

Universidade Federal Fluminense
Escola de Engenharia Industrial Metalúrgica de Volta Redonda
PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA METALÚRGICA

**TESE
DE
DOUTORADO**

“Previsão da Durabilidade de Materiais de Atrito Aplicados a Freios a Tambor de Veículos Comerciais por meio da Análise da Energia Dissipada em Frenagens”

ALUNO: Carlos Abílio Passos Travaglia, M. Sc.

ORIENTADORES:

José Adilson de Castro, Ph. D.

Luiz Carlos Rolim Lopes, D. Sc.

VOLTA REDONDA – RJ

2021

Ficha catalográfica automática - SDC/BEM
Gerada com informações fornecidas pelo autor

T779p Travaglia, Carlos Abílio Passos
Previsão da Durabilidade de Materiais de Atrito Aplicados a
Freios a Tambor de Veículos Comerciais por meio da Análise
da Energia Dissipada em Frenagens / Carlos Abílio Passos
Travaglia ; José Adilson De Castro, orientador ; Luiz Carlos
Rolim Lopes, coorientador. Volta Redonda, 2021.
148 f. : il.

Tese (doutorado)-Universidade Federal Fluminense, Volta
Redonda, 2021.

DOI: <http://dx.doi.org/10.22409/PPGEM.2021.d.07861622797>

1. Desgaste. 2. Energia dissipada. 3. Material de atrito. 4.
Sistema de freio. 5. Produção intelectual. I. De Castro,
José Adilson, orientador. II. Lopes, Luiz Carlos Rolim,
coorientador. III. Universidade Federal Fluminense. Escola de
Engenharia Industrial e Metalúrgica de Volta Redonda. IV.
Título.

CDD -

CARLOS ABÍLIO PASSOS TRAVAGLIA, M. Sc.

Previsão da Durabilidade de Materiais de Atrito Aplicados a Freios a Tambor de Veículos Comerciais por meio da Análise da Energia Dissipada em Frenagens

Tese de Doutorado apresentada ao curso de Pós-Graduação em Engenharia Metalúrgica da Universidade Federal Fluminense como requisito parcial para obtenção do título de Doutor em Engenharia Metalúrgica. Área de Concentração: Modelamento e Simulação de Processos e Fenômenos

Orientadores:

José Adilson de Castro, Ph. D.

Luiz Carlos Rolim Lopes, D. Sc.

VOLTA REDONDA

2021

CARLOS ABÍLIO PASSOS TRAVAGLIA, M. Sc.

Previsão da Durabilidade de Materiais de Atrito Aplicados a Freios a Tambor de Veículos Comerciais por meio da Análise da Energia Dissipada em Frenagens

Tese de Doutorado apresentada ao curso de Pós-Graduação em Engenharia Metalúrgica da Universidade Federal Fluminense como requisito parcial para obtenção do título de Doutor em Engenharia Metalúrgica. Área de Concentração: Modelamento e Simulação de Processos e Fenômenos

Banca Examinadora:

José Adilson de Castro, Ph. D. – Orientador (UFF)

Luiz Carlos Rolim Lopes, D. Sc. – Orientador (UFF)

Gláucio Soares da Fonseca, D. Sc. (UFF)

Jorge Alberto Rodriguez Duran, D. Sc. (UFF)

Horácio Guimarães Delgado Júnior, D. Sc. (UERJ)

José Luis Lopes da Silveira, D. Sc. (UFRJ)

Leonardo Barbosa Godefroid, D. Sc. (UFOP)

VOLTA REDONDA

2021

Dedico esse trabalho à minha família, em especial aos meus pais, Domingos e Guacira, à minha esposa, Marcele Piassi Pupim, e às minhas filhas, Sofia e Alice

CARLOS ABÍLIO PASSOS TRAVAGLIA

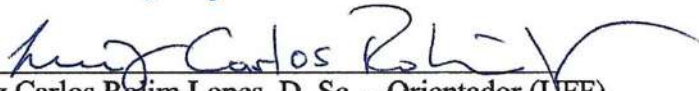
“Previsão da Durabilidade de Materiais de Atrito Aplicados a Freios a Tambor de Veículos Comerciais por meio da Análise da Energia Dissipada em Frenagens”

Tese de Doutorado submetida ao curso de Pós-Graduação em Engenharia Metalúrgica da Universidade Federal Fluminense como requisito parcial para obtenção do título de Doutor em Engenharia Metalúrgica. Área de Concentração: Modelamento e Simulação de Processos e Fenômenos

Apresentado em 22 de dezembro de 2021

Banca Examinadora:


José Adilson de Castro, Ph. D. – Orientador (UFF)


Luiz Carlos Rolim Lopes, D. Sc. – Orientador (UFF)

GLAUCIO SOARES DA FONSECA
glauciofonseca@id.uff.br:30137753861


Assinado de forma digital por GLAUCIO SOARES DA FONSECA
glauciofonseca@id.uff.br:30137753861
Dados: 2022.01.10 15:40:00 -03'00'

Gláucio Soares da Fonseca, D. Sc. (UFF)



Digitally signed by JORGE ALBERTO RODRIGUEZ DURAN
jorge.a.r.duran@gmail.com:05228163719
Date: 2022.01.10 08:29:09 -03'00'

Jorge Alberto Rodriguez Duran, D. Sc. (UFF)


Horácio Guimarães Delgado Júnior, D. Sc. (UERJ)

JOSE LUIS LOPES DA
SILVEIRA:82584478749

Assinado de forma digital por JOSE LUIS LOPES DA
SILVEIRA:82584478749
Dados: 2021.12.31 21:21:29 -03'00'

José Luis Lopes da Silveira, D. Sc. (COPPE-UFRJ)


Leonardo Barbosa Godefroid, D. Sc. (UFOP)

VOLTA REDONDA

2021

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus que me guiou nas tomadas de decisão durante os anos aos quais me dediquei a esse projeto.

Aos meus pais, Domingos e Guacira, que incentivaram meu desenvolvimento pessoal e profissional. Também aos meus irmãos Luiz Gustavo Passos Travaglia e Nafla Rosa Passos Travaglia que, mesmo distantes, nunca deixaram de me motivar.

Um agradecimento especial à minha esposa, Marcele Piassi Pupim, pelo apoio incondicional, principalmente durante os últimos e decisivos meses, nos quais, muitas das vezes, tive que me ausentar por dias para concluir etapas do estudo em outras localidades.

Aos professores e orientadores da Universidade Federal Fluminense, Luiz Carlos Rolim Lopes, D. Sc., e José Adilson de Castro, Ph. D., pelos ensinamentos, ideias, contribuições técnicas e pelo apoio e suporte, durante, principalmente, as etapas decisivas do curso de Doutorado.

Aos engenheiros do ramo automotivo e colegas, Antônio Carlos de Oliveira, M. Sc., Gustavo Borges Amorim, D. Sc., e Matheus Lima da Cunha, pela disponibilidade de tempo para compartilhar experiências e parte dos seus conhecimentos específicos em benefício do desenvolvimento do presente estudo.

À TMD Friction do Brasil por disponibilizar tempo de apoio e informações técnicas valiosas a respeito de materiais de atrito, a partir das quais fundamentaram-se diversos estudos atualmente conduzidos pela Universidade Federal Fluminense, incluindo o que é aqui apresentado.

Para finalizar, agradeço ao experiente engenheiro automotivo Luiz Carlos Cordeiro Junior, D. Sc., pelos incansáveis debates técnicos preliminares, sem os quais, essa jornada seria muito mais difícil.

EPIGRAFE

“A tarefa não é tanto ver aquilo que ninguém viu, mas pensar o que ninguém ainda pensou sobre aquilo que todo mundo vê.”

Arthur Schopenhauer

PREÂMBULO

Este trabalho está dividido em cinco seções, referências bibliográficas, três apêndices e um glossário.

Na **SEÇÃO 1** encontra-se um texto introdutório no qual estão descritas as ideias básicas que conduziram à realização desse projeto. Nessa seção também são apresentados: um resumo das atividades que compuseram o método de trabalho e a relevância do tema proposto para a comunidade científica.

A **SEÇÃO 2** contém a revisão bibliográfica. Pretende-se com essa seção, prover ao leitor auxílio na revisão dos conceitos básicos e nos conhecimentos específicos necessários à compreensão do método proposto.

A metodologia do estudo é apresentada na **SEÇÃO 3** e consiste no desenvolvimento da teoria, na elaboração das hipóteses a partir das quais o método foi formulado e no planejamento do trabalho. Nela estão descritos em detalhes, os ensaios executados, as referências aos procedimentos seguidos e os equipamentos utilizados.

Os dados obtidos experimentalmente a partir de cada um dos ensaios e testes, assim como os resultados obtidos a partir deles, são apresentados na **SEÇÃO 4**. Nela, eles são analisados e discutidos, tomando-se como base, trabalhos e estudos desenvolvidos anteriormente.

As conclusões, bem como as recomendações para trabalhos futuros, são listadas e apresentadas na **SEÇÃO 5**.

Nas **REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS** são listadas as obras, os livros, os artigos e as normas pesquisadas e consultadas durante o trabalho.

Os **APÊNDICES A, B e C** apresentam dados e informações complementares à Tese.

Por fim, o leitor tem acesso a um **GLOSSÁRIO**, no qual as definições de alguns dos termos técnicos empregados na presente Tese, são apresentadas.

RESUMO

É cada vez mais frequente o emprego de ferramentas de simulação, aplicadas com o intuito de reduzir o tempo de desenvolvimento de novos produtos e processos na indústria. Recentemente, engenheiros e pesquisadores têm procurado aplicar modelos de simulação, baseados na dissipação da energia, para se prever o comportamento de materiais submetidos a processos de desgaste. A partir da caracterização de um material de atrito empregado em freios a tambor, foi desenvolvido nesse trabalho, um método para se prever sua durabilidade a partir da energia dissipada em eventos de frenagem durante um percurso veicular. Para tanto, foi necessário desenvolver e aplicar a ele, a regra de acúmulo de danos por desgaste. O conceito dessa regra guarda analogia com a regra de acúmulo linear de danos de Palmgren-Miner, empregada em previsões de vida em fadiga. Para que o material de atrito fosse caracterizado, foram realizados ensaios de desgaste em escala, nos quais corpos de prova foram submetidos a diferentes cargas normais e temperaturas. A energia dissipada durante as frenagens de um veículo comercial, equipado com o mesmo material de atrito ao longo de um percurso típico, foi obtida por meio de instrumentação e equipamento adequado. Aplicou-se a regra de acúmulo de danos por desgaste para se obter sua previsão de vida em quilômetros. O resultado foi comparado com a projeção da sua durabilidade, obtida a partir de um método tradicionalmente aplicado pela indústria. Obtiveram-se resultados similares por meio de ambos os métodos, indicando que o método proposto possui potencial para aplicação prática. A partir da validação do método apresentado nesse trabalho, espera-se que sejam criadas ferramentas de simulação, de forma a tornar os processos de desenvolvimento de materiais de atrito mais rápidos e menos onerosos à indústria automotiva.

Palavras-chave: Desgaste, energia dissipada, material de atrito, sistema de freio, ensaios de desgaste em escala

ABSTRACT

It is becoming more and more common to apply simulation tools with the purpose of reducing the development time of new products and processes in the industry. Recently, engineers and researchers have been engaged in developing simulation models based on the energy dissipation to predict the behavior of materials submitted to wear processes. From the characterization of a friction material applied to drum brakes, a method was developed to predict its durability from the energy dissipated in events of braking during a specific vehicle route. For this, it was necessary to develop and apply the wear damage accumulation rule. The concept behind this rule was based on the Palmgren-Miner damage linear accumulation rule, applied to predict fatigue response of structural components. For the characterization of the friction material, scale wear bench tests, where samples were cycled at different intensities of normal load and temperatures, were performed. The energy dissipated in the brakes of a commercial vehicle equipped with the same friction material was obtained along a typical route by adequate instrumentation and equipment. The wear damage accumulation rule was applied to predict its life in kilometers. The result was compared to the prediction of its durability obtained by a traditional method applied by industry. The results obtained by both methods were similar, indicating that the proposed method has a potential for practical application. From the validation of the method presented in this work, new simulation tools could be created and developed to make the process of development of friction materials faster and less expensive to the automotive industry.

Keywords: Wear, dissipated energy, friction material, brake system, scale wear bench tests

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS , p 14
LISTA DE TABELAS , p 18
LISTA DE ABREVIACÕES , p 20
NOMENCLATURAS , p 21
1 INTRODUÇÃO , p 25
1.1 JUSTIFICATIVA E RELEVÂNCIA DO TEMA PROPOSTO, p 28
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA , p 30
2.1 O SISTEMA DE FREIO, p 30
2.1.1 <u>Definição</u> , p 30
2.1.2 <u>Freios de Roda de Veículos Comerciais</u> , p 31
2.1.3 <u>Freios a Tambor do Tipo S-came</u> , p 33
2.1.4 <u>Torque de Frenagem em Freios S-came</u> , p 34
2.1.5 <u>Pressão de Contato em Freios S-came</u> , p 34
2.1.6 <u>Força de Atrito em Freios S-came</u> , p 36
2.2 TRANSFORMAÇÃO DE ENERGIA DURANTE A FRENAGEM, p 37
2.2.1 <u>Conservação da Energia Mecânica Aplicada à Dinâmica da Frenagem</u> , p 37
2.2.2 <u>Energia Dissipada em um Único Evento de Frenagem</u> , p 38
2.2.3 <u>Energia Dissipada nas Frenagens de um Veículo ao Longo de um Percurso</u> , p 38
2.3 O MATERIAL DE ATRITO, p 39
2.3.1 <u>Constituintes e Características do Material de Atrito</u> , p 39
2.3.2 <u>Processos de Fabricação dos Materiais de Atrito</u> , p 40
2.4 O DESGASTE, p 41
2.4.1 <u>Mecanismos e Modos de Desgaste Característicos a Materiais de Atrito</u> , p 42
2.4.2 <u>Os Modelos de Previsão de Desgaste</u> , p 43
2.4.3 <u>A Teoria da Adesão e a Lei de Archard</u> , p 44
2.4.4 <u>Modelos de Desgaste Aplicados a Materiais de Atrito</u> , p 45
2.5 A RELAÇÃO ENTRE DESGASTE E ENERGIA, p 46
2.5.1 <u>Caracterização do Processo de Desgaste por meio da Energia Dissipada</u> , p 46
2.5.2 <u>O Volume Específico de Desgaste</u> , p 48
2.6 MODELOS DE ACUMULAÇÃO DE DANOS POR FADIGA, p 49
2.6.1 <u>O Modelo Linear e os Modelos Não Lineares de Acúmulo de Danos</u> , p 49
2.6.2 <u>A Regra de Acúmulo Linear de Danos de Palmgren-Miner</u> , p 50

3 MATERIAIS E MÉTODOS, p 52

3.1 A REGRA DE ACÚMULO DE DANOS POR DESGASTE, p 52

3.1.1 A Massa Específica de Desgaste, p 52

3.1.2 A Energia de Desgaste Total, p 52

3.1.3 O Dano por Desgaste, p 53

3.1.4 A Formulação da Regra de Acúmulo de Danos por Desgaste, p 56

3.2 METODOLOGIA DE TRABALHO, p 57

3.3 ENSAIOS DE DESGASTE E CARACTERIZAÇÃO DO MATERIAL DE ATRITO, p 59

3.3.1 Definição do Procedimento de Ensaio, p 59

3.3.2 Descrição do Método de Ensaio, p 61

3.4 TESTE EM VEÍCULO: DETERMINAÇÃO DA ENERGIA DISSIPADA, p 70

3.4.1 Descrição do Método de Teste, p 70

3.4.2 Agrupamento das Quantidades de Energia Conforme Intensidade de Carregamento Mecânico e Temperatura, p 74

3.5 APLICAÇÃO DA REGRA DE ACÚMULO DE DANOS POR DESGASTE, p 76

3.6 TESTE EM VEÍCULO: DURABILIDADE, p 76

4 RESULTADOS, p 81

4.1 RESULTADOS DOS ENSAIOS DE DESGASTE EM ESCALA, p 81

4.1.1 Determinação do Desgaste em Massa, p 81

4.1.2 Determinação da Energia Dissipada e do Coeficiente de Atrito, p 83

4.1.3 Determinação da Massa Específica de Desgaste: *SWM*, p 88

4.1.4 Avaliação da Densidade do Material de Atrito, p 90

4.1.5 Avaliação da Rugosidade Superficial do Material de Atrito, p 92

4.1.6 Aspectos Topográficos do Material de Atrito, p 95

4.1.7 Caracterização do Material de Atrito por meio da Massa Específica de Desgaste, p 99

4.2 RESULTADOS DOS TESTES EM VEÍCULO: ENERGIA DISSIPADA, p 101

4.2.1 O Percurso, p 101

4.2.2 Veículo Carregado com 57 toneladas de Peso Bruto Total Combinado, p 102

4.2.3 Veículo Carregado com 74 toneladas de Peso Bruto Total Combinado, p 105

4.2.4 Quantidades Totais de Energia Dissipada e Análise dos Resultados, p 108

4.3 A APLICAÇÃO DO MÉTODO DA REGRA DE ACÚMULO DE DANOS POR DESGASTE, p 112

4.3.1 Determinação da Energia de Desgaste Total, p 112

4.3.2 Aplicação da Regra de Acúmulo de Danos por Desgaste e Previsão da Durabilidade do Material de Atrito, p 113

4.4 RESULTADO DO TESTE DE DURABILIDADE E APLICAÇÃO DO MÉTODO INDUSTRIAL PARA PREVER A VIDA DO MATERIAL DE ATRITO, p 115

4.4.1 Medição e Cálculo das Espessuras Úteis do Material de Atrito do Freio – Teste de Durabilidade, p 115

4.4.2 Aplicação do Método Industrial para Prever a Durabilidade do Material de Atrito, p 117

4.5 COMPARAÇÃO ENTRE O MÉTODO DA REGRA DE ACÚMULO DE DANOS POR DESGASTE E O MÉTODO INDUSTRIAL, p 119

4.6 CONSIDERAÇÕES PARA A APLICAÇÃO DO MÉTODO DA REGRA DE ACÚMULO DE DANOS POR DESGASTE, p 120

6 CONCLUSÕES, p 123

6.1 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS, p 125

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS, p 127

APÊNDICE A, p 134

APÊNDICE B, p 140

APÊNDICE C, p 142

GLOSSÁRIO, p 146

LISTA DE FIGURAS

- Fig. 1 – O Sistema de Freio Pneumático, suas Subdivisões e Componentes Principais*
- Fig. 2 – Representação Gráfica de um (a) Freio a Tambor; e um (b) Freio a Disco*
- Fig. 3 – Principais Classificações dos Freios a Tambor quanto ao Posicionamento das suas Sapatas: (a) Simplex (leading-trailing); (b) Duplex (two-leading)*
- Fig. 4 – Configuração Típica de um Freio a Tambor do Tipo S-came. Em Destaque os seus Subcomponentes Principais*
- Fig. 5 – Características Geométricas dos Freios a Tambor do Tipo S-came*
- Fig. 6 – Diagrama de Forças na Interface do Material de Atrito com o Tambor de Freio*
- Fig. 7 – Representação do Processo de Moldagem de Materiais de Atrito Aplicados a Freios: (a) Moldagem Plana; (b) Moldagem com Encurvamento*
- Fig. 8 – Processo de Desgaste Aplicado a Materiais de Atrito de Sistemas de Freio. Em Destaque, os Principais Modos de Desgaste*
- Fig. 9 – Esquema Representando a Caracterização do Processo de Desgaste por meio da Energia Dissipada, segundo Jahangiri et al.*
- Fig. 10 – Representação Gráfica da Energia de Desgaste*
- Fig. 11 – (a) Esquema Representando a Variação de Tensão Mecânica Alternada em um Componente ao Longo do Tempo; (b) Curva de Wohler Típica de Materiais Aplicados na Indústria*
- Fig. 12 – Representação Gráfica dos Carregamentos Mecânicos no Material de Atrito do Freio de um Veículo Decorrentes de Sucessivos Eventos de Frenagem*
- Fig. 13 – Metodologia para Elaboração e Validação do Método de Previsão da Durabilidade de Materiais de Atrito por meio da Aplicação da Regra de Acúmulo de Danos por Desgaste*
- Fig. 14 – Equipamento Chase Utilizado nos Ensaios de Desgaste em Escala do Material de Atrito: (a) Painel de Controle; (b) Conjunto Tambor e Suporte de Amostra*
- Fig. 15 – Esquema Mostrando o Equipamento do Tipo Chase Utilizado nos Ensaios de Desgaste em Escala*
- Fig. 16 – Imagem do Material de Atrito Obtida por meio de Microscópio Óptico, com seus Constituintes Principais Destacados (Aumento de 6,5x): (a) Elementos Matriciais; (b) Fibras de Reforço; (c) Elementos Modificadores e Aglutinantes*
- Fig. 17 – (a) Esquema Mostrando Detalhe Dimensional dos Corpos de Prova; (b) Equipamentos de Medição Utilizados Durante os Ensaios de Desgaste em Escala*

Fig. 18 – Fluxograma Indicando as Etapas e as Atividades Realizadas Durante os Ensaios de Desgaste em Escala

Fig. 19 – (a) Corpo de Prova do Material de Atrito; (b) Esquema Destacando a Região de Interesse para Medição da Rugosidade Superficial nos Corpos de Prova

Fig. 20 – Equipamentos Utilizados Durante a Análise Microscópica na Universidade Federal Fluminense: (a) Microscopia Óptica: Estereoscópio ZEISS; (b) Microscopia Confocal: LEICA DCM 3D; (c) Microscopia Eletrônica de Varredura (MEV): EVO MA 10

Fig. 21 – Representação Gráfica com Detalhes da Instrumentação do Freio Dianteiro Esquerdo do Veículo Utilizado nos Testes

Fig. 22 – Esquema Mostrando a Configuração do Veículo Utilizado nos Testes e a Distribuição de Carga por Eixo da Composição Caminhão Trator e Semirreboque

Fig. 23 – Fluxograma do Algoritmo para Cálculo e Agrupamento da Energia Dissipada, de Acordo com a Intensidade de Carregamento Mecânico e Temperatura

Fig. 24 – Esquema Ilustrando a Etapa de Desmontagem do Sistema de Freio do Veículo A e Instalação no Veículo B para a Realização do Teste de Durabilidade

Fig. 25 – Esquema Indicando as Cavidades dos Rebites para Medição das Espessuras do Material de Atrito: (a) Sapata de Freio Primária (leading shoe); (b) Sapata de Freio Secundária (trailing shoe)

Fig. 26 – Esquema do Ressalto Indicativo de Fim da Vida do Material de Atrito e o Orifício de Inspeção do Freio para Análise Visual do Desgaste

Fig. 27 – Desgaste em Massa em Função da Carga Normal Aplicada a Diferentes Temperaturas

Fig. 28 – Energia de Desgaste e Coeficiente de Atrito Médio em Função da Temperatura a Diferentes Níveis de Carga Normal Aplicada: (a) 220 N; (b) 330 N; (c) 440 N; (d) 550 N

Fig. 29 – Evolução do Coeficiente de Atrito com o Número de Eventos de Frenagem Durante os Ensaios de Desgaste

Fig. 30 – Massa Específica de Desgaste (SWM) em Função da Carga Normal Aplicada a Diferentes Temperaturas

Fig. 31 – Densidade do Material de Atrito em Função da Carga Normal Aplicada a Diferentes Temperaturas

Fig. 32 – Rugosidade Superficial do Material de Atrito em Função da Carga Normal Aplicada a Diferentes Temperaturas

Fig. 33 – (a) Evolução da Rugosidade Superficial com o Desgaste em Massa; (b) Evolução da Rugosidade Superficial com o Coeficiente de Atrito

Fig. 34 – (a) Ponto de Fração: Quantidade Relativa de Cavidades nas Superfícies das Amostras em Função da Temperatura a Diferentes Cargas Normais Aplicadas; (b) Imagem da Amostra

CP₁ Obtida com Estereoscópio; (c) Imagem da Amostra CP₁₂ Obtida com Estereoscópio

Fig. 35 – Imagens das Amostras Obtidas por MEV: (a) CP₁; (b) CP₂; (c) CP₆; (d) CP₉; (e) CP₁₁; (f) CP₉ em Maior Aumento

Fig. 36 – Caracterização do Material de Atrito: Variação da Massa Específica de Desgaste com a Pressão de Contato Média e com a Temperatura

Fig. 37 – Imagem do Percorso do Veículo no Sentido do Município do Rio de Janeiro

Fig. 38 – Imagem do Percorso do Veículo no Sentido do Município de São Paulo

Fig. 39 – (a) Evolução da Pressão de Contato Média no Material de Atrito e Temperatura do Tambor no Tempo; (b) Evolução da Velocidade Angular do Tambor no Tempo – Peso Bruto Total Combinado de 57 toneladas

Fig. 40 – (a) Evolução do Torque de Frenagem no Tempo; (b) Evolução da Energia Dissipada no Tempo – Peso Bruto Total Combinado de 57 toneladas

Fig. 41 – (a) Evolução da Pressão de Contato Média no Material de Atrito e Temperatura do Tambor no Tempo; (b) Evolução da Velocidade Angular do Tambor no Tempo – Peso Bruto Total Combinado de 74 toneladas.

Fig. 42 – (a) Evolução do Torque de Frenagem no Tempo; (b) Evolução da Energia Dissipada no Tempo – Peso Bruto Total Combinado de 74 toneladas

Fig. 43 – Distribuição da Energia Dissipada de Acordo com a Intensidade de Pressão de Contato Média e Temperatura Durante os Testes em Veículo: (a) Energia por Faixa – 57 t; (b) Gráfico de Contorno – 57 t; (c) Energia por Faixa – 74 t; (d) Gráfico de Contorno – 74 t; (e) Energia por Faixa – Total; (f) Gráfico de Contorno – Total

Fig. 44 – Método Industrial para Previsão de Durabilidade do Material de Atrito: (a) Resultado Obtido para a Sapata Primária; (b) Resultado Obtido para a Sapata Secundária

Fig. A.1 – (a) Pontos para Medição das Alturas dos Corpos de Prova; (b) Micrômetro Digital Utilizado nas Medições

Fig. A.2 – Comparação entre as Perdas Relativas de Massa e de Volume Obtidas após Ensaio de Desgaste em Escala

Fig. A.3 – (a) Volume Específico de Desgaste e (b) Massa Específica de Desgaste em Função da Temperatura a Diferentes Níveis de Carga Normal

Fig. B.1 – Geometria Detalhada do Corpo de Prova Utilizado no Ensaio de Desgaste em Escala

Fig. C.1 – Massa Específica de Desgaste em Função da Pressão de Contato a Diferentes Temperaturas

Fig. C.2 – Massa Específica de Desgaste em Função da Temperatura a Diferentes Pressões de Contato

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Diferentes Composições de Materiais de Atrito Aplicados na Indústria Automotiva

Tabela 2 – Volume Relativo dos Constituintes do Material de Atrito Utilizado nos Ensaios de Desgaste em Escala

Tabela 3 – Detalhes e Características das Etapas dos Ensaios de Desgaste em Escala

Tabela 4 – Cargas Normais Aplicadas, Temperaturas e Pressões de Contato, Correspondentes aos Corpos de Prova Ensaaiados

Tabela 5 – Características do Sistema de Freio do Veículo Testado

Tabela 6 – Massas de Material Desgastado Obtidas após Ensaios de Desgaste em Escala

Tabela 7 – Regressões Lineares Aplicadas ao Desgaste do Material de Atrito

Tabela 8 – Energias de Desgaste Obtidas após Ensaios de Desgaste em Escala

Tabela 9 – Massas Específicas de Desgaste (SWM) Obtidas após Ensaios de Desgaste em Escala

Tabela 10 – Regressões Lineares Aplicadas às Massas Específicas de Desgaste, SWM

Tabela 11 – Densidades do Material de Atrito Obtidas após Ensaios de Desgaste em Escala

Tabela 12 – Regressões Lineares Aplicadas às Densidades do Material de Atrito

Tabela 13 – Rugosidades Superficiais do Material de Atrito Obtidas após Ensaios de Desgaste

Tabela 14 – Regressões Lineares Aplicadas às Rugosidades Superficiais do Material de Atrito

Tabela 15 – Regressões Lineares Aplicadas aos Valores de Ponto de Fração

Tabela 16 – Regressão Linear Múltipla Aplicada aos Valores de Massa Específica de Desgaste do Material de Atrito Determinados Experimentalmente

Tabela 17 – Total de Energia Dissipada nas Frenagens Agrupado e Distribuído de Acordo com a Intensidade de Pressão de Contato Média e Temperatura – 57 toneladas de Peso Bruto Total Combinado

Tabela 18 – Total de Energia Dissipada nas Frenagens Agrupado e Distribuído de Acordo com a Intensidade de Pressão de Contato Média e Temperatura – 74 toneladas de Peso Bruto Total Combinado

Tabela 19 – Total de Energia Dissipada nas Frenagens Agrupado e Distribuído de Acordo com a Intensidade de Pressão de Contato Média e Temperatura – Teste Completo

Tabela 20 – Valores de Massa Específica de Desgaste Correspondentes às Pressões de Contato e Temperaturas Medidas durante o Teste Veicular

Tabela 21 – Valores de Energia de Desgaste Total Correspondentes às Pressões de Contato e Temperaturas Medidas durante o Teste Veicular

Tabela 22 – Valores de Dano por Desgaste Correspondentes às Pressões de Contato e Temperaturas Medidas durante o Teste Veicular

Tabela 23 – Durabilidade do Material de Atrito Obtida por meio da Aplicação da Regra de Acúmulo de Danos por Desgaste

Tabela 24 – Valores das Espessuras Medidas e Úteis de Material de Atrito – Teste de Durabilidade: Medição Inicial na Sapata Primária Esquerda

Tabela 25 – Valores das Espessuras Medidas e Úteis de Material de Atrito – Teste de Durabilidade: Medição Inicial na Sapata Secundária Esquerda

Tabela 26 – Valores das Espessuras Medidas e Úteis de Material de Atrito – Teste de Durabilidade: Medição Final na Sapata Primária Esquerda

Tabela 27 – Valores das Espessuras Medidas e Úteis de Material de Atrito – Teste de Durabilidade: Medição Final na Sapata Secundária Esquerda

Tabela 28 – Regressões Lineares Aplicadas aos Valores das Espessuras Úteis: Sapatas Primária e Secundária do Freio Dianteiro do Veículo

Tabela 29 – Durabilidades do Material de Atrito Obtidas por meio dos Métodos da Regra de Acúmulo de Danos por Desgaste e Industrial

Tabela A.1 – Valores das Alturas Médias Determinadas antes e após os Ensaios de Desgaste, e Perdas Relativas de Volume e de Massa das Amostras

Tabela A.2 – Dados das Regressões Lineares Aplicadas aos Valores Obtidos Experimentalmente para os Volumes Específicos de Desgaste (SWV) e para as Massas Específicas de Desgaste (SWM)

Tabela B.1 – Áreas Superficiais e Dimensões Principais dos Corpos de Prova Submetidos aos Ensaios de Desgaste em Escala

Tabela C.1 – Coeficientes e Função SWM(T) Obtidos após Regressão Exponencial Aplicada aos Valores Médios de SWM do Material de Atrito

LISTA DE ABREVIACOES

Fig. – *Figura*

Ref. – *Referência*

Temp. – *Temperatura*

NOMENCLATURAS

- A – Área seccional do atuador mecânico do freio (mm^2);
- A_c – Área real de contato (mm^2);
- A_s – Área superficial do material de atrito (mm^2);
- BF – Fator de freio (*Brake Factor*);
- CP_1 – Corpo de prova 1 – ensaio *Chase*;
- CP_2 – Corpo de prova 2 – ensaio *Chase*;
- CP_3 – Corpo de prova 3 – ensaio *Chase*;
- CP_4 – Corpo de prova 4 – ensaio *Chase*;
- CP_5 – Corpo de prova 5 – ensaio *Chase*;
- CP_6 – Corpo de prova 6 – ensaio *Chase*;
- CP_7 – Corpo de prova 7 – ensaio *Chase*;
- CP_8 – Corpo de prova 8 – ensaio *Chase*;
- CP_9 – Corpo de prova 9 – ensaio *Chase*;
- CP_{10} – Corpo de prova 10 – ensaio *Chase*;
- CP_{11} – Corpo de prova 11 – ensaio *Chase*;
- CP_{12} – Corpo de prova 12 – ensaio *Chase*;
- D – Durabilidade obtida pela aplicação da *regra de acúmulo de danos por desgaste* (km);
- D_m – Durabilidade obtida por meio do método industrial de previsão de durabilidade (km);
- D_R – Durabilidade remanescente do material de atrito do freio (km);
- e_m – Espessura medida de material de atrito (mm);
- e_u – Espessura útil de material de atrito (mm);
- E – Erro percentual (%);
- E_d – Energia de desgaste (J);
- E_{dt} – Energia de desgaste total (J);
- E_k – Energia dissipada na frenagem (J);
- E_{pt} – Total de energia dissipada nas frenagens ao longo de um percurso (J);
- f – Frequência de medição (Hz);
- F_d – Força de atrito (N);
- h_i – Altura inicial da amostra de material de atrito (mm);
- h_f – Altura final da amostra de material de atrito (mm);
- H – Dureza do material;

k – Taxa específica de desgaste (mm^3/J);
 K – Constante do modelo de *Archard* $= 1/3K_1$;
 K_1 – Constante de proporcionalidade do modelo de *Archard*;
 K_A – Fator de correção do torque de frenagem devido à alavanca ajustadora do freio;
 K_T – Fator de correção do torque de frenagem devido à temperatura do freio;
 L – Comprimento da alavanca ajustadora do freio (mm);
 L_s – Comprimento da amostra de material de atrito (mm);
 m_i – Massa inicial da amostra de material de atrito (g);
 m_u – Massa útil de material de atrito do freio (g);
 M – Distância percorrida pelo veículo (km);
 M' – Distância total percorrida pelo veículo, desde a instalação do material de atrito nos freios, até o início do intervalo M (km);
 n – Número de eventos de frenagem;
 n_c – Número de ciclos de tensão alternada;
 $n_{c'}$ – Número de ciclos de tensão alternada até a falha;
 n_f – Quantidade de freios do veículo;
 N – Carga normal aplicada (N);
 p_0 – Pressão necessária para movimentar as sapatas de freio (MPa);
 $p(\Omega)$ – Pressão de contato entre material de atrito e tambor (MPa);
 \bar{p} – Pressão de contato média no material de atrito do freio (MPa);
 \bar{p}_{max} – Pressão de contato média máxima (MPa);
 p_a – Pressão pneumática no interior dos atuadores mecânicos do freio (MPa);
 p_c – Pressão de contato nas amostras de material de atrito (MPa);
 p_e – Pressão efetiva de frenagem (MPa);
 p_{max} – Pressão máxima de contato (MPa);
 P – Ponto de fração (%)
 $PBTC$ – Peso Bruto Total Combinado;
 r – Raio do freio (mm);
 r_s – Raio efetivo do S-came do freio (mm);
 R_a – Parâmetro de rugosidade superficial (mm);
 R_{a1} – Parâmetro de rugosidade superficial da seção 1 da amostra (μm);
 R_{a2} – Parâmetro de rugosidade superficial da seção 2 da amostra (μm);
 R_{a3} – Parâmetro de rugosidade superficial da seção 3 da amostra (μm);

R_{a4} – Parâmetro de rugosidade superficial da seção 4 da amostra (μm);
 R_{a5} – Parâmetro de rugosidade superficial da seção 5 da amostra (μm);
 R_d – Raio dinâmico dos pneumáticos do veículo (m);
 SWM – Massa específica de desgaste (*specific wear mass*) (g/J);
 SWV – Volume específico de desgaste (*specific wear volume*) (mm^3/J);
 t – tempo (s);
 T – Temperatura ($^{\circ}\text{C}$);
 T_{max} – Temperatura máxima ($^{\circ}\text{C}$);
 T_o – Torque de frenagem (Nmm);
 T_t – Temperatura de trabalho dos freios ($^{\circ}\text{C}$);
 v – Velocidade do veículo (m/s);
 V_u - Volume útil de material de atrito do freio (mm^3)
 W – Largura do material de atrito (mm);
 W_D – Dano por desgaste;
 W_s – Largura da amostra de material de atrito (mm);
 x – Distância (m);
 α – Posição do material de atrito na sapata (rad);
 β_0 – Constante da regressão linear;
 $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ – Coeficientes da regressão;
 ΔE_c – Variação da energia cinética (J);
 ΔE_p – Variação da energia potencial (J);
 Δm – Massa de material desgastado ou desgaste em massa (g);
 $\Delta m_{\%}$ – Perda relativa de massa (%);
 $\Delta \bar{p}$ – Amplitude do intervalo de pressão de contato média no material de atrito (MPa);
 Δt – Intervalo de tempo de medição (s);
 ΔT – Amplitude do intervalo de temperatura ($^{\circ}\text{C}$);
 ΔV – Volume de material desgastado (mm^3);
 $\Delta V_{\%}$ – Perda relativa de volume (%);
 η – Rendimento mecânico do freio;
 θ – Abertura do material de atrito (rad);
 λ – Fator de geometria do freio (mm^2);
 μ – Coeficiente de atrito;
 ρ – Densidade do material de atrito (g/cm^3);

ρ_v – Densidade verde do material de atrito (g/cm^3);

σ – Desvio padrão;

σ_a – Tensão mecânica alternada (MPa);

φ – Posição da ancoragem da sapata de freio (rad);

ω – Velocidade angular do tambor de freio (rad/s);

Ω – Posição angular tomada a partir da ancoragem da sapata (rad);

Ω_1 – Posição angular que define o início do material de atrito em relação à ancoragem da sapata de freio (rad);

Ω_2 – Posição angular que define o término do material de atrito em relação à ancoragem da sapata de freio (rad);

1 INTRODUÇÃO

Desde os primeiros anos da indústria automotiva, as montadoras e os fabricantes de componentes de freio, têm procurado desenvolver materiais de atrito que propiciem, além de bom desempenho durante a frenagem, elevada durabilidade quando submetidos à operação [1–3]. A durabilidade do material de atrito resulta da sua capacidade de resistir ao desgaste.

Atualmente, existem diversos modelos para se prever o comportamento tribológico de materiais. A grande maioria deles fundamenta-se na teoria da adesão, desenvolvida a partir de experimentos conduzidos por *Bowden* e *Tabor* [4, 5]. A adesão consiste no processo das asperezas superficiais de dois corpos em contato se aderirem umas às outras, formando juntas físicas que definem a área real de contato [4–6]. Durante o processo de escorregamento, essas juntas se rompem e há expulsão de material gerando o desgaste. Os experimentos de *Bowden* e *Tabor* mostraram que a área real de contato entre duas superfícies é proporcional à carga normal aplicada e que o atrito depende, fundamentalmente, das características dos materiais. Na verdade, ele se caracteriza pela resistência ao cisalhamento das juntas formadas entre as superfícies durante o escorregamento [4, 5]. *Ernst* e *Merchant* chegaram a conclusões similares estudando o processo de corte em metais [7].

Posteriormente, *Archard* desenvolveu um dos primeiros modelos para se prever desgaste a partir da teoria da adesão. O modelo ficou conhecido como lei de *Archard* [8, 9] e foi referência para o desenvolvimento de modelos mais completos aplicados a freios. *Rhee*, por exemplo, desenvolveu um modelo empírico para se prever desgaste em massa de lonas de freio com base polimérica [10]. *Bajer et al.* [11] e *AbuBakar* [12] adaptaram o modelo de *Rhee* para propor uma distribuição de pressão de contato entre lona de freio e tambor. *Barecki* e *Scieszka* propuseram um modelo que incluía a geometria do freio e as propriedades do material de atrito [13].

Os modelos de previsão de durabilidade aplicados a freios a tambor e derivados da lei de *Archard*, se relacionam com a taxa específica de desgaste dos materiais de atrito [14, 15]. Essa taxa depende das propriedades dos materiais em contato e estabelece uma relação de proporcionalidade entre o desgaste e as características do sistema no qual ocorre o processo de desgaste [14-17].

Existe grande dependência entre a taxa específica de desgaste, as propriedades dos materiais de atrito e as características do sistema de frenagem. Esse fato decorre, principalmente, da elevada diversidade e da complexidade estrutural dos materiais de atrito. Mais de 2000 diferentes tipos de materiais e suas variantes podem fazer parte da sua composição [18]. Como resultado, muitos dos modelos disponíveis de previsão de desgaste acabam não encontrando aplicação prática na indústria, modelando apenas condições muito específicas [19]. Ainda assim, mesmo nessas condições, verifica-se a falta de correlação dos resultados das simulações com o desempenho do material de atrito em serviço [2, 18, 20]. Diante desse cenário, engenheiros e pesquisadores têm procurado desenvolver e aplicar métodos que permitam prever a durabilidade desse tipo de material, em função das condições sob as quais ele irá operar. Formas de caracterização do desgaste, a partir da energia dissipada na superfície de contato, têm ganhado espaço nesse cenário em função da sua simplicidade e do seu potencial para aplicação prática.

Em linha com o modelo de desgaste proposto por *Archard* [8, 9], diversos trabalhos têm abordado a relação entre a energia de atrito e o desgaste de materiais [21–23]. Recentemente, *Celis* e colegas desenvolveram métodos para calcular a energia acumulada durante um processo de desgaste [24–26]. Eles provaram que métodos que empregam a energia dissipada poderiam ser aplicados em testes de desgaste com carga unidirecional [24, 25]. *Carpinteri* e *Pugno* mostraram que a dissipação de energia se relaciona com o volume de desgaste [27, 28], ao passo que *Jahangiri et al.* provaram, investigando um compósito, que existe uma relação linear entre energia e desgaste [29]. Esses últimos autores introduziram o termo volume específico de desgaste, *SWV* (*specific wear volume*), definido pela relação entre o desgaste em volume e o trabalho realizado pela força de atrito no processo [29, 30]. Eles apresentaram esse parâmetro sendo aplicado como uma forma de se prever o desgaste em volume de um material, a partir das condições de frenagem e das características do sistema no qual ele ocorre [30]. A vantagem de se aplicar o *SWV* reside no fato de que ele se relaciona diretamente com a energia dissipada pela força de atrito. Variações nas condições de frenagem, ou até mesmo nos mecanismos e modos de desgaste predominantes, podem mudar a quantidade de energia envolvida, mas não a relação entre ela e o desgaste [29]. Esse fato faz com que o *SWV* seja um parâmetro promissor,

com grande potencial para caracterizar o comportamento de materiais de atrito de freios a tambor quanto ao desgaste.

Por outro lado, sabe-se que a temperatura é uma das condições de frenagem que mais profundamente afetam a resposta ao desgaste e o desempenho dos materiais de atrito [31]. Os efeitos da temperatura sobre esse tipo de material [32–35] podem tornar a aplicação do volume específico de desgaste para se prever sua durabilidade, inadequada. Como reportado por *Kukutschova, et al.* [36], temperaturas elevadas induzem mudanças severas na estrutura do material de atrito. Essas alterações afetam a acuracidade das medições do desgaste em volume e, conseqüentemente, na determinação dos índices *SWV*. Por essa razão, a quantificação do desgaste do material de atrito por meio da massa deve ser recomendada nesse tipo de ambiente.

A presente Tese apresenta um novo método para a determinação da durabilidade de materiais de atrito aplicados a freios a tambor de veículos comerciais, a partir da sua caracterização em bancada. Para aplicação desse método, torna-se necessária a introdução do conceito de dano por desgaste. O dano por desgaste relaciona a energia necessária para se desgastar a quantidade de material de atrito do freio de um veículo, com a energia dissipada nas frenagens desse mesmo veículo durante um percurso. Ao dano por desgaste é atribuída a hipótese de que a perda de material de atrito decorrente de uma ação de desgaste se relaciona sempre a uma mesma quantidade de energia, se mantidas as condições geradoras desse processo.

Partindo-se desse conceito fundamentou-se a regra de acúmulo de danos por desgaste. Baseada na regra de acúmulo linear de danos de *Palmgren-Miner* [37], aplicada para determinação de vida em fadiga de componentes mecânicos estruturais, a regra de acúmulo de danos por desgaste relaciona o dano aferido ao material de atrito dos freios de um veículo com a quilometragem percorrida pelo mesmo. A partir dessa relação, obtém-se a durabilidade desse componente.

