

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

METODOLOGIA PARA CÁLCULO DA TEMPERATURA NA INTERFACE PASTILHA / DISCO  
DE FREIO

por

Fábio Henrique Johann

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, 08 de janeiro de 2013

ANÁLISE TÉRMICA DE DISCOS DE FREIO POR SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

por

Fábio Henrique Johann

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Arnaldo Ruben Gonzalez  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto, Fabricação e Automação**

Orientador: Prof. Dr. Ney Francisco Ferreira

Comissão de Avaliação:

Prof. José A. E. Mazzaferro

Prof. Eduardo André Perondi

Prof. Cíntia Mazzaferro

Porto Alegre, 08 de janeiro de 2013.

Dedico esse trabalho de modo especial aos meus pais,  
Cesar e Marlise, pelo apoio, amor e esforços  
dedicados ao longo desses anos de formação.

## AGRADECIMENTOS

Agradeço todos os meus amigos e familiares que estiveram comigo dando apoio e incentivo durante os anos de graduação.

a Universidade Federal do Rio Grande do Sul e todos os colaboradores que de alguma forma estiveram presentes e tornaram possível a minha formação acadêmica.

aos colegas Jean Poletto pelo auxílio prestado e ao Dr. Patric Neis pela disponibilidade para comigo em esclarecer meus questionamentos durante a realização das atividades.

ao Prof. Dr. Ney Francisco, que tornou possível esse trabalho através de seus conhecimentos transmitidos e pela paciência e tempo dedicados sempre que necessário.

Johann, F. H. **Metodologia para cálculo da temperatura na interface pastilha / disco de freio**. 2012. 16 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

## RESUMO

O presente trabalho visa o aprimoramento da medição das temperaturas obtidas em ensaios de fricção em um tribômetro. Ao realizar ensaios para estudo e desenvolvimento de novos materiais de atrito para pastilhas é importante conhecer a temperatura na interface pastilha / disco para cada instante de frenagem. Essa preocupação se deve ao fato da temperatura ser um dos fatores que mais influenciam os materiais de atrito.

Em ensaios realizados em bancada de teste, a medição de temperatura superficial é estimada por um termopar fixo localizado no interior do disco e a 3mm da superfície. Essa aproximação pode representar um erro considerável na obtenção do coeficiente de atrito, que geralmente depende da temperatura instantânea de operação.

No presente estudo um modelo computacional (criado no software Ansys) para cálculo da temperatura na interface de um disco de freio é descrito. Para a calibração do modelo um conjunto de ensaios experimentais foi realizado em um tribômetro. Nestes, foram obtidos os parâmetros de entrada do modelo como temperatura inicial, velocidade do disco e torque de frenagem. Através do modelo computacional propriedades do material, coeficiente de convecção e radiação foram analisados, junto com a sensibilidade do modelo a variação de cada propriedade, a fim de realizar o ajuste das curvas de temperatura das simulações.

Após procedimentos de calibração, os resultados da simulação foram comparados com os dados obtidos por dois termopares localizados no interior do disco de freio. Pelo modelo calibrado, as temperaturas medidas a 3mm e as da interface de contato do par de fricção podem ter uma diferença de até 21% dependendo das condições da frenagem.

O modelo computacional foi capaz de proporcionar resultados satisfatórios e se mostrou uma ferramenta útil para prever a distribuição térmica sobre a superfície de contato pastilha / disco de freio durante uma frenagem.

**PALAVRAS-CHAVE:** freio a disco, frenagem, comportamento térmico, modelo computacional

Johann, F.H. **Method for calculating the temperature at the interface pad / disc brake.** 2012. 16 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

## **ABSTRACT**

This work aims to improve the measurement of temperature obtained in tests performed on a laboratory-scale tribometer. For research and development of new friction materials for brakes it is important to know the temperature at the interface pad/disc at every instant braking. It is because temperature is considered one of the most influencing factors on the friction results.

In tests performed on a testing bench, the temperature measured on the disk surface is estimated by a thermocouple embedded at 3mm from the surface. This approach may represent a considerable error for getting the friction coefficient, which depends on instantaneous temperature.

In this study a computational model (developed in software ANSYS) for calculating the temperature at the interface of a brake disk is described. To calibrate the model a set of experimental tests has been performed on a laboratory-scale tribometer. From that, it was obtained the input parameters for the model, such as initial temperature, disk speed and braking torque. By computational model material properties, convection coefficient and radiation were evaluated, along with the sensitivity of the model to variation of each property, in order to perform the adjustment of temperature curves of the simulations.

After the calibration procedure, simulation results were compared with data experimentally obtained by means of two thermocouples. For the calibrated model, the measured temperatures for 3 mm and on the contact interface of the pair of friction can have a difference of up to 21% depending on the conditions of braking.

The computational model was able to provide satisfactory results and also proved to be a useful tool to predict the thermal distribution on the contact surface pad / brake disc during braking.

**KEYWORDS:** brake disc, braking, thermal behavior, computational model

## ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO .....	1
2 OBJETIVOS .....	1
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	2
3.1 Sistemas de freio .....	2
3.2 Propriedades físicas e mecânicas .....	3
3.2.1 Atrito e coeficiente de atrito .....	3
3.2.2 Propriedades dos materiais da pastilha e disco de freio .....	3
3.2.3 Propriedades termofísicas dos materiais .....	4
3.3 Desempenho do sistema de freios .....	4
3.4 Temperatura de frenagem .....	5
4 METODOLOGIA .....	6
4.1 Ensaios experimentais .....	6
4.1.1 O tribômetro .....	6
4.1.2 Corpos de prova: pastilha e disco de freio .....	6
4.1.3 Procedimentos de ensaio .....	7
4.2 Simulação computacional .....	8
4.2.1 Energia e potência de frenagem .....	8
4.2.2 Perdas térmicas para o ambiente .....	9
4.2.3 O modelo .....	10
4.3 Incerteza de medição .....	10
5 RESULTADOS E DISCUSÃO .....	11
5.1 Incertezas .....	11
5.2 Resultado das simulações .....	11
6. CONCLUSÕES .....	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	14
Apêndice I .....	16

## 1. INTRODUÇÃO

Os sistemas de freios a disco transformam energia cinética do veículo em energia térmica através do contato entre as superfícies da pastilha e do disco de freio. A eficiência do sistema de frenagem, e conseqüentemente a segurança veicular, está diretamente relacionada com a qualidade dos materiais de atrito utilizados. Os disco de freio normalmente possuem como material de fabricação o ferro fundido cinzento, por esse fato, as pesquisas para melhoria dos freios por atrito estão voltadas, principalmente, para novas formulações da pastilha de freio.

O desenvolvimento de novos materiais de fricção é uma tarefa difícil devido à pouca evolução no campo de pesquisa dos mecanismos tribológicos e a iterações de diferentes componentes que afetam o funcionamento e vida útil do material. Empresas que atuam nesse setor possuem sua própria formulação para os constituintes da pastilha e se baseiam principalmente em conhecimentos empíricos ou técnicas de tentativa e erro [Kim e Jang, 2000].

Autores como Rhee e Schawartz, 1979 citam como características básicas para um material de fricção um atrito elevado e estável, elevada vida útil com menor desgaste possível e alto grau de conforto (baixa vibração e ruído). Além da formulação do composto, muitos parâmetros podem influenciar o atrito e o desgaste, mas o coeficiente de atrito entre os materiais é dependente principalmente da velocidade de escorregamento, pressão de contato e a temperatura, sendo os dois primeiros condições de operação impostas ao sistema.

No desenvolvimento de materiais de fricção existe a necessidade de prever o aumento de temperatura de um dado sistema de freio e avaliar seu desempenho térmico na fase inicial de projeto. Neuman, 1983, definiu a temperatura como um dos principais parâmetros a ser monitorado durante os testes de frenagem, pois altas temperaturas provocam efeitos como o "fade", que consiste na rápida redução do coeficiente de atrito e a redução da eficiência da frenagem. Por esse fato a manutenção de níveis adequados de temperatura na interface de atrito é de suma importância para a eficácia operacional dos freios modernos, e implicitamente, a segurança do veículo

Devido à relevância do monitoramento da temperatura pontual da superfície de atrito durante um ensaio, diferentes métodos são utilizados para estimar os valores obtidos durante os ensaios. Técnicas de termopar deslizante (termopar desliza sobre o disco), termopar exposto (junta quente se encontra na interface de atrito) ou pirômetros de dupla faixa são relatadas por autores como Qi e Day, 2007 e Eisengräber et al, 1999. O tribômetro presente no Laboratório de Tribologia (LATRIB) atualmente utiliza medições por termopar fixo localizado no interior do disco de freio.

