

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
FACULDADE GAMA / FACULDADE DE TECNOLOGIA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM INTEGRIDADE DE  
MATERIAIS DA ENGENHARIA**

**CONSTRUÇÃO DE UM DINAMÔMETRO INERCIAL PARA  
ANALISAR O DESEMPENHO DE FERROS FUNDIDOS CINZENTOS  
UTILIZADOS EM SISTEMAS DE FRENAGEM DE VEÍCULOS LEVES**

**SÉRGIO MATEUS BRANDÃO**

**ORIENTADOR(A): PROF. DR. EDISON GUSTAVO CUEVA GALÁRRAGA**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM INTEGRIDADE DE  
MATERIAIS DA ENGENHARIA**

**PUBLICAÇÃO: 17A/2014  
BRASÍLIA/DF: OUTUBRO – 2014**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
FACULDADE GAMA / FACULDADE DE TECNOLOGIA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM INTEGRIDADE DE  
MATERIAIS DA ENGENHARIA**

**SÉRGIO MATEUS BRANDAO**

**CONSTRUÇÃO DE UM DINAMÔMETRO INERCIAL PARA  
ANALISAR O DESEMPENHO DE FERROS FUNDIDOS CINZENTOS  
UTILIZADOS EM SISTEMAS DE FRENAGEM DE VEICULOS LEVES**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO SUBMETIDA AO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO  
EM INTEGRIDADE DE MATERIAIS DA ENGENHARIA DA FACULDADE GAMA E FACUL-  
DADE DE TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA, COMO PARTE DOS REQUI-  
SITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM INTEGRIDADE  
DE MATERIAIS DA ENGENHARIA.**

**ORIENTADOR: PROF. DR. EDISON GUSTAVO CUEVA GALÁRRAGA**

Gama – DF  
2014

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
FACULDADE GAMA / FACULDADE DE TECNOLOGIA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM INTEGRIDADE DE  
MATERIAIS DA ENGENHARIA**

**CONSTRUÇÃO DE UM DINAMÔMETRO INERCIAL PARA  
ANALISAR O DESEMPENHO DE FERROS FUNDIDOS CINZENTOS  
UTILIZADOS EM SISTEMAS DE FRENAGEM DE VEICULOS LEVES**

**SÉRGIO MATEUS BRANDAO**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO SUBMETIDA AO PROGRAMA DE  
PÓS-GRADUAÇÃO EM INTEGRIDADE DE MATERIAIS DA ENGENHA-  
RIA DA FACULDADE GAMA E FACULDADE DE TECNOLOGIA DA  
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA, COMO PARTE DOS REQUISITOS NE-  
CESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM INTE-  
GRIDADE DE MATERIAIS DA ENGENHARIA.**

APROVADA POR:

---

Prof. Dr. Edison Gustavo Cueva Galárraga  
(Orientador)

---

Prof. Dr. Emmanuel Pacheco Rocha - FGA/UnB  
(Examinador Interno)

---

Prof. Dr. Philip Von Pritzelwitz – USP  
(Examinador Externo)

## **FICHA CATALOGRÁFICA**

**BRANDÃO, SÉRGIO MATEUS**

Construção de um Dinamômetro Inercial para Analisar o Desempenho de Ferros Fundidos Cinzentos Utilizados em Sistemas de Frenagem de Veículos Leves, [Distrito Federal] 2014.

101p. 210 x 297 mm (FGA/FT/UnB, Mestre, Integridade de Materiais da Engenharia, ANO).

Dissertação de Mestrado - Universidade de Brasília. Faculdade UnB Gama. Programa de Pós-Graduação em Integridade de Materiais da Engenharia.

1. Dinamômetro Inercial

2. Freio a Disco

3. Desgaste

4. Ferro Fundido Cinzento

I. FGA/FT/UnB

II. Mestre

## **REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA**

BRANDÃO, S. M. (2014). Construção de um Dinamômetro Inercial para Analisar o Desempenho de Ferros Fundidos Cinzentos Utilizados em Sistemas de Frenagem de Veículos Leves. [Dissertação de Mestrado em Integridade de Materiais da Engenharia]. Publicação N° 17A/2014, Faculdade UnB Gama/FT/Universidade de Brasília, DF, 101p.

## **CESSÃO DE DIREITOS**

AUTOR: Sérgio Mateus Brandão

TÍTULO: Construção de um Dinamômetro Inercial para Analisar o Desempenho de Ferros Fundidos Cinzentos Utilizados em Sistemas de Frenagem de Veículos Leves

GRAU: Mestre

ANO: 2014

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte desta dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem a autorização por escrito do autor.

---

Sérgio Mateus Brandão

CEP: 75114-225 – Anápolis, GO – Brasil.

prof\_sergiombrandao@hotmail.com

*Dedico este trabalho à minha irmã e meu irmão (in memoriam)  
às melhores pessoas que tive a graça de conviver  
e que sempre me incentivaram com o seu exemplo.*

## AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus, pela vida, saúde e pela capacidade de aprender a cada dia;  
À minha esposa, pelo amor, paciência e compressão por ter que deixá-la em vários momentos durante esta jornada.

Aos meus filhos, pelo amor de cada um, motivos de grande incentivo e força que sempre me fez continuar.

Aos meus pais e toda minha família, os quais amo muito, pelo carinho, paciência e incentivo.

Ao meu orientador Prof. Dr. Edison Gustavo Cueva Galárraga pela paciência, incentivo, confiança e apoio durante todo trabalho.

A empresa de fundição Tupy por ceder os materiais avaliados neste trabalho.

Ao amigo Renato da equipe BAJA da Unb, pela contribuição, ajuda e incentivo durante o trabalho.

Ao amigo Arthur que se prontificou no apoio para recuperação do eixo fraturado do dinamômetro.

Aos meus amigos: Luiz, Luan, Patrícia, Isabel, Rose, Adriana, pelo companheirismo, amizade e motivação.

A todos professores do curso, pela ajuda com entusiasmo e sapiência na transmissão de conhecimento.

À equipe de técnicos do laboratório de fabricação da FGA pela atenção e ajuda.

Aos amigos do SENAI – RM e da UniEvangélica – Anápolis, que me apoiaram em tudo que precisei.

A todos que me apoiaram de alguma maneira, durante os dois anos de estudo.

*Eu não tenho ídolos.  
Tenho admiração por trabalho, dedicação e competência.  
Ayrton Senna*

## RESUMO

A partir da bancada de testes para ensaio de CVT (Continuously Variable Transmission) de Dias (2010), foi construído um dinamômetro inercial para investigar o desempenho de materiais utilizados em sistemas de frenagem de veículos leves. Inicialmente foram realizados ensaios para sua validação em um sistema de freio de um veículo BAJA SAE (Society of Automobile Engineers), nos quais se comprovou a aplicabilidade do dinamômetro. Posteriormente foram realizadas adaptações construtivas de modo que o dinamômetro pudesse realizar simulações que atendam às normas para ensaios de sistemas de frenagem de veículos leves de até 1000 kg. Para confirmar esta possibilidade, o equipamento foi utilizado para avaliar o desempenho de três ferros fundidos cinzentos (um da classe 250 - Fe250, outro ligado com titânio - FeTi e outro de alto teor de carbono - FeAC). Ensaios de frenagem foram realizados seguindo os procedimentos estabelecidos pela norma SAE J2522; onde foi definida uma pressão de frenagem e depois, medidas as forças de atrito, as temperaturas alcançadas durante os ciclos de frenagem, e os desgastes de discos e pastilhas. Os resultados mostraram que independentemente do tipo de material, o desgaste foi praticamente o mesmo, com um leve destaque para o Fe250 comparados com os FeAC e FeTi. As forças de atrito e as temperaturas medidas nos ensaios foram influenciadas pelo teor de grafita nos materiais dos discos. Baixos teores de grafita promoveram maiores forças de atrito (FeAC) e menores teores de grafita com alta dureza da matriz resultaram em menores forças de atrito (FeTi). Consequentemente menores forças de atrito causaram menores temperaturas de frenagem (FeTi). Após a execução do trabalho, concluiu-se que o dinamômetro inercial construído atende satisfatoriamente os requisitos necessários para simular sistemas de frenagem de veículos leves; e sua utilização permitirá a Universidade de Brasília se tornar um centro de referência para a realização de estudos e pesquisas na área de materiais, sistemas de frenagem e de Tribologia, em geral. Áreas muito carentes e pouco desenvolvidas em Brasília e no Centro Oeste brasileiro.

**Palavras-chave:** Dinamômetro Inercial. Freio a Disco. Desgaste. Ferro Fundido Cinzento.

## ABSTRACT

Based on Dias (2010) bench tests for CVT (Continuously Variable Transmission), it was built an inertial dynamometer to investigate material performance used in light vehicle braking systems. Initially tests were carried out to validate a BAJA SAE vehicle (Society of Automobile Engineers) brake system, in which it was proved dynamometer applicability. Subsequently it was performed constructive adjustments so that the dynamometer could perform simulations that meet the standards for brake systems testing in light vehicles up to 1000 kg. To confirm this possibility, the equipment was used to evaluate the performance of three gray cast irons (one from a 250 - Fe250 class, and another connected with titanium - FeTi and a third on high carbon content - FEAC). Braking tests were carried out according to procedures established by SAE J2522; where a brake pressure has been set, and then measures the frictional forces, the temperatures reached during the braking cycles and wear discs and pads. The results showed that regardless of material type, the wear was pretty much the same, with a slight emphasis on the Fe250 compared with the FEAC and FeTi. The frictional forces and temperatures measured in the tests were influenced by the graphite content in the discs material. Low levels of graphite induced greater frictional forces (FEAC) and lower levels of graphite with high matrix hardness resulted in lower frictional forces (FeTi). Consequently minor frictional forces caused minor braking temperatures (FeTi). After the execution of the work, it was concluded that the inertial dynamometer built satisfactorily meets the requirements to simulate light vehicle braking systems; and their use will allow Universidade de Brasilia to become a reference center for studies and research in materials, braking systems and Tribology system in general. Those are very needy and undeveloped areas in Brasilia and in the Brazilian Midwest..

**Keywords:** Inertial Dynamometer. Brake Disc. Wear. Grey Cast Iron.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Representação do dinamômetro Inercial.....	3
Figura 2 – Tipos de freios frequentemente usados: a) disco de freio e b) tambor de freio.....	6
Figura 3 – Representação esquemática da transmissão de forças num sistema de freio.....	7
Figura 4 – Exemplo de tambor de freio.....	8
Figura 5 – Disco de freio automotivo.....	10
Figura 6 – Tipos de disco de freio de automóvel. a) simples e ventilado, b) furado, c) ranhurado e d) misto.....	12
Figura 7 – Transporte de calor em ferro fundido contendo grafita nodular, vermicular e lamelar.....	13
Figura 8 – Modelos de pastilhas de freio.....	16
Figura 9 – Pastilha para freio a disco.....	18
Figura 10 – Processo de produção de pastilhas de freio.....	19
Figura 11 – Microestruturas dos ferros fundidos: Cinzento - grafita na forma de lamelas alongadas. Vermicular - grafita na forma de partículas aleatoriamente orientadas. Nodular - grafita em forma de nódulos.....	23
Figura 12 – Bancada de testes para ensaios de CVT.....	28
Figura 13 – Montagem do sistema de freio.....	30
Figura 14 – (a) Motor elétrico adaptado para acionamento do dinamômetro inercial; (b) adaptação realizada para acionamento de freio aplicado em veículo BAJA.....	32
Figura 15 – Conjunto disco e pastilha de freio utilizado na validação do dinamômetro.....	35
Figura 16 – Tempo de parada em função do número de ciclos de frenagem.....	36
Figura 17 – Força de atrito em função do número de ciclos de frenagem.....	36
Figura 18 – Temperatura em função do número de ciclos de frenagem.....	37
Figura 19 – Perda de massa das pastilhas versus número de ciclos de frenagem.....	37
Figura 20 – Especificações técnicas de pneus para veículos leves.....	39
Figura 21 – Instalação do acionamento automático do sistema de freio.....	42

Figura 22 – Velocímetro utilizado na instalação.....	42
Figura 23 – Ventilador Instalado no sistema.....	43
Figura 24 – Esquema de montagem da célula de carga no sistema de freio.....	44
Figura 25 – Esquema de montagem do sensor de temperatura.....	45
Figura 26 – Visão geral do esquema montado para coleta de dados.....	45
Figura 27 – Detalhe do esquema de acionamento do dinamômetro.....	46
Figura 28 – Ponta de eixo fraturada.....	47
Figura 29 – Instalação de ponta giratória na ponta de eixo.....	47
Figura 30 – Desenho do projeto definitivo do dinamômetro inercial.....	48
Figura 31 – Foto da montagem definitiva do dinamômetro inercial.....	48
Figura 32 – Discos fornecidos pela Tupy.....	50
Figura 33 – Fotomicrografias das ligas estudadas (Zoom de 200X e 500X) .....	53
Figura 34 – Rugosidade Ra em função do tipo de processo de usinagem utilizado. ....	55
Figura 35 – Microscopia óptica e análises EDS da pastilha de freio.....	56
Figura 36 – Desgaste do disco 1 – Fe250.....	57
Figura 37 – Variação dimensional acumulada no disco 1 – Fe250.....	58
Figura 38 – Desgaste pastilha interna - Disco 1.....	58
Figura 39 – Desgaste pastilha externa - Disco 1.....	59
Figura 40 – Desgaste acumulado da pastilha interna - Disco 1.....	59
Figura 41 – Desgaste acumulado da pastilha externa - Disco 1.....	60
Figura 42 – Força de atrito alcançada no Disco 1.....	60
Figura 43 – Temperatura alcançada no disco 1.....	61
Figura 44 – Desgaste do disco 2 – FeTi.....	62
Figura 45 – Variação dimensional acumulada no Disco 2.....	62
Figura 46 – Desgaste da pastilha interna - Disco 2.....	63
Figura 47 – Desgaste pastilha externa - Disco 2.....	63
Figura 48 – Desgaste acumulado da pastilha interna - Disco 2.....	64
Figura 49 – Desgaste acumulado da pastilha externa - Disco 2.....	64
Figura 50 – Força de atrito média na frenagem do Disco 2.....	65
Figura 51 – Temperatura média na frenagem do Disco 2.....	65
Figura 52 – Desgaste do disco 3 – FeAC.....	66
Figura 53 – Variação dimensional acumulada no disco 3 – FeAC.....	67
Figura 54 – Desgaste da pastilha interna - Disco 3.....	67

Figura 55 – Desgaste da pastilha externa - Disco 3.....	68
Figura 56 – Desgaste acumulado da pastilha interna -Disco 3.....	68
Figura 57 – Desgaste acumulado da pastilha externa - Disco 3.....	69
Figura 58 – Força de atrito na frenagem do Disco 3.....	69
Figura 59 – Temperatura de frenagem do Disco 3.....	70
Figura 60 – Desgaste acumulado nos 3 discos.....	71
Figura 61 – Desgaste da pastilha interna comparado nos 3 discos.....	72
Figura 62 – Desgaste da pastilha externa comparado nos 3 discos.....	72
Figura 63 – Comparativo do comportamento da força de atrito nos 3 discos.....	73
Figura 64 – Comparativo do comportamento da temperatura dos 3 discos.....	74

**LISTA DE TABELAS**

Tabela 1 – Condutividade térmica dos ferros fundidos cinzentos.....	14
Tabela 2 – Propriedades dos Ferros Fundidos.....	23
Tabela 3 – Especificações de discos e tambores de freio produzidos na Tupy Fundições.....	25
Tabela 4 – Características microestruturais dos ferros fundidos estudados.....	54
Tabela 5 – Dureza Brinell dos ferros fundidos estudados.....	54
Tabela 6 – Rugosidade superficial “Ra” dos discos antes dos ensaios de frenagem.....	55
Tabela 7 – Rugosidade superficial “Ra” dos discos depois dos ensaios de frenagem.....	70

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABS	Anti-lock Braking System
ASM	American Society of Materials
ASR	Anti Slip-Regulation
ASTM	American Society for Testing and Materials
BAS	Brake Assist System
CE	Carbono Equivalente
CGI	Compacted Graphite Iron
CVT	Continuously Variable Transmission
EBD	Eletronic Brake Force Distribution
ECT	Encontro de Ciência e Tecnologia
EDS	Energy Disperse Spectrometry
EN	Norma Européia
ESP	Eletronic Stability Program
FGA	Faculdade do Gama
MMC	Matriz Metálica de Carbono
SAE	Society of Automobile Engineers
UnB	Universidade de Brasília

**LISTA DE SÍMBOLOS**

°C	Graus Celsius
A	Força de Atrito
Al	Alumínio
C	Carbono
Cr	Cromo
Cu	Cobre
cv	Cavalo Vapor
Ec	Energia Cinética
F <sub>Trans</sub>	Força transmitida do pedal para a unidade de transferência
HB	Dureza Brinell
HP	Horse Power
I	Momento de Inércia
i	Relação de Transmissão
IA	Grafita lamelar do Tipo A
i <sub>A</sub>	Relação Total de Transmissão do Freio
Kg	Quilograma
KJ	Quilojoule
Km/h	Quilômetros por hora
Kr	Energia Cinética de Rotação
KW	Quilowatt
L	Litro
M	Massa
m	Metro
m/s	metros por Segundo
m <sup>3</sup> /min	Metros Cúbicos por Minuto
mm	Milímetro
Mn	Manganês
Mo	Molibdênio
Mpa	Mega Pascal
N	Força Normal
Ni	Níquel
Ø	Diâmetro

ppm	Partes por Milhão
rad/s	Radianos por Segundo
ref.	Raio efetivo
RPM	Rotações por Minuto
SiC	Carboneto de Silício
Ti	Titânio
ton	Toneladas
vol	Volume
$\mu$	Coefficiente de Atrito
$\mu\text{m}$	Micrômetro
$v$	Velocidade Angular
$w$	Velocidade de Rotação
$w_f$	Velocidade Angular Final
$w_o$	Velocidade Angular Inicial

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO.....</b>	<b>1</b>
<b>2 REVISÃO DA LITERATURA.....</b>	<b>3</b>
2.1 DINAMÔMETRO INERCIAL.....	3
2.2 NORMAS APLICADA EM ENSAIOS DE SISTEMAS DE FREIO.....	4
2.3 SISTEMAS DE FREIO.....	5
<b>2.3.1 Tambor de Freio.....</b>	<b>8</b>
<b>2.3.2 Disco de Freio.....</b>	<b>9</b>
2.3.2.1 Tipos de Discos de Freio.....	11
2.3.2.2 Materiais dos Discos de Freio.....	12
2.3.2.3 Materiais Alternativos.....	15
<b>2.3.3 Pastilhas de Freio.....</b>	<b>16</b>
2.3.3.1. Materiais das Pastilhas de Freio.....	16
2.3.3.2 – Processos de Fabricação de Pastilhas de Freio.....	18
2.4 DESGASTE.....	19
<b>2.4.1 Desgaste em Discos de Freio.....</b>	<b>20</b>
2.5 FERROS FUNDIDOS.....	21
<b>2.5.1 Definição e Classificação dos Ferros Fundidos .....</b>	<b>21</b>
<b>2.5.2 Propriedades dos Ferros Fundidos Cinzentos, Nodulares e Vermicula- res.....</b>	<b>22</b>
<b>2.5.3 Efeitos da Adição de Elementos de Liga.....</b>	<b>24</b>
<b>3 OBJETIVOS.....</b>	<b>27</b>
3.1 OBJETIVO GERAL.....	27
3.1 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	27
<b>4 ETAPA 1 – CONSTRUÇÃO DO DINAMÔMETRO INERCIAL E VALIDAÇÃO... 28</b>	<b>28</b>
4.1 CARACTERÍSTICAS INICIAIS.....	28
4.2 ALTERAÇÕES CONSTRUTIVAS REALIZADAS PARA VALIDAÇÃO DO DI- NAMÔMETRO INERCIAL.....	31
<b>4.2.1 Metodologia Utilizada nos Ensaio de Validação.....</b>	<b>33</b>
4.2.1.1 Variáveis de Projeto do Dinamômetro.....	33
4.2.1.2 Método para Obtenção da Massa Equivalente no Dinamômetro.....	33
4.2.1.3 Método de Validação do Dinamômetro Inercial.....	34
4.2.1.4 Metodologia do Ensaio.....	35

<b>4.2.2 Resultados dos Ensaio de Validação.....</b>	<b>36</b>
<b>4. 2.3 Conclusões dos Ensaio de Validação.....</b>	<b>37</b>
<b>5 ETAPA 2 – CONSTRUÇÃO DEFINITIVA DO DINAMOMETRO INERCIAL.....</b>	<b>39</b>
5.1 ADEQUAÇÃO DO MOTOR E DA TRANSMISSÃO DEFINITIVA.....	39
5.2 OBTENÇÃO DA MASSA EQUIVALENTE NO DINAMÔMETRO.....	41
5.3 INSTALAÇÃO DO SISTEMA AUTOMÁTICO DE ACIONAMENTO DO FREIO.....	41
5.4 INSTALAÇÃO DE UM VELOCÍMETRO.....	42
5.5 INSTALAÇÃO DE SISTEMA DE VENTILAÇÃO NO DISCO.....	43
5.6 INSTALAÇÃO DE CÉLULA DE CARGA.....	43
5.7 INSTALAÇÃO DO SENSOR DE TEMPERATURA.....	44
5.8 AQUISIÇÃO DE DADOS.....	45
<b>5.8.1 Procedimento para Realização e Registro do Ensaio.....</b>	<b>46</b>
5.9 PROBLEMAS ENCONTRADOS.....	46
<b>5.9.1 Soluções Adotadas.....</b>	<b>47</b>
5.10 PROJETO DEFINITIVO DO DINAMÔMETRO INERCIAL.....	47
<b>6 ETAPA 3 – ESTUDO DO DESEMPENHO DE FERROS FUNDIDOS CIN- ZENTO COM DIFERENTES LIGAS.....</b>	<b>49</b>
6.1 METODOLOGIA.....	49
<b>6.1.1 Materiais.....</b>	<b>49</b>
<b>6.1.2 Ensaio de Desgaste.....</b>	<b>51</b>
<b>6.1.3 Determinação das Variáveis Avaliadas.....</b>	<b>51</b>
6.2 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	52
<b>6.2.1 Caracterização Metalográfica dos Ferros Fundidos.....</b>	<b>52</b>
<b>6.2.2 Dureza dos Ferros Fundidos.....</b>	<b>54</b>
<b>6.2.3 Rugosidade Superficial.....</b>	<b>55</b>
<b>6.2.4 Caracterização da Pastilha de Freio.....</b>	<b>56</b>
<b>6.2.5 Resultados dos Ensaio no Disco 1 (Liga Fe250).....</b>	<b>57</b>
6.2.5.1 Desgaste Dimensional do Disco 1.....	57
6.2.5.2 Desgaste das Pastilhas no Disco 1.....	58
6.2.5.3 Força de Atrito e Temperatura no Disco 1.....	60
<b>6.2.6 Resultados dos Ensaio no Disco 2 (Liga Feti).....</b>	<b>61</b>
6.2.6.1 Desgaste Dimensional do Disco 2.....	61

6.2.6.2 Desgaste das Pastilhas no Disco 2.....	62
6.2.6.3 Força de Atrito e Temperatura no Disco 2.....	64
<b>6.2.7 Resultados dos Ensaios no Disco 3 (Liga FeAC).....</b>	<b>66</b>
6.2.7.1 Desgaste Dimensional do Disco 3.....	66
6.2.7.2 Desgaste das Pastilhas no Disco 3.....	67
6.2.7.3 Força de Atrito e Temperatura no Disco 3.....	69
<b>6.2.8 Rugosidade Superficial Depois dos Ensaios.....</b>	<b>70</b>
<b>7 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....</b>	<b>71</b>
7.1 COMPARATIVO DO DESGASTE DIMENSIONAL.....	71
7.2 COMPARATIVOS DA FORÇA DE ATRITO.....	73
7.3 COMPARATIVOS DA TEMPERATURA.....	74
<b>8 CONCLUSÕES.....</b>	<b>76</b>
<b>TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>77</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>78</b>
<b>APÊNDICE A – PROJETO DO DINAMOMETRO INERCIAL MONTADO.....</b>	<b>82</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Atualmente o setor automobilístico vem sofrendo pressão dos órgãos responsáveis para produção de veículos cada vez mais seguros. A mais recente é a obrigatoriedade de produção de carros somente com Air Bag e Freios com antitravamento - ABS (Anti-lock Braking System). Independente do sistema de freio aplicado, a eficiência dos materiais envolvidos em um sistema de freio de qualquer tipo veículo é extremamente importante visto que tal sistema é imprescindível para a segurança do veículo.

Tais sistemas, possuem componentes como disco, tambor, pastilhas e lonas de freio, entre outros. É certo que para garantir uma frenagem segura é necessário que os componentes do sistema de frenagem atuem de forma eficiente. O processo de avaliação do desempenho destes materiais é realizado através de um equipamento chamado dinamômetro inercial, onde os pesquisadores e fabricantes submetem tais materiais a ensaios que simulam a situação real do veículo em estrada conforme normas específicas para cada ensaio. Porém, o custo deste tipo de equipamento é relativamente alto, principalmente para a universidade.

Desenvolver a construção de um dinamômetro inercial, assim como validar e testar sua aplicação é o interesse deste trabalho. Para tanto será verificado o desempenho de três ligas diferentes de ferro fundido aplicados em sistemas de freio de veículos leves, utilizando o dinamômetro inercial construído. Estas ligas são designadas da seguinte forma: uma liga de Fe250, que é o tipo mais comum aplicados em tambor e discos de freio; outra denominada como FeTi, que é uma liga enriquecido com Titânio e a última é uma liga com alto teor de carbono denomina FeAC.

Esta dissertação é composta de 8 capítulos. No capítulo 1 é apresentada uma pequena introdução sobre o trabalho que busca colocar as motivações envolvidas na elaboração deste.

No capítulo 2 é exposta a revisão bibliográfica utilizada no desenvolvimento da dissertação, abordando sobre as características, de um dinamômetro inercial, sistema de freio e os seus componentes e materiais envolvidos, especialmente do ferro fundido cinzento, objeto de estudo neste.

No capítulo 3 são expostos os objetivos do presente trabalho. No capítulo 4 são relatados os procedimentos executados na primeira etapa de construção e validação

do dinamômetro inercial, que se complementa com o capítulo 5 onde é apresentada a segunda etapa do trabalho que foi o projeto definitivo do dinamômetro.

No capítulo 6 é apresentada a terceira etapa, abordando o detalhamento do estudo do desempenho de diferentes ligas de ferro fundido cinzento utilizando o dinamômetro inercial construído, contemplando todos os materiais e métodos utilizados para atingir os objetivos específicos propostos, seus resultados e discussões acerca de cada ensaio realizado.

No capítulo 7 estão as considerações finais sobre o estudo do desempenho dos ferros fundidos estudados, acerca do desenvolvimento da construção, validação e aplicação do dinamômetro inercial construído alinhadas com os objetivos que foram propostos anteriormente. Posteriormente são apresentadas as conclusões finais no capítulo 8 e na sequência as sugestões para trabalhos futuros.

Vale ressaltar que o projeto foi desenvolvido sem qualquer tipo de patrocínio ou apoio financeiro. A maior motivação foi a possibilidade de se reproduzir em laboratório fenômenos observados na vida real, visando futuramente o desenvolvimento de novas tecnologias.

## 2 REVISÃO DA LITERATURA

### 2.1 DINAMÔMETRO INERCIAL

Os dinamômetros inerciais simulam as condições de um veículo através do uso de rodas de inércia conectadas a um eixo. Na ponta do eixo gira o disco de freio, como se fosse no veículo, e acoplado a ele, porém fixo, está o cavalete de freio. O cavalete de freio está acoplado a uma célula de carga que mede o torque gerado na frenagem, que permite juntamente com outros parâmetros como pressão de frenagem e inércias utilizadas, determinar o coeficiente de atrito para cada frenagem, ou para cada instante da frenagem. A determinação dos parâmetros de frenagem como velocidade de início e fim de frenagem; temperatura, pressão e desaceleração entre outros, constituem o que é definido como procedimento de ensaio (1).

Os dinamômetros inerciais são, dentre os equipamentos para testes de materiais de freio, os que apresentam a melhor correlação com os resultados obtidos em veículo, porém, possuem um elevado custo, sendo isso sua principal desvantagem (2).

O funcionamento do dinamômetro inercial se resume, basicamente, em acelerar os discos de inércia através do motor até a velocidade desejada e, após o motor ser desligado, o freio é acionado para atuar na desaceleração dos discos de inércia. (3). A Figura 1, apresenta uma representação esquemática de um dinamômetro inercial.

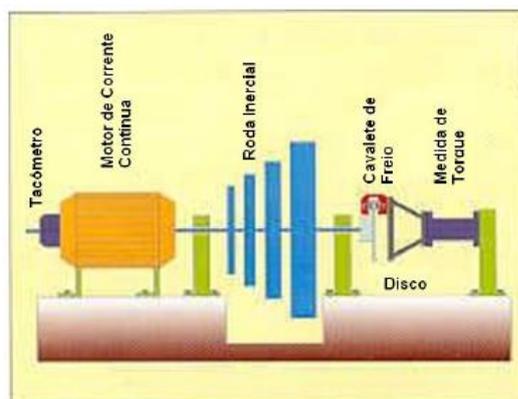


Figura 1 – Representação da construção de um dinamômetro Inercial (1).