O processo de criação e desenvolvimento do método de previsão de durabilidade consistiu nas seguintes etapas:

1. Caracterização de um material de atrito aplicado na indústria automotiva, a partir de variáveis do processo de frenagem que definem sua resposta quanto ao desgaste: o carregamento mecânico e a temperatura. Essa caracterização ocorreu por meio de ensaios de desgaste em escala em corpos de prova, a partir dos quais os seguintes passos foram realizados:
 - a. Levantamento da energia dissipada durante os ensaios;

- b. Levantamento do desgaste em massa correspondente a cada um dos corpos de prova ensaiados;
 - c. Cálculo do desgaste em massa por unidade de energia (massa específica de desgaste) correspondente aos corpos de prova;
 - d. Aplicação da técnica da regressão linear múltipla [38, 39] para aproximar uma função que relacionasse a massa específica de desgaste com os níveis de carregamento e temperatura ensaiados.
2. Instrumentação de um veículo comercial equipado com o mesmo material de atrito ensaiado em bancada, de forma que fosse possível se obter a energia dissipada nas frenagens durante um percurso, para diferentes níveis de carregamento mecânico e temperatura.
 3. Determinação do dano por desgaste associado ao material de atrito, a partir da caracterização do material (passo 1) e das medições realizadas durante o percurso veicular (passo 2). Aplicação da regra de acúmulo de danos por desgaste para que fosse prevista a durabilidade do material de atrito do freio.
 4. Comparação entre a projeção de vida do material de atrito, obtida por meio da regra de acúmulo de danos por desgaste, e a durabilidade, obtida por um método tradicionalmente aplicado na indústria automotiva [40]. Esse método consiste na aplicação da técnica da regressão linear em medições de desgaste realizadas diretamente no material de atrito.

1.1 JUSTIFICATIVA E RELEVÂNCIA DO TEMA PROPOSTO

A revisão bibliográfica mostra que ainda não há disponível nos dias de hoje, um método de previsão de desgaste de materiais de atrito, que traga resultados rápidos e possa ser aplicado de forma ampla na indústria. Sem uma ferramenta para se prever a durabilidade desse tipo de material, os engenheiros automotivos necessitam realizar testes veiculares de longa duração para concluir se o emprego de um determinado material é adequado ou não à aplicação. A realização desses testes depende de recursos e tempo que podem tornar o desenvolvimento desse tipo de material extremamente oneroso aos fabricantes e às montadoras de veículos.

A presente Tese apresenta o desenvolvimento de um método para previsão de durabilidade de materiais de atrito, a partir da análise dos trabalhos mais recentes desenvolvidos na área da tribologia, da engenharia mecânica e de materiais. O método proposto fundamentou-

se na combinação de teorias desenvolvidas em duas linhas distintas de pesquisa: a caracterização do desgaste de materiais a partir da quantidade de energia dissipada no processo de desgaste e a utilização do conceito de contagem linear de danos para se prever a vida em fadiga de materiais por meio da regra de *Palmgren-Miner* [37].

O novo método de previsão de durabilidade aqui apresentado, denominado de regra de acúmulo de danos por desgaste, representa um avanço na área da engenharia. Na presente Tese, estende-se o conceito de dano, que relaciona números de ciclos em um processo de fadiga, à área da tribologia. Nesse contexto, o dano passa a ser caracterizado por uma relação entre quantidades de energia, que são dissipadas durante eventos de frenagem aos quais o material de atrito é submetido. A partir desse conceito de dano, o método proposto pode ser aplicado para se prever a durabilidade do material de atrito.

O ineditismo e a relevância desse trabalho para a comunidade científica residem justamente na criação de um método, com potencial para aplicação prática, que faz uso desse conceito estendido de dano, cuja forma de aplicação é similar à da regra de *Palmgren-Miner*, mesmo sabendo-se da sua limitação quanto ao histórico de carregamentos [37]. Estudos mostram que a regra de *Palmgren-Miner* pode sofrer a influência da ordem dos carregamentos mecânicos [37]. Entretanto, na aplicação para contagem de danos por desgaste, haja vista o fato de que, no desgaste, ocorre a retirada do material que sofre o dano, acredita-se que a ordem dos carregamentos ocasionados pelas frenagens, não irá afetar o dano por desgaste causado pelo carregamento subsequente.

Sendo uma vez validada, a regra de acúmulo de danos por desgaste, elaborada a partir do conceito de dano por desgaste, trará benefícios consideráveis à área da engenharia. Ela permitirá, por exemplo, que se conheça a capacidade de um material de atrito de resistir ao desgaste quando em serviço, a partir das características da aplicação veicular. Bastaria para isso, determinar a quantidade de energia dissipada em um ciclo de operação do veículo e conhecer o desempenho do material quanto ao desgaste, a partir de ensaios em bancada. Não existem ferramentas disponíveis hoje na indústria para que se atinja tal objetivo no curto espaço de tempo no qual o novo método permitirá atingir.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 O SISTEMA DE FREIO

2.1.1 Definição

O sistema de freio tem como função, permitir que o motorista reduza a velocidade de um veículo, pare ou o mantenha estacionado, caso esse já esteja sem movimento.

Subdivide-se nos sistemas de [41]:

1. Fonte de energia;
2. Controle;
3. Transmissão;
4. Atuação.

Veículos comerciais normalmente utilizam o ar comprimido como forma de energia geradora das forças de frenagem. Nesses casos, o sistema de fonte de energia é composto pelo compressor de ar e pelos reservatórios pneumáticos.

No sistema de controle, as válvulas de freio determinam o fluxo e a pressão do ar comprimido pelas tubulações pneumáticas, a partir da interface com o motorista. Essa interação pode ocorrer, tanto pelo acionamento da válvula do freio de serviço (pedal de freio), como pelo acionamento da válvula do freio de estacionamento.

O sistema de transmissão é composto pelas tubulações pneumáticas, no interior das quais, o ar comprimido flui dos reservatórios em direção aos freios de roda. São esses últimos que compõem o sistema de atuação, onde ocorre a conversão da pressão pneumática em torque de frenagem [41].

A figura 1 apresenta um sistema de freio que tipicamente equipa veículos comerciais, destacando suas subdivisões.

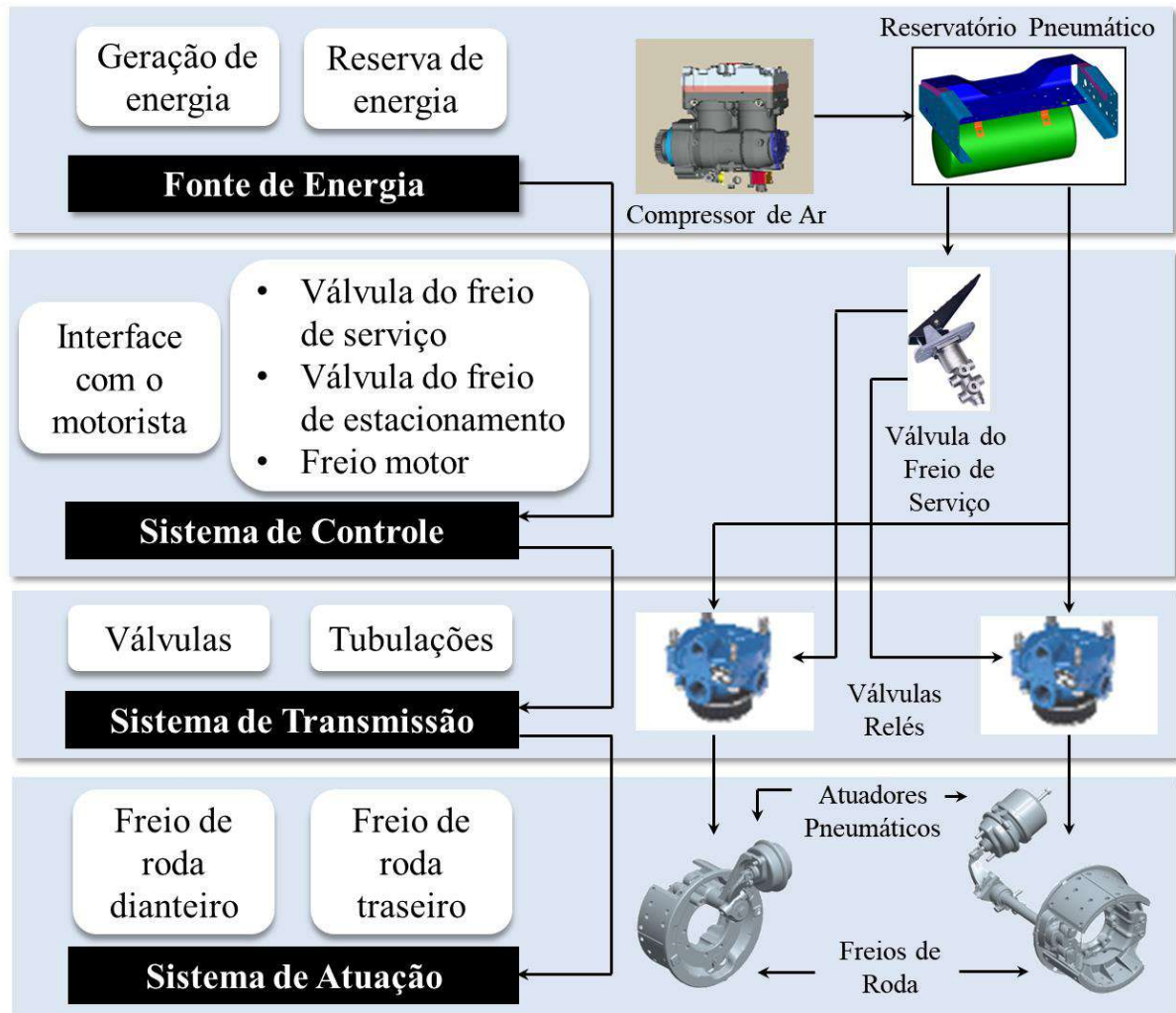


Fig. 1 – O Sistema de Freio Pneumático, suas Subdivisões e Componentes Principais

2.1.2 Freios de Roda de Veículos Comerciais

Os freios de roda, parte do sistema de atuação, são os elementos responsáveis por transformar a energia cinética e potencial acumulada pelo veículo em outras formas de energia. A transformação de energia ocorre a partir da geração de forças durante o contato entre os materiais de atrito (na forma de pastilhas ou lonas) e os rotores (na forma de discos ou tambores). Essas forças atuam nos rotores, em sentido contrário ao movimento do veículo, fazendo-o desacelerar durante os eventos de frenagem.

Os freios de roda podem ser radiais, constituídos por sapatas, lonas e tambor, e axiais, constituídos por pastilhas e disco [42]. No Brasil, a configuração de freio mais comum em veículos comerciais médios, semipesados e pesados, é o freio a tambor [41]. Freios a tambor e a disco estão representados na figura 2.

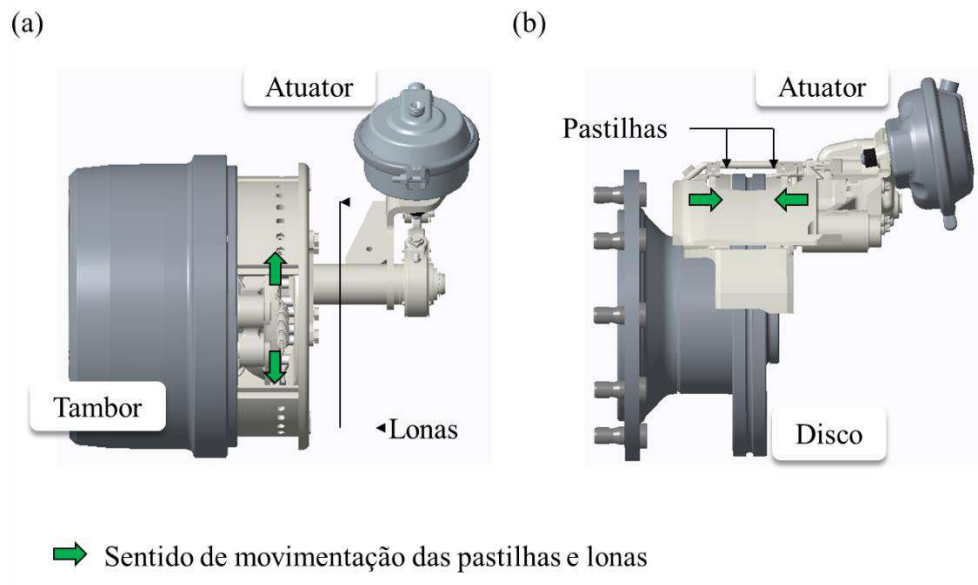


Fig. 2 – Representação Gráfica de um (a) Freio a Tambor; e um (b) Freio a Disco

O freio a tambor é classificado de acordo com o arranjo, a forma de acionamento e a fixação das sapatas, que dependendo do posicionamento, podem ser denominadas de primária (*leading*) ou secundária (*trailing*). Define-se como sapata primária, aquela cujo sentido de acionamento coincide com o sentido de giro do tambor de freio. O inverso se aplica à sapata secundária [42].

Dentre as classificações dos freios a tambor quanto ao arranjo e quanto à fixação das sapatas, destacam-se os seguintes modelos:

1. Simplex (*leading-trailing*);
2. Duplex (*two-leading*);
3. Duo-servo.

As configurações dos freios Simplex e Duplex estão representadas na figura 3.

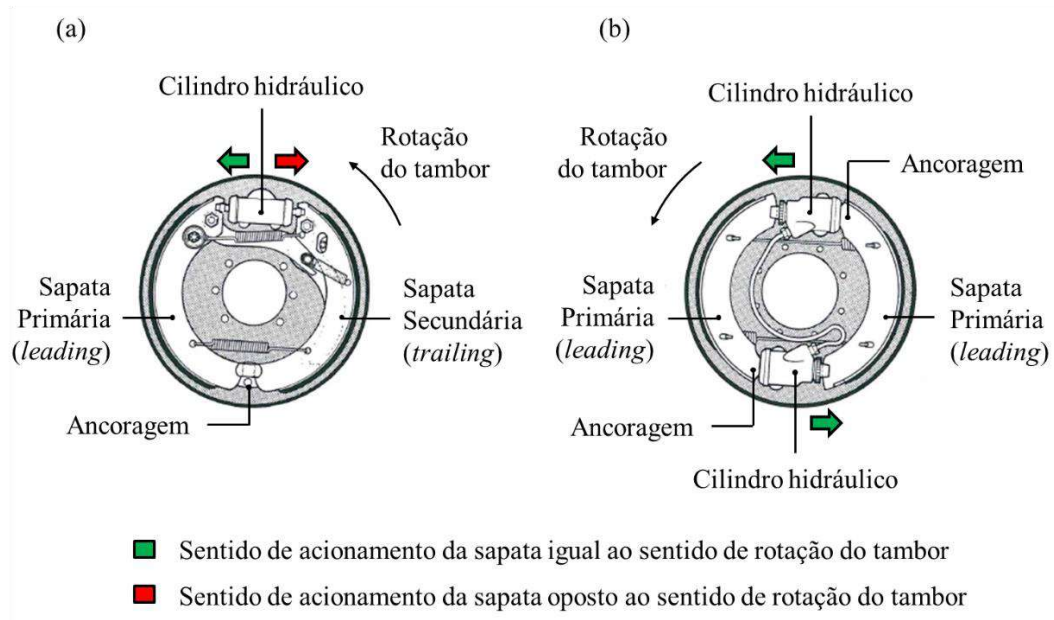


Fig. 3 – Principais Classificações dos Freios a Tambor quanto ao Posicionamento das suas Sapatas: (a) Simplex (*leading-trailing*); (b) Duplex (*two-leading*) – Adaptado ref. [42]

Os freios a tambor também se distinguem por meio da forma pela qual as sapatas são acionadas. Os principais meios de acionamento são:

1. Por cilindro hidráulico;
2. Por cunha (*wedge*);
3. Por parafuso;
4. Por came.

Predomina, nas montadoras brasileiras de veículos comerciais, a fabricação de freios a tambor com sistema de acionamento por came.

2.1.3 Freios a Tambor do Tipo S-came

Os freios S-came são do tipo Simplex, ou seja, possuem arranjo de sapatas da forma *leading-trailing*. As sapatas desse tipo de freio são acionadas pela rotação de um came forjado na forma de um “S”. A figura 4 mostra a configuração típica e os principais componentes de um freio a tambor do tipo S-came.

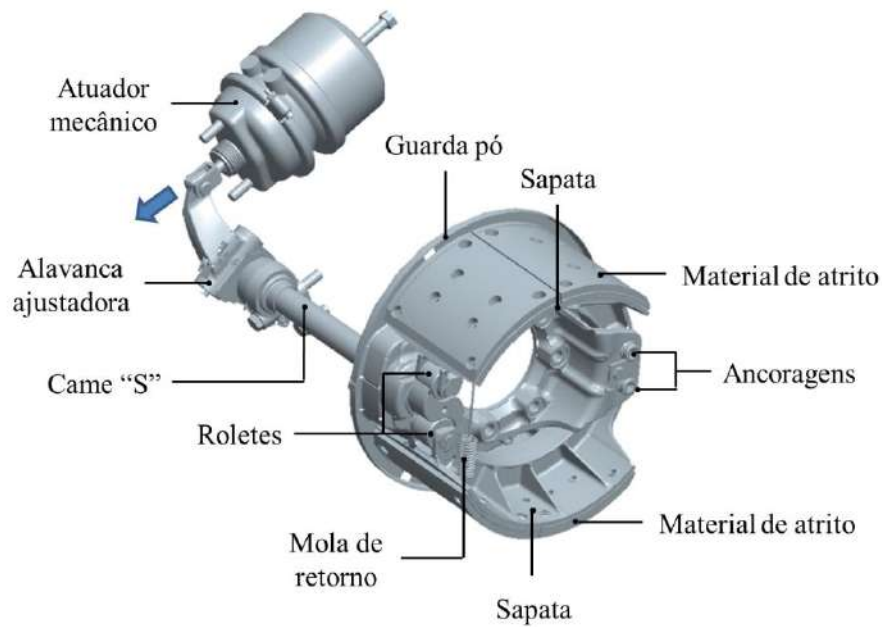


Fig. 4 – Configuração Típica de um Freio a Tambor do Tipo S-came. Em Destaque os seus Subcomponentes Principais

2.1.4 Torque de Frenagem em Freios S-came

Segundo *Limpert* [42], o torque de frenagem durante a atuação de freios pneumáticos do tipo S-came pode ser obtido a partir da pressão pneumática no interior dos atuadores mecânicos, p_a , conforme a Equação (01) a seguir:

$$T_o = (p_a - p_0)AL[1/(2r_s)]BFr\eta K_A K_T \quad (01)$$

Onde p_0 é a pressão necessária para movimentar as sapatas de freio até que entrem em contato com o tambor, A é a área seccional do atuador mecânico, L é o comprimento da alavanca ajustadora, r_s é o raio efetivo do S-came, BF , é o fator de freio (*brake factor*), r é o raio do freio, η o rendimento mecânico, e K_A e K_T são fatores de correção em função, respectivamente, do movimento da alavanca ajustadora e da temperatura [42].

2.1.5 Pressão de Contato em Freios S-came

De acordo com *Newcomb* e *Spurr* [43], a pressão máxima de contato em uma sapata é proporcional ao torque de frenagem e inversamente proporcional à largura do material de atrito, W , ao coeficiente de atrito de *Coulomb*, μ [44], e ao raio do freio, podendo ser expressa pela Equação (02):

$$p_{max} = T_o / \{2\mu W r^2 [\cos(\Omega_1) - \cos(\Omega_2)]\} \quad (02)$$

Onde Ω_1 e Ω_2 são ângulos que, juntos à φ , posição da ancoragem da sapata, α , posição do material de atrito e θ , abertura do material de atrito, definem as características geométricas do freio, conforme mostrado na figura 5.

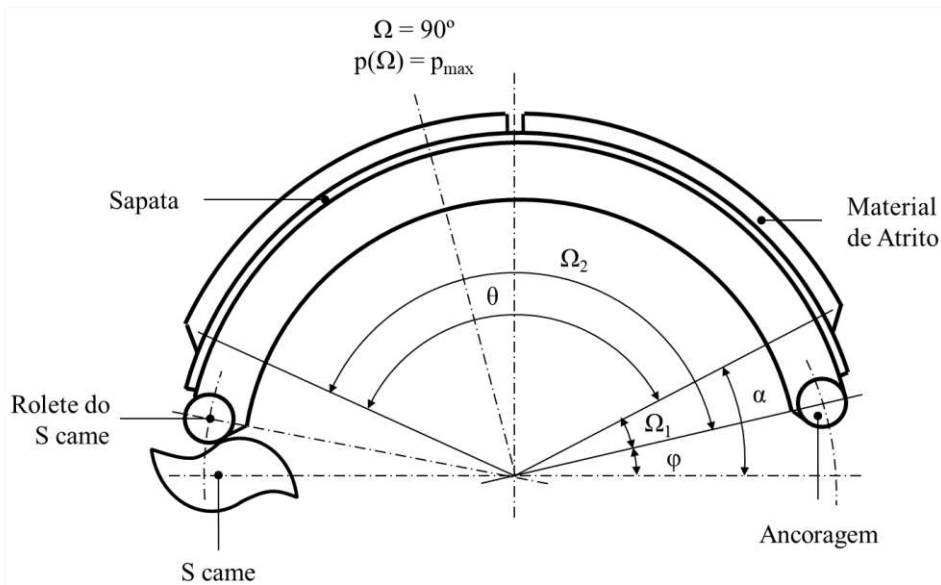


Fig. 5 – Características Geométricas dos Freios a Tambor do Tipo S-came

Segundo a literatura aplicável [45], a pressão de contato entre material de atrito e tambor varia com a posição angular, Ω , tomada a partir da ancoragem da sapata, ao longo da sua geometria. Ela é proporcional à pressão máxima de contato, conforme mostrado a seguir na Equação (03):

$$p(\Omega) = p_{max} [\text{sen}(\Omega)] \quad (03)$$

A pressão de contato média no material de atrito, definida para a distribuição de pressão mostrada na Equação (03), pode ser determinada conforme as Equações (04) e (05):

$$\bar{p} = \left[\int_{\Omega_1}^{\Omega_2} p_{max} \sin(\Omega) d\Omega \right] / (\Omega_2 - \Omega_1) \quad (04)$$

$$\bar{p} = p_{max} \{ [\cos(\Omega_1) - \cos(\Omega_2)] / (\Omega_2 - \Omega_1) \} \quad (05)$$

2.1.6 Força de Atrito em Freios S-came

A força de atrito gerada na interface material de atrito e tambor durante a aplicação dos freios pode ser obtida a partir da distribuição de pressão de contato no material de atrito, $p(\Omega)$.

Considerando-se o sistema tambor, material de atrito e sapata apresentado na figura 6, e, assumindo-se as hipóteses de que: a força de atrito é proporcional à força normal aplicada e independe da área superficial, A_s , e que o coeficiente de atrito independe da velocidade de escorregamento [44]; pode-se definir que:

$$dF_d(\Omega) = \mu p(\Omega) dA_s \quad (06)$$

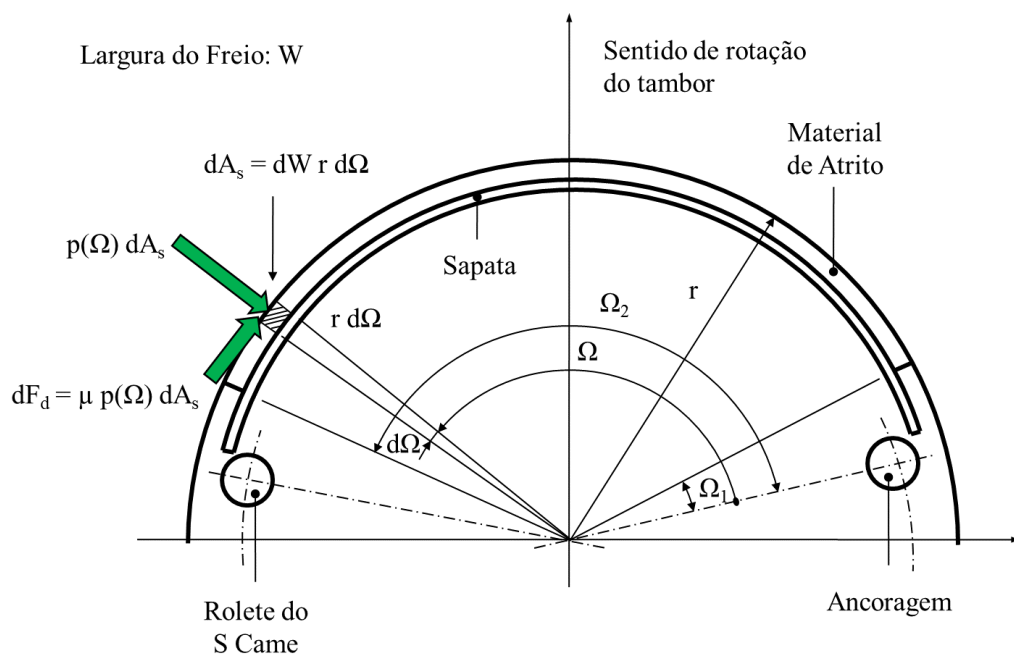


Fig. 6 – Diagrama de Forças na Interface do Material de Atrito com o Tambor de Freio

Obtém-se a força de atrito, F_d , integrando-se o elemento de força dF_d da Equação (06), ao longo da superfície do material de atrito. Para isso, faz-se dA_s igual ao elemento de largura

infinitesimal, dW , multiplicado pelo raio do freio e pelo elemento de posição angular, $d\Omega$, conforme Equações (07) e (08):

$$F_d = \iint_{0,0}^{W,\Omega} \mu r p_{max} \text{sen}(\Omega) dW d\Omega \quad (07)$$

$$F_d = \mu W r p_{max} [\cos(\Omega_1) - \cos(\Omega_2)] \quad (08)$$

Combinando-se as Equações (02) e (08), obtém-se:

$$F_d = T_o / (2r) \quad (09)$$

Pode-se escrever ainda, a força de atrito em função das características do freio por meio da combinação das Equações (01) e (09) [46]:

$$F_d = (p_a - p_0) ALBF\eta K_A K_T / (4r_s) \quad (10)$$

Ou:

$$F_d = p_e \lambda K_A K_T \quad (11)$$

Onde define-se que $p_e = (p_a - p_0)$ é a pressão efetiva de frenagem e λ é o fator de geometria do freio [46].

Nota-se, portanto, que:

$$\lambda = (ALBF\eta) / (4r_s) \quad (12)$$

2.2 TRANSFORMAÇÃO DE ENERGIA DURANTE A FRENAGEM

2.2.1 Conservação da Energia Mecânica Aplicada à Dinâmica da Frenagem

Durante a frenagem, as energias cinética e potencial de um veículo em movimento são convertidas em outras formas de energia na região de contato dos materiais de atrito com os rotores dos freios [42]. Resulta dessa transformação, energia térmica (que se propaga por entre

os componentes dos freios e se dispersa no ambiente), desgaste dos materiais em contato e, até mesmo, energia sonora. Dá-se a esse resultado, o nome de energia dissipada na frenagem, E_k .

Aplicando-se então, à dinâmica da frenagem, o princípio da conservação da energia mecânica, pode-se escrever:

$$\Delta E_c + \Delta E_p = n_f E_k \quad (13)$$

Onde ΔE_c é a variação da energia cinética, ΔE_p é a variação da energia potencial e, assumindo-se que os freios do veículo são iguais, n_f é quantidade de freios do veículo.

2.2.2 Energia Dissipada em um Único Evento de Frenagem

A energia dissipada durante um evento de frenagem k , E_k , associada a um único freio, pode ser determinada por meio da definição clássica de trabalho, ou seja, a partir da relação entre a força de atrito, F_d , e a distância, x , Equação (14) [46]:

$$E_k = \int_{x_{k1}}^{x_{k2}} F_d(x) dx \quad (14)$$

A Equação (14) pode ser escrita em função da velocidade angular do tambor de freio, ω , alterando-se a variável espaço para a variável tempo, conforme Equação (15):

$$E_k = r \int_{t_{k1}}^{t_{k2}} F_d(t) \omega dt \quad (15)$$

2.2.3 Energia Dissipada nas Frenagens de um Veículo ao Longo de um Percurso

A partir da Equação (15), o total de energia dissipada nas frenagens ao longo de um percurso, relacionado a um único freio a tambor, após um número n de eventos de frenagem k , pode ser obtido por meio da seguinte relação [46]:

$$E_{pt} = \sum_{k=1}^n \left(\int_{t_{k1}}^{t_{k2}} F_d(t) \omega dt \right)_k \quad (16)$$

2.3 O MATERIAL DE ATRITO

2.3.1 Constituintes e Características do Material de Atrito

Os materiais de atrito são elementos constituintes dos freios de roda que entram em contato com os tambores ou discos durante os eventos de frenagem. Durante esse contato, geram torque de frenagem e fazem com que o veículo desacelere. Geralmente são materiais compósitos constituídos de um aglomerado de elementos em uma matriz. Eles são usualmente classificados de acordo com o material da sua matriz e com a fonte dos seus constituintes [17]. Sua matriz pode ser metálica, semimetálica ou não-metálica. Nesse último caso, aplicam-se resinas modificadas e polímeros para constituí-la [17].

Materiais de atrito fabricados para uso em veículos comerciais geralmente são projetados de acordo com o tipo de serviço característico a que o veículo será submetido. Normalmente são desenvolvidos para prover coeficiente de atrito estável e boa durabilidade, independentemente das condições de uso [2, 17, 47]. Diferentes tipos de elementos podem ser encontrados em sua composição química. Materiais de atrito particularmente aplicados a veículos automotores, por exemplo, contém mais de 18 diferentes constituintes [48]. Os elementos presentes no material de atrito são normalmente classificados de acordo com suas funções, podendo ser: de reforço, modificadores de desempenho, aglutinantes e matriciais [17, 47–50].

A função dos elementos de reforço é prover resistência mecânica ao material. Eles constituem-se basicamente de fibras. Os principais tipos são: fibras de vidro, partículas metálicas, fibras de aramida e fibras cerâmicas [47]. Diversos estudos mostram que os elementos de reforço, em particular, as fibras, também têm fundamental importância na formação do filme de transferência e, portanto, na estabilização do coeficiente de atrito [17, 47, 51–55].

Dentre os modificadores de desempenho, destacam-se: os abrasivos e os lubrificantes. A função dos elementos abrasivos é aumentar o coeficiente de atrito característico do material. Segundo *Chan e Stachowiak* [47], eles também contribuem com a remoção de óxidos de ferro e outras substâncias indesejáveis resultantes do processo de desgaste da contra peça. Os abrasivos mais comumente utilizados como modificadores são: óxido de zircônio, silicato de zircônio, óxido de alumínio e óxido de cromo. Já os lubrificantes são modificadores que têm como função principal, estabilizar o coeficiente de atrito do material, em especial, quando ele

é submetido a temperaturas elevadas. Dentre os principais destacam-se: o grafite e os sulfuretos de metais [47].

Os aglutinantes caracterizam-se por proteger outros elementos da composição contra as tensões geradas por carregamentos mecânicos e térmicos decorrentes do processo de frenagem [47]. Um dos compostos mais utilizados como elemento aglutinante é a resina fenólica. Ela é largamente empregada na indústria em razão do seu baixo custo e por combinar boa resistência mecânica com elevada capacidade de aglutinação dos elementos constituintes do material [54].

Os elementos matriciais têm como principais funções: facilitar a fabricação e reduzir os custos de produção. Normalmente são formados por ambos elementos inorgânicos e orgânicos. Dentre os elementos inorgânicos destacam-se: o sulfato de bário, a mica, a vermiculita e o carbonato de cálcio. Dentre os orgânicos: a borracha e o pó de caju [47].

O volume relativo de cada um dos elementos constituintes na composição varia de acordo com o desempenho que se espera do material de atrito. A tabela 1 apresenta o volume de elementos de quatro diferentes materiais de pastilhas de freio aplicados na indústria automotiva [47].

Tabela 1 – Diferentes Composições de Materiais de Atrito Aplicados na Indústria Automotiva [47]

Amostra	Volume Relativo (%)				
	Reforço	Modificadores		Aglutinantes	Matriciais
		Abrasivos	Lubrificantes		
Material 1	27	9	10	20	34
Material 2	35	-	5	20	40
Material 3	10	6	29	40	15
Material 4	6	-	5	19	70

2.3.2 Processos de Fabricação dos Materiais de Atrito

Os materiais de atrito são produzidos por meio de diferentes processos de fabricação, dentre os quais destacam-se: a extrusão, a rolagem, a moldagem e a sinterização. A maior parte do volume de materiais de atrito aplicados a freios a tambor de veículos comerciais é produzida por meio da moldagem [50].

O processo de moldagem se inicia com a homogeneização [55]. Essa etapa consiste na mistura a seco dos elementos constituintes: fibras, lubrificantes, abrasivos, resina e compostos

matriciais. Na sequência, a mistura é separada em porções menores, compactada e colocada em moldes aquecidos [56]. A partir daí, ela é submetida à elevadas pressões e temperaturas, de forma que seus elementos se fundam e componham o produto final. Após a compactação, o produto ainda passa por um processo de usinagem. Durante esse processo, ocorre o ajuste da sua geometria em função das dimensões do freio. Ele poderá também ser furado, caso sua fixação com a contra peça (sapata), seja feita por meio de rebites [50].

O maior benefício do processo de moldagem é a capacidade de se produzir materiais de atrito com elevada estabilidade térmica. Essa demanda é fundamental em materiais de atrito aplicados a freios de veículos comerciais. Em contrapartida, o ferramental necessário à produção é extremamente caro, além de estar limitado a produzir apenas produtos com uma só geometria [50, 56].

A figura 7 ilustra o processo de moldagem aplicado à produção de materiais de atrito de freios de veículos comerciais.

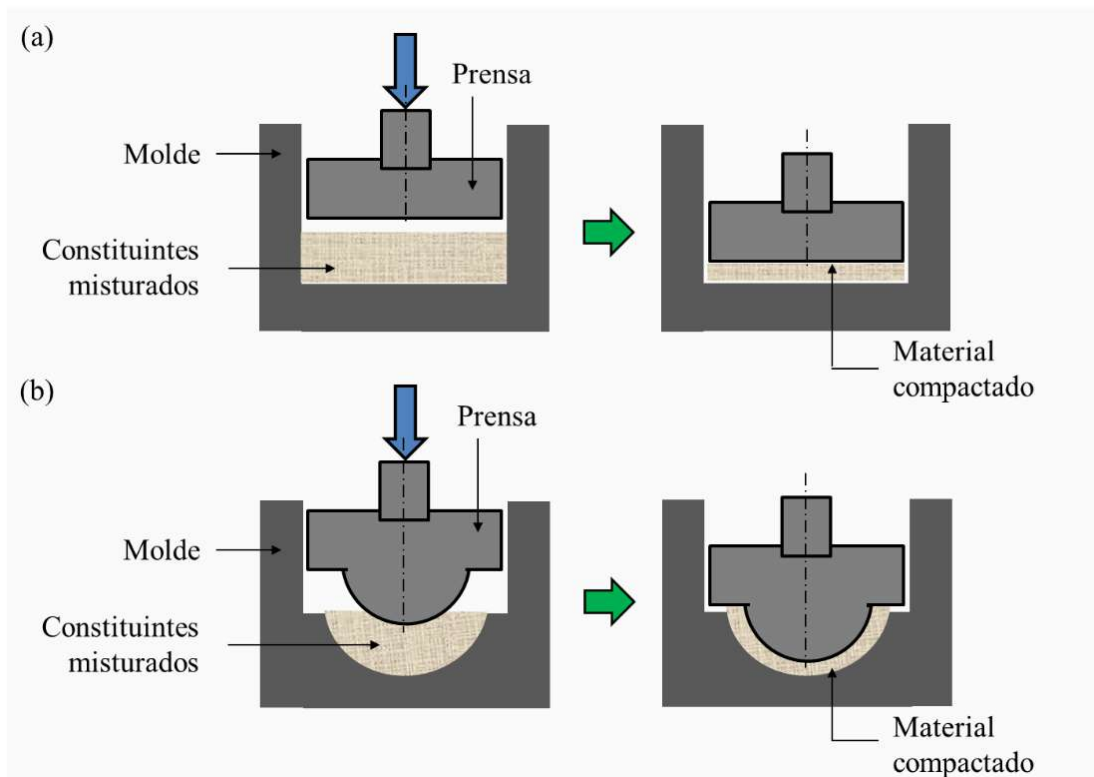


Fig. 7 – Representação do Processo de Moldagem de Materiais de Atrito Aplicados a Freios:
 (a) Moldagem Plana; (b) Moldagem com Encurvamento

2.4 O DESGASTE

2.4.1 Mecanismos e Modos de Desgaste Característicos a Materiais de Atrito

A literatura define mecanismo de desgaste, como sendo a forma pela qual uma certa quantidade de material é perdida, danificada ou desprendida de uma base, como resultado de uma ação de desgaste [57–59].

Os materiais de atrito operam sob condições de contato que definem seu tipo de desgaste como sendo por escorregamento (*sliding wear*) [50]. Existem diversos mecanismos de desgaste que se desenvolvem a partir desse tipo de contato, como a abrasão e a adesão. Esses mecanismos resultam em modos distintos de geração de desgaste, dentre os quais predominam-se quatro: o desgaste abrasivo, adesivo, por delaminação (também conhecido como desgaste por fadiga) e o químico [60, 61]. Com exceção do desgaste químico, os outros três são puramente mecânicos, ocorrendo a partir de contatos plásticos ou elásticos e resultando no desprendimento de resíduos predominantemente por fratura, conforme pode ser observado no esquema da figura 8 [62].

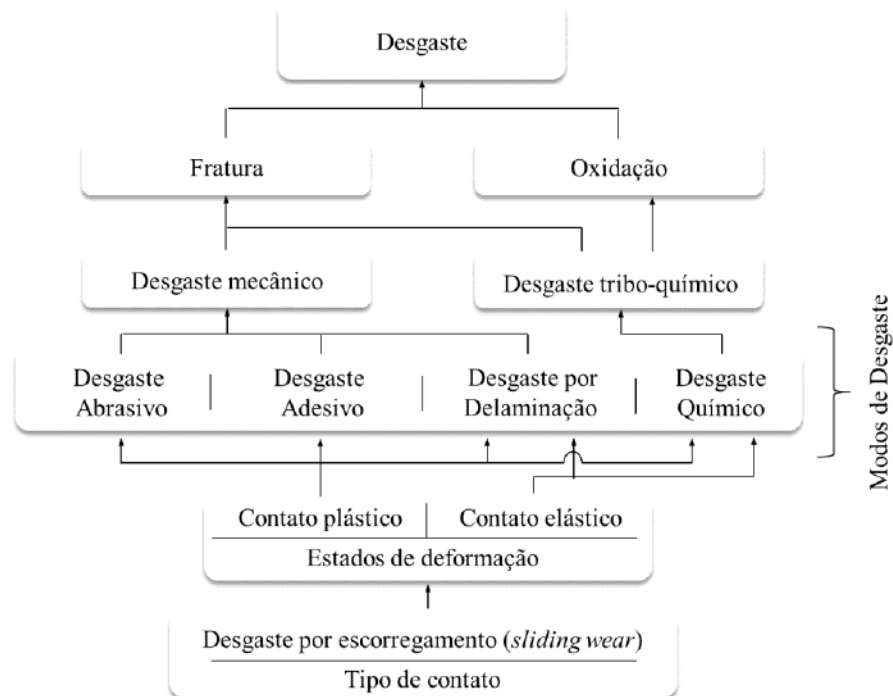


Fig. 8 – Processo de Desgaste Aplicado a Materiais de Atrito de Sistemas de Freio. Em Destaque, os Principais Modos de Desgaste – Adaptado ref. [62]

O modo de desgaste abrasivo define-se como sendo o desgaste decorrente da penetração de partículas duras em superfícies sólidas: a abrasão. Durante o movimento de escorregamento,

essas partículas causam danos na forma de ranhuras na superfície do material mais macio devido à sua deformação plástica: o efeito “*plowing*” [50]. No caso particular dos materiais de atrito, abrasivos são incluídos na sua composição química para controlar e estabilizar a taxa de desgaste. A quantidade, o tamanho, a forma e a resistência mecânica das partículas abrasivas têm papel fundamental na formação do filme de transferência [3, 50]. Será nas partículas que os resíduos provenientes do desgaste se acomodarão e acumularão, formando os platôs e originando o filme.

O desgaste adesivo, por sua vez, é o modo de desgaste que resulta do mecanismo da adesão. A adesão se caracteriza pela deformação plástica e aderência das asperezas das superfícies dos corpos em contato em função da carga normal aplicada. Com o escorregamento lateral, as uniões formadas pelas asperezas se rompem, gerando resíduos que serão expulsos da região de interface [4–6]. Durante o desgaste adesivo ocorre a formação do filme de transferência. O filme é uma camada formada pelo acúmulo de resíduos provenientes do próprio processo de desgaste, compactados entre as superfícies na forma de placas denominadas platôs secundários [17, 51]. Segundo *Ostermeyer*, esses resíduos são retidos e se acumulam na superfície ao redor de partículas mais duras [52, 53], como por exemplo, as fibras de reforço: os platôs primários [17]. O filme altera as características topográficas da superfície do material de atrito [17] e resulta em taxas de desgaste mais brandas durante o processo de desgaste [54, 61, 63]. Ele também está relacionado à estabilização do coeficiente de atrito [61, 63], que por sua vez, indica que o processo atingiu o regime uniforme [16].

O modo de desgaste que está associado à dissolução do filme de transferência é o desgaste por delaminação (ou fadiga). O mecanismo da delaminação caracteriza-se pelo desprendimento de partes do filme, a partir da nucleação e da propagação de micro trincas sob e paralelamente à superfície de contato, entre o material de atrito e a contra peça [16, 50].

Por sua vez, o modo de desgaste químico resulta do processo de oxidação dos elementos metálicos presentes na composição do material de atrito e da contra peça. Esse processo de desgaste pode ser potencializado por ação da umidade atmosférica ou até mesmo, a partir do excesso de lubrificantes na própria composição química do material de atrito [50]. Ele também contribui, por meio da elevada taxa de desgaste e da consequente geração de resíduos, com a formação do filme de transferência [16, 50].

2.4.2 Os Modelos de Previsão de Desgaste

Ainda não existe um modelo universal aplicável à engenharia que sirva para prever o desgaste de materiais. A grande dificuldade em se criar um modelo único reside no fato de que o desgaste é função de uma série de parâmetros fundamentais e operacionais que favorecem o surgimento de transições entre os mecanismos e modos de desgaste predominantes [64].

Segundo *Meng e Ludema* [19], mais de 300 equações e modelos para previsão de desgaste de materiais estavam disponíveis na literatura por volta dos anos 1990. Entretanto, a maioria deles não encontrou aplicação prática e acabou sendo descartada em estudos posteriores. Atualmente, a maioria dos modelos existentes são extremamente complexos e representam apenas condições controladas de operação, que, por sua vez, induzem somente a soluções para processos de desgaste muito específicos.

Em contrapartida, nas últimas décadas, modelos baseados na mecânica do contato foram desenvolvidos levando-se em conta hipóteses e observações relacionadas, tanto à topografia das superfícies em contato, como às propriedades dos materiais. Muitos desses modelos foram desenvolvidos a partir dos estudos conduzidos por *Archard* durante os anos de 1950 [19, 21, 65] e se propuseram a modelar desgastes por escorregamento, essencialmente mecânicos, nos quais se aplicam principalmente os mecanismos de desgaste da abrasão, da adesão e da delaminação.

2.4.3 A Teoria da Adesão e a Lei de Archard

A teoria da adesão fundamenta-se no estudo da evolução da área real de contato entre dois corpos em um processo de desgaste por escorregamento [4–6]. *Bowden e Tabor* [4–6] e *Ernst e Merchant* [7] demonstraram, por meio de experimentos, que a área real de contato, A_c , se relaciona com a carga normal aplicada, N , e com a dureza do material, H . Essa relação sustenta-se no fato de que a área de contato entre duas asperezas é tão pequena que a pressão sobre elas, decorrente da carga normal, assume valores constantes, próximos ao da própria dureza do material mais macio [4–7]. Dessa forma:

$$A_c = N/H \quad (17)$$

A partir desses estudos precursores, partindo-se também, da análise de dados experimentais, *Archard* estabeleceu uma relação entre volume, carga normal aplicada e distância, para processos estáveis de desgaste por escorregamento entre duas superfícies [8, 9].

Partindo-se das seguintes hipóteses:

1. A deformação das asperezas do contato é totalmente plástica;
2. A área de contato entre duas asperezas assume a forma circular;
3. O volume de material arrancado possui forma hemisférica;
4. A distância, x , até que o material seja arrancado da superfície, é igual a duas vezes o raio da área de contato entre as asperezas;

Archard mostrou que a relação entre o volume de material desgastado, ΔV , e a distância é dada pelas Equações (18) e (19):

$$\Delta V/x = (1/3)K_1A_c \quad (18)$$

$$\Delta V/x = KA_c \quad (19)$$

Onde K_1 é a constante de proporcionalidade do modelo e K equivale a um-terço de K_1 [8, 9].

