



**ANÁLISE TERMO-MECÂNICA DE DISCOS
DE FREIO PARA UM VEÍCULO BAJA SAE**

GUSTAVO VAREJÃO FERREIRA PASQUAL

**PROJETO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

FACULDADE DE TECNOLOGIA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**ANÁLISE TERMO-MECÂNICA DE DISCOS
DE FREIO PARA UM VEÍCULO BAJA SAE**

GUSTAVO VAREJÃO FERREIRA PASQUAL

Orientador: PROF. DR. LUCIVAL MALCHER, ENM/UNB

PROJETO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

BRASÍLIA-DF, 12 DE NOVEMBRO DE 2021.

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**ANÁLISE TERMO-MECÂNICA DE DISCOS
DE FREIO PARA UM VEÍCULO BAJA SAE**

GUSTAVO VAREJÃO FERREIRA PASQUAL

PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA FACULDADE DE TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA, COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

APROVADA POR:

Prof. Dr. Lucival Malcher, ENM/UnB
Orientador

Prof. Dr. Thiago de Carvalho Rodrigues Doca, ENM/UnB
Examinador interno

Prof^a. Dra. Déborah de Oliveira, ENM/UnB
Examinador interno

BRASÍLIA, 12 DE NOVEMBRO DE 2021.

FICHA CATALOGRÁFICA

GUSTAVO VAREJÃO FERREIRA PASQUAL

ANÁLISE TERMO-MECÂNICA DE DISCOS DE FREIO PARA UM VEÍCULO BAJA SAE

2021xv, 79p., 201x297 mm

(ENM/FT/UnB, Engenheiro Mecânico, Engenharia Mecânica, 2021)

Projeto de Graduação - Universidade de Brasília

Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

GUSTAVO VAREJÃO FERREIRA PASQUAL (2021) ANÁLISE TERMO-MECÂNICA DE DISCOS DE FREIO PARA UM VEÍCULO BAJA SAE. Projeto de Graduação em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 79p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: GUSTAVO VAREJÃO FERREIRA PASQUAL

TÍTULO: ANÁLISE TERMO-MECÂNICA DE DISCOS DE FREIO PARA UM VEÍCULO BAJA SAE.

GRAU: Engenheiro Mecânico ANO: 2021

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

GUSTAVO VAREJÃO FERREIRA PASQUAL

gustavopasqual.enm@gmail.com

Ao meu pai, que seu espírito continue me guiando na estrada da vida.

Gustavo Varejão Ferreira Pasqual

Agradecimentos

Agradeço à minha mãe, ao meu pai, à minha irmã e a todos meus familiares por todo carinho e amor que recebi, por sempre estarem ao meu lado nos momentos mais difíceis da vida, por me incentivarem meus estudos e a nunca desistir dos meus sonhos. Vocês são minha base, sem vocês eu não estaria aqui.

Agradeço a todos meus amigos de infância, do colégio e da faculdade por sempre estarem comigo e desfrutarem dos momentos mais alegres dessa vida, graças ao companheirismo de vocês a vida se torna mais leve.

Em especial, gostaria de agradecer a todos os meus amigos bajeiros que fizeram parte da equipe Piratas do Cerrado, por me acompanharem em toda minha jornada de graduação. Todas as experiências vividas com vocês, desde os momentos de maiores tensões nas competições até os mais alegres, foram essenciais para o meu desenvolvimento pessoal e profissional. Vocês se tornaram minha família, levarei a amizade de vocês pro resto da vida.

Agradeço a todos os professores da UnB por toda troca de conhecimento e experiência. Em especial, agradeço ao meu orientador, professor Lucival Malcher, por sempre estar disposto a me ajudar, por apoiar todas as minhas ideias no desenvolvimento desse trabalho, por todos os conselhos e por ser uma referência de profissional para mim.

Por fim, gostaria de agradecer a todos que me ajudaram ativamente no desenvolvimento desse trabalho. Agradeço à professora Déborah e ao professor Maksym por sempre estarem dispostos a abrirem o laboratório de soldagem para a construção da bancada. Ao Tiago, irmão do professor Lucival, por disponibilizar as câmeras térmicas e pelo tempo despendido para ajudar na condução dos ensaios na bancada. Por fim, aos meus amigos da subárea de freios, Júlio e Juarez, por estarem comigo desde o começo do desenvolvimento desse trabalho e por me ajudarem a construir a bancada de ensaios, tenho certeza que vocês irão fazer uma boa continuação desse trabalho.

Resumo

Este trabalho propõe fazer uma análise do desempenho termomecânico de discos de freio de um veículo Baja SAE, através de simulações computacionais feitas em um software comercial de elementos finitos *Abaqus/CAE*, comparando o desempenho de dois materiais comumente aplicados em discos, AISI 1045 e AISI 420, e duas geometrias de discos que já foram utilizadas no protótipo. Primeiramente, buscou-se avaliar o desempenho das pastilhas de freio em uma bancada de testes, entretanto não foi possível correlacionar os dados de coeficiente de atrito com a temperatura do disco. Mesmo assim, os dados obtidos nos ensaios foram utilizados como condições iniciais das simulações térmicas para validação do modelo de geração de calor, em que aplica-se um fluxo de calor uniforme na área de fricção com as pastilhas. Pode-se concluir, comparando os resultados da simulação computacional com os obtidos com uma câmera térmica, que esta metodologia é uma boa aproximação para análise de frenagens consecutivas. Desse modo, para as simulações termomecânicas, fez-se um acoplamento sequencial, em que para a simulação térmica considerou um caso crítico de 20 ciclos consecutivos de frenagem e para a análise estrutural a temperatura do disco na última frenagem e o esforço mecânico devido ao torque de frenagem. Comparando o desempenho dos materiais, percebeu-se um melhor desempenho para o aço 1045, visto que apresentou uma menor temperatura máxima e menor tensão equivalente de von Mises na região crítica do disco. Por fim, com o aço 1045 como material, pode-se comparar o desempenho das geometrias dos discos utilizadas no protótipo nos anos 2019 e 2020, em que o disco 2020 apresentou uma maior capacidade de dissipar o calor e uma menor tensão em sua região crítica.

Palavras-chave: disco de freio; fluxo de calor; acoplamento termo-mecânico; distribuição de temperatura; tensão de von Mises.

Abstract

This work proposes an analysis of the thermomechanical performance of brake discs of a Baja SAE vehicle, through computational simulations made in a commercial finite element software Abaqus/CAE, comparing the performance of two common materials, AISI 1045 and AISI 420, and two geometries of discs that were already used in the prototype. First, it was tried to evaluate the performance of the brake pads on a test bench, however, it was not possible to correlate the friction coefficient data with the disc temperature. Even so, the data obtained in the tests were used as initial conditions of the thermal simulations to validate the heat generation model, in which uniform heat flux is applied in the pads friction area. Comparing the numerical results with data from a thermal camera, it was possible to gain that this methodology is a good approximation for consecutive analysis of braking. Thus, for the thermomechanical simulations, a sequential coupling was performed, in which for a thermal simulation a critical case of 20 consecutive braking cycles was considered and for the structural analysis the temperature of the disc in the last braking and the mechanical effort due to braking. Comparing the performance of the materials, it was constated a better performance for steel 1045, since it has a lower maximum temperature and lower equivalent von Mises stress in the critical region of the disc. Finally, with 1045 steel as the material, it was possible to compare the performance of the geometries of the discs used in the prototype in the years 2019 and 2020, in which the 2020 disc presented a greater capacity to dissipate heat and a lower equivalent von Mises stress.

Keywords: *brake disc; heat flux; thermomechanical coupling; temperature field; von Mises stress.*

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO E MOTIVAÇÃO	1
1.2	OBJETIVOS	3
1.3	ESTRUTURA DO TRABALHO	4
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1	SISTEMA DE FREIOS	5
2.1.1	PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO	5
2.2	INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA NO SISTEMA DE FREIOS	7
2.2.1	FENÔMENO DE <i>fade</i>	8
2.2.2	VAPORIZAÇÃO DO FLUIDO DE FREIO	9
2.2.3	TRINCAS TÉRMICAS NO DISCO	9
2.3	CONCEITOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	10
2.3.1	GERAÇÃO DE CALOR	10
2.3.2	DISSIPACÃO DE CALOR	11
2.4	TENSÃO TÉRMICA	13
2.5	ANÁLISE EM ELEMENTOS FINITOS	14
2.5.1	ACOPLAMENTO TERMO-MECÂNICO	15
2.6	ANÁLISE TERMO-MECÂNICA DE DISCOS DE FREIO	16
2.6.1	ESTUDO DE CASO: ABORDAGEM POR SIMETRIA E FONTE CALOR FIXA	16
2.6.2	ESTUDO DE CASO: ACOPLAMENTO SEQUENCIAL COM CFD, ANÁLISE TÉRMICA E ANÁLISE ESTRUTURAL	17
2.6.3	ESTUDO DE CASO: COMPARAÇÃO DOS MÉTODOS DE GERAÇÃO DE CALOR	18
3	BANCADA PARA ENSAIOS DO SISTEMA DE FREIOS E RESULTADOS EXPERIMENTAIS	20
3.1	DESCRIÇÃO DA BANCADA DE TESTES	20
3.1.1	SISTEMA DE TRANSMISSÃO	21
3.1.2	SISTEMA DE FRENAGEM	22
3.1.3	AQUISIÇÃO DE DADOS	23
3.2	PROCEDIMENTOS PARA OS ENSAIOS NA BANCADA	25
3.3	CALIBRAÇÃO DOS SENSORES	26

3.3.1	TRANSDUTOR DE PRESSÃO	26
3.3.2	CÉLULA DE CARGA	26
3.3.3	SENSOR DE ROTAÇÃO	27
3.4	DETERMINAÇÃO DA EMISSIVIDADE TÉRMICA DOS MATERIAIS AISI 1045 E AISI 420.....	28
3.5	DADOS EXPERIMENTAIS DE FORÇA, PRESSÃO E VELOCIDADE ANGULAR.....	30
3.5.1	DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DO COEFICIENTE DE ATRITO.....	31
3.6	CONCLUSÕES PRELIMINARES.....	32
4	VALIDAÇÃO DA METODOLOGIA DE SIMULAÇÃO TÉRMICA	33
4.1	PROCEDIMENTOS PARA SIMULAÇÃO TÉRMICA.....	33
4.1.1	PROPRIEDADES TÉRMICAS DOS MATERIAIS	33
4.1.2	MALHA DE ELEMENTOS FINITOS.....	34
4.1.3	CONDIÇÕES DE CONTORNO	34
4.1.4	DETERMINAÇÃO DO FLUXO DE CALOR.....	36
4.1.5	CÁLCULO DO COEFICIENTE DE TROCA DE CALOR POR CONVECÇÃO... ..	37
4.2	RESULTADOS NUMÉRICOS E EXPERIMENTAIS DE TEMPERATURA	38
4.2.1	AÇO AISI 1045	38
4.2.2	AÇO AISI 420.....	40
4.2.3	CONCLUSÕES PRELIMINARES.....	43
5	SIMULAÇÃO PARA 20 CICLOS DE FRENAGEM.....	44
5.1	DISCOS DE FREIO.....	44
5.1.1	MATERIAIS DOS DISCOS	45
5.2	ANÁLISE DA DINÂMICA LONGITUDINAL DO PROTÓTIPO BAJA SAE ...	46
5.2.1	DADOS DO VEÍCULO	46
5.2.2	ACELERAÇÃO.....	47
5.2.3	FRENAGEM.....	47
5.2.4	COEFICIENTE DE TROCA DE CALOR POR CONVECÇÃO.....	50
5.3	PROCEDIMENTOS PARA SIMULAÇÃO	51
5.3.1	SIMULAÇÃO TÉRMICA	51
5.3.2	SIMULAÇÃO ESTRUTURAL	52
5.4	RESULTADOS DE TEMPERATURA E TENSÃO PARA OS MATERIAIS AISI 1045 E AISI 420.....	57
5.4.1	ANÁLISE TÉRMICA	57
5.4.2	ANÁLISE ESTRUTURAL	60
5.4.3	CONCLUSÕES PRELIMINARES.....	61
5.5	RESULTADOS DE TEMPERATURA E TENSÃO PARA OS DISCOS 2019 E 2020	62
5.5.1	ANÁLISE TÉRMICA	62
5.5.2	ANÁLISE ESTRUTURAL	63

5.5.3	CONCLUSÕES PRELIMINARES	64
6	CONCLUSÃO	65
6.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	67
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	68
A	ESPECIFICAÇÕES DOS COMPONENTES DA BANCADA DE TESTES.....	71
A.1	MOTOR ELÉTRICO	71
A.2	TRANSDUTOR DE PRESSÃO.....	71
A.3	CÉLULA DE CARGA	72
A.4	SENSOR DE ROTAÇÃO	72
A.5	CÂMERAS TÉRMICAS	72
A.6	ARDUINO UNO	73
A.7	BANCADA DE PESO MORTO	73
B	DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE EMISSIVIDADE TÉRMICA.....	74
B.1	RESULTADOS DA CÂMERA TÉRMICA PARA O MATERIAL 1045.....	74
B.2	RESULTADOS DA CÂMERA TÉRMICA PARA O MATERIAL 420	75
C	DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA	77
C.1	DISCO 2020 E AÇO AISI 1045	77
C.2	DISCO 2020 E AÇO AISI 420	78
C.3	DISCO 2019 E AÇO AISI 1045	79

LISTA DE FIGURAS

1.1	Baja SAE Brasil 2020.	1
1.2	Protótipo da equipe Piratas do Cerrado na competição Baja SAE Brasil 2020..	2
2.1	Exemplos de sistemas de transmissão de energia: (a) freio mecânico; (b) freio hidráulico; (c) freio pneumático e (d) freio elétrico.	6
2.2	Principais componentes de um sistema de freios, (REIF, 2014).	7
2.3	Superaquecimento do disco de freio, (Arthobald, 2008).	8
2.4	Coeficiente de atrito em função da temperatura, (MENEZES, 2016).	8
2.5	Temperatura de ebulição do fluido de freio em função da porcentagem de água, (MANSELL, 2018).	9
2.6	Trincas térmicas,(WU; ZHANG; XU, 2016).	10
2.7	Mecanismos de transferência de calor em um disco de freio, adaptado de Talati e Jalifar (2008)	10
2.8	Transferência de calor por condução,(ÇENCEL; GHAJAR, 2015).	12
2.9	Malha de elementos finitos de um sistema de freio, (RIVA; VARRIALE; WAHLSTROM, 2020).	15
2.10	Resultados do trabalho de Koetniyom (2000): (a) distorção do <i>back-vented</i> ; (b) distorção do <i>front-vented</i> ; (c) deformação plástica do <i>back-vented</i> e (d) deformação plástica do <i>front-vented</i>	17
2.11	Resultados do trabalho de Belhocine e Abdullah (2020): (a) modelo CFD, (b) validação da análise térmica, (c) condições de contorno análise estrutural e (d) resultados da análise estrutural.	18
2.12	Resultados do trabalho de Pan e Cai (2018): (a) fluxo de calor rotacional no disco de freio, (b) resultados de temperatura, (c) resultados de tensão e (d) comparação entre os métodos.	19
3.1	Projeto da bancada de ensaios do sistema de freios.	21
3.2	Componentes do sistema de transmissão da bancada de ensaios.	22
3.3	Componentes do sistema de freio da bancada de ensaios.	23
3.4	Sensores utilizados na bancada de ensaios: (a) transdutor de pressão, (b) célula de carga, (c) Sensor óptico e disco encoder e (d) câmera térmica.	24
3.5	Calibração do transdutor de pressão.	26
3.6	Curva de calibração dos sensores: (a) transdutor de pressão e (b) célula de carga.	27

3.7	Validação do sensor de rotação: (a) dados medidos pelo Arduino e (b) medição com o tacômetro.	27
3.8	Procedimentos para determinação da emissividade térmica dos materiais: (a) disco 420 pintado, (b) fonte de calor com o disco 1045 pintado, (c) regiões selecionadas para o disco 1045 e (d) regiões selecionadas para o disco 420.	29
3.9	Emissividade térmica em função da temperatura para os materiais AISI 1045 e AISI 420.	29
3.10	Dados experimentais em função do tempo: (a) pressão hidráulica na linha de freio, (b) força medida pela célula de carga e (c) velocidade angular do disco. .	30
3.11	Forças atuantes no suporte da pinça de freio.	31
3.12	Coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco de freio em função do tempo para os ensaios com os materiais AISI 1045 e AISI 420.	32
4.1	Propriedades térmicas dos materiais AISI 1045 e AISI 420 em função da temperatura: (a) condutividade térmica e (b) calor específico.	34
4.2	Malha de elementos finitos do disco 2020 para a simulação térmica.	35
4.3	Faces do disco selecionadas para aplicação do fluxo de calor: (a) face interna e (b) face externa.	35
4.4	Geração de calor no disco: (a) potência de frenagem pelo tempo e (b) fluxo de calor para cada face do disco pelo tempo.	36
4.5	Distribuição de temperatura no disco de freio para o tempo 4s e material 1045: (a) resultado experimental e (b) resultado numérico.	38
4.6	Distribuição de temperatura no disco de freio para o tempo 10s e material 1045: (a) resultado experimental e (b) resultado numérico.	38
4.7	Distribuição de temperatura no disco de freio para o tempo 15s e material 1045: (a) resultado experimental e (b) resultado numérico.	39
4.8	Temperatura em função da distância radial para cada linha traçada nos resultados numéricos e experimentais utilizando como material o aço 1045: (a) 4 s, (b) 10 s e (c) 15 s.	40
4.9	Distribuição de temperatura no disco de freio para o tempo 4 s e material 420: (a) resultado experimental e (b) resultado numérico.	41
4.10	Distribuição de temperatura no disco de freio para o tempo 9 s e material 420: (a) resultado experimental e (b) resultado numérico.	41
4.11	Distribuição de temperatura no disco de freio para o tempo 15 s e material 420: (a) resultado experimental e (b) resultado numérico.	41
4.12	Distribuição de temperatura no disco de freio para o tempo 15s e material 1045: (a) simulação numérica e (b) resultado experimental.	42
5.1	Discos de freio utilizados para análise: (a) 2019 e (b) 2020.	45
5.2	Propriedades termo-mecânicas dos aços 1045 e 420 em função da temperatura: (a) módulo de elasticidade e (b) coeficiente de expansão térmica.	46
5.3	Esquematização de 1 ciclo de frenagem.	46

5.4	Dimensões gerais do protótipo.	47
5.5	Desempenho em aceleração do protótipo: (a) espaço por tempo e (b) velocidade por tempo.	48
5.6	Geração de calor nos discos: (a) potência de frenagem pelo tempo e (b) fluxo de calor para cada disco para o tempo de um ciclo de frenagem.	49
5.7	Coeficiente de transferência de calor por convecção: (a) em função da velocidade do protótipo e (b) em função do tempo para 1 ciclo de frenagem.	51
5.8	Malha de elementos finitos geradas para as simulações térmicas: (a) disco 2020 e (b) disco 2019.	52
5.9	Posição das pastilhas de freio nas simulações estruturais: (a) 90° e (b) 45°.	53
5.10	Condições de contorno das simulações estruturais.	54
5.11	Malhas de elementos finitos geradas para análise de convergência do disco 2020: (a) região do furo da malha 1, (b) região do alívio da malha 1, (c) região do furo da malha 2, (d) região do alívio da malha 2, (e) região do furo da malha 3 e (f) região do alívio da malha 3.	55
5.12	Malhas de elementos finitos geradas para análise de convergência do disco 2019: (a) região do furo da malha 1, (b) região do alívio da malha 1, (c) região do furo da malha 2, (d) região do alívio da malha 2, (e) região do furo da malha 3 e (f) região do alívio da malha 3.	56
5.13	Gráfico de convergência de malha: (a) disco 2020 e (b) disco 2019.	57
5.14	Malha final: (a) disco 2020 e (b) disco 2019.	57
5.15	Distribuição de temperatura do disco 2020 para os aços AISI 1045 e AISI 420 após 20 ciclos de frenagem.	58
5.16	Temperaturas máxima e mínima do disco 2020 em função do tempo para os aços AISI 1045 e AISI 420.	58
5.17	Diferença relativa entre a temperatura máxima de cada ciclo de frenagem e o ciclo anterior para os materiais AISI 1045 e AISI 420.	59
5.18	Diferença relativa das temperaturas máxima e mínima entre os materiais AISI 420 e AISI 1045.	59
5.19	Resultados de tensão equivalente de von Mises para a pastilha em 90°: (a) AISI 1045 e (b) AISI 420.	60
5.20	Resultados de tensão equivalente de von Mises para a pastilha em 45°: (a) AISI 1045 e (b) AISI 420.	60
5.21	Distribuição de temperatura dos discos 2019 e 2020 com aço AISI 1045 após 20 ciclos de frenagem.	62
5.22	Temperaturas máxima e mínima dos discos 2019 e 2020 em função do tempo com o aço AISI 1045.	63
5.23	Diferença relativa das temperaturas máxima e mínima entre os discos 2019 e 2020.	63

5.24	Distribuição de tensão equivalente de von Mises para o disco de 2019 e material AISI 1045: (a) posição das pastilhas em 90° e (b) posição das pastilhas em 45°.....	64
B.1	Foto 1 para o disco 1045: (a) emissividade ajustada em 0,95 e (b) emissividade ajustada em 0,71.	74
B.2	Foto 2 para o disco 1045: (a) emissividade ajustada em 0,95 e (b) emissividade ajustada em 0,77.	74
B.3	Foto 3 para o disco 1045: (a) emissividade ajustada em 0,95 e (b) emissividade ajustada em 0,79.	75
B.4	Foto 1 para o disco 420: (a) emissividade ajustada em 0,95 e (b) emissividade ajustada em 0,25.	75
B.5	Foto 2 para o disco 420: (a) emissividade ajustada em 0,95 e (b) emissividade ajustada em 0,24.	75
B.6	Foto 3 para o disco 420: (a) emissividade ajustada em 0,95 e (b) emissividade ajustada em 0,22.	76
C.1	Distribuição de temperatura para o disco 2020 e aço AISI 1045 após: (a) 5ª frenagem (40,8 s); (b) 10ª frenagem (88,9 s); (c) 15ª frenagem (136,9 s) e (d) 20ª frenagem (185,0 s).	77
C.2	Distribuição de temperatura para o disco 2020 e aço AISI 420 após: (a) 5ª frenagem (40,8 s); (b) 10ª frenagem (88,9 s); (c) 15ª frenagem (136,9 s) e (d) 20ª frenagem (185,0 s).	78
C.3	Distribuição de temperatura para o disco 2019 e aço AISI 1045 após: (a) 5ª frenagem (40,8 s); (b) 10ª frenagem (88,9 s); (c) 15ª frenagem (136,9 s) e (d) 20ª frenagem (185,0 s).	79

LISTA DE TABELAS

4.1	Densidade para os materiais AISI 1045 e AISI 420.....	34
4.2	Cálculo do Coeficiente de Convecção.	37
5.1	Características geométricas dos discos 2019 e 2020.	45
5.2	Propriedades termo-mecânicas independentes da temperatura.	45
5.3	Dimensões gerais do protótipo.	47
5.4	Número de elementos e nós para cada malha da análise de convergência do disco 2020.	55
5.5	Número de elementos e nós para cada malha da análise de convergência do disco 2019.	56
5.6	Comparação dos resultados de tensão dos materiais AISI 1045 e AISI 420 em cada região crítica e posição das pastilhas de freio.	61
5.7	Comparação dos resultados de tensão dos discos 2020 e 2019 com o material AISI 1045 em cada região crítica e posição das pastilhas de freio.	64
A.1	Especificações do Motor Elétrico.....	71
A.2	Especificações do Transdutor de Pressão	71
A.3	Especificações da Célula de Carga	72
A.4	Especificações do Sensor de Rotação.....	72
A.5	Especificações da Câmera Térmica Flir E60.....	72
A.6	Especificações da Câmera Térmica Fluke Ti200	73
A.7	Especificações da Placa Arduino Uno R3	73
A.8	Especificações da Bancada de Peso Morto	73