O objetivo principal deste trabalho foi construir um dinamômetro para atender a necessidade de se ensaiar os diversos materiais aplicados em sistema de freios para veículos leves na própria universidade.

## 2. 2 NORMAS APLICADAS EM ENSAIOS DE SISTEMAS DE FREIO

A maioria das normas de certificação, nacionais ou internacionais, possui o mesmo conjunto de exigências para garantir uma frenagem segura. Mercados ou regiões específicas usam abordagens diferentes com diferentes conjuntos de protocolos de teste (4).

Essas normas de certificação exigem uma série de testes em máquinas de ensaio e em veículos. Nestes ensaios o desempenho dos materiais de fricção é avaliado principalmente pelo desgaste, coeficiente de atrito e ruído (4).

Cada máquina de ensaio (dinamômetro inercial, *chase*, *fast e krauss*, por exemplo) possui ao menos uma norma padrão que determina os seus parâmetros de operação durante o ensaio. Como os dinamômetros inerciais para ensaio de materiais de fricção são as máquinas de principal interesse neste trabalho, a seguir são apresentadas as etapas comumente encontradas nas principais normas desses equipamentos (5):

- Caracterização a verde (*Green*): é a primeira etapa dos ensaios e é realizada para avaliar o desempenho do material de fricção novo ou “verde”, daí o nome dessa etapa. Esta etapa avalia o desempenho do sistema de freio logo que o veículo saiu da fábrica.

- Assentamento: essa etapa é realizada após a caracterização à verde e consiste de repetidas frenagens realizadas sob as mesmas condições de operação (pressão de acionamento, velocidade do veículo e temperaturas iniciais ou de gatilho) para assentar o material de fricção ao rotor, ou seja, aumentar a área de contato entre o par de fricção.

Etapas de pressão: são realizadas frenagens com diversas pressões de acionamento (em torno de oito pressões distintas) para avaliar o efeito da pressão sobre o desempenho do material de fricção.

- Etapas de velocidade: são realizadas frenagens com diferentes velocidades iniciais (de quatro a cinco velocidades diferentes) de modo a analisar o efeito dessa variável sobre o desempenho do material de fricção;

As normas de ensaio de dinamômetro normalmente possuem de 250 a 1500 frenagens em ensaios que duram de 12 a 72 horas, cujo principal objetivo é avaliar a influência da pressão, temperatura e velocidade no desempenho do material de fricção (5).

A norma consultada para realização deste trabalho foi a norma da SAE J2522 na qual estão as recomendações da SAE quanto ao procedimento de ensaios em dinamômetro inercial, sendo que este teste avalia o comportamento e eficácia de um material de atrito em relação à pressão, temperatura e velocidade para os veículos a motor, com acionamento de freio hidráulico.

O principal objetivo do SAE J2522 é comparar o atrito de materiais sob as condições mais iguais possíveis. Este documento deve ser usado em conjunto com outras normas aplicáveis ou procedimentos de teste (SAE, códigos federais ou outros programas de testes específicos) para avaliar completamente a adequação de um material de fricção para uma determinada aplicação ou plataforma do veículo (6).

Nesta norma estão as orientações para realização de um no mínimo 30 ciclos de frenagem partindo de 80Km/h de velocidade de início e cessando a frenagem quando a velocidade atingir 30Km/h.

## 2.3 SISTEMAS DE FREIO

Um sistema de freio pode ser definido como um dispositivo que transforma energia cinética de uma massa em movimento rotacional ou translacional em calor. Trata-se, portanto, de um dissipador de energia cuja finalidade é reduzir a velocidade ou parar um corpo em movimento (5).

Os freios dos veículos de passageiros têm evoluído muito nos últimos 100 anos de indústria automobilística. Desde grosseiros dispositivos mecânicos colocados nos eixos, evoluíram para cabos atuando sobre rodas de freio através de tambores de freio (primeiro nas rodas traseiras e posteriormente nas quatro rodas), e o que se

seguiu foi a introdução da atuação hidráulica, alguns com sistemas servo assistidos e ultimamente pinças e discos de freio controlados eletronicamente (7).

Os componentes de um sistema de freio automotivo são destacados por (8), (5):

- Rotor – como o próprio nome indica é o componente que gira fixado à roda. É o componente do par de fricção que recebe a maior parte da energia térmica do processo de frenagem e, por isso, precisa ser projetado para dissipá-la;
- Material de fricção – é o componente estacionário do par de fricção que é pressionado contra o rotor durante o processo de frenagem. As forças de atrito entre o material de fricção e o rotor transformam a e energia cinética em calor;
- Sistema hidráulico ou pneumático – transmite e amplifica a força aplicada do pedal do freio para o sistema de atuação que pressiona o material de fricção contra o rotor.

O sistema de freio moderno é totalmente hidráulico e opera segundo a Lei de Pascal, que estabelece que a pressão aplicada a um líquido num sistema fechado é transmitida total e uniformemente em todas as direções.

Apesar do avanço tecnológico dos sistemas de frenagem, dois tipos diferentes de sistemas continuam sendo comumente usados em carros de passeio e em caminhões, os quais baseiam-se no uso de tambores e discos de freio. Na Figura 2 são mostrados esquematicamente estes dois sistemas de freio.

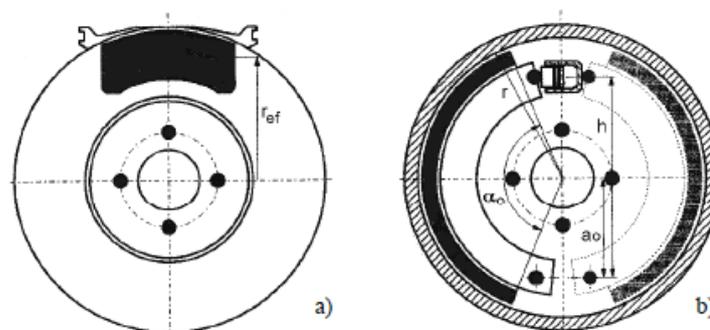


Figura 2 - Tipos de freios frequentemente usados: a) disco de freio e b) tambor de freio (9), (7).

A pesar de serem projetos com geometrias muito diferentes, ambos os tipos de freios usam o mesmo princípio para criar a força de frenagem: pastilhas ou lonas de freio são pressionadas contra o contra corpo que está rodando (disco a b) ou tambor). Devido que a força de atrito atua contra o movimento do contra corpo a velocidade do veículo vai diminuindo. A força de atrito resultante é proporcional à força normal e ao coeficiente de atrito  $\mu$ .

O freio típico usado nos carros consiste basicamente de um pedal, onde o motorista aplica uma certa carga e de uma unidade de transferência, que serve para amplificar e transferir a carga aplicada no pedal para o disco, como é mostrado na Figura 3 (9), (7).

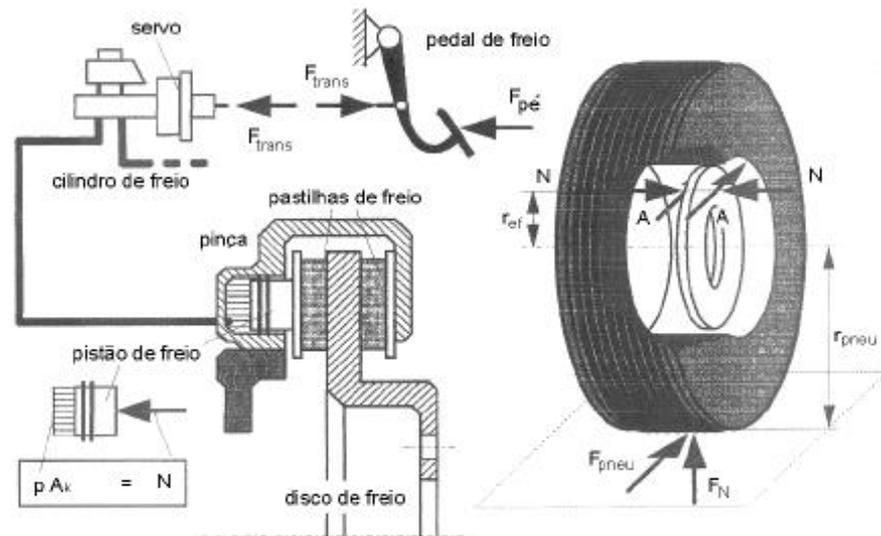


Figura 3 - Representação esquemática da transmissão de forças num sistema de freio (9), (7).

Para discos e tambores de freio, a força normal  $N$  é aplicada através de unidades de transferência mecânicos, pneumáticos ou hidráulicos. A unidade de servo aumenta a força  $F_{Trans}$  aplicada pelo motorista. Portanto:

$$N = i_A \cdot F_{Trans}$$

$i_A$ : relação total de transmissão do freio

$F_{Trans}$ : força transmitida do pedal para a unidade de transferência

A força de atrito  $A = \mu N$  atua sobre a superfície de atrito e a distância entre a força de atrito e o centro de revolução é o raio efetivo  $r_{ef}$ . A origem da força de atrito

nos discos de freio está aproximadamente no meio da superfície de atrito, dependendo da forma da área de atrito. No caso dos tambores de freio, o raio efetivo é o próprio raio interno do tambor (9), (7).

### 2.3.1 Tambor de Freio

Estes freios utilizam sapatas com lonas de freio que são empurradas contra o tambor de freio em uma direção radial, como pode ser observado no exemplo da Figura 4. Estes foram os primeiros sistemas utilizados para veículos, permanecendo atualmente para veículos comerciais pesados e freio traseiros da linha leve. Em função de sua baixa eficiência estão sendo paulatinamente substituídos por freios a disco (10).

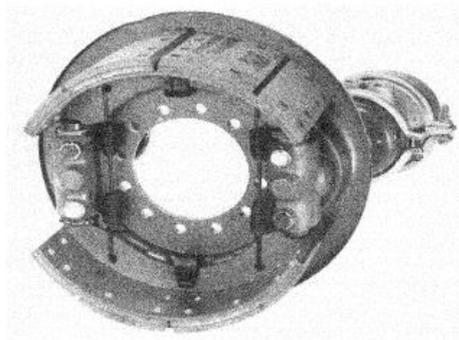


Figura 4 – Exemplo de tambor de freio (10).

Os problemas associados com este tipo de sistema de frenagem estavam relacionados ao próprio tambor, onde distorções e travamentos, especialmente em altas temperaturas (“*fading*”) eram comumente relatados (7).

A vantagem mais importante do tambor de freio quando comparado com o disco de freio é que a força necessária para operar um sistema de tambor é muito menor que aquela necessária para operar um sistema de disco. Entretanto, também apresenta algumas desvantagens, como por exemplo (7):

- Aumento do deslocamento do pedal e da força que necessita ser aplicada quando o tambor se expande devido ao aumento da temperatura. O aumento do deslocamento é devido a dilatação do tambor, aumentando desta maneira a folga entre as lonas e o próprio tambor. Já o aumento da força que deve ser aplicada é devido à diminuição do nível de atrito e o mau contato entre as lonas e o tambor.

- As superfícies de atrito não são abertas à atmosfera e ao ar de refrigeração, portanto, toda a dissipação de calor ocorre através da superfície externa do tambor.
- Como o próprio sistema é fechado, há mais facilidade de acúmulo de detritos de desgaste e poeiras da rua, provocando maior taxa de desgaste abrasivo.
- O freio é facilmente afetado pela água em um ambiente fechado.
- É necessário fazer ajustes periodicamente para manter a folga que deve existir entre as lonas e o tambor para não influenciar na expansão e na contração dele (7).

### 2.3.2 Disco de Freio

Todas essas desvantagens apresentadas pelos tambores de freio são superadas ou reduzidas com a utilização de discos de freio, apesar de seu maior custo (7). O sistema de freio a disco oferece melhores desempenhos de frenagem, ou seja, menores distâncias de parada, e desenvolve maior torque apesar de ser um dispositivo mais compacto e mais leve (11), (7). Além disso, possui maior resistência à perda de eficiência ocasionada por aumentos de temperatura “*fading*”, pois a dissipação de calor é muito maior devido à exposição do disco ao ar. Os detritos e a água são centrifugados e expulsos das superfícies dos discos devido à sua velocidade de rotação (11), (7).

O sistema de freio a disco é auto-ajustável devido a sua construção e à ausência de molas de retorno. Além disso, o disco de freio é fácil de montar e a troca das pastilhas se faz em poucos minutos. Entretanto, este sistema também apresenta algumas desvantagens, como por exemplo (7):

- Requerem maiores forças de operação.
- Sofrem deflexões da pinça durante a aplicação da carga de frenagem.
- Trabalham em temperaturas mais elevadas.
- Pode causar a vaporização do fluido de freio.
- Provoca altas taxas de desgaste das pastilhas.

Durante a frenagem, cada pastilha de freio é pressionada contra um lado do disco por um pistão que atua dentro de um cilindro hidráulico. O cilindro tem aproximadamente 50 mm de diâmetro. A pressão hidráulica, varia de 2 – 4 MPa dependendo da utilização (12), (7).

Um sistema de freio a disco é mostrado na Figura 5. As dimensões típicas para automóveis do tipo veículo leve são: diâmetro do disco de 235 a 290 mm e espessura

de 10 a 16mm (13). Ambos os lados do disco são usados para proporcionar uma maior superfície de atrito e de resfriamento. A espessura permite ao disco não só distribuir o calor mais uniformemente, mas também atuar como um efetivo dissipador de energia. Essa combinação significa que um disco de freio deve ser projetado para ter alta resistência ao torque e boas características de dissipação de calor, sendo, portanto capaz de absorver grandes quantidades de energia cinética, requisito necessário para parar um automóvel em alta velocidade.



Figura 5 - Disco de freio automotivo (13).

Nos últimos 50 anos, uma das mais importantes melhoras relativas a segurança nos automóveis é decorrente da mudança de tecnologia dos sistemas de frenagem, através da introdução do sistema de freio a disco em substituição do sistema de freio a tambor. Mudança que permitiu aproveitar todas as vantagens oferecidas por este novo sistema, e que atualmente tem ficado mais seguro ainda, com a introdução das tecnologias como o ABS (antitravamento - que evita o bloqueio das rodas, dando ao motorista um melhor controle do veículo), ARS (controle de tração - que impede as rodas motrizes de perder a tração, reduzindo o torque enviado às rodas e mesmo freando-as), BAS (assistência adicional de frenagem - que corrige a aplicação insuficiente de pressão no pedal do freio pelo motorista, em freadas de emergência, ou compensa o alívio dessa pressão quando o pedal pulsa, por causa da atuação do antitravamento ABS), EBD (distribuição eletrônica da força de frenagem - que distribui a força da frenagem entre os eixos dianteiro e traseiro em função da distribuição do peso do carro, melhorando o desempenho dos freios, principalmente em situações críticas) e ESP (programa eletrônico de estabilidade – que ao ser detectada a iminência de instabilidade, o programa reage acionando, seletivamente, os freios de rodas

dianteiras ou traseiras, direitas ou esquerdas, de acordo com a situação. Se necessário, reduz o torque enviado às rodas de tração estabilizando o carro mesmo em situações extremas) (7).

### 2.3.2.1 Tipos de Discos de Freio

Devido ao fato de que, atualmente, é muito importante a capacidade de dissipar o calor gerado durante a frenagem e aumentar a velocidade de resfriamento dos discos de freio, existem no mercado automobilístico, vários tipos de discos, como mostrados na Figura 6, cujas características geométricas visam melhorar a ventilação e a dissipação de calor (7):

**Discos Ventilados:** Nos discos ventilados existe um espaço entre as duas superfícies de atrito que permite a entrada de ar. Aletas ou furos de ventilação distribuídos sobre a superfície do disco permitem o controle da temperatura através do aumento da área de contato com o ar otimizando a refrigeração e tornando este sistema mais eficiente.

**Discos Perfurados:** Este tipo de discos permite uma melhor circulação do ar, e com isto, uma maior capacidade de resfriamento dos discos. Os gases e os fragmentos de desgaste formados durante o atrito entre as pastilhas e os discos de freio são expulsos do sistema mais rapidamente, mantendo as superfícies de contato mais limpas e, por conseguinte, melhorando a eficiência da frenagem; essa limpeza é muito importante em se tratando de carros de corrida. Estes discos são ligeiramente mais leves que os discos convencionais e sob condições de chuva, tem um comportamento muito melhor, pois permitem escoar a água mais rapidamente. Por outro lado, a presença dos furos diminui a área de contato dos discos provocando uma diminuição da força de atrito e de absorção de energia.

**Discos Ranhurados:** Este tipo de discos tem ranhuras na superfície que ajudam a manter as superfícies mais limpas, permitindo que, os gases que se criam durante a frenagem sejam dissipados mais rapidamente. A área do disco não fica muito reduzida devido a esses "rasgos", portanto, não são observadas diminuições da força de atrito e da absorção de calor.

**Discos Mistos:** Existem, também, discos perfurados e com ranhuras, que apresentam vantagens e desvantagens de ambos os tipos de discos. A Figura 5 apresenta os vários tipos de discos tratados aqui.

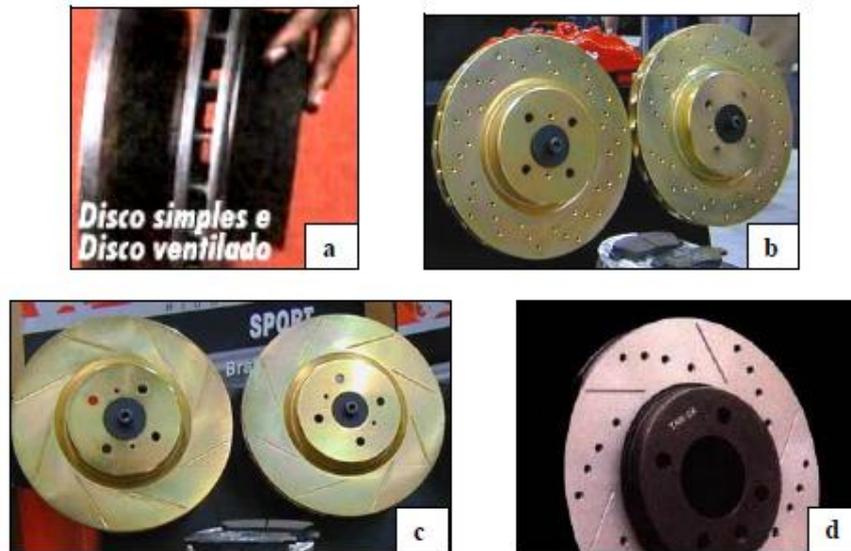


Figura 6 - Tipos de disco de freio de automóvel. a) simples e ventilado, b) furado, c) ranhurado e d) misto (7).

#### 2.3.2.2 - Materiais dos Discos de Freio

As duas funções básicas dos discos de freio são as transmissões de uma considerável força mecânica e a dissipação de calor produzido durante o processo de frenagem, o que implica em funcionamento a temperatura entre 200° C e 600°C (10).

O material dos discos de freio deve satisfazer os seguintes requisitos (14), (7):

- Deve operar com um coeficiente de atrito alto e uniforme durante o período da frenagem.
- As oscilações induzidas pelo atrito e que produzem ruído e trepidação devem ser minimizadas.
- Os materiais devem ser resistentes ao desgaste para assegurar vida longa.
- Os materiais devem ter suficiente difusividade térmica para prevenir que a interface disco – pastilha alcance temperaturas críticas, onde pode ocorrer fading, provocando perda de desempenho.
- Os materiais devem ser capazes de resistir às solicitações mecânicas e térmicas impostas durante a frenagem.

O ferro fundido cinzento perlítico com grafita lamelar é o material mais tradicional, bem como o mais utilizado atualmente para fabricação de discos e tambores de freio para veículos. A principal vantagem deste material é a boa condutividade térmica,

assegurada pela estrutura contínua da grafita, dissipando calor com eficiência comparado com outros tipos de grafita (15).

Vários materiais têm sido testados na aplicação de discos de freio como, por exemplo: aço, ferro fundido cinzento, ferro fundido nodular, ferro fundido vermicular e materiais compósitos de alumínio e de carbono. Entretanto, até hoje, o ferro fundido cinzento, contendo grafita do tipo A e baixos teores de ferrita e carbonetos, tem sido o material mais apropriado e de melhor conjunto de propriedades mecânicas e térmicas, utilizado na fabricação de discos de freio (7).

A eficiência em dissipar calor do ferro fundido cinzento diminui o gradiente térmico da peça melhorando o desempenho em âmbito de fadiga térmica e é explicada pela morfologia da grafita lamelar, onde a condutividade térmica é maior do que a matriz ferrítica ou perlítica, e também maior do que a grafita nodular ou vermicular, pois a condutividade paralela ao seu plano basal é aproximadamente 4 vezes maior em relação ao seu plano prismático, conforme Figura 7 (15).

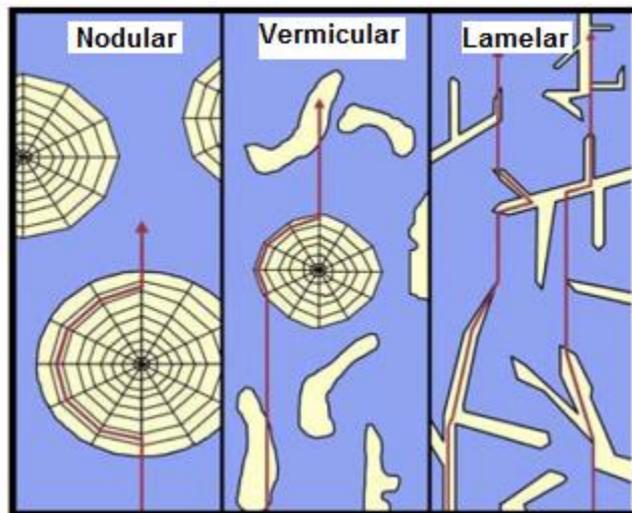


Figura 7 - Transporte de calor em ferro fundido contendo grafita nodular, vermicular e lamelar (15).

Para melhorar o desempenho dos sistemas de frenagem foi considerado que, o calor gerado durante a frenagem deveria ser removido o mais rápido e de forma mais eficiente possível. Isto fez com que os esforços se concentrassem em aumentar a condutividade térmica dos materiais, levando assim ao aparecimento de vários tipos de ferros fundidos cinzentos com condutividades térmicas mais elevadas, como os mostrados na Tabela 1 (16), (7).

Tabela 1 – Condutividade térmica dos ferros fundidos cinzentos (16), (7).

	Classe				
	150	200	250	300	350
<b>Matriz</b>	Ferrítico Perlítica		Perlítica		
<b>Limite de Resistência – [MPa]</b>	150-250	200-300	250-350	300-400	350-450
<b>Condutividade térmica – [W/m.K]</b>					
a 100°C	52,5	50,0	48,5	47,5	45,5
a 200°C	51,0	49,0	47,5	46,0	44,5
a 300°C	50,0	48,0	46,5	45,0	43,5
a 400°C	49,0	47,0	45,0	44,0	42,0
a 500°C	48,5	46,0	44,5	43,0	41,5

As classes de ferro fundido cinzento e as propriedades apresentadas nesta tabela dependem, principalmente, dos teores de carbono. Notando-se que, quanto maior a quantidade de carbono, maior será a condutividade térmica e menor sua resistência à tração, e vice-versa. Isto ocorre devido ao aumento da área de dissipação, correspondente ao aumento do teor de grafita lamelar que favorece a condutividade térmica e prejudica a resistência a tração devido as extremidades das lamelas da grafita serem afiadas e pontiagudas, e servirem como pontos de concentração de tensões (15), (17). Os ferros fundidos cinzentos da classe 150 têm teores de carbono de aproximadamente de 3,6 a 3,8 %C e para os da classe 350, aproximadamente de 2,7 a 2,95 %C (7).

Na indústria automobilística, atualmente são usados basicamente três tipos de ferros fundidos cinzentos na produção de discos de freio (16), (7).

**Ferros fundidos de baixo/médio carbono e alta resistência mecânica:** Os ferros fundidos de baixo carbono possuem boa resistência ao trincamento, e podem conter ou não elementos de liga. Os discos sem elementos de liga normalmente são usados para equipar a maioria dos carros de passeio. Já os discos de médio carbono são quase sempre pequenos em tamanho e são usados onde limitações de espaço são importantes, por razões de condutividade térmica.

**Ferros fundidos de alto carbono e baixa resistência mecânica:** Que possuem maior condutividade térmica e como consequência, podem prevenir o aparecimento de trincas térmicas. São usados normalmente em sistemas de freio de carros

de corrida, onde as solicitações térmicas dos materiais são mais severas, devido às altas velocidades e torques desenvolvidos por este tipo de veículos.

**Ferros fundidos ligados:** Elementos de liga tais como Mo, Cr, Ni e Cu adicionados ao ferro fundido melhoram a sua resistência à tração e a resistência a problemas de trincamento devido a variações térmicas (16), (7).

### 2.3.2.3 - Materiais Alternativos

Visando reduzir o peso dos veículos e melhorar a eficiência de frenagem, nos últimos anos, outros materiais têm sido introduzidos, apesar de ainda terem pouca importância comercial, como por exemplo: alumínio reforçado com SiC, compósitos carbono-SiC e carbono sinterizado (7):

Compósito de alumínio - matriz metálica (Al-MMC): Considerando a força de atrito, foi observado que o desempenho dos compósitos Al-MMC é muito semelhante àquele apresentado pelos ferros fundidos cinzentos, entretanto, a condutividade térmica pode ser duas ou três vezes maior. Os discos de Al-MMC podem ser até 60% mais leves que discos equivalentes de ferro fundido e têm difusividade térmica quatro vezes maior. O uso deste tipo de discos de freio é limitado devido à diminuição de desempenho quando em operação em temperaturas acima de 250 °C.

No entanto, a relatos que, atualmente, existem inúmeras formulações novas de compósitos Al-MMC que oferecem um significativo incremento na temperatura máxima de operação, tornando viável sua utilização em veículos de transporte terrestre.

Neste sentido a afirmações dos autores que a Lotus já fez o lançamento de um de seus carros, o modelo Elise, equipado com discos de freio dianteiros e traseiros de Al-MMC reforçado com 30% em volume de partículas de SiC. Estes discos trabalham a temperaturas bem abaixo de sua temperatura de diminuição de desempenho, diminuindo ainda em 40% o peso do conjunto, comparado com os discos de ferro fundido convencionais.

Compósito carbono – carbono: Discos de freio de compósito carbono-carbono têm sido amplamente usados em carros de corrida de alto desempenho, principalmente na Formula Um. Esses discos são extremamente caros, mas em compensação são muito leves e podem operar eficientemente em temperaturas próximas de 1000°C. O uso deste material em veículos de passeio comuns é pouco provável devido a seu alto custo e a seu pobre desempenho em baixas temperaturas.

### 2.3.3 Pastilhas de Freio

Pastilhas de freio são essencialmente elementos designados a provocar atrito contra a superfície do disco de freio para converter energia cinética do veículo em energia térmica (1). A pastilha é formada por duas partes sendo a mais espessa o material de atrito, que normalmente é conformado a quente sobre uma base metálica chamada plaqueta. A espessura desta plaqueta é determinada para suportar a força máxima do pistão sem apresentar deformação. A Figura 8 apresenta modelos de pastilhas de freio (10).

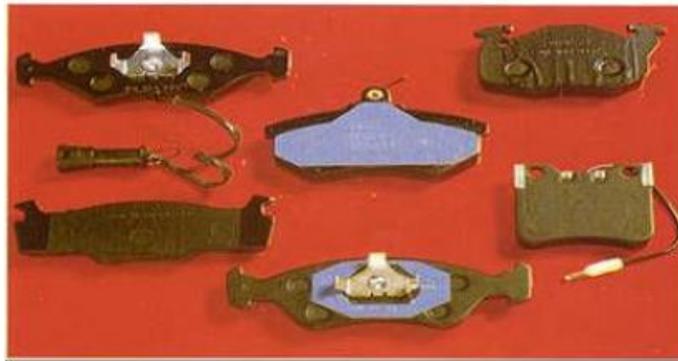


Figura 8 – Modelos de pastilhas de freio (1).

As características construtivas e propriedades físico-químicas das pastilhas são determinantes no comportamento do atrito durante a atuação destas peças, onde as taxas de desgaste dependem do sistema tribológico (15).

#### 2.3.3.1 Materiais das Pastilhas de Freio

As pastilhas de freio são produzidas sob sigilo industrial, quanto a ponto de vista estequiométrico dos componentes, bem como seu processo de manufatura, mas basicamente, podem ser divididas (15):

- Materiais estruturais, que fornecem a resistência mecânica, geralmente são utilizados fibras metálicas, carbono, vidro, etc.
- Aditivos, para lubrificação e estabilização dos materiais de atrito (grafita ou sulfetos metálicos) ou para aumentar promover a limpeza das superfícies dos discos por abrasividade (alumina e sílica).
- Carga, para reduzir o custo de fabricação (óxido a base de silício e sulfeto de bário).

- Aglomerantes, para união e preenchimento dos materiais da pastilha, formando um composto termicamente estável (resinas fenólicas), onde eventualmente são adicionados anti-ruídos (elastômeros).