Combinando-se as Equações (17) e (19) chegou-se à relação que posteriormente ficou conhecida como lei de *Archard*, Equação (20):

$$\Delta V = (K/H)Nx \quad (20)$$

2.4.4 Modelos de Desgaste Aplicados a Materiais de Atrito

A lei de *Archard* expressa a quantidade de desgaste em função da carga normal aplicada e da distância. Ao se aplicar o modelo de atrito de *Coulomb* [44] à lei de *Archard*, relaciona-se o volume de material desgastado à força de atrito, F_d , e ao coeficiente de atrito, μ . Assim:

$$\Delta V = [K/(H\mu)]F_dx \quad (21)$$

Bowden e *Tabor* caracterizaram o atrito como uma propriedade do sistema no qual ocorre o desgaste [4–6], sendo ele, portanto, dependente, além das propriedades dos materiais em contato, das características que definem o processo. Dessa forma, não é incorreto assumir, que a relação $[K/(H\mu)]$ possa ser vista como um único parâmetro, dependente das características do sistema no qual ocorre o desgaste por escorregamento. Nesse caso pode-se escrever:

$$\Delta V = kF_d x \quad (22)$$

$$k = \Delta V / E_d \quad (23)$$

Onde k é denominado por alguns autores de coeficiente de desgaste [41] ou de taxa específica de desgaste [16] de um processo tribológico. Nota-se que o parâmetro k pode ser determinado pela relação entre o volume de material desgastado e a energia dissipada durante o processo de desgaste, E_d .

Segundo *Dante* [16], a Equação (23) representa o regime uniforme da decomposição do filme de transferência do material de atrito, formado durante o processo de desgaste por meio, principalmente, da delaminação.

2.5 A RELAÇÃO ENTRE DESGASTE E ENERGIA

2.5.1 Caracterização do Processo de Desgaste por meio da Energia Dissipada

Desde a consolidação do modelo de desgaste de *Archard* [8, 9], diversos trabalhos adotaram abordagens que procuraram relacionar o desgaste à energia dissipada [21–28].

A caracterização do desgaste por meio da energia, fundamenta-se no princípio de que, uma vez conservados os agentes geradores do processo e, portanto, os mecanismos e modos de desgaste característicos, a relação entre a quantidade de energia dissipada e de material desgastado permaneceria inalterada [30].

Partindo-se desse princípio, *Jahangiri et al.* [29] propuseram que o processo de desgaste fosse dividido em três fases: a inicial, a intermediária e a final. A fase inicial seria caracterizada pelos agentes geradores dos mecanismos de desgaste: a rugosidade superficial dos corpos em contato, a carga normal aplicada, as propriedades dos materiais, a velocidade de escorregamento, a temperatura, etc. Na fase intermediária ocorreria o acúmulo de danos aos corpos por meio dos mecanismos e modos de desgaste predominantes. Esses mecanismos e modos característicos resultariam da combinação dos agentes geradores do processo, definidos na fase inicial. Na fase final, o produto resultante dos mecanismos de desgaste predominantes se consolidaria na forma de desgaste [29].

O processo de desgaste, tal como proposto por *Jahangiri et al.*, é apresentado na figura 9.

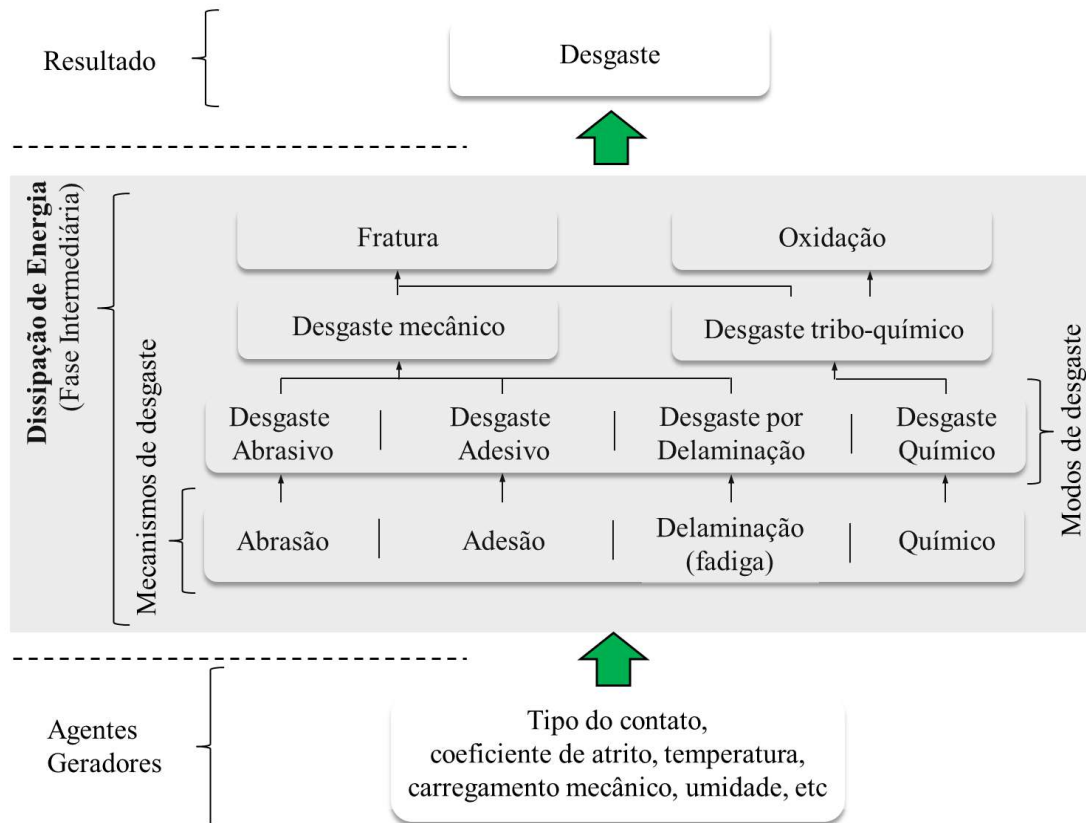


Fig. 9 – Esquema Representando a Caracterização do Processo de Desgaste por meio da Energia Dissipada, segundo *Jahangiri et al.* – Adaptado ref. [29]

A energia dissipada durante o processo de desgaste por escorregamento, denominada simplesmente de energia de desgaste, pode ser determinada pela relação entre a força de atrito e a distância, ou seja, por meio da definição clássica de trabalho. Essa relação é expressa pela Equação (24) [29]:

$$E_d = \int_0^x F_d(x) dx \quad (24)$$

A Equação (24) mostra que, de fato, a energia dissipada durante o processo de desgaste se conecta aos agentes geradores, uma vez que a força de atrito depende do coeficiente de atrito [44], e que esse último, é propriedade do sistema [4–6]. Dessa forma, considerando-se que a carga normal aplicada não varia ao longo do processo de desgaste, pode-se reescrever a Equação (24) da seguinte forma:

$$E_d = N \int_0^x \mu(x) dx \quad (25)$$

Onde $\mu(x)$ é a variação do coeficiente de atrito durante o processo de desgaste [29].

A figura 10 apresenta, graficamente, a energia de desgaste. Ela é definida pela área delimitada pela função $F_d(x)$ no intervalo $[0, x]$. Segundo *Jahangiri et al.* [29], as posições 0 e x definem as fronteiras da fase intermediária do processo de desgaste.

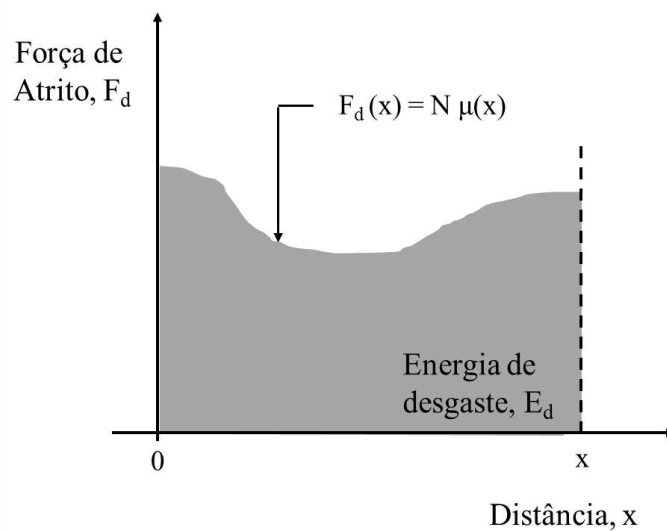


Fig. 10 – Representação Gráfica da Energia de Desgaste – Adaptado ref. [29]

2.5.2 O Volume Específico de Desgaste

Jahangiri, et al. [29] utilizaram o conceito e a definição da energia de desgaste para adaptar a Equação (23) da seguinte forma:

$$k = \Delta V / \left[\int_0^x F_d(x) dx \right] \quad (26)$$

$$SWV = \Delta V / \left[\int_0^x F_d(x) dx \right] \quad (27)$$

Definindo-se assim, o conceito de volume específico de desgaste, ou *SWV*.

Importante notar que, assim como k , o volume específico de desgaste, *SWV*, depende dos agentes geradores do processo de desgaste, dentre os quais destaca-se o coeficiente de atrito.

Nota-se ainda, que o volume de material desgastado e a energia de desgaste na Equação (27), representam, respectivamente, as fases final e intermediária do processo de desgaste por escorregamento [29].

2.6 MODELOS DE ACUMULAÇÃO DE DANOS POR FADIGA

2.6.1 O Modelo Linear e os Modelos Não Lineares de Acúmulo de Danos

Componentes mecânicos são submetidos regularmente a sequências de carregamentos de amplitude variável que podem resultar na sua falha por fadiga. Por essa razão, a previsão da sua durabilidade em serviço, ou seja, da sua vida em fadiga, tornou-se indispensável em projetos de engenharia [66]. O processo de fadiga corresponde ao mecanismo de surgimento e desenvolvimento de micro trincas e outras formas de defeitos ao longo da vida do componente. Para que a falha por fadiga ocorra, o mesmo deve estar submetido, principalmente, a ciclos de carregamentos suficientemente severos [37, 67]. O dano por fadiga caracteriza-se como sendo uma quantidade que representa o acúmulo desses defeitos estruturais ao longo da vida do componente.

Diversos modelos para determinação do dano por fadiga acumulado foram desenvolvidos ao longo dos últimos 80 anos na área da fadiga [68]. Existem basicamente dois tipos de modelos de contagem de danos: o linear, conhecido pela sigla *LDAR* (em inglês, *linear damage accumulation rule*) e os não lineares [68]. O *LDAR* não leva em conta o histórico e a sequência dos carregamentos mecânicos, o que resulta, em alguns casos, em falta de acuracidade na previsão da vida em fadiga [68, 69]. Esse fato fez com que diversos modelos não lineares fossem desenvolvidos. *Zhu et al.* [70] apresentam e comparam alguns desses modelos desenvolvidos recentemente, como o de *Ye-Yang* [71], o de *Gao et al.* [72], o de *Peng et al.* [73] e o de *Zuo et al.* [74].

Os modelos não lineares possuem acuracidade de previsão de vida superior à do *LDAR*, entretanto existem limitações que inviabilizam suas aplicações práticas. Esses modelos demandam de cálculos numéricos computacionais complexos, onde um grande número de faixas de carregamento mecânico deve ser considerado [68]. Por essa razão, o modelo linear de acúmulo de danos, também conhecido como regra de *Palmgren-Miner*, ainda continua sendo um dos mais empregados em problemas de engenharia. Como exemplos, pode-se citar os

trabalhos de *Kubo et al.* [75, 76], desenvolvidos para avaliação de danos em pavimentos e o de *Larocca et al.* [77] que aborda fadiga de barras antirolagem de veículos.

2.6.2 A Regra de Acúmulo Linear de Danos de Palmgren-Miner

O conceito de acumulação linear de danos por fadiga foi desenvolvido por *Palmgren* em 1924 [78]. Ele acabou ganhando notoriedade e se popularizando posteriormente, por meio dos trabalhos desenvolvidos por *Miner* em 1945 [79]. A regra de *Palmgren-Miner* faz uso da curva de tensão-vida de *Wohler* para se estimar o número de ciclos para que um determinado componente falhe [37, 75], bastando-se, para tanto, se conhecer a magnitude das tensões mecânicas alternadas às quais o mesmo componente é submetido.

Considere, por exemplo, o padrão de amplitudes de carregamentos mecânicos em um componente mostrado na figura 11 (a). Nele, há três diferentes intensidades de tensões mecânicas alternadas, $\sigma_{a1}, \dots, \sigma_{a3}$, aplicadas, respectivamente, n_{c1}, \dots, n_{c3} vezes. Essas tensões levariam o componente à falha, caso fossem acumulados $n_{c'1}, \dots, n_{c'3}$ ciclos [37], conforme curva de *Wohler* correspondente ao material desse mesmo componente mostrada na figura 11 (b).

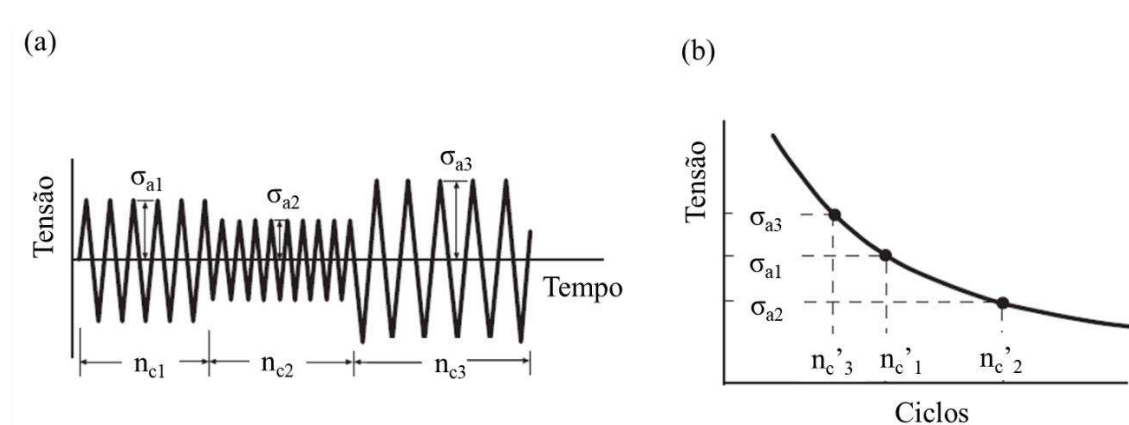


Fig. 11 – (a) Esquema Representando a Variação de Tensão Mecânica Alternada em um Componente ao Longo do Tempo; (b) Curva de *Wohler* Típica de Materiais Aplicados na Indústria – Adaptado ref. [37]

A vida em fadiga desse componente, submetido aos carregamentos mecânicos $\sigma_{a1}, \dots, \sigma_{a3}$, pode ser estimada a partir das frações $(n_{c1}/n_{c'1})$, $(n_{c2}/n_{c'2})$ e $(n_{c3}/n_{c'3})$. A regra de *Palmgren-Miner* afirma que a falha devido à fadiga ocorrerá quando a soma das frações

de vida desse componente for igual a 1. De forma geral, a regra de *Palmgren-Miner* pode ser representada pelas Equações (28) e (29), onde i representa a intensidade e p o maior nível de tensão mecânica [37].

$$(n_{c1}/n_{c'1}) + (n_{c2}/n_{c'2}) + \dots + (n_{ci}/n_{c'i}) + \dots + (n_{cp}/n_{c'p}) = 1 \quad (28)$$

$$\sum_{i=1}^p (n_{ci}/n_{c'i}) = 1 \quad (29)$$

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 A REGRA DE ACÚMULO DE DANOS POR DESGASTE

3.1.1 A Massa Específica de Desgaste

Levando-se em conta a densidade do material de atrito, ρ , é possível, a partir do volume específico de desgaste [29, 30], se chegar a um novo parâmetro para se caracterizar processos de desgaste. Propõe-se denominar esse novo parâmetro de massa específica de desgaste, SWM (*specific wear mass*), conforme demonstrado a seguir:

$$\Delta V = \Delta m / \rho \quad (30)$$

Combinando-se as Equações (27) e (30) obtém-se:

$$SWM \rho = \Delta m / \left[\int_0^x F_d(x) dx \right] \quad (31)$$

$$SWM = \Delta m / E_d \quad (32)$$

Onde SWM é a massa específica de desgaste, Δm a massa de material desgastado ou desgaste em massa, e:

$$SWM = SWV \rho \quad (33)$$

3.1.2 A Energia de Desgaste Total

Sabe-se que o volume específico de desgaste, SWV [29, 30], e a massa específica de desgaste, SWM , dependem dos agentes geradores do processo de desgaste. Propõe-se que seja possível se utilizar os resultados de ensaios de desgaste em escala para se prever a quantidade de energia para se consumir todo o volume ou massa de material de atrito dos freios de um veículo em serviço, conforme Equações (34) e (35):

$$E_{dt} = V_u/SWV \quad (34)$$

$$E_{dt} = m_u/SWM \quad (35)$$

Onde E_{dt} é a energia de desgaste total e, V_u e m_u representam, respectivamente, o volume útil e a massa útil de material de atrito do freio de um veículo qualquer.

Para que as Equações (34) e (35) sejam válidas, deve-se assumir a hipótese de que os agentes geradores do processo de desgaste são os mesmos, independentemente se ocorrem em bancada ou na operação veicular.

Nota-se que a energia E_{dt} pode ser determinada para diferentes níveis de carregamento mecânico e temperatura. Dessa forma, considerando-se uma intensidade de carregamento qualquer, i , e temperatura, j , as Equações (34) e (35) podem ser reescritas da seguinte forma:

$$E_{dt\ ij} = V_u/SWV_{ij} \quad (36)$$

$$E_{dt\ ij} = m_u/SWM_{ij} \quad (37)$$

Onde $E_{dt\ ij}$ é válido para quaisquer valores de SWM_{ij} e $SWV_{ij} > 0$.

Necessário observar que as Equações (35) e (37) tornam-se equivalentes às Equações (34) e (36) se, e somente se, a densidade do material de atrito não variar em função da intensidade dos agentes geradores do processo de desgaste.

3.1.3 O Dano por Desgaste

Cada fração que compõe a regra de acúmulo linear de danos de *Palmgren-Miner*, Equação (29), representa um dano acumulado por um componente mecânico ao longo da sua vida. Durante o processo de degradação do material por fadiga, há dissipação de energia durante

a deformação elasto-plástica do material [80, 81]. *Mrozinski et al.* [80] mostraram que o dano acumulado pelo componente também pode ser determinado pela relação entre as energias de deformação plástica. Sabe-se que essas energias estão relacionadas a ambos processos de histerese e fluência do material. Esses efeitos decorrem dos sucessivos ciclos de carregamento mecânico [80, 81].

Recentemente, pesquisadores como *Akbarzadeh, Khonsari, Lijesh* [82, 83] e *Pusterhofer et al.* [84], têm investigado a aplicabilidade da regra de *Palmgren-Miner* em problemas de tribologia. Especificamente, *Akbarzadeh e Khonsari* [82] analisaram processos de desgaste entre pinos e discos metálicos, caracterizados pelo mecanismo da adesão. Os pesquisadores concluíram nesse estudo que o sequenciamento das cargas, assim como em problemas de fadiga, afeta a acuracidade da previsão da vida do componente. Em contrapartida, demonstraram que, independentemente do sequenciamento dos carregamentos, a relação energia dissipada-tempo, obtida experimentalmente ao longo dos ensaios de desgaste, mantinha-se constante até que as amostras tivessem chegado ao fim das suas vidas.

As constatações de que o dano de um componente mecânico se relaciona com a energia dissipada [80] e de que essa independe da sequência dos carregamentos em processos de desgaste [82], inspiraram a formulação do conceito de dano por desgaste. O dano por desgaste associado ao material de atrito de freios a tambor, não estaria associado ao processo de fadiga, mas ao desgaste acumulado por ele decorrente de sucessivos ciclos de carregamentos mecânicos a diferentes níveis de temperatura.

Com o intuito de ilustrar o conceito de dano por desgaste, considere o diagrama mostrado na figura 12 que representa uma sequência de n eventos de frenagem k que ocorrem a diferentes temperaturas: $T_1, T_2, \dots, T_j, \dots, T_q$. Os eventos de frenagem resultaram em diferentes intensidades de carregamento mecânico no material de atrito (pressão de contato média): $\bar{p}_1, \bar{p}_2, \dots, \bar{p}_l, \dots, \bar{p}_p$. A energia dissipada nas frenagens de 1 a n foram: $E_{1\ 11}, E_{2\ 22}, E_{3\ p2}, E_{4\ 31}, E_{5\ 1q}, \dots, E_{k\ ij}, \dots, E_{n\ 33}$; e ocorreram, respectivamente, nos intervalos de tempo: $t_{11}-t_{12}, t_{21}-t_{22}, \dots, t_{k1}-t_{k2}, \dots, t_{n1}-t_{n2}$. O índice i denota a intensidade de pressão de contato média e j a temperatura do freio durante as frenagens.

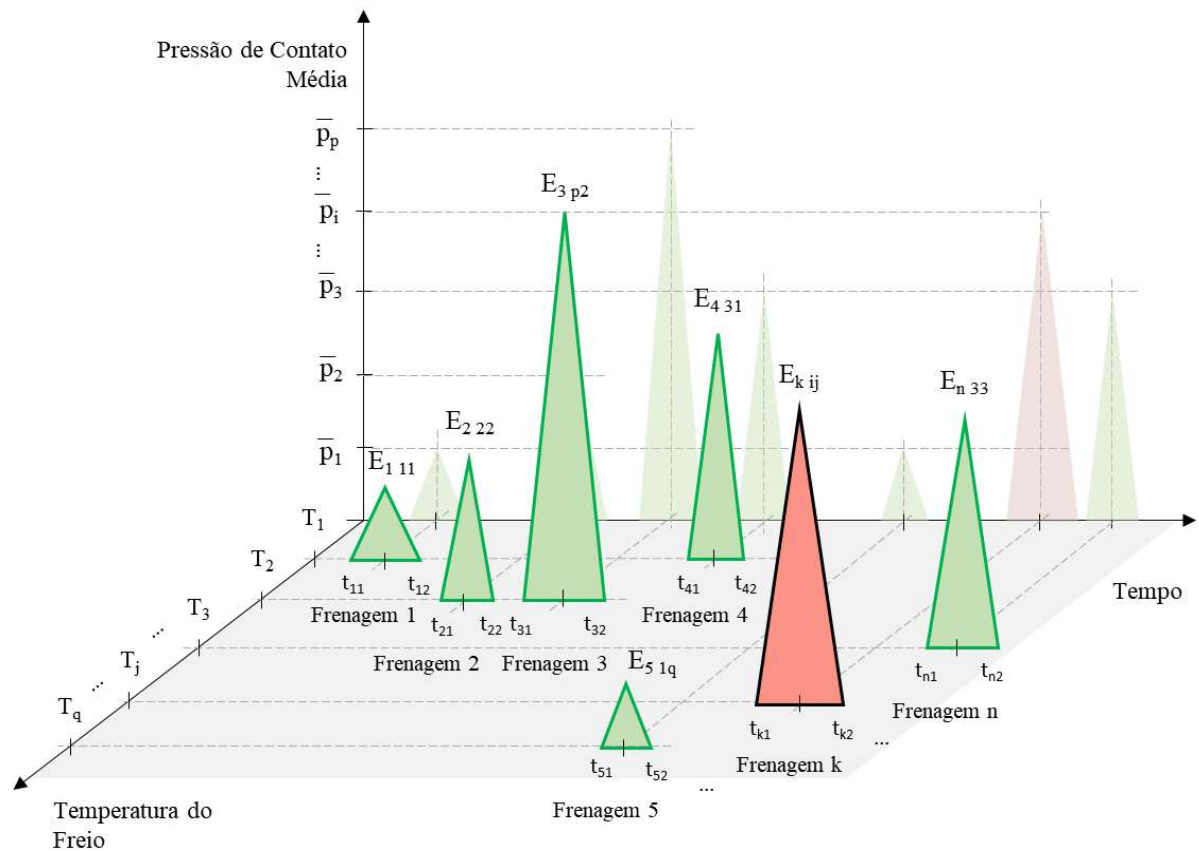


Fig. 12 – Representação Gráfica dos Carregamentos Mecânicos no Material de Atrito do Freio de um Veículo Decorrentes de Sucessivos Eventos de Frenagem

A quantidade de energia $E_{k ij}$, mostrada na figura 12, é a energia dissipada durante a frenagem k a uma pressão de contato média, \bar{p}_i , e a um nível de temperatura, T_j . A quantidade total de energia, $E_{pt ij}$, dissipada durante o percurso total, nessa mesma intensidade de pressão e temperatura, será dada pela Equação (38):

$$E_{pt ij} = \sum_{k=1}^n E_{k ij} \quad (38)$$

A energia de desgaste total, ou seja, requerida para se desgastar totalmente a massa de material de atrito do freio, é $E_{dt ij}$. O dano por desgaste, $W_{D ij}$, causado pela sequência de aplicações do freio a \bar{p}_i e T_j , será dado pela Equação (39):

$$W_{D ij} = E_{pt ij} / E_{dt ij} \quad (39)$$

O dano $W_{D ij}$ representa apenas uma fração da energia total dissipada no freio ao longo do percurso do veículo. Dessa forma, o dano total acumulado pelo material de atrito, W_D , é determinado pela Equação (40):

$$W_D = \sum W_{D ij} \quad (40)$$

Se o dano por desgaste for menor que “1”, a sequência de eventos de frenagem não causou o desgaste total da massa de material de atrito do freio. Em contrapartida, a massa disponível de material de atrito chegará ao fim quando W_D for igual a “1”, em conformidade com a Equação (41):

$$W_D = \sum W_{D ij} \leq 1 \quad (41)$$

3.1.4 A Formulação da Regra de Acúmulo de Danos por Desgaste

Considere um veículo que viaja uma distância M . Aplicações sucessivas do freio desse veículo causam ao material de atrito um dano por desgaste menor que “1”. Esse dano se relaciona a uma certa quantidade de energia, dissipada a intensidades de pressão de contato e temperatura específicas. Assumindo-se que a quantidade de energia dissipada nas frenagens ao longo do percurso M se repetirá até o fim da vida do material de atrito, a distância total percorrida por esse veículo, D , antes que a massa de material de atrito chegue ao fim, será dada por:

$$D = M/W_D \quad (42)$$

A expressão descrita pela Equação (42) será referida como regra de acúmulo de danos por desgaste.

Observa-se que a relação entre o dano por desgaste, W_D , e a distância percorrida pelo veículo, M , expressa pela Equação (42), independe dos eventos de frenagem anteriores a esse intervalo. Assim sendo, a durabilidade remanescente do material de atrito do freio, D_R , pode ser determinada por meio da seguinte relação:

$$D_R = D - M' \quad (43)$$

Onde M' é a distância total percorrida pelo veículo, desde a instalação do material de atrito nos freios até o início do intervalo M , ao qual o dano W_D se relaciona.

3.2 METODOLOGIA DE TRABALHO

A presente Tese consiste-se na elaboração de um método para se estimar a durabilidade de materiais de atrito que equipam freios de veículos comerciais. A previsão da durabilidade é obtida a partir dos dados provenientes de ensaios de desgaste em escala e da medição da energia dissipada durante as frenagens de um veículo em serviço. O método consiste na aplicação da regra de acúmulo de danos por desgaste.

O trabalho foi dividido em quatro etapas. Durante a etapa 1, realizaram-se ensaios de desgaste em escala em doze corpos de prova. O método de ensaio baseou-se em um procedimento aplicado correntemente para caracterização de atrito e desgaste de materiais de atrito. Os ensaios consistiram em aplicar sucessivos carregamentos mecânicos nos corpos de prova contra um tambor de freio, definindo-se assim, ciclos de frenagem e resfriamento. Cada uma das amostras foi ensaiada a diferentes combinações de cargas normais aplicadas e temperaturas constantes. A velocidade de rotação do tambor de freio também foi constante durante os ensaios. Ao final dos testes, obteve-se por pesagem, a massa de material de atrito desgastada de cada um dos corpos de prova. Determinou-se também, a energia de desgaste relacionada aos ensaios. A partir das massas de material desgastado e das energias de desgaste, obteve-se as massas específicas de desgaste, SWM , correspondentes às diferentes combinações ensaiadas de carga normal e temperatura. Na etapa 1 também foram observadas a relação entre o coeficiente de atrito, a densidade e a rugosidade superficial do material de atrito, com a carga normal aplicada e a temperatura. Analisou-se as características topográficas das amostras ensaiadas, por meio de metalografia quantitativa e microscopia (estereoscopia e *MEV*). Por fim, aplicou-se a técnica da regressão linear múltipla [38, 39] às massas específicas de desgaste para obtenção de uma função do tipo $SWM(p_c, T)$. Nessa função de duas variáveis, p_c é a pressão de contato nas amostras de material de atrito e T , a temperatura do tambor de freio. A função $SWM(p_c, T)$ caracterizou o material de atrito pois permitiu que a massa específica de desgaste fosse determinada a partir das condições de frenagem.

A etapa 2 consistiu na preparação e instrumentação adequada de um dos freios de um veículo comercial para medição das características das frenagens ao longo de um percurso

típico. Os dados medidos permitiram que a energia dissipada durante os eventos de frenagem fosse determinada. Foram medidas durante o ensaio veicular: a temperatura do tambor de freio, a velocidade do veículo e a pressão pneumática no interior dos atuadores mecânicos. A partir da pressão pneumática, determinou-se a força de atrito no freio. As quantidades de energia dissipada relacionadas às frenagens puderam então ser calculadas a partir da força de atrito e da velocidade do veículo.

Durante a etapa 3 foram calculados os valores de $E_{dt\ ij}$ e $E_{pt\ ij}$, respectivamente, a energia de desgaste total e a quantidade de energia dissipada nas frenagens ao longo do percurso. Os valores de $E_{dt\ ij}$ foram determinados a partir dos índices SWM_{ij} , calculados por meio da função $SWM(p_c, T)$, para cada uma das faixas de pressão de contato, i , e temperatura, j , definidas a partir das características do teste em veículo executado na etapa 2. Por sua vez, os valores de $E_{pt\ ij}$, resultaram do somatório da energia dissipada, para as mesmas intensidades de pressão de contato e temperatura. Calculou-se o dano por desgaste a partir dos valores de $E_{dt\ ij}$ e $E_{pt\ ij}$. Aplicou-se então a regra de acúmulo de danos por desgaste para se prever a vida do material de atrito.

Na etapa 4 comparou-se a estimativa de vida com a projeção da sua durabilidade, obtida por meio da técnica da regressão linear aplicada ao desgaste do material de atrito. Os valores de desgaste foram medidos diretamente no material de atrito do freio e decorreram do acúmulo de aproximadamente 10.000 km de testes em veículo. A aplicação da técnica da regressão linear ao desgaste, como forma de se prever a durabilidade desse tipo de componente, é prática industrial consolidada. Esse método de previsão, denominado nessa Tese de método industrial, é apresentado e explicado em detalhes na referência [40].

A metodologia do trabalho, contendo o resumo das atividades, bem como as quatro etapas e a relação entre elas, está representada no diagrama de fluxo da figura 13.

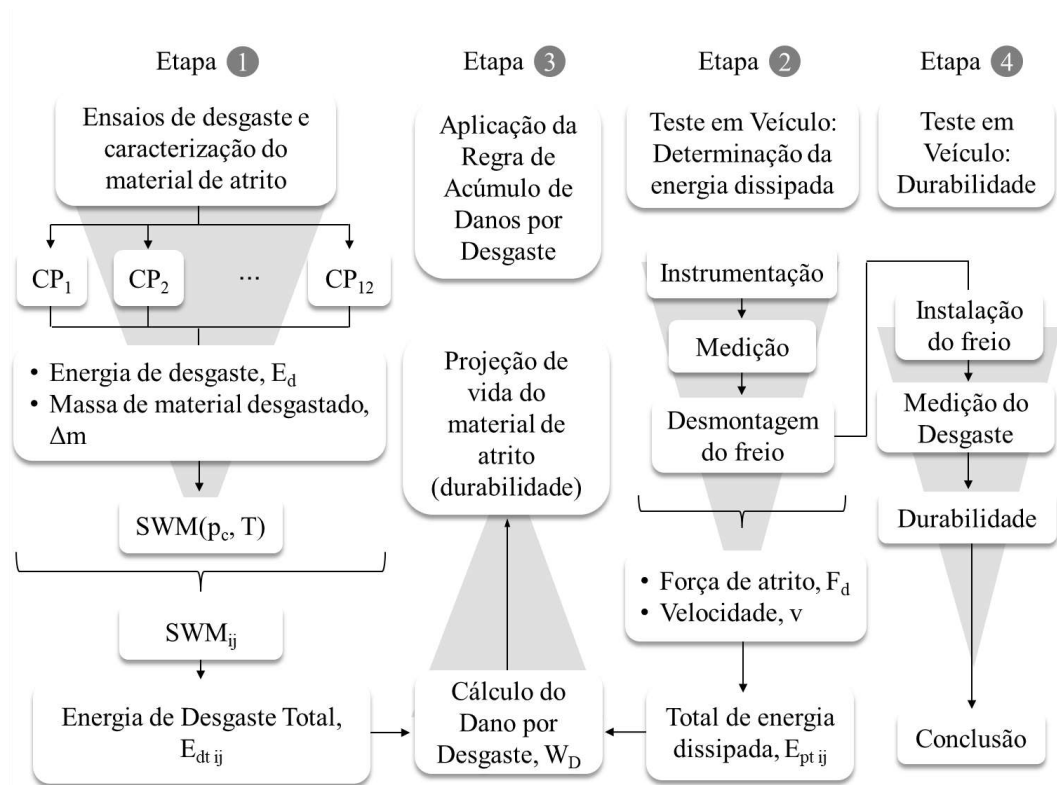


Fig. 13 – Metodologia para Elaboração e Validação do Método de Previsão da Durabilidade de Materiais de Atrito por meio da Aplicação da Regra de Acúmulo de Danos por Desgaste

3.3 ENSAIOS DE DESGASTE E CARACTERIZAÇÃO DO MATERIAL DE ATRITO

3.3.1 Definição do Procedimento de Ensaio

Segundo *Blau*, o método de ensaio mais adequado a ser aplicado, ou desenvolvido, para se caracterizar um material de atrito, depende de vários fatores. Como exemplos, pode-se citar: a influência do tamanho e da forma das amostras nos resultados, da necessidade (ou da não necessidade) de se controlar os parâmetros de ensaio e do ambiente no qual os testes serão executados [48]. Sob a perspectiva de *Blau*, as características do ensaio devem proporcionar resultados conclusivos e direcionados aos objetivos do projeto.

Akincioglu et al. enumeraram os diversos tipos de ensaios aplicáveis a materiais de atrito [85]. Existem ensaios para caracterizá-los quanto às suas propriedades e resistência mecânica e quanto à relação atrito-desgaste. Dentre os ensaios para verificação das suas propriedades destacam-se: o de dureza, o de resistência ao cisalhamento, o de densidade, o de compressibilidade e o de absorção de umidade. Os ensaios para caracterização da relação atrito-desgaste são executados em dispositivos que geram desgaste e são fundamentais para se garantir

um desempenho seguro e adequado do material de atrito. Eles são realizados de acordo com normas técnicas previamente estabelecidas e levam em consideração as propriedades mecânicas da contra peça, sejam elas, discos ou tambores.

Os principais testes para caracterização da relação atrito-desgaste do material de atrito são: o do tipo *pino-disco*; do tipo *FAST*; do tipo *Chase* e os dinamômetros *Krauss* e de inércia [85]. O ensaio do tipo *pino-disco* caracteriza-se por submeter a amostra de material de atrito, na forma de pino, a uma carga vertical contra um disco em rotação. O teste segue a norma ASTM: G99-05 [86]. O ensaio *FAST* consiste na submissão de uma amostra em forma de bloco contra um disco em movimento. A carga é constante e é aplicada durante um tempo determinado com temperatura controlada [85]. No ensaio do tipo *Chase* a amostra é submetida contra um tambor de freio. Os parâmetros do ensaio, como temperatura, carga normal aplicada e velocidade, são controlados. O teste segue a norma SAE j661 [87] e é amplamente utilizado pelos fabricantes de materiais de atrito para rápida caracterização dos seus produtos [50, 85]. O ensaio de dinamômetro do tipo *Krauss* é utilizado exclusivamente para se caracterizar materiais de atrito aplicados a freios a disco. No ensaio *Krauss* as amostras são fixadas em um suporte que movimentará durante as frenagens para aplicá-las contra um disco de freio [85]. Os dinamômetros de inércia são os equipamentos de teste que melhor reproduzem a resposta dos materiais de atrito na aplicação veicular. Eles permitem que sejam testados ambos freios a disco ou a tambor, onde o material de atrito é submetido a condições similares àquelas características da aplicação. Eles possuem esse nome pois acopla-se uma massa ao motor que movimenta o rotor, para se simular o peso do veículo. A partir dos testes de dinamômetros são obtidos dados sobre atrito, desgaste, torque, força de frenagem e desaceleração. A temperatura é monitorada durante o ensaio por meio de termopares instalados nos rotores [85].

Durante o desenvolvimento da presente Tese pretendeu-se estabelecer em bancada, uma relação entre energia e desgaste durante processos de frenagem ocorrendo a diferentes níveis de pressão e temperatura. Na hipótese de o balanço energia-desgaste permanecer constante [29], alterações da taxa de desgaste decorreriam apenas de alterações nos agentes geradores do processo. Sendo os níveis de pressão de contato e temperatura dos ensaios em bancada compatíveis com os dos testes em veículo, poderia se assumir que os danos sofridos pelo material resultariam de mecanismos e modos de desgaste similares. Considerando-se também que a intenção do presente trabalho foi desenvolver um modelo de previsão de desgaste de materiais de atrito aplicados a freios a tambor, decidiu-se que os ensaios seriam realizados em equipamento do tipo *Chase*, tomando-se como base o procedimento SAE j661 [87].

Existem vantagens em se adotar o ensaio do tipo *Chase* para se estabelecer uma relação energia-desgaste em materiais de atrito. Dentre as principais, destacam-se: o controle dos parâmetros de frenagem e o baixo custo comparado a outros ensaios [50]. Em contrapartida, nos ensaios do tipo *Chase*, efeitos ambientais relevantes à aplicação veicular não são considerados nos resultados. Como exemplo, pode-se citar a contaminação do conjunto material de atrito-tambor por agentes externos. Outra desvantagem é a escala reduzida do corpo de prova em relação ao tamanho do material de atrito aplicado aos freios em serviço. O efeito escala influencia no tempo para formação do filme de transferência e, portanto, na estabilização do coeficiente de atrito [2], o que pode acarretar em alterações no balanço energia-desgaste.

No ensaio de bancada do tipo *Chase* controlam-se: a carga normal aplicada, a temperatura do ensaio e a velocidade angular do tambor de freio. Os principais dados obtidos são: a força de atrito, o coeficiente de atrito, a massa e o volume de material desgastado.

3.3.2 Descrição do Método de Ensaio

Os ensaios de desgaste em escala foram realizados em uma máquina do tipo *Chase*, produzida para testes conforme procedimento SAE j661 [87].

A máquina *Chase* é composta por duas partes principais: o painel de controle e o conjunto tambor, suporte de amostra e suporte para carga vertical. Por meio do painel de controle, o operador ajusta os parâmetros do teste, como por exemplo, a velocidade angular do tambor e a temperatura do conjunto.

A figura 14 mostra parte do equipamento *Chase* utilizado para execução dos ensaios.

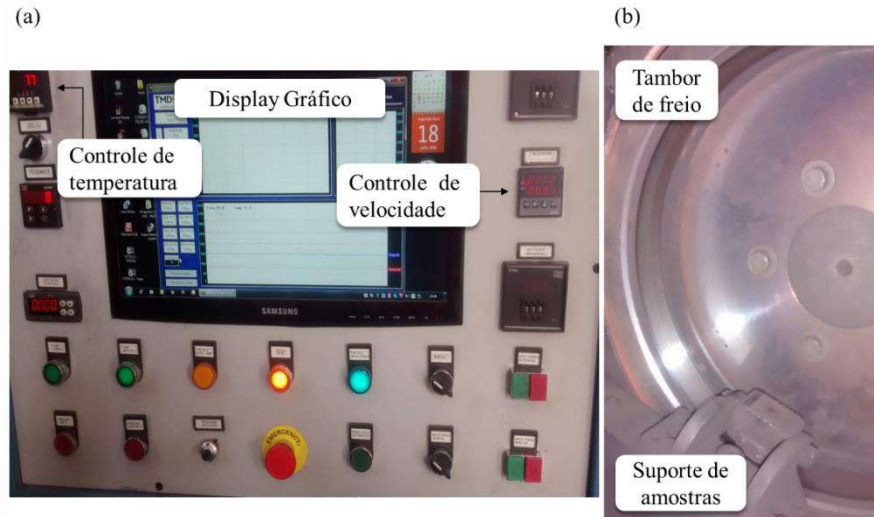


Fig. 14 – Equipamento *Chase* Utilizado nos Ensaios de Desgaste em Escala do Material de Atrito: (a) Painel de Controle; (b) Conjunto Tambor e Suporte de Amostra – Cortesia TMD Friction do Brasil

O ensaio consistiu na execução de sucessivos eventos de frenagem intercalados por intervalos de resfriamento. Durante cada frenagem, os corpos de prova foram aplicados contra um tambor de freio de raio, r , de 139,3 mm, produzido e montado conforme referência [87]. As frenagens foram executadas a cargas normais aplicadas, N , temperaturas, T , e a velocidades angulares, ω , constantes. Um termopar de alta impedância, instalado no tambor de freio na direção radial, a 1,85 mm da sua superfície interna, foi usado para a medição da temperatura [87]. A temperatura foi controlada durante os ensaios por meio de aquecedores e um sistema de resfriamento instalados no tambor de freio. Cada ciclo de ensaio consistiu em 20 s de frenagem, seguidos de 10 s de resfriamento. O número total de ciclos definido para cada amostra (pós assentamento) foi de 100. A força de atrito, F_d , entre a amostra e o tambor de freio foi medida por meio de uma célula de carga com uma frequência de 2 Hz. A precisão das medições da velocidade angular do tambor, da temperatura e da força de atrito durante os ciclos de frenagem foi de, respectivamente, $\pm 0,87$ rad/s, $\pm 6,86^\circ\text{C}$ e $\pm 13,2$ N.

Um esquema detalhando o equipamento *Chase* para execução dos ensaios de frenagem é apresentado na figura 15.

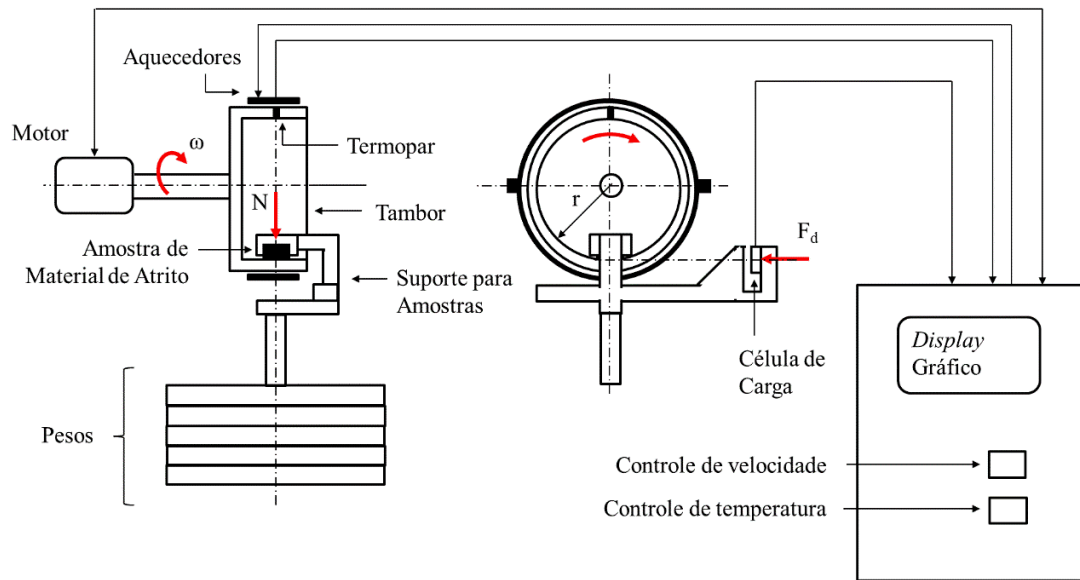


Fig. 15 – Esquema Mostrando o Equipamento do Tipo *Chase* Utilizado nos Ensaios de Desgaste em Escala

Um total de doze corpos de prova, denominados de CP_1 , CP_2 , ..., CP_{12} , foram produzidos a partir do mesmo lote de produção de um material de atrito. Esse material é empregado atualmente na indústria automotiva, sendo utilizado em freios a tambor de veículos comerciais. A sua composição química faz com que seja definido, de acordo com a literatura, como sendo do tipo NAO: *Non-Asbestos Organic* [50]. Ele possui volumes relativos de elementos constituintes de acordo com o descrito na tabela 2. A figura 16 apresenta uma imagem da superfície do material de atrito ensaiado. Nela, estão destacados os seus constituintes principais: os elementos matriciais aglomerados em grandes áreas e as fibras de reforço, os aglutinantes e os modificadores de desempenho, distribuídos de forma homogênea na superfície.