A prática de medição por termopar fixo é limitada, pois não consegue avaliar o gradiente de temperatura ao longo do disco, e tampouco as temperaturas máximas atingidas na pista de atrito. Assim surgiu a necessidade da criação de um modelo computacional que represente esse fenômeno complexo da distribuição de temperaturas em um disco de freio, para uma melhor avaliação da temperatura de interface freio/disco que afeta diretamente o desempenho da frenagem.

## 2. OBJETIVOS

O presente trabalho visa a estimar a temperatura de interface pastilha/disco durante a simulação de uma frenagem realizada em um tribômetro para diferentes condições de frenagem. A avaliação das temperaturas será feita através de um modelo computacional que represente o comportamento térmico de um disco de freio. A partir de sucessivas frenagens no tribômetro, é realizado o levantamento de dados, que será utilizado como parâmetro de entrada para as simulações, e de duas curvas de temperaturas que serão empregadas para calibrar e validar o modelo proposto. Esse modelo servirá de base para analisar como a mudança de alguns parâmetros de operação afeta a temperatura máxima atingida pelo sistema.

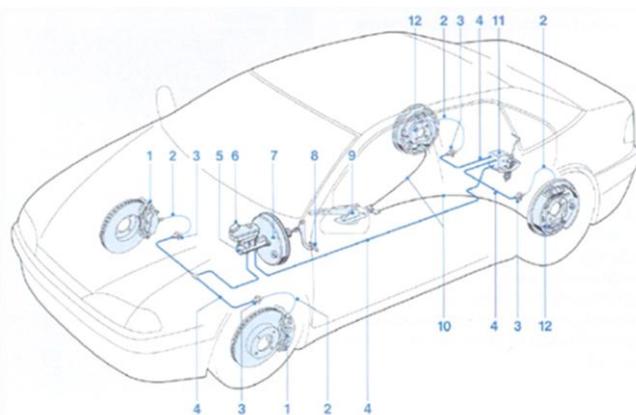
### 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

#### 3.1 – Sistemas de Freio

O sistema de freio é parte fundamental de um veículo, tendo influência direta na segurança veicular, sendo considerado um item crítico durante o projeto. Segundo Limpert, 1999 o sistema de freio tem como funções principais reduzir a velocidade do veículo ou manter em velocidade constante em decidas, parar o veículo completamente e manter o veículo estacionado. Podem ser classificados por:

- Freios de serviço: usados em frenagens normais;
- Freios secundários ou de emergência: usados em eventuais falhas do freio de serviço;
- Freio de estacionamento: para manter o veículo estacionado.

Os freios de serviço atuam como dispositivos de conversão de energia cinética em energia térmica, além de outras formas de energia (ruído por exemplo), sendo proporcional à quantidade de movimento imprimida pelo veículo [Serbino, 2005]. A Figura 3.1 mostra um típico sistema de freio convencional utilizado em automóveis de passeio [Bauer, 2003]:



(1) Freio a disco dianteiro; (2) flexível de freio; (3) conexão hidráulica; (4) tubo de freio; (5) cilindro mestre; (6) reservatório; (7) servo-freio; (8) pedal de acionamento do freio; (9) alavanca do freio de estacionamento; (10) cabo do freio de estacionamento; (11) válvula reguladora sensível à carga; (12) freio a tambor traseiro.

Figura 3.1 – Sistema de freio convencional de um veículo de passeio [Bauer, 2003].

Freio a disco é um tipo de freio comumente utilizado nos automóveis de passeio e consiste basicamente de um disco de metal preso à roda. As duas principais funções do disco são a de suportar e transmitir o torque frenante e ser capaz de dissipar o calor gerado durante uma frenagem [Maluf et al, 2007].

Por sua vez as pastilhas de freio são os componentes responsáveis pela criação da força contrária ao movimento. Fixa em relação ao eixo, mas com movimento perpendicular as faces do disco, existem dois elementos planos de material de atrito (pastilhas de freio) que são pressionados contra o disco [Pompon, 1997]. O atrito provocado pelo contato axial das superfícies laterais do disco e das pastilhas será responsável pela geração de um torque frenante responsável pela desaceleração do veículo.

Na Figura 3.2 é possível observar duas configurações para um sistema de freio a disco. que se diferenciam pelo suporte metálico (cáliper) onde são fixadas as pastilhas de freio. O cáliper pode ser fixo ou flutuante [Bauer, 2003].

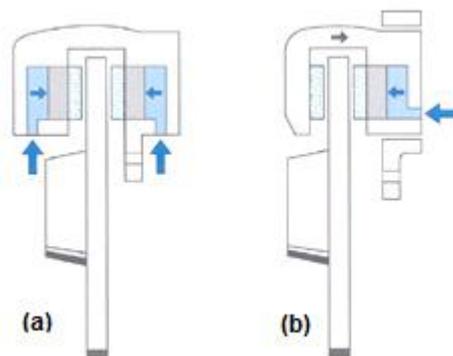


Figura 3.2 – Tipos de freio a disco: (a) tipo fixo; (b) tipo flutuante.

Na comparação do freio a disco com o freio a tambor, o primeiro é mais eficiente e consegue obter maiores desacelerações pois possui menor variação da força de frenagem, dissipa melhor o calor e, conseqüentemente, tem melhor desempenho em altas temperaturas (reduz a perda de atrito) e possui baixa dilatação térmica [Serbino, 2005].

### 3.2 – Propriedades físicas e mecânicas

Serão apresentados nesta seção as propriedades do material que servirão de embasamento teórico para o desenvolvimento do projeto .

#### 3.2.1- Atrito e coeficiente de atrito

O atrito é uma força resultante do movimento relativo entre dois corpos quando submetidos a uma força externa. Segundo Halliday, 1916, a força de atrito é em sua essência o vetor resultante de muitas forças que agem entre os átomos de dois corpos em contato. Essa força se dá pelo contato dos pontos mais salientes da superfície que se soldam a frio.

Por sua vez o coeficiente de atrito é apresentado por Halliday, 1916, como a relação entre a força normal e a força de atrito através da Equação 3.1. Por essa relação pode se ver a importância de valores altos para o coeficiente de atrito em freios, pois quanto maior o coeficiente maior a força frenante para a mesma força aplicada. No caso de frenagens o coeficiente de atrito é predominantemente dinâmico, sendo o coeficiente adimensional e deve ser obtido experimentalmente.

$$f_k = \mu_k F_n \quad (3.1)$$

onde  $f_k$  é a força de atrito [N],  $\mu_k$  o coeficiente de atrito [adm] e  $F_n$  a força normal [N].

#### 3.2.2- Propriedades dos materiais da pastilha e disco de freio

Diferentes composições químicas afetam diretamente o fluxo de calor, a durabilidade, características do ruído e estão diretamente ligados ao desempenho em operação. Na pesquisa de novos compósitos para os componentes do sistema de frenagem é importante atender às exigências como: boa condutividade térmica, resistência a corrosão, atrito estável, baixa taxa de desgaste e boa relação custo/benefício [Maluf et al, 2007].

Como já visto, os dois principais componentes de um sistema de frenagem a disco são as pastilhas e o disco de freio. Para cumprir suas duas principais funções (transmissão de força mecânica e dissipação de calor) o disco de freio deve ser fabricado com materiais que suportem as solicitações de fadiga termomecânica a que é submetido em operação. Segundo Maluf et al, 2007, vários materiais seriam capazes de atender essas solicitações, porém por razão de melhor estabilidade, custo de matéria prima e facilidade de fabricação, ligas de ferro fundido cinzento são os principais materiais utilizados em veículos de passeio.