LISTA DE TERMOS E SIGLAS

ABS	Sistema de Freio Antitravamento
CFD	Fluidodinâmica Computacional
EDPs	Equações Diferenciais Parciais
MEF	Método de Elementos Finitos
SAE	Sociedade de Engenheiros da Mobilidade

LISTA DE SÍMBOLOS

- α Coeficiente de expansão térmica [$1/^\circ\text{C}$]
- ε Emissividade do material
- ε_{th} Deformação térmica
- μ Coeficiente de atrito entre o pneu e o terreno
- μ_p Coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco de freio
- ν Viscosidade cinemática do ar [m^2/s]
- σ_b Constante de Stefan-Boltzmann [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}^4$]
- σ_{th} Tensão Térmica [Pa]
- ϕ Distribuição de carga no eixo dianteiro
- ω_i Velocidade angular inicial dos pneus [rad/s]
- $\omega(t)$ Velocidade angular do disco em função do tempo [rad/s]
- ΔT Diferença de temperatura entre o corpo e o ar [$^\circ\text{C}$]
- Φ Distribuição da força de frenagem do protótipo
- χ Razão entre a altura do centro de gravidade e o entre-eixos
- Ψ Razão entre a carga estática no eixo traseiro e o peso do total do protótipo
- a Desaceleração [m/s^2]
- g Aceleração da gravidade [m/s^2]
- h Altura do centro de gravidade [m]
- h_{conv} Coeficiente de transferência de calor por convecção [$\text{W}/\text{m}^2\text{C}$]
- h_{fd} Fluxo de calor em um disco dianteiro [W/m^2]
- h_{rad} Coeficiente de transferência de calor por radiação [$\text{W}/\text{m}^2\text{C}$]

k Condutividade Térmica [W/m°C]

k_a Condutividade térmica do ar [W/m°C]

m Massa do Protótipo [kg]

t Tempo [s]

t_a Tempo de aceleração [s]

t_f Tempo de frenagem [s]

v Velocidade do protótipo [m/s]

v_i Velocidade inicial do protótipo [m/s]

v_{max} Velocidade máxima do protótipo [m/s]

A_p Área de fricção do disco com as pastilhas [m²]

A_{ep} Área dos êmbolos da pinça de freio [m²]

A_{pad} Área da pastilha de freio [m²]

D Diâmetro do disco [m]

E Módulo de elasticidade [Pa]

E_b Energia de frenagem [J]

E_{fd} Energia dissipada em um único disco de freio [J]

F_{at} Força de atrito entre a pastilha e o disco de freio [N]

F_{cc} Força medida pela célula de carga [N]

F_n Força normal na pastilha de freio [N]

I Momento de inércia dos componentes girantes [kgm²]

I_f Momento de inércia do componentes girantes de um lado dianteiro [kgm²]

L Entre-eixos do protótipo [m]

L_f Distância entre o eixo dianteiro e o centro de gravidade do protótipo [m]

P Pressão na linha de freio [MPa]

P_b Potência de frenagem [W]

P_{fd} Potência de frenagem em um disco dianteiro [W]

\dot{Q}_{cond} Taxa de transferência de calor por condução [W]

\dot{Q}_{conv} Taxa de transferência de calor por convecção [W]

\dot{Q}_{rad} Taxa de transferência de calor por radiação [W]

Re Número de Reynolds

Re_w Número de Reynolds rotacional

R_{al} Distância da célula de carga ao centro do disco [m]

R_{ed} Raio efetivo do disco de freio [m]

R_p Raio do pneu [m]

T_{amb} Temperatura ambiente [°C]

T_d Temperatura do disco [°C]

T_{Dreal} Temperatura real do disco [°C]

T_{Dmed} Temperatura medida do disco [°C]

T_{Amed} Temperatura ambiente medida [°C]

T_{Areal} Temperatura ambiente real [°C]

T_f Torque de frenagem [Nm]

Capítulo 1

Introdução

1.1 Contextualização e Motivação

O programa Baja SAE é um desafio proposto pela Sociedade de Engenheiros da Mobilidade (SAE) a estudantes de engenharia de todo o mundo em que eles devem projetar, construir e testar um protótipo *off-road*, monoposto e robusto. Dessa forma, anualmente o projeto é avaliado em competições de níveis regionais, nacionais e internacionais.

O projeto Baja SAE foi criado na Universidade da Carolina do Sul, Estados Unidos, sob a direção do Dr. John F. Stevens, sendo que a primeira competição ocorreu em 1976. Já no ano de 1995 aconteceu a primeira competição nacional no Brasil na cidade de São Paulo (SAE Brasil, 2021). Atualmente no Brasil, por ano são organizadas três competições regionais (Nordeste, Sudeste e Sul) e uma competição nacional, figura 1.1, em que os três primeiros colocados são classificados para competições de nível internacional nos Estados Unidos da América.



Figura 1.1: Baja SAE Brasil 2020.

As competições de Baja SAE são divididas da seguinte maneira:

- **Inspeção de conformidade técnica e segurança:** o protótipo é rigorosamente visitado para garantir que todas as suas partes estejam de acordo com o regulamento

vigente na data da competição. Além disso, o protótipo é avaliado dinamicamente de forma a assegurar sua capacidade de travar as quatro rodas durante a frenagem, de transpor obstáculos e de realizar curvas de pequeno raio.

- **Apresentação de projeto:** as equipes devem elaborar um relatório técnico acerca do desenvolvimento do protótipo e realizar apresentações orais aos juízes da competição, que são profissionais que trabalham diretamente com os temas apresentados.
- **Eventos dinâmicos:** o desempenho dinâmico do protótipo é mensurado através de provas de aceleração, velocidade, manobrabilidade e transposição de obstáculos.
- **Enduro de resistência:** nesta etapa os veículos devem completar o maior número de voltas em 4 horas em uma pista de terreno irregular com obstáculos sob qualquer condição climática.

Deste modo, o projeto Baja SAE tem uma vital importância para a formação dos futuros engenheiros, pois esses têm a oportunidade de lidar com problemas reais de engenharia, assim, aplicando na prática os conceitos adquiridos em sala de aula. Além disso, desenvolvem tanto suas habilidades técnicas como suas habilidades interpessoais.

A equipe Piratas do Cerrado é uma das representantes da Universidade de Brasília nas competições Baja SAE. A equipe surgiu no ano de 1997 e dentro dos seus mais de 20 anos de história acumula diversas conquistas e evoluções de projeto. Dentre os principais resultados da equipe destacam-se: 1º lugar geral na Etapa Nordeste de 2007, 12º na Etapa Nacional 2012, 14º na Etapa Nacional 2019, 10º na apresentação de projeto de freios na Etapa Nacional 2019 e 3º na apresentação de projeto de Dinâmica Longitudinal (projeto de freios e trem de força) na Etapa Sudeste 2019. Por fim, na figura 1.2, pode-se observar o último protótipo da equipe na prova de enduro da competição Baja SAE Brasil 2020.



Figura 1.2: Protótipo da equipe Piratas do Cerrado na competição Baja SAE Brasil 2020.

Durante o processo de frenagem, os freios convertem energia cinética do veículo em energia térmica na superfície de contato entre o disco de freio e as pastilhas da pinça, elevando a temperatura do sistema. O aumento excessivo da temperatura pode causar *fade* do sistema, que é a redução da eficiência de frenagem, que está atrelado com a diminuição do coeficiente de atrito das pastilhas. Além disso, a temperatura é dissipada para o ambiente por convecção e radiação e para os outros componentes por condução, o que aumenta a temperatura do fluido de freio, que pode se vaporizar, aumentando o curso do pedal. Por fim, os elevados gradientes de temperatura acarretam em deformações plásticas no disco, que podem influenciar no surgimento de trincas térmicas, diminuindo a vida útil dos mesmos.

Neste sentido, com o objetivo de contribuir para o crescente desempenho do protótipo, este trabalho propõe uma análise termo-mecânica de discos de freio, uma vez que o sistema de freios é o principal responsável pela segurança do veículo e o seu desempenho não pode ser afetado pela temperatura. Deste modo, durante a competição a frenagem deve ser a mais eficiente possível, propiciando uma resposta rápida do sistema. Além disso, durante a prova de enduro o carro está sujeito a consecutivas frenagens, assim a análise térmica se torna vital para evitar o *fade* do sistema e, do ponto de vista mecânico, evitar o surgimento de trincas térmicas nos discos, que pode comprometer a segurança do piloto.

1.2 Objetivos

Este trabalho tem como objetivo principal fazer uma análise termo-mecânica dos discos de freio dianteiros de um protótipo Baja SAE sob uma condição crítica de 20 ciclos consecutivos de frenagem. Para isso, definiram-se os seguintes objetivos específicos:

- Analisar a influência da temperatura no coeficiente de atrito entre as pastilhas e o disco de freio através de ensaios conduzidos em uma bancada experimental. Neste sentido, busca-se averiguar se as temperaturas atingidas nos discos após os 20 ciclos de frenagem irá causar *fade* do sistema.
- Validar a metodologia de geração de calor no disco de freio, comparando os resultados de temperatura das simulações computacionais com os resultados experimentais obtidos através de uma câmera térmica.
- Com base em uma geometria de disco específica definir qual material possui melhor desempenho termo-mecânico, tendo como foco a dissipação de energia, menor temperatura atingida e menores tensões térmicas geradas. Os materiais a serem analisados são o aço carbono AISI 1045 e o aço inox AISI 420.
- Com base no melhor material selecionado, definir, entre duas geometrias distintas de discos de freio, qual possui melhor desempenho termo-mecânico, identificando os pontos críticos de cada geometria.

1.3 Estrutura do Trabalho

A elaboração desse trabalho é feita em seis capítulos:

- No **primeiro capítulo**, é feita uma introdução quanto ao assunto a ser desenvolvido com a motivação do estudo e seus objetivos.
- No **segundo capítulo**, tem-se uma revisão bibliográfica do sistema de freios, da influência da temperatura no sistema e da análise termo-mecânica em discos de freio.
- No **terceiro capítulo**, é apresentada a bancada de testes desenvolvida para validar o modelo de geração de calor no disco de freio, assim como os procedimentos dos ensaios e seus resultados.
- No **quarto capítulo**, é feita a validação da metodologia de geração de calor, comparando os resultados de temperatura das simulações computacionais com os resultados obtidos nos ensaios através de uma câmara térmica.
- No **quinto capítulo**, é feita a análise termo-mecânica para os 20 ciclos consecutivos de frenagem, comparando o desempenho de duas ligas de aço e duas geometrias distintas de disco de freio.
- Finalmente, no **sexto capítulo**, apresentam-se as conclusões do trabalho e as sugestões para trabalhos futuros.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

2.1 Sistema de Freios

O efeito das grandes velocidades e a grande capacidade de transportar cargas nos veículos atuais, tem levado os projetistas a se preocuparem cada vez mais com os procedimentos de parada ou frenagem, (NICOLAZZI, 2012). Dessa forma, o sistema de freios deve ser capaz de parar um veículo na menor distância possível sob as mais diversas condições de uso, tais como: em pistas secas, molhadas ou escorregadias; com veículos leves ou completamente carregados; enquanto o carro está andando em linha reta ou fazendo curva; com freios novos ou desgastados; em aclives ou declives; etc, (LIMPERT, 2011).

2.1.1 Princípios de Funcionamento

As funções básicas de um sistema de freios são reduzir a velocidade do veículo, manter a velocidade durante uma decida e manter o veículo parado depois de estacionado. Essas funções devem ser executadas durante uma operação normal dos freios e em um menor grau de eficácia de frenagem, caso haja uma falha no sistema, (LIMPERT, 1999).

Sistemas de freios podem ser compostos por diversos princípios de funcionamento. Todos apresentam o mesmo objetivo final, converter uma fonte de energia, seja ela, por exemplo, os músculos da perna do motorista ou um motor elétrico, em um torque contrário ao movimento das rodas do veículo. Assim, essa energia pode ser transmitida através de um sistema mecânico, hidráulico, pneumático ou elétrico, figura 3.3.

Freios mecânicos são projetados para que apenas dispositivos mecânicos como cabos ou hastes transmitam a energia, como os freios da maior parte das bicicletas e freio de estacionamento de carros. Já os freios hidráulicos usam um fluido como forma intermediária para transmissão da energia às rodas, utilizados na maioria dos carros comerciais. Por outro lado, os freios pneumáticos usam o ar para a transmissão, utilizados principalmente em veículos pesados, como caminhões e ônibus. Os elétricos, por sua vez, usam a corrente elétrica como

meio de transmissão, por exemplo, são utilizados atualmente como uma forma de substituição do freio de estacionamento mecânico convencional. Por fim, podem existir freios mistos, que utilizam uma combinação desses sistemas.



Figura 2.1: Exemplos de sistemas de transmissão de energia: (a) freio mecânico; (b) freio hidráulico; (c) freio pneumático e (d) freio elétrico.

A figura 2.2 mostra um sistema de freios convencional de circuito duplo sem componentes de segurança eletrônicos. Durante o processo de frenagem, o motorista aplica uma força no pedal (8), que é multiplicada pelo princípio de alavanca, movendo o acionador ligado ao pistão do servo freio (7). O servo freio amplifica a força e aciona o cilindro mestre (5). O cilindro mestre, por sua vez, converte a força mecânica em uma pressão hidráulica. Os dois pistões do cilindro mestre forçam o fluido de freio para fora do cilindro pressurizando as linhas de freio rígidas (4) e flexíveis (2). Deste modo, transmitindo a pressão hidráulica para as pinças de freio que a convertem em uma força de atrito nos disco (1) ou para os tambores (12), que geram uma força de atrito pela fricção de suas sapatas. Por fim, essa força de atrito gera um torque contrário ao movimento das rodas, que conseqüentemente desacelera o veículo.

Caso um dos circuitos falhe durante a operação, o outro continuará funcionando normalmente. Isto se deve ao fato das linhas, neste caso, dianteiras e traseiras serem independentes.

Assim, o reservatório de fluido de freio (6) possui uma divisão interna, que compensa a flutuação de fluido do sistema.

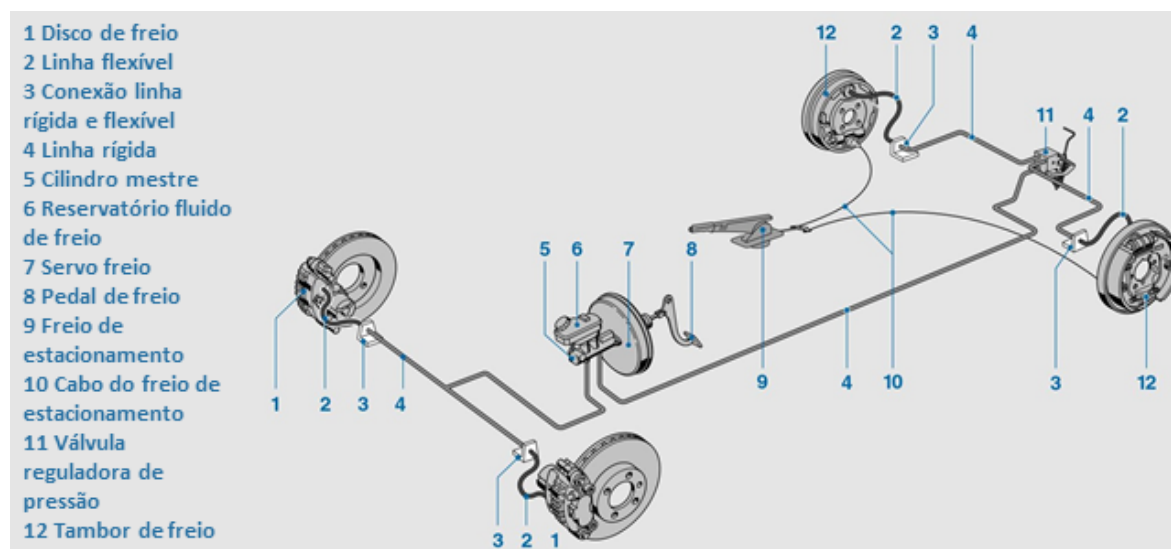


Figura 2.2: Principais componentes de um sistema de freios, (REIF, 2014).

Este sistema, também possui uma válvula reguladora de pressão (11), que permite modificar a pressão da linha traseira. Com o aumento da desaceleração do veículo, o eixo dianteiro tende a ter mais carga, devido ao fenômeno de transferência de carga, e consequentemente a linha dianteira precisa de uma maior pressão no sistema em comparação com a traseira. Deste modo, para evitar um *overbreak* do eixo traseiro, a válvula de proporção atua diminuindo a pressão da linha. Essa é uma forma de controlar o balanço de frenagem quando não há um sistema de freio antitravamento (ABS).

Já para manter o veículo estacionado, o sistema de freio de acionamento acoplado ao eixo traseiro (12) é operado por uma alavanca de mão (9) e um cabo (10).

2.2 Influência da Temperatura no Sistema de Freios

De acordo com Limpert (2011), Os freios convertem energia cinética e potencial do veículo em energia térmica na superfície de fricção pelo processo de geração de calor. O calor gerado, e consequentemente, a temperatura dos freios, é um produto da velocidade de escorregamento entre as pastilhas e o disco, da pressão de contato entre as superfícies e do coeficiente de atrito.

O aumento da temperatura dos componentes pode diminuir a eficiência de frenagem, aumentar o desgaste das pastilhas, vaporizar o fluido de freio, causar uma falha dos rolamentos, gerar trincas térmicas nos discos e gerar vibrações excessivas. Dessa forma, os freios devem ser projetados para que a temperatura de operação esteja abaixo de um determinado nível para garantir um operação segura e eficiente dos componentes de freio sob as mais diversas condições, (LIMPERT, 2011).

2.2.1 Fenômeno de *fade*

A energia térmica gerada pode levar o sistema de freios a um superaquecimento, figura 2.3, causando uma perda na eficiência de frenagem, fenômeno conhecido como *fading*. Esse fenômeno ocorre em condições extremas de frenagem, como em uma frenagem constante descendo uma ladeira com uma elevada carga ou após consecutivas frenagens em alta velocidade.



Figura 2.3: Superaquecimento do disco de freio, (Arthobald, 2008).

O superaquecimento dos discos acarreta em uma diminuição do coeficiente de atrito das pastilha de freio. Diversos estudos já foram feitos para estudar o *fading* das pastilhas. Recentemente, Menezes (2016) caracterizou o comportamento do coeficiente de atrito da pastilha com o disco de um sistema de freio de motocicleta variando a pressão de contato, a velocidade de escorregamento e a temperatura. Dos resultados obtidos, figura 2.4, pode-se perceber que a força de atrito aumenta até um valor máximo e em seguida, sofre uma redução, evidenciando o efeito de *fade*.

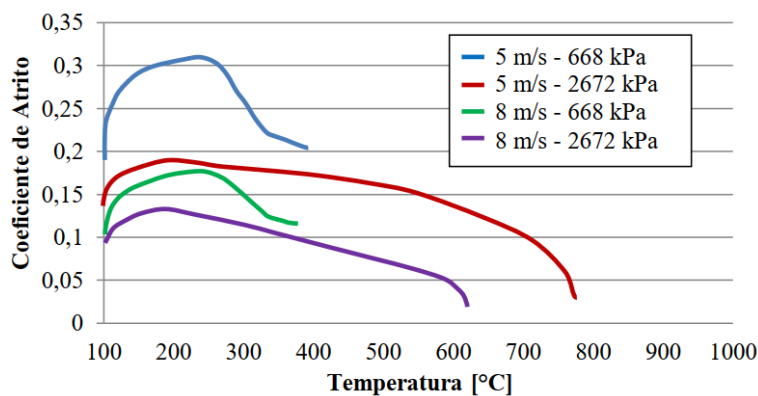


Figura 2.4: Coeficiente de atrito em função da temperatura, (MENEZES, 2016).

2.2.2 Vaporização do Fluido de Freio

O calor gerado nos discos é conduzido até o fluido de freio aumentando sua temperatura. O aumento da temperatura eleva a compressibilidade do fluido e pode vaporizá-lo, aumentando o curso do pedal de freio. De acordo com Lee (1999), este problema pode estar relacionado com uma grande porcentagem das colisões de veículos que apresentaram falhas no sistema de freios, pois o excessivo curso do pedal pode não providenciar uma força de frenagem suficiente para parar o carro na distância desejada. A possibilidade da falha ocorrer aumenta quando as manutenções do veículo não são frequentes, visto que a temperatura de ebulição do fluido de freio diminui com a presença de umidade, que é absorvida pelo fluido com o passar do tempo, figura 2.5.

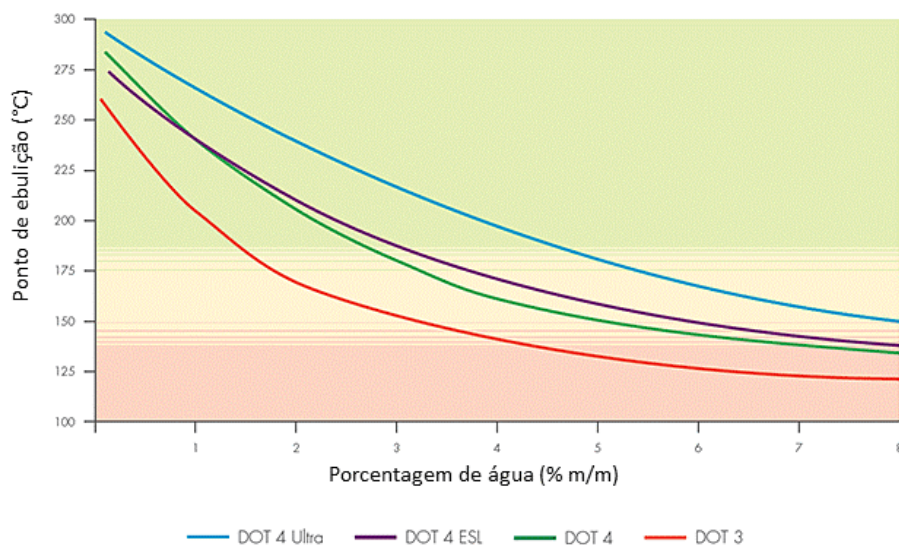


Figura 2.5: Temperatura de ebulição do fluido de freio em função da porcentagem de água, (MANSELL, 2018).

2.2.3 Trincas Térmicas no Disco

Durante um processo complexo de frenagem, uma grande quantidade de energia térmica é gerada no disco de freio e rapidamente dissipada no disco ou para o ambiente. O calor de atrito gerado junto com os carregamentos mecânicos induzem uma variação de temperatura significativa e resulta em deformações térmicas na superfície de fricção nos discos. Assim, o comportamento termo-mecânico do disco origina os chamados pontos quentes no discos e conseqüentemente a trincas de fadiga térmica, figura 2.6, principalmente ao longo da direção radial do disco, o que degrada severamente o material, diminuindo sua vida útil, (WU; ZHANG; XU, 2016).

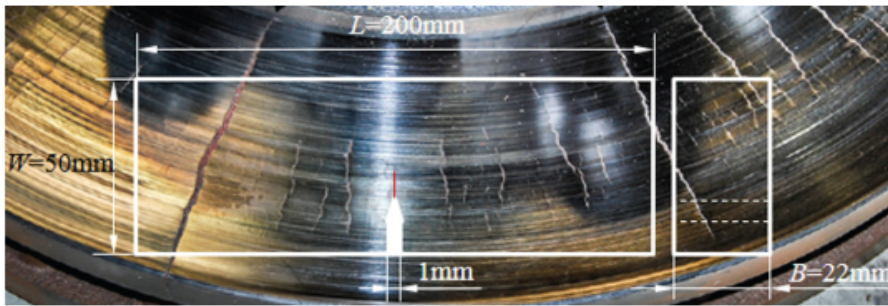


Figura 2.6: Trincas térmicas, (WU; ZHANG; XU, 2016).