Os materiais utilizados em pastilhas e lonas são classificados normalmente em 3 subclasses: Materiais de atrito orgânicos: amianto, ou orgânicos; Sem amianto com fibras; Semimetálicos (15):

Materiais com amianto praticamente não existem mais e podem ser citados como típicos do passado. Os semimetálicos são classificados separadamente de outros não orgânicos, pois apresentam uma composição restrita, com propriedades de desgaste e atrito singulares. São compostos de 65% em peso de ferro, 10 a 20% de lã de aço, 15% de grafita e 10% de aglomerante resistente ao calor.

A classe sem amianto utiliza uma mistura de diferentes fibras e agentes de reforço, onde os números de combinações possíveis são inúmeros. Os materiais usualmente empregados são: fibra de vidro, metais (ferro, latão cobre), cerâmica, kevlar (kevlar é o nome comercial para aramida) e celulose, rocha e diversos minerais. As resinas aglomerantes são geralmente polímeros termofixos (uma vez curados não perdem a forma e somente se decompõem a temperaturas acima da faixa de uso por degradação) e também eventualmente resinas fenólicas.

Materiais de atrito metálicos: A composição básica pode ser cobre ou ferro, geralmente sinterizados e aditivados com compostos orgânicos para melhorar seu desempenho. São mais empregados em veículos de competição.

Materiais de atrito a base de carbono: Elaborado a base de fibras de carbono (fibra de carbono é diferente de grafite, o qual é usado em formulações normais como lubrificante) unido com carbono amorfo, preparados com resinas orgânicas resultando em produto com baixa porosidade, utilizado em aeronaves ou veículos militares e em veículos de competição e esportivos de alto desempenho. O material é bastante resistente ao atrito e leve, porém de alto custo (15).

Outra classificação, considerada mais atual desta classe de produtos, foi sugerida e assim se divide (18):

Não metálico = menos de 10% de metal

Intermetálico = 10% a 40% de metal

Semimetálico 40% ou mais de metal

### 2.3.3.2 – Processos de Fabricação de Pastilhas de Freio

Tão importante quanto a fórmula do material de atrito, é o processo em que ele é fabricado. Materiais de atrito, como as pastilhas e sapatas de freio, usadas como freios em diversos veículos, vêm sendo produzidos pela adesão de duas partes, material de atrito e uma chapa metálica, a qual serve como apoio e fixação do material atrito junto ao sistema de freio, conforme mostrado na Figura 9 (18), (19).

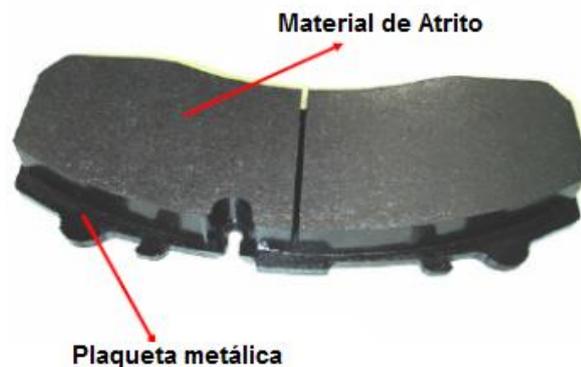


Figura 9 – Pastilha para freio a disco (19).

As pastilhas de freio, assim como outros materiais de fricção, são fabricadas normalmente em quatro etapas fundamentais, conforme é mostrado na Figura 10.

Na primeira os componentes isolados, a maior parte na forma de matérias-primas micronizadas (pós), são misturados uns aos outros através de uma gama diversa de misturadores, que tem a função de homogeneizar a mistura. Na segunda etapa, a mistura é despejada numa matriz de compactação montada numa prensa hidráulica, sendo o reforço metálico que equipa a pastilha posicionado na porção inferior da matriz para que a moldagem do material de fricção ocorra sobre ele. A matriz é aquecida através de resistências elétricas ou vapor superaquecido, até a temperatura que proporcione a fusão e fluência da resina fenólica de modo que esta envolva os demais componentes da formulação e estabeleça sua união. Ciclos de compressão são alternados com etapas de ventilação, nas quais o punção da matriz é recolhido promovendo assim o escoamento dos gases provenientes da cura da resina fenólica evitando, portanto, a formação de bolhas e trincas no material de fricção. Após a moldagem, a terceira etapa é a conclusão do processo de cura da resina fenólica realizada em estufas que mantêm as pastilhas de freio durante várias horas na temperatura

necessária para proporcionar a reticulação completa deste termofixo. Por fim, a pastilha de freio deve ser submetida às operações de acabamento, tais como retifica da superfície de atrito, pintura do reforço metálico, montagem de molas e sensores de desgaste e colagem de antirruídos (20).

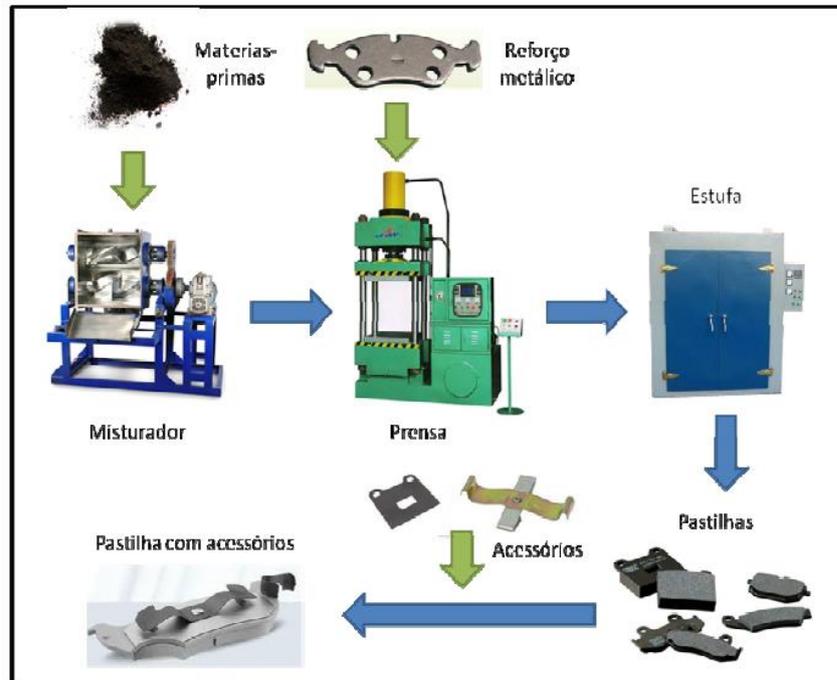


Figura 10 – Processo de produção de pastilhas de freio (20).

## 2.4 DESGASTE

O desgaste é definido como a perda progressiva de massa de uma superfície de um material sólido, em função do movimento relativo entre duas superfícies (21).

Existem pelo menos três maneiras de se classificar o desgaste (21), (22):

Pelo vestígio de danos na superfície: fissuras, trincas, sulcamento, lascamento, riscamentos, polimentos, cavacos;

Pelos mecanismos físico-químicos que provocaram a perda do material: adesão, abrasão, fadiga de superfície e oxidação;

Pelas condições nos quais o desgaste ocorreu: desgaste por deslizamento, desgaste lubrificado ou não lubrificado, em alta temperatura ou baixas temperaturas, dentre outros fatores.

O termo desgaste normalmente é utilizado como dano ao material (superfície sólida), geralmente envolvendo perda de material, devido ao movimento relativo entre a superfície e as substâncias em contato. Apesar destas definições estarem bem consolidadas no meio científico o grande desafio para resolver este tipo de problema seja antecipar o tipo de desgaste a que o componente será submetido (15).

#### **2.4.1 Desgaste em Discos de Freio**

No desgaste dos ferros fundidos utilizados em discos de freio intervêm diferentes mecanismos: abrasivos, adesivos e oxidativos (triboquímicos) (7).

Quando duas superfícies entram em contato num ambiente oxidante, se produzem reações nas superfícies que geram filmes de óxido, que são removidos e recriados permanentemente, promovendo o desgaste oxidativo. Inicialmente, o desgaste é produzido por mecanismos de adesão, mas com o tempo, os óxidos removidos se transformam em detritos que podem causar desgaste abrasivo (23), (7).

Em ferros fundidos com alta resistência à tração e alta dureza, o filme de óxido que se forma terá tempo suficiente para crescer até alcançar uma espessura crítica. Depois, devido às tensões normais e tangenciais, se destacará da superfície metálica de contato, quebrando-se em forma de lascas ou de fragmentos de desgaste que podem atuar como partículas abrasivas. Neste caso, a oxidação elevará a taxa de desgaste sob condições atmosféricas normais (23), (7).

Por outro lado, se o ferro fundido tem baixa resistência à tração e baixa dureza, o desgaste ocorre por mecanismos de adesão e microcorte, em vários graus. Neste caso, a adesão é a principal causa do desgaste. Os filmes de óxido seriam benéficos nesta situação, reduzindo a tendência à adesão (7).

O desgaste abrasivo observado nas superfícies de discos de freio pode ser provocado também, por elementos contidos no material das pastilhas de freio, contaminantes externos ou pela ação de partículas abrasivas formadas entre as superfícies em atrito devido à vitrificação de argilas nas superfícies quentes (7).

A ação abrasiva dessas partículas, em alguns casos, pode ser desejável para remover óxidos ou ferrugem que se formam nas superfícies de frenagem depois de longos períodos de desuso e para controlar camadas de detritos transferidos das pastilhas para os discos. Estas partículas, entretanto, só conseguirão desgastar o ferro

fundido se forem grandes o suficiente e se tiverem maior dureza que o ferro fundido (7).

O desgaste dos ferros fundidos cinzentos, usados em discos de freio, não é afetado significativamente pela morfologia da grafita, pois verificou que ferros fundidos contendo longas lamelas de grafita ou finas partículas de grafita super resfriada, ou uma mistura delas, geram taxas de desgaste muito semelhantes (24).

Nos trabalhos dos autores (24), (25) e (7), é demonstrado que variações muito pequenas no conteúdo de Ti provocam severas mudanças no atrito e no desgaste dos ferros fundidos e das pastilhas de freio. As diferenças observadas dos valores de atrito e de desgaste são muito grandes em ferros fundidos contendo 0,015% e 0,025% de Ti. Por isto considerasse como valor de referência um teor de 0,02% de Ti em ferros fundidos usados em discos ou tambores de freio.

Por outro lado, a deterioração das superfícies dos discos de freio depende diretamente também, do gradiente térmico existente entre as superfícies de atrito e o interior do corpo do disco. Ciclos contínuos de aquecimento e resfriamento levam à formação e propagação de trincas, as quais crescem unidirecionalmente para o centro do disco e podem levar à falha mecânica total do mesmo. Sob condições reais de funcionamento, este processo é repetido inúmeras vezes e as trincas continuam a crescer como resultado disso (7).

## 2.5 FERROS FUNDIDOS

### 2.5.1 Definição e Classificação dos Ferros Fundidos

Os ferros fundidos são basicamente ligas de ferro, silício e carbono contendo outros elementos tais como manganês, enxofre e fósforo, os quais modificam severamente as estruturas e as propriedades das ligas resultantes. Os ferros fundidos podem ser classificados em (17):

**Ferros fundidos brancos:** Onde o carbono presente na liga encontra-se na forma de cementita ou outros carbonetos. A sequência de solidificação e a microestrutura desses materiais podem ser interpretadas pelo diagrama de equilíbrio metaestável Fe-

Fe<sub>3</sub>C, com as modificações necessárias em virtude da presença de outros elementos químicos.

**Ferros fundidos cinzentos:** No qual as fases formadas na solidificação são austenita e grafita, dando-se, portanto, sua solidificação, segundo o diagrama de equilíbrio estável. Nessas ligas obtêm-se grafita na forma de veios. Este é o mais comum dos ferros fundidos e representa aproximadamente 85% da produção mundial de ferro fundido.

**Ferros fundidos mesclados:** Quando a solidificação resulta na formação de áreas de ferro fundido branco e de ferro fundido cinzento, devido a que, parte de sua solidificação se dá segundo o sistema estável (austenita - grafita), e parte, segundo o metaestável (austenita - carboneto).

**Ferros fundidos nodulares:** Em que a grafita se apresenta na forma de nódulos no estado bruto de fusão, em decorrência da adição de certos elementos químicos ou condições particulares de fabricação, que modificam a forma de crescimento da grafita.

**Ferros fundidos maleáveis:** São ligas que solidificam como ferros fundidos brancos, sendo posteriormente submetidos a um tratamento térmico (maleabilização), onde a cementita se decompõe em grafita e austenita ou em grafita e ferrita.

**Ferros fundidos vermiculares:** Onde a grafita está na forma de vermes, que é uma forma intermediária entre a grafita em veios e em nódulos. São obtidos no estado bruto de fusão, através da adição de elementos de liga e controle do processo de solidificação.

### 2.5.2 Propriedades dos Ferros Fundidos Cinzentos, Nodulares e Vermiculares.

Em comparação com o ferro cinzento, o vermicular (CGI) tem resistência à tração pelo menos 75% maior e tenacidade 35% mais elevada (25), (26), (7). Em comparação com o Alumínio, que recentemente está sendo usado em discos de freio, o CGI tem aproximadamente o dobro de resistência à tração e tenacidade e mais de cinco vezes a resistência à fadiga térmica em temperaturas de operação semelhantes. Quando comparado com o ferro fundido nodular os níveis de resistência à tração e ductilidade são semelhantes sendo, entretanto, a condutividade térmica dos ferros nodulares bem menores, como mostrado na Tabela 2, (25), (26), (27), (7).

Tabela 2 – Propriedades dos Ferros Fundidos (25), (26), (27), (7).

Material	Matriz	Limite de Escoamento Mpa	Resistência à Tração Mpa	Resistência à Fadiga MPa	Condutividade Térmica W/m-K	Dureza HB
Cinzento	Perlita	115-210	200-270	95-110	44-52	175-230
CGI	Ferrita	240-305	330-410	155-185	40-45	130-190
	Perlita	345-415	410-580	190-225	31-40	200-250
Nodular	Ferrita	285-315	400-600	185-210	32-28	140-200
	Perlita	375-482	600-700	245-290	25-32	240-300

Estas diferenças se devem basicamente à morfologia da grafita como é mostrado na Figura 11. No ferro fundido cinzento os veios de grafita são todos interconectados e a razão de aspecto ( $c/a$ ; aonde  $c$  = comprimento do veio,  $a$  = largura do veio) é elevada. No ferro fundido nodular as partículas de grafita encontram-se isoladas de tal maneira que a contribuição desta fase para a condutividade térmica é praticamente nula e a razão de aspecto é próxima de 1, o que contribui fortemente para a elevação de suas propriedades mecânicas. A morfologia vermicular apresenta um certo grau de conectividade e razão de aspecto intermediário entre as duas anteriores (28), (7).

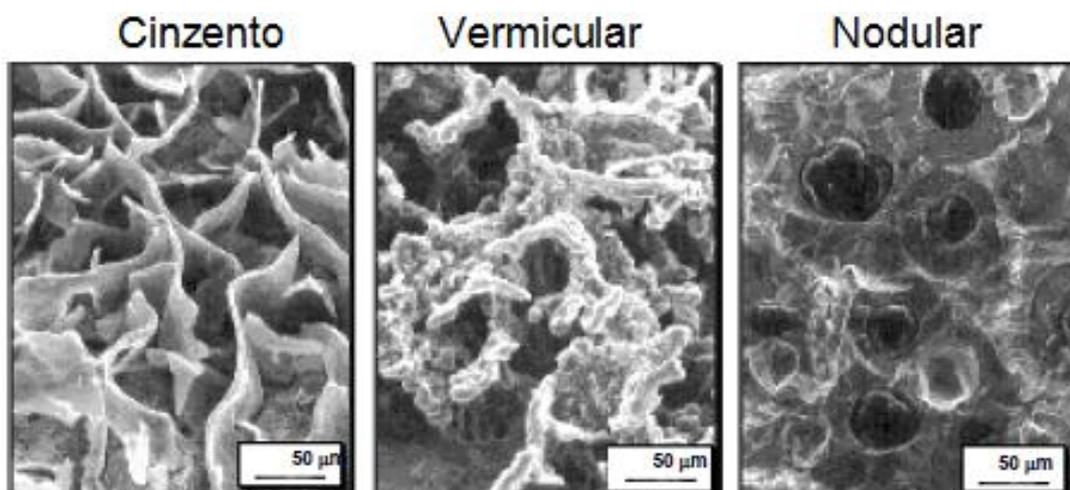


Figura 11 – Microestruturas dos ferros fundidos: Cinzento - grafita na forma de lamelas alongadas. Vermicular - grafita na forma de partículas aleatoriamente orientadas. Nodular - grafita em forma de nódulos (28), (7).

### 2.5.3 Efeitos da Adição de Elementos de Liga

A adição de elementos de liga, com o Cu, Cr, Mo, Nb, Ti e Sn facilitam a obtenção de ferros fundidos cinzentos de alta qualidade, pois além de permitirem obtenção de altas resistências com carbono equivalente mais elevado favorecem a reprodutibilidade, e tornam estruturas e propriedades menos sensíveis a variação da espessura, porém é possível obter esta característica sem adição destes elementos, mesmo em produções seriadas, por um controle rigoroso da composição e da técnica de processamento (15).

Os ferros fundidos com alto Carbono Equivalente (CE), além de apresentarem menor tendência à formação de carbonetos eutéticos e de grafita de super resfriamento, tipos D e E, são menos susceptíveis ao surgimento de porosidades, quando comparados aos ferros fundidos cinzentos de menor grau de saturação ou menor CE (17).

Os elementos de liga, usualmente utilizados em ferros fundidos, podem atuar como grafitizantes, como é o caso do silício, alumínio, níquel e do cobre, ou podem promover a formação de carbonetos eutéticos, como o tungstênio, molibdênio, vanádio e cromo.

A ação da maioria desses elementos baseia-se no aumento da quantidade de perlita na estrutura e diminuição do espaçamento interlamelar deste microconstituente (obtenção de perlita mais fina).

As principais características dos discos de freio construídos de ferro fundido cinzento podem ser influenciadas positivamente ou negativamente por diversos elementos de liga que podem estar presentes na composição química dos mesmos (1).

A resistência a fadiga térmica dos discos de freio pode ser melhorada sensivelmente através da adição de elementos como níquel, cobre e molibdênio (29).

A resistência mecânica pode ser melhorada sem alteração da dureza através do uso de cobre e vanádio (30).

A condutividade térmica dos discos de freio pode ser alterada com a adição de cromo e pela diminuição de silício (31).

O coeficiente de atrito pode ser alterado pela adição de titânio (31), (32).

A resistência ao desgaste e a corrosão é influenciada pela presença de cromo (32), (17).

De um modo geral, tem-se que o limite de resistência a tração e a dureza são aumentados à medida que se eleva o teor dos elementos de liga, para um mesmo carbono equivalente. Quando o carbono equivalente aumenta, o limite de resistência a tração diminui, o mesmo acontecendo com a dureza (17).

Atualmente os fabricantes estão buscando diferentes alternativas na produção de ferros fundidos empregadas para a produção de discos e tambores de freio de modo a atender as necessidades de aplicação com melhor desempenho.

Na Tabela 3 são apresentadas composições químicas típicas de discos e tambores de freio produzidos na Tupy Fundições, uma das maiores produtoras deste tipo de peças (33).

Tabela 3 - Especificações de discos e tambores de freio produzidos na Tupy Fundições (33).

Norma	Classe	HB	LR (MPa)	Peças	Elemento de liga
B1	FC 200	187-241	207	Tambor	0,5Mn
B2	FC200	187-241	207	Disco sólido, disco ventilado	0,5Cu-0,06Sn
P1	FC200	207-248	220	Disco sólido, disco ventilado, tambor	0,2Cr-0,6Cu-0,06Sn
PR1	FC 200	197-241	5900 N(*)	Disco ventilado	0,6Cu-0,06Sn
VA	FC 250	212 - 255	250	Disco ventilado	0,25Cr-0,08Sn
H1	FC 250	180 - 250	225	Tambor	0,7Cu-0,07Sn
V11	FC 250	195 - 241	250	Disco sólido, disco ventilado, tambor	0,6Cu-0,06Sn
P2	FC 250 Mo	207 - 248	250	Disco ventilado	0,9Mn-0,3Cr-0,5Mo
V15	FC 250 Mo	185 - 235	250	Disco ventilado	3,6C-0,3Cr-0,4Mo
B3	FC 250 Ti	187 - 241	220	Disco sólido, disco ventilado	0,7Cu-0,07Sn-0,03Ti
PR2	FC 150 HC	170 - 229	4000 N(*)	Disco ventilado	3,7C-0,2Cr-0,07Sn
M	FC 200 HC	180 - 220	180	Disco ventilado, tambor, disco sólido com cubo	3,7C-0,8Mn-0,3Cr
V48	FC 150 HC Mo	150 - 195	170 - 226	Disco ventilado	3,8C-0,4Cu-0,2Mo

(\*) – ensaio de flexão

Estas composições são o resultado da evolução da tecnologia mundial para estes tipos de componente, e podem ser agrupadas nas seguintes famílias (33):

FC 200 e FC 250 - estes são os materiais clássicos para discos de freio. O teor de carbono é limitado superiormente em cerca de 3,5-3,6 %, de modo a garantir a resistência mecânica especificada. A relativamente baixa quantidade de grafita limita a condutividade térmica. A resistência ao desgaste é garantida pela matriz totalmente

perlítica, obtida com o uso dos elementos de liga. Os elementos de liga usuais são cobre e estanho, e eventualmente cromo. Em certas normas europeias é especificado o uso de manganês como elemento de liga, o que traz algumas dificuldades de fabricação, devido à grande tendência à segregação deste elemento. Em algumas normas é ainda especificado o uso de molibdênio, para conferir resistência a quente e, conseqüentemente, resistência à fadiga térmica.

FC 200-250 ligado com Ti - O Ti tem sido empregado como elemento de liga tanto em blocos de motores como em discos de freio, aumentando a resistência ao desgaste. Além disto, o Ti melhoraria propriedades de fricção, evitando travamento do sistema de freio (8). São usuais valores entre 200 a 400 ppm Ti. É interessante registrar que, em estudos sobre ruído em sistemas de freio conduzidos na FrasLe com discos de freio produzidos na Tupy Fundições, este foi o tipo de ferro fundido que apresentou o melhor desempenho.

FC150 HC - Visando otimizações no desempenho de discos e tambores de freio, foi desenvolvida uma classe de ferro fundido cinzento de alta condutividade térmica, associada ainda a bons valores de resistência mecânica e de resistência ao desgaste. A microestrutura destes materiais apresenta grande quantidade de grafita e matriz perlítica, a grafita conferindo alta condutividade térmica e a matriz perlítica fornecendo resistência mecânica e ao desgaste. Este material é obtido com o uso de teores relativamente elevados de carbono (3,7 a 3,9%) e de elementos de liga perliti-zantes, como o cobre, cromo e estanho.

Neste trabalho será avaliado o desempenho de 3 ligas ferros fundidos, sendo a primeira do tipo Fe-250, o mais comumente utilizado nos discos de freio, a segunda ligado ao Ti (FeTi) e a outra com um alto teor de carbono FeAC.

### 3 OBJETIVOS

#### 3.1 OBJETIVO GERAL

A presente dissertação tem como objetivo principal construir um dinamômetro inercial para estudar o comportamento de sistemas de frenagem de veículos leves com peso de até 1000 Kg.

A partir de uma bancada de ensaio de CVT existente e utilizada por Dias (2010) em seu projeto de graduação, foram realizadas adaptações técnicas e construtivas que permitam alcançar uma configuração capaz de simular as condições reais de um sistema de freio.

#### 3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Validar o funcionamento do dinamômetro inercial por meio de ensaios de frenagem em sistemas de freio utilizados em veículos Baja-SAE;
- Estudar o desempenho tribológico de 3 ligas de ferro fundidos cinzento submetido a testes de frenagem segundo a norma SAE J2522.

## 4 ETAPA 1 – CONSTRUÇÃO DO DINAMÔMETRO INERCIAL E VALIDAÇÃO

Este capítulo se dedica ao detalhamento das adaptações técnicas e construtivas realizadas na bancada de Dias (2010), para utilização da mesma como um dinamômetro inercial para ensaiar sistemas de frenagem de veículos leves, assim como o detalhamento do procedimento utilizado para sua validação.

### 4.1 CARACTERÍSTICAS INICIAIS

A bancada de testes para ensaio de CVT que foi utilizada como base principal para construção do dinamômetro inercial possuía a configuração representada na Figura 12. A montagem dos componentes mecânicos, o posicionamento e identificação das peças são representadas.

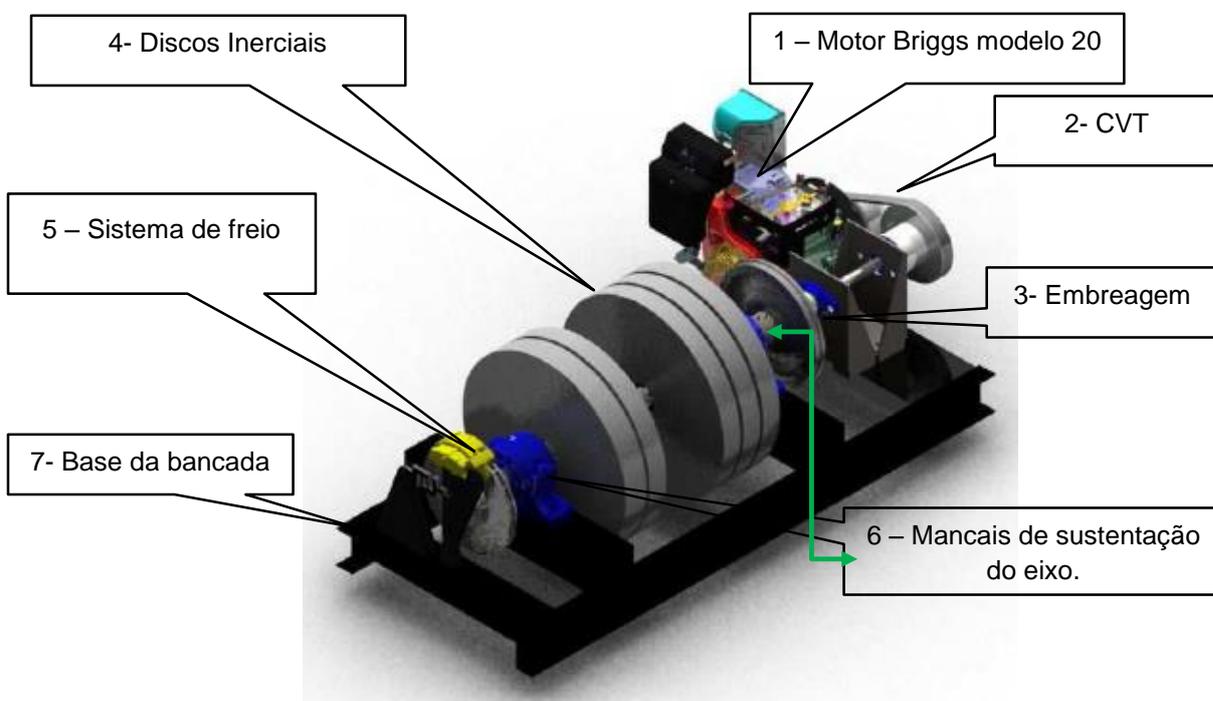


Figura 12 - Bancada de testes para ensaios de CVT (34).

## 1 - Motor Briggs modelo 20

O motor modelo 20 da Briggs Stratton da bancada de testes é exatamente o mesmo motor padrão nas competições de SAE Baja. O motor apresenta as seguintes características básicas:

- Cilindrada: 305cc.
- Rotação de trabalho: 1350 - 5400 RPM.
- Potência máxima de 10 HP a 5400 RPM.
- Peso aproximado de 25 kg.

A rotação máxima do motor foi limitada em 3800 RPM, pois é o máxima permitida pelo regulamento da competição. Também não são permitidas quaisquer modificações das características originais do equipamento (34).

## 2 – CVT

O modelo testado foi projetado especificamente para ser utilizado nos veículos SAE Baja participantes das diversas competições estudantis existentes em todo o mundo, não estando disponível no mercado.

O fabricante é a empresa canadense CVTECH – IBC. O modelo do drive é o 0600-0012 e o do driven é 5100-0073. A correia utilizada é a B3211AA1008 (34).

## 3 – Embreagem

Na bancada foi adaptada uma embreagem para que a mesma funcione como um acoplamento que transmite a rotação gerada no CVT aos discos inerciais (34).

## 4 – Discos Inerciais

Os discos inerciais são massas que geram o momento de inércia necessário para simular a carga do veículo. A bancada é composta por 5 discos, sendo 4 com peso de 76Kg e 1 com 98 Kg, totalizando 402Kg (34).

## 5 – Sistema de freio

A função do sistema de freio é a aplicação de um torque resistivo no eixo de saída do CVT que simule a inércia do veículo sob diferentes situações. O controle do torque aplicado se torna possível com a utilização de uma célula de carga conectada ao suporte da pinça de freio, conforme esquema mostrado na Figura 13.

O sistema de freio utilizado foi do tipo freio a disco convencional utilizado no veículo Vectra 2.2 de 1994. A pinça de freio era sustentada por um suporte conectado a uma célula de carga. A pinça era acionada por um mecanismo de alavanca, conectada a um cilindro mestre hidráulico, semelhante a um pedal de freio. O disco estava fixado num cubo de freio que, por sua vez ligava-se ao driven por um eixo suportado por mancais de rolamento, como mostrado na Figura 13 (34).