As pastilhas de freio são os materiais de sacrifício e o material de atrito é o seu principal componente. Materiais de fricção são elementos chave para o desempenho do sistema de freios e devem ser projetados para manter o coeficiente de atrito elevado e estável para amplas faixas de pressão do pedal, velocidade do veículo, temperatura e umidade, além de garantir a segurança e durabilidade do componente [Kim e Jang, 2000]. Segundo Ostermeyer, 2003, o desenvolvimento de materiais de atrito é algo complexo devido a interação de diferentes componentes que constituem o material. As formulações podem possuir entre 10 a 20 componentes atribuindo diferentes propriedades mecânicas ao material. Os fabricantes de freio possuem sua própria formulação para os constituintes do material das suas pastilhas, e essa formulação é baseada em conhecimento empírico.

### 3.2.3 – Propriedades termofísicas dos materiais

Como já comentado, um dos fatores mais importantes para um disco de freio é a capacidade de dissipar o calor gerado durante a frenagem. Essa capacidade esta ligada a algumas propriedade físicas como condutividade térmica, calor específico e densidade.

A condutividade térmica ( $k=W/mK$ ) segundo Incropera, 2008, é uma propriedade classificada como propriedade de transporte, e fornece a indicação da taxa de energia que é transferida pelo processo de difusão de calor. Quanto maior a condutividade de um material, maior a taxa de energia transportada durante o tempo para um dado gradiente de temperatura. A condutividade térmica é uma propriedade de transporte do material e varia de acordo com a temperatura.

As propriedades termodinâmicas dizem respeito ao estado de equilíbrio do corpo. Massa específica ( $\rho = kg/m^3$ ) e calor específico ( $c_p = J/kgK$ ) são duas dessas propriedades muito usadas em análises termodinâmicas. A massa específica de um corpo é definida como a massa do mesmo dividido pelo seu volume, enquanto que o calor específico define a variação térmica de um corpo ao receber determinada quantidade de calor. O produto  $\rho c_p$  ( $J/m^3K$ ) é chamado de capacidade calorífica volumétrica e mede a capacidade de um material de absorver energia térmica [Incropera, 2008].

Em análises de transferência de calor, um fator importante é a capacidade do material de conduzir energia frente a capacidade de armazená-la. Essa propriedade é chamada de difusividade térmica ( $\alpha = m^2/s$ ) e é dada pela razão da condutividade pela capacidade calorífica volumétrica, como apresentado na Equação (2). Materiais com elevado  $\alpha$  responderão rapidamente a mudanças nas condições térmicas impostas, enquanto materiais com baixa demoram a atingir a nova situação de equilíbrio [Incropera, 2008].

$$\alpha = \frac{k}{\rho c_p} \quad (3.2)$$

sendo  $\alpha$  a difusividade térmica [ $m^2/s$ ],  $k$  a condutividade [ $W/mK$ ],  $\rho$  a massa específica [ $kg/m^3$ ] e  $c_p$  o calor específico [ $J/kgK$ ].

### 3.3 - Desempenho de um sistema de freio

Ao avaliar o desempenho de um material de fricção, são dois os principais parâmetros em análise: o coeficiente de atrito e o desgaste. Autores como Neuman, 1983, destacam que a velocidade de escorregamento, pressão de contato e temperatura são os principais fatores que afetam o coeficiente de atrito e que governam as interações que ocorrem no contato do par de fricção. Para o desgaste Rhee e Schwartz, 1979, mencionam que outro parâmetro deve ser levado em conta, a variável tempo de ensaio. Pesquisa e desenvolvimento de materiais de atrito consiste em, a partir de ensaios, avaliar o desempenho frente às diferentes variáveis de operação citadas anteriormente [Rusnak, 1970].

Dos fatores citados, velocidade de escorregamento e pressão de contato são parâmetros de operação e podem ser ajustados. Apenas a temperatura é a consequência dos parâmetros anteriores e das características mecânicas e térmicas do sistema. Neuman, 1983,

afirma que no contato do par de fricção, a temperatura instantânea é a variável que mais influencia no desempenho do material de atrito. Limpert, 1999, destacou um dos problemas mais comuns em frenagens devido a altas temperaturas atingidas na pista de atrito, o “fade”. O autor definiu “fade” como o efeito da redução do coeficiente de atrito devido ao aumento da temperatura.

### 3.4 – Temperaturas de frenagem

Incropera, 2008, afirma que problemas transientes de transferência de calor são aqueles em que há dependência no tempo. Quando se impõe uma condição como fluxo de calor na superfície do disco, por exemplo, a temperatura superficial do material será alterada e conseqüentemente, por condução, a temperatura em cada ponto desse sistema também irá se alterar até chegar a uma distribuição de temperaturas estacionária. Como as frenagens ocorrem em curtos períodos de tempo, um regime estacionário em um sistema de freios raramente acontece, o que torna o estudo das temperaturas em um disco um problema tipicamente transiente.

Newcomb, 1960, através de testes em um dinamômetro inercial realizou os primeiros estudos para a determinação das temperaturas atingidas durante uma frenagem simples. Através de experimentos com diferentes velocidades, desenvolveu equações complexas que representavam as temperaturas atingidas durante uma frenagem. Essas equações dependiam de constantes que deveriam ser determinadas experimentalmente. O autor também destacou que as temperaturas na superfície podem ser significativamente mais elevadas do que no restante do corpo.

Devido à grande importância de haver o monitoramento da temperatura durante ensaios experimentais, diversas técnicas para aquisição das temperaturas são encontradas na literatura. Todos os métodos tem como objetivo obter de forma mais precisa as temperaturas da pista de atrito durante testes de materiais de fricção. Algumas dessas técnicas são apresentadas por Eisengrüber et al, 1999 e Qui e Day, 2007:

- **Termopar fixo:** método no qual o termopar é inserido no interior do disco próximo a superfície. Possui facilidade de instalação e baixo custo, porém obtém apenas temperaturas pontuais. Atualmente é o método empregado nos ensaios realizados no LATRIB.
- **Termopar deslizante:** a ponta do termopar é colocada para deslizar sobre o disco girante. Possui uma resolução mais baixa que termopar fixo e apenas obtém temperaturas em um raio específico.
- **Termopar exposto:** nesse método a junta quente do termopar é colocado diretamente na interface de atrito através de um furo na pastilha de disco, medindo dessa forma as temperaturas obtidas na interface de contato do par de fricção.
- **Pirometria e Termografia:** ambos os métodos possuem custo superior que as técnicas por termopar. São dependentes da emissividade do material, que pode variar constantemente durante a frenagem, e precisam de um termopar fixo de referência para corrigir esse erro. Como vantagem podem prever temperaturas em toda superfície do disco.

## 4 METODOLOGIA

### 4.1 Ensaios experimentais

Devido a razões financeiras e disponibilidade de tempo, Rhee e Schawartz, 1979, afirmaram que os materiais de fricção devem ser caracterizados através de uma série de testes e que apenas os materiais com melhor desempenho devem ser avaliados em veículos. Para a

avaliação dos materiais existem diferentes máquinas e normas de teste a fim de se reproduzir resultados semelhantes aos obtidos em testes de campo. A seguir são representados os equipamentos e metodologia adotados para os ensaios realizados no presente estudo.

#### 4.1.1 O tribômetro

Os ensaios foram conduzidos em um tribômetro de escala laboratorial desenvolvido por Neis, 2008, e localizado no Laboratório de Tribologia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (LATRIB-Ufrgs). O princípio de funcionamento do tribômetro de frenagem consiste em aplicar uma carga a uma pastilha de freio, de forma a comprimi-la contra o disco que possui uma rotação, simulando, dessa forma, uma frenagem. A configuração do tribômetro com os principais componentes está representada na Figura 4.1.

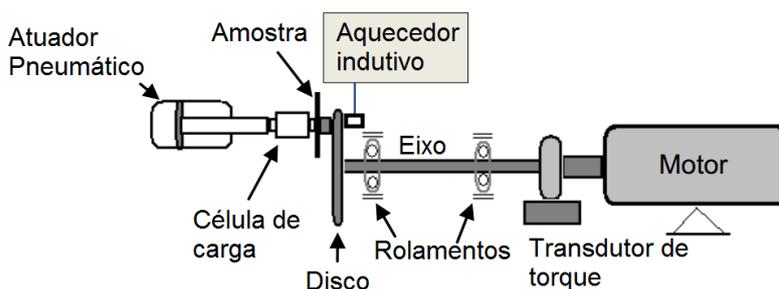


Figura 4.1 – Desenho esquemático do tribômetro [Neis, 2008].