2.3 Conceitos de Transferência de Calor

Durante o processo de frenagem, o calor é gerado devido ao processo de fricção entre as pastilhas e o disco e é dissipado por três mecanismos diferentes no disco de freio: condução, convecção e radiação, figura 2.7. A convecção é normalmente o mais importante mecanismo de resfriamento. A radiação é mais significativa para elevadas temperaturas. Já a contribuição da condução através dos suportes é menos significativa, dado que é um processo mais lento, (VOLLER et al., 2003).

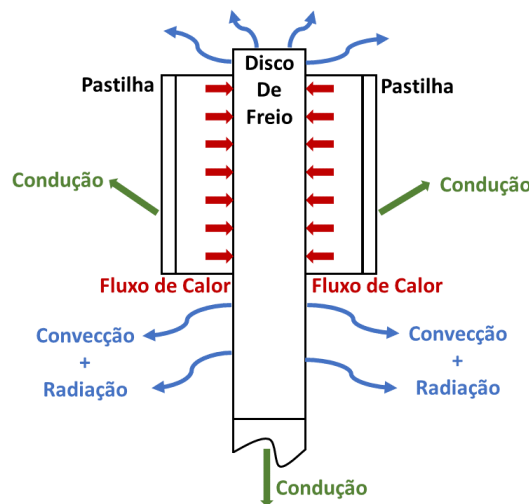


Figura 2.7: Mecanismos de transferência de calor em um disco de freio, adaptado de Talati e Jalifar (2008)

2.3.1 Geração de Calor

2.3.1.1 Baseada na Conversão de Energia Cinética

Para um veículo desacelerando em uma pista sem inclinações partindo de uma velocidade inicial, v_i , até a parada completa, a energia de frenagem total do protótipo, E_b , é dada por:

$$E_b = \frac{mv_i^2}{2} + \frac{I\omega_i^2}{2} \quad (2.1)$$

em que m é a massa do protótipo, I o momento de inércia dos componentes girantes e ω_i a velocidade angular inicial dos pneus. Substituindo na equação a relação $v_i = \omega_i R_p$, em que R_p é o raio do pneu, a energia de frenagem se torna:

$$E_b = \frac{m}{2} \left(1 + \frac{I}{R^2 m} \right) v_i^2 \quad (2.2)$$

Já a potência de frenagem, P_b , é a energia dividida no tempo, t , em que ocorre a frenagem:

$$P_b = d(E_b)/dt \quad (2.3)$$

Se a desaceleração, a , é constante, então a velocidade, v , é dada por:

$$v = v_i - at \quad (2.4)$$

Assim, a potência de frenagem dissipada nos discos de freio é:

$$P_b = \frac{m}{2} \left(1 + \frac{I}{R^2 m} \right) a(v_i - at) \quad (2.5)$$

Analisando a equação 2.5, nota-se que a potência de frenagem é máxima no instante inicial ($t = 0$), quando a velocidade é máxima, e é igual a zero no instante final de frenagem.

2.3.1.2 Baseada na Fricção

Outra maneira de se determinar a potência de frenagem dissipada no disco de freio é através da força de fricção entre as pastilhas e disco de freio. Quando a pastilha de freio é acionada contra o disco, a força normal gera uma força de atrito, criando um torque contrário na roda que irá desacelerar o veículo até a parada. Assim, a potência dissipada em um único disco, P_{bd} , é dada por:

$$P_{bd} = T_f \omega(t) \quad (2.6)$$

em que T é o torque no disco e $\omega(t)$ a velocidade angular em função do tempo.

2.3.2 Dissipação de Calor

2.3.2.1 Condução

A condução de calor é geralmente descrita como a energia transferida em um sólido entre suas partículas. A propriedade térmica do material que governa a transferência de calor por condução é a condutividade térmica. Assim, quanto maior for a condutividade térmica de um material maior vai ser a taxa de transferência de calor. O fluxo de calor em um corpo, \dot{Q}_{cond} , é determinado pela lei da condução de calor de Fourier, figura 2.8 e equação 2.7.

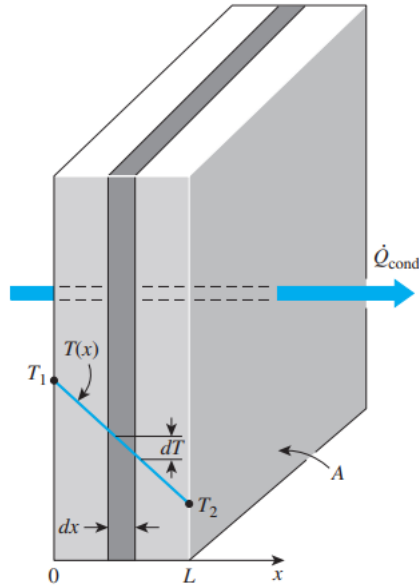


Figura 2.8: Transferência de calor por condução,(ÇENCEL; GHAJAR, 2015).

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.7)$$

em que k é a condutividade térmica, A a área, dT a variação de temperatura e dx a variação da direção no comprimento L . Nota-se que, como a taxa de transferência de calor em um corpo é contante, o termo $\frac{dT}{dx}$ é constante, assim, a variação de temperatura dentro do corpo é linear.

2.3.2.2 Convecção

A convecção é um mecanismo de transferência de calor para um fluido quando este está em movimento. A taxa de perda de calor por convecção, \dot{Q}_{conv} , é dada pela lei de resfriamento de Newton:

$$\dot{Q}_{conv} = h_{conv}A\Delta T \quad (2.8)$$

em que h_{conv} é o coeficiente de transferência de calor por convecção e ΔT a diferença de temperatura entre o corpo e o fluido.

Na literatura, pode-se encontrar uma variedade de equações empíricas para prever o coeficiente de transferência de calor em diversas condições e geometrias. Porém, essas equações geralmente são aplicadas para discos que não estão obstruídos pelas rodas ou pinças de freio. Por outro lado, de acordo com Limpert (2011), qualquer expressão utilizada para o coeficiente de transferência de calor resultará em resultados aproximados. Assim, recomenda-se o ajuste deste valor até uma concordância entre os resultados numéricos e experimentais.

Uma relação empírica para se determinar o valor do coeficiente de transferência de calor para um disco de freio de um caminhão leve, (BARIGOZZI et al., 2005), é dada pela seguinte

relação:

$$h_{conv} = 0.70 \left(\frac{k_a}{D} \right) Re^{0.55} \quad (2.9)$$

em que k_a é a condutividade térmica do ar, D o diâmetro do disco e Re o número de Reynolds. Esta equação só é válida para um regime laminar, quando $Re < 2.4 \times 10^5$. Para um regime turbulento, o coeficiente é dado por:

$$h_{conv} = 0.40 \left(\frac{k_a}{D} \right) Re^{0.8} \quad (2.10)$$

Nota-se que o coeficiente de transferência de calor por convecção é uma função da velocidade do veículo, visto que o número de Reynolds é dado pela seguinte expressão:

$$Re = \frac{vD}{\nu} \quad (2.11)$$

em que v é a velocidade do protótipo e ν é a viscosidade cinemática do ar.

2.3.2.3 Radiação

Outra forma de contribuição para a perda de calor do disco de freio é a transferência de calor por radiação. Taxa de transferência de calor por radiação, \dot{Q}_{rad} , é dada pela lei de Stefan-Boltzmann:

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma_b A (T_d^4 - T_{amb}^4) \quad (2.12)$$

em que ε é a emissividade do material, σ_b é a constante de Stefan-Boltzmann, T_d a temperatura do disco e T_{amb} a temperatura do ambiente. Já o coeficiente de transferência de calor por radiação, h_{rad} , é dado pela equação 2.13.

$$h_{rad} = \frac{\varepsilon \sigma_b (T_d^4 - T_{amb}^4)}{T_d - T_{amb}} \quad (2.13)$$

2.4 Tensão Térmica

Se um material (homogêneo e isotrópico) é submetido a uma variação de temperatura, ele irá expandir ou contrair igualmente em todas as direções. A variação nas dimensões devido a mudança de temperatura é chamada de deformação térmica, ε_{th} , que é função da mudança de temperatura, ΔT . Quando o material é aquecido ele expande e quando é resfriado ele é contraído. A expansão térmica é uma função linear da mudança de temperatura:

$$\varepsilon_{th} = \alpha \Delta T \quad (2.14)$$

em que α é o coeficiente de expansão linear e é uma propriedade dependente da temperatura. Já a tensão térmica, σ_{th} , assumindo condições elásticas, é dada por:

$$\sigma_{th} = E\alpha\Delta T \quad (2.15)$$

em que E é o módulo de elasticidade do material.

2.5 Análise em Elementos Finitos

A análise em elementos finitos é utilizada para resolver problemas complexos de engenharia e é útil para problemas com geometrias, carregamentos e propriedades de materiais complexas, em que soluções analíticas não são fáceis de se obter. As simulações computacionais podem resolver problemas das mais diversas áreas, como por exemplo: resistência mecânica, análise térmica, análise de impacto, acústica, escoamento de fluidos, interação fluido estrutura, análise elétrica, análise dinâmica, entre outros.

Nas simulações estruturais mecânicas, pode-se utilizar o método de elementos finitos (MEF), que é um método numérico que calcula soluções aproximadas de problemas de valores de contorno de equações diferenciais parciais (EDPs). Assim, no MEF, um sistema contínuo é idealizado por um sistema discreto chamada de malha, figura 2.9, que é formada pela junção dos nós de pequenos elementos, chamados elementos finitos. As equações simples que modelam esses elementos finitos são montadas em um grande sistema de equações que modelam todo o problema. A formulação matemática do problema resulta em um sistema de equações algébricas, e avançados algoritmos calculam valores aproximados em um número discreto de pontos em todo o domínio. Portanto, um problema estrutural com infinitos graus de liberdade (sistema contínuo governado por EDPs) é convertido em um problema com finito número de graus de liberdade (sistema discreto governado por equações matriciais), tornando o problema resolvível por um computador. Durante a simulação estrutural, o MEF permite que os engenheiros calculem a rigidez e resistência de uma estrutura analisada e que visualizem o deslocamento e as distribuições de tensões e deformações, (MADIER, 2020).

O MEF, além de ser utilizado para aplicações estruturais, pode ser aplicado para avaliação de outros fenômenos físicos, como o estudo da transferência de calor. Devido às características numéricas das malhas de elementos finitos, as análises térmicas, segundo esta metodologia, geralmente são usadas para representar meios sólidos em que a condução é predominante. Por sua vez, os fenômenos de convecção e radiação são idealizados por meio de condições de contorno equivalentes, representadas pelas leis de resfriamento de Newton e de Stefan-Boltzmann, apresentadas na seção 2.3.2. Ou seja, os comportamentos do fluido e das ondas eletromagnéticas não são modelados explicitamente na análise pelo MEF, sendo caracterizados por meio de fluxos de calor na fronteira do sistema. Esses fenômenos podem ser avaliados com maior detalhamento em outras ferramentas de simulações numéricas,

como o método das diferenças finitas utilizado para resolver problemas da área fluidodinâmica computacional (CFD) , (SILVA, 2020).

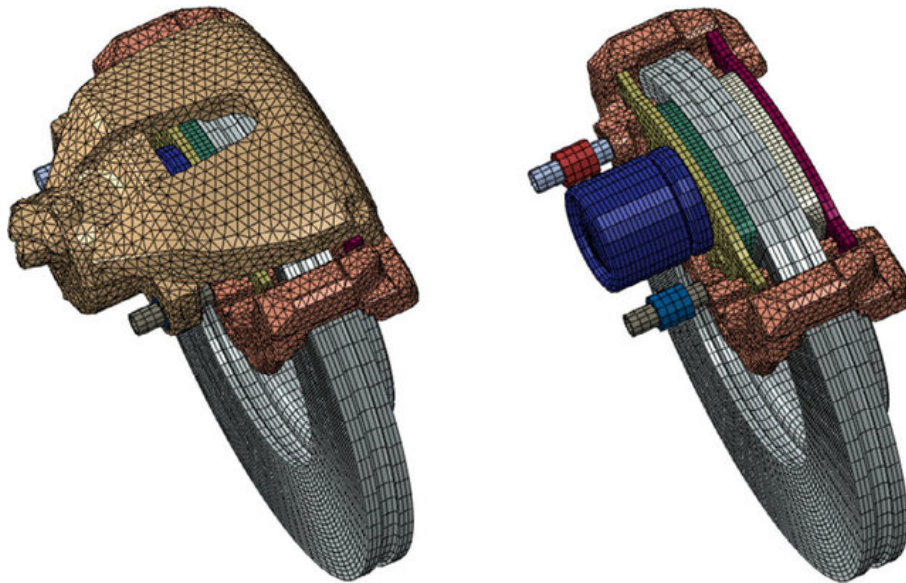


Figura 2.9: Malha de elementos finitos de um sistema de freio, (RIVA; VARRIALE; WAHLSTROM, 2020).

2.5.1 Acoplamento Termo-mecânico

A análise em elementos finitos também pode ser utilizado para avaliar fenômenos fisicamente acoplados. Alguns exemplos de acoplamentos são deformações térmicas devido à expansão ou contração, influência da temperatura nas propriedades mecânicas e geração de calor por atrito. Esta integração multifísica ocorre de forma direta, uma vez que o MEF é empregado para os comportamentos térmico e estrutural, sem a necessidade de interpolação entre malhas distintas, como ocorre no acoplamento fluido-estrutura. Essa característica peculiar do acoplamento termo-estrutural possibilita que os fenômenos sejam modelados não apenas de forma sequencial, mas também de forma simultânea, com influência mútua entre ambas as físicas, (SILVA, 2020).

O acoplamento sequencial (*Sequentially Coupled Thermal-Stress Analysis*) é utilizada quando o campo de deformação e tensão na estrutura é dependente do campo de temperatura, mas o campo de temperatura pode ser encontrado sem precisar da reposta de tensão e deformação. Assim, uma análise térmica é executada primeiramente e em seguida o campo de temperatura é importado como um campo pré-definido na análise estrutural, (Abaqus, Inc, 2009).

Já o acoplamento completo (*Fully Coupled Thermal-Stress Analysis*) é usado quando as soluções mecânicas e térmicas se afetam fortemente, e portando devem ser obtidas simultaneamente. Essa análise requer o uso de elementos com os graus de liberdade tanto de temperatura como de deslocamento, (Abaqus, Inc, 2009).

2.6 Análise Termo-mecânica de Discos de Freio

Numerosos estudos já foram feitos acerca da análise termo-mecânica de discos de freio. Dentre esses estudos, diversas formas para simular os discos são apresentadas e comparadas com resultados experimentais. Em relação à geração de calor no disco, alguns autores consideram uma aplicação de fluxo de calor uniforme ao longo da face de fricção com as pastilhas, outros consideram a partir da fricção com as pastilhas com base na pressão de contato e na velocidade angular. Para a perda de calor por convecção, as simulações podem considerar uma aproximação feita através de fórmulas empíricas ou através de um acoplamento com simulações CFD. Em relação ao acoplamento termo-estrutural tanto o sequencial quanto o completo são encontrados. Além disso, as condições de frenagem são variadas, como considerando uma frenagem única, repetidas frenagens ou uma frenagem constante descendo uma ladeira. Dessa forma, alguns estudos de caso são apresentados para ilustrar as formas que podem ser utilizadas para as simulações dos discos de freio.

2.6.1 Estudo de Caso: Abordagem por simetria e fonte calor fixa

O trabalho de Koetnuyom (2000) apresenta uma análise termo-estrutural de discos de freio de ferro fundido cinzento de um carro sujeito a ciclos térmicos severos usando o software comercial *Abaqus*. Ensaios experimentais isotérmicos foram realizados para determinar as propriedades de compressão e tração do material dos discos em função da temperatura. Com os dados, implementou uma sub-rotina de modelo de material que apresenta de forma acurada o escoamento do ferro fundido dependente da temperatura em tração e compressão. Devido à simetria do disco o modelo foi feito considerando apenas uma parte de 20° do disco e a malha foi gerada com elementos hexagonais quadráticos. A análise termo-estrutural foi feita de forma sequencial considerando o regime plástico do material. Para a geração de calor, considerou-se um fluxo de calor fixo distribuído uniformemente e para a dissipação o coeficiente de transferência de calor por convecção foi calculado com uma equação empírica. Assim, através da sub-rotina comparou-se a resposta de dois discos com geometrias diferentes, *back-vented* e *front-vented*. Dos resultados, o disco *back-vented* apresentou uma menor distorção térmica, porém um maior acúmulo de deformação plástica, figura 2.10.

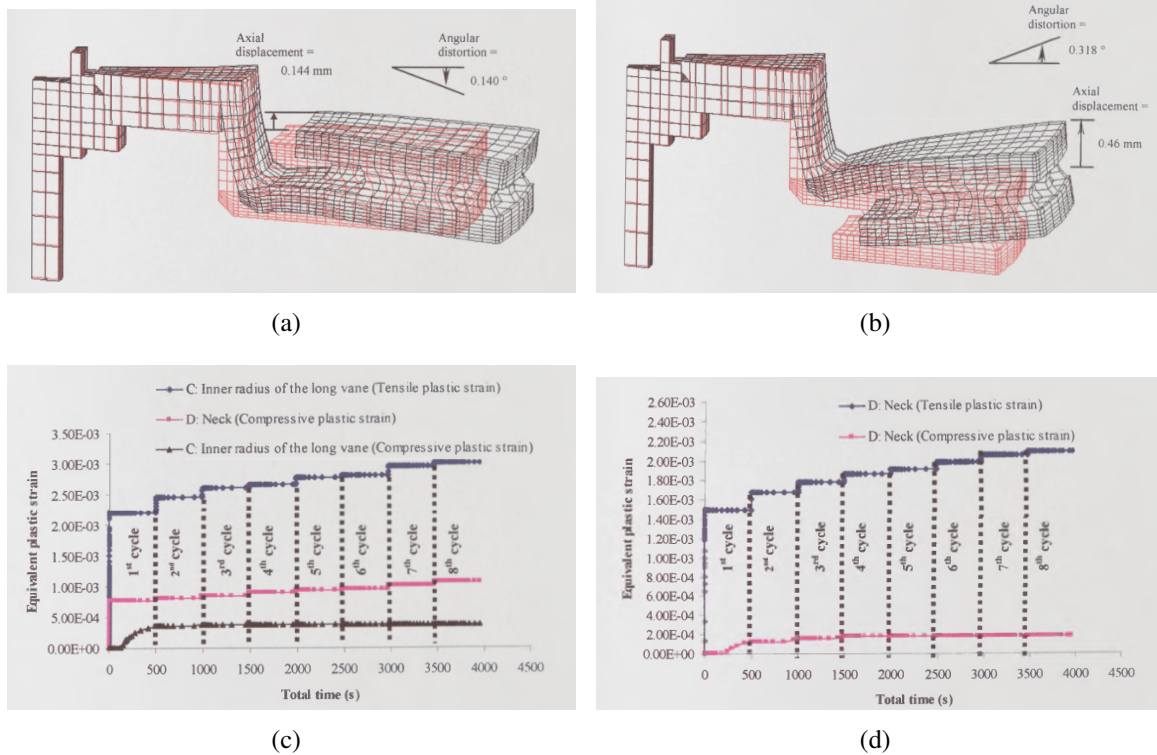
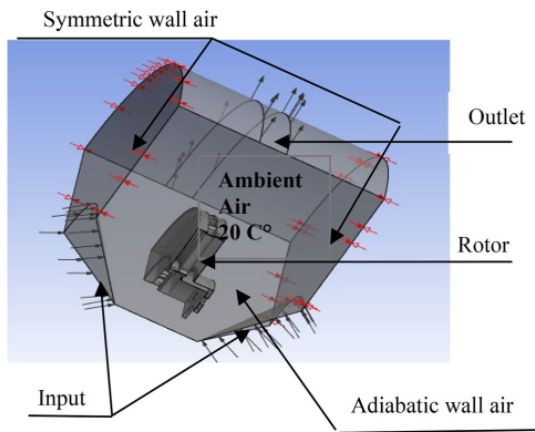


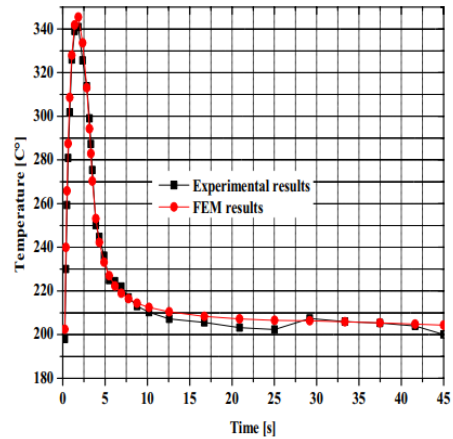
Figura 2.10: Resultados do trabalho de Koetniyom (2000): (a) distorção do *back-vented*; (b) distorção do *front-vented*; (c) deformação plástica do *back-vented* e (d) deformação plástica do *front-vented*.

2.6.2 Estudo de Caso: acoplamento sequencial com CFD, análise térmica e análise estrutural

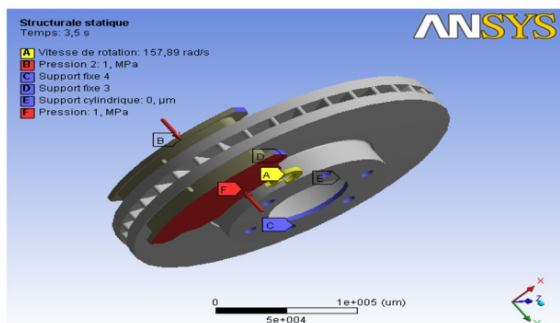
Belhocine e Abdullah (2020) desenvolvem um modelo em elementos finitos para análise termomecânica de dois discos de freio, fechado e ventilado. Para isso, o acoplamento termo-estrutural foi feito de forma sequencial através do software *Ansys*. Primeiramente, é realizada uma simulação CFD em 1/4 de disco para determinar o coeficiente de transferência de calor de forma mais precisa nas diversas regiões dos discos, figura 5.1(a). Dos resultados da simulação CFD, o disco ventilado apresentou os maiores valores do coeficiente, sendo que para cada face do disco foi feita uma média dos valores. Em seguida, é feita uma análise térmica transiente, considerando uma fonte de calor fixa calculada através do fluxo de calor pela conversão da energia cinética. Os resultados da análise térmica foram validados em uma bancada experimental, figura 5.1(b), sendo que o disco ventilado apresentou um melhor desempenho térmico. Por fim, o campo de temperatura do disco ventilado é importado na análise estrutural, que considera a pressão de contato com as pastilhas e a velocidade angular do disco, figura 2.11(c). Com isso, foi possível visualizar os resultados de tensão equivalente de Von Mises e deformação no corpo do disco e das pastilhas, figura 2.11(d). Dos resultados, pôde-se observar um maior valor de tensão nos furos de fixação dos discos e uma campo de pressão não uniforme na pastilha.



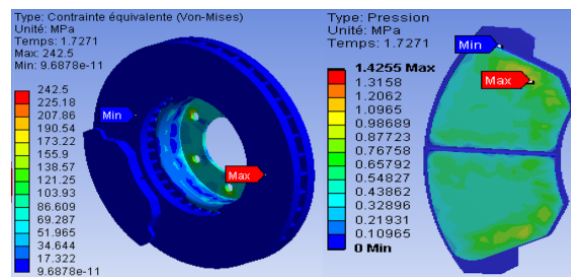
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 2.11: Resultados do trabalho de Belhocine e Abdullah (2020): (a) modelo CFD, (b) validação da análise térmica, (c) condições de contorno análise estrutural e (d) resultados da análise estrutural.

2.6.3 Estudo de Caso: comparação dos métodos de geração de calor

Pan e Cai (2018) desenvolvem um novo método de geração de calor e compara com os dois métodos clássicos de fonte de calor: fixa uniformemente distribuída e fricção pelo contato com as pastilhas de freio, enquanto o fixo é acoplado sequencialmente o de fricção é completamente acoplado. Já o novo método é feito de forma sequencial, através de um fluxo de calor variável, que rotaciona conforme o movimento da pastilha, porém as pastilhas não são consideradas. A figura 2.12(a) mostra o fluxo de calor rotacional considerado. As figuras 2.12(b) e 2.12(c) fazem um comparativo entre os resultados de tensão de temperatura para o mesmo nó dos modelos. Já a figura 2.12(d) faz um comparativo entre os valores de temperatura e tensão máximos e mostra o tempo de processamento para cada simulação. Dos resultados, pode-se concluir que o acoplamento completo leva um tempo muito grande para processamento, tornando complicada a análise de frenagens consecutivas. Já o método sequencial baseado na fonte de calor fixa não consegue simular de forma acurada a rotação da fonte de calor, por outro lado o tempo de simulação é extremamente baixo. Por fim, o novo método proposto apresenta resultados consistentes e baixo tempo de simulação, se tornando viável para análises de consecutivas frenagens.