Tabela 2 – Volume Relativo dos Constituintes do Material de Atrito Utilizado nos Ensaios de Desgaste em Escala – Cortesia TMD Friction do Brasil

Designação	Volume Relativo (%)				
	Reforço	Modificadores		Aglutinantes	Matriciais
		Abrasivos	Lubrificantes		
Material de Atrito	10–20	1–10	1–10	5–15	40–50

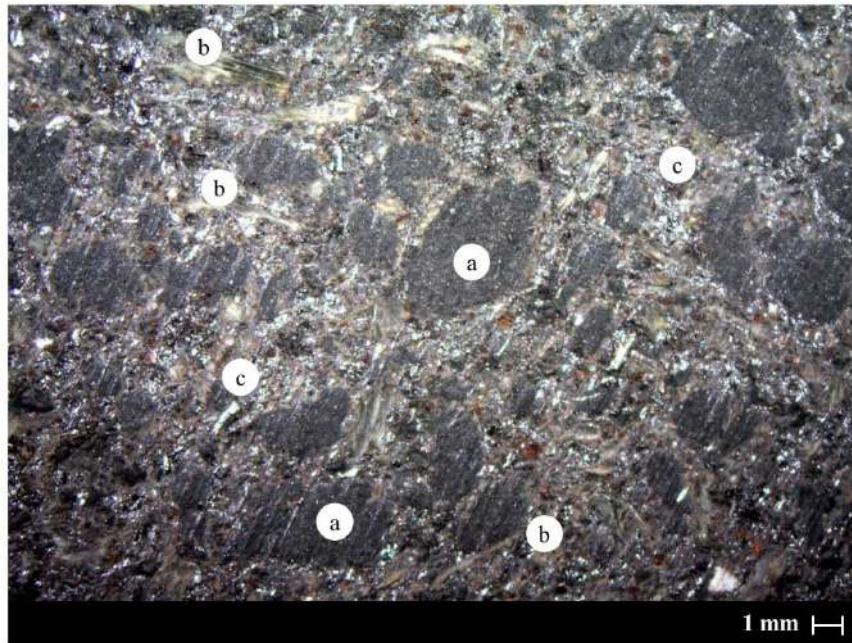


Fig. 16 – Imagem do Material de Atrito Obtida por meio de Microscópio Óptico, com seus Constituintes Principais Destacados (Aumento de 6,5x): (a) Elementos Matriciais; (b) Fibras de Reforço; (c) Elementos Modificadores e Aglutinantes

A composição química do tambor de freio utilizado no ensaio *Chase* foi: 3,3–3,5% C, 0,55–0,75% Mn, 0,6–0,7% Ni, 0,15–0,25% Cr e 0,2–0,3% Mo. Os níveis de enxofre, S, e fósforo, P, na composição do tambor eram menores que 0,2% [87]. A superfície do tambor foi lixada e polida com um papel abrasivo de grau 320 antes de cada um dos doze ensaios. Imediatamente após o polimento, todo o resíduo decorrente da preparação da superfície era removido. Após a limpeza do tambor, os corpos de prova eram assentados para melhorar a área de contato entre as superfícies [87].

Embora o desgaste em volume também tenha sido determinado (detalhes no Apêndice A), para evitar os efeitos da temperatura na caracterização do material [1, 36], decidiu-se quantificar o desgaste pela perda em massa. Dessa forma, antes e depois dos ciclos de frenagem, as amostras foram pesadas em uma balança com precisão de $\pm 0,1$ mg. A balança estava localizada em uma sala com ambiente controlado e temperatura de 22°C. As massas de material de atrito desgastado foram obtidas subtraindo-se a massa final da massa inicial das amostras. Os corpos de prova não foram secados antes das medições, uma vez que, de acordo com trabalhos anteriormente publicados, o efeito de absorção de umidade tem baixa influência na determinação experimental do valor de desgaste [1].

Os doze corpos de prova foram confeccionados especialmente para o ensaio no equipamento *Chase*. Eles possuíam comprimentos e larguras conforme definido no procedimento de ensaio SAE j661 [87]. Ambas largura e comprimento foram medidas para o cálculo da área superficial das amostras, conforme Equação B.1 do Apêndice B. Um paquímetro digital com precisão de $\pm 0,01$ mm foi usado para a realização das medições, também em ambiente controlado. Um termômetro de superfície com precisão de $\pm 1^\circ\text{C} \pm 1\%$ foi usado para confirmar que a temperatura das amostras estava igual à temperatura ambiente de 22°C antes das medições.

Para que as medições das larguras e dos comprimentos e as pesagens, fossem realizadas em ambiente controlado, os corpos de prova foram retirados do equipamento *Chase*, entre as etapas de assentamento, reassentamento e ao final do ensaio. A figura 17 apresenta em detalhes o formato e a geometria dos corpos de prova ensaiados, além dos instrumentos de medição utilizados. Cada uma das amostras foi testada conforme a sequência de etapas apresentada na figura 18.

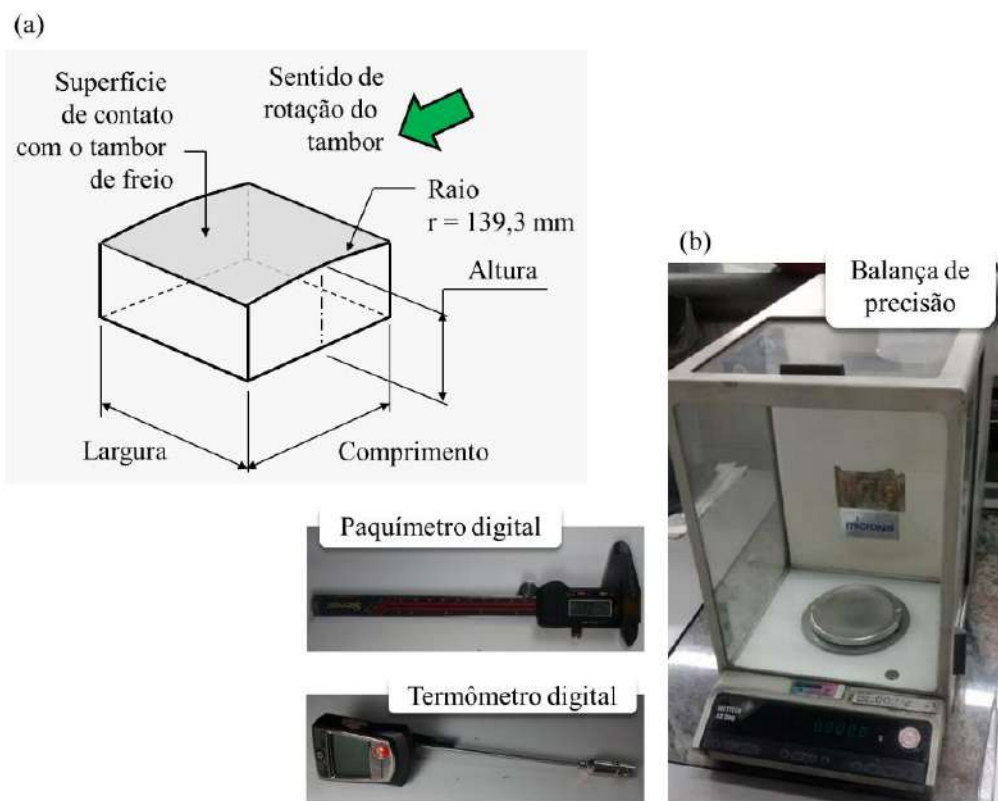


Fig. 17 – (a) Esquema Mostrando Detalhe Dimensional dos Corpos de Prova; (b) Equipamentos de Medição Utilizados Durante os Ensaio de Desgaste em Escala – Cortesia

TMD Friction do Brasil

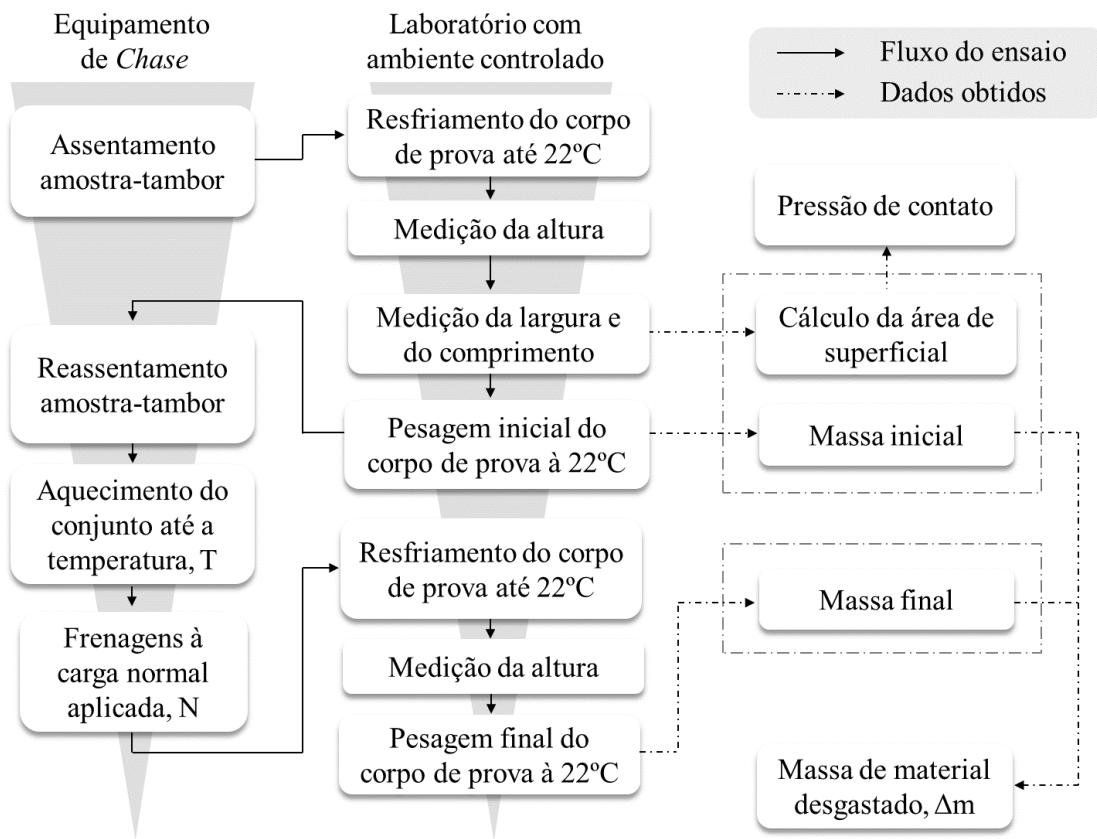


Fig. 18 – Fluxograma Indicando as Etapas e as Atividades Realizadas Durante os Ensaios de Desgaste em Escala

A intensidade das cargas normais aplicadas aos corpos de prova, as temperaturas, as velocidades angulares do tambor e o tempo durante as etapas de assentamento e reassentamento foram ajustadas de acordo com o procedimento SAE j661 [87]. Durante a etapa das frenagens, as amostras foram ensaiadas a cargas normais, N , e temperaturas, T , constantes e específicas, que variaram, respectivamente, entre 220 N e 550 N e entre 100°C e 300°C . Esses níveis de carregamento mecânico e temperatura foram estabelecidos de forma a equivalerem aos característicos dos freios na aplicação em veículo.

A tabela 3 apresenta a intensidade de carga normal, de temperatura, o número de frenagens, a velocidade de rotação do tambor e o tempo de duração, correspondentes a cada uma das etapas do ensaio. As cargas normais, N , as temperaturas, T , além das pressões de contato, correspondentes à etapa das frenagens, são apresentadas na tabela 4.

Tabela 3 – Detalhes e Características das Etapas dos Ensaios de Desgaste em Escala

Etapa	Carga Normal Aplicada (N)	Temp. (°C)	Número de Frenagens	Velocidade Angular do Tambor, ω (rad/s)	Tempo da Etapa (s)
Assentamento	$4,4 \times 10^2$	100	1	32,23	1200
Reassentamento	$2,22 \times 10^2$	100	1	21,49	300
Frenagens	N	T	100	43,04	2000

Tabela 4 – Cargas Normais Aplicadas, Temperaturas e Pressões de Contato, Correspondentes aos Corpos de Prova Ensaeados

Número do Ensaio	Corpos de Prova	Carga Normal Aplicada, N (N)	Pressão de Contato, p_c (MPa)	Temperatura, T (°C)
1	CP_1	220	0,33	100
2	CP_2	220	0,33	200
3	CP_3	220	0,32	300
4	CP_4	330	0,5	100
5	CP_5	330	0,5	200
6	CP_6	330	0,5	300
7	CP_7	440	0,66	100
8	CP_8	440	0,68	200
9	CP_9	440	0,67	300
10	CP_{10}	550	0,81	100
11	CP_{11}	550	0,83	200
12	CP_{12}	550	0,83	300

As distâncias, x , correspondentes às etapas do ensaio apresentadas na tabela 3, foram calculadas por meio da Equação (44), descrita a seguir:

$$x = n\omega r t \quad (44)$$

Onde n é o número de frenagens e t é o tempo de cada uma das etapas.

As pressões de contato, p_c , apresentadas na tabela 4, foram calculadas a partir da área superficial das amostras, A_s , por meio da Equação (45):

$$p_c = N/A_s \quad (45)$$

Onde os valores medidos de A_s se encontram na tabela B.1 do Apêndice B.

A força de atrito medida durante os ensaios e a distância foram usadas para a determinação da quantidade da energia de desgaste. A evolução do coeficiente de atrito durante os testes foi obtida pela aplicação direta do modelo de atrito de *Coulomb* [44], conforme mostrado na Equação (46):

$$\mu = F_d/N \quad (46)$$

As massas de desgaste e as quantidades de energia foram usadas para se determinar as massas específicas de desgaste, SWM , correspondentes a cada uma das amostras. Aplicou-se a técnica da regressão linear múltipla aos valores de SWM [38, 39] e obteve-se uma função do tipo $SWM(p_c, T) = \beta_0 + \beta_1 p_c + \beta_2 T$. Nessa função, a pressão de contato, p_c , e a temperatura, T , são as variáveis do processo de frenagem.

Ao final dos testes, a densidade das doze amostras foi medida em uma balança gravimétrica com precisão de $\pm 0,001$ g, tomando-se como base, o método de *Arquimedes*. Esse método consiste em se imergir as amostras em um recipiente com água e medir o volume de líquido deslocado. O método de *Arquimedes* é ordinariamente adotado por fabricantes de materiais de atrito [50] e está descrito em detalhes na norma SAE j380 [88].

A análise da rugosidade superficial das amostras também foi realizada ao término dos ensaios por meio de um microscópio confocal do tipo *LEICA DCM 3D*, nos laboratórios da Universidade Federal Fluminense [89]. Utilizou-se o parâmetro R_a para definição do valor da rugosidade dos corpos de prova. Esse parâmetro é definido pelo somatório das áreas formadas pelos picos e vales das asperezas, dividido pelo comprimento da superfície [90]. A rugosidade R_a foi medida em cinco diferentes seções de cada uma das amostras. Essas seções possuíam 17,5 mm de comprimento e estavam espaçadas entre si em 1 mm, conforme mostrado na figura 19. A caracterização da rugosidade do material foi realizada de acordo com a norma DIN 4768 [91].

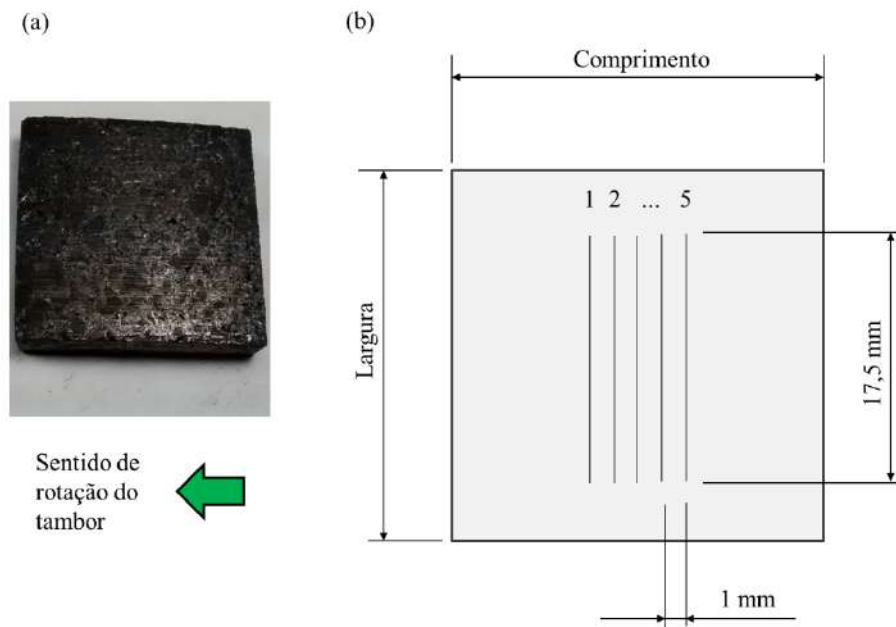


Fig. 19 – (a) Corpo de Prova Ensaiado; (b) Esquema Destacando a Região de Interesse para Medição da Rugosidade Superficial nos Corpos de Prova

O valor da rugosidade superficial atribuído às amostras foi a média aritmética entre os valores R_a correspondentes a cada uma das cinco seções, de acordo com a Equação (47):

$$R_a = (R_{a1} + R_{a2} + R_{a3} + R_{a4} + R_{a5})/5 \quad (47)$$

Onde $R_{a1}, R_{a2}, \dots, R_{a5}$ são as rugosidades R_a das seções 1, 2, ..., 5.

A topografia das superfícies dos corpos de prova também foi verificada para se estabelecer a relação entre as condições do ensaio com os mecanismos e modos de desgaste predominantes. Esse estudo consistiu na aplicação da técnica da metalografia quantitativa. Imagens da superfície das amostras foram obtidas por meio de microscopia óptica (estereoscopia) e também por meio de microscópio eletrônico de varredura (MEV). Para obtenção das imagens, utilizou-se um estereoscópio da marca ZEISS e um microscópio eletrônico do tipo EVO MA 10. Ambos equipamentos de propriedade da Universidade Federal Fluminense.

Na figura 20 são apresentados os equipamentos utilizados para análise da superfície do material de atrito, por meio da microscopia óptica, confocal e eletrônica.

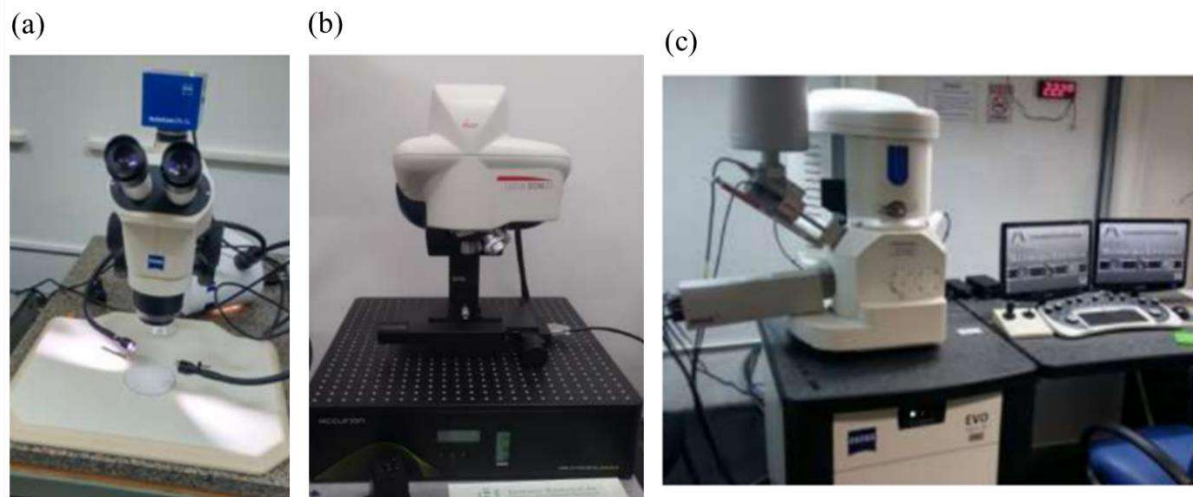


Fig. 20 – Equipamentos Utilizados Durante a Análise Microscópica na Universidade Federal Fluminense: (a) Microscopia Óptica: Estereoscópio *ZEISS*; (b) Microscopia Confocal: *LEICA DCM 3D*; (c) Microscopia Eletrônica de Varredura (*MEV*): *EVO MA 10* – Adaptado ref. [92]

3.4 TESTE EM VEÍCULO: DETERMINAÇÃO DA ENERGIA DISSIPADA

3.4.1 Descrição do Método de Teste

Um caminhão rodoviário automotor do tipo trator 6x4, capacitado a tracionar semirreboques de carga, conforme NBR 6067 [93], foi utilizado durante os testes.

O veículo estava equipado com freios do tipo S-came e com o mesmo material de atrito ensaiado em laboratório. Com os freios devidamente assentados, o veículo recebeu instrumentação adequada de forma que foi possível, a partir das medições, se determinar a energia dissipada durante suas frenagens ao longo de um percurso característico. Objetivando-se reduzir os efeitos da contaminação por agentes externos, decidiu-se monitorar as características de frenagem apenas nos freios situados no lado esquerdo do veículo.

O freio esquerdo do eixo direcional do veículo foi instrumentado para que a pressão pneumática no interior do atuador mecânico e a temperatura do tambor fossem medidas ao longo do percurso. O material do tambor do veículo era ferro fundido e sua microestrutura, perlítica. Ele possuía composição química e propriedades similares às do tambor utilizado nos ensaios de bancada. As pressões pneumáticas de frenagem foram medidas por um transdutor de pressão de alta precisão com acuracidade de $\pm 5 \times 10^{-4}$ MPa ($\pm 0,005$ Bar) instalado no atuador

mecânico. Por sua vez, a temperatura do tambor foi medida por meio de um termopar do tipo K (*Chromel–Alumel*), posicionado a 1,85 mm da sua superfície interna. O termopar foi centralizado na região de contato com o material de atrito durante as frenagens. A amplitude de aplicação do termopar era de 0°C a 1200°C. A velocidade linear do veículo também foi medida durante o teste. A frequência de medição da pressão, da temperatura e da velocidade foi de 1 Hz. Os dados foram armazenados e processados por meio de aplicativos específicos desenvolvidos para esse fim. A figura 21 apresenta um esquema detalhando a instrumentação do freio. A tabela 5 apresenta algumas das características técnicas do sistema de freio do veículo fornecidas pelo fabricante.

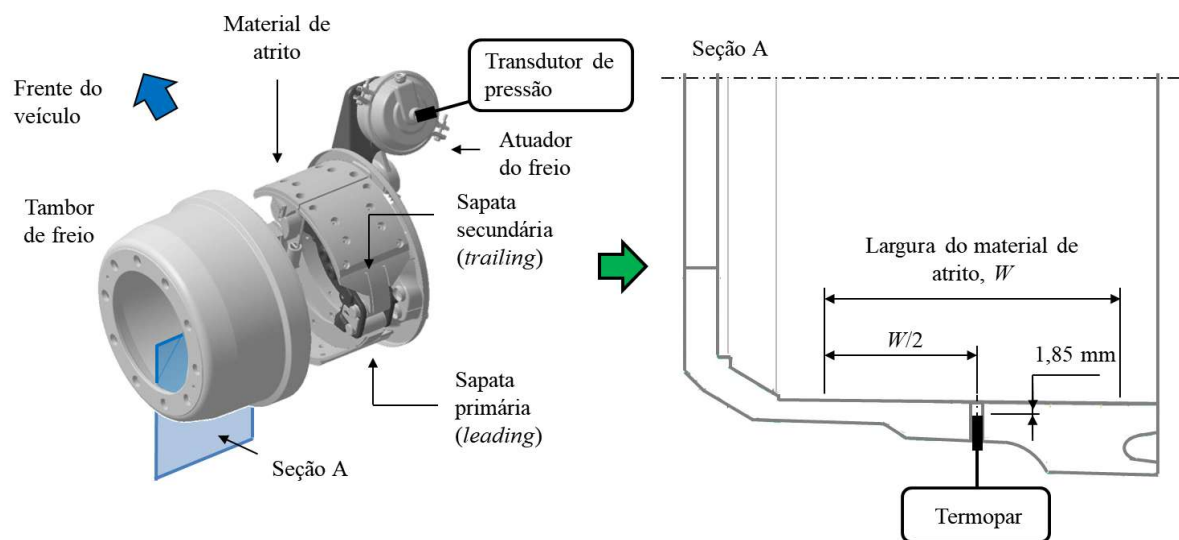


Fig. 21 – Representação Gráfica com Detalhes da Instrumentação do Freio Dianteiro Esquerdo do Veículo Utilizado nos Testes

Tabela 5 – Características do Sistema de Freio do Veículo Testado

Características Gerais do Sistema de Freio	
Modelo de freio	Radial: sapatas e tambor
Tipo de freio	Simplex com acionamento por S-came
Tipo de material de atrito	NAO – <i>Non-Asbestos Organic</i>
Coefficiente de atrito, μ	0,55
Sensibilidade do atrito com a velocidade	Estável até 80 km/h
Massa útil de material de atrito do freio, m_u (g)	2871,2
Largura do material de atrito, W (mm)	180
Ângulo Ω_1 (rad)	0,59
Ângulo Ω_2 (rad)	2,5
Pressão necessária para movimentar as sapatas de freio, p_0 (MPa)	0,035
Máxima pressão pneumática possível (MPa)	0,9
Máxima pressão de contato média possível (MPa)	1,7
Coefficiente K_A	0,978
Coefficiente K_T	$1,2 - 0,0018 (T - 18)$
Fator de geometria do freio, λ (mm ²)	$7,8 \times 10^4$

O teste consistiu em trafegar com o veículo combinado, carregado com os pesos máximos autorizados por eixos [94], por uma rota rodoviária. Durante o teste, o conjunto caminhão trator e semirreboque percorreu por duas vezes, na rodovia Presidente Dutra (BR 116), um trecho de 171 km de extensão. No primeiro percurso, a composição foi carregada com 57 toneladas e no segundo, com 74 toneladas de peso bruto total combinado, *PBTC* [94]. Dessa forma, o teste representou a aplicação característica desse tipo de veículo.

A configuração e a motorização do veículo trator o permitiam tracionar dois diferentes tipos de semirreboques. Esses semirreboques, carregados em suas capacidades máximas autorizadas, proporcionavam *PBTCs* distintos, conforme arranjo dos seus eixos [94]. A distribuição dos pesos máximos autorizados por eixo [94] para as duas condições de carregamento testadas é apresentada na figura 22.

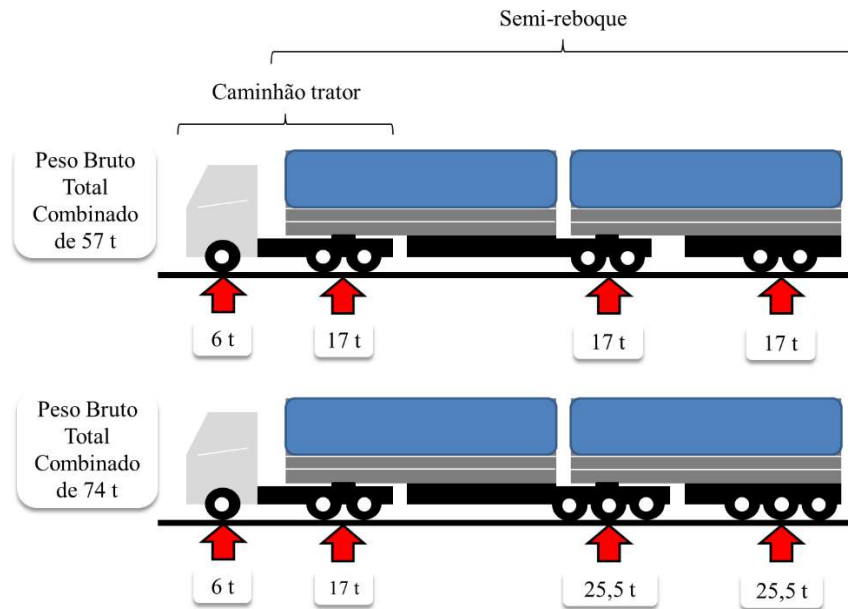


Fig. 22 – Esquema Mostrando a Configuração do Veículo Utilizado nos Testes e a Distribuição de Carga por Eixo da Composição Caminhão Trator e Semirreboque

Após concluídos os testes, obtiveram-se: a pressão pneumática no interior do atuador mecânico, p_a , a velocidade do veículo, v , e a temperatura do tambor de freio, T . A velocidade do veículo foi convertida em velocidade angular por meio da Equação (48) [95]:

$$\omega = v/R_d \quad (48)$$

Onde $R_d = 0,53 \text{ m}$ é o raio dinâmico dos pneumáticos do veículo em pressão de serviço, correspondente ao tamanho 295/80 R22,5 [96].

A pressão pneumática no interior do atuador mecânico foi utilizada para o cálculo da pressão efetiva de frenagem, p_e , e da força de atrito, F_d . A partir da força de atrito, determinou-se: o torque de frenagem, T_o , a pressão máxima de contato, p_{max} , e a pressão de contato média, \bar{p} . A força de atrito, F_d , e a velocidade angular do tambor, ω , foram utilizadas para se calcular a energia dissipada durante os eventos de frenagem ao longo do percurso de teste.

Os resultados foram calculados para cada instante de tempo, cujo intervalo $\Delta t = 1 \text{ s}$, foi definido em função da frequência de medição, f , de 1 Hz, de acordo com a Equação (49) a seguir:

$$\Delta t = 1/f \quad (49)$$

3.4.2 Agrupamento das Quantidades de Energia Conforme Intensidade de Carregamento Mecânico e Temperatura

As quantidades de energia dissipada durante as aplicações do freio do veículo precisaram ser somadas e agrupadas de acordo com a intensidade de pressão de contato média, i , e nível de temperatura, j . Entendeu-se que apenas cinco faixas de carregamento mecânico e cinco de temperatura seriam suficientes para aplicação do método de previsão de durabilidade do material de atrito.

As faixas de carregamento mecânico e temperatura foram definidas de forma que todas as intensidades de frenagem observadas no teste veicular fossem contempladas. Estabeleceu-se os valores máximos para pressão de contato média: $\bar{p}_{max} = 0,5 \text{ MPa}$; e de temperatura: $T_{max} = 250^\circ\text{C}$. A partir desses valores, as amplitudes dos intervalos, $\Delta\bar{p}$ e ΔT , foram definidas conforme Equações (50) e (51) a seguir:

$$\Delta\bar{p} = (\bar{p}_{max})/5 \quad (50)$$

$$\Delta T = (T_{max})/5 \quad (51)$$

Dessa forma, a amplitude dos intervalos de pressão de contato média foi de 0,1 MPa e dos intervalos de temperatura, de 50°C. As cinco faixas de pressão e temperatura para o agrupamento das quantidades de energia dissipada ficaram definidas da seguinte forma:

1. Pressão de contato média máxima, $\bar{p}_{max} = 0,5 \text{ MPa}$:
 - a. Faixa 1: de 0 a 0,1 MPa;
 - b. Faixa 2: de 0,1 MPa a 0,2 MPa;
 - c. Faixa 3: de 0,2 MPa a 0,3 MPa;
 - d. Faixa 4: de 0,3 MPa a 0,4 MPa;
 - e. Faixa 5: de 0,4 MPa a 0,5 MPa.
2. Temperatura do tambor de freio máxima, $T_{max} = 250^\circ\text{C}$:
 - a. Faixa 1: de 0°C a 50°C;
 - b. Faixa 2: de 50°C a 100°C;
 - c. Faixa 3: de 100°C a 150°C;
 - d. Faixa 4: de 150°C a 200°C;
 - e. Faixa 5: de 200°C a 250°C.

O somatório e o agrupamento das energias de frenagem foram realizados de acordo com o algoritmo mostrado no fluxograma da figura 23.

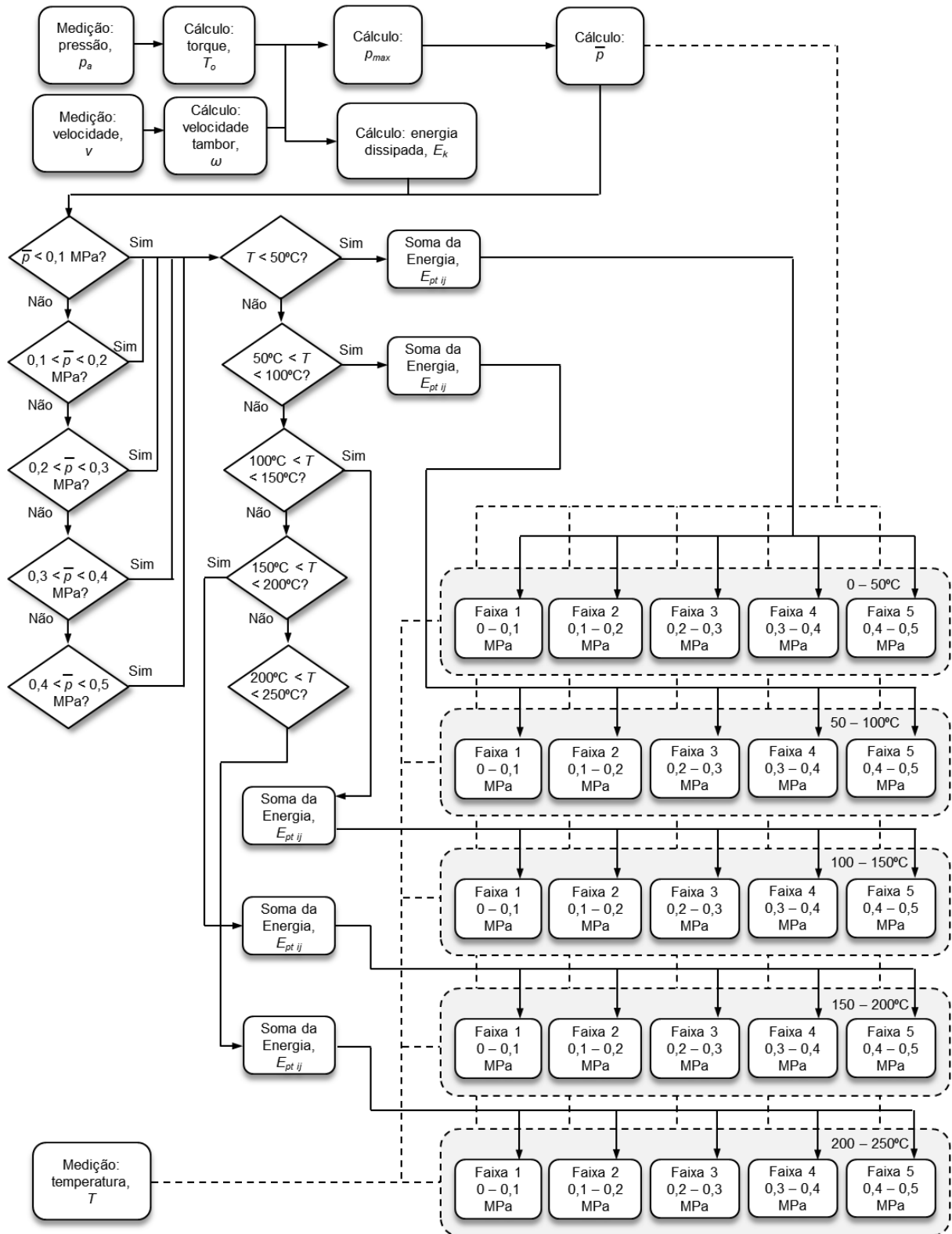


Fig. 23 – Fluxograma do Algoritmo para Cálculo e Agrupamento da Energia Dissipada, de Acordo com a Intensidade de Carregamento Mecânico e Temperatura

3.5 APLICAÇÃO DA REGRA DE ACÚMULO DE DANOS POR DESGASTE

A função $SWM(p_c, T)$ foi utilizada para se determinar os valores da massa específica de desgaste, SWM_{ij} , correspondentes às pressões de contato média, \bar{p}_i , e às temperaturas, T_j , medidas durante o teste veicular. Os valores utilizados na função SWM foram as médias aritméticas de cada uma das 5 faixas de pressão e temperatura definidas anteriormente, conforme descrito a seguir:

1. Valores de pressão de contato média, \bar{p}_i :
 - a. Faixa 1 – de 0 a 0,1 MPa: $\bar{p}_1 = 0,05 \text{ MPa}$;
 - b. Faixa 2 – de 0,1 MPa a 0,2 MPa: $\bar{p}_2 = 0,15 \text{ MPa}$;
 - c. Faixa 3 – de 0,2 MPa a 0,3 MPa: $\bar{p}_3 = 0,25 \text{ MPa}$;
 - d. Faixa 4 – de 0,3 MPa a 0,4 MPa: $\bar{p}_4 = 0,35 \text{ MPa}$;
 - e. Faixa 5 – de 0,4 MPa a 0,5 MPa: $\bar{p}_5 = 0,45 \text{ MPa}$.
2. Valores de temperatura, T_j :
 - a. Faixa 1 – de 0°C a 50°C: $T_1 = 25^\circ\text{C}$;
 - b. Faixa 2 – de 50°C a 100°C: $T_2 = 75^\circ\text{C}$;
 - c. Faixa 3 – de 100°C a 150°C: $T_3 = 125^\circ\text{C}$;
 - d. Faixa 4 – de 150°C a 200°C: $T_4 = 175^\circ\text{C}$;
 - e. Faixa 5 – de 200°C a 250°C: $T_5 = 225^\circ\text{C}$.

A partir dos valores de SWM_{ij} e da massa útil de material de atrito do freio do veículo, m_u , (disponível na tabela 5), foram determinados os valores de $E_{dt ij}$.

O dano por desgaste relacionado a cada uma das intensidades de pressão de contato e de temperatura, $W_{D ij}$, foi calculado a partir dos valores de $E_{pt ij}$ e $E_{dt ij}$. A regra de acúmulo de danos por desgaste foi então aplicada para se prever a durabilidade do material de atrito.

3.6 TESTE EM VEÍCULO: DURABILIDADE

O objetivo do teste de durabilidade consistiu em fazer o material de atrito dos freios do veículo acumular desgaste suficiente para que sua durabilidade pudesse ser projetada por meio da aplicação da técnica da regressão linear. O método industrial de previsão de durabilidade é aplicado por montadoras e está descrito no trabalho realizado por *Gailis e Berjoza* [40].

Os freios dianteiros, cuja medição das características das frenagens em aplicação foi realizada, foram desmontados do veículo original, chamado de *veículo A*, e remontados em um outro para realização do teste. Esse outro veículo, chamado de *veículo B*, era do mesmo modelo (rodoviário automotor trator do tipo 6x4) e possuía mesmas características e motorização. O processo de troca dos freios entre os veículos está ilustrado na figura 24.

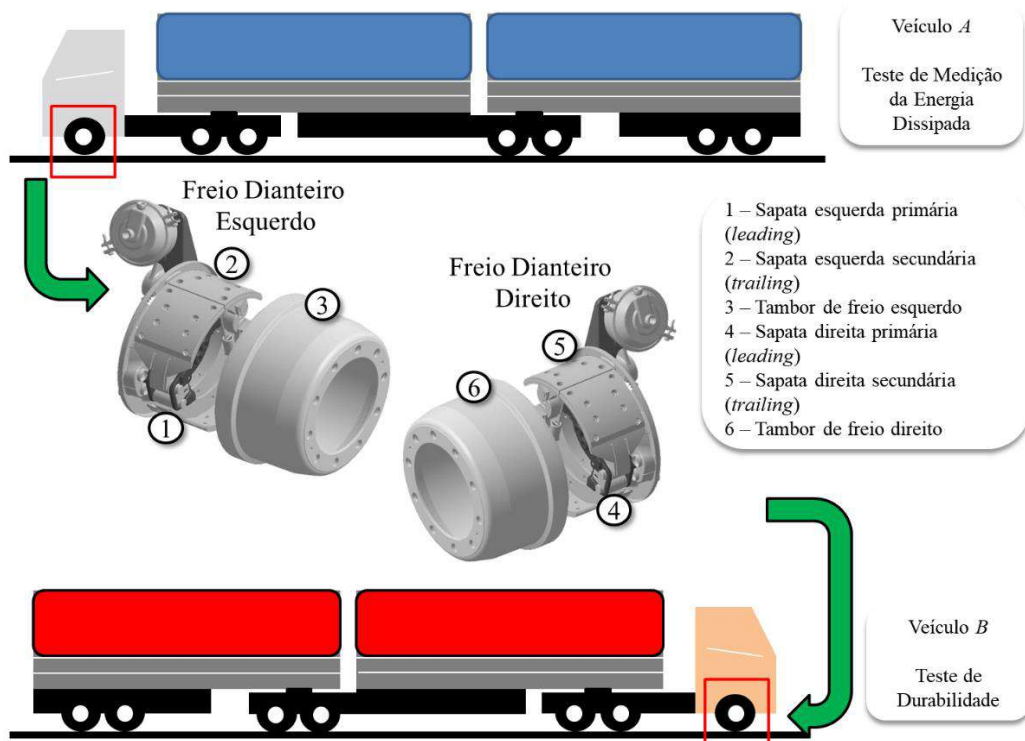


Fig. 24 – Esquema Ilustrando a Etapa de Desmontagem do Sistema de Freio do Veículo A e Instalação no Veículo B para a Realização do Teste de Durabilidade

Substituíram-se os seguintes componentes no *veículo B*, de durabilidade:

1. Sapatas primárias dos freios dianteiros (lado esquerdo e lado direito);
2. Sapatas secundárias dos freios dianteiros (lado esquerdo e lado direito);
3. Tambores de freio dianteiros (lado esquerdo e lado direito).

Os demais componentes mantiveram-se originais.

O ensaio foi realizado no mesmo percurso em que o teste para determinação da energia dissipada foi realizado. A razão de se escolher a mesma rota foi buscar a repetibilidade dos ciclos de carregamento mecânico e temperatura no material de atrito. Assim como no teste veicular anterior, alternou-se a carga tracionada entre 57 e 74 toneladas de peso bruto total combinado.

Antes da montagem dos componentes no *veículo B* e início do ensaio de durabilidade, mediu-se a espessura inicial do material de atrito das sapatas primária e secundária do freio dianteiro esquerdo. O mesmo processo se repetiu após o teste de durabilidade, durante o qual, o veículo percorreu sucessivamente os 171 km do percurso até acumular um total de 9.403,2 km.

As medições foram realizadas com um paquímetro com precisão de $\pm 0,01$ mm, em oito das dezesseis cavidades para os rebites de fixação disponíveis por sapata de freio. Essas cavidades foram escolhidas por estarem localizadas na região de maior intensidade de pressão de contato durante as frenagens [42]. As cavidades foram numeradas de 1 a 8 e as espessuras foram medidas seguindo-se essa sequência. As cavidades foram agrupadas por fileiras, posicionadas de forma transversal em relação ao raio do freio. As fileiras de rebites foram designadas por letras: *a, b, c e d*, na sapata primária; *e, f, g e h*, na sapata secundária. Cada uma das fileiras possuía duas cavidades de rebites, conforme representado na ilustração da figura 25.

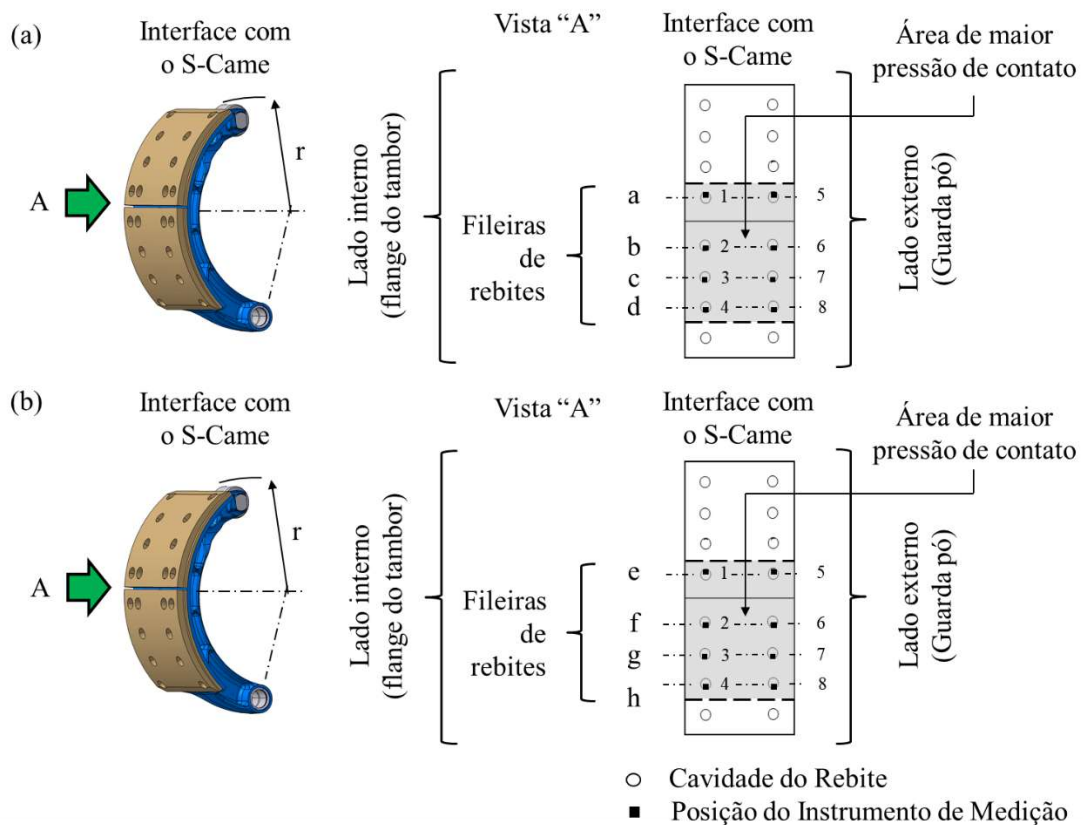


Fig. 25 – Esquema Indicando as Cavidades dos Rebites para Medição das Espessuras do Material de Atrito: (a) Sapata de Freio Primária (*leading shoe*); (b) Sapata de Freio Secundária (*trailing shoe*)

Nos materiais de atrito em geral, existem ressaltos laterais para avaliação subjetiva do desgaste. A inspeção visual do material de atrito pode ser feita sem a necessidade de se desmontar os tambores e as sapatas, por meio de orifícios de inspeção situados no guarda pó [97]. Os ressaltos são a referência visual para motoristas, donos de veículos comerciais e técnicos de oficina, para recomendar ou não a substituição do material de atrito, quando no fim da sua vida.

