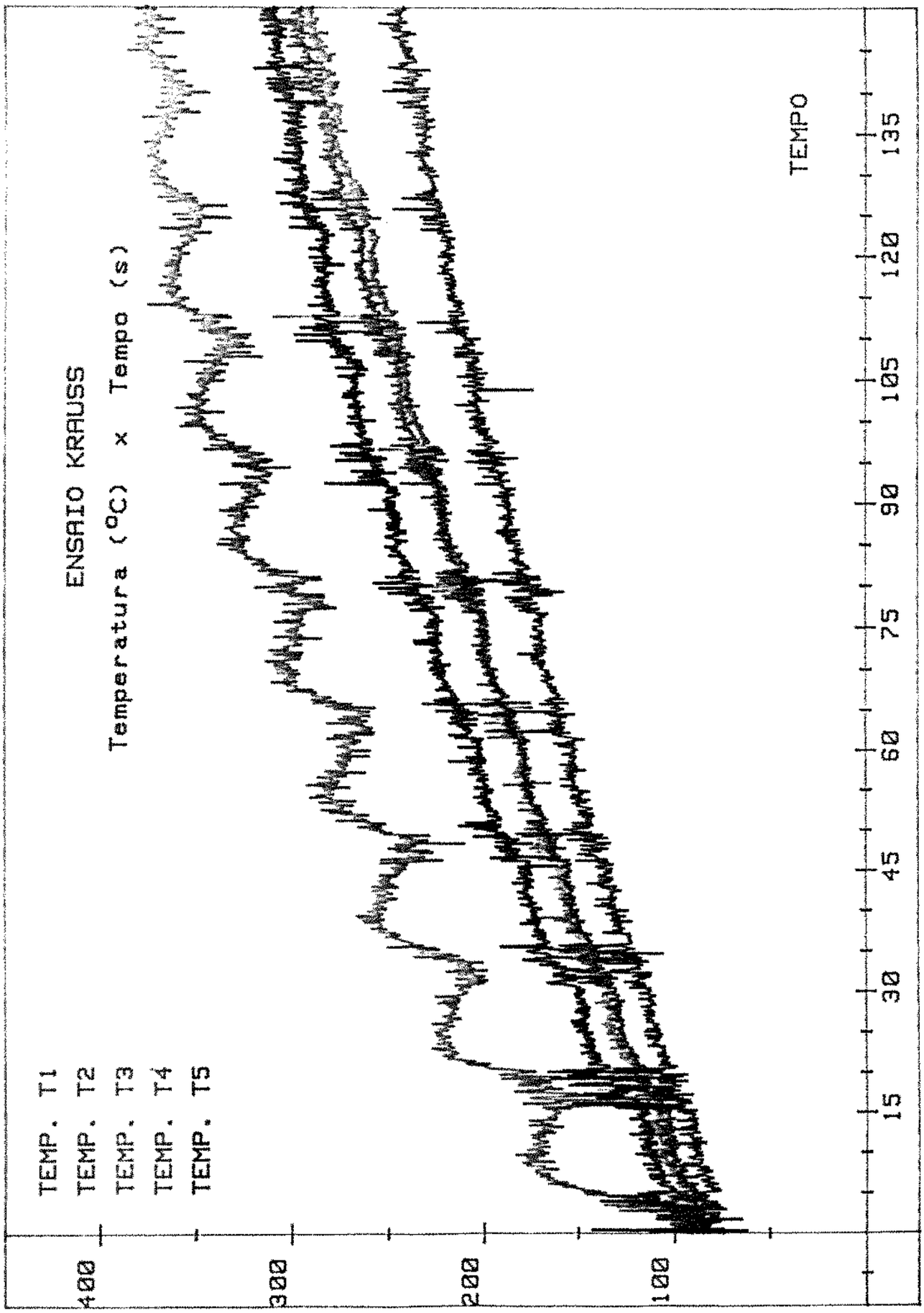


Figura 5.32: Temperaturas no ciclo 1 de TKD2.