O tribômetro em questão foi projetado para atingir as condições reais de frenagem obtidas em veículos comerciais leves. Dessa forma, apresenta diferentes condições de trabalho que podem ser simuladas através da forma como são configurados o sistema de rotação e a do atuador/carga. Para o presente trabalho foram mantidas as seguintes condições de frenagem:

- **Força constante:** a força aplicada pelo atuador é mantida constante durante o intervalo de frenagem, conseqüentemente o torque de frenagem está livre para variar de acordo com as variações do coeficiente de atrito.
- **Modo de desaceleração:** rotação do disco diminui de acordo com uma desaceleração fixa predeterminada, similar às frenagens que ocorrem em automóveis.

Ao realizar um ensaio no tribômetro devemos definir alguns dados de entrada para o sistema segundo as condições reais que queremos simular. As principais condições iniciais para a simulação de uma frenagem que devem ser fornecidas são velocidade de escorregamento, desaceleração e força aplicada. Durante o ensaio o equipamento opera com pressão de contato, velocidades de escorregamento, temperaturas de disco (rotor) e energia dissipada por área de pastilha semelhantes aos encontrados nos sistemas de frenagem de veículos [Neis, 2008].

#### 4.1.2 Corpos de prova: pastilha e disco de freio

Como corpos de prova para a instrumentação são utilizados uma pastilha e um disco de freio. A pastilha consiste em um corpo de prova, com 18mm de diâmetro, obtida através da usinagem de uma pastilha de freio comercial. Por sua vez, o disco de freio empregado nesse experimento possui como material de fabricação uma liga de ferro fundido cinzento, mesmo material utilizado em discos de freio comerciais.

Como afirmado por Neuman, 1983, um dos mecanismos que influem no comportamento de materiais de fricção é o histórico do material, podendo haver mudanças nas propriedades do material devido a condições de operação recentes. Por esse fato as amostras selecionadas já haviam passado por testes. Essa escolha teve como objetivo avaliar as temperaturas levando em conta o histórico tribológico do material, fato que normalmente acontece na prática.

A aquisição das temperaturas obtidas no disco durante o tempo de frenagem é realizada utilizando termopares instalados na parte interna do disco. Centrados na pista de atrito os termopares estão localizados a 3mm e 9mm da superfície de contato. A configuração pastilha/disco de freio, localização dos termopares e dimensões do disco estão representadas na Figura 4.2.

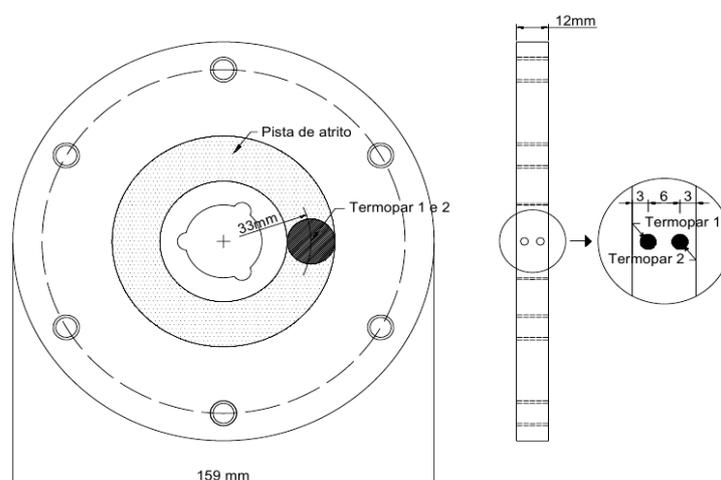


Figura 4.2 – Representação da montagem disco, pastilha e termopares no tribômetro.

#### 4.1.3 Procedimentos de ensaio

O procedimento proposto para o presente trabalho consiste em obter curvas de temperatura variando alguns parâmetros de entrada do tribômetro, simulando assim distintas condições de frenagem. O objetivo é obter diferentes curvas de temperatura que servirão de base para a calibração e validação do modelo computacional proposto (ver item 4.2).

Visando a maior confiabilidade nos resultados obtidos é realizada primeiramente a estabilização das amostras através de sucessivas frenagens com desaceleração e força normal constante. A etapa de assentamento tem como função assegurar uma melhor uniformidade da área de contato do material atritado com o disco.

A avaliação das temperaturas obtidas no disco é realizada por sucessivos ciclos de frenagem, sendo um ciclo composto por uma etapa de aquecimento por frenagem seguido de uma etapa de resfriamento. Devido ao fato do disco de freio em nenhum momento atingir um regime permanente, para cada nova condição de ensaio pelo menos dez sucessivas frenagens, seguidas de resfriamento, são realizadas. O objetivo desses sucessivos ensaios é eliminar qualquer efeito transiente que pode estar presente.

Cada ensaio foi dividido em etapa de aquecimento por frenagem seguido de um resfriamento, sendo que nova frenagem tem início quando a temperatura inicial de gatilho é atingida durante o resfriamento. Quando temperaturas iniciais mais elevadas são necessárias é utilizado um aquecedor indutivo. Para rotação do disco se adotou dois valores que representem as condições de veículo com velocidade de 22 m/s e 16,5 m/s, mantendo uma desaceleração constante até 0 m/s e com tempo de frenagem de aproximadamente 9.7 segundos.

O método adotado é constituído de nove ciclos de frenagem variando os parâmetros de entrada como velocidade, desaceleração, força e temperatura de gatilho. As nove condições utilizadas para cada ciclo estão representadas na Tabela 4.1. Para cada procedimento de ensaio adotado, juntamente com as curvas de temperatura são adquiridos os dados de atrito, força de atuação do material de fricção, a rotação do disco e o torque frenante para cada instante de tempo.

Tabela 4.1 Parâmetros de entrada no tribômetro para os diferentes ensaios

Ensaio	Velocidade de escorregamento na pista de atrito	Desaceleração na pista de atrito	Força	Temperatura gatilho
	<i>m/s</i>	<i>m/s<sup>2</sup></i>	<i>N</i>	<i>°C</i>
1	7.6	0.76	1000	100
2	7.6	0.76	600	100
3	5.8	0.58	1000	100
4	5.8	0.58	600	100
5	7.6	0.76	1000	200
6	5.8	0.58	1000	200
7	7.6	0.76	1400	200
8	5.8	0.58	1400	200
9	7.6	0.76	1400	300

## 4.2 Simulação computacional

O modelo computacional do disco de freio foi gerado utilizando o software Ansys Workbench 14.0. Com os dados obtidos nos ensaios experimentais (rotação e torque de frenagem) são gerados as condições de contorno para a simulação. Todos os cálculos foram feitos com valores médios dos 5 últimos ciclos de cada ensaio. A metodologia aplicada para a energia gerada e dissipada pelo disco durante um ensaio estão descritas a seguir.

### 4.2.1 Energia e potência de frenagem

Como já citado, os sistemas de freio tem como função transformar energia cinética em térmica. O aumento de temperatura do sistema decorre da energia de frenagem que é gerada e entregue ao sistema de freio. Para estudos de ensaios realizados em um tribômetro, o cálculo da energia de frenagem imposta ao disco de freio em cada instante de tempo pode ser feito a partir da Equação (4.1) [Neis, 2011].

$$E_T = \sum_{i=1}^{i=t_f} \omega_i (t_i - t_{i-1}) T_i \quad (4.1)$$

onde  $E_T$  é a energia total entregue ao sistema [J],  $t_i$  o instante da frenagem [s],  $t_{i-1}$  o instante anterior da frenagem [s],  $\omega_i$  e  $T_i$  são respectivamente a velocidade angular [m/s] e o torque de frenagem [Nm] do eixo do tribômetro no ponto em questão. Da Equação (4.1) é obtido a Equação (4.2) que representa a potência de frenagem entregue ao sistema em cada instante de tempo.

$$P_T = \sum_{i=1}^{i=t_f} \omega_i T_i \quad (4.2)$$

sendo  $P_T$  a potência total entregue pelo sistema de freios [J/s], “i” é o índice que denota o ponto de análise, o qual varia de 1 até o último ponto da discretização, o qual coincide com o instante de tempo final da frenagem  $t_f$ .