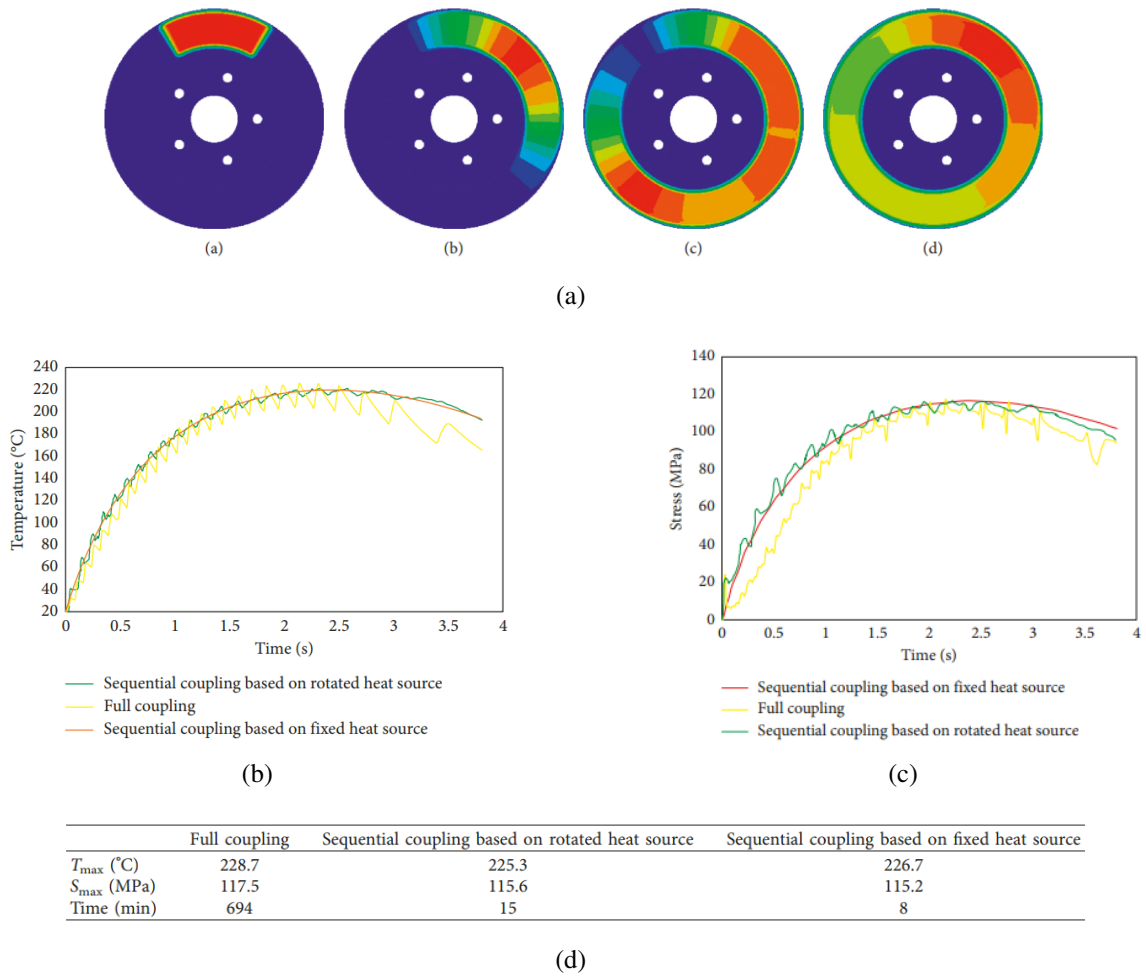


Figura 2.12: Resultados do trabalho de Pan e Cai (2018): (a) fluxo de calor rotacional no disco de freio, (b) resultados de temperatura, (c) resultados de tensão e (d) comparação entre os métodos.

Capítulo 3

Bancada para Ensaios do Sistema de Freios e Resultados Experimentais

Neste capítulo, são apresentados os materiais, a metodologia e os resultados experimentais conduzidos em uma bancada de testes para se avaliar o desempenho do sistema de freios do protótipo Baja SAE. O principal objetivo com a bancada neste trabalho é validar o modelo de geração de calor das simulações computacionais, medindo a distribuição de temperatura no disco de freio com uma câmera térmica. Além disso, é feita a determinação experimental do coeficiente de atrito entre as pastilhas e o disco de freio com auxílio de um transdutor de pressão e uma célula de carga. Os testes foram realizados com dois discos de freio de mesma geometria, utilizada pela equipe no ano de 2020, porém com materiais diferentes, sendo eles o aço carbono AISI 1045 e o aço inox AISI 420.

3.1 Descrição da Bancada de Testes

A bancada de testes, figura 3.1, foi projetada pelos integrantes da equipe Piratas do Cerrado e construída nos laboratórios do departamento de engenharia mecânica da Universidade de Brasília durante o desenvolvimento deste trabalho no ano de 2021. Ela foi desenvolvida com base na máquina de Krauss, descrita na norma NBR 6143:1995, e nas bancadas experimentais apresentadas nos trabalhos de Menezes (2016) e Livramento (2017).

A bancada é composta por um motor elétrico que fornece energia mecânica a um eixo, em que o disco de freio está acoplado em sua extremidade. Durante os ensaios, a pinça de freio é acionada enquanto o disco de freio está em rotação, gerando um torque contrário ao sentido de rotação do motor, sem travá-lo. Assim, a energia do sistema é dissipada no processo de atrito entre o disco e as pastilhas de freio, aumentando a temperatura dos componentes. Dessa forma, elevadas temperaturas podem ser alcançadas pelo disco de freio em um pequeno intervalo de tempo.

O torque de frenagem é medido com auxílio de uma célula de carga acoplada ao suporte

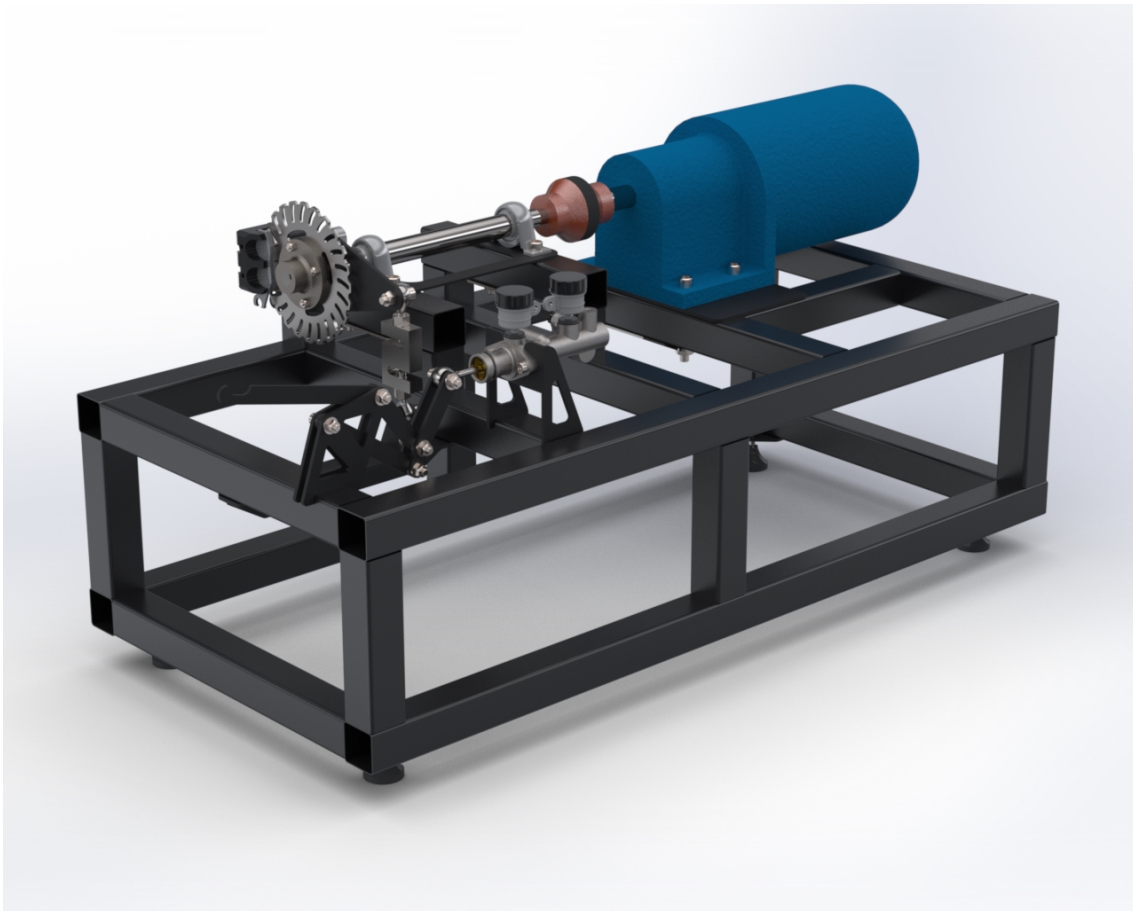


Figura 3.1: Projeto da bancada de ensaios do sistema de freios.

da pinça de freio. Assim, junto com o valor de pressão da linha de freio, medido através de um transdutor de pressão, é possível calcular o valor do coeficiente de atrito entre as pastilhas e o disco. Já para medir a temperatura do disco de freio, utiliza-se uma câmera térmica. Por fim, sincronizando os dados de temperatura com os de força e pressão, é possível averiguar a influência da temperatura no coeficiente de atrito das pastilhas.

Os principais componentes da bancada podem ser divididos entre sistema de transmissão, freio e aquisição de dados. Sendo que todos os componentes são suportados por uma estrutura soldada, composta por chapas de aço e perfis estruturais quadrados.

3.1.1 Sistema de Transmissão

A transmissão da bancada é responsável por fornecer energia mecânica ao sistema e transmiti-la ao disco de freio, seus componentes podem ser observados na figura 3.2. O acionamento é feito através de um motor elétrico trifásico de 2.2 kW de potência, suas especificações encontram-se no Apêndice A.1. Nele é acoplada uma caixa de redução com relação de transmissão de 1:2,7. Já ao eixo de saída, é conectado um acoplamento flexível para transmitir o torque ao eixo, que é suportado por dois mancais de rolamentos esféricos. Por fim, na ponta do eixo é acoplada uma flange para suportar o disco de freio.

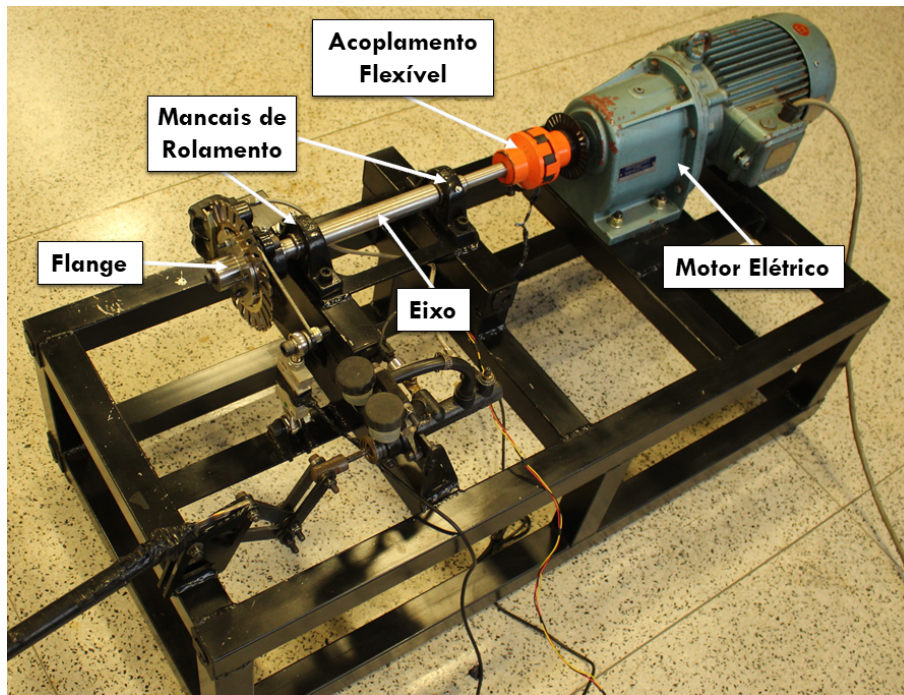


Figura 3.2: Componentes do sistema de transmissão da bancada de ensaios.

3.1.2 Sistema de Frenagem

O sistema de freio da bancada, figura 3.3, é composto pelos mesmos componentes utilizados no protótipo Baja SAE. Sendo eles:

- **Cilindro mestre:** modelo comercial duplo, Controil C-207. O diâmetro externo de seus êmbolos é de 19,05 mm.
- **Fluido de freio:** DOT 4 da marca Lubrax.
- **Linha de freio:** mangueira flexível de teflon revestida por malha de aço inox.
- **Pinça:** modelo comercial do tipo flutuante utilizado na moto Twister CBX 250. Possui dois êmbolos com diâmetro externo de 25,04 mm.
- **Pastilhas:** pastilhas orgânicas novas da marca Embu's.
- **Discos:** disco utilizado no protótipo Baja SAE no ano de 2020, possui 172 mm de diâmetro externo. Foram testados dois materiais para a fabricação dos discos, aço carbono AISI 1045 e aço inox AISI 420.

O acionamento do sistema é feito através de um mecanismo que transforma o peso vertical em uma força horizontal que aciona o cilindro mestre. Assim, quando o cilindro mestre é acionado, a força de acionamento é convertida em uma pressão hidráulica que aciona a pinça de freio, amplificando a força pelo princípio de pascal. Dessa forma, as pastilhas de freio são pressionadas contra o disco, gerando um torque resistivo no disco.

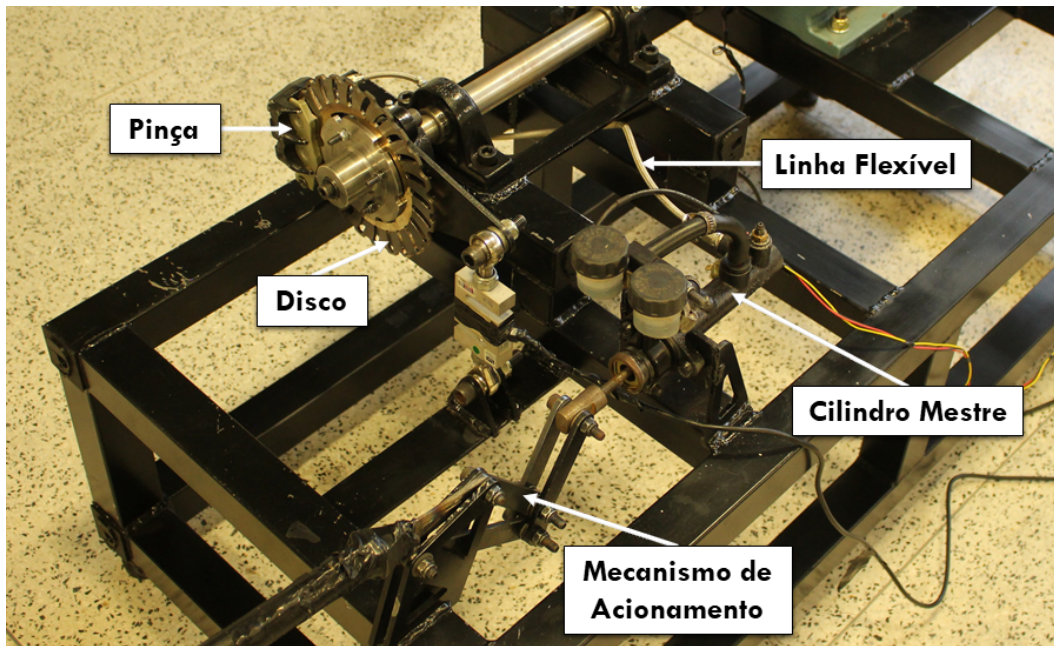


Figura 3.3: Componentes do sistema de freio da bancada de ensaios.

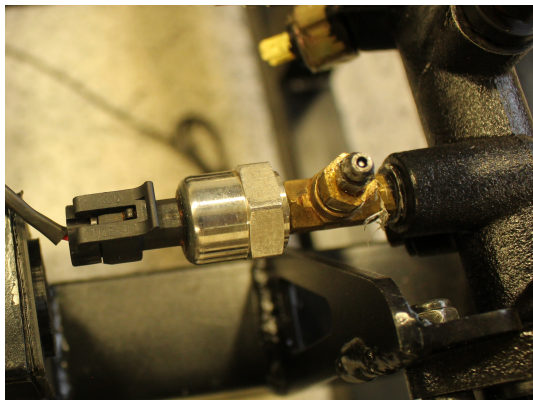
3.1.3 Aquisição de Dados

O sistema de aquisição de dados busca medir e armazenar os dados das variáveis de interesse nos testes. Sendo que as principais variáveis a serem monitoradas são a temperatura do disco, a pressão hidráulica da linha de freio, a força de atrito de frenagem e a velocidade angular do disco.

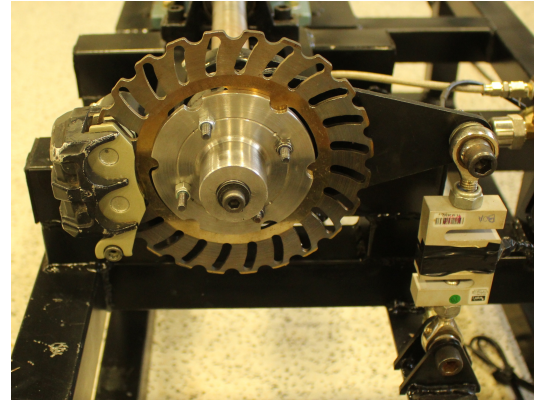
Os sensores utilizados para medição de cada variável são:

- **Pressão hidráulica:** utilizou-se um transdutor de pressão na saída do cilindro mestre, figura 3.4(a). Suas especificações encontram-se no Apêndice A.2.
- **Força de atrito:** acoplou-se uma célula de carga no suporte da pinça de freio para medir a força de frenagem, figura 3.4(b). A célula de carga é do tipo S, com funcionamento em tração/compressão com capacidade máxima de 200 kg, suas especificações encontram-se no Apêndice A.3. Para a leitura dos dados da célula de carga é necessário utilizar um amplificador de sinal modelo HX711.
- **Velocidade angular:** utilizou-se um sensor de rotação LM393, que apresenta um optointerruptor modelo MOCH22A. Ele faz a leitura do número de interrupções que um disco do tipo *encoder* com vários rasgos faz em um feixe de luz infravermelho, figura 3.4(c). O disco *encoder* possui 30 rasgos e foi fabricado por manufatura aditiva. Já as especificações do sensor encontram-se no Apêndice A.4.
- **Temperatura do disco:** utilizaram-se duas câmeras térmicas, modelos FLUKE Ti200 e FLIR E60, figura 3.4(d). Suas especificações encontram-se no Apêndice A.5. O

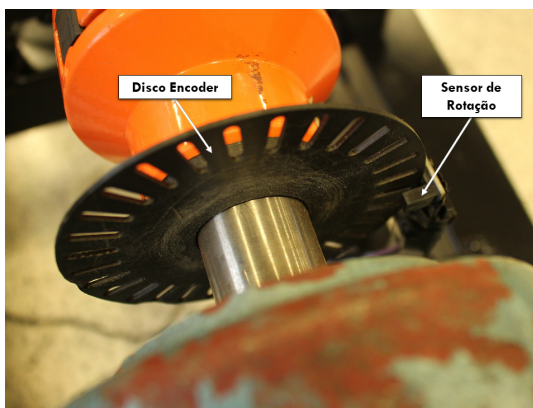
tratamento dos dados das câmeras térmicas é feito nos softwares fornecidos pelos fabricantes de cada câmera, sendo eles o SmartView e o Flir Tools.



(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 3.4: Sensores utilizados na bancada de ensaios: (a) transdutor de pressão, (b) célula de carga, (c) Sensor óptico e disco encoder e (d) câmera térmica.

A aquisição dos dados de pressão, força e velocidade angular é feita por duas placas Arduino UNO R3 conectadas a um computador, onde é feito o armazenamento dos dados. As especificações da placa Arduino encontram-se no Apêndice A.6. Não foi possível utilizar uma única placa devido a problemas enfrentados com a leitura simultânea dos sinais do sensor de rotação e da célula de carga. Dessa forma, utilizou-se uma placa para o sensor de rotação e outra para a célula de carga e o transdutor de pressão. Como as duas placas estão conectadas no mesmo computador, não houve problema na sincronização dos dados. Já para a temperatura do disco, a aquisição dos dados é feita pela própria câmera térmica, que armazena os dados em um cartão de memória. Por fim, a sincronização dos dados de temperatura com os dados do Arduino é feita ajustando a hora da câmera térmica, visto que ela salva a hora exata em que foi feita a foto ou a filmagem.

3.2 Procedimentos para os Ensaios na Bancada

Foram realizados dois ensaios experimentais na bancada, um para cada material de disco de freio. Antes de realizar os ensaios, primeiramente fez-se a calibração dos sensores utilizados para garantir uma maior confiabilidade nos resultados experimentais. Os procedimentos adotados para a execução dos ensaios são listados a seguir:

- Montar o disco de freio com material AISI 1045 na flange e em seguida no eixo da bancada.
- Montar as pastilhas de freio novas na pinça.
- Montar o suporte com a pinça de freio na bancada, conferindo o correto alinhamento, de forma a garantir que a célula de carga forme um ângulo de 90° graus com o plano horizontal.
- Ligar as placas Arduino no computador e iniciar a aquisição dos dados de força, pressão e rotação.
- Ajustar o coeficiente de emissividade térmica das duas câmeras térmicas em 0,95 e posicioná-las na frente do disco de freio a uma distância de aproximadamente 1 m.
- Tirar uma foto do disco de freio com a câmera FLUKE Ti200 para se determinar a temperatura inicial do disco antes de começar o ensaio.
- Ligar o motor elétrico em uma rede trifásica com tensão de 380 V, de forma que o disco sem o freio estar acionado tenha uma velocidade angular de 380 rpm.
- Começar a filmagem com a câmera térmica FLIR e60.
- Aplicar um peso conhecido de 12 kg no braço de alavanca do mecanismo de acionamento do cilindro mestre, produzindo uma pressão constante na linha de freio.
- Tirar 3 fotos com a câmera térmica FLUKE Ti200 após 5, 10 e 15 s em que o peso foi aplicado no acionador.
- Após 15 s que o freio foi acionado tirá-lo do braço de alavanca.
- Parar a filmagem da câmera FLIR e60 e parar de gravar os dados das placas Arduino.
- Desligar o motor.
- Após esperar o disco de freio e os componentes esfriarem, desmontá-los e montá-los novamente com o disco de material AISI 420, repetindo os procedimentos.

um valor para o fator de calibração de 23100. A figura 3.6(b) relaciona os dados da força aplicada com a medida.