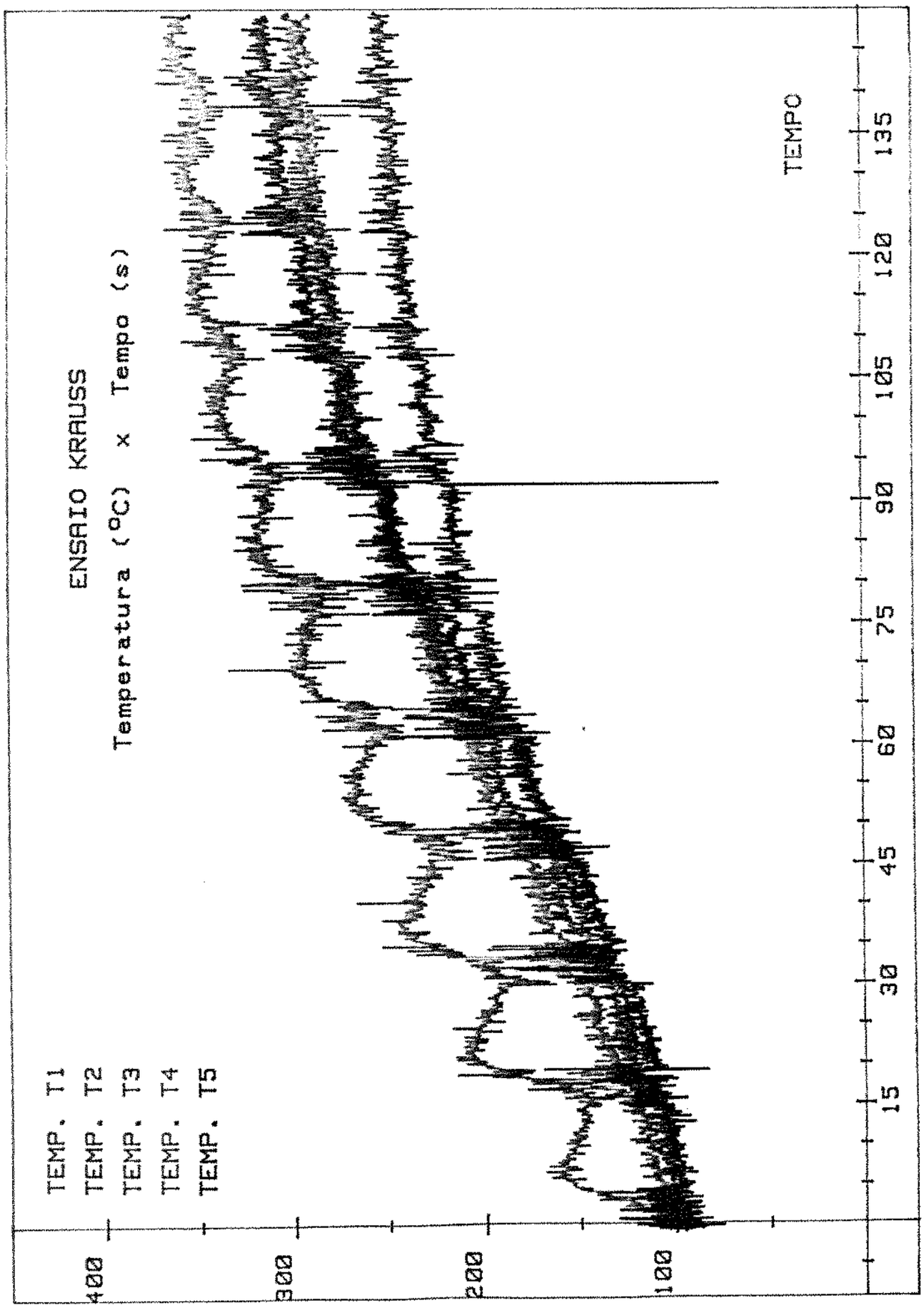


Figura 5.33: Temperaturas no ciclo 5 de TKD2.

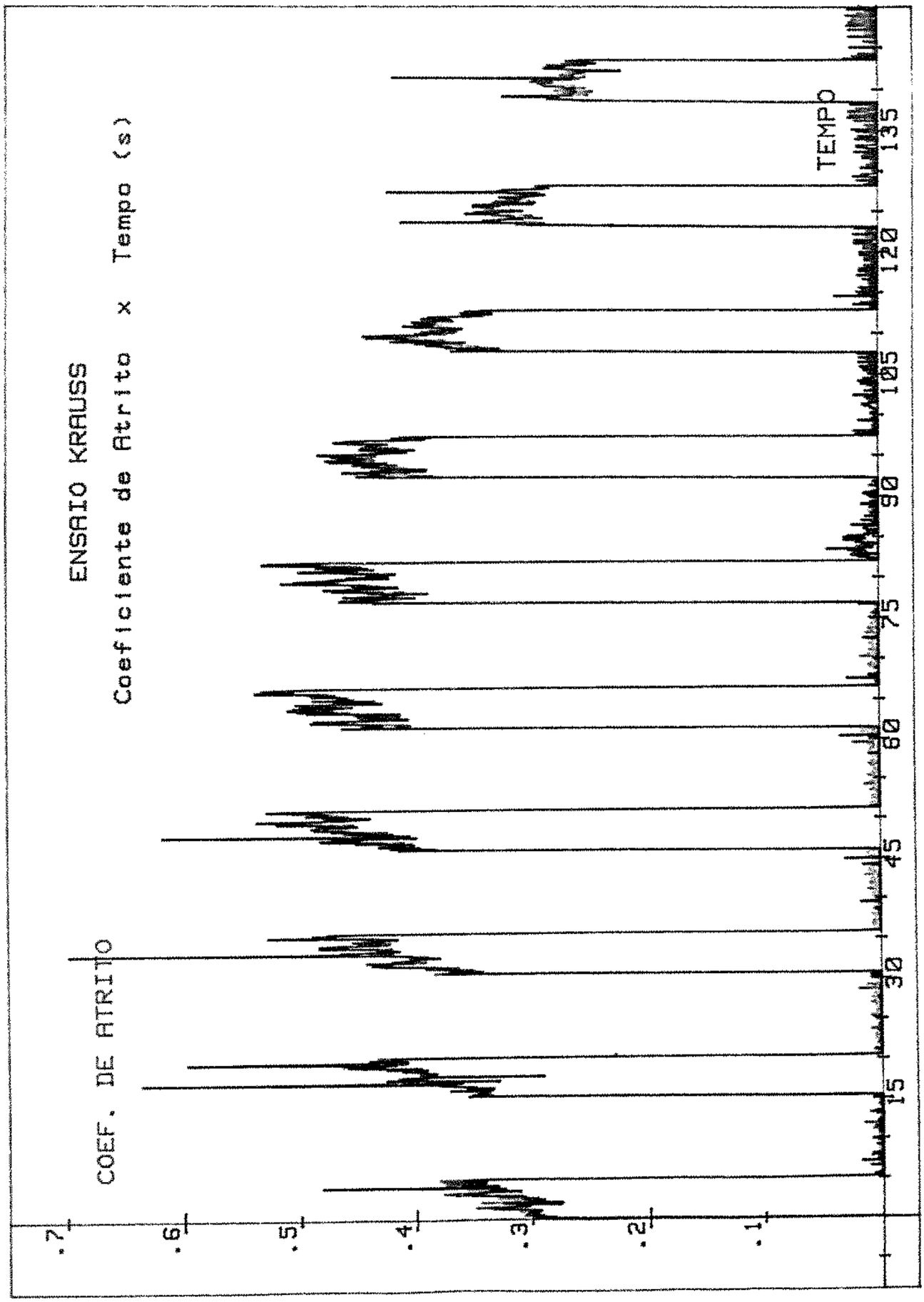


Figura 5.34: Coeficiente de atrito no ciclo 5 de TKD2.