Alguns autores como Romano, 2003 e Newcomb, 1960 afirmam que a velocidade angular do disco durante uma frenagem é tão elevada que o calor dissipado na pista de atrito possui valores muito baixos. Sendo assim, é considerado que a potência gerada é distribuída uniformemente na pista de arrasto durante todo o intervalo de tempo. Silva, 2007, por meio de um estudo com pastilhas comerciais determinou que 95% da quantidade de calor gerada vai para o disco e 5% para perdas térmicas na pastilha.

Devido à geometria circular da pastilha de freio, o perfil constante da entrada de fluxo é substituído para um perfil dependente da área varrida. A área varrida de cada secção do disco está diretamente relacionado com a área da pastilha ao longo da pista de atrito. A Figura 4.3 apresenta os valores de potência total entregue ao sistema ao longo do tempo, contabilizando os 5% de perda para a pastilha, e o perfil da potência no contato pastilha/disco para diferentes tempos.

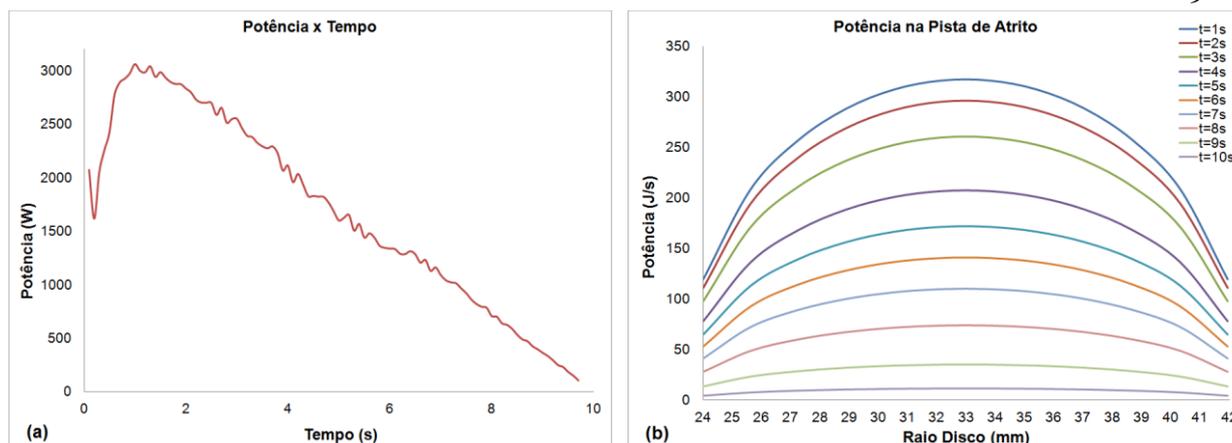


Figura 4.3 – (a) Potência total entregue ao disco calculada pela Equação 4.2, (b) Perfil da potência fornecida ao longo do raio da pista de atrito.

#### 4.2.2 Perdas térmicas para o ambiente

O principal mecanismo de troca térmica para o ambiente em sistemas de freio é a convecção. Para cálculos de transferência de calor por convecção Limpert, 1999, desenvolveu equações específicas para cálculo do coeficiente convectivo. As Equações (5) e (6) estão representadas as propostas de Limpert, 1999, para cálculo do coeficiente convectivo para escoamento laminar e turbulento, respectivamente.

Apesar de muitos autores desconsiderarem a convecção em um único intervalo de frenagem, no presente estudo é de grande importância, pelo fato de ser o principal mecanismo de troca térmica do disco, influenciando diretamente nos valores obtidos na etapa de resfriamento do mesmo. Para garantir um valor confiável das perdas por convecção, o disco de freio é dividido em 4 regiões e seu coeficiente convectivo ( $h = \text{W/m}^2\text{C}^\circ$ ) calculado a partir do raio médio de cada região.

$$h = 0.7 \left( \frac{k_a}{D_d} \right) R_e^{0.55}, \text{ para } R_e < 2.4 \times 10^5 \quad (4.3)$$

$$h = 0.04 \left( \frac{k_a}{D_d} \right) R_e^{0.8}, \text{ para } R_e > 2.4 \times 10^5 \quad (4.4)$$

sendo  $h$  o coeficiente de convecção ( $\text{W/m}^2\text{C}^\circ$ ),  $k_a$  a condutividade térmica do ar [ $\text{W/m}^\circ\text{C}$ ],  $D_d$  o diâmetro mais externo do disco [m] e  $R_e$  o número de Reynolds calculado pela Equação (7):

$$R_e = v \left( \frac{\rho_a L_c}{\mu_a} \right) \quad (4.5)$$

onde  $v$  é a velocidade linear do disco,  $\rho_a$  a massa específica do ar a temperatura ambiente [ $\text{kg/m}^3$ ],  $L_c$  o comprimento característico [m] e  $\mu_a$  a viscosidade do ar [ $\text{kg/ms}$ ].

Para trocas por radiação, se verificou que variações na emissividade não trouxeram mudanças significativas no valores finais obtidos. Essa constatação está de acordo com Newcomb, 1960, que afirma que valores de radiação não são significativos a menos que o sistema atinja temperaturas elevadas, a partir de  $600^\circ\text{C}$ . Foram utilizados valores representativos de emissividade de 0,85 para a pista de atrito e de 0,8 para o restante do disco.

A Figura 4.4 apresenta os valores obtidos para cada raio para o tempo de frenagem. Durante a etapa de resfriamento o disco é mantido em rotação constante, e assim os valores de perda por convecção também se mantem constantes.

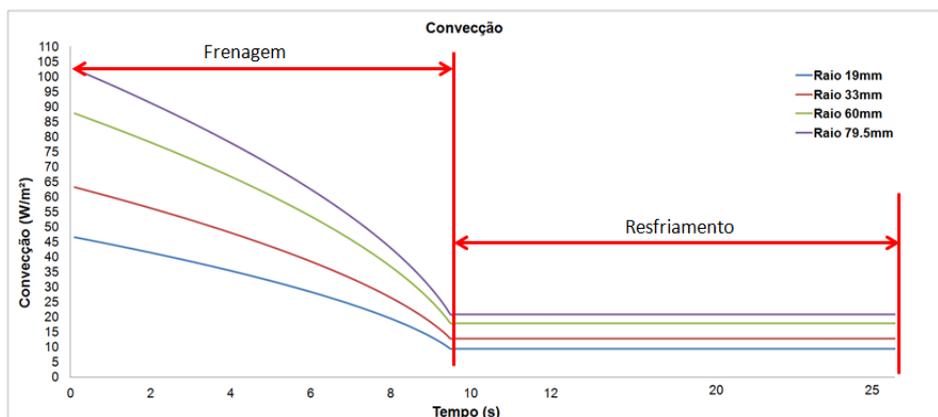


Figura 4.4 – Convecção ao longo do tempo para diferentes raios do disco de freio calculada a partir da Equação 4.3.

### 4.2.3 O modelo

Devido à simetria do caso estudado, e com o objetivo de reduzir os esforços computacionais, a geometria foi simplificada para um fatia do disco com ângulo de 60°, resultando em um tempo de simulação de aproximadamente 40 min. A geometria do disco de freio é criada por meio do software Solidworks e posteriormente importado para o Ansys.

As propriedades do material presente no banco de dados do software para o ferro fundido cinzento foram utilizados como valores iniciais do estudo. A malha é gerada com elementos hexaédricos, que após um teste de independência de malha resultou em elementos com tamanho de 1mm. A Figura 4.5 ilustra a geometria com sua malha gerada, assim como as condições de contorno descritas em 4.2.1 e 4.2.2.

As temperaturas pontuais obtidas na simulação são registradas por 12 pontos espaçados em 0.75mm demarcados no interior do disco. As 12 temperaturas obtidas servem de base para a análise do gradiente de temperatura ao longo da espessura do disco, sendo que 2 desses pontos coincidem com as posições dos termopares.