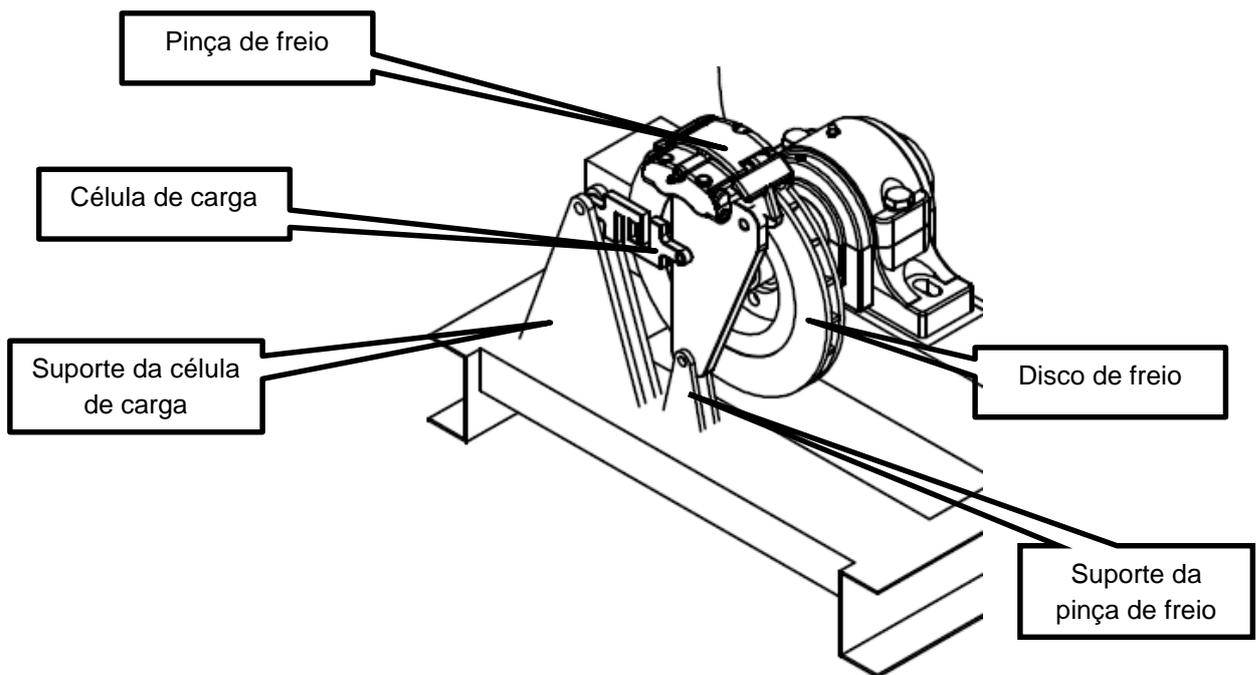


Figura 13 – Montagem do sistema de freio (34).

## 6 – Mancais de Sustentação do eixo

Os mancais de sustentação do eixo são do tipo auto alinháveis modelo SNR SN50, com rolamento autocompensador de esferas SNR 1210EK e bucha GBR H211, que suportam cargas de até 22900 N de carga dinâmica radial (34).

## 7 – Base da bancada

A base da bancada foi fabricada a partir de um único tipo de viga para facilitar a construção e diminuir os custos. A viga de perfil U selecionada possui as dimensões de 100 x 40 x 3mm, fixadas ao chão com parafusos.

## 4.2 ALTERAÇÕES CONSTRUTIVAS REALIZADAS PARA VALIDAÇÃO DO DINAMÔMETRO INERCIAL

Para validar a utilização do dinamômetro como equipamento para ensaios em materiais aplicados em sistemas de frenagem, foram realizados inicialmente ensaios de desgaste no conjunto disco e pastilha aplicados em um veículo Baja SAE conforme exposto a seguir. Vale ressaltar que tal trabalho foi apresentado e publicado nos anais do ECT-2013 da FGA/UnB.

O projeto Baja SAE é um desafio lançado aos estudantes de engenharia que oferece a chance de aplicar na prática os conhecimentos adquiridos em sala de aula, visando incrementar sua preparação para o mercado de trabalho (35).

Os alunos se envolvem com um caso real de desenvolvimento de projeto, desde sua concepção, projeto detalhado e construção para ser avaliado em uma competição entre universidades. Na competição os projetos são avaliados estática e dinamicamente.

Um dos itens avaliados dinamicamente é a Inspeção Técnica e de Segurança, neste os veículos são avaliados quando ao conforto do condutor (um juiz pilota o carro) e a capacidade de frenagem, onde o veículo é acelerado até uma determinada velocidade e depois aplicando o freio devem se travar as quatro rodas (35).

O projeto de um veículo automotor é dividido em vários subsistemas, um deles, denominado sistema de freio constitui-se em uma das partes de maior importância e vitais para a segurança dos veículos. O sistema de freio é uma combinação de peças cuja função é reduzir progressivamente a velocidade de um veículo em movimento, ou fazê-lo parar, ou conservá-lo imóvel se já estiver parado (5).

O projeto de um sistema de freio confiável é um desafio, pois envolve aspectos de segurança aliado com o conforto do operador. E é fortemente influenciado por variáveis físicas como temperatura de trabalho do sistema disco - pastilha, coeficiente de atrito, força de frenagem, materiais, condições ambientais; e geométricas como forma e tamanho das superfícies de atrito.

Para que o sistema possa ser estudado foram desenvolvidas máquinas de ensaios, que permitem avaliar a influência de cada uma das variáveis anteriormente citadas, e o dinamômetro inercial é um dos equipamentos mais utilizados para este fim (35).

O dinamômetro inercial consiste basicamente de discos de inércia conectados por um eixo ao disco de freio e a um motor elétrico, como já foi mostrado esquematicamente na Figura 1.

O motor elétrico acelera os discos de inércia até uma velocidade desejada, assim que atingida a velocidade o motor é desacoplado e é aplicado o freio. O equipamento é muito versátil reproduzindo, geralmente, qualquer procedimento de teste de pista. A principal desvantagem do dinamômetro inercial é o elevado custo (5).

A adaptação da bancada de testes de CVT para um dinamômetro inercial para ensaios de frenagem envolveu a retirada e a substituição do motor a combustão e sua transmissão em CVT por um motor elétrico de 3CV de 1750 RPM, com transmissão de polias e correias, como está exposto na Figura 14a.

Adicionalmente foi substituído o sistema de frenagem original (Vectra 2.2) por um outro utilizado em veículos BAJA SAE, com acionamento manual, como mostrado na Figura 14b.

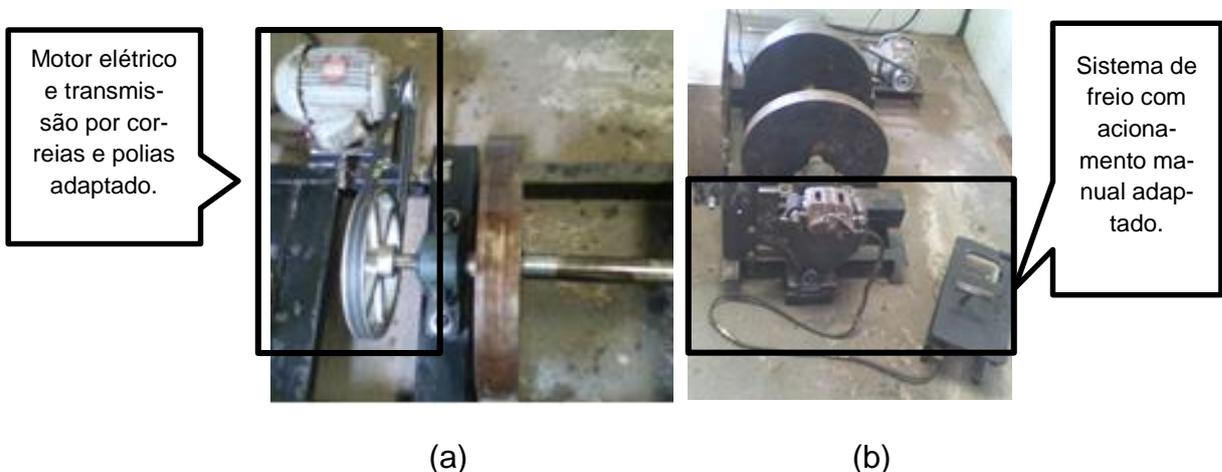


Figura 14 – (a) Motor elétrico adaptado para acionamento do dinamômetro inercial; (b) adaptação realizada para acionamento de freio aplicado em veículo BAJA.

Além de validar a utilização do dinamômetro, um dos objetivos deste estudo nesta etapa, foi verificar a capacidade de frenagem de um Baja SAE por meio de simulações, em laboratório, utilizando o dinamômetro inercial em construção.

#### 4.2.1 Metodologia Utilizada nos Ensaio de Validação

##### 4.2.1.1 Variáveis de Projeto do Dinamômetro

As variáveis utilizadas para projetar o dinamômetro de inércia foram obtidas a partir de dados reais medidos no veículo Baja SAE, construído na UnB, que participou das competições de 2012. Alguns desses dados foram: massa total do veículo (incluindo o piloto), 200 kg; velocidade máxima, 80 km/h; tempo de frenagem, 2 – 3 s; e distância percorrida durante a frenagem, 30 – 40 m (35).

Os componentes mecânicos do sistema de frenagem utilizado no dinamômetro foram os mesmos utilizados no veículo Baja SAE – UnB. Isto é, diâmetro do êmbolo do cilindro mestre, redução do pedal, diâmetro do êmbolo da pinça, área de contato da pastilha com o disco, raio do disco e raio de rolagem.

##### 4.2.1.2 Método para Obtenção da Massa Equivalente no Dinamômetro

A determinação da massa equivalente foi realizada utilizando equações clássicas da física e amplamente usadas em sistemas de frenagem (36).

Inicialmente é considerada a massa total do sistema, ou seja, a soma da massa do piloto mais a massa do carro:

Massa:  $m \approx 200 \text{ kg}$

Velocidade Max:  $v = 80 \text{ km/h} \approx 22,2 \text{ m/s}$

\* Sendo a energia cinética de translação, dada pela equação 1:

$$E_c = \frac{1}{2}(m)(v^2) \quad [1]$$

Logo:

$$E_c = \frac{1}{2}(200)(22,2^2) = 49382,7 \text{ J}$$

Considerando que os discos do dinamômetro são de aço carbono de 500 mm de diâmetro ou 0,5m.

Para  $v = 80 \text{ km/h} = 22,2 \text{ m/s}$  a velocidade de rotação  $w$  será dada pela equação 2:

$$w = \frac{v}{r} \quad [2]$$

Então:

$$w = \frac{22,2}{0,5} = 88,8 \text{ rad/s}$$

Logo:  $w \approx 850 \text{ rpm}$

Cálculo da massa rotacional na bancada: M

\* Sendo a energia cinética de rotação ( $Kr$ ), expressa pela equação 3:

$$Kr = \frac{1}{2}(I)(w^2) \quad [3]$$

Onde I: momento de inércia

Para um disco sólido, o momento de inércia é dado pela equação 4:

$$I = \frac{1}{2}(M)(R^2) \quad [4]$$

\* Igualando a energia:  $E_c = Kr$ ,

Então a massa rotacional  $M = 401 \text{ Kg}$ .

Portanto, um Baja SAE, de 200 kg se deslocando linearmente a 80 km/h, tem uma energia cinética de aproximadamente de 50 KJ, se fosse convertida essa energia cinética em energia cinética de rotação; utilizando-se um disco de inércia de 500 mm de diâmetro e 850 rpm, a massa desse disco deveria ser de aproximadamente 400 kg.

#### 4.2.1.3 Método de Validação do Dinamômetro Inercial

Foi realizado um teste de parada total, no qual foi estipulado que a velocidade máxima do veículo é de 64 Km/h. Foi considerado também, que numa frenagem real (até a parada total) a massa total do carro pode ser transferida inteiramente para o eixo dianteiro. E já que o dinamômetro projetado utiliza apenas um disco de freio, foi calculado que a massa rotacional que equivale ao efeito desta frenagem em cada roda será de 150 kg.

#### 4.2.1.4 Metodologia do Ensaio

Foi utilizado um disco de freio de aço-carbono com alívio, como mostrado na Figura 15, e pastilhas de freio de motocicletas.

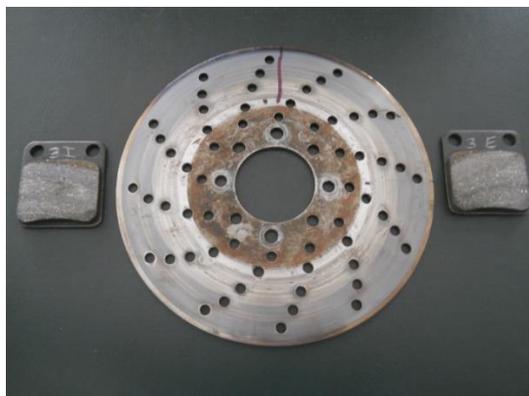


Figura 15 – Conjunto disco e pastilha de freio utilizado na validação do dinamômetro.

A preparação e execução do ensaio foram realizados seguindo os seguintes passos:

1. Lixamento das superfícies do disco e pastilhas com lixa 800, visando homogeneizar as superfícies de contato iniciais;
2. Medição das massas iniciais do disco e das pastilhas;
3. Montagem do disco e das pastilhas no dinamômetro;
4. Ligar o motor por 15 segundos, até atingir uma velocidade rotação homogênea de 500 rpm e depois desligar;
5. Aplicar a força no pedal de freio (até a parada total do sistema);
6. Medir o tempo de parada, força de atrito e temperatura na pastilha;
7. Repetir o procedimento até completar 80 ciclos de frenagem, com paradas a cada 10 ciclos para medir a perda de massa do disco e das pastilhas; e intervalos de 3 minutos entre cada ciclo de frenagem para estabilização da temperatura.

A validação do dinamômetro foi realizada comparando o tempo de frenagem real até a parada total do veículo e tempo obtido na bancada.

#### 4.2.2 Resultados dos Ensaio de Validação

Os cálculos realizados para determinar a massa rotacional que equivaleria a massa de translação do Baja SAE foi precisa e direta. Esta metodologia permite simular vários tipos de situações envolvendo carros mais pesados e mais leves, assim como velocidades maiores e menores.

Os resultados obtidos do ensaio de validação do dinamômetro revelam que o tempo de parada, em média, permanece constante ao longo dos ciclos de frenagem alcançando um valor de aproximadamente 2 s, como é mostrado na Figura 16.

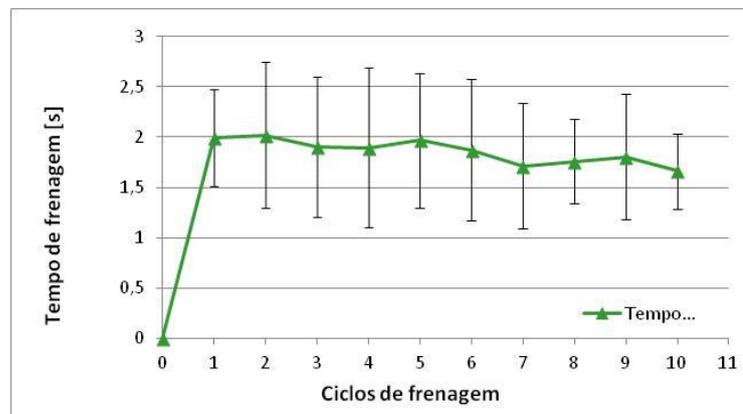


Figura 16 - Tempo de parada em função do número de ciclos de frenagem.

A força de atrito também, se manteve constante ao longo do ensaio atingindo valores de aproximadamente 400 N, como é mostrado na Figura 17.

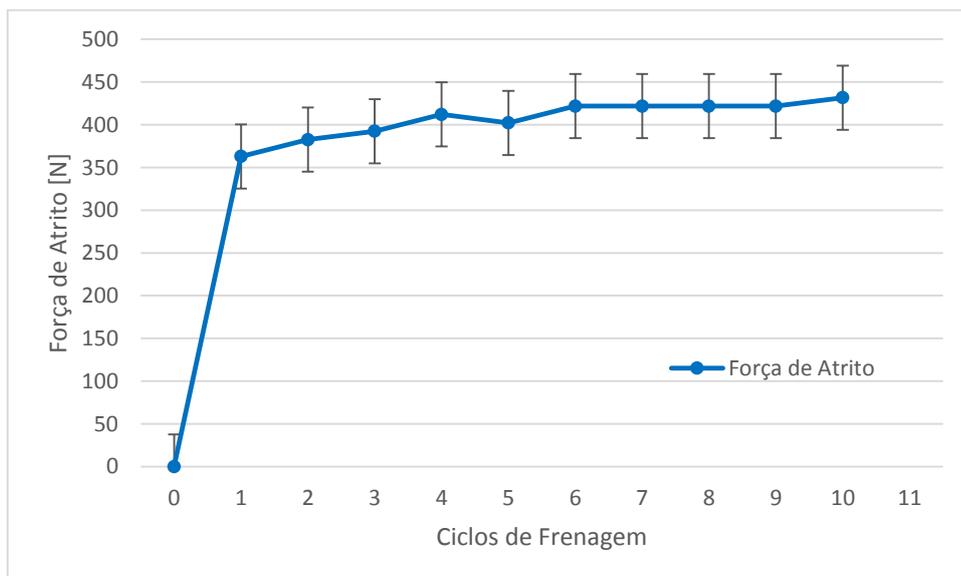


Figura 17 – Força de atrito em função do número de ciclos de frenagem.

A temperatura apresentou uma tendência crescente em função do número de ciclos de frenagem, como é mostrado na Figura 18.

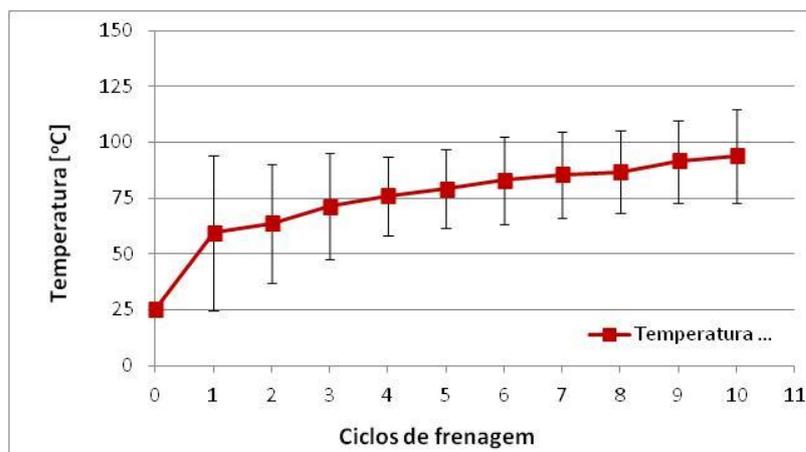


Figura 18 - Temperatura em função do número de ciclos de frenagem.

A perda de massa das pastilhas é apresentada na Figura 19. Nota-se que a pastilha posicionada externamente no sistema de frenagem do dinamômetro desgasta mais do que as interna. Isto se deve provavelmente ao fato de que na pinça a pressão de frenagem é aplicada na pastilha externa e a interna é auto ajustável.

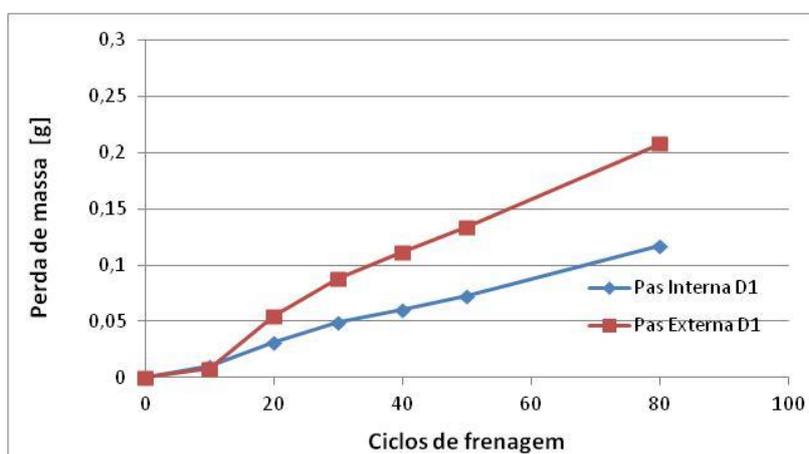


Figura 19 - Perda de massa das pastilhas versus número de ciclos de frenagem.

#### 4.2.3 Conclusões dos Ensaios de Validação

O dinamômetro inercial projetado e construído para estudar sistemas de frenagem mostrou-se muito versátil em sua utilização. Em um primeiro momento, foi estudado o sistema de freio de um veículo Baja SAE, porém a bancada pode servir para estudar uma gama maior de veículos, como, motos, quadrículos e carros populares

(com motores de 1.0L). Para isto os discos de inércia podem ser retirados ou colocados de forma a se adequar ao veículo estudado, assim como também, o próprio sistema de freio que não é fixo, pois utiliza um sistema de freio exatamente igual ao do veículo a ser estudado.

Neste trabalho de validação foi estudado o sistema de freio de um veículo Baja SAE, a partir de testes de parada total. A partir de dados do próprio veículo foram dimensionados os discos de inércia. O sistema de freio dianteiro foi escolhido, dado que as pinças dianteiras são as mais requisitadas durante a frenagem pela transferência de carga.

Os tempos de frenagem obtidos com dinamômetro inercial são semelhantes aos obtidos nas medições reais com o veículo Baja SAE da UnB. Na bancada o tempo médio foi de 1,860 segundos e no veículo o tempo foi de 2,5 segundos. Considerando que no veículo ocorre o escorregamento do pneu contra o piso, e com isto o aumento do tempo de parada, os valores atingidos no dinamômetro são coerentes com o esperado.

Estes resultados sugerem fortemente que a bancada pode ser um equipamento muito útil no desenvolvimento dos futuros sistemas de frenagem destes veículos. O dinamômetro inercial permitirá estudar algumas áreas ainda pouco exploradas, como a relação entre o de alívio no disco de freio com o desgaste das pastilhas; a área de contato e a força de atrito; e a influência da temperatura na frenagem do veículo.

## 5 ETAPA 2 – CONSTRUÇÃO DEFINITIVA DO DINAMÔMETRO INERCIAL

A partir da validação das possibilidades de utilização do dinamômetro inercial iniciou-se uma nova etapa de adaptações técnicas e construtivas na bancada para adequá-la para ensaiar sistemas de frenagem de veículos leves, considerados os mais vendidos no Brasil, com motorização de 1.0L.

### 5.1 ADEQUAÇÃO DO MOTOR E DA TRANSMISSÃO DEFINITIVA

Considerando que neste tipo de veículos o peso em média é de 1 ton, visando simular as condições reais foi necessário acrescentar mais massa ao dinamômetro, alcançando-se 400kg de massa instalada.

Com esta nova configuração o motor de 3 cv não suportou, e foi necessário substituí-lo por um motor de 7,5 cv de 3570rpm.

Como os ensaios de frenagem devem ser realizados seguindo os procedimentos estabelecidos pela norma SAE J2522, foram feitas algumas adaptações na bancada. Esta norma recomenda que para realização dos ensaios deve-se fixar a velocidade inicial em 80Km/h. E conhecendo-se as especificações técnicas dos pneus utilizados neste tipo de veículo, conforme é mostrado na Figura 20, pode-se calcular o diâmetro externo do pneu, que deverá rodar com esta velocidade.

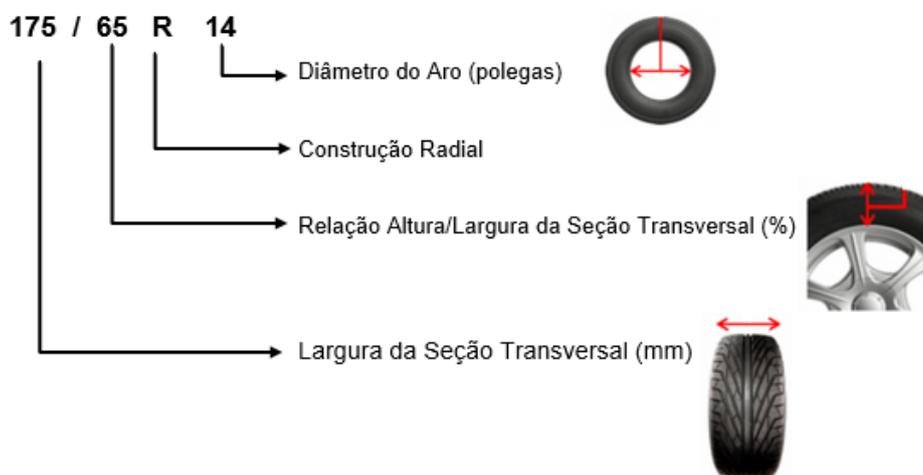


Figura 20 – Especificações técnicas de pneus para veículos leves (37).

Então o diâmetro externo do pneu, é expresso pela soma do diâmetro do aro + 2 vezes a altura da seção.

Sendo o  $\varnothing$  do aro de 14" = 355,6 mm ; Altura da Seção =  $(0,65 \cdot 175) = 113,75$  mm

Logo, o diâmetro externo do pneu será:

$$355,6 + (2 \times 113,75) = 583,1 \text{ mm}$$

Como:

$$v = 80 \text{ Km/h} = 22,22 \text{ m/s ;}$$

$$\varnothing = 583,1 \text{ mm} \rightarrow R = 291,55 \text{ mm}$$

Para cálculo da velocidade angular, utilizou-se a equação 5:

$$w = \frac{v}{R} \quad [5]$$

Logo:

$$w = \frac{22,22}{291,55} = 0,076 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 730 \text{ rpm}$$

Como:

$$w_o = 3750 \text{ rpm (velocidade do motor disponível)}$$

$$w_f = 730 \text{ rpm}$$

Para cálculo da relação de transmissão (i) tem-se a equação 6:

$$i = \frac{w_o}{w_f} \quad [6]$$

Então a relação da transmissão (i), será:

$$i = \frac{3750}{730} = 5,13$$

Portanto, para atender esta relação de transmissão foram instaladas polias no motor e no dinamômetro com diâmetros de 100mm e 500 mm respectivamente.

## 5.2 OBTENÇÃO DA MASSA EQUIVALENTE NO DINAMÔMETRO INERCIAL

Analogamente a metodologia aplicada na etapa de validação para a determinação da massa equivalente foi utilizado mais uma vez as equações clássicas da física que são amplamente usadas em sistemas de frenagem (36).

Foi considerada como massa total do sistema a massa do veículo:

Massa:  $m \approx 1000 \text{ kg}$

Velocidade recomendada conforme norma SAE J2522:  $v = 80 \text{ km/h} \approx 22,2 \text{ m/s}$

Aplicando as equações de (1) a (4), determinou-se então, para esta condição, que a massa rotacional deveria ser de 2000Kg.

Isto significa que um veículo de 1000 kg se deslocando linearmente a 80 km/h, tem uma energia cinética de aproximadamente 247 KJ, se fosse convertida essa energia cinética em energia cinética de rotação; utilizando-se um disco de inércia de 500 mm de diâmetro e 850 rpm, a massa desse disco deveria ser de aprox. 2000 kg.

Porém, sabendo que no veículo existe quatro rodas e um sistema de frenagem em cada roda esta massa pode ser dividida entre elas. Portanto, como no dinamômetro inercial tem-se apenas um eixo representando apenas uma roda do veículo, a massa inercial, deveria ser de 500kg. Entretanto, considerando a redistribuição do peso do veículo durante a frenagem, onde normalmente a carga é distribuída entre 60% para o eixo dianteiro (1200 Kg) e 40% para o eixo traseiro (800 Kg), ou seja, para uma roda somente os 400Kg instalados no dinamômetro serão suficientes.

## 5.3 INSTALAÇÃO DO SISTEMA AUTOMÁTICO DE ACIONAMENTO DO FREIO

Para promover uma melhor repetibilidade do ensaio, foi retirado o sistema de acionamento manual original da bancada e instalado um sistema de acionamento pneumático, utilizando um pistão de duplo estágio da Festo, com diâmetro do êmbolo de 50mm acionado por uma válvula 5/2 vias com retorno por mola.

O dimensionamento do pistão surgiu da necessidade de se aplicar pressões de frenagem controladas de até 4 MPa. Para controlar esta variável foi instalada uma válvula reguladora de pressão na saída do tanque do compressor e depois verificada

por meio de um manômetro instalado no circuito hidráulico conforme exposto na Figura 21.



Figura 21 – Instalação do acionamento automático do sistema de freio.

Para garantir uma pressão constante na entrada do pistão foi necessário a instalação de uma válvula redutora de pressão na saída do tanque de ar comprimido, a qual foi ajustada para 0,4 MPa, e com esta pressão na rede de ar comprimido a pressão de frenagem no circuito hidráulico do sistema de freio foi de 2MPa.

#### 5.4 INSTALAÇÃO DE UM VELOCÍMETRO

Para atender as recomendações da norma, de realizar a frenagem até 30Km/h foi instalado um velocímetro, composto de um sensor de velocidade, que foi conectado em um disco inercial e de um painel digital. Este tipo velocímetro possibilita o ajuste da medição de velocidade no raio de interesse, instalado em qualquer ponto do disco. A Figura 22 ilustra o modelo utilizado no dinamômetro.