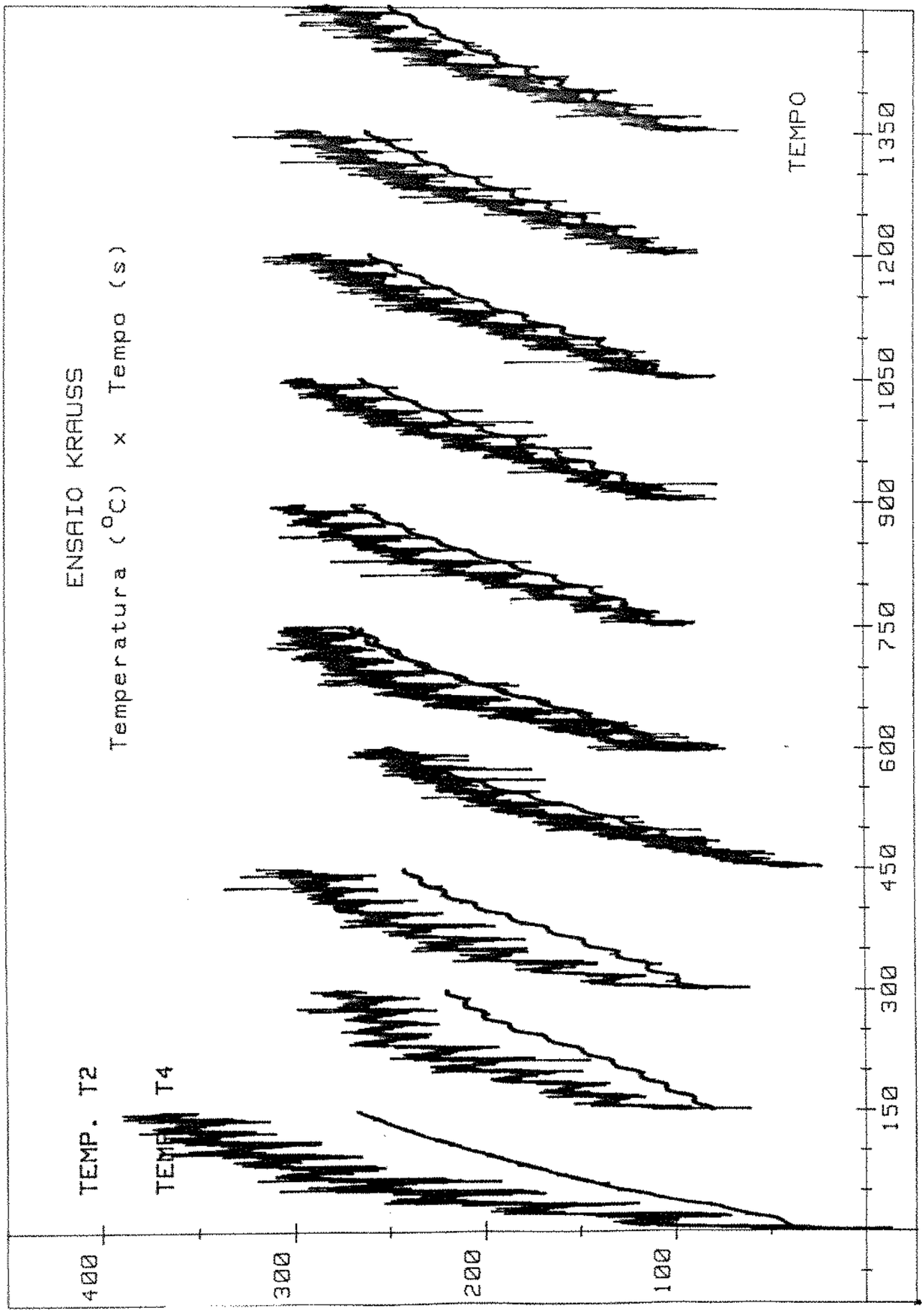


Figura 5.35: Temperaturas nas posições 2 e 4 para TKD3 completo.

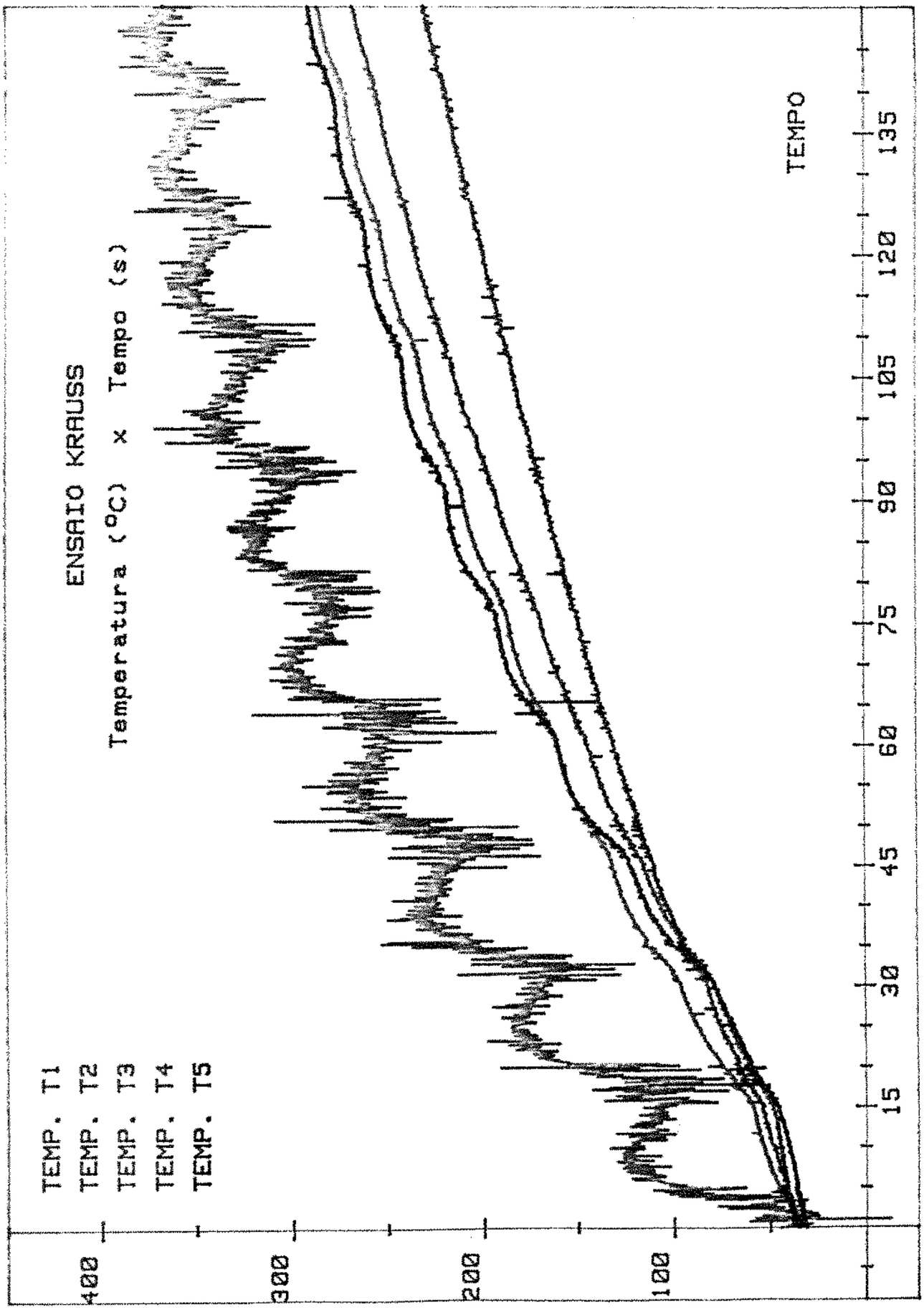


Figura 5.36: Temperaturas obtidas para o ciclo 1 de TKD3.