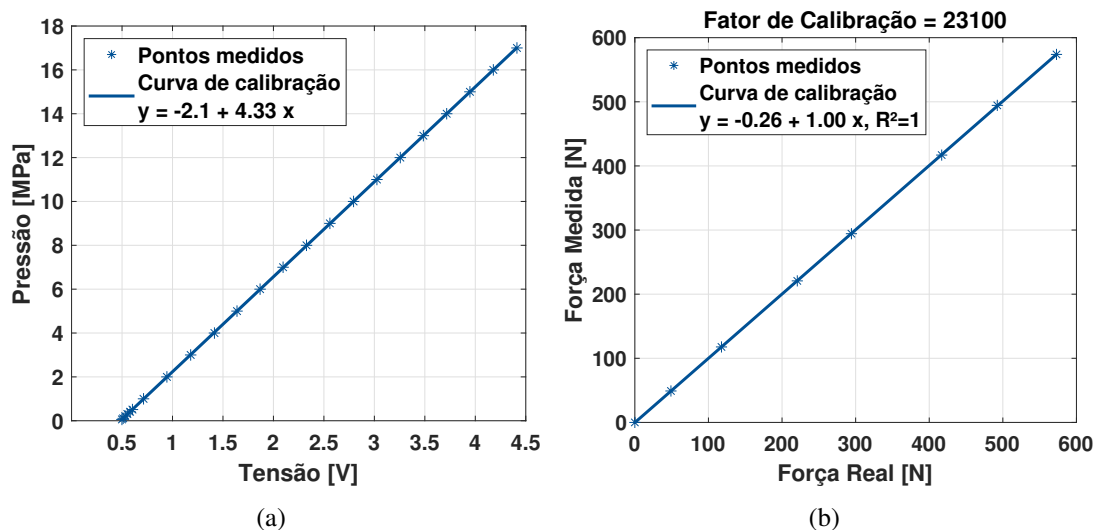


Figura 3.6: Curva de calibração dos sensores: (a) transdutor de pressão e (b) célula de carga.

3.3.3 Sensor de Rotação

A validação do sensor de rotação foi feita utilizando um tacômetro digital, modelo Minipa MDT-2238A. Para isso, ligou-se o motor da bancada sem o freio está acionado e mediu-se o valor da velocidade angular com o Arduino e com o tacômetro. O gráfico da figura 3.7(a) mostra a leitura feita pelo sensor de rotação durante 30 s, em que pode-se observar que não houve variação do sinal medido de 380 rpm. Já a figura 3.7(b) mostra a mesma leitura de 380 rpm feita pelo tacômetro, validando o sensor de rotação.

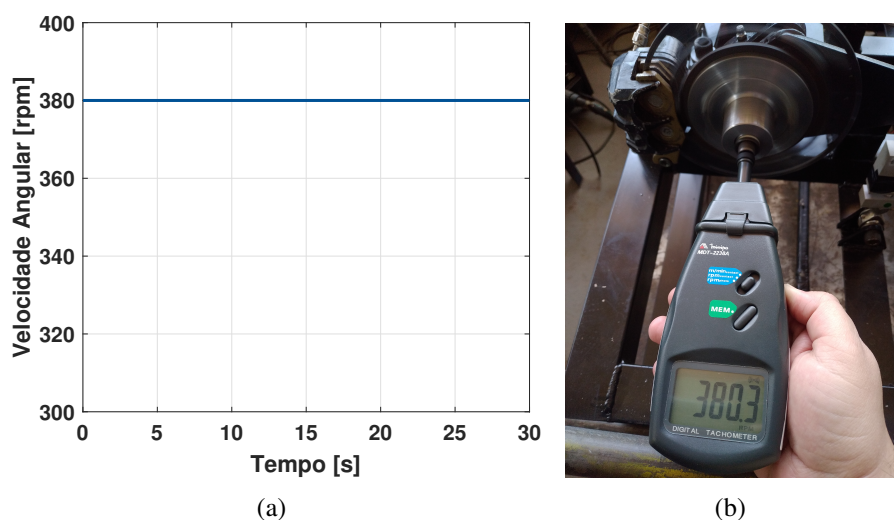


Figura 3.7: Validação do sensor de rotação: (a) dados medidos pelo Arduino e (b) medição com o tacômetro.

3.4 Determinação da Emissividade Térmica dos Materiais AISI 1045 e AISI 420

A câmera térmica é um equipamento que faz a leitura dos raios infravermelhos emitidos por um corpo, ou seja, a partir da radiação emitida por um objeto é possível formar uma imagem com a distribuição de temperatura do mesmo. Dessa forma, por fazer a leitura da radiação, a câmera tem forte sensibilidade ao coeficiente de emissividade térmica do material. Assim, é preciso informar o valor da emissividade térmica de cada material para ter uma maior acurácia nos resultados.

Para medir o valor do coeficiente de emissividade térmica de cada material utilizado no disco de freio, utilizou-se a metodologia apresentada no trabalho de Dragomir et al. (2014). Assim, primeiramente pintaram-se um quarto de ambos os discos com uma tinta preta resistente a elevadas temperaturas, figura 3.8(a), visto que de acordo com Dragomir et al. (2014) a emissividade térmica dessa região pode ser considerada igual a 0,95. Em seguida, esquentou-se um disco por vez com uma fonte de calor circular com diâmetro próximo ao do disco, figura 3.8(b), obtendo uma distribuição de temperatura aproximadamente uniforme. Após esquentar o disco até uma temperatura próxima de 300°C, retirou-se o disco da fonte de calor e tiraram-se diversas fotos enquanto ele resfriava com a câmera FLIR e60. As imagens foram importadas para o software de tratamento de dados da própria fabricante da câmera térmica, Flir Tools. Nesse software, é possível alterar os parâmetros da imagem como o coeficiente de emissividade térmica e obter o valor de temperatura em cada pixel da imagem. Por fim, no software, modificou-se o valor da emissividade térmica até que a temperatura da região não pintada do disco seja a mesma da parte pintada com emissividade igual a 0,95, figuras 3.8(c) e 3.8(d).

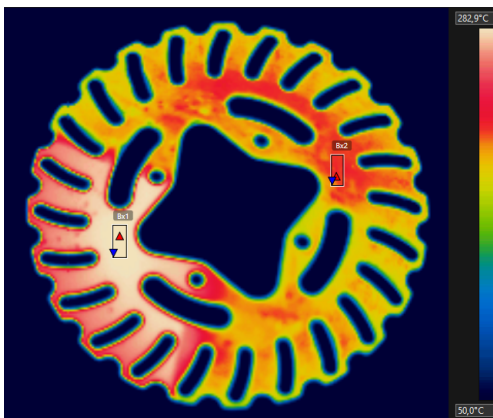
Foram tiradas 3 fotos em tempos diferentes para cada material de disco. Assim, para cada foto foi determinado o coeficiente de emissividade térmica. O Apêndice B mostra a distribuição de temperatura para cada foto e com os valores de emissividade igual a 0,95 e ao ajustado. Já o gráfico da figura 3.9 mostra a emissividade térmica em função da temperatura para cada material. Pode-se perceber que para o aço 1045 a emissividade diminui com o aumento da temperatura, variando entre 0,79 e 0,70. Já para o aço inox 420, percebe-se um valor cerca de 3 vezes menor que o do 1045, apresentando um leve aumento com a elevação de temperatura, variando entre 0,22 e 0,25. Assim, para manter um padrão das imagens feitas nos testes na bancada, utilizou-se um valor médio para cada material, sendo 0,75 para o 1045 e 0,24 para o 420.



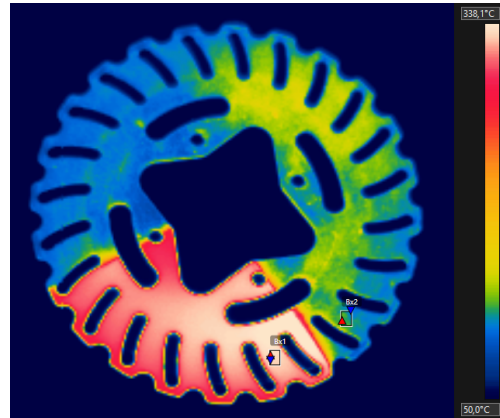
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 3.8: Procedimentos para determinação da emissividade térmica dos materiais: (a) disco 420 pintado, (b) fonte de calor com o disco 1045 pintado, (c) regiões selecionadas para o disco 1045 e (d) regiões selecionadas para o disco 420.

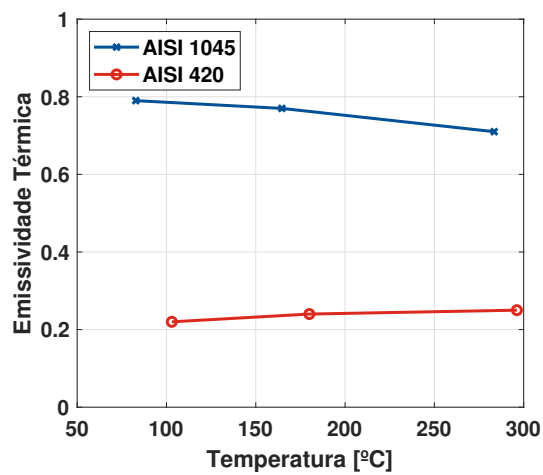


Figura 3.9: Emissividade térmica em função da temperatura para os materiais AISI 1045 e AISI 420.

3.5 Dados Experimentais de Força, Pressão e Velocidade Angular

Primeiramente, não foi possível usar os dados da câmera térmica que fez a filmagem, Flir e60, pois o software Flir Tools não reconheceu os dados dos vídeos. Dessa forma, não foi possível correlacionar os dados de coeficiente de atrito por temperatura do disco. Assim, os resultados obtidos das fotos com a emissividade corrigida para cada material no software da câmera FLUKE Ti200 são apresentados na seção 4.2, em que se faz a comparação com os resultados das simulações computacionais.

Já os resultados obtidos pelos sensores ligados às placas Arduino dos discos com os materiais AISI 1045 e AISI 420 podem ser observados na figura 3.10.

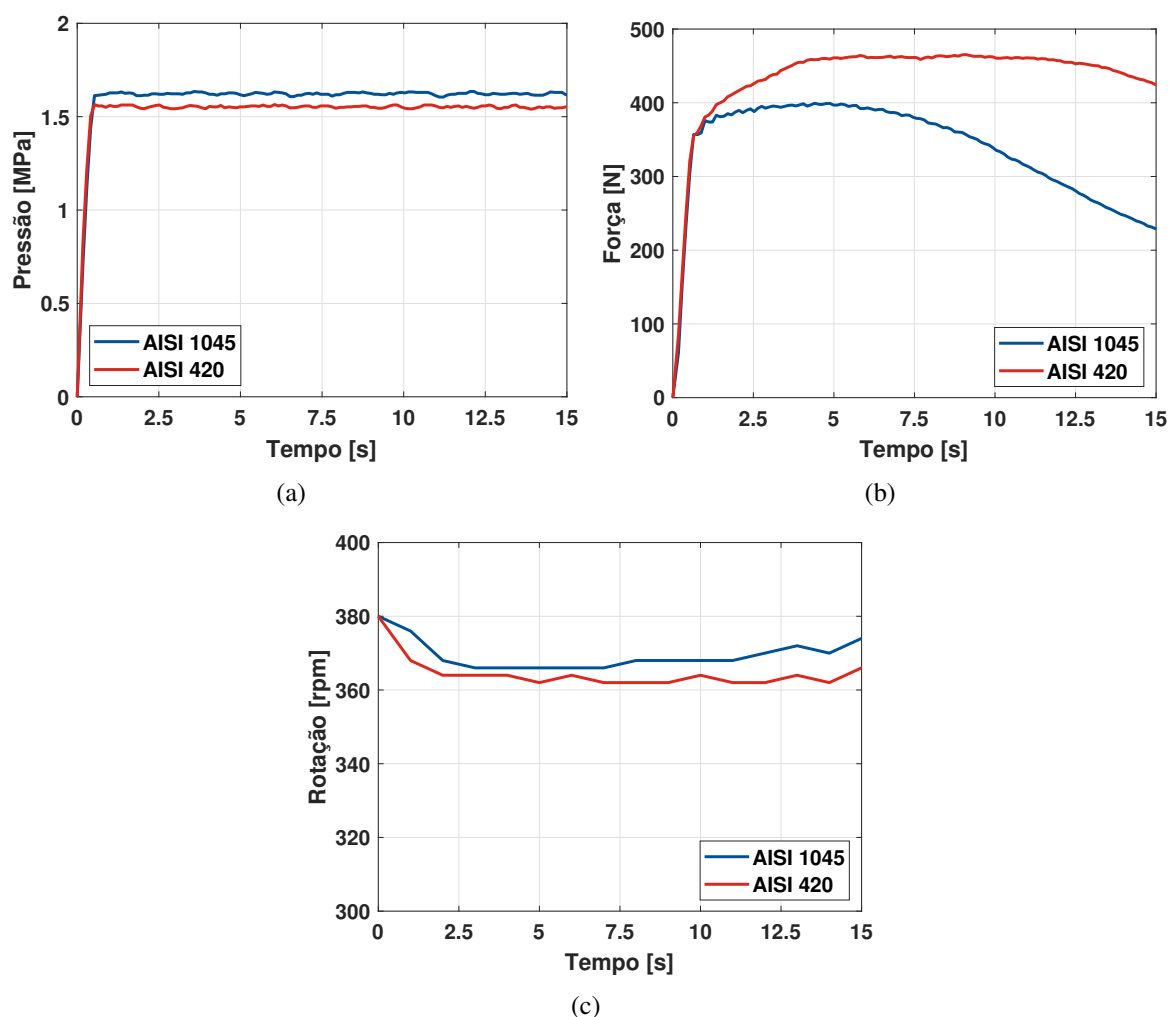


Figura 3.10: Dados experimentais em função do tempo: (a) pressão hidráulica na linha de freio, (b) força medida pela célula de carga e (c) velocidade angular do disco.

Primeiramente, analisando os dados de pressão, percebe-se que embora o peso aplicado tenha sido o mesmo em ambos os ensaios, a pressão para o 1045 foi maior, obtendo um valor médio de 1,66 MPa, contra 1,55 MPa para o 420. Esta diferença pode ser explicada devido a alguma diferença na posição em que os pesos foram colocados no braço de alavanca do

acionador. Já para a força de atrito medida pela célula de carga, percebe-se um maior valor em todo o tempo para o 420, o que justifica uma menor velocidade angular do disco de freio medida pelo sensor de rotação.

3.5.1 Determinação Experimental do Coeficiente de Atrito

O coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco de freio, μ_p , é determinado dividindo a força de atrito, F_{at} , pela força normal produzida pela pressão no êmbolo da pinça, F_n , equação 3.1.

$$\mu_p = \frac{F_{at}}{F_n} \quad (3.1)$$

A força normal pode ser determinada sabendo a pressão na linha de freio, P , e a área dos êmbolos da pinça de freio, A_p :

$$F_n = PA_p \quad (3.2)$$

Já a força de atrito é determinada a partir do equilíbrio de momentos no suporte da pinça de freio, conforme figura 3.11. Dessa forma, a equação 3.3 relaciona a força de atrito em cada face do disco com o valor medido pela célula de carga.

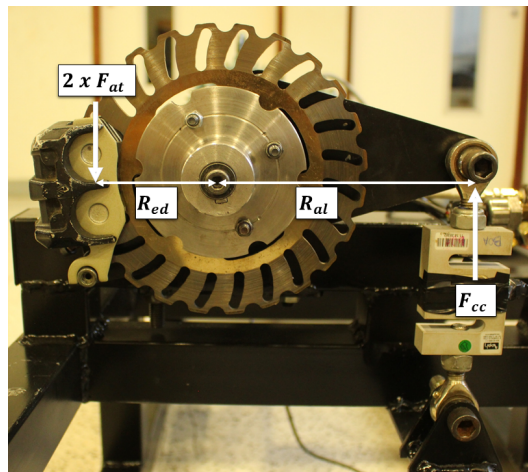


Figura 3.11: Forças atuantes no suporte da pinça de freio.

$$F_{at} = \frac{F_{cc}R_{al}}{2R_{ed}} \quad (3.3)$$

Substituindo as equações 3.2 e 3.3 na equação 3.1, tem-se a fórmula final para o cálculo do coeficiente de atrito, equação 3.4.

$$\mu = \frac{F_{cc}R_{al}}{2PA_pR_{ed}} \quad (3.4)$$

Dessa forma, sabendo que R_{al} é igual a 147 mm, R_{ed} é igual a 71 mm, A_p é igual a 1012,9 mm² e com os dados de pressão e força, foi possível determinar o coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco de freio, figura 3.12.

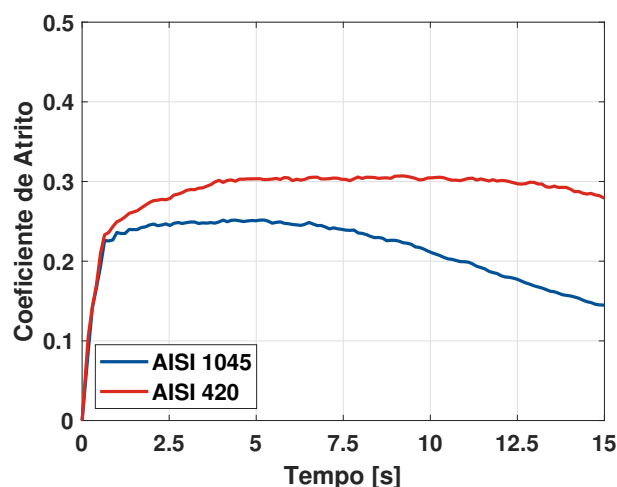


Figura 3.12: Coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco de freio em função do tempo para os ensaios com os materiais AISI 1045 e AISI 420.

Dos resultados de coeficiente de atrito, percebe-se que para o ensaio com o 1045 houve uma estabilização no começo por volta de 0,23, porém, depois de 7 s houve uma queda brusca da força, chegando a aproximadamente 0,14 no fim do teste, evidenciando o efeito de *fade* da pastilha de freio. Já para o 420, o coeficiente de atrito aumentou nos 4 s iniciais até se estabilizar em aproximadamente 0,3 e começa a diminuir após 12,5s chegando a 0,28 no fim do teste. Por fim, comparando os dois ensaios, percebe-se que para o 1045 houve uma queda do coeficiente de atrito mais significativa, aproximadamente 50%, enquanto para o 420 houve uma redução de apenas 10%. Entretanto, esperava-se que o desempenho para os dois testes fossem semelhantes. Essa diferença pode ser justificada pelo fato de que se utilizaram pastilhas novas nos testes, sendo que para obter resultados mais consistentes é preciso fazer o assentamento das pastilhas até 80% de sua espessura inicial.

3.6 Conclusões Preliminares

Por fim, embora não foi possível correlacionar os dados de coeficiente de atrito com a temperatura do disco, para se averiguar o efeito de *fade* das pastilhas, e os dados obtidos não foram coerentes para os dois testes, o que inviabiliza levantar conclusões acerca do desempenho da pastilha, eles são suficientes para se utilizar como parâmetros iniciais para as simulações computacionais da validação do método de geração de calor.

Capítulo 4

Validação da Metodologia de Simulação Térmica

Neste capítulo, é feita a validação do método para geração de calor no disco de freio, reproduzindo as condições dos testes e comparando os resultados numéricos com os experimentais. Assim, utiliza-se o software de elementos finitos *Abaqus/CAE* para realizar as simulações computacionais, considerando como forma de geração de calor um fluxo de calor aplicado de forma uniforme na área de contato entre o disco e as pastilhas de freio.

4.1 Procedimentos para Simulação Térmica

O *software* de elementos finitos utilizados para as análises foi o *Abaqus/CAE 2020*. As simulações foram realizadas em um computador com as seguintes características: processador Intel Core i5-3230M com CPU de 2,60GHz e 2 núcleos, 8 GB de memória RAM, placa de vídeo NVIDIA GeForce 710M e 480 GB de armazenamento em SSD.

A validação do método de simulação consiste em reproduzir as condições dos testes em uma análise térmica transiente. Em ambas as simulações, considerou-se uma incrementação de tempo fixa de 0,1 s. Primeiramente, aplicam-se as propriedades térmicas de cada material na geometria do disco. Em seguida, gera-se a malha de elementos finitos e aplicam-se as condições de contorno. Por fim, os resultados são analisados no instante de tempo em que foram tiradas as fotos com a câmera térmica.

4.1.1 Propriedades Térmicas dos Materiais

As propriedades térmicas dos materiais foram consideradas como dependentes da temperatura. Assim, a figura 4.1(a) mostra a variação da condutividade térmica em função da temperatura e a figura 4.1(b) a do calor específico. Já o valor da densidade de cada material encontra-se na tabela 4.1. As propriedades apresentadas do 1045 foram obtidas do trabalho

de Laakso (2017) e as do 420 de Zhang, Farahmand e Kovacevic (2016).

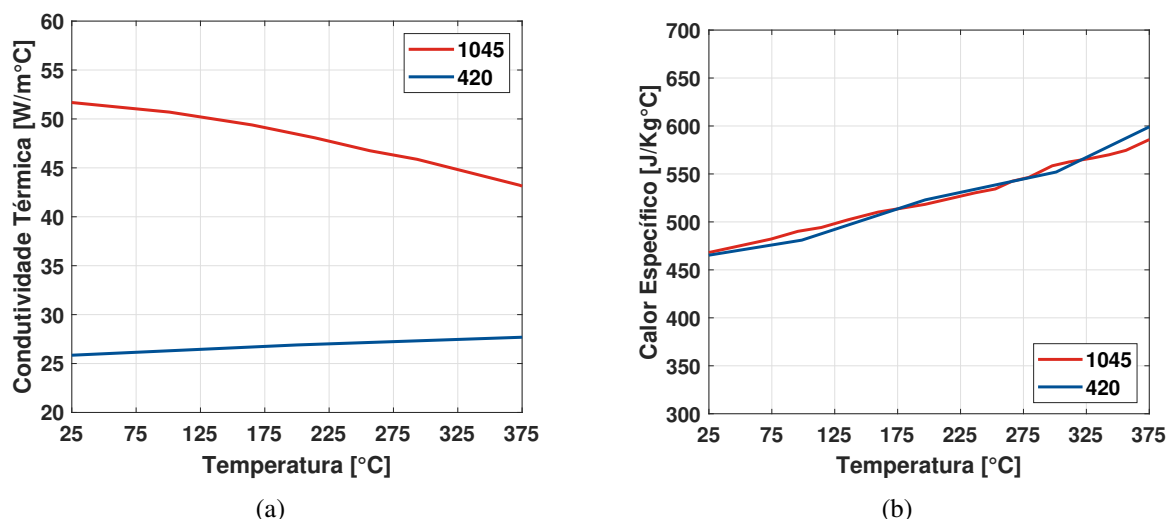


Figura 4.1: Propriedades térmicas dos materiais AISI 1045 e AISI 420 em função da temperatura: (a) condutividade térmica e (b) calor específico.

Tabela 4.1: Densidade para os materiais AISI 1045 e AISI 420.

	1045	420
Densidade [kg/m ³]	7870	7700

4.1.2 Malha de Elementos Finitos

Para gerar a malha de elementos finitos, utilizaram-se os elementos **DC3D8** da biblioteca do *Abaqus Standard*, que são elementos hexagonais lineares. Optou-se por utilizar elementos lineares para a análise térmica, pois esta é resolvida através de uma equação linear e portanto a temperatura dentro do elemento é interpolada de forma linear, dessa forma não é necessário utilizar um elemento de interpolação quadrática que aumentaria o tempo de simulação, dado o aumento de 8 para 20 do número de nós de cada elemento.

A figura 4.2 mostra a malha de elementos finitos gerada para o disco de freio com 7774 elementos e 13878 nós.

4.1.3 Condições de Contorno

Como condições de contorno, têm-se:

- **Temperatura ambiente:** 28°C.
- **Temperatura inicial do disco:** 36°C para o 1045 e 40°C para o 420, ambas medidas no instante inicial dos teste com a câmera térmica.