Figura 22 – Velocímetro utilizado na instalação.

## 5.5 INSTALAÇÃO DE SISTEMA DE VENTILAÇÃO NO DISCO

Para promover a aproximação da condição real de ventilação do disco de freio em estrada foi instalado um ventilador direcionado para o disco em rotação, com as características: Fabricante: Dayton Blower Modelo 4C129 com rotor com 10 5/8 ”; Motor: 1 1/3 HP ; 1725 rpm. O qual proporciona uma vazão de ~10 m<sup>3</sup>/min. A Figura 23 ilustra o modelo montado.



Figura 23 – Ventilador instalado no sistema.

Com a instalação deste, foi possível manter um nível de temperatura mais adequado ao ensaio.

## 5.6 INSTALAÇÃO DE CÉLULA DE CARGA

A utilização de uma célula de carga acoplada ao sistema de frenagem permite acompanhar o torque aplicado pelo sistema de freio ao eixo, e com isto medir a força de atrito alcançada durante as frenagens.

O acoplamento da célula de carga é feito no próprio suporte da pinça de freio, onde a montagem e funcionamento do sistema podem ser observados na Figura 24.

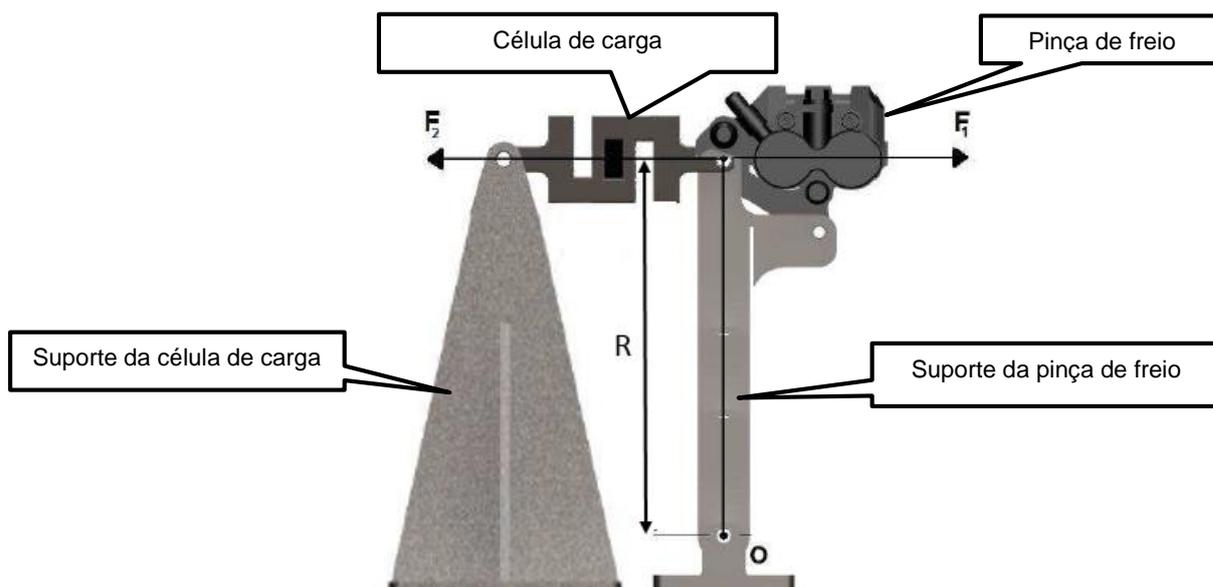


Figura 24 – Esquema de montagem da célula de carga no sistema de freio adaptado (34).

O ponto O, na figura, representa o centro de rotação ou fixação do suporte da pinça na bancada. As forças  $F_1$  e  $F_2$  representam, respectivamente, as forças aplicadas pela pinça de freio e célula de carga sobre o suporte. Desta forma, de acordo com a 3ª lei de Newton os valores obtidos pela célula de carga representam diretamente o torque aplicado sobre o eixo para produzir a frenagem do sistema.

## 5.7 INSTALAÇÃO DE SENSOR DE TEMPERATURA

Para medir as variações de temperatura foi utilizado um sensor tipo K, faixa de atuação de 0 a 1000 C°, inserido no furo já existente da pastilha de freio a uma profundidade de 20mm e conectado a uma placa de aquisição de dados que funciona com um amplificador de sinal que aliado ao software Labview monitora e registra os valores de temperatura medidos ao longo de todo o ensaio. O esquema de montagem está representado na Figura 25.

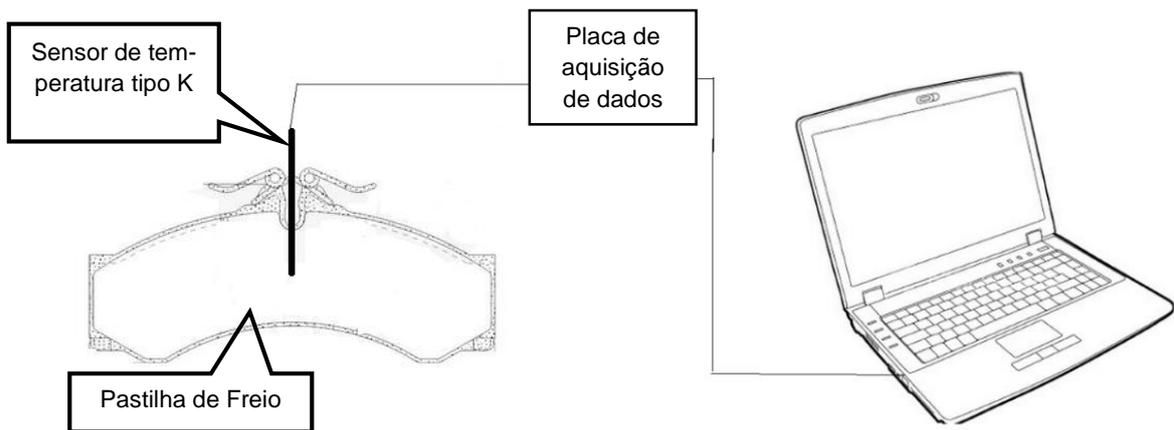


Figura 25 – Esquema de montagem do sensor de temperatura.

## 5.8 AQUISIÇÃO DE DADOS

Como o tempo de frenagem é bastante reduzido, cerca de 3 segundos, para realizar a coleta das informações geradas pela célula de carga, velocidade inicial e final de frenagem, foi necessário instalar uma câmera para filmar cada ensaio. Assim, estas informações poderiam ser vistas posteriormente.

As Figura 26 e 27 detalham o esquema de coleta de dados montado.

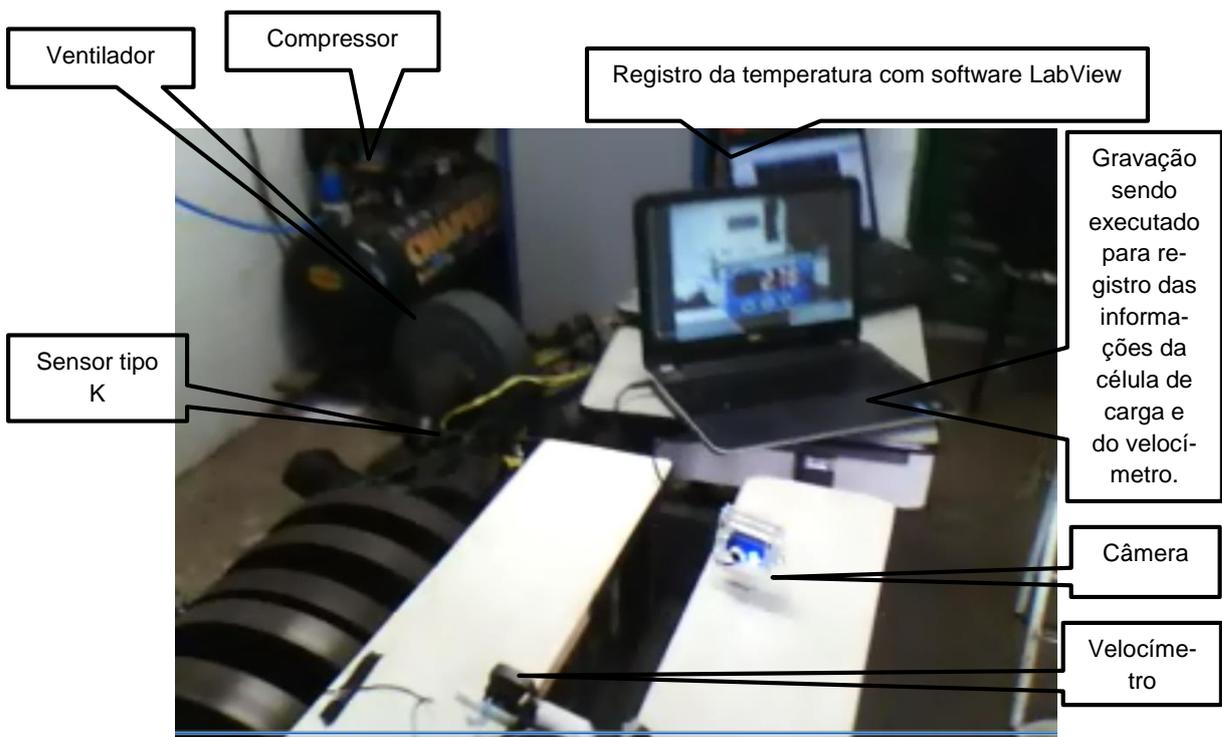


Figura 26 – Visão geral do esquema montado para coleta de dados.

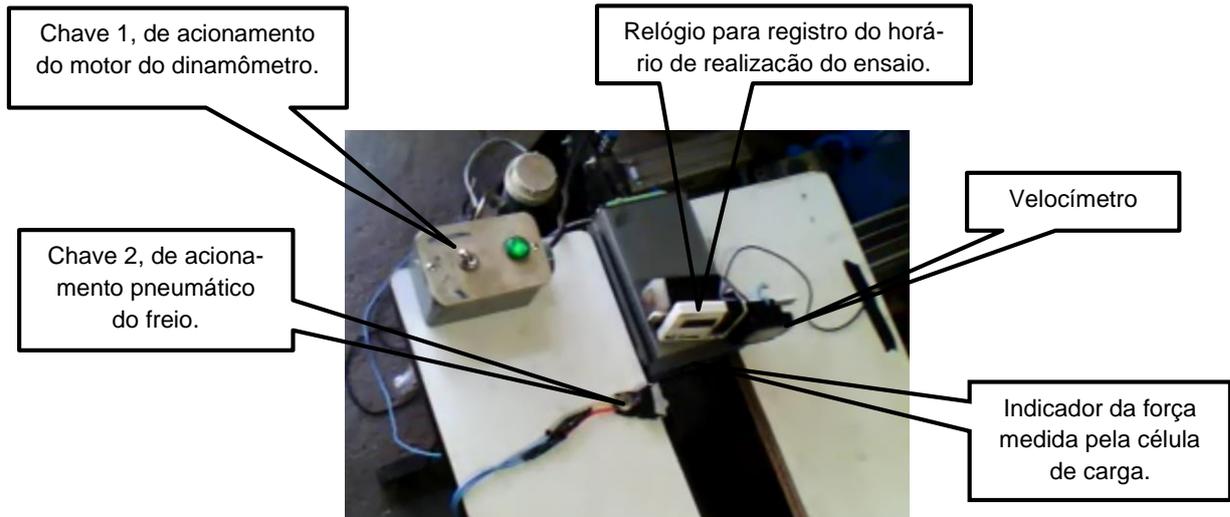


Figura 27 – Detalhe do esquema de acionamento do dinamômetro.

### 5.8.1 Procedimento para Realização e Registro do Ensaio

Antes de iniciar o ensaio o compressor de ar comprimido deve ser ligado no modo automático e com o tanque pressurizado. O ventilador também deve ser acionado.

Para iniciar o ensaio o operador deve ligar o motor do dinamômetro, observar a velocidade registrada no velocímetro e aguardar que a mesma se estabilize em 80Km/h. Posteriormente deve-se iniciar a gravação do ensaio. Na sequência deve-se desligar o motor e imediatamente depois ligar o acionamento pneumático do freio.

Durante a frenagem deve-se observar a redução de velocidade no velocímetro de 80 para 30Km/h quando então deve-se, desligar o acionamento do freio e religar o motor. Finalmente parar a gravação, procedimento que totaliza um ciclo de frenagem.

Para iniciar um novo ciclo deve-se aguardar 3 minutos como o motor já ligado para evitar sobreaquecimento do conjunto pastilhas e disco de freio e sobrecarga no motor.

## 5.9 PROBLEMAS ENCONTRADOS

Durante os ensaios foram surgindo vários problemas, dentre eles o mais significativo foi a fratura da ponta do eixo onde o sistema de frenagem é acoplado. A quebra

ocorreu devido ao aumento da carga instalada no dinamômetro e da má qualidade da solda realizada no eixo, como pode ser observada na Figura 28.



Figura 28 – Ponta de eixo fraturada.

### 5.9.1 Soluções Adotadas

Para solucionar o problema do eixo foi necessário desmontar todos os componentes acoplados ao eixo e realizar um novo procedimento de soldagem. Uma outra ponta de diâmetro maior foi utilizada. Ajunta foi devidamente preparada e a solda esta realizada em uma oficina especializada neste tipo de serviço.

Além deste procedimento foi instalado uma ponta de apoio giratória para evitar esforços de flexão na ponta do eixo, conforme mostra a Figura 29.

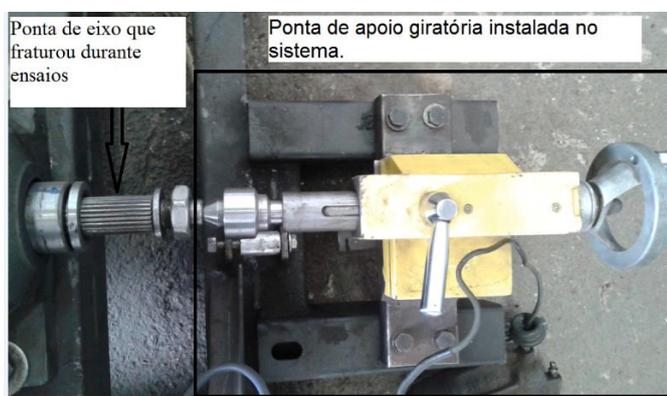


Figura 29 – Instalação de ponta giratória na ponta de eixo.

## 5.10 PROJETO DEFINITIVO DO DINAMÔMETRO INERCIAL

Nas Figuras 30 e 31 são ilustrados o desenho e a foto real respectivamente, do projeto definitivo do dinamômetro inercial construído. São mostrados em destaque os

principais componentes mecânicos utilizados e o posicionamento das peças no conjunto. No Apêndice A deste está o projeto completo com a descrição de todos os seus componentes.

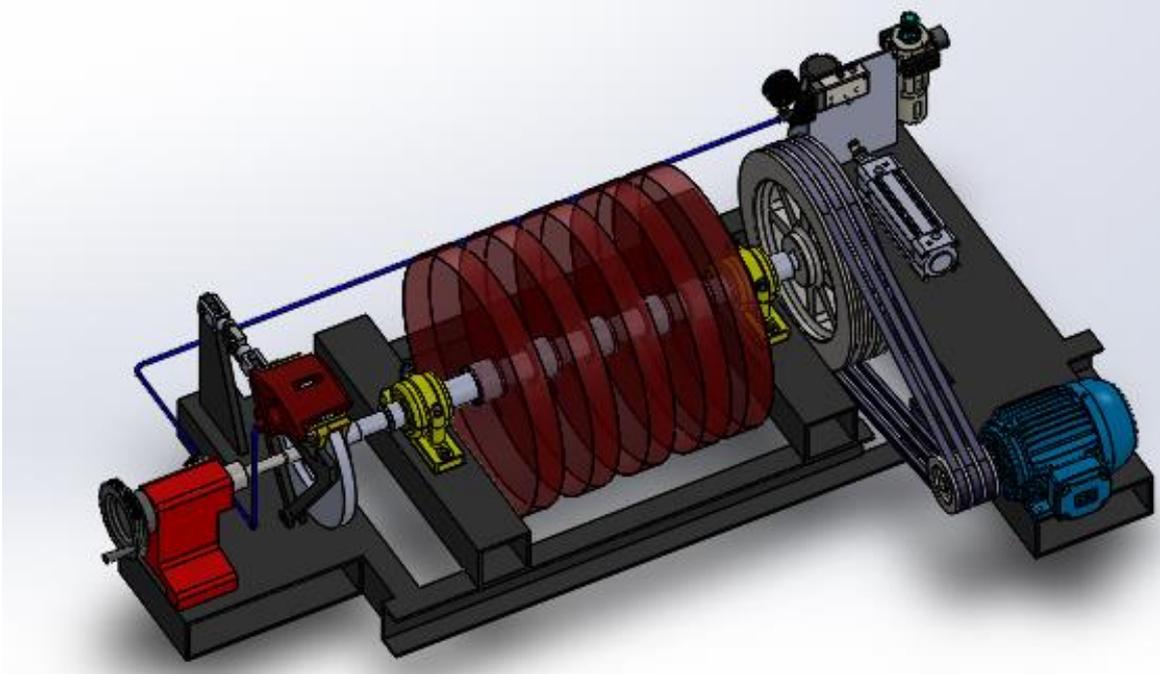


Figura 30 – Desenho do projeto definitivo do dinamômetro inercial

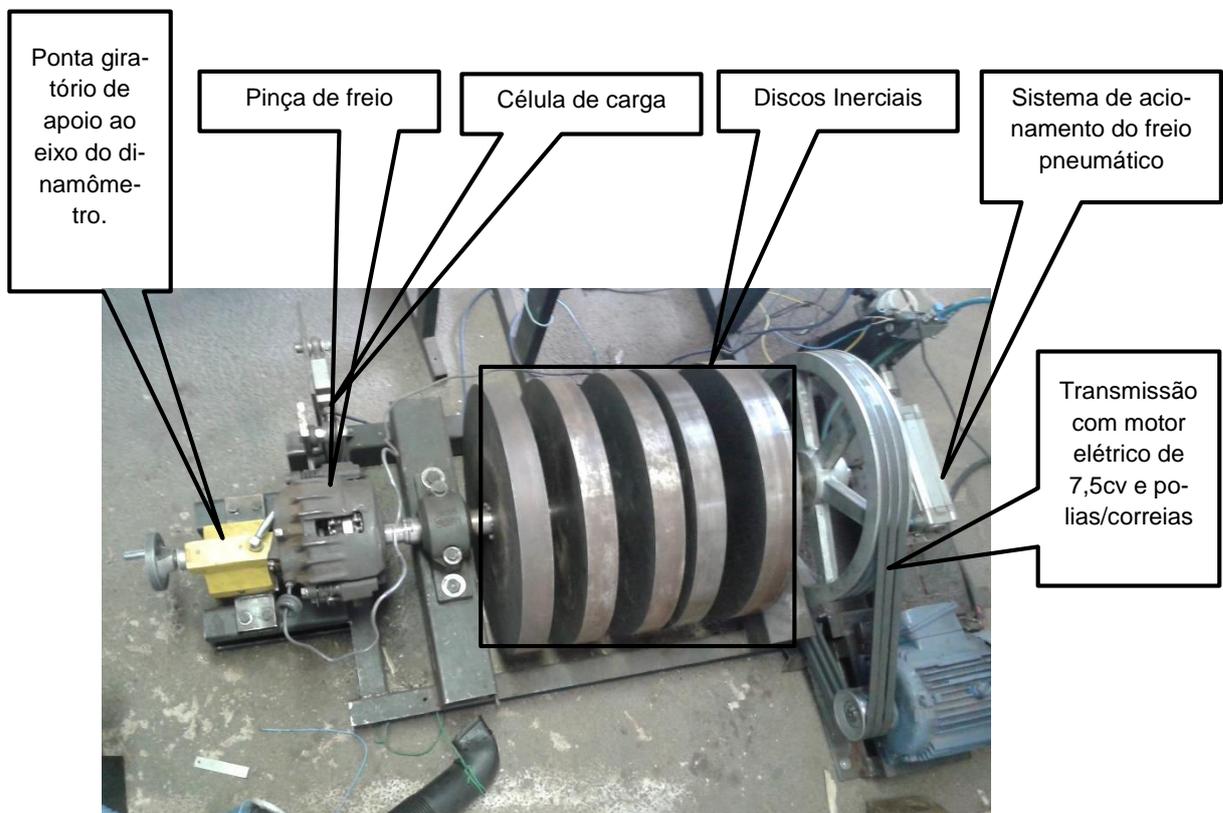


Figura 31 – Foto da montagem definitiva do dinamômetro inercial

## 6 ETAPA 3 – ESTUDO DO DESEMPENHO DE FERROS FUNDIDOS CINZENTOS

Este capítulo irá tratar de todo estudo de desgaste realizado em 3 tipos de ferros fundidos cinzentos utilizados em discos de freios de veículos leves, assim como das pastilhas envolvidas no conjunto.

A maioria das empresas voltadas para o mercado de reposição produz estes componentes em ferro fundido cinzento da classe FC-200, atendendo normalmente aos requisitos de baixo custo, ótima usinabilidade e boa condutividade térmica. Por outro lado, a indústria de fundição tem desenvolvido novas classes de ferros fundidos objetivando aumentar a vida dos discos de freio, aumentar a segurança deste componente, reduzir ruído, reduzir o peso e melhorar o desempenho do sistema de freio (30).

Com o crescimento do campo de aplicações desses materiais, diversos estudos têm sido realizados procurando otimizar as propriedades mecânicas a quente, a resistência à fadiga térmica, a resistência ao desgaste e a tenacidade, tendo-se verificado uma grande variação dessas propriedades em função, principalmente, da composição química e do tipo de matriz metálica presente. O presente estudo se insere nesta linha de pesquisa, no qual será avaliado o desempenho de três ligas diferentes de ferros fundidos aplicados em discos de freio, apresentando o comportamento de suas propriedades frente às solicitações impostas durante nos ciclos de frenagem. Esta avaliação é baseada nos resultados dos ensaios experimentais realizados no dinamômetro construído para este tipo de ensaio.

### 6.1 METODOLOGIA

#### 6.1.1 Materiais

Os materiais utilizados nesta pesquisa foram doados pela empresa de fundição Tupy. Vale ressaltar que a Tupy é a maior empresa especializada na produção de ferros fundidos do Brasil. Os ferros fundidos utilizados neste trabalho foram fornecidos em seu estado bruto de fundição, consistindo basicamente de três tipos de ferros fundidos cinzento. Os ferros fundidos foram fornecidos no formato de um disco de freio

normal, porém totalmente maciço com 245 mm de diâmetro por 16,5 mm de espessura na aba de contato com as pastilhas de freio, conforme exposto na Figura 32.



Figura 32 – Discos fornecidos pela Tupy.

Os três tipos de ferros fundidos cinzentos utilizados são normalmente usados na fabricação de tambores e discos de freio. Como pode-se observar na Figura 27, os discos vieram marcados, sendo o disco 1 da classe 250 (nomeado como Fe250), o disco 2 ligado com titânio (nomeado como FeTi) e o disco 3, com alto teor de carbono (nomeado como FeAC). As composições químicas destes ferros fundidos foram fornecidas pelo fabricante, mas com a condição de não serem divulgadas por se tratar de segredo industrial.

O material dos discos foi caracterizado por meio de análises metalográfica, ensaios de dureza Brinell e de rugosidade Ra (antes e de depois de 200 ciclos de ensaio de frenagem).

Para observações metalográficas, as amostras foram preparadas, seguindo o procedimento padrão da ASM (1985) de preparação de amostras de ferro fundido, isto é, lixamento a seco (lixas 180, 220, 320, 400, 600), seguido de polimento em pasta de diamante, com granulometrias de 6, 3 e 1  $\mu\text{m}$ , utilizando álcool etílico como lubrificante. Após polimento, as amostras foram fotografadas e depois analisadas num analisador de imagens (ImageJ), onde foi possível determinar o tamanho, forma, distribuição e fração volumétrica de grafita, para tanto, pelo menos 30 campos por amostra foram contabilizados visando minimizar o erro experimental. As observações realizadas foram comparadas com os padrões mostrados na norma ASTM 247-67 (1990) que determina a forma, tamanho e distribuição da grafita.

### 6.1.2 Ensaio de Desgaste

Os ensaios de desgaste neste, foram realizados no dinamômetro inercial, o qual foi construído com um acionamento por um motor elétrico com transmissão por polias, acoplado a um sistema de frenagem, utilizando discos e pastilhas de freio na forma e tamanho reais aos aplicados nos sistemas de freio de veículos do modelo Uno da Fiat, no qual simulou-se a situação real de frenagem, com os discos e pastilhas submetidos a várias condições de funcionamento. Para realizar tais simulações, foi necessário realizar adaptações no dinamômetro conforme já expostas, considerando a carga total para um veículo leve do tipo em estudo.

Nos ensaios finais foram aplicadas cargas e velocidades, conforme recomendações da norma SAE J2522, semelhantes àquelas alcançadas nos sistemas de freio reais, isto é, foi ajustado o dinamômetro para rodar a uma velocidade fixa de 80km/h e posteriormente aplica-se a frenagem com pressão do circuito hidráulico fixa em 2 Mpa e com redução de velocidade a cada frenagem para 30km/h. Conforme recomendação da norma foram realizados 200 ciclos de frenagem em cada disco. Durante o ensaio foi acompanhado em cada ciclo a força na frenagem e a temperatura e a cada 50 ciclos foi analisado o desgaste através de medidas de perda de massa, aspecto da superfície desgastada, temperatura de contato.

### 6.1.3 Determinação das Variáveis Avaliadas

Para a avaliação da variação do desgaste dimensional dos discos foram realizadas medições diretas utilizando um micrômetro digital da marca Digimes, com resolução de 0,001mm, medida em 4 pontos diferentes, os pontos foram marcados em cada disco para se manter o mesmo em todas as medições.

Para a avaliação da variação do desgaste dimensional das pastilhas foram realizadas medições das pastilhas interna e externa com o mesmo instrumento em 3 pontos diferentes que também foram marcados na peça para se manter o mesmo durante todas as leituras.

Para medição da força de atrito foram realizadas medições com uma célula de carga modelo Z 500 da Alfa Instrumentos, resolução de 0,01 Kgf, conectadas a um controlador modelo MK-2030, fabricante MK controles, que fornecia a informação diretamente em Kgf, a qual foi instalada na altura do disco, conforme já exposto na

Figura 26. Os dados foram obtidos através das gravações realizadas de cada ensaio, as quais eram repetidas várias vezes em câmara lenta a fim de coletar a informação correta.

Para medição das variações de temperatura foi utilizado um sensor tipo K, faixa de atuação de 0 a 1000 C°, conectado a uma placa de aquisição de dados que funciona com um amplificador de sinal que aliado ao software Labview que monitora e registra os valores de temperatura medidos ao longo de todo os ensaios. No software o sensor foi ajustado para atuar entre 20 C° a 300 C°.

Para avaliar a rugosidade superficial foi utilizado um rugosímetro eletrônico portátil da marca Starret modelo N° SR100, com as seguintes características:

- Faixa de medição: 200 $\mu$ m - 0,008”;
- Parâmetro de rugosidade: Ra
- Resolução: 0,01 $\mu$ m - 0,4 $\mu$ in (Ra) - 0,1 $\mu$ m - 4 $\mu$ in (demais);
- Energia: 4 baterias comuns;
- Dimensões: 125 x 80 x 38mm.

Para avaliar a dureza dos discos foi utilizado o durômetro de bancada do fabricante Digimess, referência: 400.005, com capacidade para medição de Dureza Rockwell Normal (HRC - HRB - HRA).

## 6.2 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 6.2.1 Caracterização Metalográfica dos Ferros Fundidos

As análises metalográficas realizados nos ferros fundidos estudados permitiram determinar a forma e distribuição da grafita e quantificar as frações volumétricas de ferrita, perlita e grafita presentes.

Na Figura 33 são mostradas micrografias das superfícies polidas dos ferros fundidos estudados. A morfologia da grafita nos três ferros fundidos cinzentos é constituída basicamente de longas lamelas homoganeamente distribuídas. Nas fotografias, verifica-se as lamelas de grafita são do tipo I.