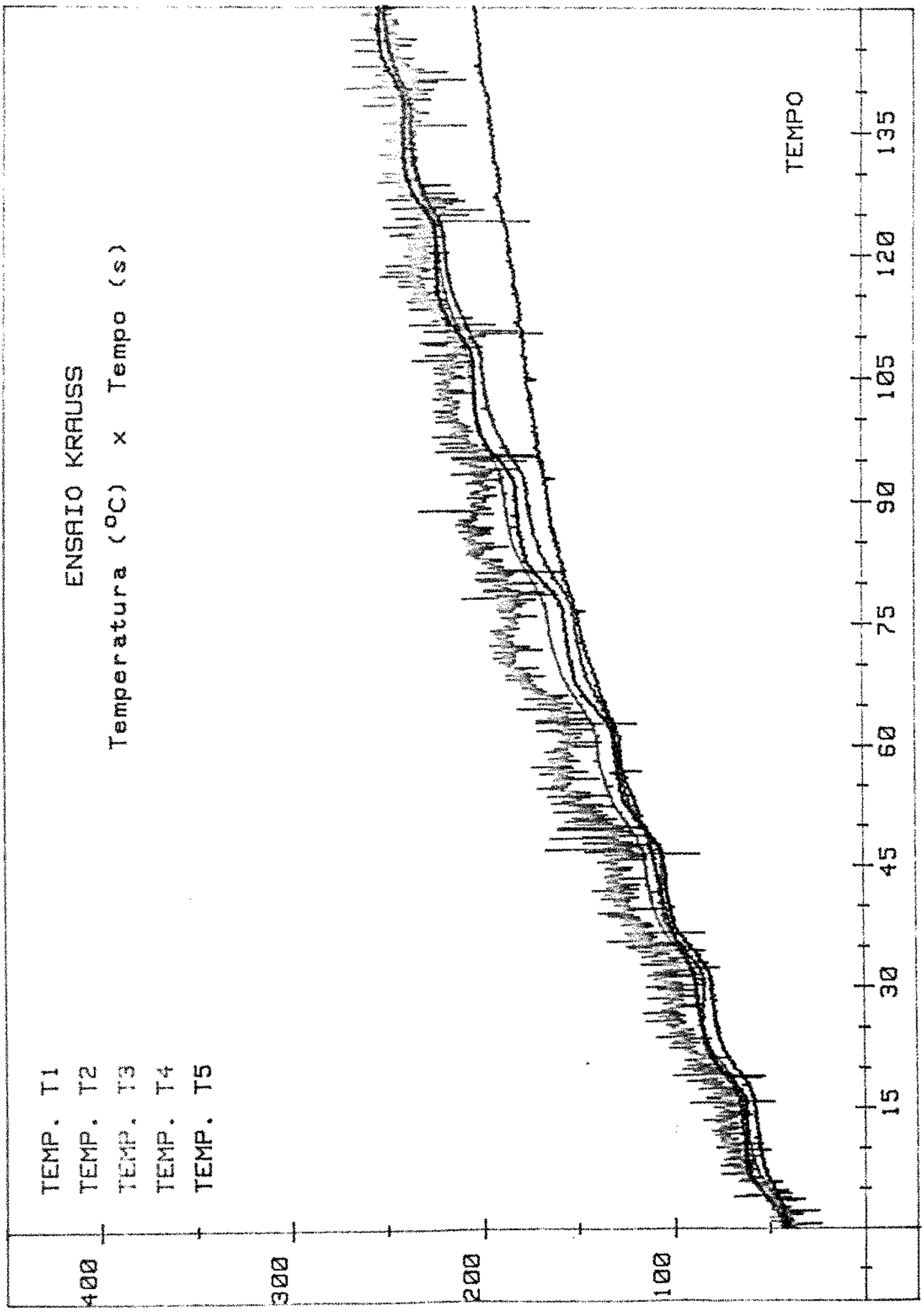


Figura 5.37: Temperaturas obtidas para o ciclo 4 de TKD3.