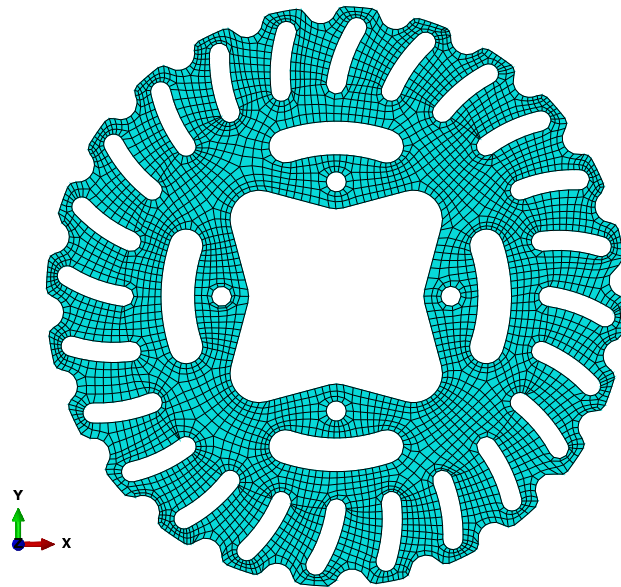


Figura 4.2: Malha de elementos finitos do disco 2020 para a simulação térmica.

- **Fluxo de calor:** aplicado de forma uniforme na face de fricção com a pastilha em cada lado do disco de freio. As figuras 4.3(a) e 4.3(b) mostram as faces seleccionadas para aplicação do fluxo de calor.
- **Convecção:** perda de calor por convecção calculado a partir de uma equação empírica e aplicado em todas as faces do disco de freio.
- **Radiação:** perda de calor por radiação, utilizando como coeficiente de emissividade térmica 0,75 para o 1045 e 0,24 para o 420, aplicado em todas as faces do disco.

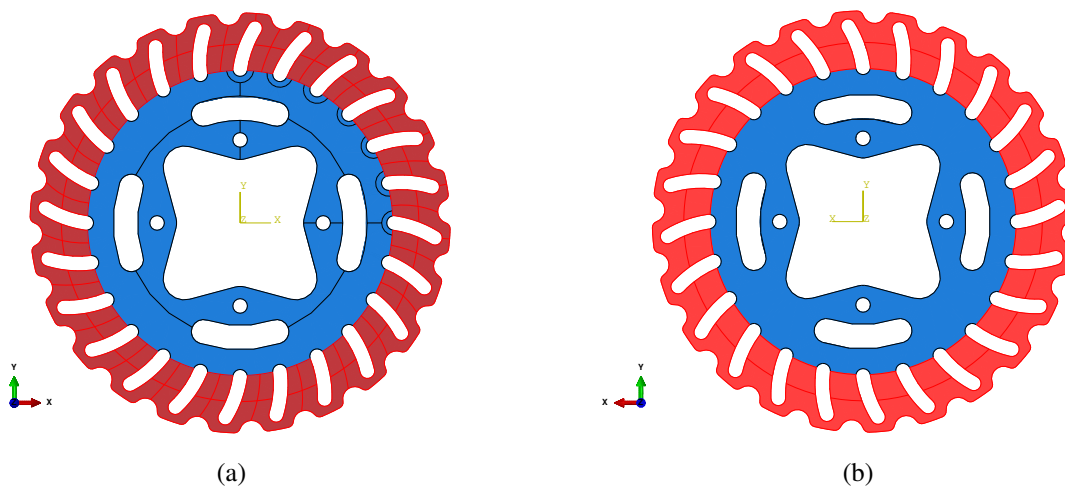


Figura 4.3: Faces do disco seleccionadas para aplicação do fluxo de calor: (a) face interna e (b) face externa.

4.1.4 Determinação do Fluxo de Calor

Enquanto o sistema de freio está acionado, a potência fornecida pelo motor elétrico é dissipada no processo de atrito entre a pastilha e o disco de freio. Dessa forma, considerou-se que toda a potência dissipada foi convertida em forma de calor no disco de freio. Portanto, para calcular a potência dissipada, P_b , multiplicou-se a força de atrito medida pela velocidade angular do disco:

$$P_b = \frac{F_{cc}R_{al}\omega}{9,55} \quad (4.1)$$

em que F_{cc} é a força medida pela célula de carga em newtons, R_{al} é a distância entre a célula de carga e o centro do disco de freio e ω é a velocidade angular do disco em rpm.

Já o fluxo de calor, é calculado dividindo a potência dissipada pela área de fricção com as pastilhas de freio, A_{pad} . A equação 4.2 fornece a fórmula para se determinar o fluxo de calor aplicado em cada face do disco de freio, h_{fd} . Dessa forma, a figura 4.4(a) mostra a potência dissipada total pelo disco em função do tempo e a figura 4.4(b) o fluxo de calor aplicado em cada face do disco, considerando como área total de fricção igual a **0,01373046 m²**.

$$h_{fd} = \frac{P_b}{2A_{pad}} \quad (4.2)$$

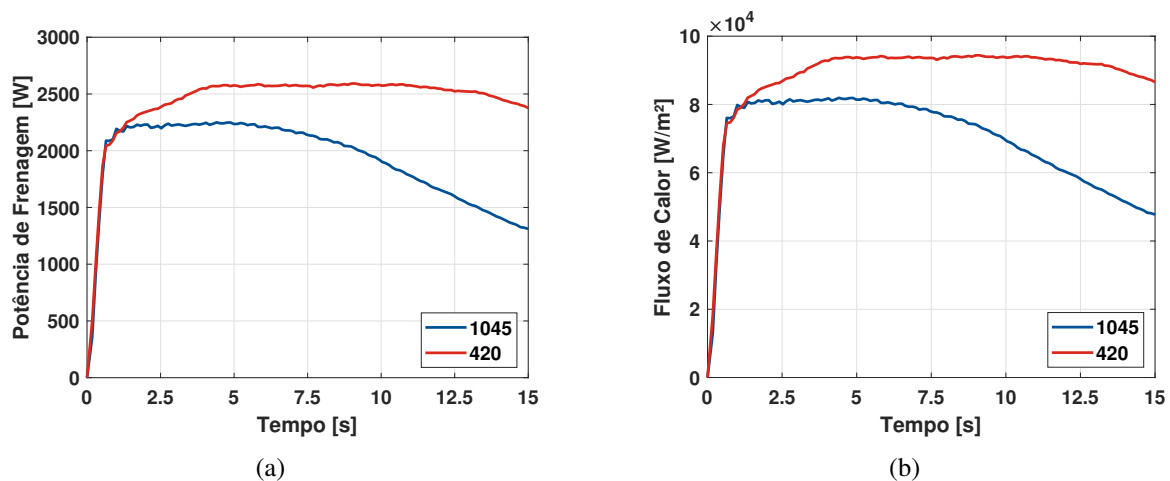


Figura 4.4: Geração de calor no disco: (a) potência de frenagem pelo tempo e (b) fluxo de calor para cada face do disco pelo tempo.

4.1.5 Cálculo do Coeficiente de Troca de Calor por Convecção

O coeficiente de troca de calor por convecção, h_{conv} , de acordo com Çencel e Ghajar (2015), é dado por:

$$h_{conv} = \frac{Nu\lambda_a}{D_e} \quad (4.3)$$

em que Nu é o número de Nusselt, λ_a é a condutividade térmica do ar e D_e é o diâmetro externo do disco.

Assim, para se determinar o número de Nusselt tomou-se como base o trabalho de Latour, Harmand e Bouvier (2011). Em seu trabalho, é feita uma análise experimental em diversas condições para se determinar o número de Nusselt em função da rotação de um disco, sendo que uma delas é do disco girando em um ambiente sem fluxo de ar, similar a condição dos testes realizados na bancada de freios. A equação para o número de Nusselt é dada por:

$$Nu = 0,556\sqrt{Re_w} \quad (4.4)$$

em que, Re_w é o número de Reynolds rotacional, dado por:

$$Re_w = \frac{\omega r_i D_e}{60\nu_a} \quad (4.5)$$

em que, ω é a rotação do disco em rpm, r_i é o raio interno do disco e ν_a é a viscosidade cinemática do ar.

Assim, a tabela 4.2 apresenta os valores utilizados para cada constante (ÇENCEL; GHAJAR, 2015) e os valores calculados para o número de Reynolds, número de Nusselt e coeficiente de convecção.

Tabela 4.2: Cálculo do Coeficiente de Convecção.

ω [rpm]	r_i [m]	D_e [m]	ν_a [m ² /s]
380	0,034	0,172	0,00001562
k_a [W/m°C]	Re_w	Nu	h_{conv} [W/m ² °C]
0,02551	2371,11	27,0741	4,0155

4.2 Resultados Numéricos e Experimentais de Temperatura

4.2.1 Aço AISI 1045

As figuras 4.5, 4.6 e 4.7 mostram os resultados experimentais e os numéricos para os tempos 4 s, 10 s e 15 s usando o aço 1045 como material do disco de freio.

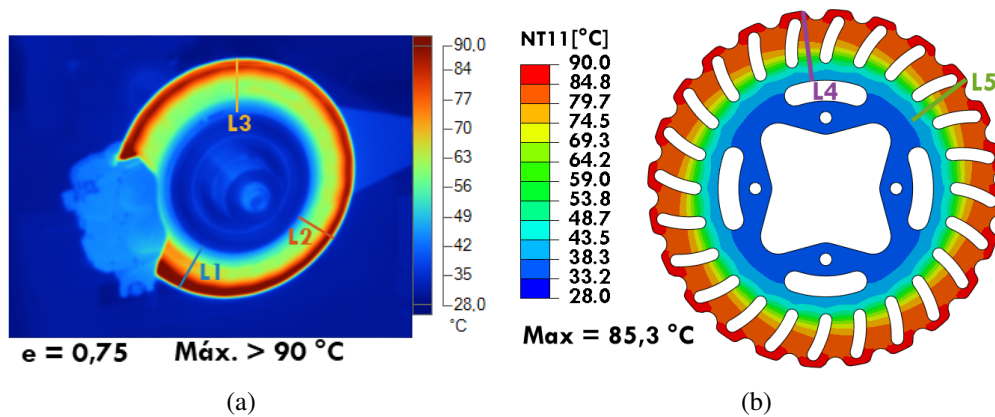


Figura 4.5: Distribuição de temperatura no disco de freio para o tempo 4s e material 1045: (a) resultado experimental e (b) resultado numérico.

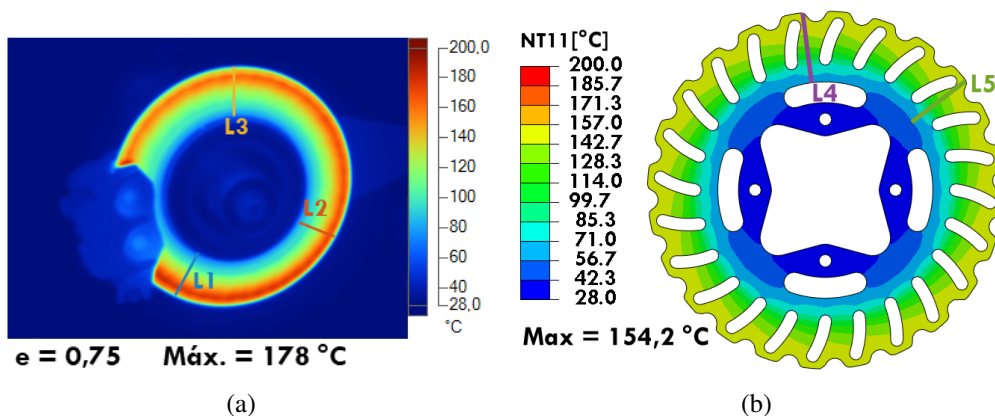


Figura 4.6: Distribuição de temperatura no disco de freio para o tempo 10s e material 1045: (a) resultado experimental e (b) resultado numérico.

Com o intuito de comparar os resultados numéricos e experimentais, traçaram-se linhas radiais no disco e mediu-se a temperatura ao longo de cada linha. Dessa forma é possível comparar o perfil de temperatura para cada caso, podendo validar a metodologia de simulação térmica. Entretanto, como pode-se observar na figura 4.5(a) para a foto tirada pela câmera térmica em 4 s, o valor de temperatura máxima é maior que o valor máximo da escala de temperatura do software de tratamento de dados da câmera térmica, não sendo possível aumentar o valor da escala e averiguar a temperatura real do disco. Assim, para contornar este problema, ajustou-se o valor do coeficiente de emissividade térmica para 1

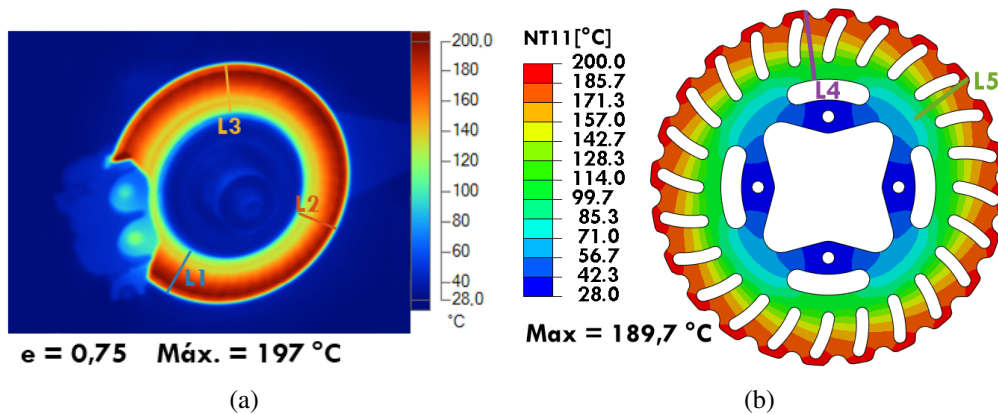


Figura 4.7: Distribuição de temperatura no disco de freio para o tempo 15s e material 1045: (a) resultado experimental e (b) resultado numérico.

de forma que a temperatura máxima fique menor que 90°C e calculou-se a temperatura real utilizando a equação 4.6:

$$T_{Dreal} = \sqrt[4]{\frac{T_{Dmed}^4 - T_{Amed}^4}{e} + T_{Areal}^4} \quad (4.6)$$

em que T_{Dreal} é a temperatura real do disco, T_{Dmed} é a temperatura do disco medida com emissividade igual a 1, T_{Amed} é a temperatura ambiente medida, T_{Areal} é a temperatura ambiente real e e é o coeficiente de emissividade térmica real do disco. Para a temperatura ambiente real e medida consideraram-se as mesmas e iguais a 301 K, já para o valor de emissividade considerou-se igual a 0,75.

A figura 4.8 mostra os resultados de temperatura em função da distância radial em relação ao centro do disco para cada linha e instante de tempo. Analisando os resultados obtidos, primeiramente para o instante igual a 4 s, percebe-se que a distribuição de temperatura no disco para o resultado experimental não é uniforme na área de fricção com a pastilha. Pode-se observar que há uma faixa menor em que a temperatura é máxima, sendo igual a aproximadamente 92°C, 86°C e 80°C para as linhas 1, 2 e 3 respectivamente, mostrando também que a temperatura é máxima logo após o contato com a pastilha. Já para o resultado numérico, a temperatura se encontra mais uniforme na área de fricção com a pastilha, mostrando uma maior faixa com a temperatura próxima da máxima de 85°C. Comparando os resultados, tem-se uma temperatura máxima 8% maior da linha 1 em relação a linha 4 e 6% menor da linha 3 em relação a linha 4. Entretanto a maior diferença foi encontrada na distância radial igual a 70 mm de 22% menor das linhas 2 e 3 em relação as linhas 4 e 5.

Já para os resultados no instante igual a 10s, percebe-se que as temperaturas na área de fricção das linhas dos resultados experimentais estão mais próximas dos resultados numéricos. A maior diferença encontrada foi para a linha 1 na região de maior temperatura de 175°C contra 154°C das linhas 4 e 5, uma diferença de 13% maior para a linha 1.

Por fim, para o instante final de 15 s, percebe-se que o perfil de temperatura ao longo da

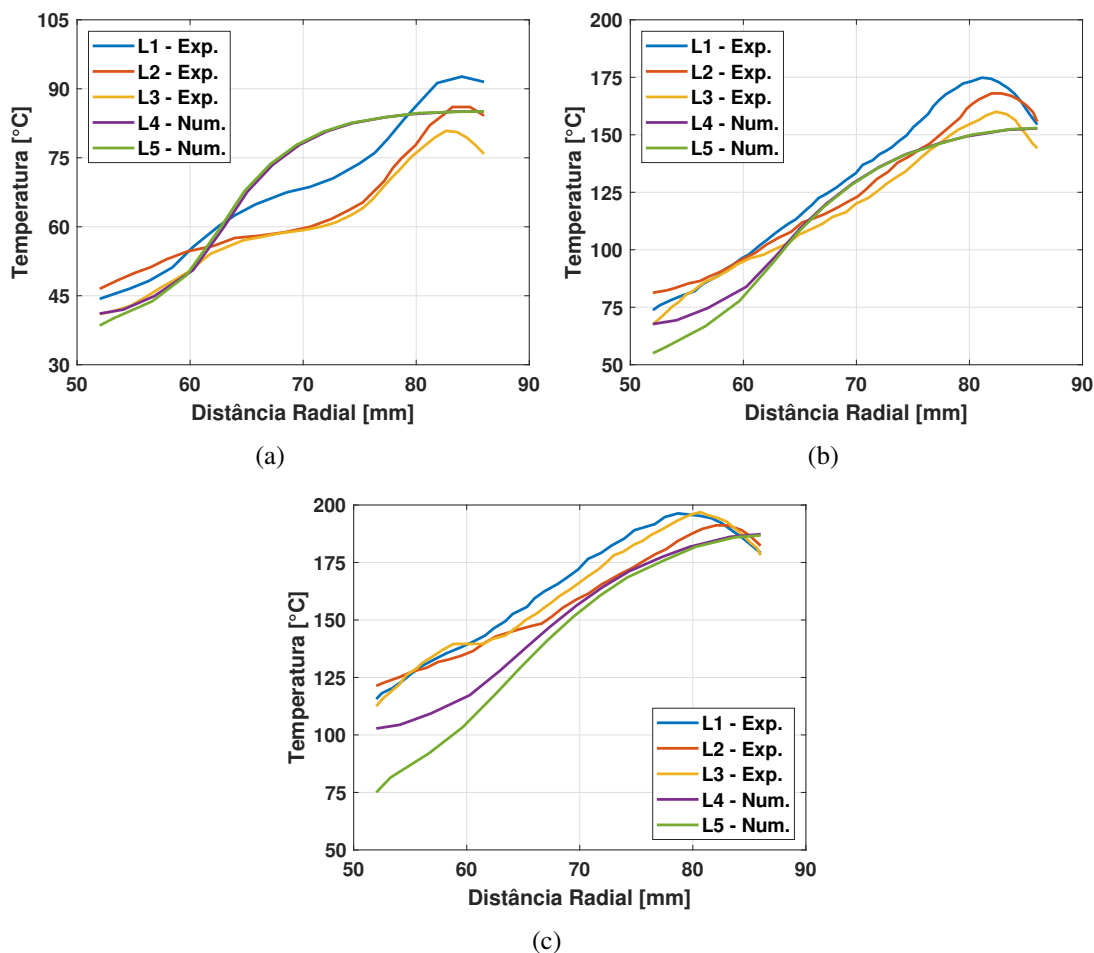


Figura 4.8: Temperatura em função da distância radial para cada linha traçada nos resultados numéricos e experimentais utilizando como material o aço 1045: (a) 4 s, (b) 10 s e (c) 15 s.

distância radial encontram-se mais parecidos, comparando os resultado numéricos e experimentais, em que a maior diferença para a temperatura máxima foi de aproximadamente 5% maior para o resultado experimental. Entretanto, percebe-se que a temperatura mais baixa apresentou uma maior discrepância, o que pode estar relacionado a alguma diferença entre a condutividade térmica do material real e a considerada nas simulações.

4.2.2 Aço AISI 420

As figuras 4.9, 4.10 e 4.11 mostram os resultados experimentais e os numéricos para os tempos 4 s, 9 s e 15 s usando o aço 420 como material do disco de freio.

Assim como os resultados para o aço 1045, houve o problema de que a temperatura máxima no disco extrapolou a escala de temperatura máxima para os tempos 4 s e 15 s, figuras 4.9(a) e 4.11(a). Com isso, também foi preciso utilizar a mesma metodologia, aplicando a equação 4.6 nos resultados para a emissividade térmica igual a 1. Assim, a figura 4.12 mostra os resultados de temperatura em função da distância radial em relação ao centro do disco para cada linha e instante de tempo.

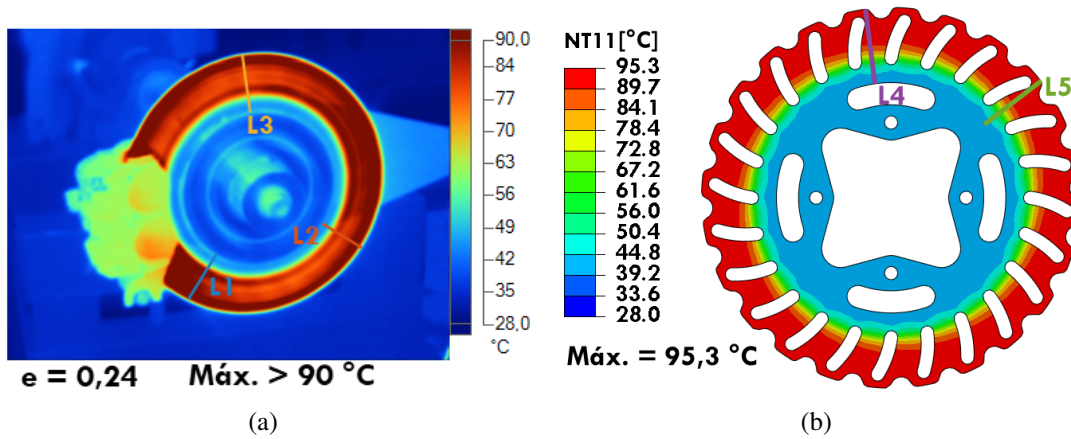


Figura 4.9: Distribuição de temperatura no disco de freio para o tempo 4 s e material 420: (a) resultado experimental e (b) resultado numérico.

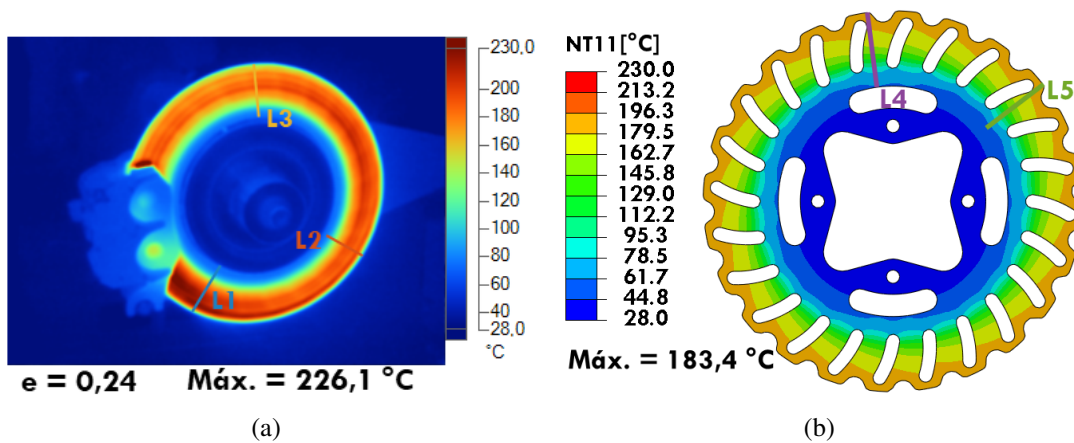


Figura 4.10: Distribuição de temperatura no disco de freio para o tempo 9 s e material 420: (a) resultado experimental e (b) resultado numérico.