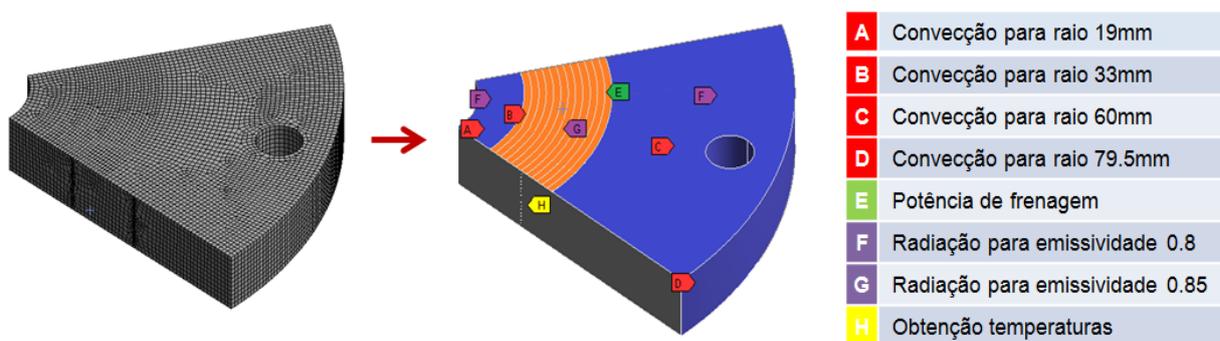


Figura 4.5 – Malha e condições de contorno aplicadas ao modelo computacional.

### 4.3 – Incerteza de Medição

Para que se possa avaliar a confiabilidade e qualidade dos resultados da medição é expressado de forma quantitativa a sua incerteza. Os fatores que afetam na incerteza em um resultado de uma medição podem ser agrupados em duas categorias de acordo com o método utilizado para estimar seu valor numérico: aqueles que são avaliados por métodos estatísticos (incerteza tipo A) e os que são avaliados por outros meios (incerteza tipo B).

Para o cálculo da incerteza é seguida a sequência de cálculos apresentados nas Equações 4.6, 4.7, 4.8 e 4.9 [Morettin, 1987].

$$S = \left( \frac{\sum(MM - M^2)}{n-1} \right)^{1/2} \quad (4.6)$$

$$U_a = \frac{s}{\sqrt{n}} \quad (4.7)$$

$$U_c = \sqrt{U_a^2 + U_{term}^2} \quad (4.8)$$

$$U_{ex} = kU_c \quad (4.9)$$

onde  $S$  é o desvio padrão,  $MM$  é a média das medidas,  $M$  valor obtido em cada leitura,  $n$  o número de ensaios,  $U_a$  a incerteza tipo A,  $U_{term}$  o erro do termopar,  $U_c$  o erro combinado,  $k$  fator de abrangência para um nível de confiança aproximado e  $U_{ex}$  a incerteza expandida. Grandezas estatisticamente dependentes são aquelas onde a uma relação definida entre o crescimento de uma e o crescimento da outra de forma proporcional. Para as séries de medições que foram realizadas com os mesmos sistemas de medição, o cálculo de incerteza padrão combinada para grandezas estatisticamente dependentes é:

$$U_v = \left( \left( \frac{\partial v}{\partial x_1} u_1 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial v}{\partial x_n} u_n \right)^2 \right)^{1/2} \quad (4.10)$$

sendo  $U_v$  a incerteza combinada,  $V$  a variável da qual se deseja obter a incerteza,  $x$  a variável independente avaliada.

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 5.1 Incertezas

A aquisição dos dados de frenagem como torque, rotação e temperatura durante as frenagens foi realizada com uma frequência de 10Hz, resultando 97 valores ao final da aquisição de 9,7 segundos.

A obtenção das incertezas dos sinais deu-se pelo cálculo das médias e desvios padrões para 10 ciclos de cada ensaio. A incerteza de medição é estimada pelo desvio padrão através da Equação 4.6 e incerteza média se dá pela média dos 97 valores obtidos. Para medições de temperatura foi empregado a incerteza expandida, pois é conhecido a resolução do termopar (2,5°C). O fator de abrangência utilizado foi  $k=2$  que representa uma confiabilidade de 95%. Para os outros sinais foi avaliado apenas a incerteza tipo A.

O método de incerteza combinada é aplicado para incerteza da potência de frenagem segundo Equação 4.11. Os valores médios encontrados para cada variável medida estão listados na Tabela 5.1, com a incerteza expandida para as medições de temperatura, incerteza tipo A para torque e rotação e incerteza combinada para potência de frenagem.

Tabela 5.1 – Incerteza de medição média para as variáveis de frenagem

Dados	Desvio Padrão	Incerteza	Tipo de Incerteza
Temperatura	2.86 (°C)	$U_{exp95} = \pm 3.5$ (°C)	Expandida
Torque	0.51 (N.m)	$U_a = \pm 0.16$ (N.m)	Tipo A
Rotação	8.1 (rpm)	$U_a = \pm 2.55$ (rpm)	Tipo A
Potência		$U_v = \pm 18.85$ (J/s)	Combinada

### 5.2 Resultado das Simulações

Os resultados obtidos pelo modelo gerado descrito na etapa 4.2 têm seus valores calibrados a partir de algumas mudanças que foram avaliadas por meio de sucessivas simulações. Conforme um estudo de sensibilidade da resposta do modelo para os dados de entrada foi comprovado que realizando variações nas propriedades do material, fator de fluxo, convecção e radiação, apenas os três primeiros fatores influenciavam significativamente os valores obtidos. Devido ao fator de fluxo e cálculo de convecção já se basearem em estudos previamente apresentados, apenas as propriedades do material foram modificadas a fim de

umentar ou diminuir a difusividade do material. Os valores finais para densidade, calor específico e condutividade para diferentes temperaturas está representado na Tabela 5.2. Para valores intermediários foi considerado que as propriedades variam linearmente.

Tabela 5.2 – Propriedades do material para diferentes temperaturas de ensaio.

		Propriedades		
Temperatura	(°C)	100	200	300
Massa Específica	(kg/m <sup>3</sup> )	7200	7250	7300
Condutividade	(W/m°C)	59	59.5	60
Calor Específico	(J/kgK)	450	475	500

Foi verificado junto ao fabricante dos termopares utilizados que para um termopar tipo K, com junta de medição isolada e bainha externa de 3mm o tempo de resposta para 100°C é tabelado como 1,3s. Assim como o termopar, o sistema de aquisição de dados do tribômetro possui um *delay* estimado em aproximadamente 0,5s. Esse atraso na resposta das temperaturas obtidas pode ser claramente visto em simulações em temperaturas mais elevadas. Para fins de comparação das curvas se utilizou um atraso de 1,4s.

A temperatura inicial do disco também foi um fator a ser modificado ao longo dos experimentos. Inicialmente se utilizou uma temperatura uniforme ao longo do disco, igual à temperatura de gatilho estipulada para cada ensaio. Porém verificou-se que essa prática acabava por gerar valores de temperatura mais altos na etapa de resfriamento. Esse problema foi resolvido realizando uma etapa de resfriamento anteriormente a simulação da frenagem, gerando assim um gradiente de temperatura ao longo do disco mais próximo da realidade.

Os resultados obtidos das simulações para Ensaio 1 (ver Tabela 4.1), após aplicar todas as condições, e sua comparação com as curvas obtidas experimentalmente são ilustradas na Figura 5.1. Nesta, (a) pode-se ver a comparação das curvas com a aplicação de atraso no tempo das curvas experimentais. Em (b) temos a diferença entre as temperaturas e sua comparação com os valores de incerteza.