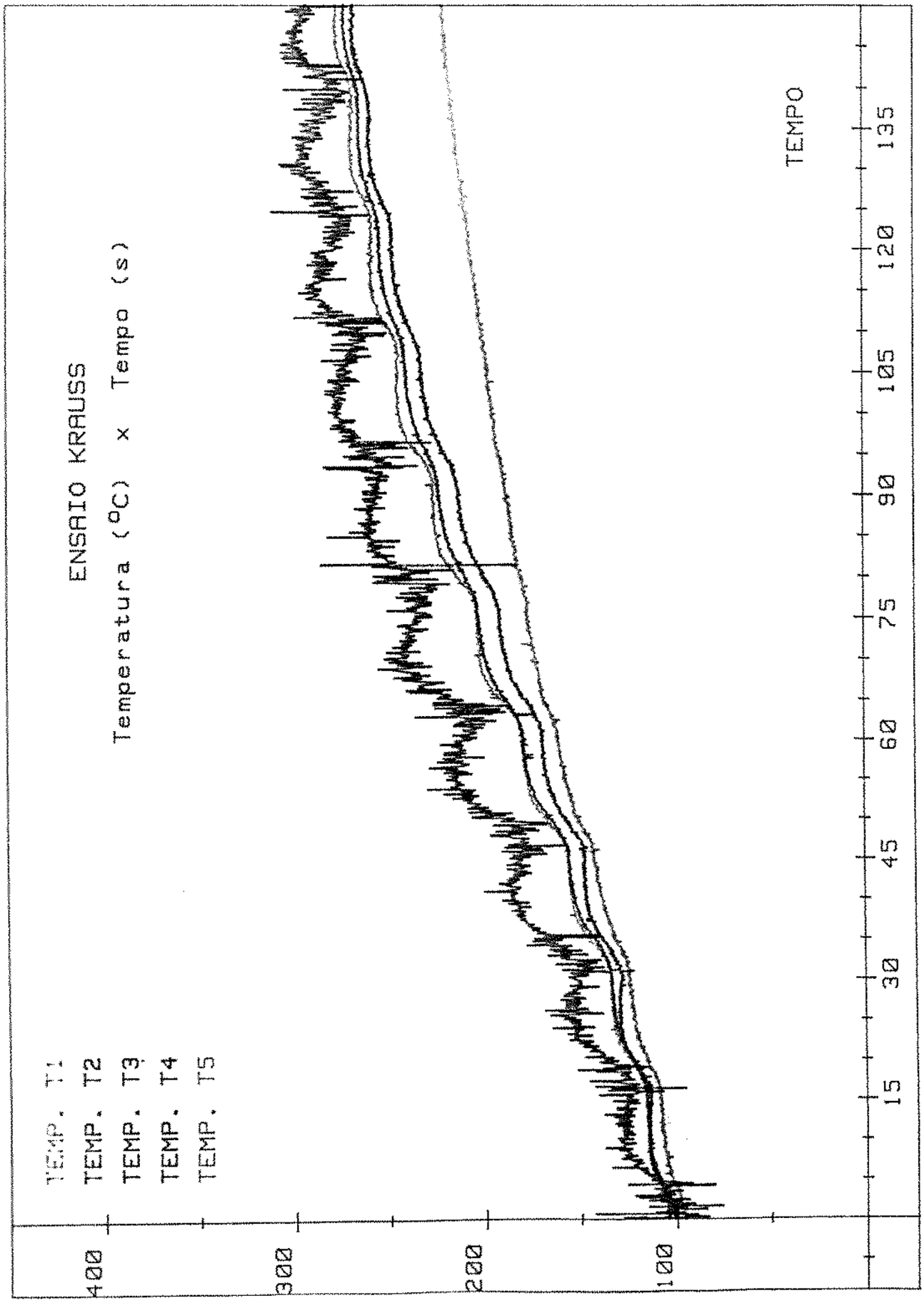


Figura 5.38: Temperaturas obtidas para o ciclo 5 de TKD3.

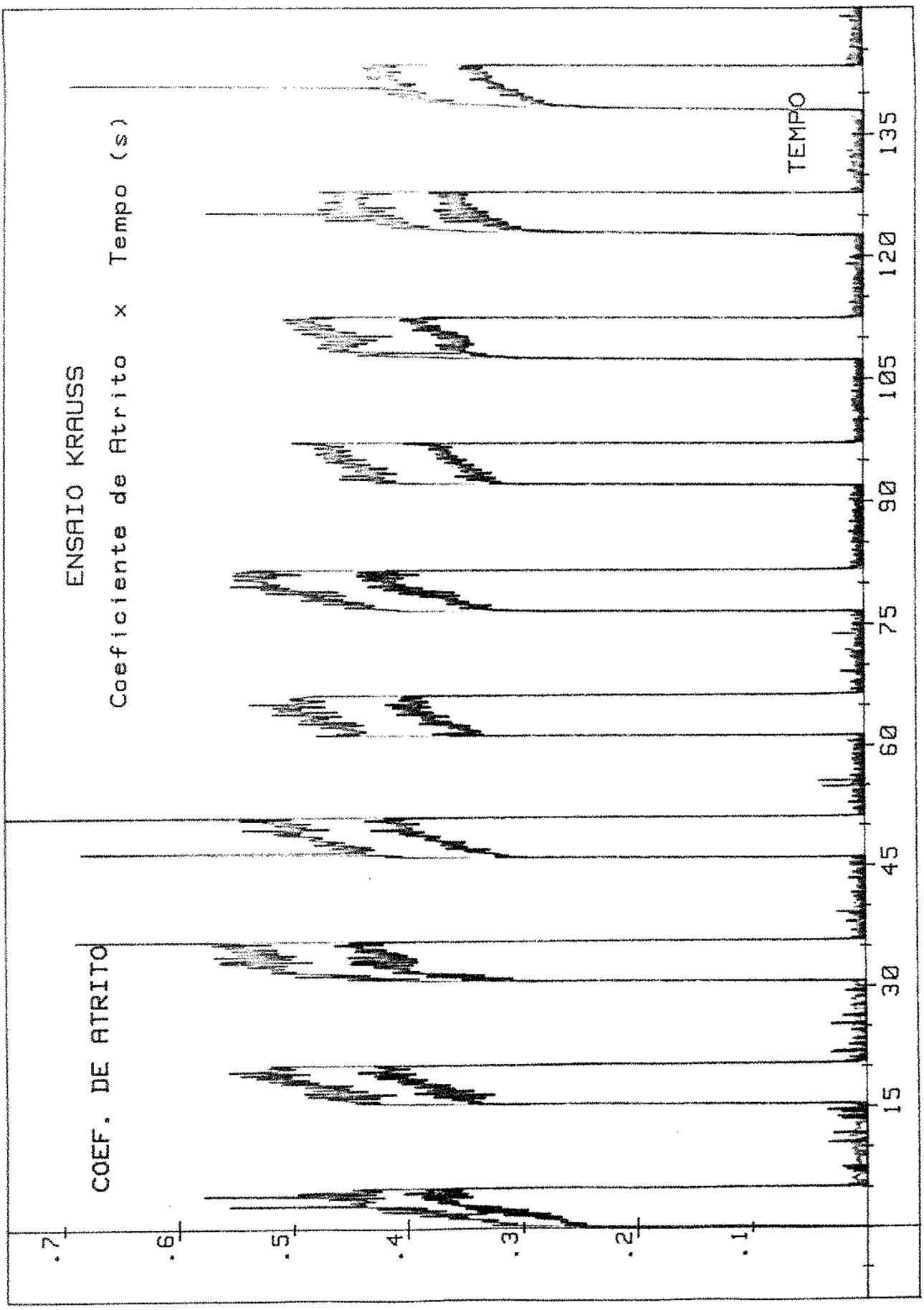


Figura 5.39: Coeficiente de atrito obtido para o ciclo 1 de TKD3.