O material de atrito estudado na presente Tese possuía ressaltos laterais. Por essa razão, eles serviram de referência para se estabelecer o valor da massa útil de material de atrito do freio, m_u , e definiram a condição de desgaste total durante essa etapa do trabalho.

Os ressaltos estavam situados a 1 mm acima das faces superiores das cabeças dos rebites das sapatas. Dessa forma indicavam o momento da substituição do material de atrito, antes que os rebites entrassem em contato com o tambor. A figura 26 ilustra os ressaltos para indicação do fim da vida do material de atrito do freio.

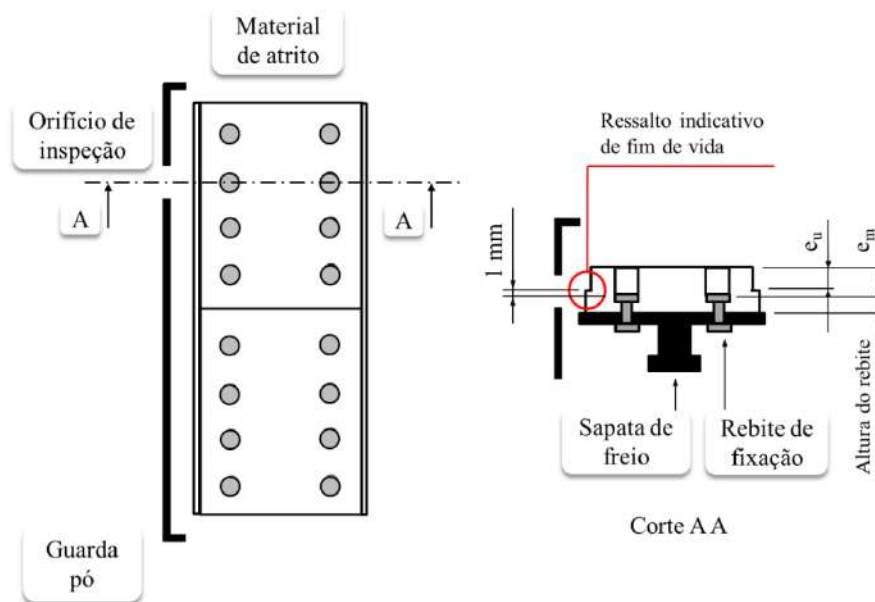


Fig. 26 – Esquema do Ressalto Indicativo de Fim da Vida do Material de Atrito e o Orifício de Inspeção do Freio para Análise Visual do Desgaste

Subtraindo-se, portanto, 1 mm das espessuras de material de atrito medidas durante as inspeções, obtiveram-se as espessuras úteis que foram utilizadas nas regressões lineares para previsão da durabilidade do material de atrito. Os valores das espessuras úteis foram calculados por meio da Equação (52):

$$e_u = e_m - 1 \quad (52)$$

Onde e_m é a espessura medida de material de atrito durante as inspeções e e_u é a espessura útil.

Aplicou-se em seguida, a técnica da regressão linear aos valores das espessuras úteis obtidos a partir das medições realizadas antes e após o veículo percorrer os 9.403,2 km de teste. Obtiveram-se funções do tipo $e_u(x) = \beta_0 + \beta_1 x$ para cada uma das fileiras de rebites, onde x representa a distância percorrida pelo veículo.

A previsão de durabilidade do material de atrito do freio foi obtida a partir da solução das funções $e_u(x)$, para $e_u(x) = 0$ [40].

4 RESULTADOS

4.1 RESULTADOS DOS ENSAIOS DE DESGASTE EM ESCALA

4.1.1 Determinação do Desgaste em Massa

As pesagens realizadas em balança de precisão em ambiente com temperatura controlada permitiram que fossem determinadas as massas iniciais e finais dos doze corpos de prova. A partir daí, as massas de material desgastado, Δm , foram calculadas para cada uma das amostras. Os resultados são apresentados na tabela 6.

Tabela 6 – Massas de Material Desgastado Obtidas após Ensaios de Desgaste em Escala

Corpos de Prova	Carga Normal Aplicada, N (N)	Temp., T (°C)	Balança de Precisão		Desgaste em Massa, Δm (g)
			Massa Inicial (g)	Massa Final (g)	
CP_1	220	100	6,2737	6,2287	0,0450
CP_2	220	200	6,5677	6,4737	0,0940
CP_3	220	300	6,7740	6,6226	0,1514
CP_4	330	100	6,6578	6,5754	0,0824
CP_5	330	200	6,6913	6,5227	0,1686
CP_6	330	300	6,3795	6,1175	0,262
CP_7	440	100	6,48	6,3875	0,0925
CP_8	440	200	6,4808	6,3379	0,149
CP_9	440	300	6,1913	5,8983	0,293
CP_{10}	550	100	6,8610	6,7778	0,0832
CP_{11}	550	200	6,4334	6,2576	0,1758
CP_{12}	550	300	6,3424	6,0406	0,3018

Os valores de desgaste apresentados na tabela são traçados em função da carga normal para as diferentes temperaturas de teste no gráfico da figura 27. Os dados permitem observar que existe uma tendência de aumento do desgaste em massa com ambos aumentos da carga normal e da temperatura.

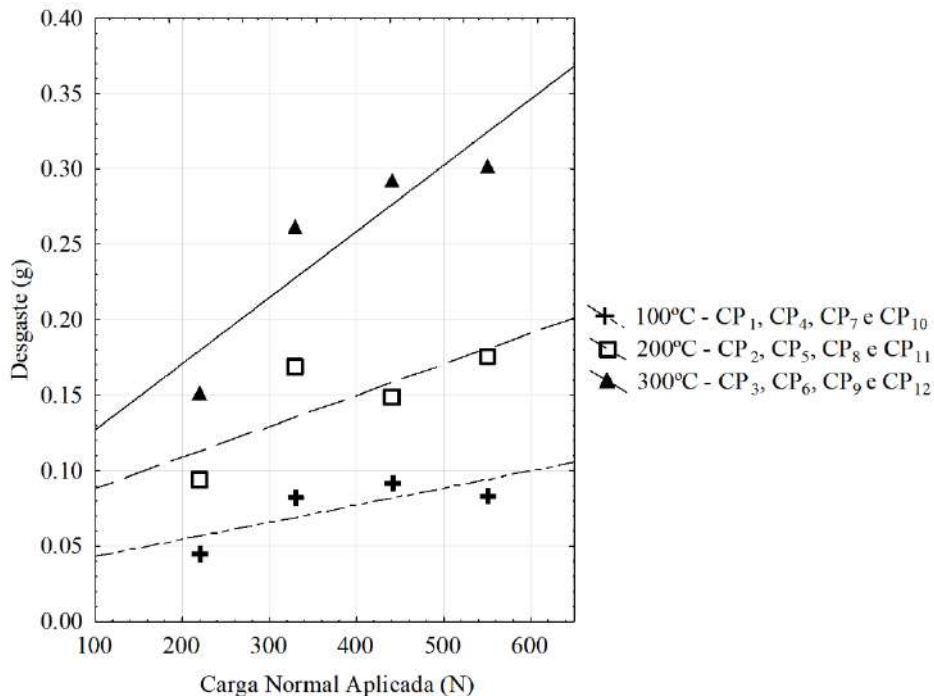


Fig. 27 – Desgaste em Massa em Função da Carga Normal Aplicada a Diferentes Temperaturas

As maiores quantidades de desgaste em massa foram medidas nas amostras ensaiadas a temperaturas mais elevadas. Esse efeito se torna claro quando os desgastes dos corpos de prova que foram testados nas mesmas cargas normais são comparados. As quantidades de desgaste de CP_1 , CP_2 e CP_3 variaram entre 0,045 g a 100°C, e 0,151 g a 300°C. Nos CP_{10} , CP_{11} e CP_{12} , entre 0,083 g a 100°C e 0,302 g a 300°C. As variações percentuais foram de 236% para as amostras ensaiadas a 220 N e de 264% para as ensaiadas a 550 N. O efeito constatado da temperatura no desgaste dos materiais de atrito é consistente com estudos anteriores. *Rhee*, por exemplo, reportou que o desgaste em massa aumenta com a temperatura durante testes de desgaste em escala a temperaturas constantes [98].

Nota-se também, a partir dos coeficientes angulares das regressões lineares da figura 27, que o efeito do aumento da temperatura sobre o desgaste do material de atrito é potencializado pelo aumento da carga normal aplicada. A diferença percentual entre os aumentos nos desgastes medidos nas amostras ensaiadas a 220 N (CP_1 e CP_3): 236%; e nos corpos de prova ensaiados

a 550 N (CP_{10} e CP_{12}): 264%; foi de 11%. Os resultados das regressões lineares são apresentados na tabela 7.

Tabela 7 – Regressões Lineares Aplicadas ao Desgaste do Material de Atrito

Temperatura, T (°C)	Constantes da Regressão	Coefficientes da Regressão	Função Aproximada	Coefficiente de Determinação, R^2
100	0,0321	10^{-4}	$\Delta m = 10^{-4}N + 0,0321$	0,584
200	0,0678	2×10^{-4}	$\Delta m = 2 \times 10^{-4}N + 0,0678$	0,62
300	0,0833	4×10^{-4}	$\Delta m = 4 \times 10^{-4}N + 0,0833$	0,808

A predominância da temperatura na potencialização do desgaste em massa deve ser atribuída ao efeito dessa sobre os elementos orgânicos do material de atrito, como por exemplo, a resina fenólica, o carbono e o grafite [36]. *Kukutschova et al.* estudaram materiais de atrito semimetálicos com composição química similar ao do presente estudo. Eles concluíram que temperaturas elevadas induzem ao material de atrito, processos oxidativos. Durante esses processos, há perda de massa de material devido à formação de compostos voláteis resultantes da reação desses elementos orgânicos com o oxigênio da atmosfera [36].

4.1.2 Determinação da Energia Dissipada e do Coeficiente de Atrito

A energia dissipada, denominada de energia de desgaste, E_d , foi calculada a partir da força de atrito, F_d , medida durante os ensaios, e da distância, x , por meio da Equação (24). Utilizou-se, para a determinação da distância, a Equação (44). Para aplicação de ambas Equações (24) e (44) considerou-se a frequência de medição de 2 Hz.

Determinou-se também os coeficientes de atrito por frenagem e médios por ensaio, por meio da Equação (46).

Os valores calculados da energia, E_d , assim como dos coeficientes de atrito, estão descritos na tabela 8.

Tabela 8 – Energias de Desgaste Obtidas após Ensaios de Desgaste em Escala

Corpos de Prova	Carga Normal Aplicada, N (N)	Temp., T (°C)	Coefficiente de Atrito Médio, μ	Energia de Desgaste, E_d (10^5 J)
CP_1	220	100	0,56	14,7
CP_2	220	200	0,48	12,6
CP_3	220	300	0,33	8,7
CP_4	330	100	0,52	20,6
CP_5	330	200	0,44	17,6
CP_6	330	300	0,35	14,5
CP_7	440	100	0,52	27,4
CP_8	440	200	0,38	20
CP_9	440	300	0,33	17,2
CP_{10}	550	100	0,44	29,5
CP_{11}	550	200	0,35	24,4
CP_{12}	550	300	0,31	20,6

A evolução da energia de desgaste e do coeficiente de atrito médio com a temperatura são apresentadas na figura 28. Os gráficos de (a) a (d) referem-se a diferentes intensidades de carga normal aplicada: 220 N, 330 N, 440 N e 550 N, respectivamente.

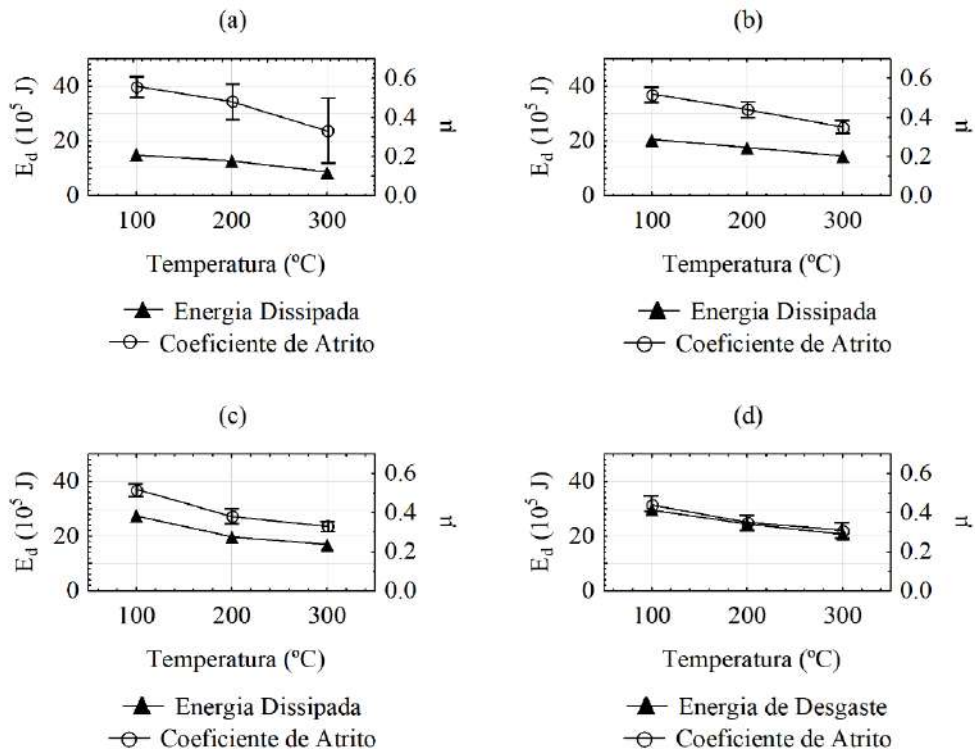


Fig. 28 – Energia de Desgaste e Coeficiente de Atrito Médio em Função da Temperatura a Diferentes Níveis de Carga Normal Aplicada: (a) 220 N; (b) 330 N; (c) 440 N; (d) 550 N

A análise dos gráficos da figura 28 mostra que a energia de desgaste diminui com o aumento da temperatura, independentemente da carga normal aplicada. Em contrapartida, a comparação das quantidades totais de energia indica que a mesma aumenta com o aumento da carga. Nas amostras testadas a 100°C, a energia de desgaste aumentou em 100,7%: de $14,7 \times 10^5$ J, gráfico (a), a $29,5 \times 10^5$ J, gráfico (d). Nos corpos de prova que foram testados a 300°C, aumentou de $8,7 \times 10^5$ J, gráfico (a), a $20,6 \times 10^5$ J, gráfico (d), o que corresponde a um aumento percentual de 136,8%. A redução da quantidade de energia de desgaste com o aumento da temperatura, assim como o seu aumento com a carga normal aplicada, pode ser compreendida por meio da análise da Equação (25). Esses efeitos são atribuídos, respectivamente, à redução do coeficiente de atrito médio frente ao aumento da temperatura e à proporcionalidade entre a energia e a carga normal.

Assim como ocorre com a energia de desgaste, também é possível notar nos gráficos da figura 28, que o coeficiente de atrito decresce com o aumento da temperatura. O atrito reduziu de 0,56 a 0,33, ou seja 41,1%, nos corpos de prova testados a 220 N, gráfico (a). Ele também reduziu de 0,44 a 0,31 nas amostras ensaiadas a 550 N, gráfico (d), o que equivale a uma redução percentual de 29,5%. Esse comportamento está em conformidade com a afirmação de que o coeficiente de atrito decresce quando a temperatura ultrapassa o limite térmico do material de atrito [17]. Esse limite varia de material para material e está relacionado ao tipo de resina utilizada como elemento aglutinante na sua composição química. *Hong et al.*, por exemplo, reportaram reduções abruptas do coeficiente de atrito de três tipos diferentes de materiais de atrito a temperaturas superiores a 250°C [99]. *Tong et al.* investigaram os efeitos da temperatura no coeficiente de atrito de materiais produzidos com diferentes granulometrias. Nesses materiais, o atrito caiu de forma abrupta quando as temperaturas ultrapassaram 300°C [51].

A análise da evolução do coeficiente de atrito com o número de frenagens mostrou que a carga normal aplicada e a temperatura também exercem influência na duração do período transiente de desgaste, conhecido como *running-in* [100]. Define-se por período de *running-in*, o tempo necessário para que ocorra a estabilização do coeficiente de atrito. Nesse momento, considera-se que o processo de desgaste atinge o regime permanente [16, 53]. A evolução do coeficiente de atrito com o número de eventos de frenagem é apresentada na figura 29. Os gráficos de (a) a (l) da figura, referem-se aos corpos de prova de CP_1 a CP_{12} .

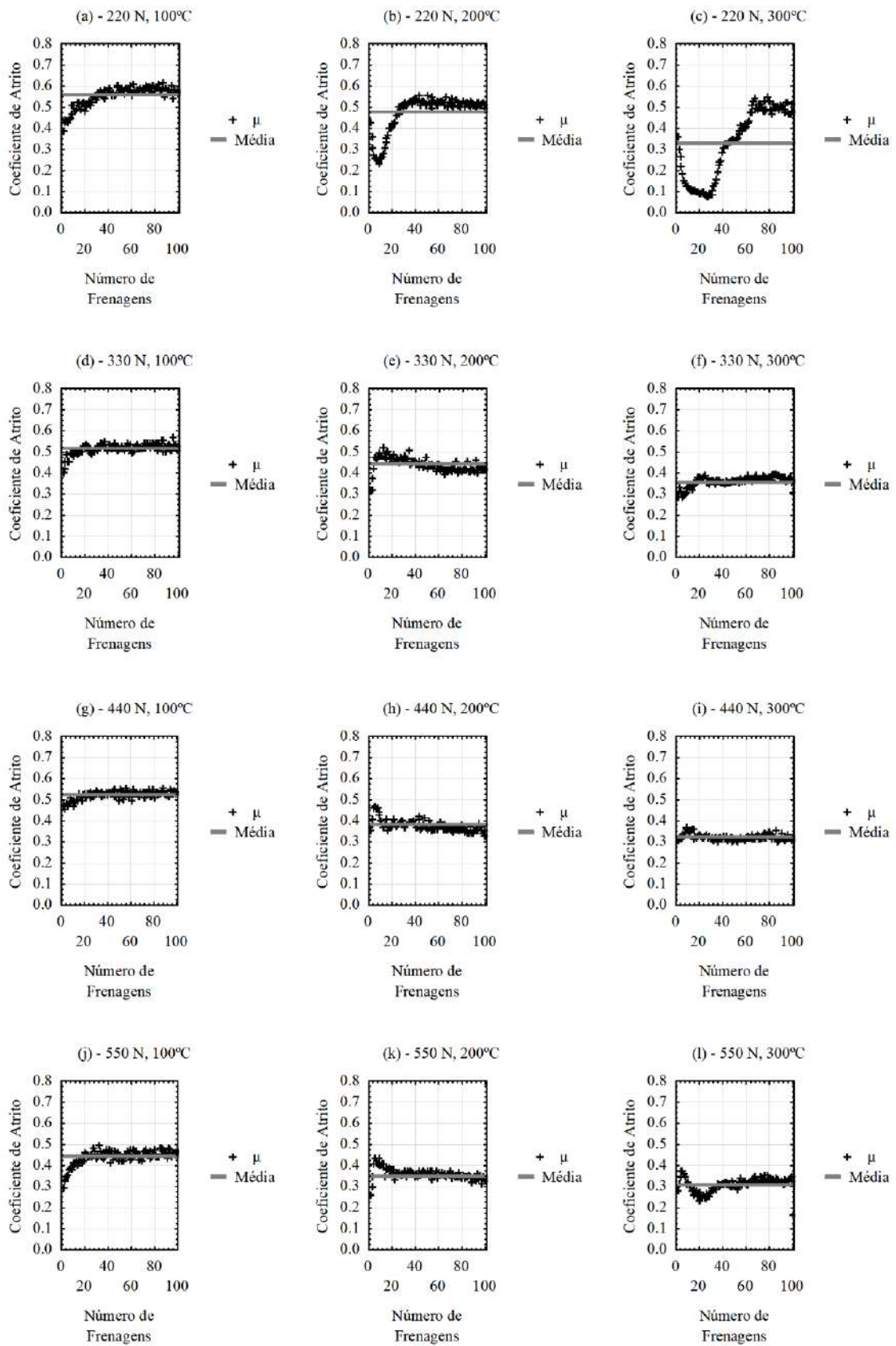


Fig. 29 – Evolução do Coeficiente de Atrito com o Número de Eventos de Frenagem Durante os Ensaios de Desgaste

Os gráficos da figura 29 mostram que todos os corpos de prova atingiram, em algum momento, a estabilização do coeficiente de atrito. Apesar disso, nos testes executados a 220 N, é possível verificar longos períodos de *running-in*. Os gráficos de (a) a (c) mostram que o coeficiente de atrito tendeu a estabilizar somente após 40, 50 e 70 eventos de frenagem, respectivamente. Em contrapartida, os coeficientes de atrito estabilizaram mais rápido nas amostras que foram submetidas às maiores cargas normais: gráficos de (d) a (l). Isso explica os elevados valores dos erros padrões associados aos corpos de prova que foram testados a 220 N, mostrados no gráfico (a) da figura 28. A dependência do período de *running-in* em relação à carga normal aplicada está em conformidade com estudos anteriores. *Blau*, por exemplo, menciona que elevadas pressões de contato induzem transições mais rápidas ao regime uniforme de desgaste [100]. *Kauhapure* e *Khairnar* concluíram que o aumento na pressão de contato resultou na antecipação da formação do filme de transferência na superfície do material de atrito analisado em seus estudos [101].

A temperatura na interface é outro fator relevante na estabilização do processo de desgaste. Os gráficos (b) e (c) da figura 29 apresentam a evolução do coeficiente de atrito nas amostras CP_2 e CP_3 , ensaiadas a 220 N e a 200°C e 300°C, respectivamente. Esses gráficos mostram que ele caiu abruptamente durante o período de *running-in*. Em (b), é possível verificar que o atrito reduziu ao valor de 0,21 durante a frenagem de número 10. Depois aumentou e atingiu o regime uniforme a partir da frenagem de número 40. O gráfico (c) mostra a queda do atrito até o patamar de 0,08, mantendo-se nesse nível até a frenagem 40. Após isso, aumentou e se estabilizou a partir da frenagem de número 70. A queda no coeficiente de atrito observada nos gráficos (b) e (c) da figura 29 é consequência da redução da resistência à deformação devido à temperatura elevada [102, 103]. Essa condição persistirá até a formação do filme de transferência na superfície. Durante essa etapa, predominará o equilíbrio entre o crescimento e o processo de delaminação do filme, o que caracteriza o regime uniforme de desgaste [53].

Apesar da temperatura atuar no sentido de se aumentar o período transiente de desgaste, a figura 29 mostra que sua influência na estabilização do atrito depende da intensidade da carga normal aplicada. A comparação dos gráficos (b), (e), (h) e (k), correspondentes às amostras testadas a 200°C com cargas entre 220 N e 550 N, indica que o período de queda do atrito em *running-in* reduz na medida que a carga aumenta, em conformidade com as referências [100] e [101]. O mesmo comportamento é observado quando os gráficos (c), (f), (i) e (l), correspondentes aos corpos de prova ensaiados a 300°C, são comparados.

4.1.3 Determinação da Massa Específica de Desgaste: *SWM*

Determinaram-se os índices *SWM* por meio da relação entre as energias de desgaste calculadas e as respectivas massas de material desgastado obtidas experimentalmente, conforme Equação (32). Os valores das massas específicas de desgaste estão descritos na tabela 9.

Tabela 9 – Massas Específicas de Desgaste (*SWM*) Obtidas após Ensaios de Desgaste em Escala

Corpos de Prova	Carga Normal Aplicada, <i>N</i> (N)	Temp., <i>T</i> (°C)	Massa Específica de Desgaste, <i>SWM</i> (10 ⁻⁸ g/J)
<i>CP</i> ₁	220	100	3,06
<i>CP</i> ₂	220	200	7,44
<i>CP</i> ₃	220	300	17,5
<i>CP</i> ₄	330	100	4,01
<i>CP</i> ₅	330	200	9,61
<i>CP</i> ₆	330	300	18,14
<i>CP</i> ₇	440	100	3,38
<i>CP</i> ₈	440	200	7,54
<i>CP</i> ₉	440	300	17,3
<i>CP</i> ₁₀	550	100	2,82
<i>CP</i> ₁₁	550	200	7,2
<i>CP</i> ₁₂	550	300	14,64

O gráfico apresentado na figura 30 mostra a relação da massa específica de desgaste com a carga normal aplicada e com a temperatura. As regressões lineares mostradas no gráfico e seus respectivos coeficientes e constantes são apresentados na tabela 10.

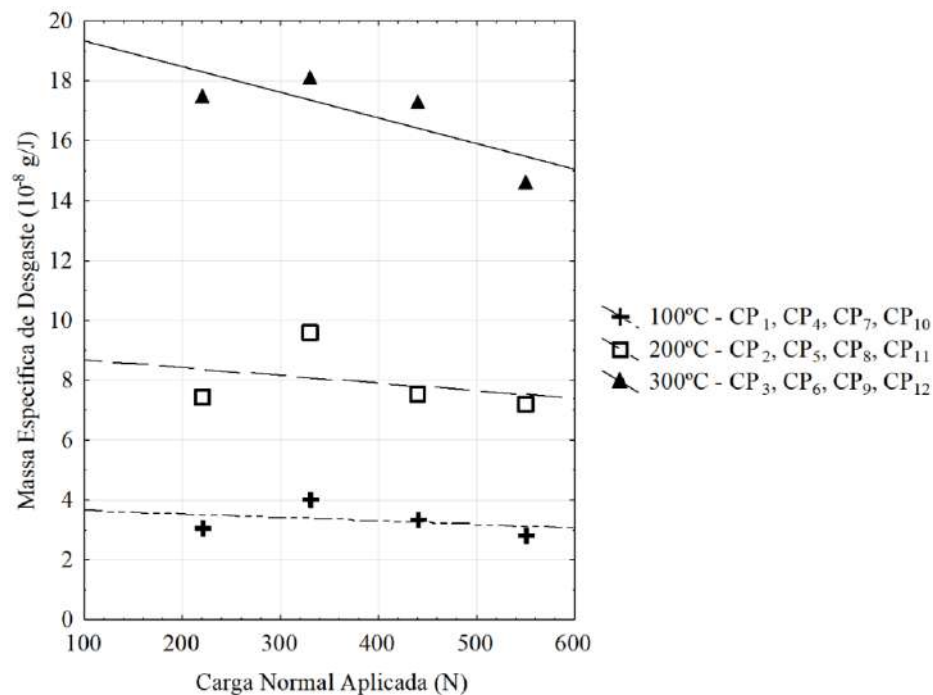


Fig. 30 – Massa Específica de Desgaste (*SWM*) em Função da Carga Normal Aplicada a Diferentes Temperaturas

Tabela 10 – Regressões Lineares Aplicadas às Massas Específicas de Desgaste, *SWM*

Temperatura, <i>T</i> (°C)	Constantes da Regressão	Coefficientes da Regressão	Função Aproximada	Coefficiente de Determinação, <i>R</i> ²
100	4×10^{-8}	$- 10^{-11}$	$SWM = -10^{-11}N + 4 \times 10^{-8}$	0,117
200	9×10^{-8}	$- 3 \times 10^{-11}$	$SWM = -3 \times 10^{-11}N + 9 \times 10^{-8}$	0,105
300	2×10^{-7}	$- 9 \times 10^{-11}$	$SWM = -9 \times 10^{-11}N + 2 \times 10^{-7}$	0,624

As regressões lineares mostradas na figura 30 indicam que as massas específicas de desgaste diminuem com o aumento da carga normal aplicada. Percebe-se também, a partir dos coeficientes das regressões mostrados na tabela 10, que esse efeito tende a se acentuar com o aumento da temperatura. Nas amostras testadas a 100°C, houve decréscimo de $3,06 \times 10^{-8}$ g/J a $2,82 \times 10^{-8}$ g/J, redução de 8%, entre os espécimes ensaiados com 220 N e 550 N. Nos corpos de prova testados a 300°C, a redução nas massas específicas de desgaste, quando se compara *CP*₃ a *CP*₁₂, chegou a 16% (correspondente à variação entre $17,5 \times 10^{-8}$ g/J e $14,64 \times 10^{-8}$ g/J, respectivamente).

A redução da massa específica de desgaste com o aumento da carga normal aplicada está relacionada com o aumento da pressão de contato na superfície do material de atrito. Embora, no modelo clássico de adesão, o coeficiente de atrito independa da pressão de contato

[4–6], sabe-se que ela afeta fatores como a temperatura e desempenha papel fundamental na formação do filme de transferência. Segundo *Xiao et al.* [17], o aumento da pressão resulta na formação de um filme mais efetivo que reduzirá o atrito e, conseqüentemente, o desgaste. Trabalhos anteriores também reportam redução da taxa de desgaste de materiais de atrito com o aumento da pressão de contato, o que corrobora a constatação apresentada [101].

A análise da figura 30 também mostra que a temperatura tem grande influência sobre os valores de *SWM*. Nos ensaios realizados com carga de 220 N, o índice passou de $3,06 \times 10^{-8}$ g/J para $7,44 \times 10^{-8}$ g/J ao se elevar a temperatura de 100°C para 200°C. Um aumento de 143%. Considerando-se a elevação da temperatura de 100°C para 300°C, há um aumento no índice de 472%, fazendo-o atingir o patamar de $17,5 \times 10^{-8}$ g/J. Esse efeito tende a se manter, independentemente da intensidade da carga normal aplicada.

4.1.4 Avaliação da Densidade do Material de Atrito

A densidade dos corpos de prova foi medida pelo método de *Arquimedes* [88] ao final dos ensaios. Os valores de densidade medidos estão descritos na tabela 11, ao passo que a sua variação com a carga normal aplicada e com a temperatura é mostrada na figura 31. Dados referentes às regressões lineares apresentadas no gráfico são mostrados na tabela 12.

Tabela 11 – Densidades do Material de Atrito Obtidas após Ensaios de Desgaste em Escala

Corpos de Prova	Carga Normal Aplicada, <i>N</i> (N)	Temp., <i>T</i> (°C)	Densidade após Ensaio, ρ (g/cm ³)	Densidade de Amostra não Ensaída – Verde (<i>green</i>), ρ_v (g/cm ³)
<i>CP</i> ₁	220	100	1,95	
<i>CP</i> ₂	220	200	1,92	
<i>CP</i> ₃	220	300	1,87	
<i>CP</i> ₄	330	100	1,94	
<i>CP</i> ₅	330	200	1,90	
<i>CP</i> ₆	330	300	1,87	1,94
<i>CP</i> ₇	440	100	1,94	
<i>CP</i> ₈	440	200	1,92	
<i>CP</i> ₉	440	300	1,88	
<i>CP</i> ₁₀	550	100	1,94	
<i>CP</i> ₁₁	550	200	1,91	
<i>CP</i> ₁₂	550	300	1,90	

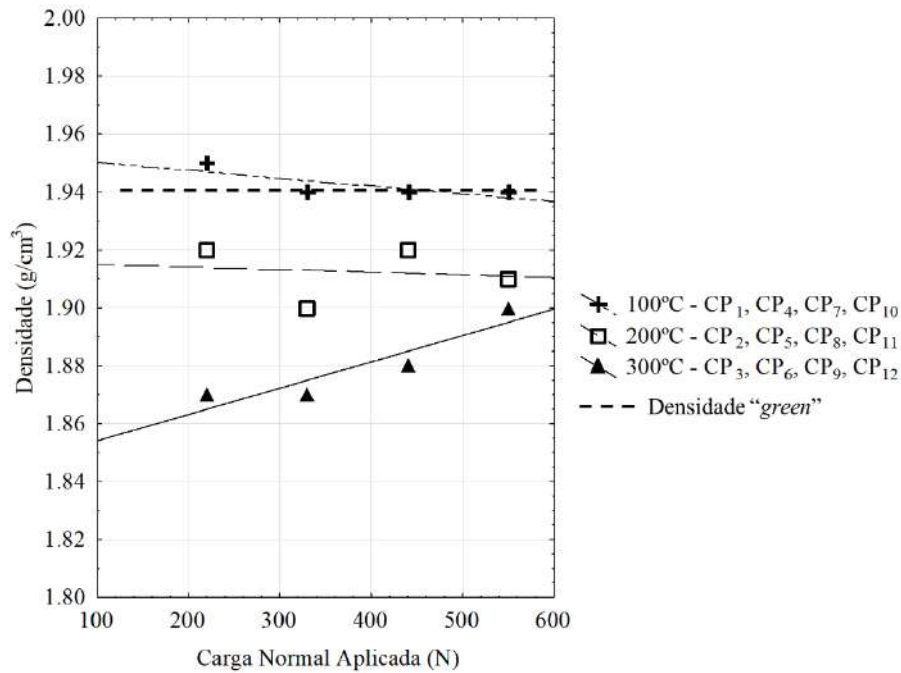


Fig. 31 – Densidade do Material de Atrito em Função da Carga Normal Aplicada a Diferentes Temperaturas

Tabela 12 – Regressões Lineares Aplicadas às Densidades do Material de Atrito

Temperatura, T (°C)	Constantes da Regressão	Coefficientes da Regressão	Função Aproximada	Coefficiente de Determinação, R^2
100	1,953	-3×10^{-5}	$\rho = -3 \times 10^{-5} N + 1,953$	0,6
200	1,916	-9×10^{-6}	$\rho = -9 \times 10^{-6} N + 1,916$	0,018
300	1,845	9×10^{-5}	$\rho = 9 \times 10^{-5} N + 1,845$	0,833

O gráfico da figura 31 mostra que o aumento na temperatura do ensaio resultou na redução da densidade do material de atrito em relação ao seu valor original (*green*). Embora reduções tenham ocorrido nos corpos de prova que foram testados a 200°C, as maiores variações foram encontradas nos corpos de prova ensaiados a 300°C. Em CP_3 , a densidade reduziu de $1,94 \text{ g/cm}^3$ para $1,87 \text{ g/cm}^3$, enquanto que em CP_{12} de $1,94 \text{ g/cm}^3$ para $1,90 \text{ g/cm}^3$. Essas variações corresponderam a reduções de 3,6% e 2,1%, respectivamente. Ressalta-se que essas reduções são relevantes se comparadas com o método de medição e a precisão da balança gravimétrica utilizada para determinação da densidade: $\pm 0,001 \text{ g}$.

A redução na densidade do material de atrito observada mostra que há predominância de mecanismos de desgaste outros que não mecânicos [36]. De fato, trabalhos anteriores

indicam que processos de desgaste que ocorrem a temperaturas elevadas são caracterizados pela formação de compostos voláteis [36]. Esses compostos se formam a partir da degradação térmica da resina fenólica e outros compostos orgânicos do material de atrito [2, 99].

Uma análise complementar sobre os efeitos da temperatura sobre o desgaste, a massa específica de desgaste e o volume específico de desgaste é apresentada no Apêndice A dessa Tese.

4.1.5 Avaliação da Rugosidade Superficial do Material de Atrito

A rugosidade superficial dos corpos de prova foi obtida com microscópio confocal em laboratório [89]. Utilizou-se o parâmetro R_a para caracterização da rugosidade, a partir da sua medição em cinco regiões de cada uma das amostras [90]. Os valores das rugosidades superficiais, obtidos por meio da Equação (47), assim como os desvios-padrão das medições, estão destacados na tabela 13. A figura 32 apresenta a rugosidade superficial em função da carga normal aplicada a diferentes temperaturas. As regressões lineares do gráfico estão descritas na tabela 14.

Tabela 13 – Rugosidades Superficiais do Material de Atrito Obtidas após Ensaio de Desgaste

Corpos de Prova	Carga		Rugosidade			Desgaste em Massa, Δm (g)	Rugosidade de Amostra não Ensaída – Verde (<i>green</i>), R_a (μm)
	Normal Aplicada, N (N)	Temp., T ($^{\circ}\text{C}$)	após Ensaio, R_a (μm)	Desvio-Padrão, σ	Coefficiente de Atrito, μ		
CP_1	220	100	4,04	0,6	0,56	0,0450	11,14
CP_2	220	200	5,63	0,46	0,48	0,0940	
CP_3	220	300	7,25	1,61	0,33	0,1514	
CP_4	330	100	5,74	1,25	0,52	0,0824	
CP_5	330	200	4,08	0,73	0,44	0,1686	
CP_6	330	300	7,11	1,09	0,35	0,262	
CP_7	440	100	6,75	1,05	0,52	0,0925	
CP_8	440	200	5,75	1,36	0,38	0,149	
CP_9	440	300	6,42	1,8	0,33	0,293	
CP_{10}	550	100	6,95	1,8	0,44	0,0832	
CP_{11}	550	200	7,15	1,64	0,35	0,1758	
CP_{12}	550	300	9,67	2,25	0,31	0,3018	

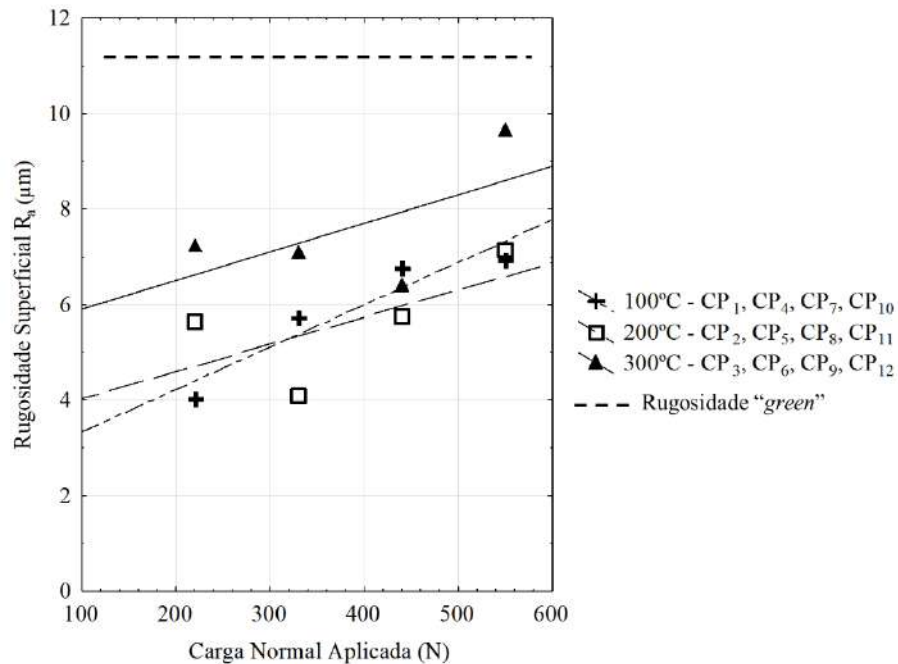


Fig. 32 – Rugosidade Superficial do Material de Atrito em Função da Carga Normal Aplicada a Diferentes Temperaturas

Tabela 14 – Regressões Lineares Aplicadas às Rugosidades Superficiais do Material de Atrito

Temperatura, T ($^{\circ}\text{C}$)	Constantes da Regressão	Coefficientes da Regressão	Função Aproximada	Coefficiente de Determinação, R^2
100	2,456	$8,9 \times 10^{-3}$	$R_a = 8,9 \times 10^{-3} N + 2,456$	0,894
200	3,474	$5,6 \times 10^{-3}$	$R_a = 5,6 \times 10^{-3} N + 3,474$	0,41
300	5,319	6×10^{-3}	$R_a = 6 \times 10^{-3} N + 5,319$	0,357

A análise do gráfico da figura 32 mostra que a rugosidade do material de atrito aumentou com a carga normal aplicada e com a temperatura. Nos corpos de prova ensaiados a 100°C a rugosidade aumentou de 4,04 μm em CP_1 a 6,95 μm em CP_{10} . Nas amostras testadas a 300°C, 220 N e 550 N, o parâmetro de rugosidade R_a oscilou de 7,25 μm a 9,67 μm . Os aumentos corresponderam, respectivamente, a 72% e a 33%.

É também possível observar na figura 32 que, embora tenham aumentado com a carga normal e com a temperatura do ensaio, os valores das rugosidades superficiais dos corpos de prova permaneceram inferiores ao valor da rugosidade correspondente a uma amostra verde (*green*). O elevado valor da rugosidade da amostra não testada deve ser atribuído ao estado de

superfície decorrente da usinagem do material de atrito. A usinagem é a etapa final do seu processo de produção por moldagem [50].

A partir dos valores de desgaste e dos coeficientes de atrito obtidos após os ensaios, estabeleceu-se uma relação com a rugosidade superficial medida na superfície das amostras. Os valores da rugosidade são plotados em função do desgaste e do coeficiente de atrito nos gráficos da figura 33.

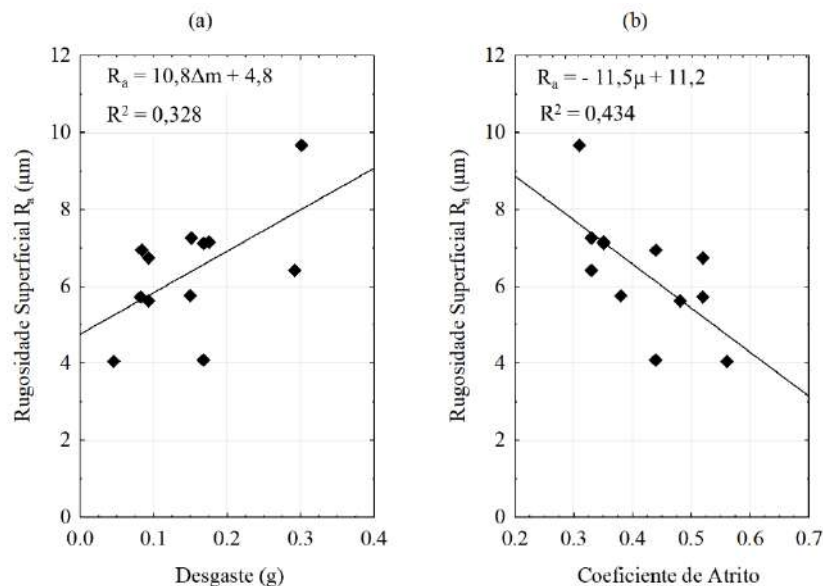


Fig. 33 – (a) Evolução da Rugosidade Superficial com o Desgaste em Massa; (b) Evolução da Rugosidade Superficial com o Coeficiente de Atrito

O gráfico (a) da figura 33 mostra que as amostras nas quais os maiores desgastes foram observados apresentaram as superfícies mais rugosas. Esse efeito pode ser explicado pelo processo de delaminação do filme de transferência formado pelos platôs secundários na superfície dos corpos de prova. Segundo *Jacobson e Eriksson* [104], esses platôs se desestabilizam e deterioram por meio da abrasão e da erosão decorrentes do contato com partículas desprendidas do próprio material de atrito. Esse processo se acentua com o enfraquecimento da sua estrutura, resultante da degradação do elemento aglutinante como consequência da temperatura elevada [17, 36]. Mecanismo este, que resultou no aumento do desgaste em massa nas amostras que foram ensaiadas a 200°C e a 300°C.

Já no gráfico (b), a regressão linear indica que a redução da rugosidade superficial implica no aumento do coeficiente de atrito do material. Essa redução é corroborada pelos modelos de desgaste desenvolvidos anteriormente por *Ogilvy* [105] e *Ford* [106], em conformidade com a teoria da adesão [4–6] e a lei de *Archard* [8, 9]. Esse efeito justifica-se

pelo fato de que superfícies mais rugosas proporcionarão áreas reais de contato menores e demandarão forças de atrito de menor magnitude para romper as juntas.