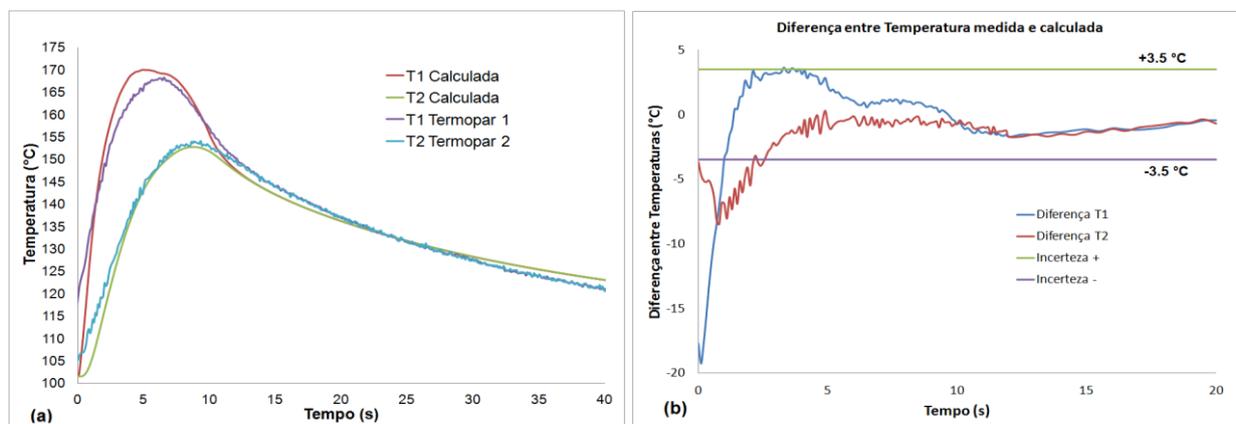


Figura 5.1- Validação do modelo por comparação das temperaturas obtidas dos ensaios e do modelo com condições do Ensaio 1: (a) Comparação das curvas de T1 e T2 com atraso no tempo; (b) diferença entre as temperaturas medidas e calculadas T1 e T2 ao longo do tempo.

Percebe-se a partir da Figura 5.1 (b) que a diferença da temperatura medida pelo termopar 1 e da temperatura calculada na mesma posição, fica dentro de uma faixa de incerteza de medição da temperatura para grande parte do tempo do ciclo de frenagem. Assim podemos considerar que a partir de 1,5s o modelo consegue representar de forma precisa as temperaturas obtidas no disco de freio. A diferença inicial se dá principalmente pelo atraso aplicado nas medições por termopar. As curvas em (b) foram avaliadas para o caso do Ensaio 1, pois é nele que se tem as maiores diferenças de temperatura com condições mais severas de frenagem.

Na Figura 5.2 estão representados em (a) as 3 curvas de temperatura calculada para as posições: superfície, posição do termopar 1 e posição do termopar 2. Em (b) temos a

diferença percentual ao longo do tempo dos valores obtidos pelo ponto do termopar e na superfície de atrito do disco para o Ensaio 1.

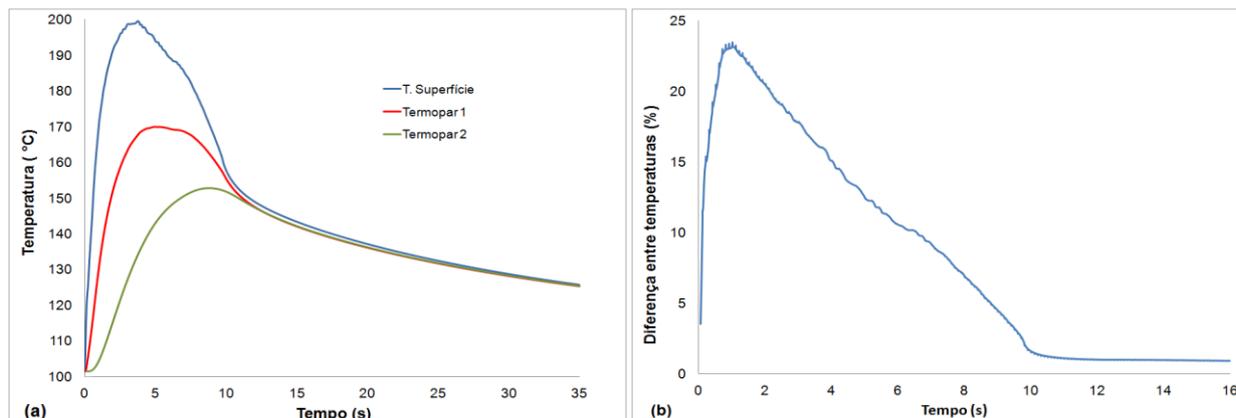


Figura 5.2- (a) Temperatura do disco para a superfície, termopar 1 e termopar 2 para Ensaio 1; (b) Diferença percentual entre temperatura da superfície e do termopar 1.

Na análise das temperaturas adquiridas ao longo da espessura do disco, apresentadas na Figura 5.2 (a), percebe-se que a temperatura da superfície de atrito é superior a obtida pelo termopar a 3mm. Nota-se claramente que na máxima temperatura de frenagem, aos 4s aproximadamente, se encontra a maior diferença de valores.

Pelo gráfico apresentado na Figura 5.2 (b), pode se notar que para os 9,7s iniciais, referente à etapa da frenagem, existe uma diferença de até 21% entre a temperatura do termopar 1 e da superfície. A partir dos 9,7s, onde inicia a etapa de resfriamento, a temperatura do disco homogeneiza rapidamente tornando a diferença da leitura por termopar pequena. Verifica-se desse modo que a prática de utilizar um termopar fixo no interior do disco não reproduz de forma adequada as temperaturas obtidas na interface de atrito durante a frenagem.

A Figura 5.3 apresenta a diferença das temperaturas superficiais e do termopar 1, obtidas através dos modelos calibrados dos 9 ensaios citados na Tabela 4.1.

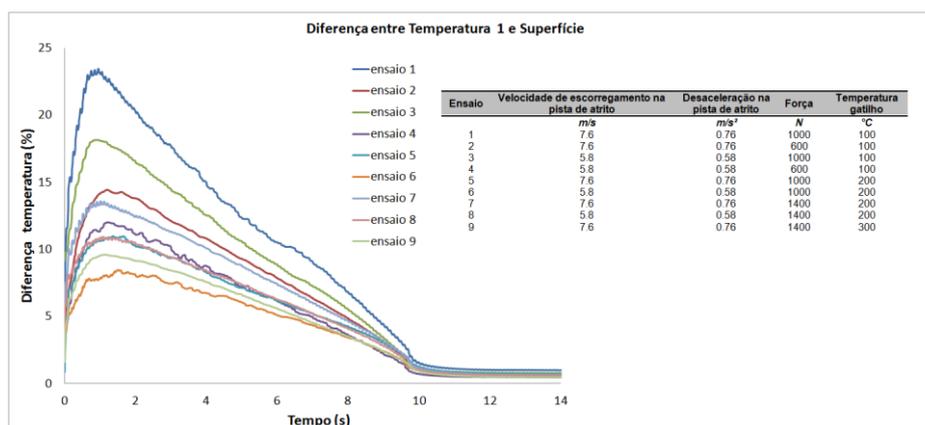


Figura 5.3 – Diferença percentual das temperaturas de superfície e do Termopar 1 para 9 ensaios.

Da comparação entre as curvas apresentadas na Figura 5.3, pode-se concluir que a diferença das temperaturas é maior para condições de maior potência de frenagem, ou seja, rotação e torque frenante altos. Para o Ensaio 1 e o Ensaio 4, por exemplo, podemos ver que a diferença diminui consideravelmente no Ensaio 4 que possui velocidade e força menores. Assim como se compararmos o Ensaio 1 com o Ensaio 5, nos quais as condições de frenagem são as mesmas, o Ensaio 5 apresenta menor diferença devido a temperatura de gatilho ser

maior. Portanto, para mesmas condições de frenagem, porém temperaturas de gatilhos maiores, a diferença na leitura do termopar para a temperatura da superfície foi menor.

## 6. CONCLUSÕES

O modelo computacional desenvolvido consegue reproduzir as temperaturas para os 9 ensaios propostos de forma satisfatória, com diferenças de temperatura a partir de 1,5s dentro da faixa de incerteza de medição das temperaturas. A diferença inicial foi considerada aceitável devido ao início da frenagem ser um processo dinâmico e transitório e devido ao atraso do termopar considerado na análise.

Os 9 ensaios realizados com o modelo calibrado, mostraram temperaturas com diferenças de até 21% entre a temperatura do local do termopar 1 e da superfície de contato pastilha/disco. Essa diferença varia de acordo com as condições de frenagem, mas é maior em casos de maiores potências de entrada (velocidade e torque frenante altos) e menores temperaturas de gatilho.