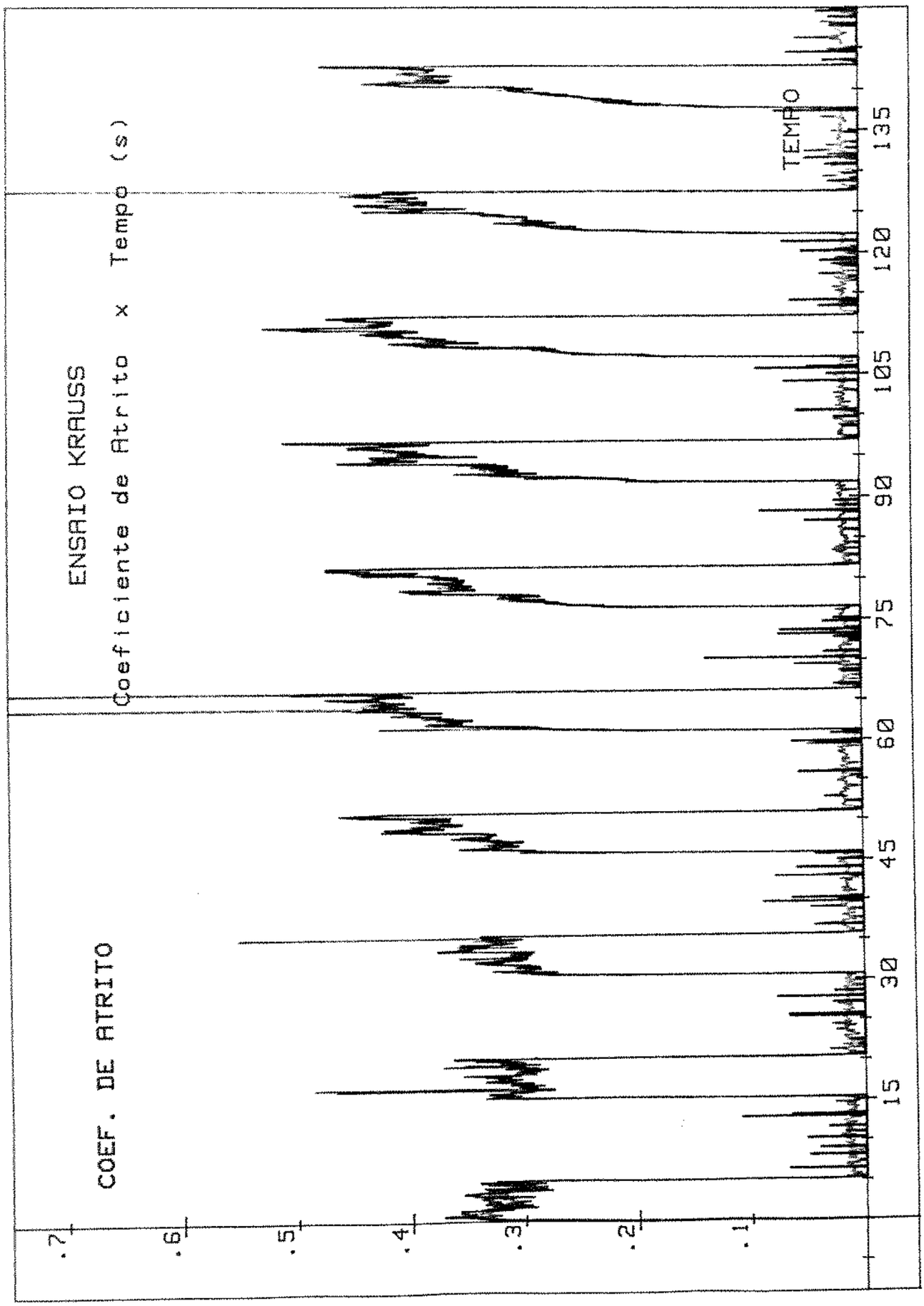


Figura 5.40: Coeficiente de atrito obtido para o ciclo 4 de TKD3.

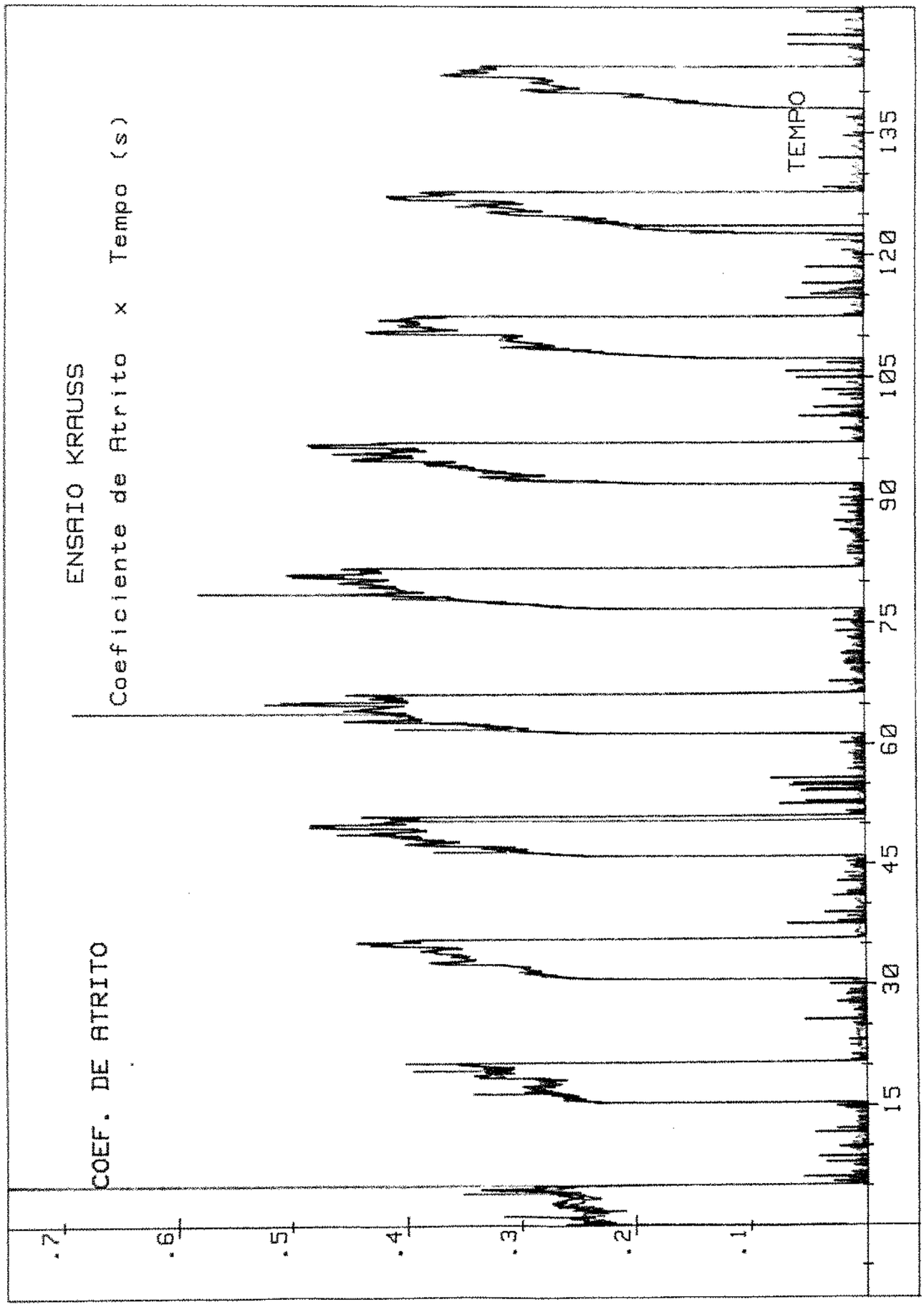


Figura 5.41: Coeficiente de atrito obtido para o ciclo 5 de TKD3.