4.1.6 Aspectos Topográficos do Material de Atrito

A técnica da metalografia quantitativa foi aplicada em imagens das amostras testadas em bancada obtidas por estereoscópio. A quantidade relativa de cavidades nas suas superfícies foi determinada a partir do conceito de ponto de fração [89, 107]. Define-se como ponto de fração, a relação entre a quantidade de pontos incidentes e o número de pontos de uma determinada malha [92]. Tanto a malha, como a relação entre os pontos, foi determinada por meio do processador de imagens de domínio público, *Image J*. Uma única malha foi aplicada a todas as imagens das superfícies dos corpos de prova, obtidas a uma mesma resolução.

A figura 34 (a) mostra a quantidade relativa de cavidades em função da temperatura a diferentes cargas normais aplicadas. As imagens (b) e (c) apresentam as superfícies dos corpos de prova CP_1 e CP_{12} , testados a 220N e 100°C e a 550 N e 300°C, respectivamente. A tabela 15 apresenta os dados das regressões lineares aplicadas aos valores de ponto de fração.

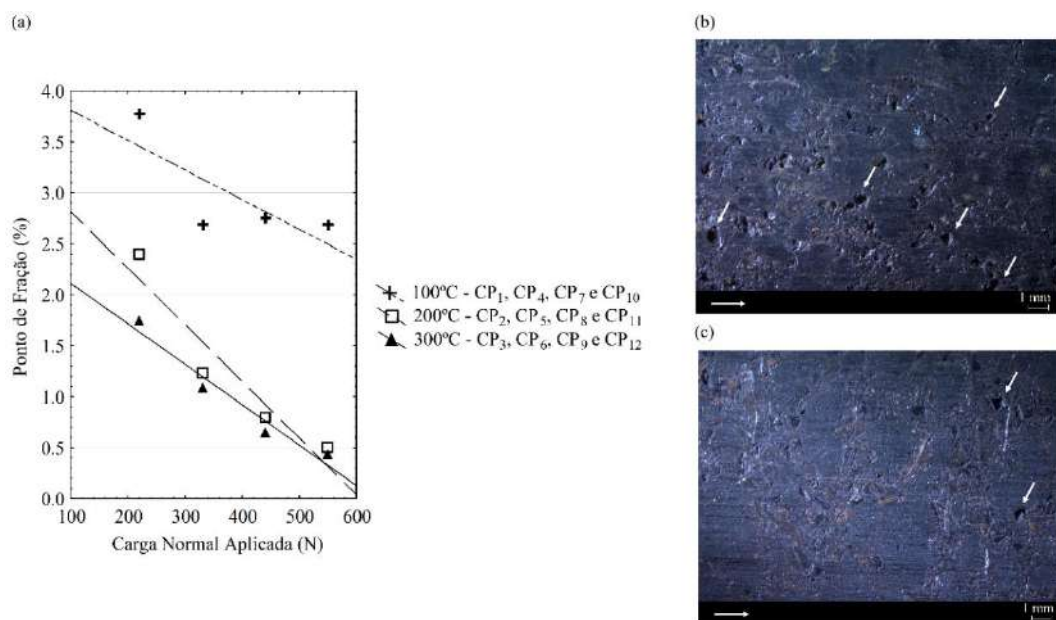


Fig. 34 – (a) Ponto de Fração: Quantidade Relativa de Cavidades nas Superfícies das Amostras em Função da Temperatura a Diferentes Cargas Normais Aplicadas; (b) Imagem da Amostra CP_1 Obtida com Estereoscópio; (c) Imagem da Amostra CP_{12} Obtida com Estereoscópio. As Flechas nas Partes Inferiores das Imagens Indicam a Direção de Escorregamento

Tabela 15 – Regressões Lineares Aplicadas aos Valores de Ponto de Fração

Temperatura, T (°C)	Constantes da Regressão	Coefficientes da Regressão	Função Aproximada	Coefficiente de Determinação, R^2
100	4,1	$-2,9 \times 10^{-3}$	$P = -2,9 \times 10^{-3}N + 4,1$	0,598
200	3,372	$-5,5 \times 10^{-3}$	$P = -5,5 \times 10^{-3}N + 3,372$	0,9
300	2,507	-4×10^{-3}	$P = -4 \times 10^{-3}N + 2,507$	0,952

As regressões lineares do gráfico (a) mostram que a quantidade relativa de cavidades na superfície das amostras decresce com o aumento da temperatura. O corpo de prova CP_1 , ensaiado a 100°C, apresentou o maior ponto de fração: 3,78%. Já CP_{12} , testado a 300°C, apresentou o menor valor: 0,44%. A quantidade de cavidades também reduz com o aumento da carga normal aplicada. Os menores valores de ponto de fração foram 2,69%, 0,5% e 0,44% observados, respectivamente, nos corpos de prova CP_{10} , CP_{11} e CP_{12} . As imagens (b) e (c) da figura 34 mostram que o número de cavidades da amostra CP_1 é muito maior se comparado com o de CP_{12} , testado a 300°C.

A mudança na quantidade de cavidades em relação à superfície em análise sugere que a carga normal aplicada e a temperatura influenciaram na morfologia da superfície das amostras ensaiadas. A figura 35 apresenta imagens da superfície dos corpos de prova obtidas com microscópio eletrônico de varredura (MEV).

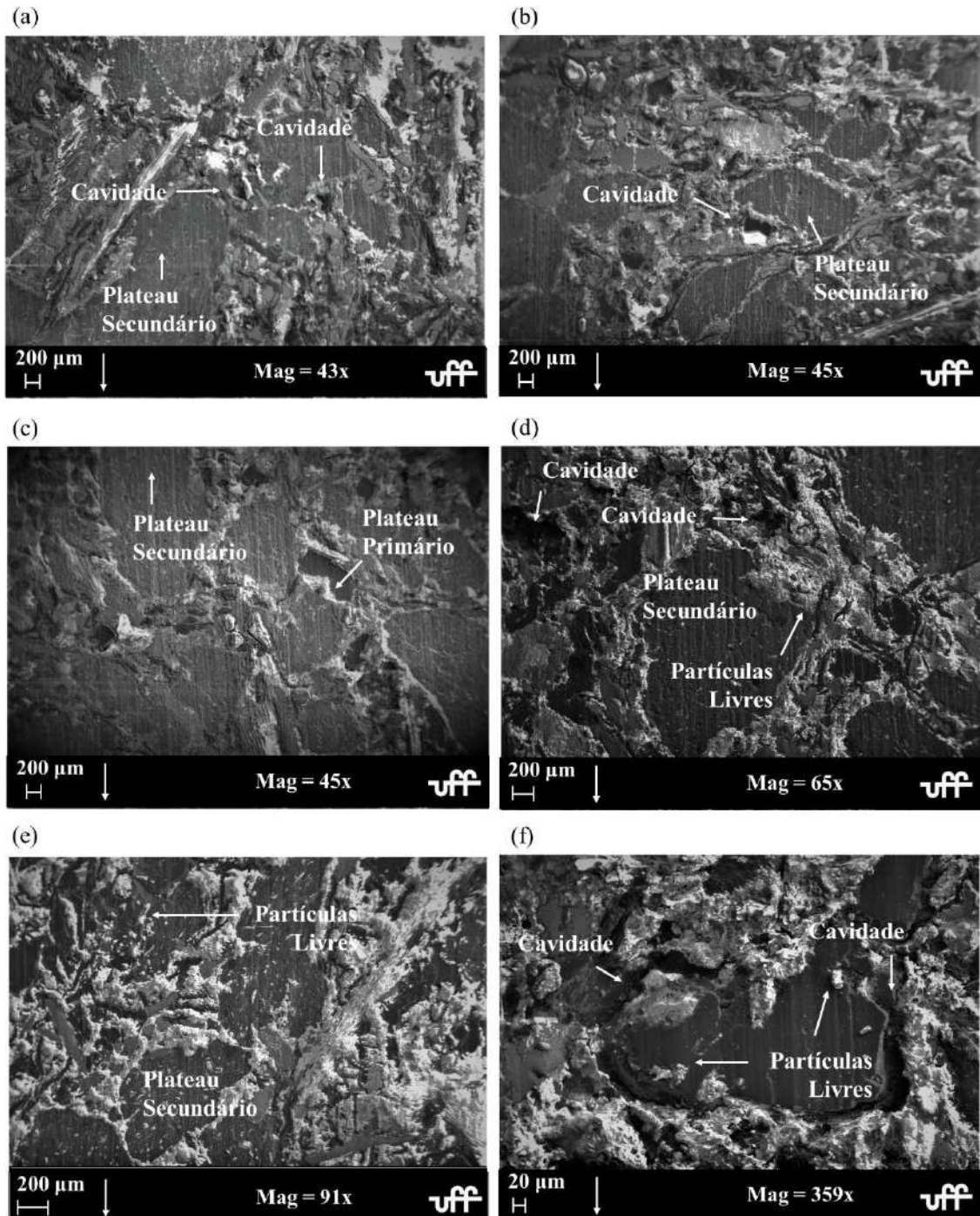


Fig. 35 – Imagens das Amostras Obtidas por *MEV*. A Direção de Escorregamento é Indicada pela Seta no Lado Inferior Esquerdo das Imagens: (a) CP_1 ; (b) CP_2 ; (c) CP_6 ; (d) CP_9 ; (e) CP_{11} ; (f) CP_9 em Maior Aumento

A análise das imagens obtidas com *MEV* revelou a presença de platôs secundários em todas as superfícies. *Xiao et al.* caracterizaram platôs secundários como superfícies de contato formadas pelo empilhamento e acúmulo de partículas. Essas partículas resultam do próprio processo de desgaste e se acumulam em partículas duras ou fibras de reforço desgastadas ainda

fixadas na estrutura do material (os platôs primários) [17]. De acordo com *Tong et al.*, os platôs secundários indicam a formação do filme de transferência na superfície do material de atrito [51].

As imagens também revelaram diferentes morfologias dos platôs de contato devido às diferentes combinações de carga normal e temperatura, em conformidade com referências anteriores [17, 53]. As imagens (a) e (b) mostram as superfícies de CP_1 e CP_2 , ensaiados com carga normal de 220 N a 100°C e 200°C, respectivamente. Nelas é possível identificar cavidades e alguns platôs secundários finos e compactos. A presença de cavidades indica o desprendimento de fibras e partículas da base do compósito em função do enfraquecimento do aglutinante. Esse efeito pode ser atribuído a zonas localizadas de alta temperatura ao redor das asperezas da superfície [17]. Os platôs, por sua vez, indicam a compactação de resíduos na superfície do material de atrito. Esses processos, combinados, indicam a predominância de modos mecânicos de desgaste, como o desgaste adesivo. Já a imagem (c) da figura 35 apresenta a superfície do corpo de prova CP_6 , que foi testado a 330 N e 300°C. Nela é possível verificar alguns platôs primários cobertos por resíduos compactados na forma de platôs secundários de alta-densidade. A presença desses platôs de alta-densidade é característica de processos que ocorrem a temperaturas elevadas [17].

As imagens (d) e (e) apresentam as superfícies das amostras CP_9 e CP_{11} . Elas foram ensaiadas a 440 N e 300°C e a 550 N e 200°C, respectivamente. Ambas imagens mostram regiões com constituintes e partículas livres ao redor dos platôs de contato. Essas partículas livres sugerem que o processo de desgaste esteja sendo governado pela decomposição da resina aglutinante imediatamente abaixo das suas superfícies [99]. A presença de cavidades na superfície da amostra CP_9 indica intensa deteriorização da resina. A figura (f) mostra a superfície do corpo de prova CP_9 em maior aumento, onde é possível observar algumas partículas livres e cavidades ao redor de um platô primário.

As observações metalográficas corroboram os resultados dos ensaios de desgaste realizados. A presença dos platôs secundários nas superfícies dos espécimes, por exemplo, explica a estabilização do coeficiente de atrito verificada e mostrada nos gráficos da figura 29. Da mesma forma, os aspectos superficiais das amostras CP_9 e CP_{11} , característicos da intensa decomposição do elemento aglutinante do material [36, 99] explicam o aumento da rugosidade superficial com o desgaste (e conseqüentemente com a temperatura), de acordo com a referência [104] e mostrado no gráfico (a) da figura 33. As características das superfícies das amostras CP_9 e CP_{11} também estão em conformidade com a redução da densidade observada nas

amostras testadas a temperaturas acima de 200°C, ilustrada na figura 31, pois elas apontam para presença de mecanismos não-mecânicos de desgaste.

4.1.7 Caracterização do Material de Atrito por meio da Massa Específica de Desgaste

Aplicou-se a técnica da regressão linear múltipla [38, 39] aos índices *SWM*, mostrados na tabela 9, considerando-se os valores de pressão de contato, em MPa, e de temperatura dos ensaios, em °C, mostrados na tabela 4. Obteve-se uma função de duas variáveis, $SWM(p_c, T)$, com confiabilidade de 95% e coeficiente de determinação, R^2 , de 0,95, Equação (53). A tabela 16 apresenta os dados da regressão linear múltipla.

$$SWM(p_c, T) = -(2,6 \times 10^{-8})p_c + (6,78 \times 10^{-10})T - (2,7 \times 10^{-8}) \quad (53)$$

Tabela 16 – Regressão Linear Múltipla Aplicada aos Valores de Massa Específica de Desgaste do Material de Atrito Determinados Experimentalmente

Coeficiente, β_1	Coeficiente, β_2	Constante, β_0	Função
$-2,6 \times 10^{-8}$	$6,78 \times 10^{-10}$	$-2,7 \times 10^{-8}$	$SWM(p_c, T) = -(2,6 \times 10^{-8})p_c + (6,78 \times 10^{-10})T - (2,7 \times 10^{-8})$

A figura 36 apresenta a superfície correspondente à função de duas variáveis $SWM(p_c, T)$.

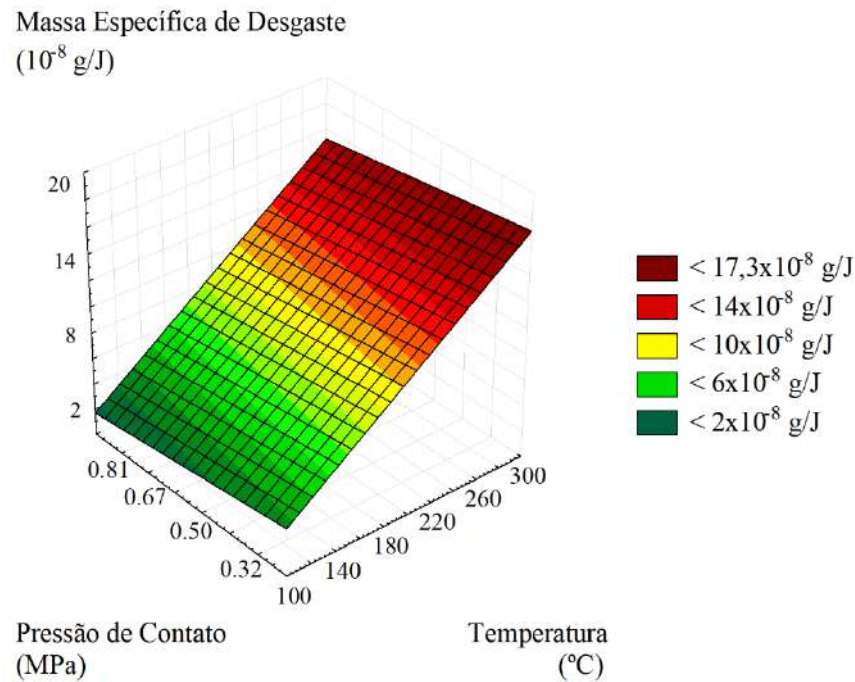


Fig. 36 – Caracterização do Material de Atrito: Variação da Massa Específica de Desgaste com a Pressão de Contato Média e com a Temperatura

A análise da superfície apresentada na figura 36 mostra que o material de atrito tende a reduzir, de forma pouco acentuada, a sua massa específica de desgaste com o aumento da pressão de contato, independentemente da variação da temperatura. Na verdade, o material de atrito ensaiado tende a variar pouco o seu índice *SWM*, mesmo com grandes oscilações na intensidade de carregamento mecânico. Por outro lado, o material de atrito se apresenta extremamente sensível à variação da temperatura, pois sua massa específica de desgaste se altera de forma significativa com ela.

Uma vez que a massa específica de desgaste é dada pela relação entre desgaste em massa e energia, ela é proporcional ao desgaste. Dessa forma, quanto maior a magnitude dessa característica, menor será a resistência desse material ao desgaste. Sob esse aspecto, percebe-se que a durabilidade do material de atrito ensaiado pode se alterar substancialmente e dependerá, essencialmente, da temperatura dos freios. Em contrapartida, não se esperam grandes variações na durabilidade que decorram do aumento da intensidade da pressão de contato entre material de atrito e tambor. A função $SWM(p_c, T)$ caracteriza, portanto, o material de atrito ensaiado quanto à sua capacidade de resistir ao desgaste, frente a diferentes condições de frenagem.

4.2 RESULTADOS DOS TESTES EM VEÍCULO: ENERGIA DISSIPADA

4.2.1 O Percurso

Definiu-se como percurso para o teste, 171 km do trecho fluminense da rodovia presidente Dutra (BR 116), entre os municípios de Resende e Piraí. O fato de o percurso ser parte de uma rota logística para o transporte de cargas por caminhões entre os municípios de São Paulo e Rio de Janeiro, foi predominante para a sua escolha.

O percurso de 171 km consistiu de dois trechos. O primeiro, no sentido Rio de Janeiro, se iniciava em Resende e terminava na região de Ponte Coberta no município de Piraí, totalizando 84,3 km. O segundo, no sentido São Paulo, começava em Ponte Coberta e terminava em Resende, totalizando 86,7 km.

O percurso executado durante os testes é mostrado nas figuras 37 e 38.

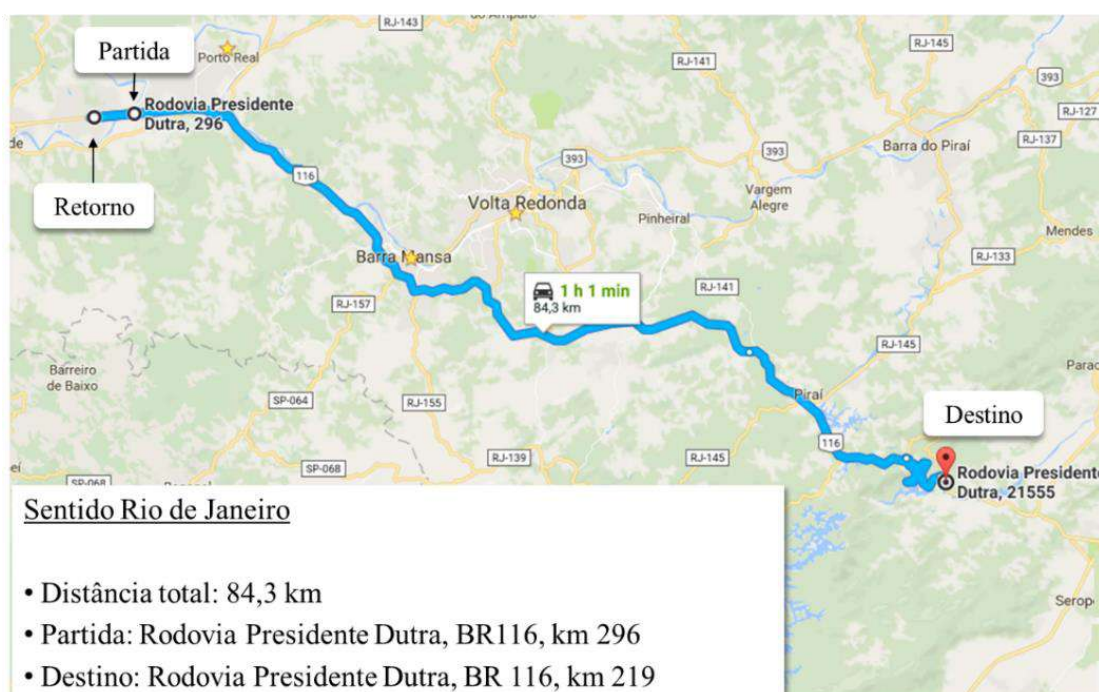


Fig. 37 – Imagem do Percurso do Veículo no Sentido do Município do Rio de Janeiro – Adaptado Google Maps

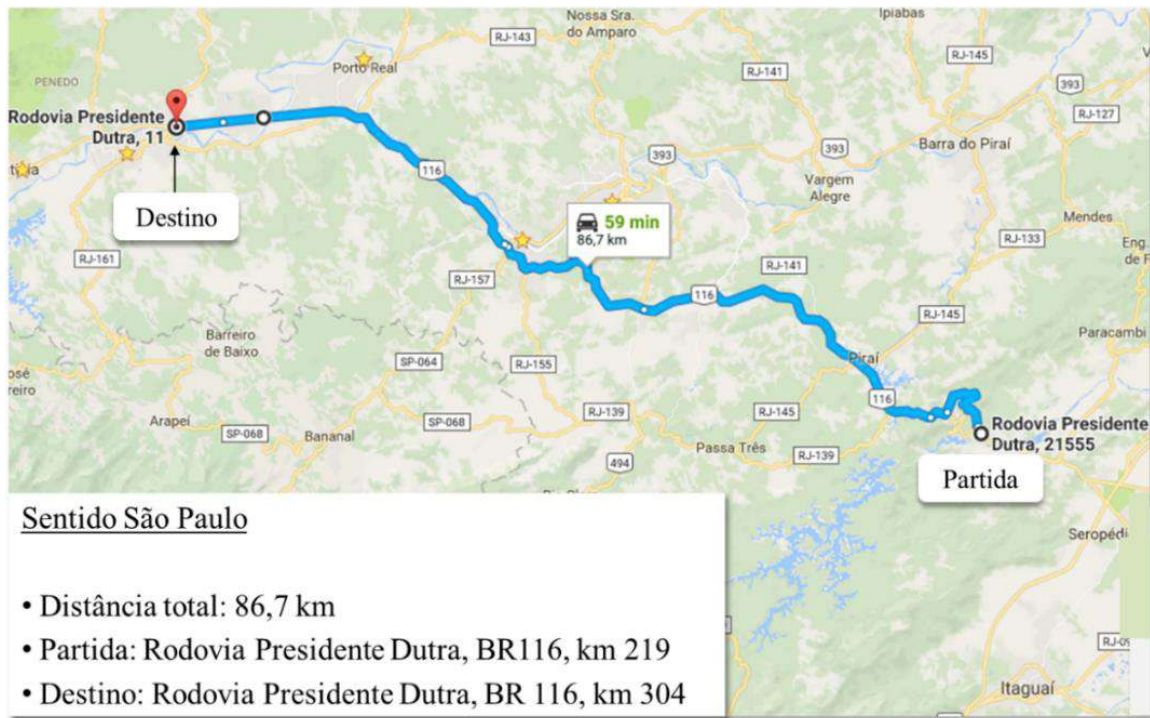


Fig. 38 – Imagem do Percurso do Veículo no Sentido do Município de São Paulo – Adaptado Google Maps

4.2.2 Veículo Carregado com 57 toneladas de Peso Bruto Total Combinado

Por meio da Equação (10) obteve-se, a partir da pressão pneumática no interior do atuador mecânico do freio, p_a , a força de atrito, F_d . A Equação (09) foi utilizada para converter a força de atrito em torque de frenagem, T_o . A pressão de contato média, \bar{p} , por sua vez, foi determinada a partir da pressão máxima de contato, p_{max} , e dos dados da tabela 5, por meio das Equações (02) e (05).

O gráfico (a) da figura 39 mostra a variação da pressão de contato média entre material de atrito e tambor e da temperatura do tambor de freio ao longo do percurso. O gráfico (b) apresenta a evolução da velocidade angular do tambor de freio no tempo, calculada a partir da velocidade do veículo, por meio da Equação (48). A temperatura do ambiente no início do teste foi de 22°C.

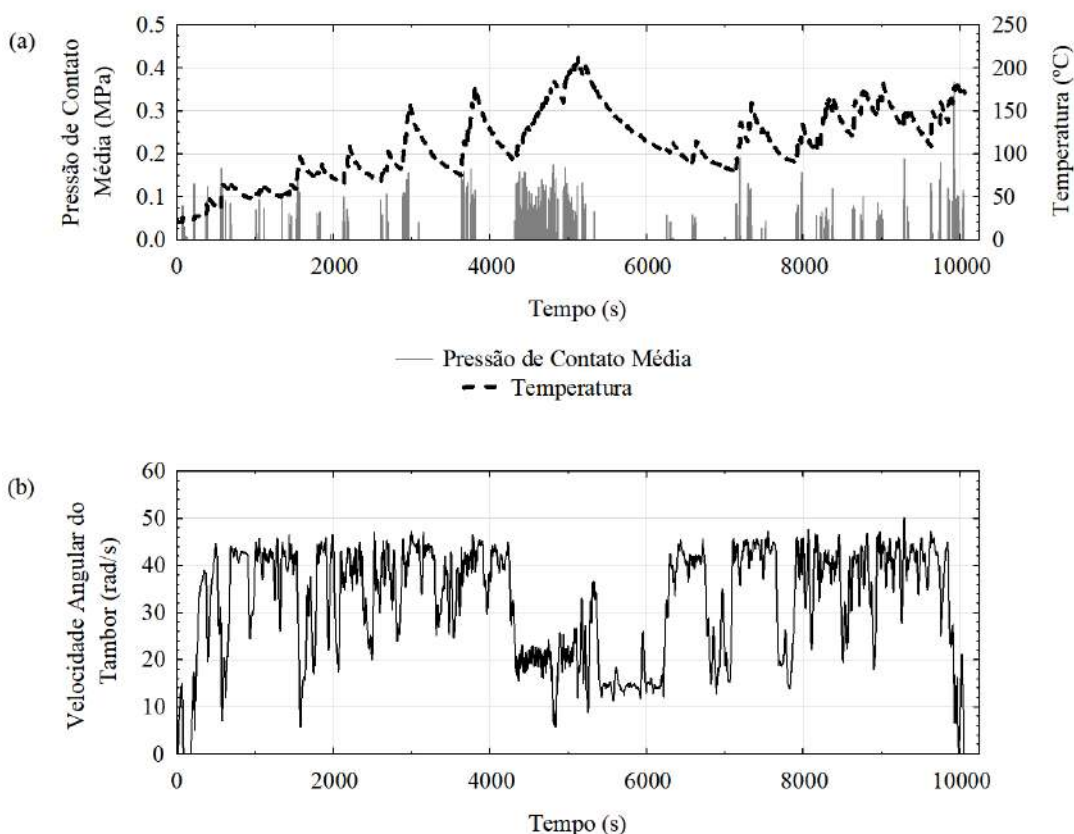


Fig. 39 – (a) Evolução da Pressão de Contato Média no Material de Atrito e Temperatura do Tambor no Tempo; (b) Evolução da Velocidade Angular do Tambor no Tempo – Peso Bruto Total Combinado de 57 toneladas

Durante o percurso do veículo com 57 toneladas de *PBTC*, a temperatura do tambor atingiu um máximo de 211°C após 5.125 s, conforme mostrado no gráfico (a). A máxima pressão de contato média observada durante o percurso foi de 0,37 MPa após 9.926 s de teste. A velocidade máxima atingida pelo tambor foi 50,1 rad/s, correspondendo a uma velocidade linear de escorregamento na interface com o material de atrito de 10,3 m/s.

A redução abrupta de velocidade observada na figura 39 (b) está relacionada à limitação de velocidade da via imposta pelas autoridades de trânsito em função de um trecho de descida de serra. Nesse período, entre 4.200 s e 5.500 s, observa-se que a temperatura do tambor de freio se elevou. O aumento da temperatura do tambor resultou do aumento da frequência de acionamento dos freios do veículo durante o trecho de descida. Um efeito inverso aconteceu entre 5.500 s e 7.000 s de teste. Nesse período, a temperatura do tambor reduziu devido à baixa frequência de acionamento dos freios durante o trecho de subida de serra.

Determinou-se também, a energia dissipada durante as frenagens do veículo ao longo do percurso, E_{pt} , por meio da Equação (16). A figura 40 apresenta a evolução do torque de frenagem e da energia dissipada com o tempo de percurso.

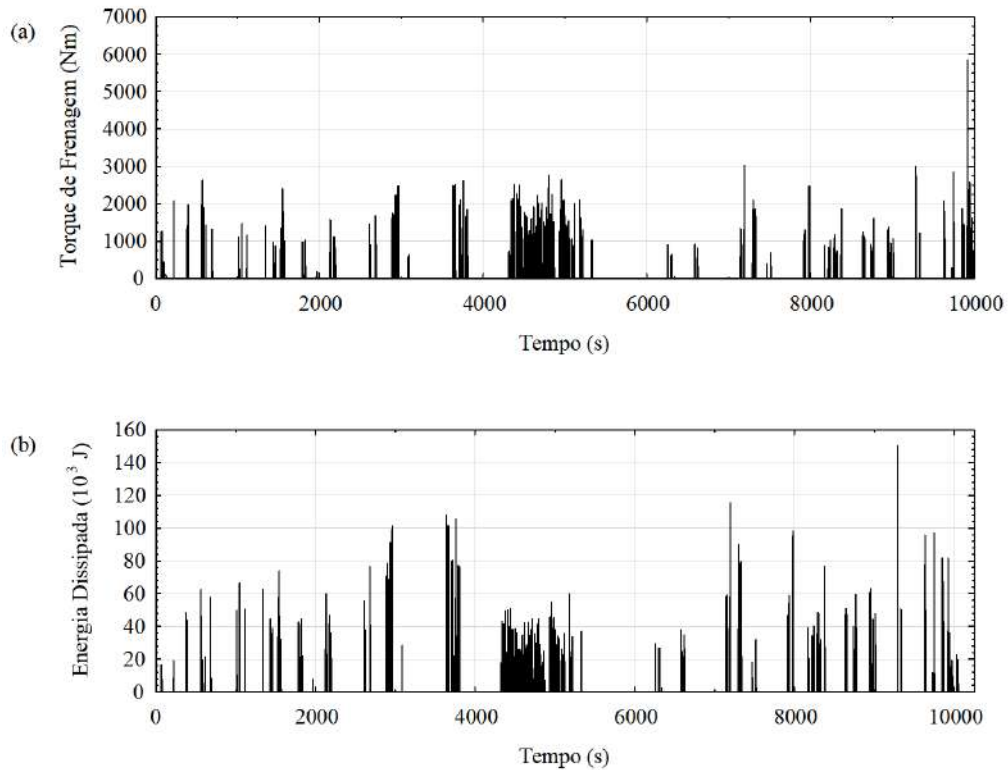


Fig. 40 – (a) Evolução do Torque de Frenagem no Tempo; (b) Evolução da Energia Dissipada no Tempo – Peso Bruto Total Combinado de 57 toneladas

No gráfico (a) da figura 40, observa-se que o maior torque de frenagem ocorre a 9.926 s, no instante de maior pressão de contato média. Percebe-se também a elevada frequência de atuação dos freios do veículo no trecho de descida de serra (entre 4.200 s e 5.500 s). Essa frequência de uso dos freios resulta em elevada dissipação de energia durante o período de descida, como se observa no gráfico (b). O inverso ocorre no trecho de subida de serra, entre 5.500 s e 7.000 s.

A tabela 17 apresenta a quantidade total de energia dissipada durante os eventos de frenagem do veículo carregado com *PBTC* de 57 toneladas. As quantidades de energia foram agrupadas e distribuídas segundo as faixas de pressão de contato e temperatura anteriormente definidas. Os campos da tabela com valores nulos indicam que não houve dissipação de energia a partir de eventos de frenagens ocorridos nessas faixas de pressão e temperatura. Utilizou-se,

para o somatório e agrupamento das energias, um programa desenvolvido de acordo com o algoritmo apresentado na figura 23.

Tabela 17 – Total de Energia Dissipada nas Frenagens Agrupado e Distribuído de Acordo com a Intensidade de Pressão de Contato Média e Temperatura – 57 toneladas de Peso Bruto Total Combinado

Faixas de Pressão de Contato Média, \bar{p} (\bar{p}_i) (MPa)	Faixas de Temperatura, T (T_j)				
	0°C	50°C	100°C	150°C	200°C
	a	a	a	a	a
	50°C (25°C)	100°C (75°C)	150°C (125°C)	200°C (175°C)	250°C (225°C)
	Energia Dissipada, $E_{pt\ ij}$ (10^4 J)				
0 – 0,1 (0,05)	58,67	463,57	635,61	411,44	28,19
0,1 – 0,2 (0,15)	38,16	95,67	489,06	202,84	9,64
0,2 – 0,3 (0,25)	0	0	0	5,76	0
0,3 – 0,4 (0,35)	0	0	0	8,14	0
0,4 – 0,5 (0,45)	0	0	0	0	0
Total de Energia Dissipada, E_{pt} (10^4 J)	2446,73				

4.2.3 Veículo Carregado com 74 toneladas de Peso Bruto Total Combinado

Assim como na seção anterior, partindo-se da pressão pneumática obteve-se, por meio da Equação (10), a força de atrito. Converteu-se a força de atrito em torque de frenagem por meio da Equação (09). A pressão de contato média foi determinada por meio das Equações (02) e (05).

O gráfico (a) da figura 41 mostra a evolução da pressão de contato média, \bar{p} , e da temperatura do tambor de freio, T , durante o percurso. O gráfico (b) apresenta a velocidade angular do tambor, calculada a partir da velocidade do veículo, por meio da Equação (48). A temperatura do ambiente no início do teste também foi de 22°C.

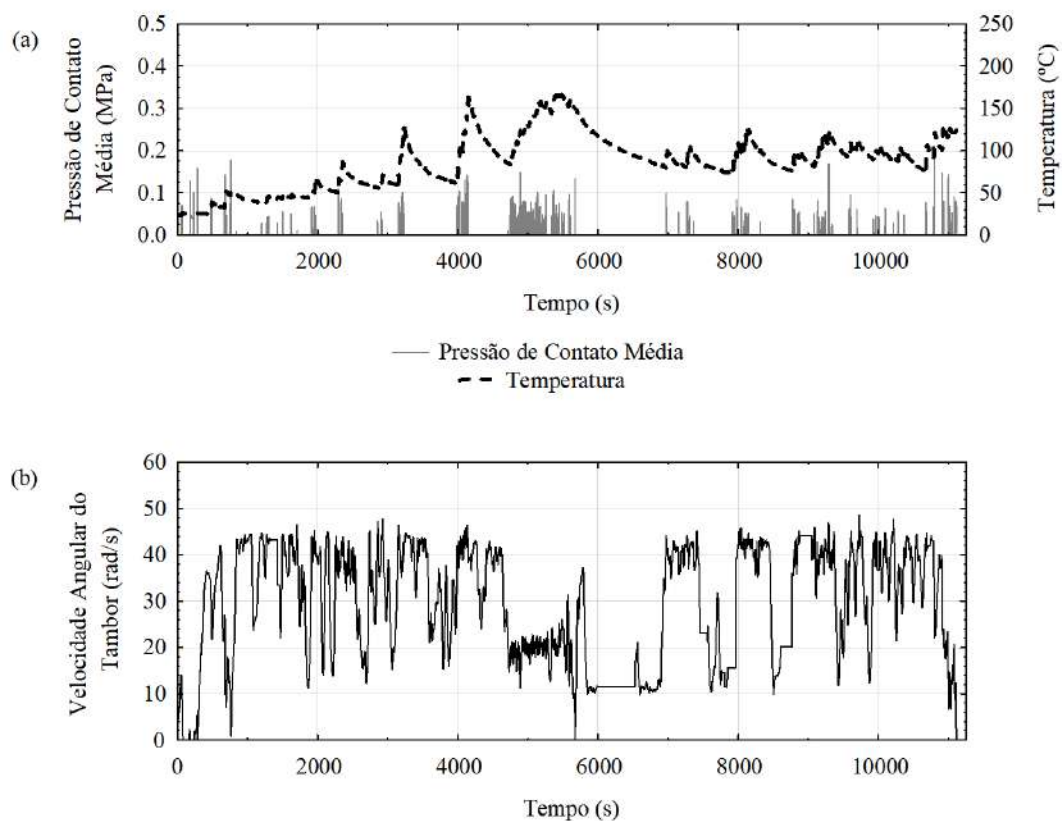


Fig. 41 – (a) Evolução da Pressão de Contato Média no Material de Atrito e Temperatura do Tambor no Tempo; (b) Evolução da Velocidade Angular do Tambor no Tempo – Peso Bruto Total Combinado de 74 toneladas

Ao longo da rota, com o veículo tracionando 74 toneladas de *PBTC*, a temperatura do tambor variou entre 22,9°C e 168°C, no começo e após 5.455 s, respectivamente, conforme mostrado no gráfico (a). A pressão de contato média atingiu seu valor máximo (0,2 MPa) após 5.121 s. A velocidade angular máxima atingida pelo tambor foi de 48,6 rad/s, correspondente a uma velocidade linear de escorregamento na interface com o material de atrito de 10 m/s.

De forma similar ao teste anterior, a redução de velocidade observada entre 4.300 s e 5.750 s está relacionada à limitação de velocidade da via. O aumento da temperatura do tambor durante esse período resultou do aumento da frequência de acionamento dos freios na descida de serra. O inverso aconteceu entre 5.750 s e 8.000 s de teste. Nesse período a temperatura do tambor reduziu em decorrência da baixa frequência de acionamento dos freios.

A energia dissipada nas frenagens do veículo ao longo do percurso foi determinada por meio da Equação (16). A figura 42, a seguir, apresenta a evolução do torque de frenagem e da energia dissipada com o tempo de percurso.

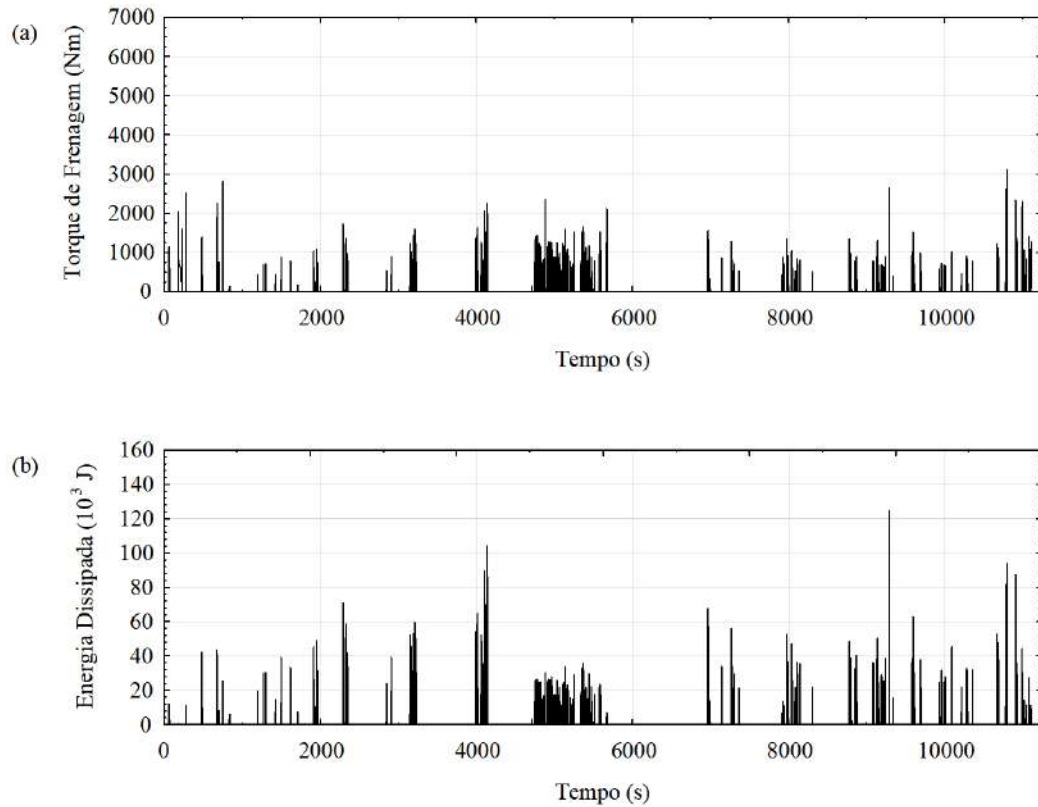


Fig. 42 – (a) Evolução do Torque de Frenagem no Tempo; (b) Evolução da Energia Dissipada no Tempo – Peso Bruto Total Combinado de 74 toneladas

De forma análoga ao teste com 57 toneladas de peso bruto total combinado, percebe-se a elevada frequência de atuação dos freios do veículo no trecho de descida de serra. Essa frequência também resultou em elevada dissipação de energia durante o período de descida, como se observa no gráfico (b). O inverso ocorreu no trecho de subida de serra, entre 5.750 s e 8.000 s.

A tabela 18 apresenta a quantidade total de energia dissipada durante as frenagens do veículo carregado com *PBTC* de 74 toneladas. As quantidades de energia também foram agrupadas e distribuídas segundo as faixas de pressão de contato e temperatura anteriormente definidas.

Tabela 18 – Total de Energia Dissipada nas Frenagens Agrupado e Distribuído de Acordo com a Intensidade de Pressão de Contato Média e Temperatura – 74 toneladas de Peso Bruto
Total Combinado

Faixas de Pressão de Contato Média, \bar{p} (\bar{p}_i) (MPa)	Faixas de Temperatura, T (T_j)				
	0°C	50°C	100°C	150°C	200°C
	a 50°C (25°C)	a 100°C (75°C)	a 150°C (125°C)	a 200°C (175°C)	a 250°C (225°C)
Energia Dissipada, $E_{pt\ ij}$ (10^4 J)					
0 – 0,1 (0,05)	83,79	593,36	437,08	128,03	0
0,1 – 0,2 (0,15)	23,49	20,05	128,99	20,36	0
0,2 – 0,3 (0,25)	0	0	0	0	0
0,3 – 0,4 (0,35)	0	0	0	0	0
0,4 – 0,5 (0,45)	0	0	0	0	0
Total de Energia Dissipada, E_{pt} (10^4 J)	1435,14				

4.2.4 Quantidades Totais de Energia Dissipada e Análise dos Resultados

Após finalizados os ensaios, obteve-se o total de energia dissipada nas frenagens, por meio do somatório das suas quantidades, apresentadas nas tabelas 17 e 18. As quantidades de energia foram somadas em cada uma das faixas de pressão de contato média e de temperatura do tambor. Os valores totais estão descritos na tabela 19.

Tabela 19 – Total de Energia Dissipada nas Frenagens Agrupado e Distribuído de Acordo com a Intensidade de Pressão de Contato Média e Temperatura – Teste Completo

Faixas de Pressão de Contato Média, \bar{p} (\bar{p}_i) (MPa)	Faixas de Temperatura, T (T_j)				
	0°C	50°C	100°C	150°C	200°C
	a 50°C (25°C)	a 100°C (75°C)	a 150°C (125°C)	a 200°C (175°C)	a 250°C (225°C)
Energia Dissipada, $E_{pt\ ij}$ (10^4 J)					
0 – 0,1 (0,05)	142,45	1056,93	1072,69	539,47	28,19
0,1 – 0,2 (0,15)	61,65	115,72	618,05	223,20	9,64
0,2 – 0,3 (0,25)	0	0	0	5,76	0
0,3 – 0,4 (0,35)	0	0	0	8,14	0
0,4 – 0,5 (0,45)	0	0	0	0	0
Total de Energia Dissipada, E_{pt} (10^4 J)	3881,88				

Na figura 43, são mostrados diagramas contendo as quantidades relativas de energia agrupadas de acordo com a intensidade de pressão e temperatura para os testes com 57 t de *PBTC*, 74 t de *PBTC*, e somando-se os dois. Nela constam também, gráficos de contorno correspondentes, que mostram a distribuição da concentração de energia no domínio da pressão de contato e da temperatura. Os gráficos de contorno da figura 43 aproximam os valores calculados de energia pelo método dos mínimos quadrados.