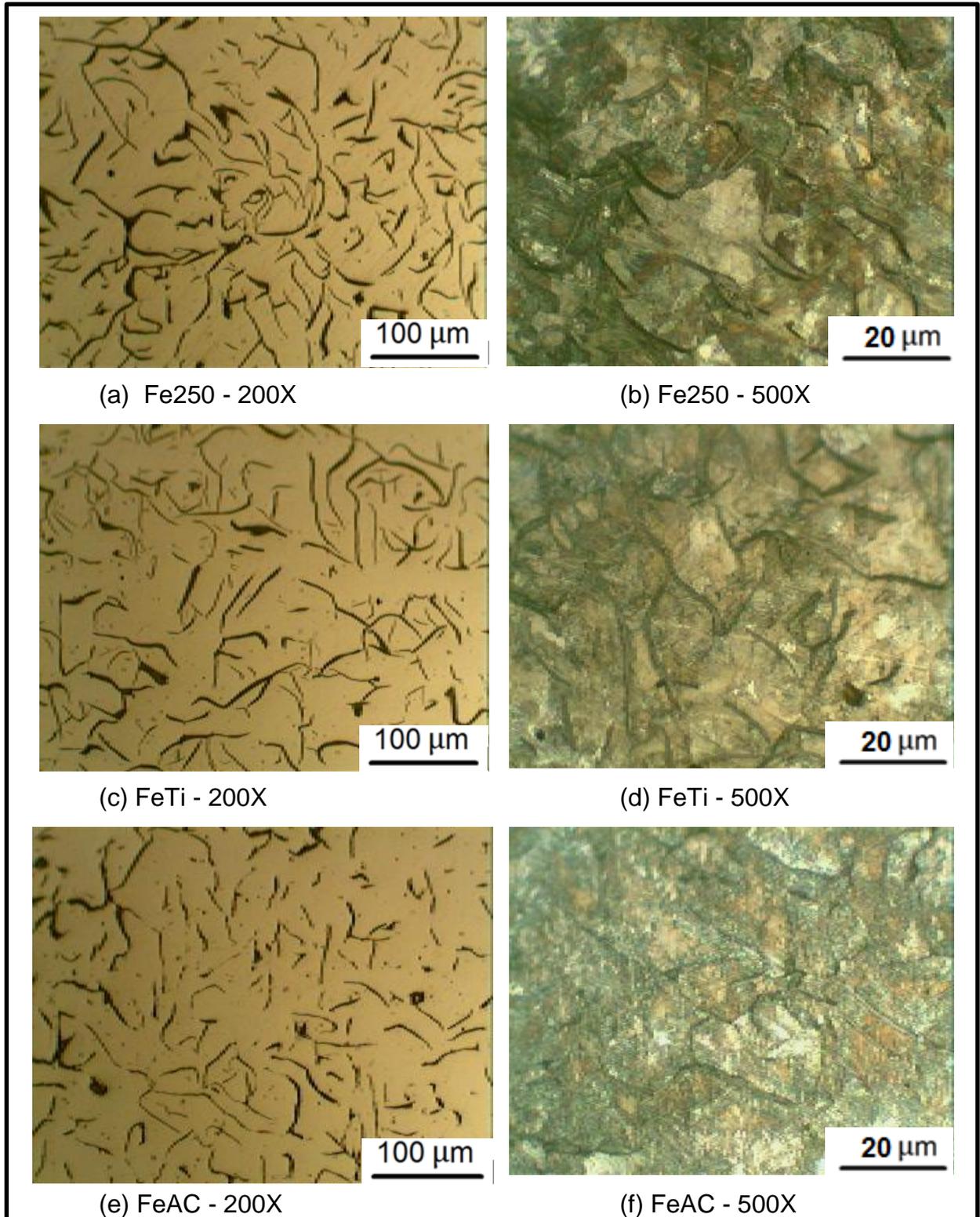


Figura 33 – Fotomicrografias das ligas estudadas (Zoom de 200X e 500X).

As análises realizadas nas superfícies polidas e depois atacadas mostraram que as microestruturas dos ferros fundidos cinzentos foram muito semelhantes entre si, consistindo basicamente de perlita grossa e grafita lamelar.

As características morfológicas e as frações volumétricas de grafita e dos outros microconstituintes presentes nos ferros fundidos estudados são apresentadas na Tabela 4.

Tabela 4 – Características microestruturais dos ferros fundidos estudados.

	<b>Fe250</b>	<b>FeTi</b>	<b>FeAC</b>
<b>% Grafita</b>	16,5	15,5	12,5
<b>Tipo de grafita</b>	IA	IA	IA
<b>% Perlita</b>	84	85	88
<b>% Ferrita</b>	< 1	< 1	< 1

A pesar da liga 3 (FeAC) ser considerada como de alto carbono, a fração de grafita medida foi a menor entre os três ferros estudados.

### 6.2.2 Dureza dos Ferros Fundidos

O valor médio de 5 medições de dureza Brinell são mostrados Tabela 5. Nota-se que o disco 1 alcança a menor dureza, justificado pelo maior teor de grafita presente na estrutura. O disco 2 é o mais duro, explicado, principalmente pela adição do elemento de liga Ti, que em geral aumenta a dureza do material visando uma maior resistência ao desgaste. E o disco 3 apresentou valores de dureza intermediários, como esperado, em função das análises metalográficas.

Tabela 5 – Dureza Brinell dos ferros fundidos estudados.

	<b>Dureza HB</b>
<b>Fe250</b>	203 ± 0,5
<b>FeTi</b>	237 ± 1,5
<b>FeAC</b>	215 ± 1,0

### 6.2.3 Rugosidade Superficial

Os valores de rugosidade superficial “Ra” medidos em 4 pontos da superfície dos discos (lado interno e lado externo) antes dos ensaios de frenagem são apresentados na Tabela 6.

Tabela 6 – Rugosidade superficial “Ra” dos discos antes dos ensaios de frenagem.

	Ra [ $\mu\text{m}$ ]	
	Lado Interno	Lado Externo
<b>Fe250</b>	0,64 $\pm$ 0,01	0,62 $\pm$ 0,01
<b>FeTi</b>	0,63 $\pm$ 0,01	0,61 $\pm$ 0,01
<b>FeAC</b>	0,64 $\pm$ 0,01	0,62 $\pm$ 0,01

Pode se observar que em todos os 3 discos a rugosidade obtida na usinagem antes dos ensaios, ficaram dentro do esperado para o processo de torneamento realizado com cuidado, conforme pode-se comprovar na Figura 34.

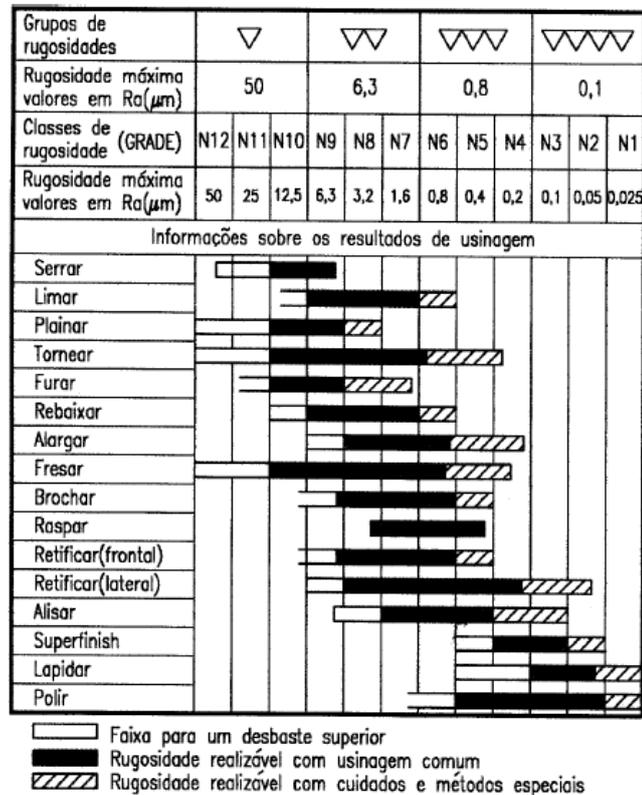


Figura 34 – Rugosidade Ra em função do tipo de processo de usinagem utilizado (38).

### 6.2.4 Caracterização da pastilha de freio

Observou-se através de microscopia óptica, que a pastilha de freio era constituída de regiões claras e de partículas brilhantes, como mostrado na Figura 35. Análises posteriores revelaram que as regiões claras eram grafita e que as partículas brilhantes eram, em sua grande maioria, fibras de ferro e algumas partículas de latão (7).

Junto à fotografia da superfície da pastilha de freio, obtida por microscopia óptica, são mostrados difratogramas obtidos usando espectrometria de energia dispersiva (EDS – energy disperse spectrometry) que verificam a composição química dos componentes observados. A pastilha usada neste trabalho é constituída principalmente de 25% de grafita, 12% de fibra de ferro e 5% de latão (7).

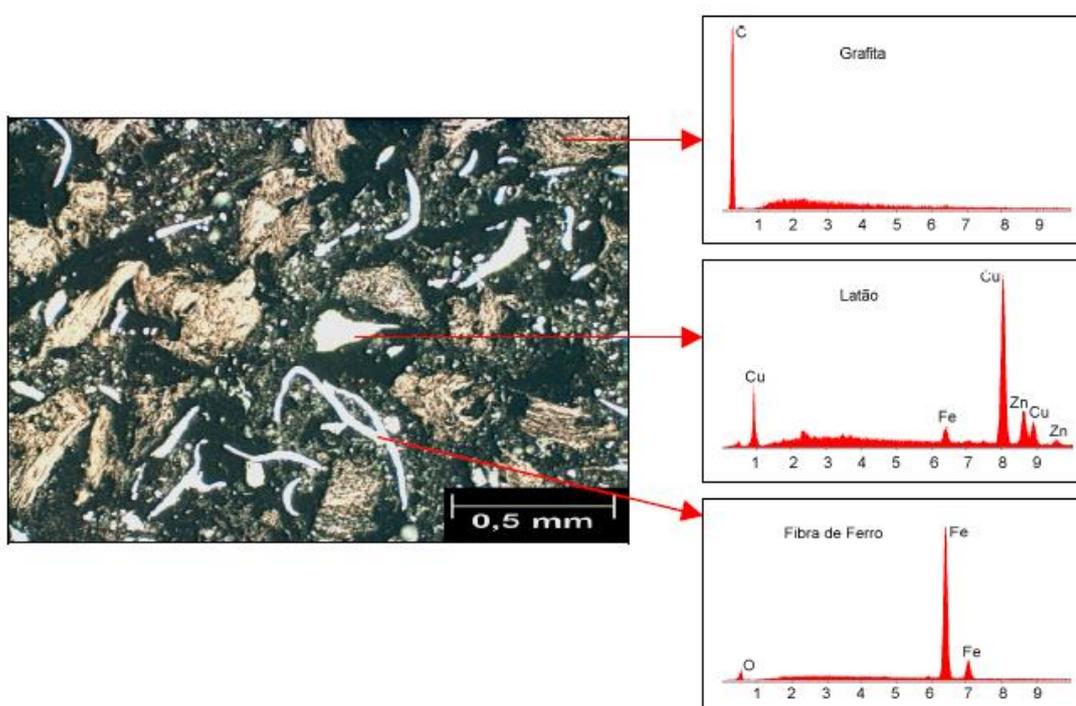


Figura 35 – Microscopia óptica e análises EDS da pastilha de freio (7).

A grafita que é utilizada em pastilhas de freio atua como lubrificante sólido e serve para estabilizar o coeficiente de atrito, principalmente em altas temperaturas (8). Este autor relata também, que as partículas de latão, de maneira análoga, atuam como modificadores do atrito. Portanto, pode-se concluir que entre 30 e 40 % do volume total da pastilha de freio usada neste trabalho, é constituída por elementos modificadores do atrito, e que somado com as fibras de ferro (elemento estrutural da pastilha), representam aproximadamente 50% do volume total da pastilha.

## 6.2.5 Resultados dos Ensaios no Disco 1 - Liga Fe250

### 6.2.5.1 Desgaste Dimensional do Disco 1

Na Figura 36 são mostrados os resultados do desgaste do disco 1 obtidos por meio da variação da espessura do disco, medidos em 3 pontos de controle fixos. Nesta Figura é mostrado também o valor médio das medições.

Nota-se que o desgaste é muito heterogêneo e varia no decorrer do ensaio em função do ponto analisado. Este comportamento pode ser atribuído também a dificuldade encontrada na realização e obtenção das medidas. Entretanto, analisando os valores médios, observa-se que os maiores desgastes ocorrem nos primeiros 50 ciclos de ensaio, período no qual ocorre o assentamento e a acomodação das superfícies em contato (período de *running-in*), chegando a 0,006 mm. Depois desse período o desgaste cai até 0,004mm, se estabiliza e volta a crescer nos últimos 50 ciclos até um patamar semelhante ao do *running-in*.

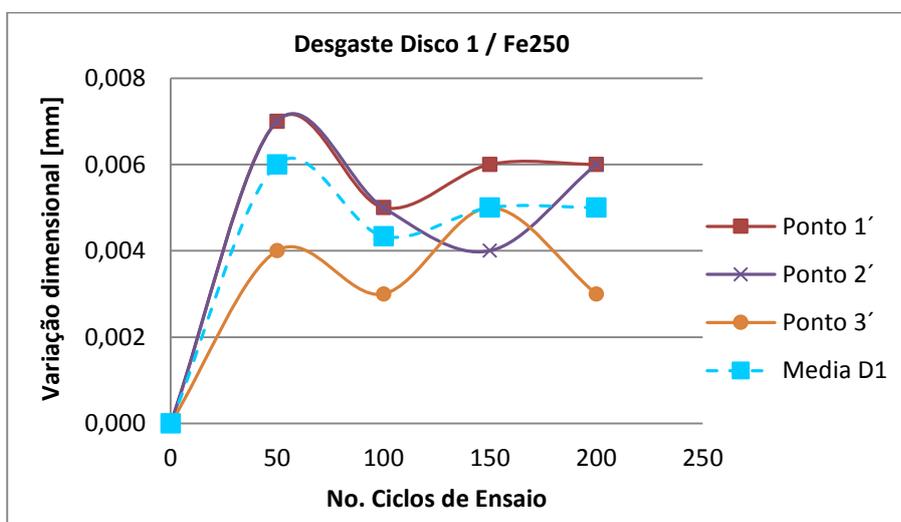


Figura 36 – Desgaste do disco 1 – Fe250.

Na Figura 37 é mostrado o desgaste total do disco por meio da variação acumulada da espessura da parede. Como visto na figura anterior, o desgaste variou a cada 50 ciclos de frenagem, por isso, a forma da curva tende a ser uma linha reta com alguns graus de inclinação, alcança 0,020 mm no final dos 200 ciclos de ensaio.

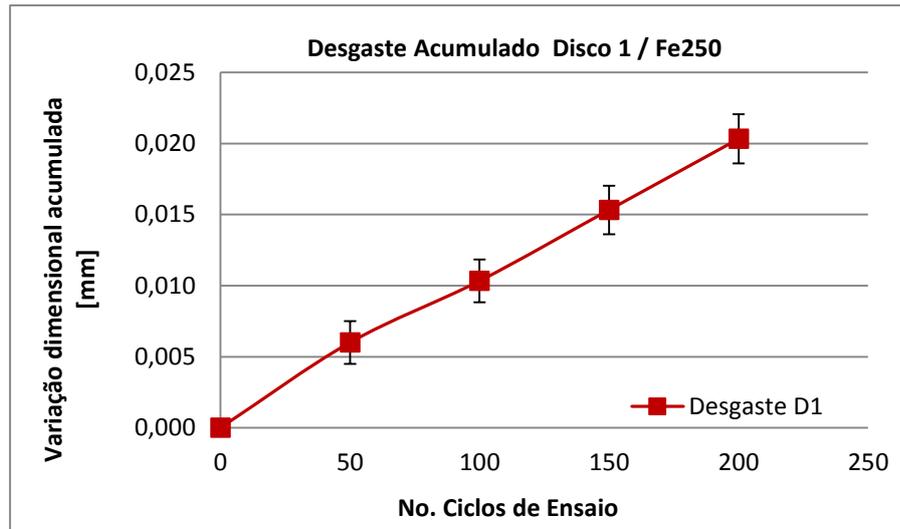


Figura 37 – Variação dimensional acumulada no disco 1 – Fe250.

#### 6.2.5.2 – Desgaste das Pastilhas no Disco 1

Nas Figuras 38 e 39 é mostrada a variação da espessura das pastilhas de freio ensaiadas com o disco 1, dependendo de sua posição, interna ou externa, e do número de ciclos de frenagem.

Devido à heterogeneidade do material das pastilhas, sua baixa dureza e facilidade de se desintegrar, a medição exata da variação da espessura foi muito difícil. Entretanto ao analisar os valores médios, nota-se que o desgaste ficou próximo de 0,15mm a cada 50 ciclos de ensaio, independentemente da posição da pastilha.

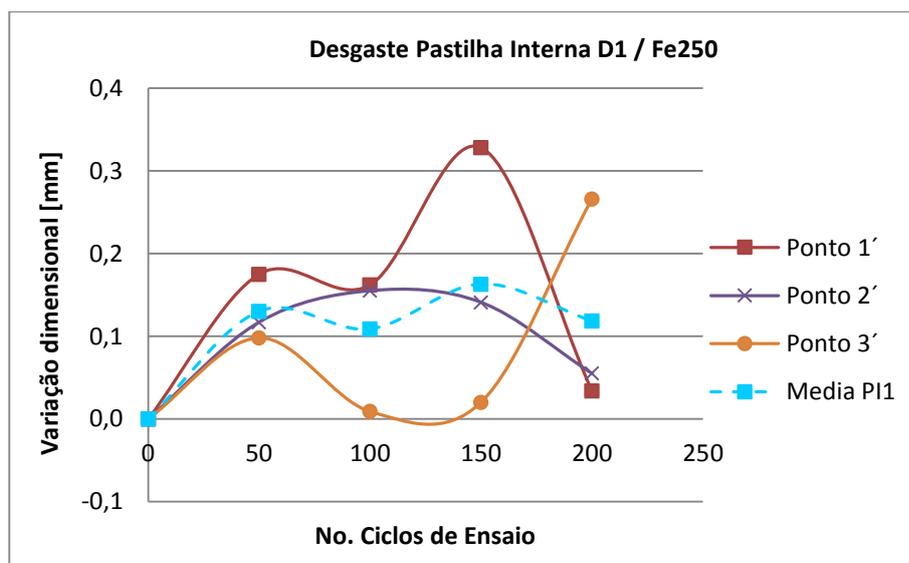


Figura 38 – Desgaste pastilha interna - Disco 1.

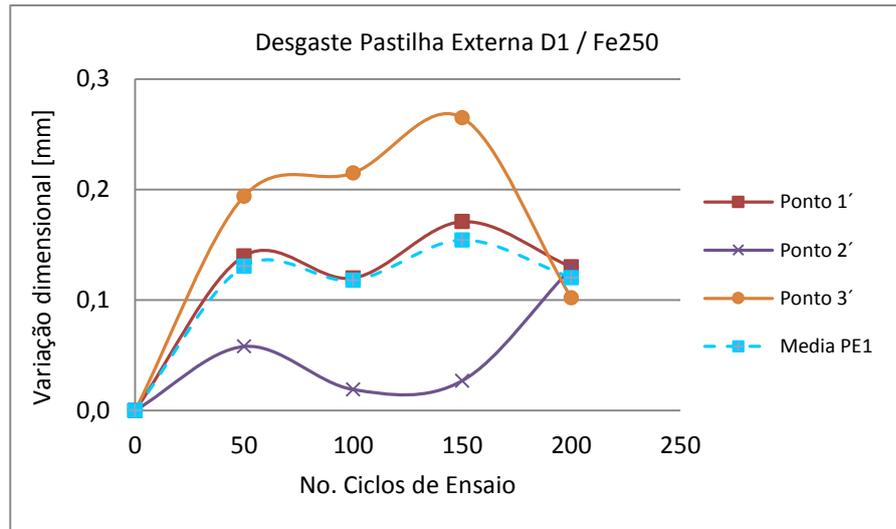


Figura 39 – Desgaste pastilha externa - Disco 1.

Nas Figuras 40 e 41 é mostrado o desgaste acumulado das pastilhas em função da posição, seja interna ou externa. Considerando o comportamento do desgaste visto nas Figuras 38 e 39, verifica-se que o desgaste acumulado foi igual, para as duas pastilhas, chegando a 0,5 mm de variação de espessura depois dos 200 ciclos de ensaio.

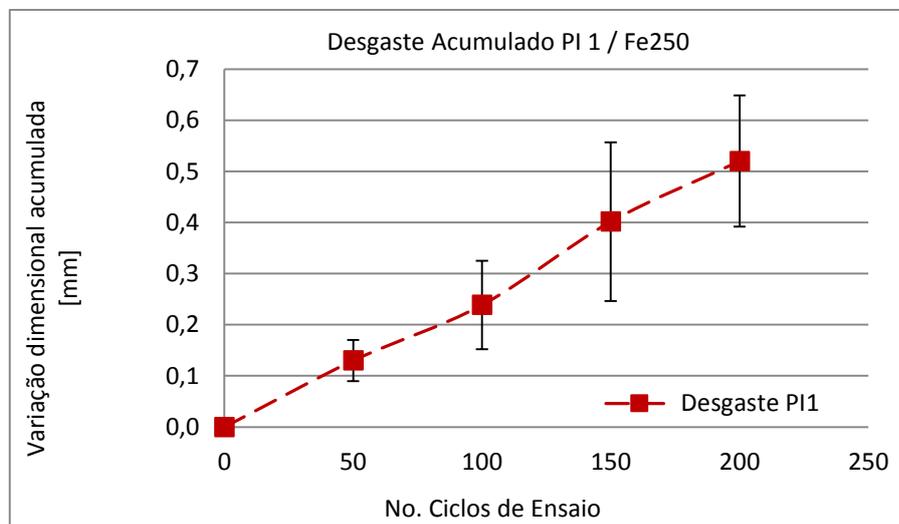


Figura 40 – Desgaste acumulado da pastilha interna - Disco 1.

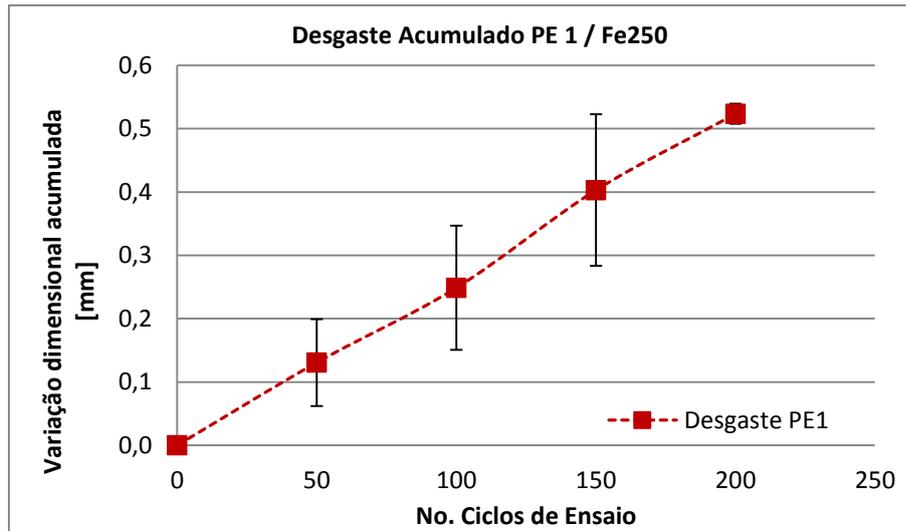


Figura 41 – Desgaste acumulado da pastilha externa - Disco 1.

### 6.2.5.3 Força de Atrito e Temperatura no Disco 1

Na Figura 42 é mostrada a força de atrito medida em intervalos de 50 ciclos de ensaio com o disco 1, até completar 200 ciclos. Nota-se também, que os valores de atrito vão aumentando progressivamente, durante o período de assentamento das superfícies, e alcançam um patamar constante depois de 6 ciclos de frenagem, entre 430 e 500 N; com um valor médio de aproximadamente 460N.

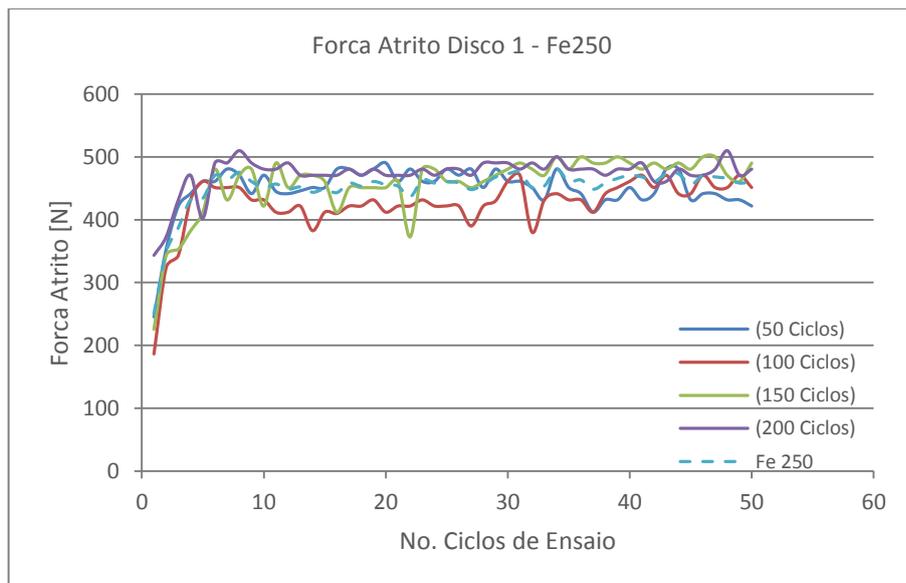


Figura 42 - Força de atrito alcançada no Disco 1.

Na Figura 43 mostra-se a variação da temperatura medida em períodos de 50 ciclos de frenagem. Os valores aumentam durante o assentamento e depois se estabilizam em entre 150 e 200°C a partir do décimo ciclo de frenagem. E um valor médio de 180 °C. A tendência de crescimento e estabilização da temperatura acompanha o comportamento observado nos valores da força de atrito.

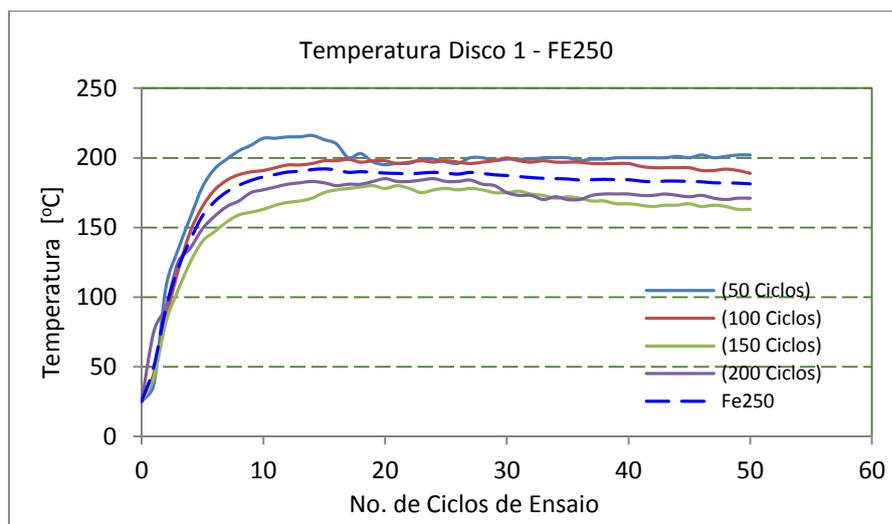


Figura 43 – Temperatura alcançada no disco 1.

## 6.2.6 Resultados Dos Ensaio No Disco 2 (Liga FeTi)

### 6.2.6.1 Desgaste Dimensional do Disco 2

Analogamente aos resultados de desgaste obtidos com o disco 1, na Figura 44 são mostrados os valores de desgaste com o disco 2.

O desgaste também variou no decorrer do ensaio em função do ponto e do período analisados. Os valores médios indicam que os maiores desgastes ocorreram também nos primeiros 50 ciclos, devido ao running-in do processo, alcançando valores próximos a 0,008 mm. Depois o desgaste diminui e se estabiliza em valores próximo de 0,006 mm a cada 50 ciclos.

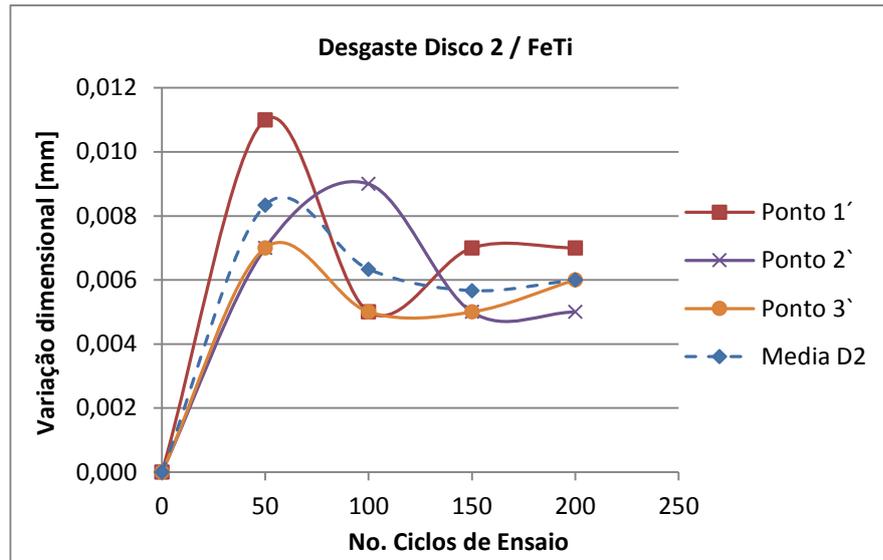


Figura 44 – Desgaste do disco 2 – FeTi.

O desgaste total acumulado do disco 2 é mostrado na Figura 45. Devido ao desgaste ser variável a cada intervalo de 50 ciclos de ensaio, o desgaste acumulado apresenta uma tendência a ser uma linha reta com várias inclinações; alcançando o valor máximo em 0,025 mm ao final dos 200 ciclos de ensaio.