Capítulo 6

CONCLUSÕES

O presente trabalho não tem como objetivo ser o definitivo na área de estudos dos problemas causados pelo aquecimento em rodas ferroviárias, e nem poderia. Uma quantidade imensa de condições de frenagem pode ser encontrada na prática e o modelamento de todas estas situações é virtualmente impossível. Cada uma destas condições causa uma distribuição de temperaturas, ou uma sequência de distribuições de temperatura, e leva a uma distribuição de tensões, que pode levar o material da roda ao escoamento e induzir neste um padrão de tensões residuais. A ciclagem de freio pode agravar o problema juntamente com as cargas mecânicas. Trincas podem surgir e sua presença ou não afeta drásticamente a análise das falhas. Essa variedade de situações indica que um estudo básico deve ser feito e que os seus resultados devem ser aplicados a cada caso.

Os problemas principais encontrados em rodas ferroviárias estão relacionados à carga térmica. Mesmo quando o fenômeno é tipicamente mecânico, como no caso da escamação, o efeito do aquecimento se mostra na forma da diminuição da resistência mecânica, permitindo a falha. Freios isolados [16] levam a uma menor propensão à falha de rodas, o que confirma o efeito do aquecimento já que a carga mecânica devida a força na sapata é pequena em comparação à carga devida ao peso.

O aquecimento em rodas leva a temperaturas que contribuem tanto para a redução dos limites de resistência à tração e à fadiga quanto para a elevação das tensões médias de solicitação, conforme mostrado pelo diagrama de Goodman.

A temperatura alcança valores máximos na mesma região próxima à bandagem onde as tensões mecânicas aparecem (tensões de Hertz). O efeito combinado e a possibilidade de transformação estrutural acentuam a necessidade de um estudo sobre cargas de segurança (térmicas e mecânicas).

Diversas linhas de pesquisa na área podem ser definidas a partir deste trabalho. Estas se inter-relacionam e sempre será necessário o conhecimento básico de cada uma para um aprofundamento específico. As principais podem ser listadas como segue:

- Estudo da quantidade de calor gerada durante a frenagem. Este estudo incluiria necessariamente o cálculo das inércias presentes, da transferência de massa, da influência da curvatura da via e principalmente o estudo do coeficiente de atrito, já que a quantidade de calor é proporcional a este.
- Estudo da distribuição de temperaturas em rodas ferroviárias. Este ítem encontra as facilidades dos pacotes de cálculos existentes contraposta com as dificuldades relacionadas a obtenção das propriedades dos materiais e do ar que circunda a roda, bem como de sua velocidade. Inclui necessáriamente o estudo do coeficiente combinado de transferência de calor e da condutibilidade térmica e termina com o traçado das tensões térmicas.

- Influência da temperatura na fadiga de rodas. Este é um estudo da maior importância devido ao total desconhecimento na área e a presença constante de fadiga em flange de rodas. Passa necessariamente pelo estudo das inclusões presentes no material e sua influência na fadiga.
- Estudo da suceptibilidade dos materiais de rodas ferroviárias às transformações estruturais. Inclui a temperabilidade e a possibilidade de austenitização e é fundamental para o conhecimento das causas que levam as falhas em rodas.
- Testes de frenagem ferroviária em dispositivo de tamanho natural. A construção de um dispositivo para testes em rodas em tamanho natural é de extrema importância para o prosseguimento dos estudos em rodas. Além do Banco Dinamométrico do Instituto de Pesquisas Tecnológicas dois outros estão sendo construídos no Laboratório de Freios Ferroviários (DPM/FEM/UNICAMP), um sem inércia e outro com.

Em todas as áreas apresentadas a Unicamp tem condições de atuar, tanto com pessoal altamente especializado como com equipamentos modernos e confiáveis.

Como resultados principais apresentados nesta dissertação relacionados às linhas de pesquisa acima definido estão:

- Cálculo do fluxo de calor para condições típicas da ferrovia em função de parâmetros da literatura;
- Cálculo da distribuição de temperatura em rodas para frenagens típicas das ferrovias mostrando que o gradiente térmico é elevado no aro e que a temperatura, como era de se esperar, atingem valores máximos sob a bandagem;
- Realização de ensaios de fadiga em material de roda ferroviária classe B segundo o método da escada e que levou a um limite de resistência à fadiga de 410 MPa a 60 mm da superfície de rolamento, na direção circunferencial;
- Apresentação e discussão dos principais problemas devidos ao aquecimento em rodas ferroviárias;
- Construção de um dispositivo de ensaios de pastilhas de freio e sua aplicação, conforme norma, ao ensaio de material de atrito de sapatas ferroviárias, mostrando a variação do coeficiente de atrito com a temperatura e as temperaturas atingidas nas pastilhas em uma profundidade de 1 mm abaixo da superfície de atrito.

É desejo do autor da dissertação que este trabalho seja de utilidade para o meio ferroviário brasileiro e que, mesmo com as falhas encontradas nesta dissertação, os leitores encontrem motivos para pesquisar e chegar à solução dos problemas apresentados e que, através da pesquisa, os mesmos transformem as ferrovias brasileiras como um todo em um exemplo de eficiência e produtividade.

Bibliografia

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

[2] A.A.R., Association of American Railroads. **M-208 cast carbon steel wheels:** Manual of standards and recomended practices. Washington, A.A.R., março de 1984.

[3] A.A.R., Association of American Railroads. **Wheel and axle manual:** Manual of standards and recomended practices. Washington, A.A.R., agosto de 1985.

[4] ABIFER, Associação Brasileira da Industria Ferroviária. **Relatório Anual 1990/1991.** São Paulo (SP), Cometa Gráfica e Editora, 1991.

[5] ABNT, Associação Brasileira de Normas Técnicas. **EB 668/76, PB 250/81, CB 7/83 e TB 137-1/82.** São Paulo (SP), ABNT.

[6] ABNT, Associação Brasileira de Normas Técnicas. **MB 912 - Verificação das características de fricção e desgaste das guarnições de freio a disco:** Ensaio Krauss. São Paulo (SP), ABNT, 1978.

[7] ABNT, Associação Brasileira de Normas Técnicas. **MB 1318 Freios Ferroviários, sapata não-metálica:** determinação do coeficiente de atrito através da máquina Krauss. São Paulo (SP), ABNT, 1980.

[8] ABNT, Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR 7813 - Material de fricção tipo orgânico para guarnições da embreagem e do freio:** Verificação das características de fricção e desgaste - Ensaio Fast. São Paulo (SP), ABNT, março de 1983.

[9] BERG, N.A. & ALBER, R.H. **Tread braking versus the wheel.** Chicago, Air Brake Association Annual Meeting, setembro de 1972.

[10] BERG, N.A. & KUCERA, J. Wm. **A review of thermal damage in railroad wheels.** Chicago, Air Brake Association Meeting, setembro de 1970.