Assim sendo, o termopar fixo não consegue reproduzir de forma adequada os gradientes de temperatura na superfície de atrito do disco de freio. O modelo computacional calibrado se mostrou uma boa ferramenta para estimar as reais temperaturas atingidas pelo par de fricção.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Bauer, H., **“Conventional and Eletronic Braking Systems”**, 3° Ed, 2003.
- Eisengräber, R., Grochowicz, J., Schuster, M., Augsburg,K., Koch, L., **“Comparison of Different Methods for the Determination of the Friction Temperatura of Disc Brakes”**, Society of Automotive Engineers, 1999.
- Halliday, D., Resnick, R., Walker, J., **“Fundamentos de Física”**, Volume 1: Mecânica, 1916.
- Incropera, F.P., Dewitt, D.P., Bergman, T.L., Lavine, A.S.; **“Fundamentos de Transferência de Calor e Massa”**, LTC, 6° edição, 2008.
- Kim, S.J.; Jang, H.; **“Friction and Wear of Friction Materials Countaining Two Different Phenolic Resins Reinforced with Aramid Pulp”**, Tribology International 33, pp. 477-484, 2000.
- Limpert, R.; **“Brake Desing and Safety”**, Second Edition, SAE, 1999.
- Maluf, O., Angeloni, M., Santos, J.C., Colósio, M.A., Spinelli, D., Bose, F.W., **“Desenvolvimento Histórico e Tecnológico dos Discos de Freio Automotivos”**, SAE Technical Paper 7°, International Brake Colloquium Caxias do Sul, 2007.
- Morettin, P. A. e Bussab, W. O. **“Estatística Básica”**, 4ª Edição, São Paulo, SP. 1987.
- Neis, P.D.; **“Projeto e Construção de um Tribômetro para Estudos Relacionados a Materiais de Fricção Veiculares”**, Dissertação de Mestrado. Universidade Federal do Rio Grande do Sul: 2008.
- Neis, P.D., Ferreira, N.F., Matozo, L.T., **“Contribution to Thermal Correlation between a Laboratory-scale Tribometer and Brake Dynamometer”**. SAE Technical Paper Series, v. 1, p. 1-11, 2011
- Neumam, R.F; Urban, J.A.; McNinch, J.H.; **“Performance Characterization of Dry Friction Materials”**. Braking of Road Vehicles. London: Mechanical Engineering Publication Ltd, 1983.
- Newcomb, T.P., **“Temperatures Reached in Disc Brakes”**, Journal Mechanical Engineering Science, Vol 2 N° 3, 1960.

Ostermeyer, G.P., **“On the Dynamics of the Friction Coefficient”**, Wear 254, pp. 853-858, 2003.

Pompon, J.P., **“The Brake Disc Manual”**, Publicação Brembo SpA, 1997.

Qi, H.S., Day, A.J., **“Investigation of Disc/Pad Interface Temperatures in Friction Braking”**, Wear 262 (2007), pg 505-513.

Rhee, S. K.; Schwartz, H.W.; **“Test Methods for Automotive and Truck Friction Materials”**, American Society for Testing and Materials, pp. 39-49, 1979.

Romano, S.J., 2003. **“Comparação de Desempenho dos Sistemas de Freio de Atrito tipo Sapatilha-Disco e Sapata-Roda para Veículos Ferroviários de Carga”**, Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas, 2003.

Rusnak, R.M., Spurgeon, W.M., Aldrich, F.W., **“Friction Material Testing”**, Society of Automotive Engineers, 1970.

Serbino, E.M., **“Um Estudo dos Mecanismos de Desgaste em Disco de Freio Automotivo Ventilado de Ferro Fundido Cinzento Perlítico com Grafita Lamelar”**, Dissertação de mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2005.

Silva, D.T.; **“Determinação do Fluxo de Calor entre Pastilha e Disco de Freio Durante um Intervalo de Frenagem”**, Monografia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul: 2007.

APÊNDICE I – Gráficos de comparação das temperaturas para os Ensaio 2 à 9.

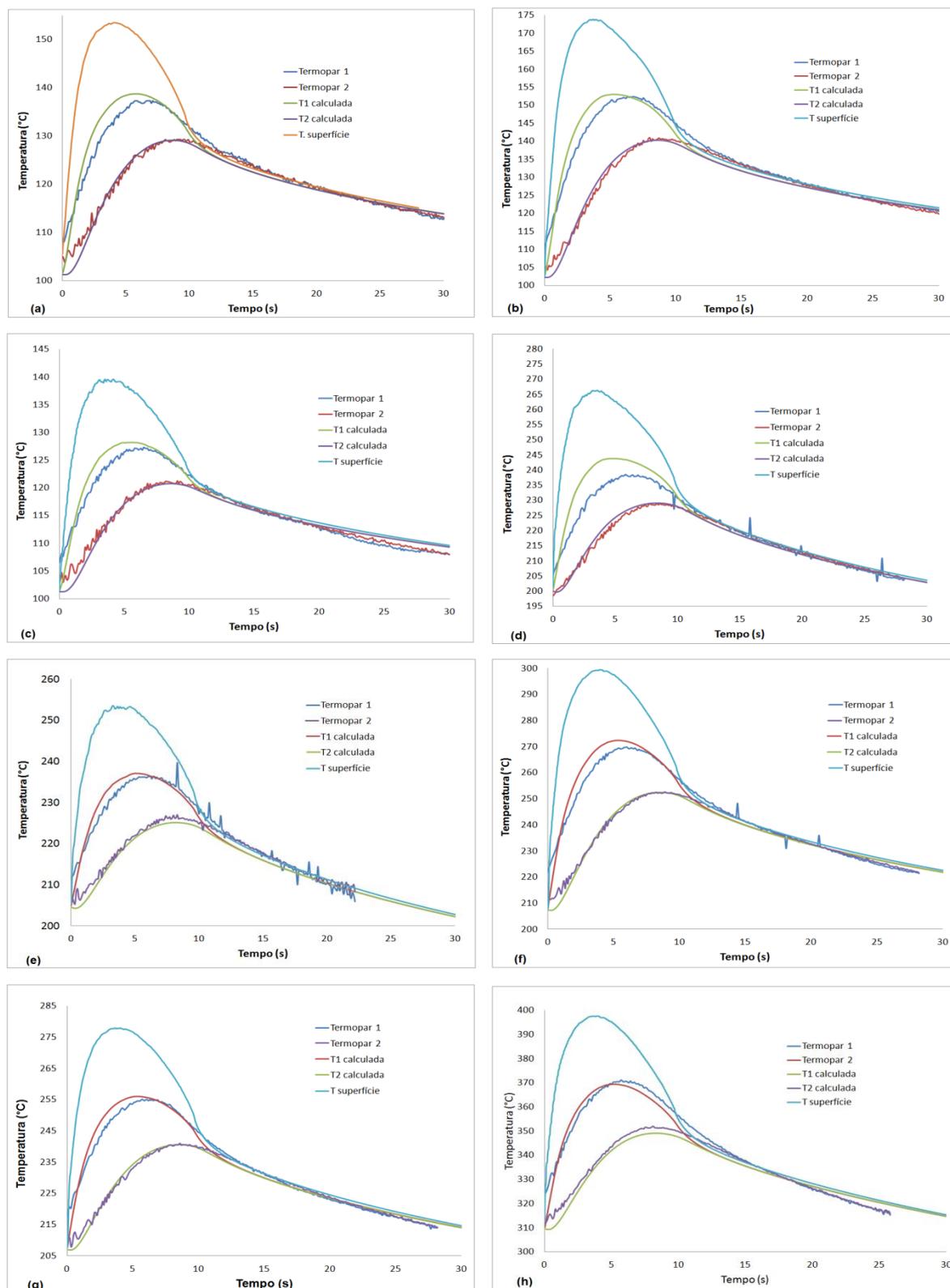


Figura 1 – Comparação das temperaturas dos termopares 1 e 2 dos ensaios experimentais e das curvas de temperatura calculadas na superfície, à 3mm e 9mm para: (a) Ensaio 2, (b) Ensaio 3, (c) Ensaio 4, (d) Ensaio 5, (e) Ensaio 6, (f) Ensaio 7, (g) Ensaio 8 e (h) Ensaio 9.