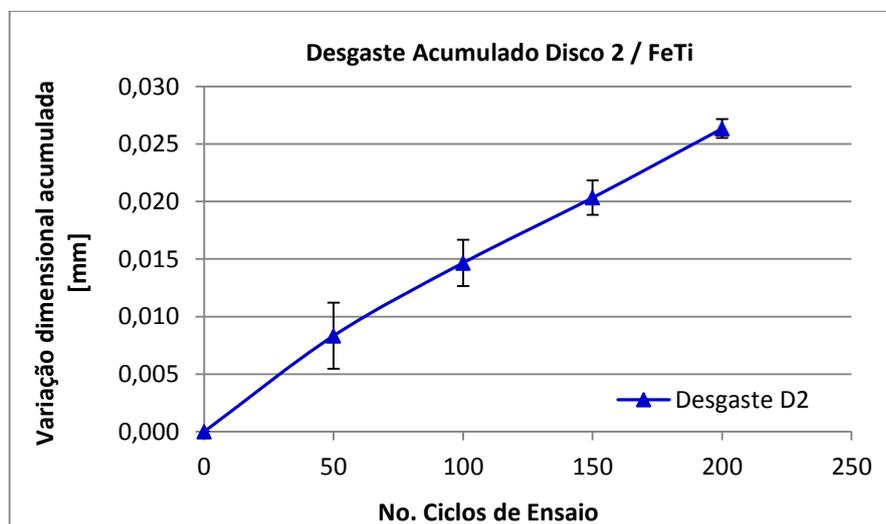


Figura 45 - Variação dimensional acumulada no Disco 2.

#### 6.2.6.2 Desgaste das Pastilhas no Disco 2

Nas Figuras 46 e 47 é mostrada a variação da espessura das pastilhas de freio ensaiadas com o disco 2, dependendo de sua posição, interna ou externa, e do número de ciclos de frenagem.

Outra vez são observadas grandes variações dimensionais no decorrer dos ensaios. Com tudo, os valores médios mostram uma tendência à estabilização em valores próximos de 0,10 mm a cada 50 ciclos de ensaio, independentemente da posição da pastilha.

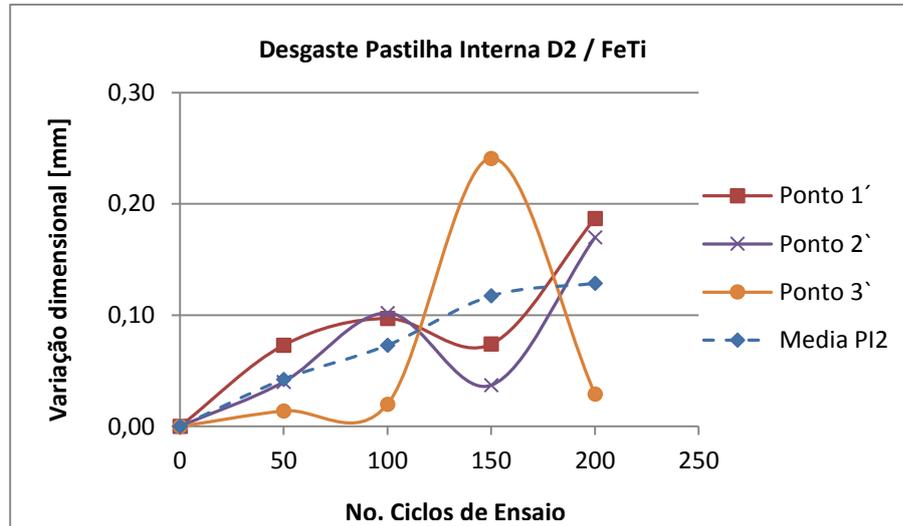


Figura 46 – Desgaste da pastilha interna - Disco 2.

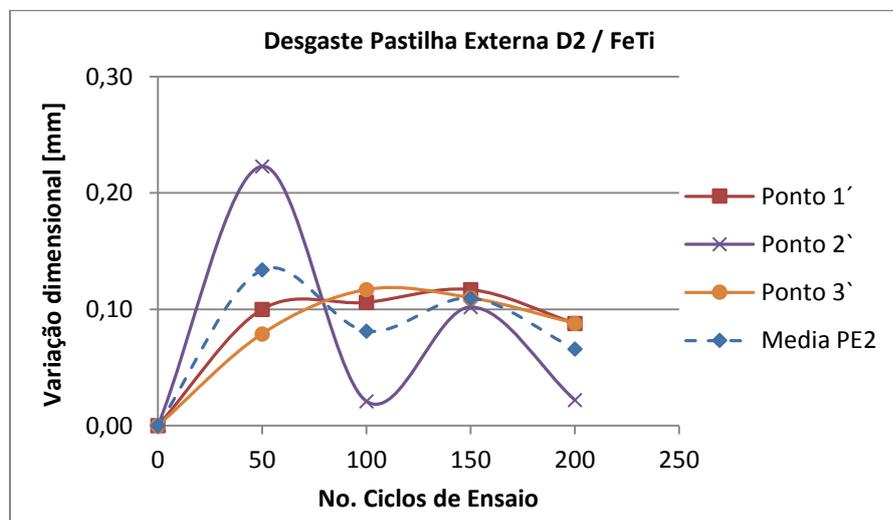


Figura 47 – Desgaste pastilha externa - Disco 2.

Nas Figuras 48 e 49 é mostrado o desgaste acumulado das pastilhas ensaiadas com o disco 2, em função da posição, seja interna ou externa. Ao final dos 200 ciclos de ensaio as duas pastilhas apresentaram desgaste acumulado semelhante próximo de 0,4 mm.

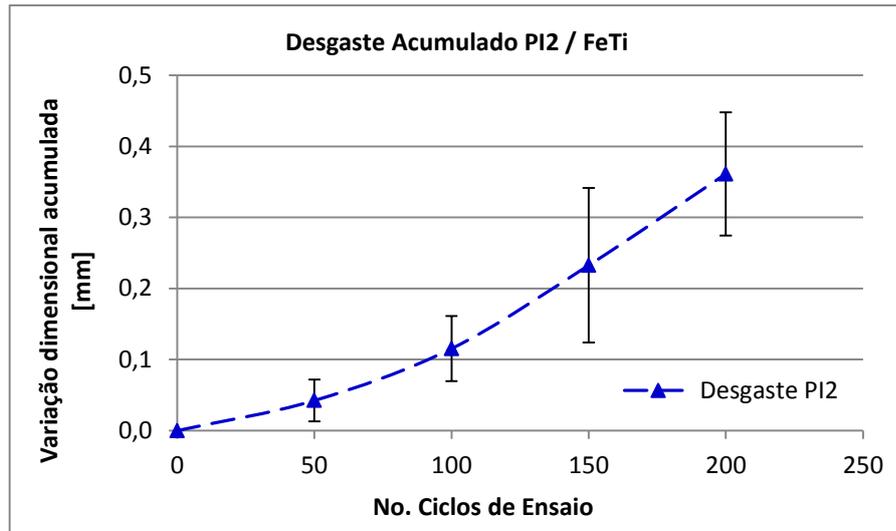


Figura 48 – Desgaste acumulado da pastilha interna - Disco 2.

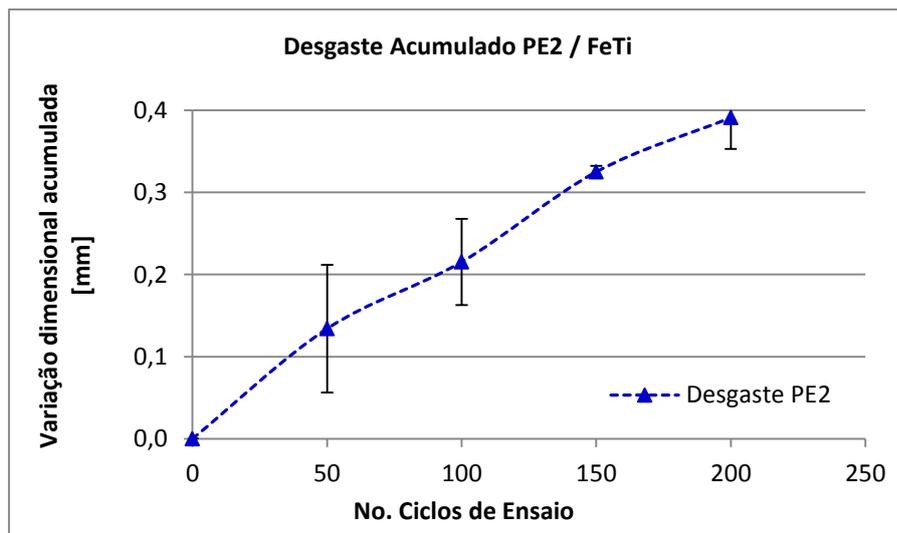


Figura 49 – Desgaste acumulado da pastilha externa - Disco 2.

### 6.2.6.3 Força de Atrito e Temperatura no Disco 2

Na Figura 50 é mostrada a força de atrito medida em intervalos de 50 ciclos de ensaio com o disco 2, até 200 ciclos. Verifica-se também, o período de assentamento das superfícies, onde o aumento da força de atrito é paulatino, e depois não ocorre a estabilização das medidas. A força de atrito variou entre 300 e 500 N; e um valor médio que pode ser considerado como 420 N.

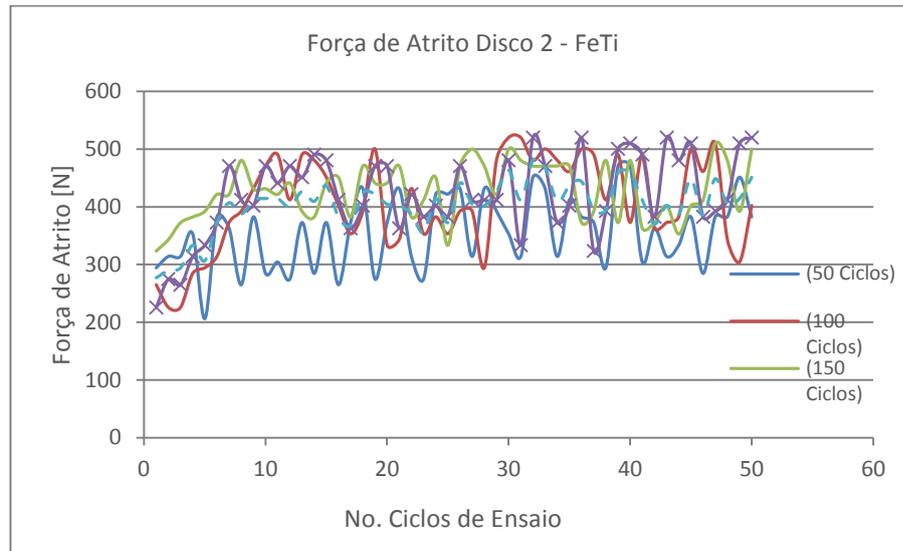


Figura 50 – Força de atrito média na frenagem do Disco 2.

Na Figura 51 é apresentada a variação da temperatura durante um período de 50 ciclos de frenagem. Seguindo o comportamento observado com a força de atrito, a temperatura também mostrou um aumento progressivo durante o assentamento e uma tardia estabilização, a qual ocorre também, após 25 ciclos de frenagem. A estabilização acontece em valores, em média, próximos a 150 °C. Nos outros 150 ciclos de frenagem o comportamento foi semelhante. A tendência de crescimento e estabilização dos valores de temperatura acompanha o comportamento observado nos valores da força de atrito.

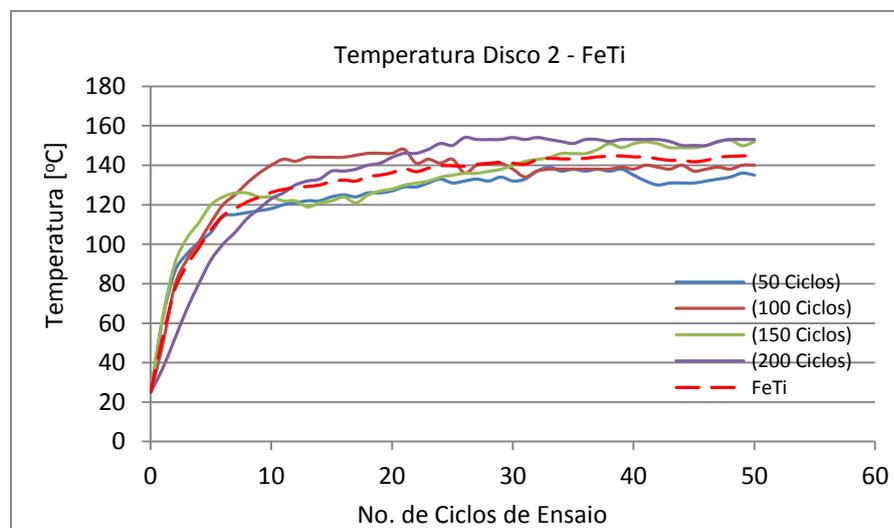


Figura 51 – Temperatura média na frenagem do Disco 2.

## 6.2.7 Resultados Dos Ensaio No Disco 3 (Liga FeAC)

### 6.2.7.1 Desgaste Dimensional do Disco 3

Na Figura 52 são mostrados os valores de desgaste do disco 3. Na média, observa-se que o *running-in* ocorre, também, nos primeiros 50 ciclos de frenagem e que depois disso o desgaste diminui e se estabiliza em valores próximo de 0,005 mm a cada 50 ciclos.

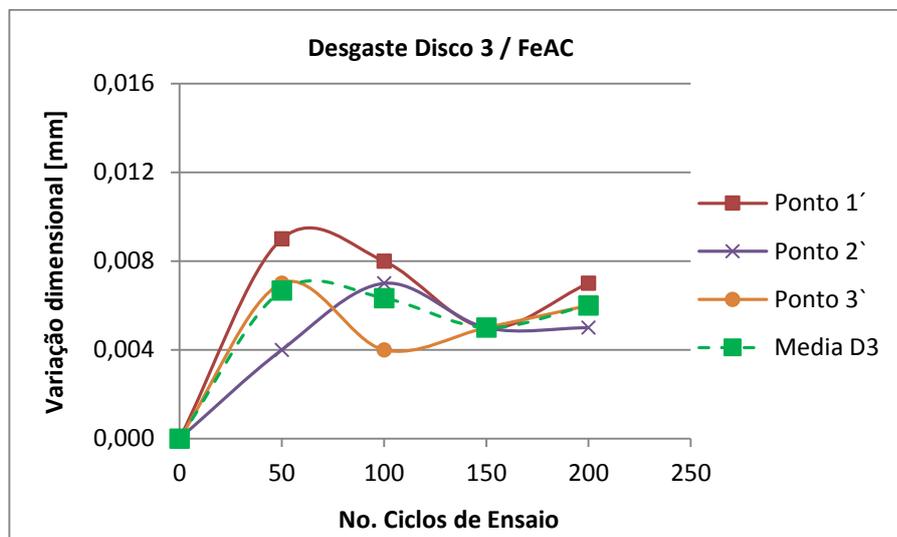


Figura 52 – Desgaste do disco 3 – FeAC.

Na Figura 53, tem-se a representação da variação acumulada do desgaste no disco 3. Nota-se que o incremento é progressivo e constante; o que gera uma linha reta de tendência quase perfeita.

No final dos 200 ciclos de frenagem foram medidas variações totais de aproximadamente 0,025 mm na espessura do disco.

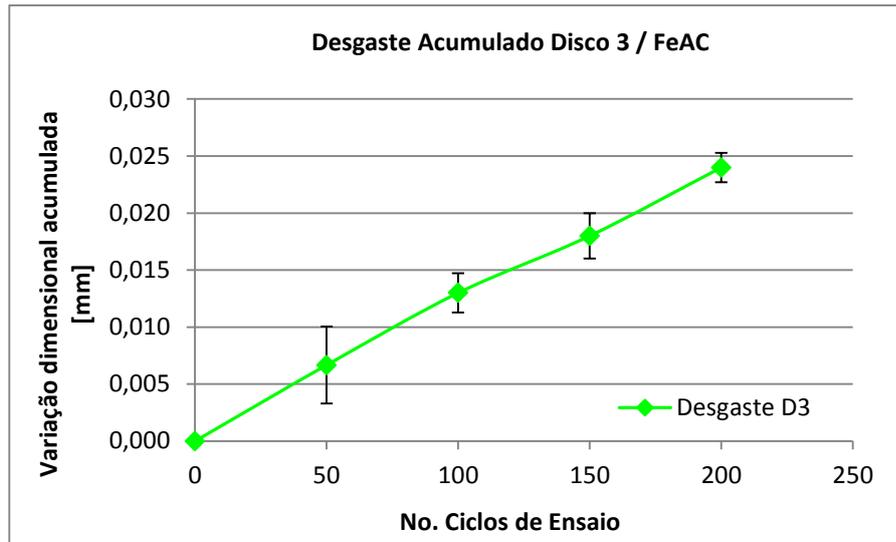


Figura 53 – Variação dimensional acumulada no disco 3 – FeAC.

#### 6.2.7.2 Desgaste das Pastilhas no Disco 3

Nestes ensaios, também houve muita dificuldade na medição precisa da variação dimensional das pastilhas de freio. Na Figura 54 são mostrados os valores medidos nos três pontos de análise da pastilha de freio interna; assim como a representação da média dos valores. Observa-se que os valores são muito dispersos, mas na média tendem a se estabilizar em valores próximos a 0,13 mm.

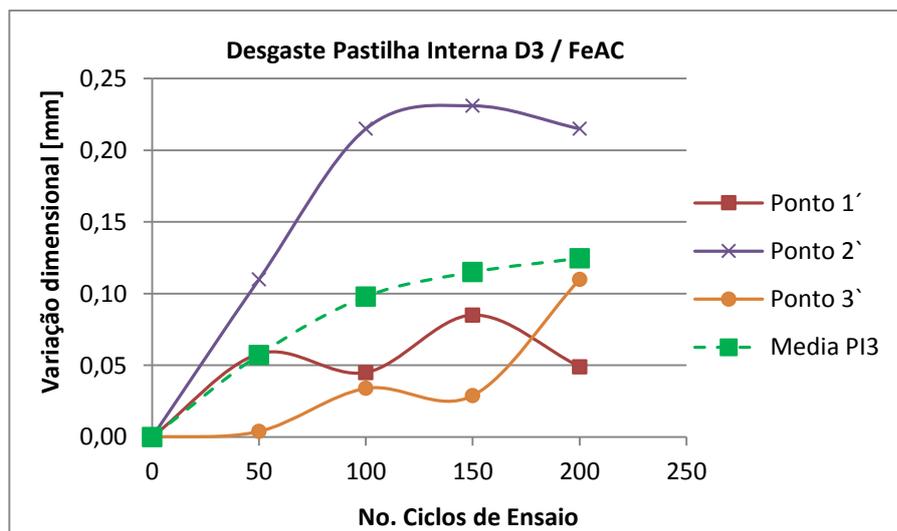


Figura 54 – Desgaste da pastilha interna - Disco 3.

As medidas de desgaste da pastilha externa, ensaiada com o disco 3, são apresentadas na Figura 55. Outra vez os resultados são bem dispersos, mas em média se aproximam a 0,08 mm depois de 200 ciclos de frenagem.

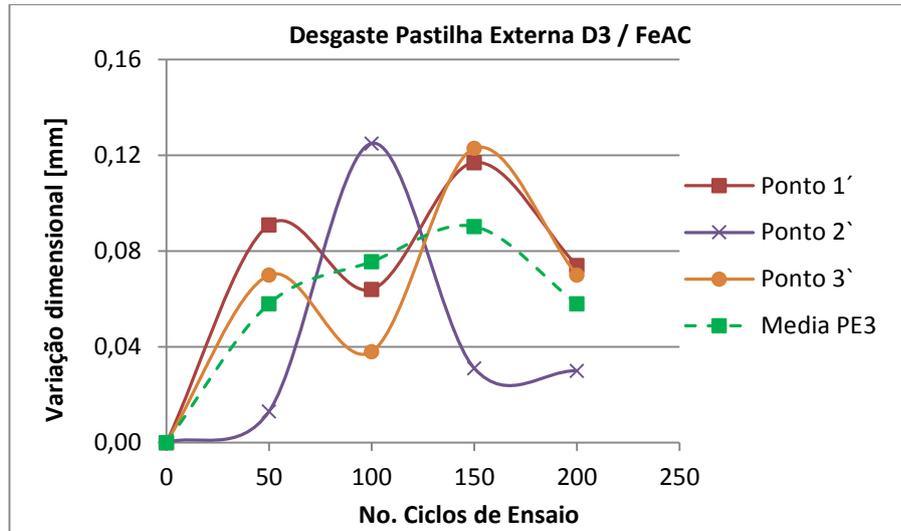


Figura 55 – Desgaste da pastilha externa - Disco 3.

Os desgastes acumulados das pastilhas internas e externas, ensaiados com o disco 3 – FeAC, são mostradas nas Figura 56 e 57. As barras de desvio padrão indicam claramente que os resultados foram muito dispersos, mas que na média o aumento foi constante e homogêneo.

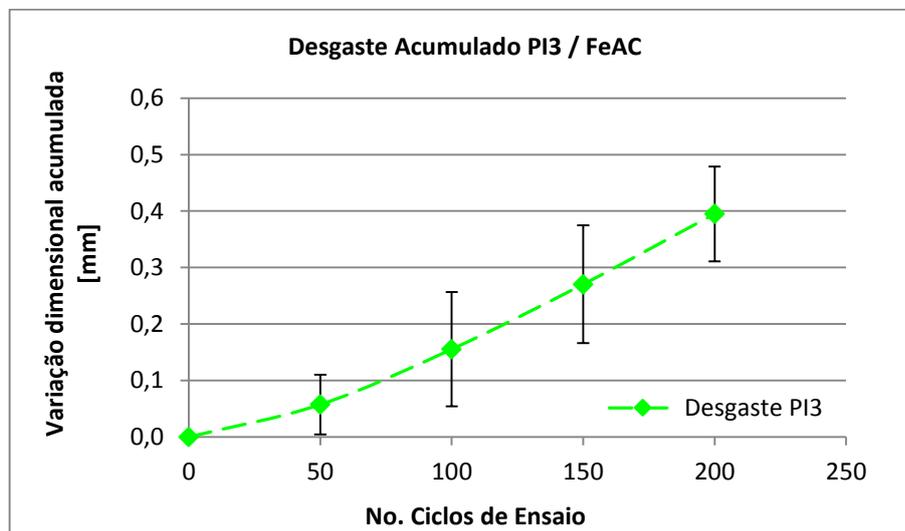


Figura 56 – Desgaste acumulado da pastilha interna -Disco 3.

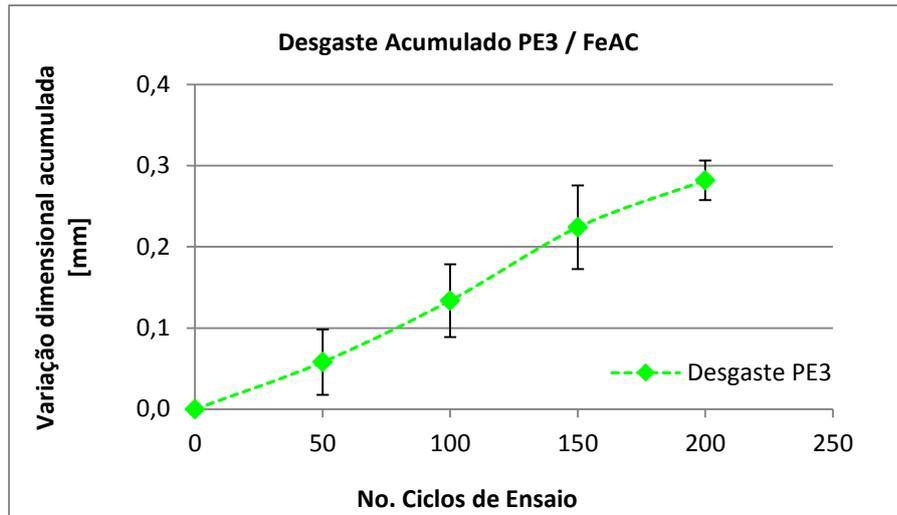


Figura 57 - Desgaste acumulado da pastilha externa - Disco 3.

### 6.2.7.3 Força de Atrito e Temperatura no Disco 3

Na Figura 58 é mostrada a força de atrito medida em intervalos de 50 ciclos de ensaio com o disco 3. O período de assentamento das superfícies (*running-in*) é evidente nos primeiros ciclos, 15 aproximadamente. Depois disso, as medidas se estabilizam e permanecem constantes, em média em torno de 520 N, até a finalização dos 50 ciclos de frenagem.

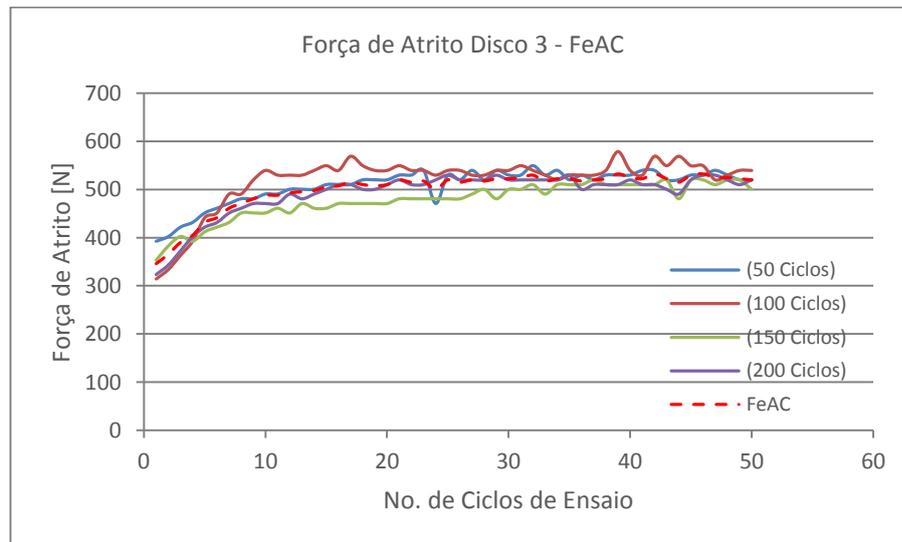


Figura 58 – Força de atrito na frenagem do Disco 3.

A temperatura medida em intervalos 50 ciclos de frenagem com o disco 3 – FeAC são mostrados na Figura 59. As curvas apresentam um comportamento crescente e rápido no período de *running-in*, até os 10 primeiros ciclos. Depois o aumento

é menos acentuado e contínuo, até alcançar sua estabilização a partir dos 30 ciclos atingindo uma temperatura média de 160 °C.

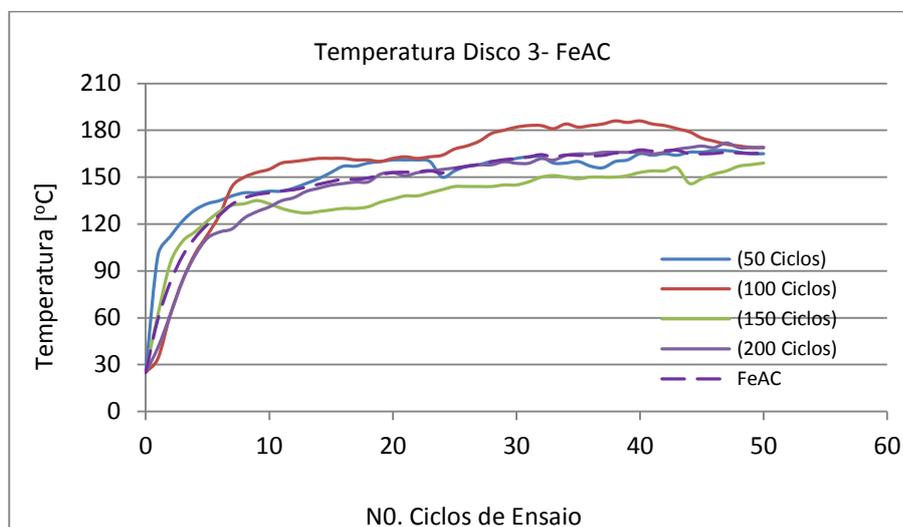


Figura 59 – Temperatura de frenagem do Disco 3.

### 6.2.8 Rugosidade Superficial Depois dos Ensaios

Os valores de rugosidade superficial “Ra” medidos em 4 pontos da superfície discos (lado interno e lado externo) depois dos ensaios de frenagem são apresentados na Tabela 7.

Tabela 7 – Rugosidade superficial “Ra” dos discos depois dos ensaios de frenagem.

	Ra [ $\mu\text{m}$ ]	
	Lado Interno	Lado Externo
<b>Fe250</b>	0,16 $\pm$ 0,01	0,17 $\pm$ 0,01
<b>FeTi</b>	0,17 $\pm$ 0,01	0,15 $\pm$ 0,01
<b>FeAC</b>	0,14 $\pm$ 0,01	0,16 $\pm$ 0,01

Após os ensaios, notou-se que as superfícies sofreram um acentuado alisamento, onde a rugosidade diminuiu 0,62  $\mu\text{m}$  para 0,16  $\mu\text{m}$ . O contato entre os ferros fundido, com matrizes metálicas duras, e as pastilhas de freio, com matriz polimérica e componentes moles (grafita e latão), acabou promovendo o polimento das superfícies dos discos.