[11] BROEK, David. **Elementary engineering fracture mechanics.** Irlanda do Norte, Sijthoff & Noordholf International Publishers B. V., 1978.

[12] BRUNER, J. P. et alii. **Analisys of residual, thermal and loading stress in a B-33 wheel and their relationship to fatigue damage.** Nova York, Whinter Annual Meeting, novembro de 1966.

[13] CAMPOS, Carlos A. B. de. **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.

[14] COLEMAN, T. H. e NAYLOR, D. J. **A metalurgical study of the factors affecting thermal fatigue craking in railway wheel and tyre steels.** Inglaterra, Proceeds Institute of Mechanical Engineering, 1979.

[15] CRAIG, W. e BOWEN, E. **Rodas - Biblioteca Científica Life.** Rio de Janeiro (RJ), Livraria José Olimpio Editora, 1981.

[16] CVRD, Companhia Vale do Rio Doce. **O problema de rodas nas estrada de ferro carajás. Análise do problema e soluções adotadas.** São Luiz (MA), junho de 1989.

[17] ECK, B. J. **Evolution of curved wheel designs for heavy load, high speed freight service.** Madrid, 8^{th} wheelset congress, abril de 1985.

[18] FERREIRA, Itamar. **Fadiga dos materiais:** notas de aula da disciplina IM-234. Campinas (SP), UNICAMP, 1989.

[19] FNV, Fabrica Nacional de Veículos. **Rodas ferroviárias em aço fundido.** Cruzeiro (SP), FNV, 1985.

[20] IPT, Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo. **Análise do problema de formação de trincas em rodas - Relatório da 1^a fase.** São Paulo (SP), IPT, junho de 1989.

[21] JOHNSON, M. R. et alii **Analisys of thermal stresses and residual stress changes in railroad wheels caused by severe drag braking.** Houston, Winter Annual Meeting (ASME), novembro de 1975.

[22] KANNEL, J. W. et alii. **The determination of stresses in rolling contact elements.** Mineapolis, A.S.L.E. Lubrification Conference (ASME), outubro de 1966.

[23] KOHNKE, Peter C. **Ansys engineering analysis system - Theorical Manual.** Houston, Swanson Analysis System (Inc.), 1978.

[24] KREITH, FRANK. **Princípios da transmissão de calor.** 3^a ed. São Paulo (SP), Editora Edgard Blucher, 1977.

[25] LUNDEN, R. **Fatigue durability of tread-braking railway wheels - on admisible combinations of axle load, train speed and signalling distance.** Proceeds of Institute of Mechanical Engineerings (ASME), março de 1991. 205 v.

[26] MAFERSA, Material Ferroviário S/A. **Rodas e eixos Mafersa.** Caçapava (SP), Catálogo de Rodas e Eixos.

[27] MAFERSA, Material Ferroviário S/A. **Segmentos de roda para corpos de prova para ensaio de fadiga por flexão alternada rotativa.** Caçapava (SP), croqui 05/91, janeiro de 1991.

[28] MARTINS, C.F.P. & LOMONICO, C. R. **Projeto de bancada de ensaio Krauss para pastilhas de freio ferroviário.** Campinas (SP), UNICAMP, junho de 1987.

[29] MARTINS, Sergio. **Transferência de massa durante a frenagem.** Campinas (SP), Unicamp, junho de 1989.

[30] METALS HANDBOOK, 8. ed. 8 v. p. 275-276.

[31] NOVAK, G. E. & ECK, B. J. **A three dimentional finite diference solution for the thermal stress in railcar wheels.** Montreal Joint Railroad Conference (IEEE/ASME), janeiro de 1969.

[32] OLIVER, J. D. et alii. **Wheel and brake shoe field tests.** Washington, Winter Annual Meeting (ASME), novembro de 1980.

[33] RIEGEL, M. S. et alii. **A computer program for determining the effect of design variation on service in railroad wheels.** Chicago, Winter Annual Meeting (ASME), novembro de 1965.

[34] RODRIGUES Fº, Fausto. **As condições atuais para ensaio de freios ferroviários.** Rio de Janeiro (RJ), 27ª Reunião Técnica SCB 6:08 - ABNT, setembro de 1987.

[35] RODRIGUES Fº, Fausto et alii. **Novas considerações sobre a dispersão da força de frenagem.** São Paulo (SP), V Encontro Nacional do Freio Ferroviário - ABNT (FIESP), setembro de 1991.

[36] ROSA, LEOPOLDO C. **Freios Ferroviários.** Campinas (SP), Unicamp, 1989. 2. v.

[37] ROSA, L. C. & SANTOS J., A.A. **Considerações sobre um rodeiro ferroviário.** Guarulhos (SP), 29ª Reunião Técnica do SCB 6:02 - ABNT (SKF), novembro de 1990

[38] RUSIN, T. M. et alii. **Aplication of the finite element method in the development of improved railroad car wheel designs.** São Francisco, Winter Annual Meeting (ASME), julho de 1978.

[39] SARTORI, Sergio. **Uma contribuição ao estudo do aquecimento e ao ensaio de freios de tambor.** Campinas (SP), Unicamp, maio de 1972.

[40] SHIGLEY, J. E. **Elementos de Máquinas** 3. ed. Rio de Janeiro (RJ), Editora Livros Técnicos e Científicos S/A, 1984. 1 v.

[41] SILVA, Andre L. C. & MEI, Paulo. **Aços de ligas especiais.** 2. ed. Sumaré (SP), Eletrometal S/A - Metais Especiais, 1988.

[42] SWAAIJ, J. L. **Thermal damage to railway wheels.** Campinas (SP), 1º Relatório Bibliográfico do Centro de Tecnologia da Unicamp sobre o problema de rodas na R.F.F.S.A., maio de 1984.

[43] THOMAS, T. J. et alii. **Thermal fatigue analysis of railcar wheel under drag braking.** Washington, Winter Annual Meeting (ASME), novembro de 1980.

[44] VEB **Operating manual for rotary-bending fatigue testing machine.** Alemanha Oriental, VEB, fevereiro de 1988.

[45] WANDRISCO, J. M. & DEWEZ, F. J. **Study of the deffects that originate and develop in the treads of railway wheels during service.** Pitsburg, I.E.E.E. Railroad Conference (ASME), abril de 1960.

[46] WETENKAMP, H. R. & KIPP, R. M. **Safe thermal loads for a 33 inch railroad wheel.** Chicago, Air Brake Association Annual Meeting, setembro de 1975.

[47] WETENKAMP, H. R. & KIPP, R. M. **Safe thermal loads.** Colorado Springs, International Wheelset Congress, 1978.