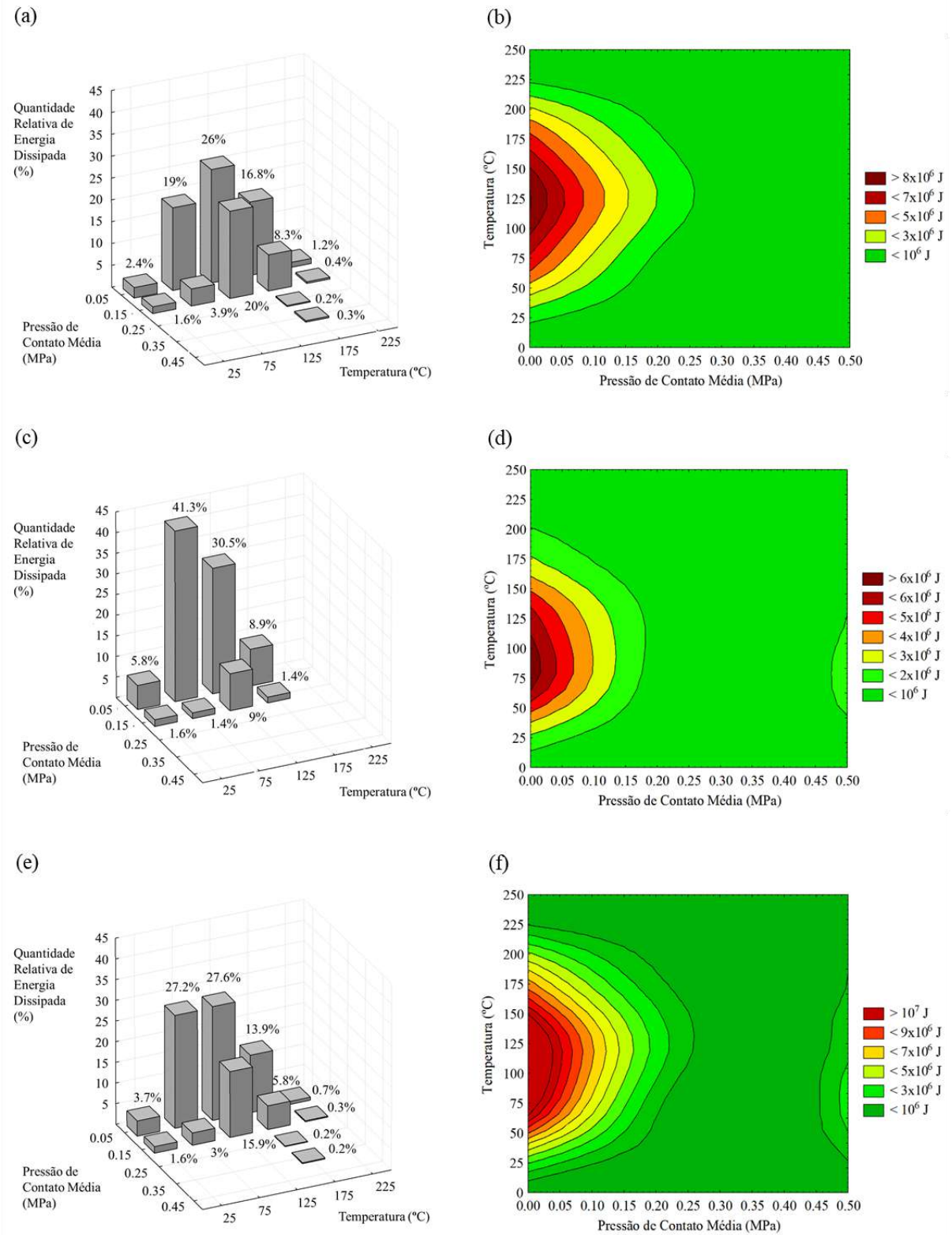


Fig. 43 – Distribuição da Energia Dissipada de acordo com a Intensidade de Pressão de Contato Média e Temperatura Durante os Testes em Veículo: (a) Energia por Faixa – 57 t; (b) Gráfico de Contorno – 57 t; (c) Energia por Faixa – 74 t; (d) Gráfico de Contorno – 74 t; (e) Energia por Faixa – Total; (f) Gráfico de Contorno – Total

A análise do gráfico (a) da figura 43 mostra que do total de energia dissipada durante o teste com 57 t ($2,45 \times 10^7$ J), 65% resultou de carregamentos mecânicos cuja intensidade de pressão de contato média não ultrapassou 0,1 MPa. Ao mesmo tempo, praticamente todo o restante, ou seja, 34,2%, foi resultado de carregamentos de frenagem que oscilaram entre 0,1 e 0,2 MPa. O gráfico de contorno apresentado em (b) mostra que a maior quantidade de energia foi dissipada com os freios em temperaturas entre 50°C e 200°C.

Já a análise da distribuição de energia durante o teste do veículo com 74 t de *PBTC*, gráfico (c), mostra que 86,5% do total de energia dissipada (de um total de $1,44 \times 10^7$ J), resultou de carregamentos de intensidade menores ou iguais a 0,1 MPa. O restante, 13,5%, foi resultado de pressões de contato média que variaram entre 0,1 e 0,2 MPa. O gráfico (c) mostra também, que a temperatura permaneceu inferior a 200°C durante todo o teste. No gráfico de contorno (d) é possível observar que a maior parte da energia dissipada durante a aplicação dos freios aconteceu a temperaturas que oscilaram entre 25°C e 175°C.

A distribuição das quantidades totais de energia de acordo com as faixas de carregamento mecânico e temperatura é apresentada no gráfico (e) da figura 43. O gráfico de contorno correspondente é mostrado em (f). É possível verificar que durante todo o teste em veículo, a energia dissipada concentrou-se em pressões de contato que não ultrapassaram 0,4 MPa. Sendo que cerca de 73% dos $3,88 \times 10^7$ J totais, foi dissipada a pressões inferiores a 0,1 MPa. A temperatura do tambor de freio também não ultrapassou 250°C durante todo o teste.

O fato de praticamente toda a energia dissipada ser resultado de reduzida pressão de contato média, mostra que pouco do potencial de frenagem disponível no veículo foi utilizado durante o percurso. A maior pressão de contato média determinada durante os testes foi de 0,37 MPa, ao passo que o sistema de frenagem do veículo é capaz de gerar pressões na ordem de 1,7 MPa sobre o material de atrito, conforme mostrado na tabela 5.

Os testes em veículo foram caracterizados por eventos de frenagem de reduzido torque. O torque reduzido, por sua vez, implicou em pressões de contato de baixa intensidade, já que é proporcional a essa grandeza, em conformidade com as Equações (02) e (05) [42, 43, 45]. Como consequência direta das frenagens de reduzido torque, o tambor de freio e o material de atrito permaneceram, relativamente, com temperaturas reduzidas. Segundo *Limpert* [42], essa característica da aplicação do veículo configura ciclos repetitivos de frenagem de baixa intensidade.

4.3 A APLICAÇÃO DO MÉTODO DA REGRA DE ACÚMULO DE DANOS POR DESGASTE

4.3.1 Determinação da Energia de Desgaste Total

As massas específicas de desgaste, SWM_{ij} , correspondentes às 5 intensidades de pressão de contato média, \bar{p}_l e aos 5 níveis de temperatura do freio, T_j , foram obtidas por meio da Equação (53). A tabela 20 apresenta os valores de SWM_{ij} separados e agrupados de acordo com as correspondentes faixas de carregamento mecânico e temperatura.

Tabela 20 – Valores de Massa Específica de Desgaste Correspondentes às Pressões de Contato e Temperaturas Medidas durante o Teste Veicular

		Faixas de Temperatura				
		0°C	50°C	100°C	150°C	200°C
Faixas de Pressão de Contato Média (MPa)	Pressão de Contato Média, \bar{p}_l (MPa)	a	a	a	a	a
		50°C	100°C	150°C	200°C	250°C
		Temperatura, T_j				
		25°C	75°C	125°C	175°C	225°C
		Massa Específica de Desgaste (10^{-8} g/J)				
0 – 0,1	0,05	0	2,43	5,8	9,18	12,6
0,1 – 0,2	0,15	0	2,16	5,53	8,91	12,3
0,2 – 0,3	0,25	0	1,89	5,26	8,64	12,1
0,3 – 0,4	0,35	0	1,62	4,99	8,37	11,7
0,4 – 0,5	0,45	0	1,35	4,72	8,1	11,5

A partir dos valores de SWM e da massa útil de material de atrito do freio do veículo, m_u , (disponível na tabela 5), foram determinados os valores de $E_{at\ ij}$, conforme Equação (37). Os valores de $E_{at\ ij}$, referentes ao material de atrito testado, são apresentados na tabela 21.

Tabela 21 – Valores de Energia de Desgaste Total Correspondentes às Pressões de Contato e Temperaturas Medidas durante o Teste Veicular

		Faixas de Temperatura				
		0°C	50°C	100°C	150°C	200°C
Faixas de Pressão de Contato Média (MPa)	Pressão de Contato Média, \bar{p}_i (MPa)	a	a	a	a	a
		50°C	100°C	150°C	200°C	250°C
		Temperatura, T_j				
		25°C	75°C	125°C	175°C	225°C
		Energia de Desgaste Total, $E_{d\ ij}$ (10^{10} J)				
0 – 0,1	0,05	0	11,8	4,95	3,13	2,29
0,1 – 0,2	0,15	0	13,3	5,19	3,22	2,34
0,2 – 0,3	0,25	0	15,2	5,46	3,32	2,39
0,3 – 0,4	0,35	0	17,8	5,75	3,43	2,45
0,4 – 0,5	0,45	0	21,3	6,08	3,55	2,50

4.3.2 Aplicação da Regra de Acúmulo de Danos por Desgaste e Previsão da Durabilidade do Material de Atrito

O dano por desgaste relacionado a cada uma das intensidades de pressão de contato e de temperatura, $W_{D\ ij}$, foi determinado por meio da Equação (39) para todo $E_{at\ ij} > 0$. Os valores de $E_{pt\ ij}$ e $E_{at\ ij}$, necessários para o cálculo do dano, estão descritos, respectivamente, nas tabelas 19 e 21. A tabela 22 apresenta os valores calculados de $W_{D\ ij}$.

Tabela 22 – Valores de Dano por Desgaste Correspondentes às Pressões de Contato e Temperaturas Medidas durante o Teste Veicular

Faixas de Pressão de Contato Média (MPa)	Pressão de Contato Média, \bar{p}_i (MPa)	Faixas de Temperatura				
		0°C	50°C	100°C	150°C	200°C
		a	a	a	a	a
		50°C	100°C	150°C	200°C	250°C
Temperatura, T_j						
Dano por Desgaste, $W_{D ij}$ (10^{-6})						
25°C						
75°C						
125°C						
175°C						
225°C						
0 – 0,1	0,05	0	89,36	216,78	172,44	12,33
0,1 – 0,2	0,15	0	8,7	119,09	69,24	4,12
0,2 – 0,3	0,25	0	0	0	1,73	0
0,3 – 0,4	0,35	0	0	0	2,37	0
0,4 – 0,5	0,45	0	0	0	0	0

Ao se aplicar a Equação (40), chegou-se ao dano total acumulado pelo material de atrito do freio dianteiro do veículo durante o teste, cujo valor foi: $W_D = 6,96 \times 10^{-4}$. A Equação (42) foi então utilizada para se obter a durabilidade do material de atrito, conforme descrito na tabela 23.

Tabela 23 – Durabilidade do Material de Atrito Obtida por meio da Aplicação da Regra de Acúmulo de Danos por Desgaste

Tipo de Material de Atrito	Teste de Medição da Energia Dissipada			Dano por Desgaste, W_D	Durabilidade, D (km)
	Etapa	Quilometragem Parcial (km)	Quilometragem Total, M (km)		
<i>Non-Asbestos Organic</i>	Percurso com 57 toneladas	171	342	$6,96 \times 10^{-4}$	491.265
	Percurso com 74 toneladas	171			

A durabilidade projetada para o material de atrito de 491.265 km representa a distância total a ser percorrida pelo veículo antes que toda a massa de material de atrito do seu freio

dianteiro se desgaste. Para isso, assume-se que ao longo da sua vida, a quantidade de energia dissipada durante os 342 km percorridos pelo veículo, se repetirá.

4.4 RESULTADO DO TESTE DE DURABILIDADE E APLICAÇÃO DO MÉTODO INDUSTRIAL PARA PREVER A VIDA DO MATERIAL DE ATRITO

4.4.1 Medição e Cálculo das Espessuras Úteis do Material de Atrito do Freio – Teste de Durabilidade

Terminado o teste para determinação da energia dissipada, os freios dianteiros do veículo A foram desmontados e inspecionados. O freio dianteiro esquerdo, selecionado para acompanhamento da durabilidade, teve a espessura do seu material de atrito medida.

As tabelas 24 e 25 apresentam, respectivamente, os valores das espessuras medidas e úteis, e_m e e_u , correspondentes às cavidades para rebites dos materiais de atrito das sapatas primária e secundária do freio. Os valores das espessuras úteis foram determinados por meio da Equação (52).

Tabela 24 – Valores das Espessuras Medidas e Úteis de Material de Atrito – Teste de Durabilidade: Medição Inicial na Sapata Primária Esquerda

Lado	Fileira de rebites	Posição	Espessura Medida, e_m (mm)	Espessura Útil, e_u (mm)	Lado	Fileira de rebites	Posição	Espessura Medida, e_m (mm)	Espessura Útil, e_u (mm)	
S-came										
Lado interno (flange do tambor)	<i>a</i>	1	13,36	12,36	Lado externo (guarda-pó)	<i>a</i>	5	13,09	12,09	
		2	13,39	12,39			<i>b</i>	6	12,96	11,96
		3	12,68	11,68			<i>c</i>	7	12,3	11,3
		4	11,3	10,3			<i>d</i>	8	10,83	9,83
Ancoragem										

Tabela 25 – Valores das Espessuras Medidas e Úteis de Material de Atrito – Teste de Durabilidade: Medição Inicial na Sapata Secundária Esquerda

Lado	Fileira de rebites	Posição	Espessura Medida, e_m (mm)	Espessura Útil, e_u (mm)	Lado	Fileira de rebites	Posição	Espessura Medida, e_m (mm)	Espessura Útil, e_u (mm)
S-came									
Lado interno (flange do tambor)	e	1	13,03	12,03	Lado externo (guarda-pó)	e	5	13,24	12,24
	f	2	13,06	12,06		f	6	13,03	12,03
	g	3	12,37	11,37		g	7	12,36	11,36
	h	4	10,99	9,99		h	8	10,89	9,89
Ancoragem									

Após a medição das espessuras do material de atrito, os freios dianteiros foram instalados no *veículo B* e iniciou-se o teste de durabilidade. Acumulou-se até o final do teste, um total de 9.403,2 km, alternando-se o *PBTC* do veículo entre 57 t e 74 t de carga. O teste foi realizado na mesma rota em que se executou o teste para determinação da energia dissipada.

Assim como feito no início do ensaio, mediu-se, após terminado o teste de durabilidade, as espessuras do material de atrito do freio dianteiro esquerdo. As tabelas 26 e 27 apresentam os valores de e_m e de e_u para ambas sapatas primária e secundária. As espessuras úteis também foram determinadas por meio da Equação (52).

Tabela 26 – Valores das Espessuras Medidas e Úteis de Material de Atrito – Teste de Durabilidade: Medição Final na Sapata Primária Esquerda

Lado	Fileira de rebites	Posição	Espessura Medida, e_m (mm)	Espessura Útil, e_u (mm)	Lado	Fileira de rebites	Posição	Espessura Medida, e_m (mm)	Espessura Útil, e_u (mm)
S-came									
Lado interno (flange do tambor)	<i>a</i>	1	13,19	12,19	Lado externo (guarda-pó)	<i>a</i>	5	13,13	12,13
		2	13,14	12,14			6	12,59	11,59
		3	12,41	11,41			7	12,14	11,14
		4	10,99	9,99			8	10,71	9,71
Ancoragem									

Tabela 27 – Valores das Espessuras Medidas e Úteis de Material de Atrito – Teste de Durabilidade: Medição Final na Sapata Secundária Esquerda

Lado	Fileira de rebites	Posição	Espessura Medida, e_m (mm)	Espessura Útil, e_u (mm)	Lado	Fileira de rebites	Posição	Espessura Medida, e_m (mm)	Espessura Útil, e_u (mm)
S-came									
Lado interno (flange do tambor)	<i>e</i>	1	12,93	11,93	Lado externo (guarda-pó)	<i>e</i>	5	12,93	11,93
		2	12,74	11,74			6	9,77	8,77
		3	12,1	11,1			7	12,27	11,27
		4	10,78	9,78			8	10,78	9,78
Ancoragem									

4.4.2 Aplicação do Método Industrial para Prever a Durabilidade do Material de Atrito

Os valores das espessuras úteis apresentadas nas tabelas de 24 a 27 foram utilizados para se determinar a durabilidade do material de atrito [40]. Aplicou-se a técnica da regressão linear aos valores médios das espessuras correspondentes a cada uma das fileiras de rebites das sapatas de freio. As fileiras estão identificadas nas tabelas de 24 a 27 pelas letras *a*, *b*, *c* e *d* (primária) e *e*, *f*, *g* e *h* (secundária). Na fileira de rebites *a* (na sapata primária), a diferença entre

a espessura medida na posição 5, no início e após percorridos os 9.403,2 km de teste, resultou em valor negativo, indicando provável erro na medição. Em razão disso, os valores medidos nessa fileira foram desconsiderados.

As regressões lineares aplicadas às médias das espessuras úteis levaram a funções do tipo $e_u(x) = \beta_0 + \beta_1 x$. Ao se fazer $e_u(x) = 0$ nas funções, obtiveram-se estimativas de quilometragem, x , para o término da espessura útil nas fileiras de rebites correspondentes. A média dessas estimativas definiu a projeção da durabilidade do material de atrito por sapata e por freio.

Os coeficientes β_1 e as constantes β_0 das funções e as estimativas de durabilidade para o material de atrito por fileira de rebite, por sapata e por freio, são apresentadas na tabela 28.

Tabela 28 – Regressões Lineares Aplicadas aos Valores das Espessuras Úteis: Sapatas Primária e Secundária do Freio Dianteiro do Veículo

Resultado das Regressões Lineares		Sapata Primária				Sapata Secundária			
Fileira de Rebites		<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>
Coeficientes β_1		-2×10^{-5}	-3×10^{-5}	-2×10^{-5}	-2×10^{-5}	-2×10^{-5}	-3×10^{-5}	-2×10^{-5}	-2×10^{-5}
Constantes β_0		12,36	12,18	11,49	10,07	12,14	12,05	11,37	9,94
Durabilidade									
Média por Fileira de Rebite (km)		618.000	405.833	574.500	503.250	606.750	401.500	568.250	497.000
Durabilidade									
Média por Sapata (km)			525.396				557.333		
Durabilidade									
Média por Freio (km)					541.365				

As equações $e_u(x) = 0$ levaram a durabilidades que variaram entre 401.500 km e 618.000 km. Os valores médios por sapatas corresponderam a 525.396 km para a primária e a 557.333 km para a secundária. Considerou-se como resultado final para a durabilidade do material de atrito do freio, a média entre os valores obtidos para cada uma das sapatas. Dessa forma, o método industrial de previsão resultou em uma durabilidade de 541.365 km para o material de atrito.

As regressões lineares estão representadas nos gráficos (a) e (b) da figura 44.

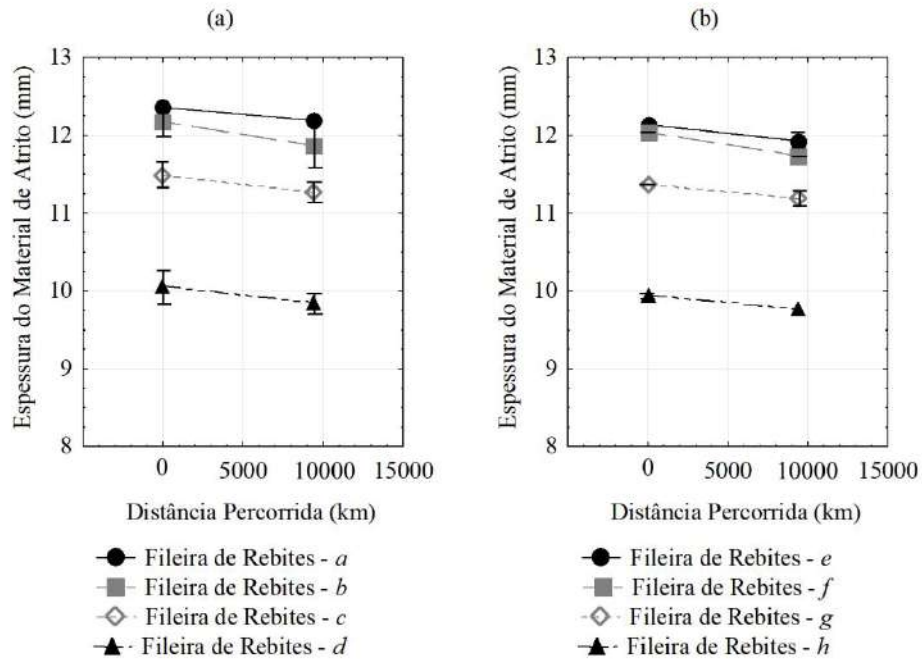


Fig. 44 – Método Industrial para Previsão de Durabilidade do Material de Atrito: (a) Resultado Obtido para a Sapata Primária; (b) Resultado Obtido para a Sapata Secundária

4.5 COMPARAÇÃO ENTRE O MÉTODO DA REGRA DE ACÚMULO DE DANOS POR DESGASTE E O MÉTODO INDUSTRIAL

O erro percentual, E , entre os valores de durabilidade obtidos por ambos métodos da regra de acúmulo de danos por desgaste e industrial, foi calculado conforme Equação (54):

$$E = 100 - [(100D)/D_m] \quad (54)$$

Onde D_m é a durabilidade obtida por meio do método industrial.

A tabela 29 apresenta as durabilidades obtidas por meio dos diferentes métodos, assim como o erro percentual associado.

Tabela 29 – Durabilidades do Material de Atrito Obtidas por meio dos Métodos da Regra de Acúmulo de Danos por Desgaste e Industrial

Método	Durabilidade do Material de Atrito (km)
Regra de Acúmulo de Danos por Desgaste, D	491.265
Método Industrial, D_m	541.365
Erro Percentual, E (%)	9,25

A durabilidade obtida pelo método proposto por essa Tese foi similar à obtida por meio da técnica adotada pela indústria [40]. A aplicação da regra de acúmulo de danos por desgaste levou a uma durabilidade de 491.265 km, ao passo que a aplicação do método industrial, a 541.365 km. O erro percentual entre os métodos foi de 9,25%, indicando que a regra de acúmulo de danos por desgaste é uma ferramenta que também pode ser aplicada na indústria para se prever o comportamento de materiais de atrito de freios a tambor.

A principal vantagem em se usar a regra de acúmulo de danos por desgaste, em vez do método industrial, reside no tempo necessário para se obter a previsão da durabilidade do material de atrito. Para a aplicação do método proposto, foi necessário se caracterizar o material por meio de testes de desgaste e se calcular a energia dissipada nas frenagens ao longo da operação do veículo. Uma vez que os ensaios de desgaste normalmente já são executados durante o desenvolvimento do produto pelos fabricantes, pode-se dizer que os ganhos em tempo, que se refletirão na redução dos custos de projeto do componente, decorrem da não necessidade de se realizar testes veiculares de longa duração. A metodologia desenvolvida e apresentada nessa Tese demonstra esse benefício. Para a aplicação da regra de acúmulo de danos por desgaste, foi necessário que o veículo percorresse 342 km, distância que caracteriza a sua operação. Em contrapartida, para a aplicação do método industrial, o veículo precisou percorrer, nas mesmas condições de carga e velocidade, um total de 9.403,2 km, distância mínima para caracterizar o desgaste do material de atrito. Essa diferença entre as distâncias percorridas representa uma redução percentual no tempo de execução do teste de 96,4%.

4.6 CONSIDERAÇÕES PARA A APLICAÇÃO DO MÉTODO DA REGRA DE ACÚMULO DE DANOS POR DESGASTE

Embora a regra de acúmulo de danos por desgaste apresente vantagens em relação ao método atualmente aplicado pela indústria, é importante ressaltar fatores que podem influenciar na sua acuracidade. A generalização do método para uma ampla gama de materiais, bem como o efeito das características do teste de desgaste [2] e a contaminação dos freios durante a operação do veículo [40], são exemplos desses fatores.

Um dos maiores desafios para os pesquisadores é entender os efeitos da diversidade da composição dos materiais de atrito sobre o seu comportamento em relação ao desgaste. Diferentes balanços entre seus constituintes, bem como sua ampla variedade, poderiam afetar a caracterização do material por meio dos testes de desgaste. De acordo com os trabalhos publicados por *Jahangiri et al.* [29, 30], a diversidade dos materiais submetidos a processos de desgaste se relaciona diretamente com as características que irão defini-lo. As faixas de temperatura de frenagem, o coeficiente de atrito e as condições de lubrificação são exemplos dessas características. Modificações nessas condições resultarão em mudanças na quantidade de energia dissipada durante o processo. No entanto, com base nesses mesmos estudos publicados [29, 30], pode-se dizer que essa alteração seria compensada por modificações na quantidade do desgaste correspondente. Nesse caso, o equilíbrio entre a energia e o desgaste, ou seja, a massa específica de desgaste e, conseqüentemente, o dano por desgaste, não seriam afetados pela diversidade do material de atrito. Embora investigações adicionais devam ser realizadas, acredita-se que a aplicação do método da regra de acúmulo de danos por desgaste para prever a durabilidade desse tipo de material, seja válida, independentemente da variedade dos seus constituintes.

Conforme demonstrado por *Blau* [2], a escolha do equipamento para se caracterizar o material de atrito quanto ao desgaste é outro fator que pode afetar a acuracidade do método. O tipo de ensaio, assim como o tamanho das amostras de desgaste em relação aos freios em tamanho normal, influenciam os processos de formação e manutenção do filme de transferência na superfície do material de atrito. As características do filme definirão a evolução e o comportamento do coeficiente de atrito durante os eventos de frenagem. Isso impactará na quantidade de energia dissipada e na quantidade de desgaste gerado durante o processo. Estudos complementares seriam necessários para entender melhor as implicações desse efeito sobre o equilíbrio entre o desgaste e a energia. Uma das alternativas para se minimizar possíveis efeitos decorrentes desse fator na aplicação do método descrito na presente Tese, seria a alteração da constante das Equações (41) e (42) para um valor menor ou maior que “1”. Esse ajuste compensaria possíveis discrepâncias entre os resultados obtidos no teste e na operação do veículo.

A contaminação dos freios do veículo por agentes externos é outro fator que deve ser considerado ao se avaliar a aplicabilidade do método proposto. Detritos, poeira, lama e água, se em contato com o material de atrito, podem modificar a sua resposta ao processo de desgaste, afetando diretamente a sua durabilidade [40]. O método não leva em consideração o efeito da contaminação na durabilidade do material de atrito. Entretanto, deve-se considerar, que o valor unitário das Equações (41) e (42) também poderia ser ajustado de forma a compensar os efeitos da contaminação, característicos da operação do veículo, na durabilidade desse componente de desgaste.

6 CONCLUSÕES

Com base nos resultados e discussões apresentadas nessa Tese, podem-se enumerar diversas conclusões, relacionadas tanto à caracterização, quanto ao método proposto para se estimar a durabilidade de materiais de atrito de freios a tambor.

Quanto à caracterização do material de atrito em bancada, por meio do ensaio do tipo *Chase*, conclui-se:

- A análise da evolução do coeficiente de atrito com o número de frenagens mostrou que o aumento da intensidade de carga normal aplicada faz com que o regime permanente, caracterizado pelo processo de consolidação e delaminação do filme de transferência do material, seja antecipado. Esse efeito, que conseqüentemente reduz o período de *running-in*, se intensifica com o aumento da temperatura.
- A densidade do material de atrito muda na medida que a temperatura aumenta. Essa constatação mostra que, de fato, os materiais de atrito passam por modificações estruturais severas em ambiente de elevada temperatura.
- Em ambientes onde predominam temperaturas excessivas há ocorrência de mecanismos de desgaste não mecânicos, como por exemplo, a oxidação dos constituintes orgânicos do material de atrito. Como as massas específicas de desgaste, *SWM*, resultam da relação entre desgaste em massa e energia, podem ser determinadas de forma precisa, independentemente de o processo ser dominado por mecanismos de desgaste induzidos termicamente. Isso faz com que a massa específica de desgaste seja um excelente parâmetro para se caracterizar materiais de atrito quanto ao desgaste.

Quanto ao método sugerido para previsão da durabilidade de materiais de atrito em serviço, as seguintes conclusões podem ser listadas:

- A previsão da durabilidade do material de atrito ensaiado, obtida por meio da aplicação da regra de acúmulo de danos por desgaste e a obtida por meio do método industrial, foram muito similares. Esse fato indica que a regra de acúmulo de danos por desgaste também pode ser considerada uma ferramenta de aplicação industrial para se prever a durabilidade desse tipo de componente em serviço.
- O método da regra de acúmulo de danos por desgaste pode ser extremamente preciso se aplicado para prever a durabilidade de materiais de atritos de veículos que operam em áreas fechadas. Nesses ambientes, os veículos circulam nas mesmas rotas, executando ciclos repetitivos de carregamento e descarregamento de cargas ou mercadorias. Há, portanto, grande probabilidade de que os carregamentos mecânicos decorrentes das frenagens resultem em quantidades de energia dissipada similares ao longo da vida do material de atrito. Dessa maneira, espera-se que a acuracidade da durabilidade obtida nesse caso aumente em relação às obtidas em outras aplicações.
- Diferentes materiais de atrito podem ser caracterizados quanto ao desgaste por meio da massa específica de desgaste. As informações obtidas durante os ensaios tornariam os engenheiros aptos a recomendar, de forma antecipada, o melhor material de atrito para os freios de um determinado veículo, levando-se em consideração as características da operação. Essas características seriam: a intensidade do carregamento mecânico, a temperatura e a quantidade de energia dissipada durante os eventos de frenagem. A antecipação da recomendação do melhor material de atrito frente à aplicação resultaria em redução nos custos e no tempo de desenvolvimento do projeto.
- Por meio da regra de acúmulo de danos por desgaste, a previsão de durabilidade do material de atrito poderia ser obtida mais rapidamente se comparada ao método convencionalmente utilizado pela indústria. Para a aplicação do método proposto, é apenas necessário se determinar os índices *SWM* do material de atrito e se calcular a energia dissipada durante as frenagens do veículo. Em contrapartida, a aplicação da regressão linear às medições da espessura útil demanda que o veículo seja submetido a ensaios de durabilidade. Dependendo da aplicação do veículo, podem ser necessários meses de teste para se atingir uma quilometragem na qual o material de atrito acumule desgaste suficiente para aplicação da técnica. Nesse contexto, esse fato também contribui com a redução dos custos e tempos de desenvolvimento de um projeto relacionado a freios.

- Uma vez que se fundamenta na energia dissipada e no desgaste, o método proposto, a princípio, não seria restrito a materiais de atrito empregados em sistemas de freio, podendo ser estendido, guardadas eventuais particularidades, a outros componentes de desgaste, como por exemplo: discos de freio, tambores de freio e materiais de atrito de sistemas de embreagem.
- O método de previsão de durabilidade de materiais de atrito apresentado nessa Tese poderia servir de base para o desenvolvimento de tecnologias embarcadas de veículos. A partir dessas tecnologias, a autonomia dos materiais de atrito poderia ser sucessivamente calculada e apresentada ao motorista, sem a necessidade de sensores físicos instalados nos freios. Essa possibilidade traria inúmeros benefícios e economia aos proprietários de veículos ou de frota de veículos comerciais.

6.1 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Deixa-se, como recomendação para trabalhos subsequentes, sugestões de estudos para melhoria do método apresentado, objetivando o aumento da sua precisão, a partir da realização das seguintes atividades:

1. Incluir a velocidade de escorregamento como variável durante a caracterização do material de atrito quanto ao desgaste (além da pressão de contato e da temperatura). O resultado será uma função de três variáveis do tipo $SWM(p_c, T, v)$.
2. Aplicar o método considerando outros tipos de operação veicular e diferentes percursos, de forma que os freios sejam submetidos a níveis de contaminação, carregamentos mecânicos e faixas de temperatura, diferentes dos apresentados no trabalho.
3. Ajustar o valor da constante das Equações (40) e (41), de acordo com as durabilidades obtidas durante os testes realizados em diferentes percursos e sob diferentes condições.

Recomenda-se também:

1. Estudar a aplicabilidade do modelo a outros componentes que não materiais de atrito de freios a tambor, como por exemplo, pastilhas de freio, discos e tambores de veículos comerciais, utilitários e de passeio.

2. Estudar a aplicabilidade da equação simplificada da regra de acúmulo de danos por desgaste (C.8) proposta no Apêndice C, acrescentando a ela fatores de ajuste, caso necessário.
3. Criar um programa com linguagem e aplicativo específico, de forma a tornar a aplicação do método mais fácil, eficiente e viável comercialmente para o mercado automotivo. Seja para fabricantes de materiais de atrito, seja para montadoras de veículos comerciais.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] NEIS, P. D.; FERREIRA, N. F.; da SILVA, F. P.; Comparison Between Methods for Measuring Wear in Brake Friction Materials; *Wear*, 319, May 2014; p 191–199; <https://doi.org/10.1016/j.wear.2014.08.004>
- [2] BLAU, P. J.; JOLLY, B. C.; Wear of Truck Brake Lining Materials Using Three Different Test Methods; *Wear*, 259, July 2004; p 1022–1030; <https://doi.org/10.1016/j.wear.2004.12.022>
- [3] BLAU, P. J.; McLAUGHLIN, J. C.; Effects of Water Films and Sliding Speed on the Frictional Behavior of Truck Disc Brake Materials; *Tribol. Int.*, 36 (10), 2003; p 709–715; [https://doi.org/10.1016/S0301-679X\(03\)00026-4](https://doi.org/10.1016/S0301-679X(03)00026-4)
- [4] BOWDEN, F. P.; TABOR, D.; The Area of Contact between Stationary and between Moving Surfaces; *Proc. R. Soc. London, Ser. A*, 169(938), 1939; p 391–413; <https://doi.org/10.1098/rspa.1939.0005>
- [5] BOWDEN, F. P.; TABOR, D.; Mechanism of Metallic Friction; *Nature*, 150(3798), 1942; p 197–199; <https://doi.org/10.1038/150197a0>
- [6] BOWDEN, F. P.; TABOR, D.; *The Friction and Lubrication of Solids, Part I*; Clarendon Press, Oxford; 1954; p 90–101
- [7] ERNST, H.; MERCHANT, M. E.; Surface Finish of Clean Metal – A Basic Factor in the Metal Cutting Process; Conference on Friction and Surface Finish; Massachusetts Inst. Tech., 1940; p 76
- [8] ARCHARD, J. F.; HIRST, W.; The Wear of Metals under Unlubricated Conditions; *Proc. R. Soc. London, Ser. A*, 236, 1956; p 397–410; <https://doi.org/10.1098/rspa.1956.0144>
- [9] ARCHARD, J. F.; Surface Topography and Tribology; *Tribology International*, 7(5), 1974; p 213–220; [https://doi.org/10.1016/0041-2678\(74\)90119-5](https://doi.org/10.1016/0041-2678(74)90119-5)
- [10] RHEE, S. K.; Wear Equation for Polymers Sliding Against Metal Surfaces; *Wear*, 16, 1970; p 431–445; [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(70\)90170-5](https://doi.org/10.1016/0043-1648(70)90170-5)
- [11] BAJER, A.; BELSKY, V.; KUNG, S. W.; The Influence of Friction-Induced Damping and Nonlinear Effects on Brake Squeal Analysis; *SAE Tech. Pap. Ser.*, 2004; 2004-01-2794; <https://doi.org/10.4271/2004-01-2794>
- [12] ABUBAKAR, A. R.; OUYANG, H.; Wear Prediction of Friction Material and Brake Squeal Using the Finite Element Method; *Wear*, 264, 2008; p 1069–1076; <https://doi.org/10.1016/j.wear.2007.08.015>
- [13] BARECKI, Z.; SCIESZKA, S. F.; Computer Simulation of the Lining Wear Process in Friction Brakes; *Wear*, 127, 1988; p 283–305; [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(88\)90161-5](https://doi.org/10.1016/0043-1648(88)90161-5)
- [14] RAMALHO, A.; MIRANDA, J. C.; The Relationship Between Wear and Dissipated Energy in Sliding Systems; *Wear*, 260, 2006; p 361–367; <https://doi.org/10.1016/j.wear.2005.02.121>
- [15] WAHLSTROM, J.; LYU, Y.; MATJEKA, V.; SODERBERG, A.; A Pin-on-disc Tribometer Study of Disc Brake Contact Pairs with Respect to Wear and Airborne Particle Emissions; *Wear*, 384–385, 2017; p 124–130; <https://doi.org/10.1016/j.wear.2017.05.011>
- [16] DANTE, R. C.; *Handbook of Friction Materials and their Applications*; WP, Woodhead Publishing, Elsevier; 2016; p 23–27

- [17] XIAO, X.; YIN, Y.; BAO, J.; LU, L.; FENG, X.; Review on the Friction and Wear of Brake Materials; Sage, *Advances in Mechanical Engineering*, 8(5), 2016; p 1–10; <https://doi.org/10.1177/1687814016647300>
- [18] BLAU, P. J.; Compositions, Functions, and Testing of Friction Brake Materials and their Additives; Oak Ridge National Laboratory report ORNL/TM 2001/64, Oak Ridge, Tennessee; 2001;
- [19] MENG, H. R.; LUDEMA, K. C.; Wear Models and Predictive Equations: their Form and Content; *Wear*, 181–183, 1994; p 443–457; [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(95\)90158-2](https://doi.org/10.1016/0043-1648(95)90158-2)
- [20] NICHOLSON, G.; Facts about Friction; Gedoran Pub., Winchester, Virginia; 1995; p 260
- [21] AGHDAM, A. B.; KHONSARI, M. M.; On the Correlation between Wear and Entropy in Dry Sliding Contact; *Wear*, 270, 2011; p 781–790; <https://doi.org/10.1016/j.wear.2011.01.034>
- [22] MATVEEVSKI, R. M.; The Critical Temperature of Oil with Point and Line Contact Machines; *J. Basic Eng.*, 87(3), 1965; p 754–759; <https://doi.org/10.1115/1.3650672>
- [23] CZICHOS, H.; Tribology: A Systems Approach to the Science and Technology of Friction Lubrification and Wear; Elsevier, 1st Edition, Netherlands; 1978; p 45–175
- [24] HUQ, M. Z.; CELIS, J. P.; Expressing Wear Rate in Sliding Contacts Based on Dissipated Energy; *Wear*, 252(5–6), 2002; p 375–383; [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(01\)00867-5](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(01)00867-5)
- [25] MOHRBACHER, H.; BLANPAIN, B.; CELIS, J. P.; ROSS, J.R.; The Influence of Humidity on the Fretting Behavior of PVD TiN Coatings; *Wear*, 180(1–2), 1995; p 43–52; [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(94\)06538-1](https://doi.org/10.1016/0043-1648(94)06538-1)
- [26] MOHRBACHER, H.; BLANPAIN, B.; CELIS, J. P.; ROSS, J. R.; STALS, L.; VAN STAPPEN, M.; Oxidational Wear of TiN Coatings on Tool Steel and Nitrided Tool Steel in Unlubricated Fretting; *Wear*, 188(1–2), 1995; p 130–137; [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(95\)06637-3](https://doi.org/10.1016/0043-1648(95)06637-3)
- [27] CARPINTERI, A.; PUGNO, N.; One, Two and Three, Dimensional Universal Laws for Fragmentation due to Impact and Explosion; *J. Appl. Mech.*, 69(6), 2002; p 854–856; <https://doi.org/10.1115/1.1488937>
- [28] CARPINTERI, A.; PUGNO, N.; A Fractal Comminuting Approach to Evaluate the Drilling Energy Dissipation; *Int. J. Numer. Anal. Methods Geomech.*, 26(5), 2002; p 499–513; <https://doi.org/10.1002/nag.209>
- [29] JAHANGIRI, M.; HASHEMPOUR, M.; RAZAVIZADEH, H.; REZAIE, H. R.; Application and Conceptual Explanation of an Energy-Based Approach for the Modeling and Prediction of Sliding Wear; *Wear*, 274–275, 2012; p 168–174; <https://doi.org/10.1016/j.wear.2011.08.025>
- [30] JAHANGIRI, M.; HASHEMPOUR, M.; RAZAVIZADEH, H.; REZAIE, H. R.; A New Method to Investigate the Sliding Wear Behavior of Materials Based on Energy Dissipation: W-25% wt%Cu Composite; *Wear*, 274–275, 2012; p 175–182; <https://doi.org/10.1016/j.wear.2011.08.023>
- [31] YEVTUSHENKO, A. A.; KUCIEJ, M.; YEVTUSHENKO, O.; Three-Element Model of Frictional Heating During Braking with Contact Thermal Resistance and Time-Dependent Pressure; *International Journal of Thermal Sciences*, 50(6), 2011; p 1116–1124; <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2010.11.009>
- [32] OSTERMEYER, G. P.; Friction and Wear of Brake Systems; *Forsch. Ingenieurwes*, 66, 2001; p 267–272; <https://doi.org/10.1007/s100100100063>

- [33] QI, H. S.; DAY, A. J.; Investigation of Disc/Pad Interface Temperatures in Friction Braking; *Wear*, 262(5–6), 2007; p 505–513; <https://doi.org/10.1016/j.wear.2006.08.027>
- [34] KRAGELSKI, I. V.; DOBYCHIN, M. N.; KOMBALOV, V. S.; Friction and Wear: Calculation Methods; Pergamon Press, Oxford; 1982
- [35] BUYANOVSKII, I. A.; FUKS, I. G.; Physical and Chemical Aspects of Lubricity; *J. Friction; Wear*, 22 (2), 2001; p 227–233
- [36] KUKUTSCHOVA, J.; ROUBICEK, V.; MALACHOVA, K.; PAVLICKOVA, Z.; HOLUSA, R.; KUBACKOVA, J.; MICKA, V.; MACCRIMMON, D.; Wear Mechanism in Automotive Brake Materials, Wear Debris and its Potential Environmental Impact; *Wear*, 267(5–8), 2009; p 807–817; <https://doi.org/10.1016/j.wear.2009.01.034>
- [37] DOWLING, N. E.; Mechanical Behavior of Materials: Engineering Methods for Deformation, Fracture, and Fatigue, 4th Edition, Pearson; 2013; p 468–470
- [38] MONTGOMERY, D. C.; RUNGER, G. C.; Applied Statistics and Probability for Engineers; John Wiley & Sons, Inc, 3rd Edition; 2003; p 410–467
- [39] KAZMIER, L. J.; Estatística Aplicada a Economia e Administração; Ed. Schaum, McGraw-Hill; 1982; p 299–327
- [40] GAILIS, M.; BERJOZA, D.; On Prediction of Motor Vehicle Brake Pad Wearout; 11th International Scientific Conference: “Engineering for Rural Development”; Proceedings, Jelgava: Latvia University of Agriculture, 2012; p 349–354
- [41] BOSCH; Automotive Handbook; SAE Society of Automotive Engineers, 6th Edition; 2004; p 792–845
- [42] LIMPURT, R.; Brake Design and Safety; SAE International, 2nd Edition; 1999
- [43] NEWCOMB, T. P.; SPURR, R. T.; Braking of Road Vehicles; Chapman & Hall; 1967
- [44] TAKADOUM, J.; Materials and Surface Engineering in Tribology; ISTE Ltd and John Wiley & Sons, Inc, London SW19 4EU, UK, Hoboken NJ 07030, USA; 2008; p 62–71
- [45] BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K.; Shigley’s Mechanical Engineering Design; McGraw-Hill Science/Engineering/Math, 8th Edition; 2006; p 809–819
- [46] TRAVAGLIA, C. A. P.; LOPES, L. C. R.; Analytical Model for Prediction of Friction Materials Durability Based on the Braking Energy Dissipation; SAE Tech. Pap. Ser., 2016; 2016–36–0400; <https://doi.org/10.4271/2016-36-0400>
- [47] CHAN, D.; STACHOWIAK, G. W.; Review of Automotive Brake Friction Materials; Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: J. Automobile Engineering, 218(9), 2004; p 953–966; <https://doi.org/10.1243/0954407041856773>
- [48] BLAU, P. J.; Friction Science and Technology: from Concepts to Applications; CRC Press, STLE: Society of Tribologists and Lubrification Engineers, 2nd Edition; 2009; p 349–350
- [49] ÖKTEM, H.; AKINCIOGLU, S.; UYGUR, I.; AKINCIOGLU, G.; A Novel Study of Hybrid Brake Pad Composites: New Formulation, Tribological Behaviour and Characterization of Microstructure; *Plastics, Rubber and Composites*, 50(5), 2021; p 249–261; <https://doi.org/10.1080/14658011.2021.1898881>
- [50] COX, R. L.; Engineered Tribological Composites: The Art of Friction Material Development; SAE International; 2012