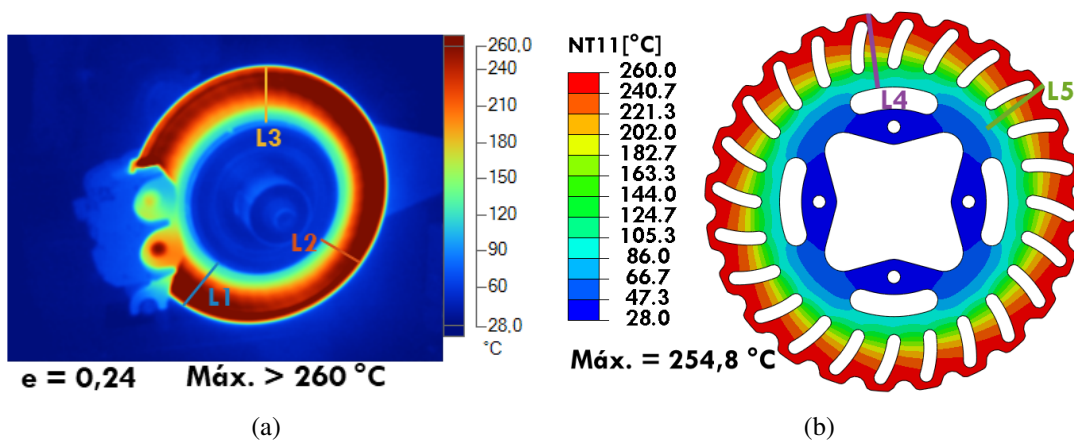


Figura 4.11: Distribuição de temperatura no disco de freio para o tempo 15 s e material 420: (a) resultado experimental e (b) resultado numérico.

Analisando os resultados, primeiramente para o tempo 4 s, percebe-se que o perfil de temperatura do resultado experimental é semelhante ao do 1045, apresentando uma pequena

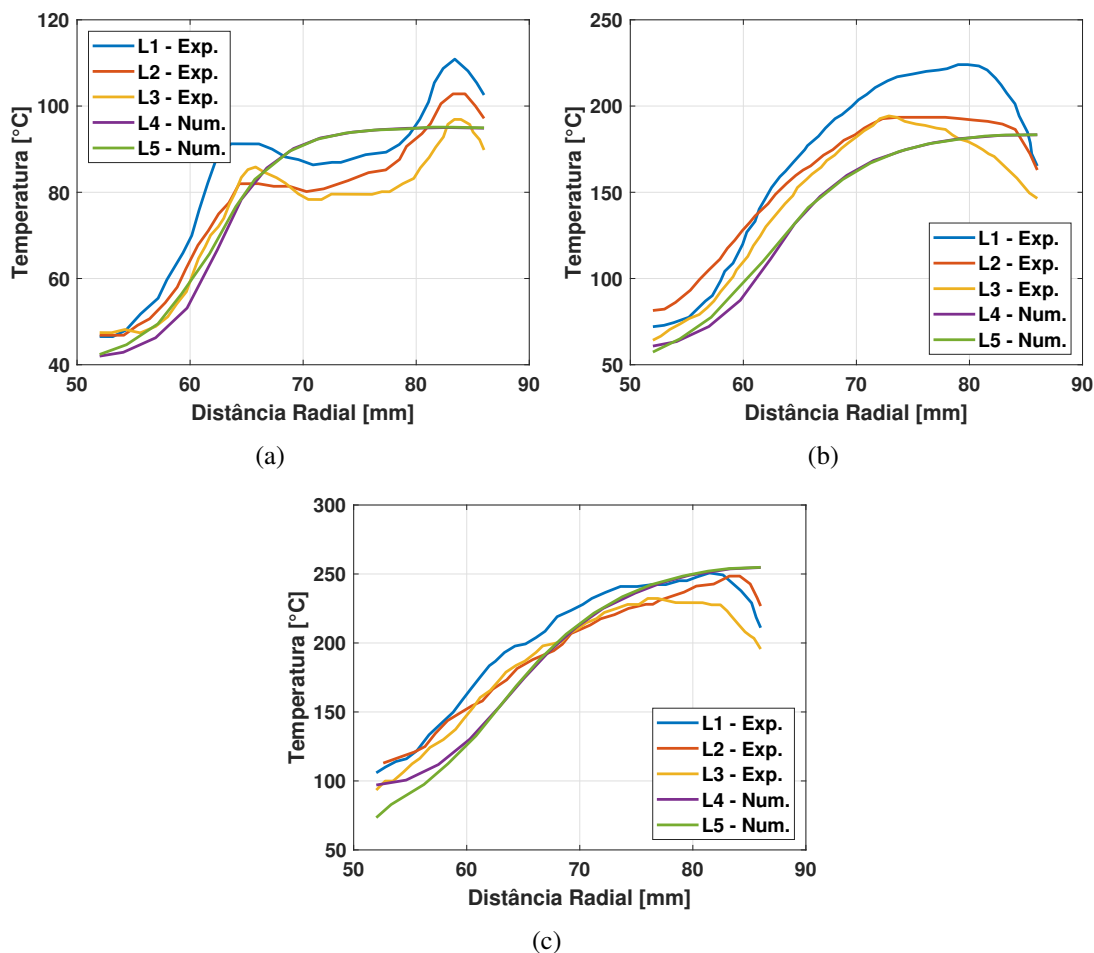


Figura 4.12: Distribuição de temperatura no disco de freio para o tempo 15s e material 1045: (a) simulação numérica e (b) resultado experimental.

faixa com uma maior temperatura, enquanto o resultado numérico apresenta uma distribuição da temperatura máxima mais uniforme na área de fricção. Comparando os dois perfis de temperatura, percebe-se que o resultado da simulação é maior em uma parte da área de fricção, aproximadamente entre as distâncias radiais de 70 e 80mm.

Para o tempo igual a 9 segundos, percebe-se que o perfil de temperatura entre os resultados experimentais e numéricos são mais semelhantes, entretanto o resultado experimental se mostrou maior em quase toda distância radial. O maior valor de temperatura para o resultado numérico foi de 226°C para a linha 1, cerca de 23% maior que a temperatura máxima da simulação de 183°C.

Por fim, para o tempo igual a 15 segundos, percebe-se uma maior proximidade entre os resultados experimentais e numéricos. Entretanto, o resultado do software com o valor de emissividade igual a 0,24 apresenta o valor de temperatura no disco maior que 260°C, porém para o valor de temperatura calculado com a equação 4.6 a maior temperatura encontrada foi de 252°C. O que pode estar atrelado a uma menor confiabilidade nos resultados experimentais de temperatura para um coeficiente de emissividade térmica baixo em elevadas temperaturas.

4.2.3 Conclusões Preliminares

Portanto, com base no que foi apresentado nas comparações das simulações com os resultados experimentais medidos com a câmera térmica, pode-se destacar alguns pontos que contribuem para acreditar que o método de geração de calor utilizado nas simulações é uma boa aproximação para se analisar ciclos consecutivos de frenagem.

Primeiramente, esse método apresenta um pequeno tempo de processamento computacional, visto que se faz uma análise implícita térmica transiente. Em contra partida, fazer uma simulação explícita levando em conta a geração de calor pela fricção da pastilha com o disco de freio, com base nas pesquisas bibliográficas, tornaria os resultados mais acurados, porém exigiria diversos dias para o tempo de processamento total da análise.

Segundo, como observado na comparação dos resultados, para pequenos intervalos de tempo o perfil de temperatura apresenta uma maior discrepância. Porém, com o passar do tempo, o disco vai esquentando e a temperatura vai se dissipando no disco, tornando mais semelhante com os resultados numéricos.

Por fim, também é importante destacar que a diferença dos resultados pode estar atrelada tanto com a incerteza da determinação das propriedades térmicas dos materiais analisados, quanto a incerteza do coeficiente de emissividade térmica do material, visto que os resultados de temperatura da câmera térmica tem forte influencia com a variação deste. Além disso, a medição do coeficiente foi feita em um regime estático e os testes foram conduzidos em um regime dinâmico. O trabalho de Dragomir et al. (2014) mostra um maior valor medido para a emissividade em um regime dinâmico, o que tornaria a temperatura do disco real menor do que realmente foi medida. Assim, acredita-se que as temperaturas medidas experimentalmente são maiores que as reais, se tornando, portanto, mais próximas dos resultados numéricos.

Capítulo 5

Simulação para 20 Ciclos de Frenagem

Neste capítulo, é feita uma análise termo-mecânica de discos de freio considerando um caso crítico de 20 ciclos consecutivos de frenagem. A análise consiste em comparar o desempenho de dois materiais, o aço carbono AISI 1045 e o aço inox AISI 420, utilizando uma geometria de disco fixa. Em seguida, com base no material que apresentou o melhor desempenho, comparar o desempenho de duas geometrias de disco utilizadas pelo protótipo Baja SAE nos anos de 2019 e 2020.

Primeiramente, é apresentada uma análise dinâmica do veículo para se calcular a potência dissipada nos discos de freio. Em seguida, são apresentados os procedimentos para as simulações, em que é feita uma análise por elementos finitos utilizando o acoplamento termo-mecânico sequencial. A análise térmica utiliza a mesma metodologia de geração de calor no disco de freio apresentada no capítulo 4. Já a análise estrutural leva em conta as tensões geradas pelas deformações térmicas e pelo torque de frenagem. Por fim, são mostrados os resultados para os materiais usando o disco 2020 e os resultados para as geometrias usando o aço 1045.

5.1 Discos de Freio

Os discos de freio considerados para análise foram os dianteiros utilizados pela equipe Piratas do Cerrado nas competições Baja SAE Brasil nos anos de 2019 e de 2020, figura 5.1. Pela figura, percebe-se que os discos apresentam padrões de alívio diferentes na área de fricção com a pastilha (destacada em vermelho) e que apenas o disco de 2020 apresenta alívios de massa em sua região central. Já a tabela 5.1 contém as características geométricas de cada disco, em que pode-se observar que ambos apresentam a mesma espessura e diâmetro externo e uma pequena diferença de massa e área varrida pelas pastilhas.

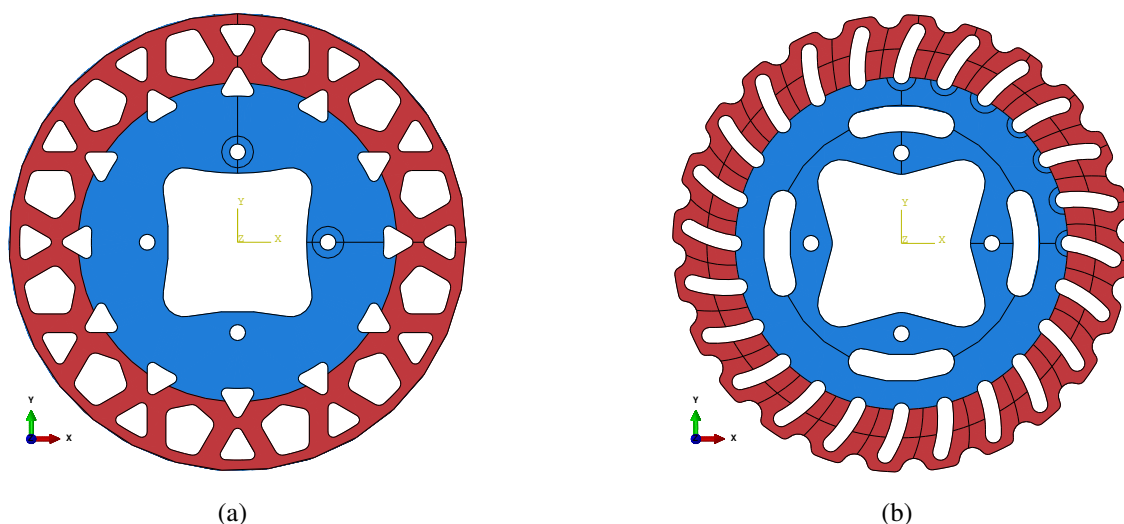


Figura 5.1: Discos de freio utilizados para análise: (a) 2019 e (b) 2020.

Tabela 5.1: Características geométricas dos discos 2019 e 2020.

	2019	2020
Massa [kg]	0,347	0,355
Área de Fricção [m²]	0,014156	0,013981
Espessura [mm]	3,17	3,17
Diâmetro Externo [mm]	172	172

5.1.1 Materiais dos Discos

Os discos 2019 e 2020 foram fabricados em aço carbono AISI 1045, entretanto, nesse trabalho é feita uma comparação com a liga de aço inox AISI 420 com o intuito de analisar uma possível troca do material dos discos para o próximo protótipo da equipe. A liga 420 de inox é empregada em diversas equipes de Baja SAE, além da maioria das motocicletas comerciais.

As propriedades térmicas e o módulo de elasticidade dos materiais foram consideradas como dependentes da temperatura. Assim, a figura 5.2(a) mostra a variação do módulo de elasticidade em função da temperatura, a figura 5.2(b) a do coeficiente de expansão térmica, a figura 4.1(a) a da condutividade térmica e a figura 4.1(b) a do calor específico. Entretanto, a densidade, o coeficiente de Poisson e a emissividade foram considerados independentes da temperatura, tabela 5.2. As propriedades apresentadas do 1045 foram obtidas do trabalho de Laakso (2017) e as do 420 de Zhang, Farahmand e Kovacevic (2016).

Tabela 5.2: Propriedades termo-mecânicas independentes da temperatura.

	1045	420
Densidade [kg/m³]	7870	7700
Coefficiente de poisson	0,3	0,24
Emissividade	0,75	0,24

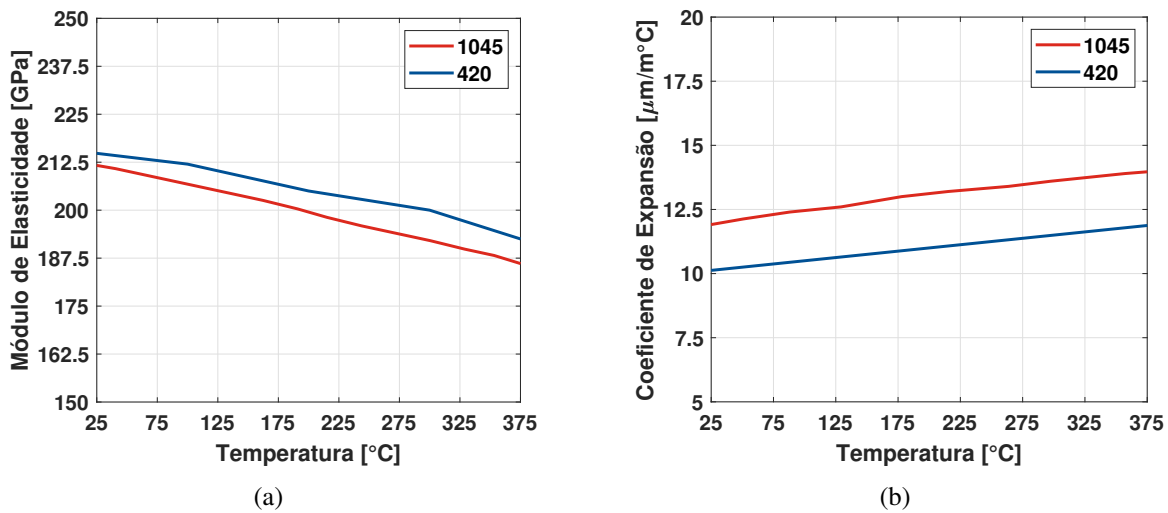


Figura 5.2: Propriedades termo-mecânicas dos aços 1045 e 420 em função da temperatura: (a) módulo de elasticidade e (b) coeficiente de expansão térmica.

5.2 Análise da Dinâmica Longitudinal do Protótipo BAJA SAE

Como condição crítica para aquecimento dos discos de freio, considerou-se uma situação de **20** ciclos consecutivos de frenagem em um terreno de terra batida com coeficiente de atrito com o pneu de **0,6** para se aproximar das condições enfrentadas pelo protótipo na prova de enduro da competição. A figura 5.3 esquematiza cada ciclo, em que o carro começa freando a partir de uma velocidade, v_{max} , até parar completamente, $v = 0$, em um tempo t_f . Em seguida, o carro é acelerado em um espaço de **50** metros até atingir a velocidade, v_{max} , novamente em um tempo t_a .

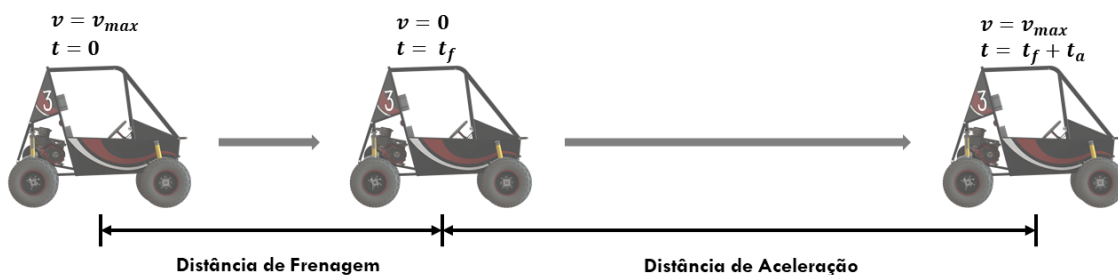


Figura 5.3: Esquematização de 1 ciclo de frenagem.

5.2.1 Dados do Veículo

O veículo considerado para as análises foi o protótipo utilizado pela equipe entre os anos de 2018 e 2020. Suas principais dimensões estão representadas na figura 5.4 e seus valores se encontram na tabela 5.3, em que L é o entre-eixos, L_f a distância entre o eixo dianteiro e o centro de gravidade, h a altura do centro de gravidade e R_p o raio do pneu.

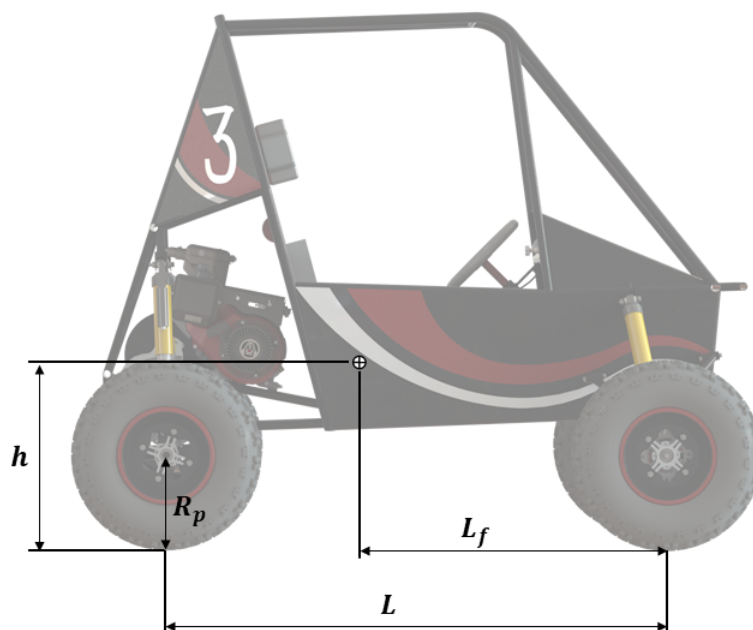


Figura 5.4: Dimensões gerais do protótipo.

Tabela 5.3: Dimensões gerais do protótipo.

L [m]	Lf [m]	h [m]	Rp [m]
1,4	0,8	0,5	0,271

5.2.2 Aceleração

A figura 5.5 apresenta as curvas de espaço e de velocidade por tempo do protótipo obtidas através de uma rotina matemática desenvolvida pela equipe com base em Mashadi e Crolla (2012). Pelos gráficos, observa-se que o tempo, t_a , para percorrer **50 m** é de **7,065 s**, possibilitando atingir uma velocidade, v_{max} , de **12,61 m/s**.

5.2.3 Frenagem

Para a frenagem, considerou-se um caso de desaceleração constante sem travamento das rodas do protótipo. De acordo com Limpert (2011), a máxima desaceleração do carro, a , sem travamento das rodas é dada por:

$$a = \frac{\mu(1 - \Psi)}{1 - \Phi - \mu\chi}g \quad (5.1)$$

em que μ é o coeficiente de atrito do terreno, Φ é a distribuição da força de frenagem, Ψ é a razão entre a carga estática do eixo traseiro e peso total do veículo, χ é a razão entre a altura do centro de gravidade e o entre-eixos e g é a gravidade local. O sistema de freios do

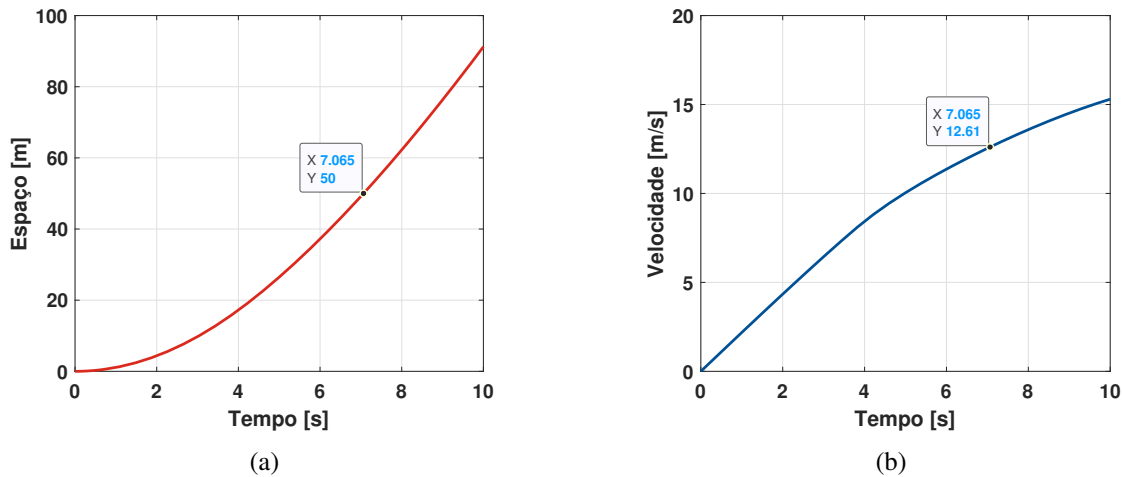


Figura 5.5: Desempenho em aceleração do protótipo: (a) espaço por tempo e (b) velocidade por tempo.

protótipo possui Φ igual a **0,3**. Ψ e χ são dados, respectivamente, por:

$$\Psi = \frac{L_f}{L} \quad (5.2)$$

$$\chi = \frac{h}{L} \quad (5.3)$$

Já para calcular o tempo de frenagem, considerando uma desaceleração constante, utiliza-se a seguinte relação:

$$t_f = \frac{v_{max}}{a} \quad (5.4)$$

Por fim, substituindo os valores nas equações 5.1 e 5.4, encontram-se os valores de **5,18 m/s²** para a desaceleração e de **2,44 s** para o tempo de frenagem.

5.2.3.1 Potência de Frenagem Dissipada nos Discos de Freio

Para simular a geração de calor nos discos de freio, considerou-se uma fonte de fluxo de calor na área de fricção das pastilhas no disco de freio de forma uniforme e variável com o tempo, conforme seção 2.3.1.1. O fluxo de calor é determinado pela conversão da energia cinética do protótipo em energia térmica, que é dissipada nos discos. Nesta análise, considerou-se, de forma simplificada, que todo o calor gerado é absorvido pelo disco de freio, dada as dificuldades encontradas para se determinar as propriedades térmicas das pastilhas de freio.

Para um veículo desacelerando em uma pista sem inclinações partindo de uma velocidade inicial, v_{max} , até a parada completa, a energia de frenagem dissipada em um único disco de

freio do protótipo, E_{fd} , é dada por:

$$E_{fd} = \frac{m\phi}{4} \left(1 + \frac{2I_f}{R^2 m \phi} \right) v_{max}^2 \quad (5.5)$$

em que m é a massa do protótipo, ϕ é a distribuição de carga no eixo dianteiro, I_f o momento de inércia dos componentes girantes de um lado do eixo dianteiro.

A potência de frenagem é a variação da energia de frenagem no tempo. Assim, a equação 5.6 fornece a potência de frenagem dissipada em um único disco dianteiro, P_{fd} . Já o fluxo de calor absorvido em cada lado do disco de freio, h_{fd} , é igual a razão da metade da potência de frenagem total com a área de fricção com as pastilhas, A_p , equação 5.7.

$$P_{fd} = \frac{m\phi}{2} \left(1 + \frac{2I_f}{R^2 m \phi} \right) a(v_{max} - at_f) \quad (5.6)$$

$$h_{fd} = \frac{P_{fd}}{2A_p} \quad (5.7)$$

A massa do protótipo com o piloto é de **240 Kg** e o valor da distribuição de carga no eixo dianteiro, ϕ , para uma desaceleração de **5,18 m/s²** é de **35%**. Assim, é possível traçar a curva de potência de frenagem pelo tempo, figura 5.6(a), e o fluxo de calor aplicado em cada face do disco para um ciclo de frenagem, figura 5.6(b).