## 7 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Comparando o desgaste médio medido nos discos estudados parece evidente que, os três ferros fundidos cinzentos apresentaram um desempenho muito semelhante nas condições de ensaio realizadas, como é mostrado na Figura 56.

Este comportamento não é difícil de entender, pois os três ferros fundidos, se mostraram microestruturalmente muito parecidos, possuindo matrizes quase 100% perlíticas e formas de grafita semelhantes. Além disso, suas propriedades mecânicas resultaram também, muito semelhantes.

### 7.1 COMPARATIVO DO DESGASTE DIMENSIONAL

A Figura 60 são apresentados os valores de desgaste médio dos 3 discos estudados, em função da variação dimensional da espessura da parede do disco. Considerando o desvio padrão dos resultados, nota-se que o desgaste dos discos FeTi e FeAC são iguais, enquanto que o disco Fe250 apresenta uma resistência ao desgaste, ligeiramente maior.

O resultado observado no Fe250 pode ser explicado pelo maior teor de grafita presente no material (aproximadamente 16,5% em vol.). A grafita serviria como um lubrificante sólido que protegeria a superfície do disco contra o desgaste. De todas as maneiras, o melhor desempenho é apenas marginal, pois a diferença com os outros dois ferros fundidos é próxima a 0,01 mm, depois de 200 ciclos de ensaio de frenagem.

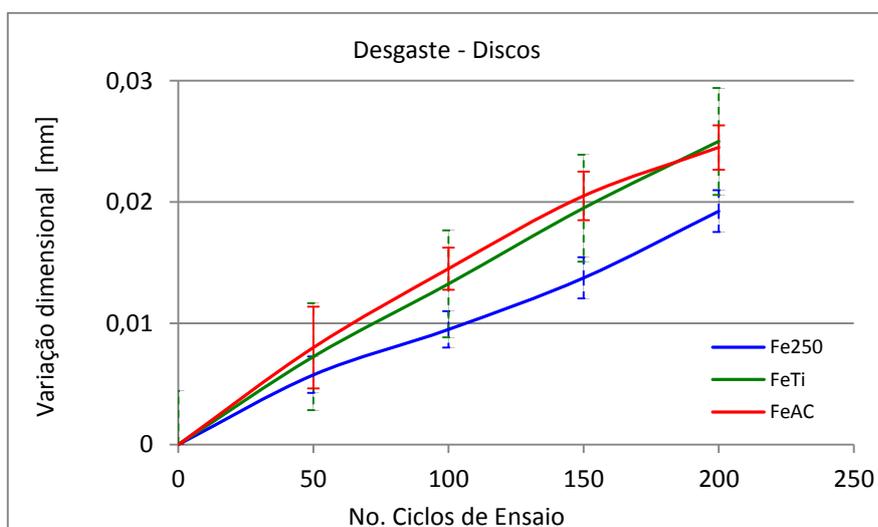


Figura 60 – Desgaste acumulado nos 3 discos.

A dificuldade encontrada na medição do desgaste das pastilhas devido, principalmente, às características físicas do material que constitui a pastilha, levou a resultados muito semelhantes entre si; independentemente do tipo de disco que estava sendo ensaiado e/ou da posição da pastilha, seja interna ou externa, como é visto nas Figuras 61 e 62.

Nas figuras observa-se que a inclinação das curvas que indicam o incremento do desgaste é muito semelhante, entre todas. Inclusive, o desvio padrão dos resultados mostra também que os resultados são praticamente iguais; e que ao final dos 200 ciclos de frenagem, todas atingiram aproximadamente 0,4 mm de variação dimensional da espessura.

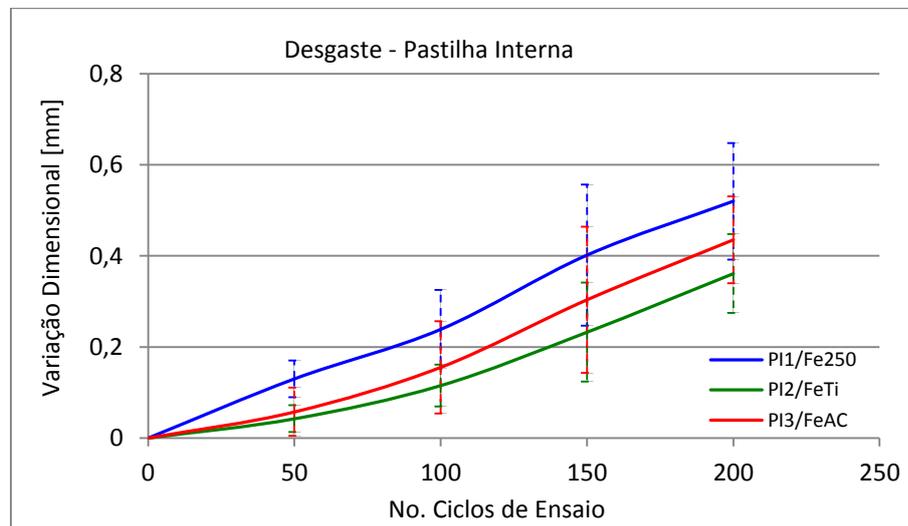


Figura 61 – Desgaste da pastilha interna comparado nos 3 discos.

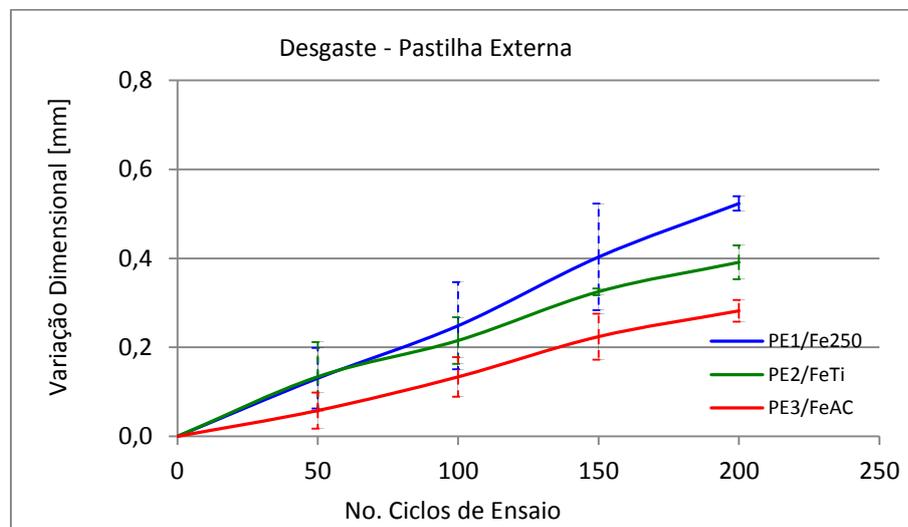


Figura 62 – Desgaste da pastilha externa comparado nos 3 discos.

## 7.2 COMPARATIVOS DA FORÇA DE ATRITO

Na Figura 63 são mostradas, de forma comparativa, as forças de atrito médio medidos durante um intervalo de 50 ciclos de ensaio de frenagem com os três tipos de ferro fundido estudados. Verifica-se que os valores são muito parecidos entre si, independentemente, do ferro fundido analisado, atingindo valores entre 400 e 520 N. Entretanto, nota-se também, que as maiores forças de atrito foram alcançadas pelo FeAC, seguido do Fe250 e do FeTi.

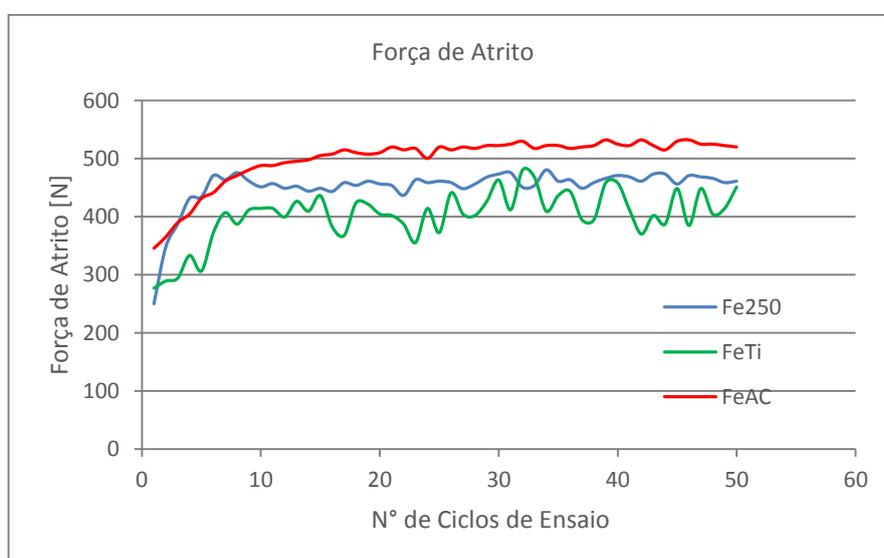


Figura 63 – Comparativo do comportamento da força de atrito nos 3 discos.

Estes resultados poderiam ser explicados em função do teor de grafita presente em cada material. O FeAC (12,5% em vol.) é o que menos grafita tem entre os três ferros fundidos, este detalhe sugere que há mais superfície metálica (matriz perlítica) em contato com a pastilha, o que provocaria uma maior força de atrito.

No caso do Fe250, a grafita presente (16,5% em vol.) funcionaria como um bom lubrificante que diminuiria a força de atrito durante o contato com a pastilha de freio. E no caso do FeTi, com teor de grafita intermediário entre os outros dois ferros fundidos (15,5 em vol.) sugeriria que a força de atrito também deveria apresentar valores intermediários, no entanto, é o material que com os menores valores de atrito. Estes resultados podem ter sido influenciados pela dureza da matriz metálica deste ferro fundido. Pois é conhecido que quanto maior é a dureza de um material menor será seu

coeficiente de atrito, e por tanto sua força de atrito, para iguais condições de carregamento.

No FeTi notou-se também, que os valores de força de atrito foram muito variáveis, indicando que a presença de Ti deixaria o material mais heterogêneo, embora esta afirmação não tenha sido constatada nas análises metalográficas realizadas neste trabalho.

### 7.3 COMPARATIVOS DA TEMPERATURA

Uma comparação dos valores médios de temperatura medidos durante um intervalo de 50 ciclos é mostrada na Figura 64. Nesta figura observa-se que no final do ensaio são alcançadas temperaturas entre 150 e 180 °C; sendo que as maiores temperaturas são atingidas pelo Fe250 seguido do FeAC e do FeTi.

Contudo, considerando a variação dos valores, vistos no capítulo de resultados, pode-se dizer que a temperatura é igual independentemente do tipo de ferro fundido analisado.

O FeTi que apresentou os menores valores de força de atrito, atinge também os menores valores de temperatura.

O Fe250 com maior teor de grafita consegue dissipar mais rapidamente o calor gerado durante a frenagem e com isso, as leituras registradas pelos termopares apresentaram os maiores valores de temperatura.

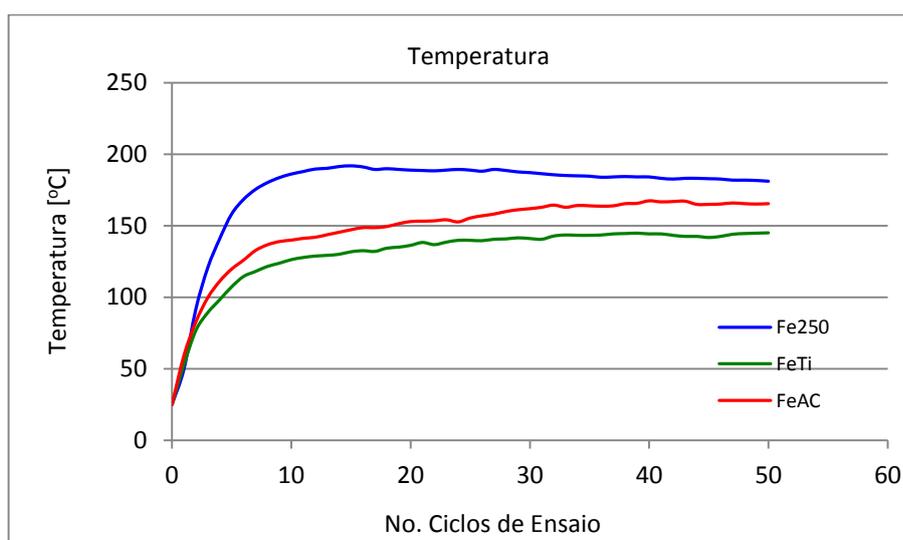


Figura 64 – Comparativo do comportamento da temperatura dos 3 discos.

Na etapa de validação do dinamômetro inercial, projetado e construído, notou-se que a utilização deste equipamento é realmente muito versátil em suas possibilidades. Na etapa de avaliação do desempenho dos ferros fundidos cinzentos comprovou-se sua capacidade de promover a investigação das variáveis que influenciam no desempenho de sistemas de frenagem.

Durante a execução do trabalho foram superadas diversas dificuldades que contribuíram fortemente para melhorar e aperfeiçoar o dinamômetro inercial proposto inicialmente, tornando-o mais prático para a utilização científica.

## 8 CONCLUSÕES

- O dinamômetro inercial, projetado e construído, atende satisfatoriamente os requisitos necessários para simular sistemas de frenagem de veículos leves e seu uso abre uma enorme janela para o estudo e pesquisa de materiais e de sistemas de frenagem, em geral.
- A versatilidade do equipamento construído permite adequá-lo a diferentes métodos de ensaio citados em diversas normas internacionais de ensaio de frenagem.
- Os ensaios de frenagem realizados nos ferros fundidos cinzentos estudados mostraram que independentemente do tipo de material, o desgaste foi praticamente o mesmo, com uma leve superioridade do Fe250 comparados com os FeAC e FeTi.
- Apesar da dificuldade do método de análise do desgaste das pastilhas de freio, pode se dizer que o desgaste foi igual independentemente do tipo de material do disco de freio.
- A força de atrito foi influenciada pelo teor de grafita dos materiais dos discos de freio. Baixos teores de grafita promoveram maiores forças de atrito (FeAC) e menores teores de grafita com alta dureza da matriz resultaram em menores forças de atrito (FeTi).
- A temperatura também foi influenciada pelo teor de grafita dos materiais dos discos de freio. Menores forças de atrito causaram menores temperaturas de frenagem (FeTi).
- O atrito entre pastilha e disco provocou a redução da rugosidade média (Ra) das superfícies dos discos, passando de 0,62  $\mu\text{m}$  na condição inicial para 0,16  $\mu\text{m}$  no final dos ensaios.

## TRABALHOS FUTUROS

Tendo em mente as tecnologias disponíveis no mercado vale ressaltar que o dinamômetro inercial construído pode ser ainda melhorado com a instalação de um inversor de frequência no motor interligado a um CLP, para proporcionar melhor controle no acionamento e uma variação de velocidade de forma mais rápida. Outro ponto importante é a melhoria no sistema de aquisição dados que pode ser adequado para um sistema que contemple o registro online de todas as variáveis medidas no mesmo.

Recomenda-se para trabalhos futuros:

- O estudo do desempenho do ferro fundido vermicular que é uma variação do ferro fundido cinzento.
- A utilização de um conjunto pinça - pastilhas que se adapte melhor ao disco e refazer os ensaios.
- Refazer os ensaios utilizando as mesmas ligas mas com discos de freio ventilados.
- Utilizar o equipamento para fazer análises comparativas com sistemas de freio a tambor.

Este trabalho gerou grande número de dados que podem ser utilizados para correlacionar novos estudos que envolvam a avaliação de materiais aplicados em sistemas de freio a disco.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- (1) Brezolin A, Estudo de Geração de Trincas Térmicas em Discos de Freios de Veículos Comerciais [Dissertação de Mestrado]. Universidade de Caxias do Sul. Caxias do Sul.2007.
- (2) Preston JD, Forthofer RJ, Correlation of Vehicle, Dynamometer and Other Laboratory Tests for Brake Friction Materials. Society of Automotive Engineers, paper 710250, 1971.
- (3) Arrieche, F. E. ; Lorini, F. J. ; Ferreira, Ney Francisco ;Neis, P. D. Análise térmica comparativa de frenagens realizadas em um tribômetro e um dinamômetro visando estabelecer correlação de resultados do coeficiente de atrito. In: CONEM - Anais do V Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2010, Campina Grande. CONEM - Anais do V Congresso Nacional de Engenharia Mecânica. Rio de Janeiro : ABCM, 2010.
- (4) Kruze GAS, Avaliação do coeficiente de Atrito em um Dinamômetro em escala Reduzida, [Dissertação de Mestrado]. Universidade do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.
- (5) Infantini MB, Variáveis de desempenho dos sistemas de freio, [Dissertação de Mestrado]. Universidade do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2008.
- (6) SAE J2522 - AK-Master Standard, In Brake German Procedures, Alemanha, Ak-Master de dezembro de 1998.
- (7) Cueva EG, Estudo do Desgaste em Materiais Utilizados em Discos de Freio de Ferro Fundido com Grafita Lamelar e Vermicular [Tese de Doutorado]. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2002.
- (8) Eriksson M.; Bergman F.; Jacobson S.; Surface Characterization Of Brake Pads After Running Under Silent And Squealing Conditions, Wear, V232, 1999, P.163-167.

- (9) Hohmann C, Contact analysis for drum brakes and disk brakes using ADINA. Computers and Structures , 1999.
- (10) Lamb RG, Estudo do comportamento de desgaste de materiais de atrito em função de variáveis de aplicação, [Dissertação de Mestrado]. Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul. 2008.
- (11) Rinek LM, Cowan CWUS, Passenger Car Brake History. Automotive Engineering. Jul.1995.
- (12) Esposito A, Thrower J, Machine Design. Delmar Publishers Inc. 1991.
- (13) Discos de Freio. [capturado 10 dezembro de 2013]. Disponível em: <http://www.bosch.com.br/br/autopecas/produtos/freios/downloads>
- (14) Blau P. J. Friction Science and Technology. Ed. Marcel Dekker. New York, 1996.
- (15) Serbino EM, Um Estudo dos Mecanismos de Desgaste em Disco de Freio Automotivo Ventilado de Ferro Fundido Cinzento Perlítico com Grafica Lamelar, [Dissertação de Mestrado]. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.
- (16) Macnaughta M, Cast iron brake discs – a brief history of their development and metallurgy. Technical Report. Foundryman. Out. 1998.
- (17) Santos ABS, Branco CHC. Metalurgia dos Ferros Fundidos Cinzentos e Nodulares. São Paulo, IPT, 3º Edição, 1989. (ERA o nº 21)
- (18) Nicholson G, Facts about Friction; P&W Price; Enterprises; Gerodan, 1995, p.175.
- (19) Menetrier AR, Estudo de Variáveis de Composição e Processo para Controle da Compressibilidade. [Dissertação de Mestrado]. Universidade de Caxias do Sul. Caxias do Sul, 2006.

- (20) Matozo LT, Estudo Da Relação Entre Propriedades de Compósitos de Fricção Aplicados a Sistemas de Freio a Disco e a Propensão à Ocorrência de Squeal Noise. [Tese de Doutorado]. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre 2012.
- (21) Schuitek AJ. Estudo do Comportamento de Desgaste de Materiais Metálicos em Riscamento Circular. São Paulo, 2007.
- (22) Castro IB, Comportamento ao Desgaste Microabrasivo de Ligas NiTi [Dissertação de Mestrado]. Faculdade UnB Gama/FT/Universidade de Brasília, DF, 2014.
- (23) Liu YC, Schissler JM, Mathia TG, The influence of surface oxidation on the wear resistance of cast iron. Tribology International. v28, n.7 Nov. 1995, p: 433 – 438.
- (24) Chapman BJ, Mannion G, Titanium-bearing cast iron for automotive braking applications. Foundry Trade Journal, v.25, 1982, p. 232 – 246.
- (25) Pye AM, Technical Report. Applications of Some of the New Cast Irons. Materials & Design. v.3. Ag 1982.
- (26) Dunks CM, Turner KB, Production of compacted graphite iron casting for brake systems. AFS Transactions, v89, 1981.
- (27) Dawson, S. Compacted Graphite Iron: Mechanical And Physical Properties For Engine Vdi Conference On Materials In Powertrain (Werkstoff Und Automobilartrieb), Dresden, Germany, October 1999.
- (28) Sintercast. Material Data Sheet. Technical publications. [Capturado em 10 de julho de 2013]. Disponível em: <http://www.sintercast.com>
- (29) Canali RJ, Determinação das Propriedades Físicas de Diferentes materiais para Discos e Pastilhas de Freio e Relação destas Propriedades com Ruído. [Dissertação de Mestrado]. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 2002.

(30) EM 1561/1997. Norma de Propriedades Mecânicas de Ferros Fundidos Cinzentos.

(31) Yamabe J, Takagi M, Matsui T, Development of disc brake rotors for Heavy-and Médium – Duty Trucks with high thermal fatigue strength. Technical Review N° 15. 2003.

(32) Jimbo Y, Mibe T, Akiyama K, Matsui H, Yoshida M, Ozawa A, Development of high thermal conductivity cast iron for brake disc rotors. SAE Paper 90.0002. Detroit, 1990.

(33) Baumer I, Cueva EG, Guesser WL, Sinatora A, Tschiptschin AP. Ferros Fundidos Empregados para Discos e Tambores de Freio. Brake Colloquium, SAE Brazil, Gramado RS, 2003.

(34) Dias FM, Otimização De Bancada De Ensaio De CVT. [Projeto de Graduação]. FT/Universidade de Brasília, DF, 2010.

(35) Brandão SM, Cavalcanti MB, Corrêa RM, Cueva EG, Dimensionamento e Validação de Dinamômetro Inercial de Freio para Veículo Baja. ECT-2013. FGA/Universidade de Brasília. 2013.

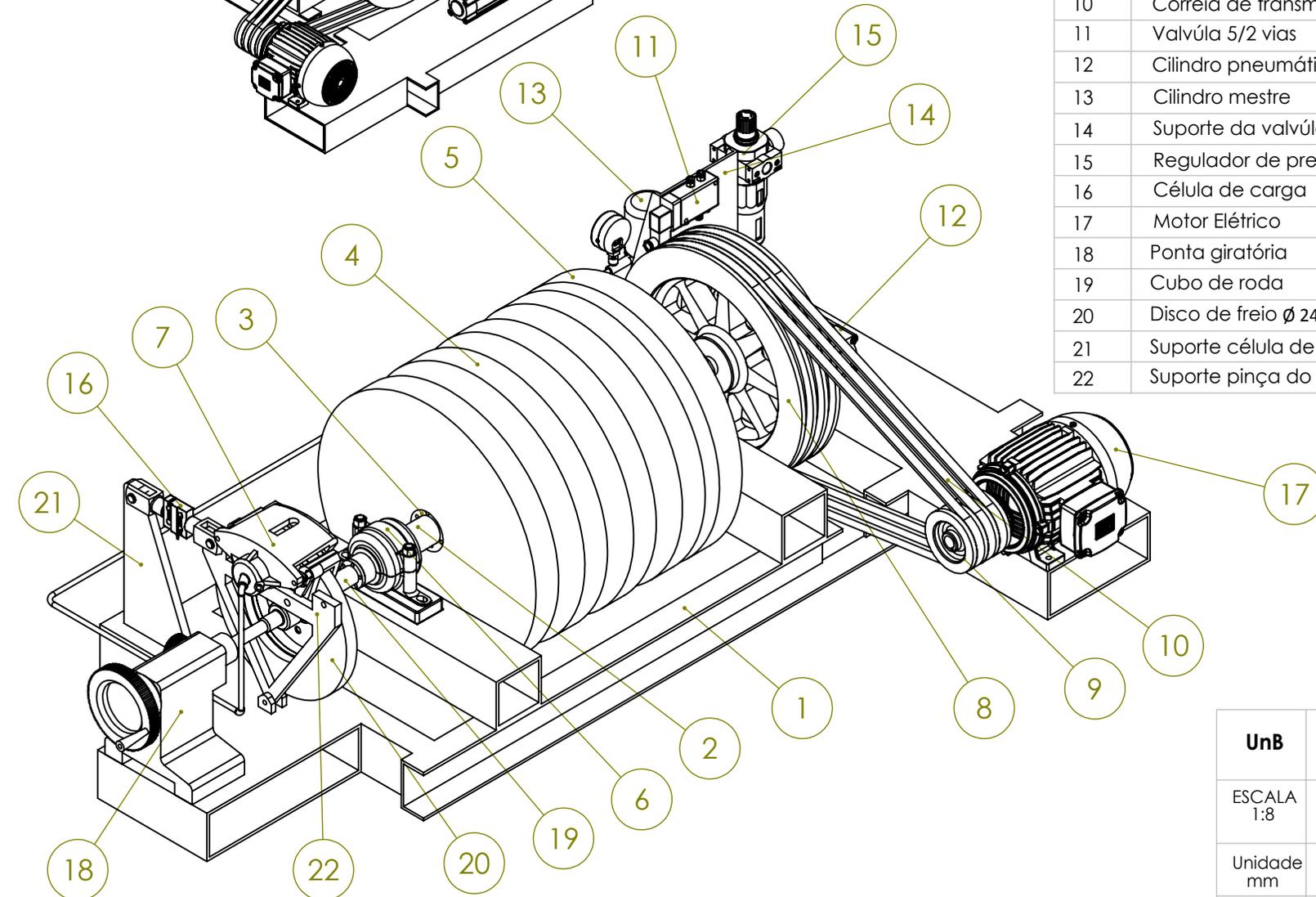
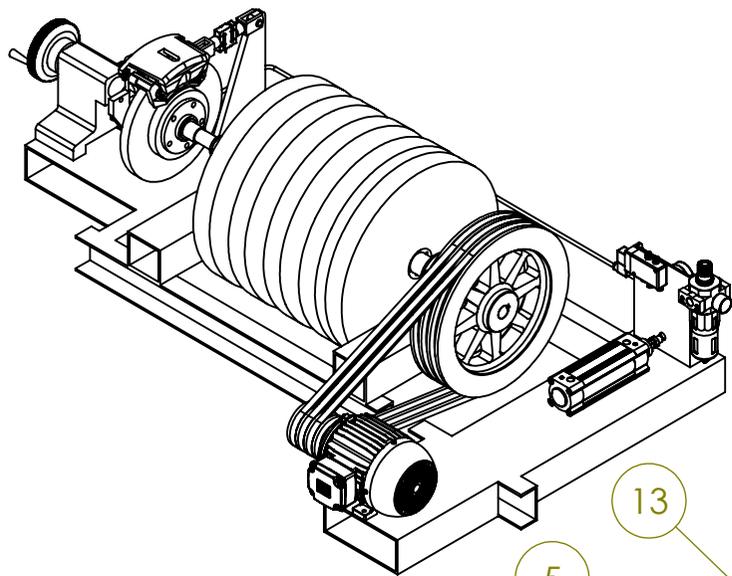
(36) Puhn F, Brake HandBook, HPBooks, 1985.

(37 ) Pneus Store. Especificações de Pneus. [Capturado em 27 de setembro de 2014] Disponível em <http://www.pneustore.com.br/c/informacoessobrepneus>.

(38) Rugosidade Superficial. [Capturado em 28 de setembro de 2014]. Disponível em: [http://www.maxwell.vrac.puc-rio.br/3664/3664\\_3.PDF](http://www.maxwell.vrac.puc-rio.br/3664/3664_3.PDF)

## **APÊNDICE A**

### **PROJETO DO DINAMÔMETRO INERCIAL MONTADO**



ITEM NO.	Componente	Descrição	QT
1	Base	Fabricado	1
2	Eixo principal	Fabricado	1
3	Bucha de fixação	Fabricado	5
4	Disco Inercial $\varnothing$ 500mm x 2"	Fabricado	4
5	Disco Inercial $\varnothing$ 500mm x 2.5"	Fabricado	1
6	Mancal de rolamento	Mancal SNR SN50	2
7	Pinça do freio	Pinça de freio diant.	1
8	Polia maior	Aluminio $\varnothing$ 500mm 3B	1
9	Polia menor	Aluminio $\varnothing$ 100mm 3B	1
10	Correia de transmissão	Correia B-70	3
11	Valvúla 5/2 vias	Valvúla solenoide VOVG Festo	1
12	Cilindro pneumático	Cilindro Festo (DNC50160PPVA)	1
13	Cilindro mestre	Bosch (CM-0970S-0204032263)	1
14	Suporte da valvúla	Fabricado	1
15	Regulador de pressão	Regulador de pessão Dfr200-02	1
16	Célula de carga	Z 500, ALPHA INSTRUMENTOS	1
17	Motor Elétrico	MOTOR de 7,5CV 2P 220/380V	1
18	Ponta giratória	Contra ponta Romi P-400	1
19	Cubo de roda	Cubo Roda Dianteira	1
20	Disco de freio $\varnothing$ 245 mm	Fornecido pela Tupy e Usinado	1
21	Suporte célula de carga	Fabricado	1
22	Suporte pinça do freio	Fabricado	1

<b>UnB</b>	<b>UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA FACULDADE GAMA / FACULDADE DE TECNOLOGIA PROGRAMA DE POS-GRADUAÇÃO EM INTEGRIDADE DE MATERIAIS DA ENGENHARIA</b>
ESCALA 1:8	Aluno: Sérgio Mateus Brandão
Unidade mm	Projeto do Dinamômetro Inercial Montado
FOLHA 1 DE 1	