- [51] MA, Y.; LIU, Y.; MENON, C.; TONG, J.; Evaluation of Wear Resistance of Friction Materials Prepared by Granulation; ACS Applied Materials & Interfaces, 7(41), 2015; p 22814–22820; <https://doi.org/10.1021/acsami.5b04654>
- [52] OSTERMEYER, G. P.; WILKENING, L.; Experimental Investigations of the Topography Dynamics in Brake Pads; SAE Tech. Pap. Ser., 2013; 20013-01-2027; <https://doi.org/10.4271/2013-01-2027>
- [53] OSTERMEYER, G. P.; On the Dynamics of the Friction Coefficient; Wear, 254(9), 2003; p 852–858; [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(03\)00235-7](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(03)00235-7)
- [54] BIJWE, J.; GURUNATH, P. V.; Friction and Wear Studies on Brake-pad Materials Based on Newly Developed Resin; Wear, 263(7–12), 2007; p 1212–1219; <https://doi.org/10.1016/j.wear.2006.12.050>
- [55] CASARIL, A. L.; GOMES, E. R.; SOARES, M. R.; FREDEL, M. C.; AL-QURESHI, H. A.; Análise Micromecânica dos Compósitos com Fibras Curtas e Partículas; Revista Matéria, 12(2), 2007; p 408–419; <https://doi.org/10.1590/S1517-70762007000200019>
- [56] TRAVAGLIA, C. A. P.; Análise das Tensões Térmicas e Mecânicas no Material de Atrito de Veículos Comerciais Equipados com Tambores de Freio através do Método de Elementos Finitos; Dissertação de Mestrado, Uff: Universidade Federal Fluminense; Volta Redonda, RJ; 2014
- [57] BAYER, R. G.; Mechanical Wear Fundamentals and Testing, Revised and Expanded; Marcel Dekker, Inc, New York, 2nd Edition, USA; 2004; p 15
- [58] BUSHAN, B.; Introduction to Tribology; A John Wiley & Sons, Ltd, 2nd Edition; 2013; p 316
- [59] GNECCO, E.; MEYER, E.; Fundamentals of Friction and Wear; Springer; 2007; p 453
- [60] VERMA, P. C.; MENAPACE, L.; BONFANTI, A.; CIUDIN, R.; GIALANELLA, S.; STRAFFELINI, G.; Braking Pad-disc System: Wear Mechanisms and Formation of Wear Fragments; Wear, 322–323, 2015; p 251–258; <https://doi.org/10.1016/j.wear.2014.11.019>
- [61] ELZAYADY, N.; ELISOEUDY, R.; Microstructure and Wear Mechanisms Investigation on the Brake Pad; Journal of Materials Research and Technology, 11, 2021; p 2314–2335; <https://doi.org/10.1016/j.jmrt.2021.02.045>
- [62] BUSHAN, B.; Modern Tribology Handbook, Vol. 1: Principles of Tribology; CRC Press, Boca Raton, London, New York, Washington; 2001; p 273–278
- [63] ELLEUCH, R.; KCHAOU, M.; SELLAMI, A.; SINGH, H.; Friction Characteristics of a Brake Friction Material under Different Braking Conditions; Materials and Design, 52, 2013; p 533–540; <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2013.05.015>
- [64] BAYER, R. G.; Engineering Design for Wear, Revised and Expanded; 2nd Edition, Marcel Dekker, Inc, New York, Basel; 2004; p 45–51
- [65] POPOV, V.; Generalized Archard Law of Wear Based on Rabinowicz Criterion of Wear Particle Deformation; Facta Universitatis Series: Mechanical Engineering, 17(1), 2019; p 39–45; <https://doi.org/10.22190/FUME190112007P>
- [66] LIOU, H. Y.; WU, W. F.; SHIN, C.S.; A Modified Model for the Estimation of Fatigue Life Derived from Random Vibration Theory; Probabilistic Engineering Mechanics, 14(3), 1999; p 281–288; [https://doi.org/10.1016/S0266-8920\(98\)00008-3](https://doi.org/10.1016/S0266-8920(98)00008-3)

- [67] ZHU, S. P.; HUANG, H. Z.; WANG, Z. L.; Fatigue Life Estimation Considering Damaging and Strengthening of Low Amplitude Loads under Different Load Sequences Using Fuzzy Sets Approach; *International Journal of Damage Mechanics*, 20(6), 2011; p 876–899; <https://doi.org/10.1177/1056789510397077>
- [68] VASSILOPOULOS, A. P.; Fatigue Life Prediction of Composites and Composite Structures; 2nd Edition, Elsevier, WD: WoodHead Publishing; 2020; p 609–611
- [69] KAUZLARICH, J. J.; The Palmgren-Miner Rule Derived; *Tribology Series*, 14, 1989; p 175–179; [https://doi.org/10.1016/S0167-8922\(08\)70192-5](https://doi.org/10.1016/S0167-8922(08)70192-5)
- [70] ZHU, S.; HAO, Y.; de OLIVEIRA CORREIA, J. A. F.; LESIUK, G.; de JESUS, A. M. P.; Nonlinear Fatigue Damage Accumulation and Life Prediction of Metals: a Comparative Study; *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 42(6), 2019; p 1271–1282; <https://doi.org/10.1111/ffe.12937>
- [71] YE, D.; WANG, Z.; A New Approach to Low-cycle Fatigue Damage Based on Exhaustion of Static Toughness and Dissipation of Cyclic Plastic Strain Energy During Fatigue; *International Journal of Fatigue*, 23(8), 2001; p 679–687; [https://doi.org/10.1016/S0142-1123\(01\)00027-5](https://doi.org/10.1016/S0142-1123(01)00027-5)
- [72] GAO, H.; HUANG, H.; ZHU, S.; LI, Y.; YUAN, R.; A Modified Nonlinear Damage Accumulation Model for Fatigue Life Prediction Considering Load Interaction Effects; *The Scientific World Journal*, 2014; p 1–7; <https://doi.org/10.1155/2014/164378>
- [73] PENG, Z.; HUANG, H.; WANG, H.; ZHU, S.; LV, Z.; A New Approach to the Investigation of Load Interaction Effects and its Application in Residual Fatigue Life Prediction; *International Journal of Damage Mechanics*, 25(5), 2016; p 672–690; <https://doi.org/10.1177/1056789515620910>
- [74] ZUO, F.; HUANG, H.; ZHU, S.; LV, Z.; GAO, H.; Fatigue Life Prediction under Variable Amplitude Loading Using a Non-linear Damage Accumulation Model; *International Journal of Damage Mechanics*, 24(5), 2015; p 767–784; <https://doi.org/10.1177/1056789514553042>
- [75] KUBO, P. Y. Y.; de PAIVA, C. E. L.; FERREIRA, A. J. L.; LAROCCA, A. E. F.; Influence of Shock Absorber Condition on Pavement Fatigue Using Relative Damage Concept; *Journal of Traffic and Transportation Engineering (English Edition)*, 2(6), 2015; p 406–413; <https://doi.org/10.1016/j.jtte.2015.10.001>
- [76] KUBO, P. Y. Y.; de PAIVA, C. E. L.; FERREIRA, A. J. L.; LAROCCA, A. E. F.; CARARO, G. R.; Vertical Loads Effects Applied on the Pavement Considering the Variation on Tire Pressure; *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, 2(2), 2014; p 107–115; <https://doi.org/10.17265/2328-2142/2014.12.005>
- [77] LAROCCA, A.; YOUSSEF, M.; GADBOIS, A.; ZAMFIR, D.; KUBO, P.; Influence of Shock Absorber Damping Rates on the Fatigue of Anti-roll Bars of a Commercial Vehicle; *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, 27(1–2), 2020; p 180–201; <https://doi.org/10.1504/IJHVS.2020.104427>
- [78] PALMGREN, A.; *Ball and Roller Bearing Engineering*; 3rd Edition, SKF Industries Inc., Philadelphia, PA; 1959
- [79] MINER, M. A.; Cumulative Damage in Fatigue; *Journal of Applied Mechanics*, 67, 1945; p A159–A164
- [80] MROZINSKI, S.; LIS, Z.; EGNER, H.; Energy Dissipated in Fatigue and Creep Conditions; *Materials*, 14(16), 4724, 2021; p 1–13; <https://doi.org/10.3390/ma14164724>

- [81] KAHIRDEH, A.; KHONSARI, M. M.; Energy Dissipation in the Course of the Fatigue Degradation: Mathematical Derivation and Experimental Quantification; International Journal of Solids and Structures, 77, 2015; p 74–85; <https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2015.06.032>
- [82] AKBARZADEH, S.; KHONSARI, M. M.; On the Applicability of Miner’s Rule to Adhesive Wear; Tribology Letters, 63, 29(2016), 2016; p 1–10; <https://doi.org/10.1007/s11249-016-0717-4>
- [83] KHONSARI, M. M.; LJESH, K. P.; On the Useful Life of Tribo-pairs Experiencing Variable Loading and Sliding Speed; Wear, 416-417, 2018; p 103–114; <https://doi.org/10.1016/j.wear.2018.10.005>
- [84] PUSTERHOFER, M.; SUMMER, F.; GÓDOR, I.; GRUN, F.; Cumulative Damage Assessment of Tribological Durability Limits; Wear, 456–457, 203318, 2020; p 1–15; <https://doi.org/10.1016/j.wear.2020.203318>
- [85] AKINCIOGLU, G.; AKINCIOGLU, S.; OKTEM, H.; UYGUR, I.; Brake Pad Performance Characteristic Assessment Methods; International Journal of Automotive Science and Technology, 5(1), 2021; p 67–78; <https://doi.org/10.30939/ijastech..848266>
- [86] ASTM International; ASTM G99-05; Standard Test Method for Wear Testing with a Pin-on-Disk Apparatus; Rev. 2010
- [87] SAE INTERNATIONAL STANDARD; SAE j661; Brake Lining Quality Test Procedure; Rev. Feb. 1997
- [88] SAE INTERNATIONAL STANDARD; SAE j380; Surface Vehicle Recommended Practice: Specific Gravity of Friction Material; Rev. 2017
- [89] TERRA, C. S.; TRAVAGLIA, C. A. P.; SUETTI, A. L.; SILVA, L.; LOPES, L. C. R.; Effect of Normal Load and Temperature on the Evolution of Topology of Friction Materials; SAE Tech. Pap. Ser., 2017; 2017-36-0141; <https://doi.org/10.4271/2017-36-0141>
- [90] RAGHAVENDRA, N. V.; KRISHNAMURTHY, L.; Engineering Metrology and Measurements; Oxford University Press; 2013; p 220
- [91] DEUTSCHE NORM; DIN 4768; Concepts and Measuring Conditions; Determination of Values of Surface Roughness Parameters R_a , R_z , R_{max} Using Electrical Contact (Stylus) Instruments; Rev. May 1990
- [92] TERRA, C. S.; Caracterização de Superfície de Materiais de Atrito Submetidos a Diferentes Condições de Desgaste; Dissertação de Mestrado, Uff: Universidade Federal Fluminense; Volta Redonda, RJ; 2018
- [93] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS; NBR 6067; Veículos Rodoviários Automotores, seus Rebocados e Combinados – Classificação, Terminologia e Definições; 2ª Edição; 28 de junho de 2007
- [94] CONSELHO NACIONAL DE TRÂNSITO; Resolução CONTRAN 290/2008: Disciplina a Inscrição de Pesos e Capacidades em Veículos de Tração, de Carga e de Transporte Coletivo de Passageiros, de acordo com os Artigos 117, 230-XXI, 231-V e X, do Código de Trânsito Brasileiro; 2008
- [95] MERIAM, J. L.; KRAIGE, L. G.; Mecânica, Dinâmica; Trad. de José Paulo Soares de Azevedo, Livros Técnicos e Científicos Editora SA – LTC, 4ª Edição; 1999; p 233–234
- [96] ASSOCIAÇÃO LATINO-AMERICANA DE PNEUS E AROS – ALAPA: Manual de Normas Técnicas; Capítulo 4: Pneus para Ônibus e Caminhões; 2014–2015; p 4.1–4.25

- [97] MEURER, B.; DABRINGHAUSEN, U.; ESKES, R.; FLICK, J.; LANG, K. R.; PAECH, H.; PIELEN, S.; PILZ, M.; SCHRODLER, J.; FRANKE, J. F.; Wear and Damage Characteristics on Friction Brakes – Drum Brakes; BPW, The Quality Factor, BPW Bergische Achsen Kommanditgesellschaft, Postfach 1280, DE; p 7–8
- [98] RHEE, S. K.; Influence of Rotor Metallurgy on the Wear of Friction Materials in Automotive Brakes; SAE Trans., 80, Section 2, 1971; p 992–998
- [99] HONG, U. S.; JUNG, S. L.; CHO, K. H.; CHO, M. K.; KIM, S. J.; JANG, H.; Wear Mechanism of Multiphase Friction Materials with Different Phenolic Resin Matrices; Wear, 266(7–8), 2009; p 739–744; <https://doi.org/10.1016/j.wear.2008.08.008>
- [100] BLAU, P. J.; On the Nature of Running-in; Tribology International, 38, 2005; p 1007–1012; <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2005.07.020>
- [101] KAUHAPURE, V. A.; KHAIRNAR, H. P.; Wear Mechanism and Modelling for Automotive Brakes with Influence of Pressure, Temperature and Sliding Velocity: A Review Article, European Journal of Advances in Engineering and Technology, 5(5), 2018; p 333–343;
- [102] JANG, H.; KO, K.; KIM, S. J.; BASCH, R. H.; The Effect of Metal Fibers on the Friction Performance of Automotive Brake Friction Materials; Wear, 256(3–4), 2004; p 406–414; [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(03\)00445-9](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(03)00445-9)
- [103] KOSBE, P.; MORE, C.; Characterization of Fade and Recovery Behavior of Brake Friction Material; 7th Nirma University International Conference of Engineering, Dec 2013; p 382–481
- [104] JACOBSON, S.; ERIKSSON, M.; Tribological Surfaces of Organic Brake Pads; Tribology International, 33(12), 2000; p 817–827; [https://doi.org/10.1016/S0301-679X\(00\)00127-4](https://doi.org/10.1016/S0301-679X(00)00127-4)
- [105] OGILVY, J. A.; Numerical Simulation of Friction between Contacting Rough Surfaces; J. Phys, D: Appl. Phys; 1991
- [106] FORD, I. J.; Roughness Effect on Friction for I Multi-Asperity Contact between Surfaces; J. Phys, D: Appl. Phys; 1993
- [107] HAYNES, R.; Optical Microscopy of Materials; Springer Science+Business Media, New York; 1984

APÊNDICE A – COMPARAÇÃO ENTRE OS DESGASTES EM MASSA E EM VOLUME OBTIDOS DURANTE OS ENSAIOS *CHASE*: O EFEITO DA TEMPERATURA NA DETERMINAÇÃO DO DESGASTE EM VOLUME DOS MATERIAIS DE ATRITO E NO VOLUME ESPECÍFICO DE DESGASTE (*SWV*)

A redução da densidade das amostras ensaiadas a temperaturas de 200°C e 300°C, apresentada no gráfico da figura 31, mostrou que possíveis alterações na composição do material de atrito podem ter ocorrido durante os testes. Diante desse cenário, embora não tenha sido escopo original da presente Tese, decidiu-se avaliar os impactos da temperatura na caracterização do material de atrito por meio do volume específico de desgaste.

Durante os ensaios em equipamento *Chase*, os desgastes em volume das amostras foram avaliados e comparados com os correspondentes desgastes em massa. A perda relativa de volume, $\Delta V_{\%}$, foi determinada por meio da relação entre a diferença das alturas dos corpos de prova (medidas antes e após os ensaios) e a altura inicial, conforme Equação (A.1):

$$\Delta V_{\%} = 100(h_i - h_f)/h_i \quad (\text{A.1})$$

Onde h_i é a altura inicial e h_f a altura final dos corpos de prova.

Os valores de altura considerados foram as médias aritméticas de três medições realizadas nos pontos indicados na figura A.1 (a), em ambiente controlado, a uma temperatura de 22°C. Utilizou-se para a medição das alturas, o micrômetro digital de precisão de $\pm 0,001$ mm mostrado na figura A.1 (b). As alturas médias obtidas, assim como as perdas relativas de volume e de massa, são apresentadas na tabela A.1. Os valores de desgaste estão plotados no gráfico da figura A.2.



Fig. A.1 – (a) Pontos para Medição das Alturas dos Corpos de Prova; (b) Micrômetro Digital Utilizado nas Medições

Tabela A.1 – Valores das Alturas Médias Determinadas antes e após os Ensaios de Desgaste, e Perdas Relativas de Volume e de Massa das Amostras

Corpos de Prova	Carga	Temp., T (°C)	Altura	Altura	Desgaste em Volume, ΔV (mm ³)	Perda	Perda
	Normal Aplicada, N (N)		Média Inicial, h_i (mm)	Média Final, h_f (mm)		Relativa de Volume, $\Delta V_{\%}$ (%)	Relativa de Massa, $\Delta m_{\%}$ (%)
CP_1	220	100	5,219	5,179	3208,97	0,77	0,72
CP_2	220	200	5,423	5,413	3379,32	0,18	1,43
CP_3	220	300	5,594	5,698	3556,70	-1,86	2,24
CP_4	330	100	5,529	5,465	3392,05	1,16	1,24
CP_5	330	200	5,566	5,569	3450,85	-0,05	2,52
CP_6	330	300	5,308	5,267	3263,08	0,77	4,11
CP_7	440	100	5,278	5,198	3289,44	1,52	1,43
CP_8	440	200	5,461	5,391	3297,86	1,28	2,30
CP_9	440	300	5,170	5,088	3140,65	1,59	4,73
CP_{10}	550	100	5,585	5,520	3495,57	1,16	1,21
CP_{11}	550	200	5,382	5,330	3284,02	0,97	2,73
CP_{12}	550	300	5,231	5,123	3201,93	2,07	4,76

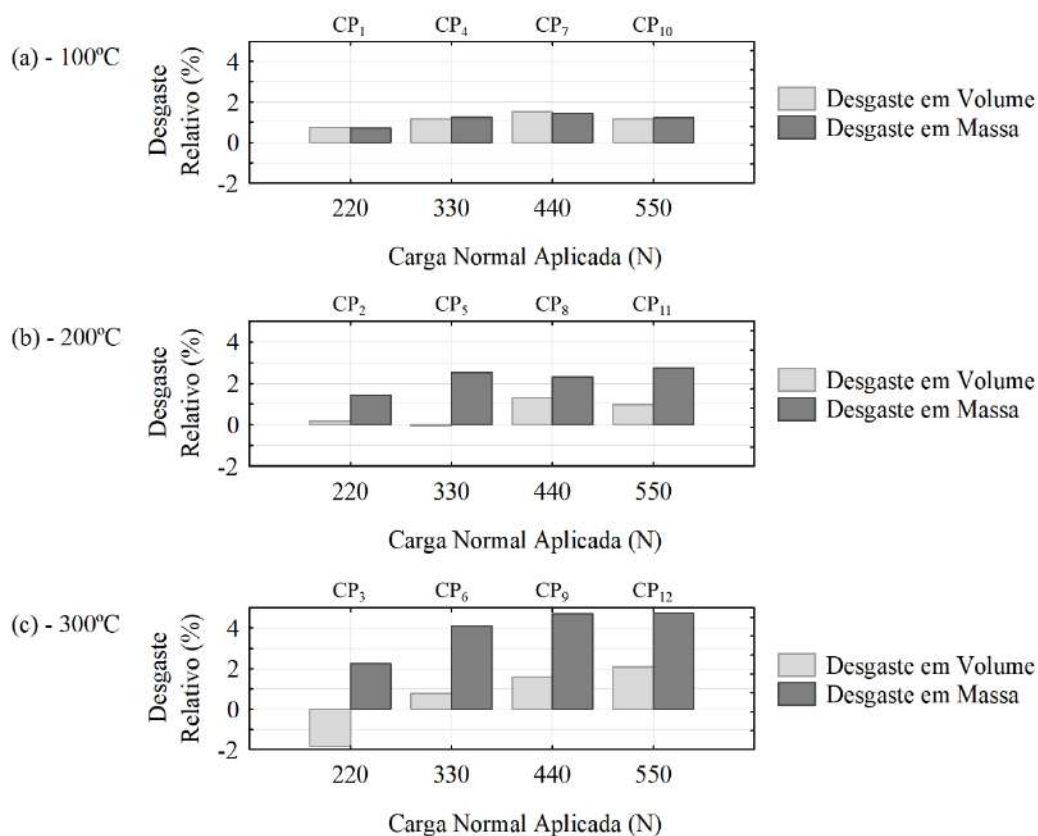


Fig. A.2 – Comparação entre as Perdas Relativas de Massa e de Volume Obtidas após Ensaio de Desgaste em Escala

O gráfico (a) da figura A.2 mostra que ambas as perdas em massa e em volume são similares nas amostras testadas a 100°C. O desgaste em massa relativo foi de 0,72%, enquanto que o de volume, 0,77% em CP₁. Já em CP₁₀, a perda em massa foi de 1,21% e, em volume, de 1,16%. Por outro lado, os gráficos (b) e (c) mostram que os desgastes em massa foram consideravelmente maiores que os desgastes em volume nas amostras que foram ensaiadas a 200°C e a 300°C. Além da diferença entre as perdas de material, percebe-se que valores negativos de desgaste em volume foram obtidos em alguns testes. Isso pode ser constatado nos gráficos correspondentes aos corpos de prova CP₅ e CP₃, ensaiados, respectivamente, a 200°C e a 300°C. O aumento de volume dessas amostras com o desgaste não é corroborado por trabalhos anteriores, como o de Rhee [98], e, obviamente, evidencia mudanças na estrutura e no balanço entre os elementos constituintes do material. A diferença acentuada entre os desgastes nas amostras testadas a temperaturas maiores que 200°C se justifica pela variação da densidade observada. De fato, se o desgaste em volume reduz em relação ao desgaste em massa, a densidade terá que reduzir. Foi exatamente o que foi constatado durante o desenvolvimento do trabalho.

Para a avaliação do impacto da redução da densidade na caracterização do material de atrito, comparou-se os valores experimentais das massas específicas de desgaste, SWM , com os dos volumes específicos de desgaste, SWV . Os índices SWV foram obtidos por meio da Equação (27). Os volumes de material desgastado, ΔV , necessários para determinação dos índices, foram obtidos por meio da densidade verde do material de atrito ($\rho_v = 1,94 \times 10^{-3} \text{ g/mm}^3$) e da perda relativa de volume, Equação (A.2):

$$\Delta V = (\Delta V_{\%} m_i / 100 \rho_v) \quad (\text{A.2})$$

Onde m_i é a massa inicial das amostras.

Os valores de ΔV também se encontram tabela A.1.

A figura A.3 apresenta um comparativo entre a variação dos índices SWV e SWM com a temperatura a diferentes níveis de carga normal aplicada.

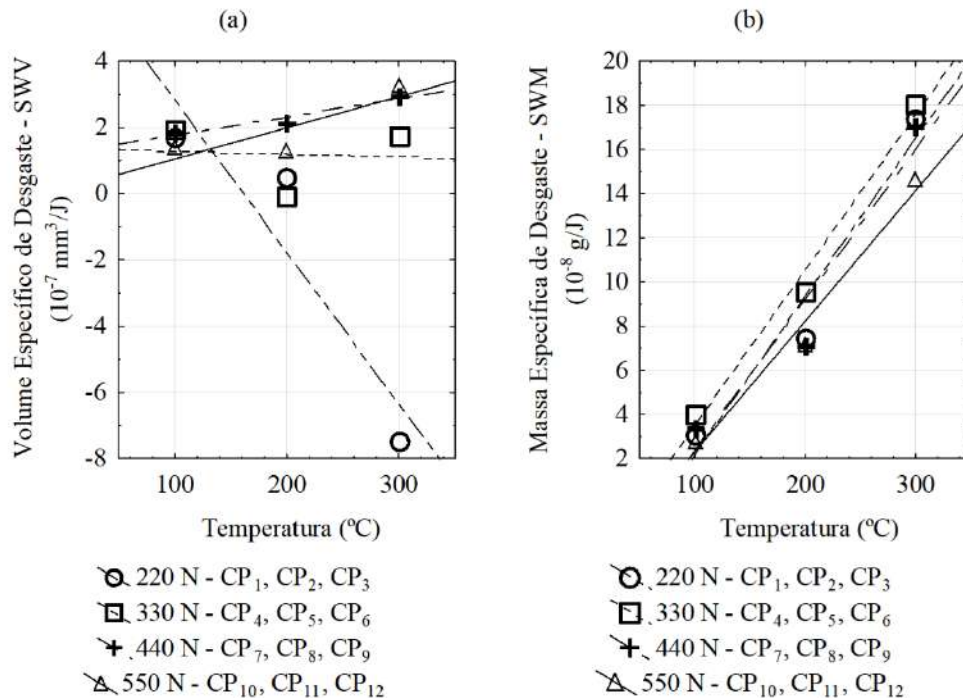


Fig. A.3 – (a) Volume Específico de Desgaste e (b) Massa Específica de Desgaste em Função da Temperatura a Diferentes Níveis de Carga Normal

Ao se observar os gráficos (a) e (b) da figura A.3, percebe-se diferenças entre os comportamentos dos índices SWV e SWM em relação à carga e à temperatura. O aumento dessa última faz com que a amplitude de variação dos índices SWV a diferentes cargas normais,

aumente de forma aparentemente anormal. Esse comportamento contrasta com o observado no gráfico (b), onde os valores de *SWM* são apresentados. Esse efeito é melhor percebido quando os valores dos coeficientes das regressões lineares correspondentes a ambos parâmetros são comparados. A tabela A.2 apresenta os dados das regressões lineares.

Tabela A.2 – Dados das Regressões Lineares Aplicadas aos Valores Obtidos Experimentalmente para os Volumes Específicos de Desgaste (*SWV*) e para as Massas Específicas de Desgaste (*SWM*)

Parâmetro	Carga Normal Aplicada, <i>N</i> (N)	Regressão Linear	Coefficientes das Regressões Lineares	Coefficientes de Determinação, R^2
<i>SWV</i>	220	$SWV = -0,046T + 7,40$	- 0,046	0,85
	330	$SWV = -0,0009T + 1,38$	- 0,0009	0,0069
	440	$SWV = 0,0055T + 1,22$	0,0055	0,93
	550	$SWV = 0,0094T - 0,11$	0,0094	0,72
<i>SWM</i>	220	$SWM = 0,0717T - 5,0331$	0,0717	0,95
	330	$SWM = 0,0703T - 3,5195$	0,0703	0,99
	440	$SWM = 0,0683T - 4,4737$	0,0683	0,94
	550	$SWM = 0,0592T - 3,6049$	0,0592	0,98

Os coeficientes das regressões aplicadas aos valores de *SWV* variaram entre -0,046 e 0,0094, ao passo que os relativos aos índices *SWM*, entre 0,060 e 0,072. Ao se analisar os coeficientes, percebe-se também que os correspondentes às amostras CP_3 e CP_5 assumem valores negativos. Na verdade, esses valores negativos de *SWV* resultam das quantidades negativas de desgaste em volume mostradas na figura A.2.

A tabela A.2 também mostra os coeficientes de determinação correspondentes às regressões lineares aplicadas às massas e aos volumes específicos de desgaste. Eles estão muito mais próximos de 1 nas regressões correspondentes aos índices *SWM*. Esse fato indica que para esse caso, há um melhor ajuste entre os dados obtidos experimentalmente e as funções aproximadas.

A temperatura elevada explica a amplitude excessiva entre os coeficientes e o ajuste ruim dos dados com as regressões relacionadas aos volumes específicos de desgaste. Esses efeitos resultam da discrepância entre as perdas em massa e em volume verificadas nas amostras que foram testadas às temperaturas de 200°C e 300°C. A redução da densidade dessas amostras, apresentadas na figura 31, confirma que a temperatura afeta de forma irreversível a estrutura do

material de atrito. Esse fato está associado à presença de mecanismos de desgaste outros que não mecânicos, ocorrendo simultaneamente durante o processo de desgaste, como já reportado na referência [36].

O volume específico de desgaste é um parâmetro que para ser determinado, depende do volume de material desgastado. A forma de quantificação do desgaste definirá se os valores de *SWV*, obtidos experimentalmente, caracterizarão o desgaste do material de atrito de forma precisa ou não. O trabalho desenvolvido nessa Tese demonstrou que houve perda de material das amostras que não foi detectada na medição do desgaste em volume. Esse fato se justifica pela redução da densidade dessas mesmas amostras, constatada durante o desenvolvimento desse trabalho.

O estudo realizado por *Kukutschova et al.*, abordado na referência [36], relaciona a discrepância entre os valores de desgaste ao efeito da volatilização de parte dos elementos orgânicos que compõem o material. Esse processo de volatilização de alguns dos seus constituintes torna a aplicação do *SWV* inadequada à caracterização de materiais de atrito quanto ao desgaste, especialmente em ambientes de elevada temperatura. Na verdade, o parâmetro *SWM* deve ser aplicado sempre que a integridade física do material possa ser afetada pelos efeitos dessa característica.

APÊNDICE B – CÁLCULO DAS ÁREAS SUPERFICIAIS DOS CORPOS DE PROVA

As áreas superficiais dos corpos de prova, A_s , podem ser determinadas a partir das suas características geométricas, conforme apresentado na figura B.1 e mostrado na Equação (B.1):

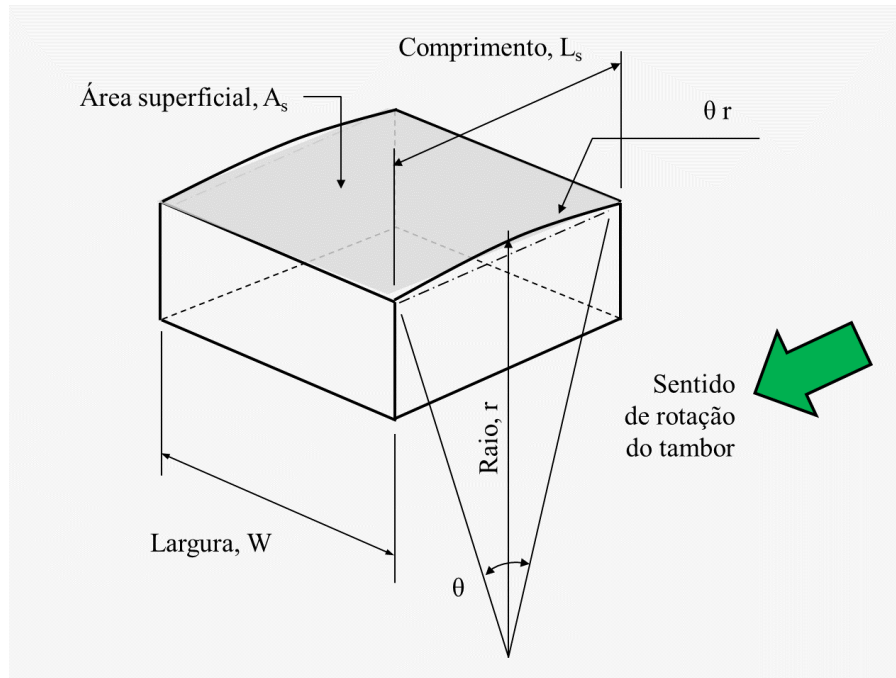


Fig. B.1 – Geometria Detalhada do Corpo de Prova Utilizado no Ensaio de Desgaste em Escala

$$A_s = 2rW_s \{ \text{Arcsen}[L_s/(2r)] \} \quad (\text{B.1})$$

Onde W_s é a largura e L_s é o comprimento da amostra de material de atrito.

Os valores das áreas superficiais, calculadas por meio da Equação (B.1), além das dimensões medidas nos corpos de prova, são mostrados na tabela B.1.

Tabela B.1 – Áreas Superficiais e Dimensões Principais dos Corpos de Prova Submetidos aos Ensaios de Desgaste em Escala

Corpos de Prova	Comprimento, L_s (mm)	Largura, W_s (mm)	Área Superficial, A_s (mm ²)
CP_1	25,61	25,94	665,26
CP_2	25,94	25,7	667,63
CP_3	25,48	26,74	682,29
CP_4	25,74	25,84	666,07
CP_5	25,23	26,08	658,9
CP_6	25,87	25,43	658,82
CP_7	25,66	25,99	667,85
CP_8	25,3	25,68	650,60
CP_9	25,6	25,63	657,05
CP_{10}	25,9	26,06	675,93
CP_{11}	25,76	25,6	660,4
CP_{12}	25,7	25,8	664

APÊNDICE C – PROPOSTA DE SIMPLIFICAÇÃO DO MÉTODO DE PREVISÃO DE DURABILIDADE DE MATERIAIS DE ATRITO APLICADOS A FREIOS A TAMBOR, BASEADA NOS RESULTADOS DOS ENSAIOS DE DESGASTE EM ESCALA

O gráfico apresentado na figura C.1 mostra a relação entre as massas específicas de desgaste e as pressões de contato, p_c , calculadas a partir das cargas normais aplicadas.

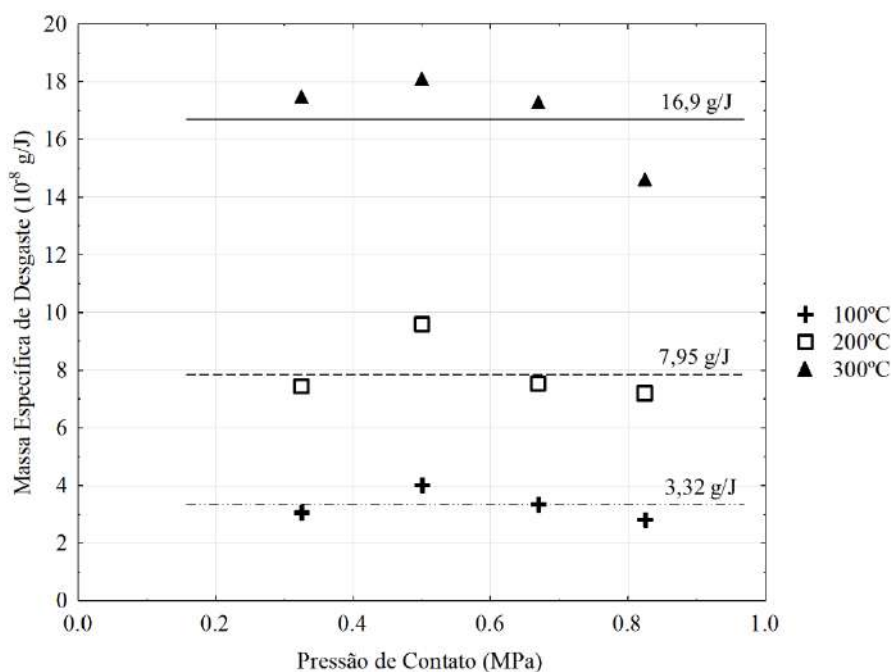


Fig. C.1 – Massa Específica de Desgaste em Função da Pressão de Contato a Diferentes Temperaturas

Observa-se na figura, que apesar da existência de oscilação dos índices com a variação do carregamento, há um bom ajuste dos seus valores com as suas respectivas médias, também indicadas no gráfico. Esse fato indica a reduzida relevância do carregamento mecânico sobre a variação da taxa de desgaste do material de atrito ensaiado, quando essa é comparada à da temperatura.

Tomando-se os valores médios apresentados na figura C.1 como referência, percebe-se que o aumento da temperatura potencializa o desgaste em massa, aumentando consideravelmente os valores de SWM . A relação entre as massas específicas de desgaste e a temperatura pode ser melhor compreendida por meio do gráfico da figura C.2.

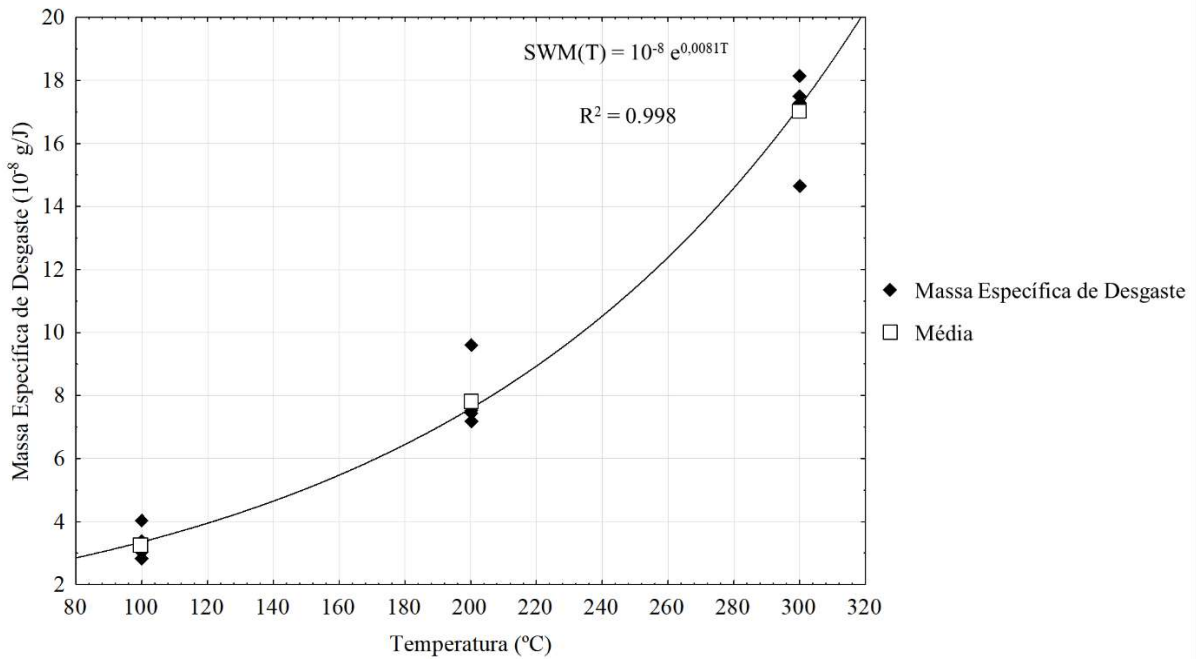


Fig. C.2 – Massa Específica de Desgaste em Função da Temperatura a Diferentes Pressões de Contato

A figura C.2 mostra que a relação entre a massa específica de desgaste e a temperatura não é linear. A regressão que melhor se ajusta às médias dos índices é a exponencial, ou seja, da forma $y = ae^{bx}$, com coeficiente de determinação, $R^2 = 0,998$. Pode-se dizer, portanto, que o índice SWM é uma propriedade do material de atrito ensaiado que irá variar apenas com a temperatura do freio. Dessa forma, é correto representá-lo por meio de uma função $SWM(T)$, conforme mostrado na Equação (C.1).

$$SWM(T) = \beta_1 e^{\beta_3 T} \tag{C.1}$$

A tabela C.1 apresenta os valores dos coeficientes β_1 e β_3 , bem como a função $SWM(T)$, obtidos por meio da regressão exponencial aplicada aos valores médios de SWM .

Tabela C.1 – Coeficientes e Função $SWM(T)$ Obtidos após Regressão Exponencial Aplicada aos Valores Médios de SWM do Material de Atrito

Coeficiente, β_1	Coeficiente, β_3	Função
10^{-8}	0,0081	$SWM(T) = 10^{-8} e^{0,0081T}$

Ao se assumir que o índice *SWM* é apenas função da temperatura, torna-se possível simplificar o método de previsão de durabilidade de materiais de atrito proposto nessa Tese.

Da definição de dano por desgaste, obtém-se para vários níveis de temperatura *j*:

$$W_D = \sum W_{Dj} \quad (C.2)$$

Sendo:

$$W_{Dj} = (E_{ptj}/E_{dtj}) \quad (C.3)$$

Por meio da combinação das Equações (C.2) e (C.3) com a Equação (35) e fazendo-se $j = T$, é possível se relacionar o dano por desgaste à função *SWM(T)*, conforme mostrado a seguir:

$$W_D(T) = E_{pt}SWM(T)/m_u \quad (C.4)$$

$$W_D(T) = E_{pt}(\beta_1 e^{\beta_3 T})/m_u \quad (C.5)$$

O dano por desgaste, W_D , correspondente a uma distância percorrida pelo veículo, M , pode ser obtido por meio da Equação (C.2). Combinando-se, portanto, as Equações (C.2) e (C.5), obtém-se:

$$\int W_D dT = \int [E_{pt}(\beta_1 e^{\beta_3 T})/m_u] dT \quad (C.6)$$

A energia dissipada nas frenagens durante o percurso do veículo pode ser determinada experimentalmente por meio da Equação (16). Portanto, o termo E_{pt} pode ser excluído da integral do segundo termo da Equação (C.6), o que leva ao seguinte resultado:

$$W_D = [(E_{pt}\beta_1/m_u\beta_3)(e^{\beta_3 T})]/T \quad (C.7)$$

A Equação (C.7) mostra que para o cálculo do dano por desgaste, basta apenas se determinar a quantidade total de energia dissipada ao longo do percurso do veículo e conhecer a temperatura do tambor durante a operação. Segundo *Limpert* [42], a temperatura do freio, T ,

tende a se estabilizar na chamada temperatura de trabalho, T_t , após um número grande de aplicações do freio, n . Essa temperatura dependerá da intensidade do carregamento mecânico, do tempo de duração e do intervalo entre as frenagens. Dependerá também, das propriedades térmicas e da geometria do tambor e da velocidade do veículo. Levando-se em conta que essas características se aplicam ao percurso do veículo, M , pode-se reescrever a Equação (C.7) da seguinte forma:

$$W_D = [(E_{pt}\beta_1/m_u\beta_3)(e^{\beta_3 T_t})]/T_t \quad (C.8)$$

A partir do dano por desgaste, a durabilidade do material de atrito poderia ser determinada, aplicando-se a regra de acúmulo de danos por desgaste conforme Equações (42) e (43).

GLOSSÁRIO

Alavanca ajustadora	Componente mecânico, parte do freio a tambor, cuja função é gerar torque de acionamento das sapatas, a partir da força gerada pelo atuador mecânico [56]. Em freios S-came, o sistema de regulagem da distância entre o material de atrito e o tambor está embutido nesse componente [42].
Ancoragem	Componente mecânico, parte do freio a tambor, cuja função é fixar uma das extremidades da sapata no flange, ao mesmo tempo em que permite que a mesma gire em torno de seu centro, durante o acionamento do freio [56].
Atuador Mecânico	Componente mecânico, parte do freio, cuja função é transformar pressão pneumática em trabalho (força x deslocamento), durante o acionamento do mesmo [56].
Caminhão Trator	É um veículo de tração, com no mínimo 4 rodas, construído e destinado a tracionar semirreboque ou, eventualmente, reboque [93].
<i>Chase</i>	Equipamento utilizado para realização de ensaios de desgaste conforme norma SAE j661 [87].
Freio S-came	Modelo de freio a tambor, no qual a transmissão de força entre os atuadores mecânicos e as sapatas, ocorre por meio de uma barra, ou came, cuja extremidade em contato com essas últimas, possui a forma de um “S” [56].

Freio Simplex	Modelo de freio a tambor, no qual se enquadra o freio S-came, que possui uma sapata primária e uma sapata secundária [42].
Freio Duplex	Modelo de freio a tambor, que possui duas sapatas primárias [42].
Freios Duo-Servo	Modelo de freio a tambor, no qual o acionamento de uma das sapatas ocorre por ação direta do atuador e o da outra, por reação direta ao deslocamento da sapata oposta [42].
Guarda pó	Componente mecânico, parte do freio a tambor, cuja função é proteger as sapatas, material de atrito e outros componentes, contra agentes externos, como: poeira, água, lama e outros [56].
Massa Específica de Desgaste	Em inglês, <i>specific wear mass</i> , ou <i>SWM</i> , é a relação entre a massa de material desgastado e a energia de desgaste.
Material de Atrito	Componente mecânico de desgaste, parte do freio, normalmente compósito, cuja função é gerar força de atrito durante o contato com o rotor (disco ou tambor de freio) [56].
Mola de Retorno	Componente mecânico, parte do freio a tambor, cuja função é retornar as sapatas à posição de repouso, uma vez cessado o acionamento do freio [56].
Peso Bruto Total Combinado	Da sigla <i>PBTC</i> , segundo definição na resolução CONTRAN 290/2008 [94], é o peso máximo que pode ser transmitido ao pavimento pela combinação de um veículo de tração ou de carga, mais seu(s) semirreboque(s), reboque(s), respeitada a relação potência/peso, estabelecida pelo

	INMETRO – Instituto de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial.
Rolete	Componente mecânico, parte do freio a tambor, cuja função é transformar a rotação do S-came em força de acionamento das sapatas [56].
S-came	Componente mecânico, parte do freio a tambor, cuja função é transmitir o torque gerado pela alavanca ajustadora às sapatas [56].
Sapata Primária	Do inglês, <i>leading shoe</i> , é o componente mecânico, parte do freio a tambor, no qual o material de atrito é fixado. O termo “primária”, refere-se ao fato de que o seu sentido de acionamento coincide com o sentido de giro do tambor de freio [42].
Sapata Secundária	Do inglês, <i>trailing shoe</i> , é o componente mecânico, parte do freio a tambor, no qual o material de atrito é fixado. O termo “secundária”, refere-se ao fato de que o seu sentido de acionamento é contrário ao sentido de giro do tambor de freio [42].
Semirreboque de Carga	É um veículo rebocado de carga, tracionado por meio de articulação, apoiado sobre o caminhão trator e destinado ao transporte de carga [93].
Volume Específico de Desgaste	Em inglês, <i>specific wear volume</i> , ou <i>SWV</i> , é a relação entre o volume de material desgastado e a energia de desgaste [29, 30].