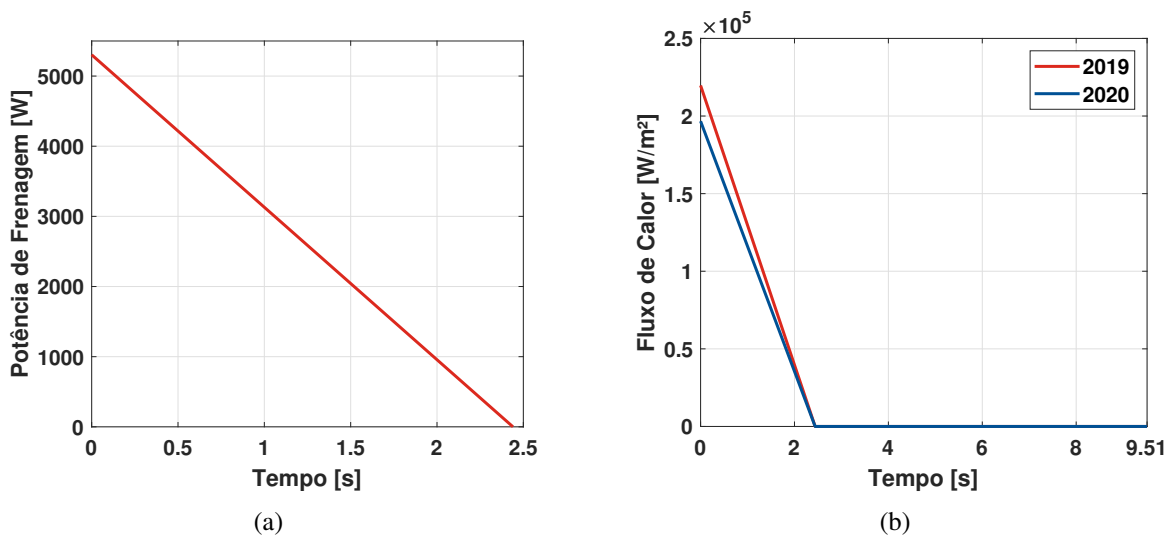


Figura 5.6: Geração de calor nos discos: (a) potência de frenagem pelo tempo e (b) fluxo de calor para cada disco para o tempo de um ciclo de frenagem.

5.2.3.2 Torque de Frenagem

O torque de frenagem é a força de atrito no pneu multiplicado por seu raio. Já a força de atrito é a carga no pneu dianteiro vezes o coeficiente de atrito. Dessa forma, a equação 5.8

descreve o cálculo do torque de frenagem.

$$T_f = \frac{\mu m \phi R_p}{2} \quad (5.8)$$

Substituindo os valores na equação, encontra-se um valor de 133 Nm para o torque de frenagem que deve ser aplicado no disco de freio para causar a desaceleração pretendida. Já a pressão, P , que deve ser aplicada em cada pastilha de freio é calculado a partir do torque de frenagem, em que:

$$P = \frac{T_f}{2A_p \mu_p R_d} \quad (5.9)$$

em que, A_p é a área da pastilha de freio igual a 1745,96 mm², μ_p é o coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco de freio, utilizou-se o valor de 0,3 conforme calculado na seção 3.5.1, e R_d é o raio efetivo do disco igual a 71 mm. Assim, o valor de pressão aplicado em cada pastilha de freio é de aproximadamente 1,8 MPa.

5.2.4 Coeficiente de Troca de Calor por Convecção

A análise térmica dos discos de freio requer informações da dissipação de calor por convecção, para isso é preciso conhecer o valor do coeficiente de transferência de calor, que varia com a velocidade do carro. Assim, devido a complexidade de se realizar uma simulação CFD para se determinar este coeficiente de forma mais precisa, optou-se por utilizar uma relação empírica, conforme seção 5.2.4.

Assim, primeiramente calcula-se o número de Reynolds, equação 2.11. Considerando a velocidade máxima do carro como **12,61 m/s**, a viscosidade cinemática do ar como **1,56 x 10⁵ m²/s**, (ÇENCEL; GHAJAR, 2015), para a temperatura de **25°C**, o valor de Re é de **1,38 x 10⁵**. Portanto, como $Re < 2,4 \times 10^5$, utiliza-se a equação 2.9 para calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção. Considerando a condutividade térmica do ar como **0,02551 W/m°C**, (ÇENCEL; GHAJAR, 2015), pode-se obter o valor do coeficiente em função da velocidade do protótipo, figura 5.7(a). Nota-se que o coeficiente de convecção aqui considerado é independente da geometria do disco, visto que a equação utilizada é uma aproximação. Por fim, sabendo a velocidade do protótipo em função do tempo de frenagem e aceleração é possível traçar o gráfico de coeficiente de convecção em função do tempo para um ciclo de frenagem, figura 5.7(b).

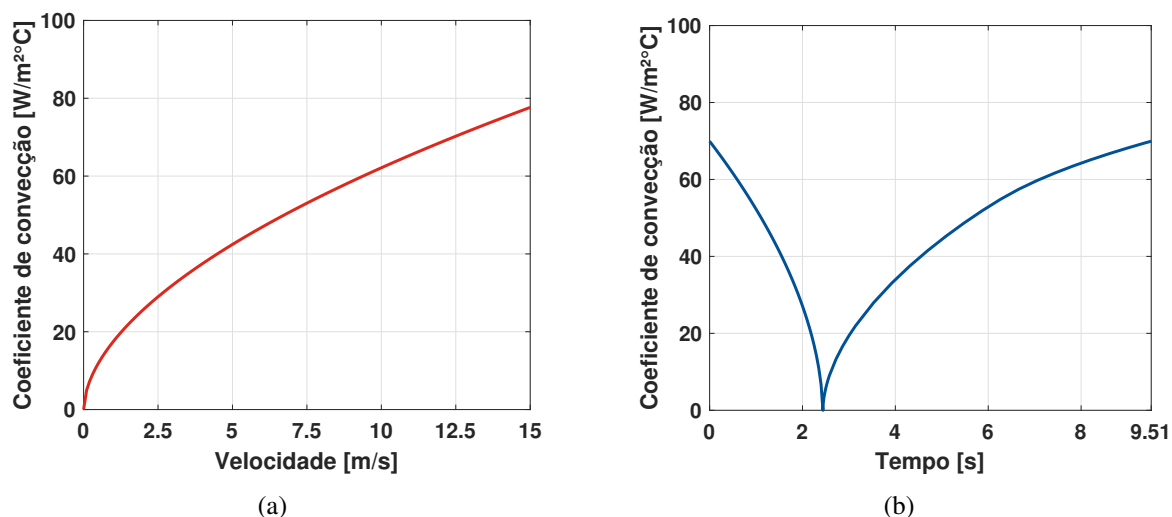


Figura 5.7: Coeficiente de transferência de calor por convecção: (a) em função da velocidade do protótipo e (b) em função do tempo para 1 ciclo de frenagem.

5.3 Procedimentos para Simulação

As simulações numéricas foram feitas no *software* de elementos finitos *Abaqus/CAE* 2020 utilizando o acoplamento termo-mecânico sequencial, em que as simulações térmicas e estruturais são feitas separadamente. Dessa forma, primeiramente, simula-se o disco de freio termicamente para o caso crítico de 20 ciclos consecutivos de frenagem. Em seguida, importa-se o campo de temperatura do disco para a simulação estrutural.

5.3.1 Simulação Térmica

Para a simulação térmica, os procedimentos são os mesmo dos apresentados na seção 4.1, em que considera-se uma análise térmica transiente com incrementação de tempo fixa de 0,1 s. Dessa forma, primeiramente, aplicam-se as propriedades térmicas do material na geometria do disco. Em seguida, gera-se a malha de elementos finitos e aplicam-se as condições de contorno.

5.3.1.1 Condições de Contorno

Como condições de contorno das simulações térmicas, têm-se:

- **Tempo total de simulação:** 192,1 s.
- **Temperatura ambiente:** 28°C.
- **Temperatura inicial do disco:** 28°C.

- **Fluxo de calor:** aplicado de forma uniforme na face de fricção com a pastilha em cada lado do disco de freio e considerado variável no tempo. Para os 20 ciclos de frenagem, repete-se os dados 20 vezes do gráfico da figura 5.6(b).
- **Convecção:** perda de calor por convecção aplicado em todas as faces do disco de freio e considerado variável no tempo. Para os 20 ciclos de frenagem, repete-se os dados 20 vezes do gráfico da figura 5.7(b).
- **Radiação:** perda de calor por radiação aplicado em todas as faces do disco.

5.3.1.2 Malha de Elementos Finitos

Para gerar a malha de elementos finitos da análise térmica, utilizaram-se os elementos **DC3D8** da biblioteca do *Abaqus Standard*, que são elementos hexagonais lineares. Assim, a figura 5.8(a) mostra a malha de elementos finitos gerada para o disco de freio de 2020 com 8730 elementos e 15207 nós e a figura 5.8(b) mostra a malha de elementos finitos gerada para o disco de freio de 2019 com 11072 elementos e 18825 nós.

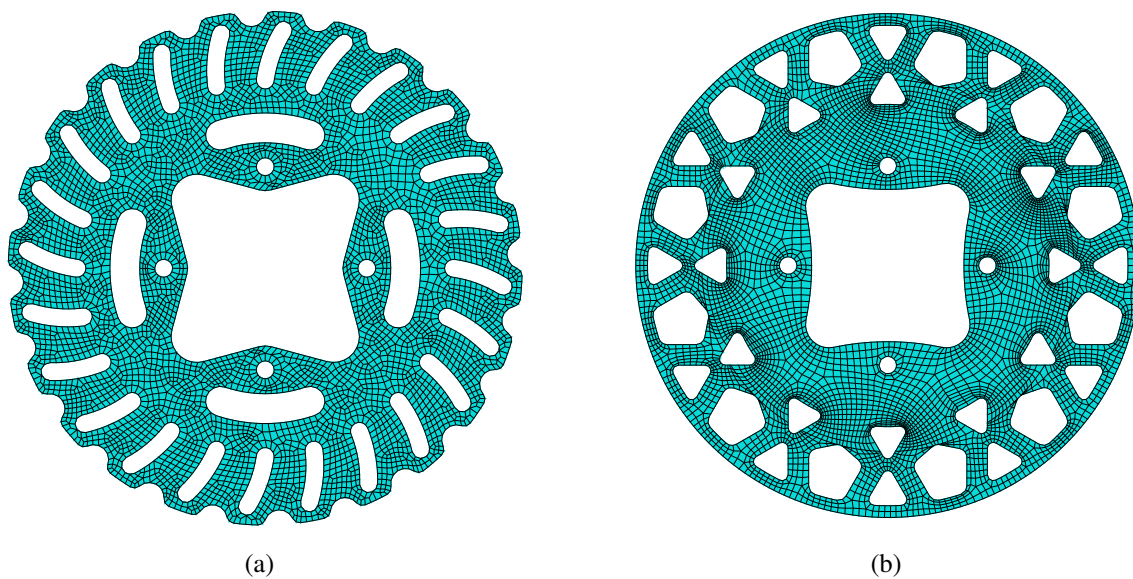


Figura 5.8: Malha de elementos finitos geradas para as simulações térmicas: (a) disco 2020 e (b) disco 2019.

5.3.2 Simulação Estrutural

Para as simulações estruturais, fez-se uma análise estática linear. Ou seja, considerou-se apenas o regime linear dos aços 1045 e 420, visto que não foi possível realizar ensaios mecânicos para caracterizar seu comportamento plástico. Além de importar a temperatura do disco da análise térmica para se analisar as tensões, também considerou-se o esforço mecânico devido ao torque de frenagem, aplicando um torque nos parafusos de fixação do

disco e uma pressão em cada pastilha de freio. Assim, para cada caso analisado, fizeram-se duas simulações estruturais, variando a posição das pastilhas de freio. No primeiro caso, consideraram-se as pastilhas em uma posição de 90° , conforme pode ser observado na figura 5.9(a). Já no segundo caso, consideraram-se as pastilhas em uma posição de 45° , figura 5.9(b). Por fim, fez-se uma análise de convergência de malha para as duas geometrias de disco considerando o aço AISI 1045 como material.

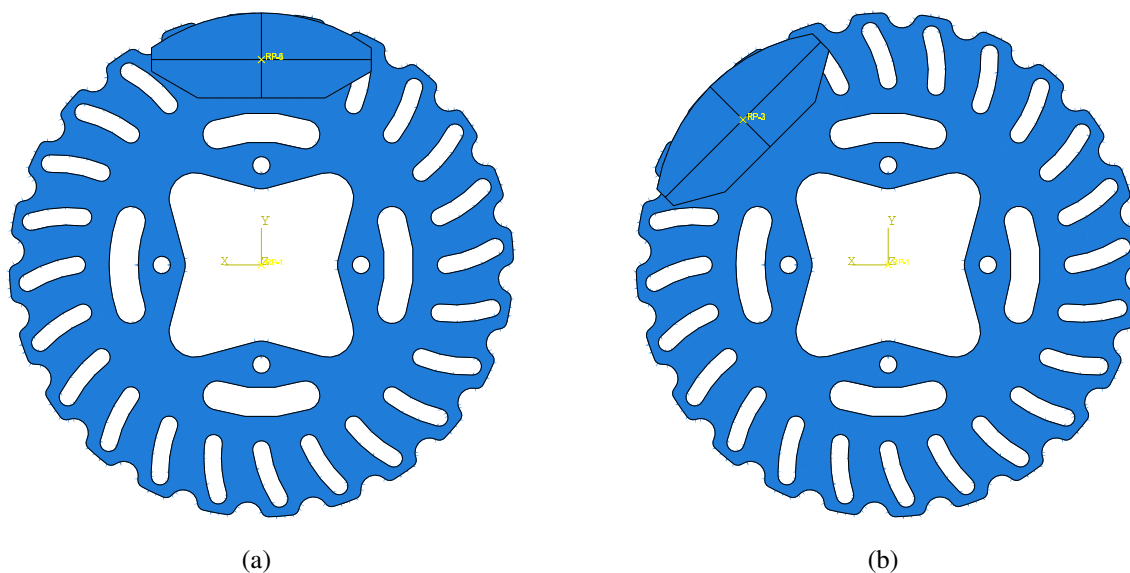


Figura 5.9: Posição das pastilhas de freio nas simulações estruturais: (a) 90° e (b) 45° .

5.3.2.1 Condições de Contorno

As condições de contorno para as simulações estruturais são mostradas na figura 5.10 e descritas a seguir:

- **Campo predefinido de temperatura** de 28°C aplicado em todo corpo do disco de freio no *step* inicial.
- **Campo predefinido de temperatura** importado da análise térmica no instante igual a 185 segundos, tempo final de frenagem do último ciclo. Como as malhas das análises térmica e estruturais não são as mesmas, utilizou-se o tipo de interpolação incompatível com tolerância absoluta exterior e relativa de 1.
- **Contato** do tipo *general contact* entre as faces internas das pastilhas e as faces do disco de freio. Contato com comportamento normal do tipo "*hard contact*" e comportamento tangencial com formulação para a fricção do tipo *penalty* e coeficiente de atrito igual a 0,3, valor determinado na seção 3.5.1.
- **Restrição rígida do tipo pino** aplicada nos nós da face interna dos furos de fixação em relação ao ponto de referência RP-1.

- **Torque** de 133 Nm, calculado na seção 5.2.3.2, aplicado no eixo z do ponto RP-1.
- **Restrições de movimento** aplicadas no ponto RP-1 do tipo: bloqueio de translação nos eixos x, y e z ($U_x = U_y = U_z = 0$) e bloqueio de rotação nos eixos x e y ($U_{R_x} = U_{R_y} = 0$, $U_{R_z} = \text{livre}$).
- **Restrição do tipo corpo rígido** aplicado nas pastilhas de freio em relação aos pontos de referência RP-2 e RP-3. Aplicou-se esse tipo de restrição, visto que não deseja-se analisar o comportamento mecânico das pastilhas.
- **Restrições de movimento** aplicadas nos pontos RP-2 e RP-3 do tipo: bloqueio de translação nos eixos x e y ($U_x = U_y = 0$ e $U_z = \text{livre}$) e bloqueio de rotação nos eixos x, y e z ($U_{R_x} = U_{R_y} = U_{R_z} = 0$).
- **Pressão** de 1,8 MPa, valor calculado na seção 5.2.3.2, aplicada em cada face externa das pastilhas.

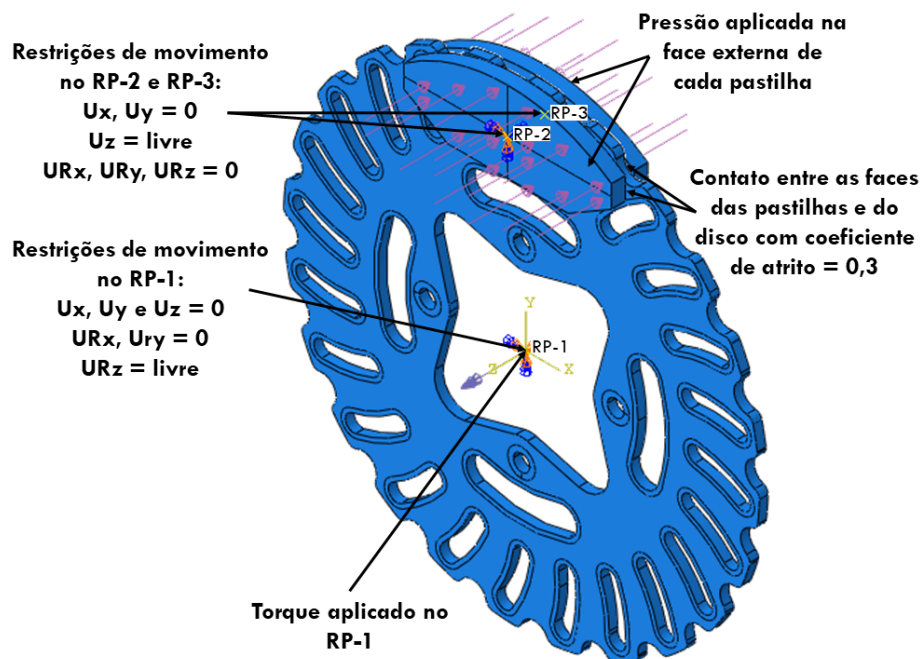


Figura 5.10: Condições de contorno das simulações estruturais.

5.3.2.2 Malha de Elementos Finitos

Para gerar a malha de elementos finitos dos discos 2020 e 2019 da análise estrutural, utilizaram-se elementos C3D20R da biblioteca *Abaqus Standard*, que são elementos hexagonais quadráticos. Optou-se por utilizar elementos hexagonais em detrimento de elementos tetraédricos, pois é possível gerar uma malha com um menor número de elementos, reduzindo o tempo de processamento computacional. E optou-se por elementos quadráticos, pois apresentam resultados mais acurados em regiões com elevados gradientes de tensão, (MADIER, 2020), como é o caso das regiões de alívio dos discos.

Com o intuito de se obter uma maior confiabilidade nos resultados de tensão, realizou-se uma análise de convergência de malha nas regiões críticas dos discos 2019 e 2020, que são os furos de fixação e os alívios na área de fricção com a pastilha. Assim, geraram-se 3 malhas diferentes para cada disco, sendo que cada uma apresenta um maior grau de refino nessas regiões críticas, a primeira com elementos de **1 mm**, a segunda com elementos de **0,5 mm** e a terceira com **0,25 mm**. As figuras 5.11 e 5.5 mostram cada malha gerada para os discos 2020 e 2019, respectivamente. Já as tabela 5.11 e 5.5 contém o número de elementos e nós para cada malha.

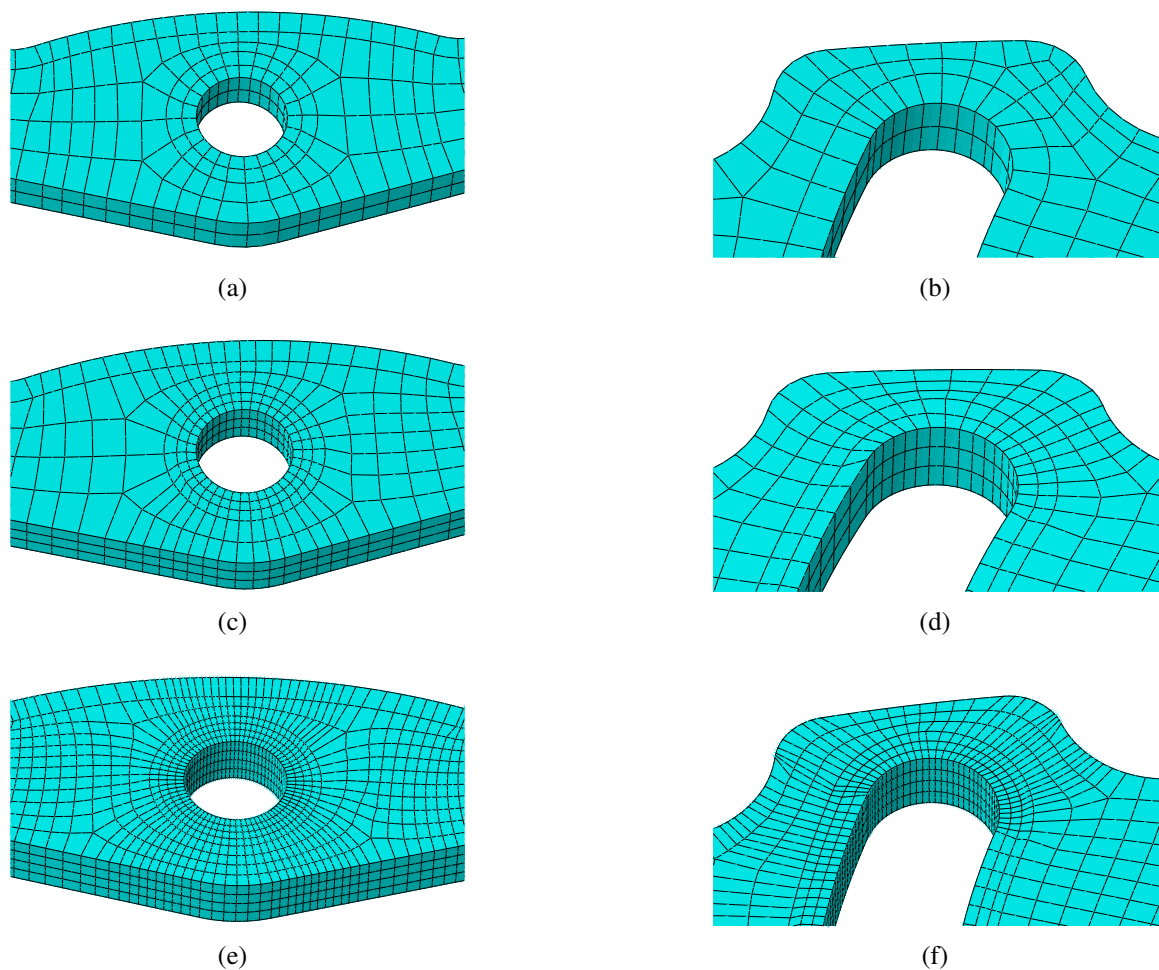


Figura 5.11: Malhas de elementos finitos geradas para análise de convergência do disco 2020: (a) região do furo da malha 1, (b) região do alívio da malha 1, (c) região do furo da malha 2, (d) região do alívio da malha 2, (e) região do furo da malha 3 e (f) região do alívio da malha 3.

Tabela 5.4: Número de elementos e nós para cada malha da análise de convergência do disco 2020.

	Malha 1	Malha 2	Malha 3
Número de Elementos	8864	13599	23536
Número de Nós	55152	76857	124696

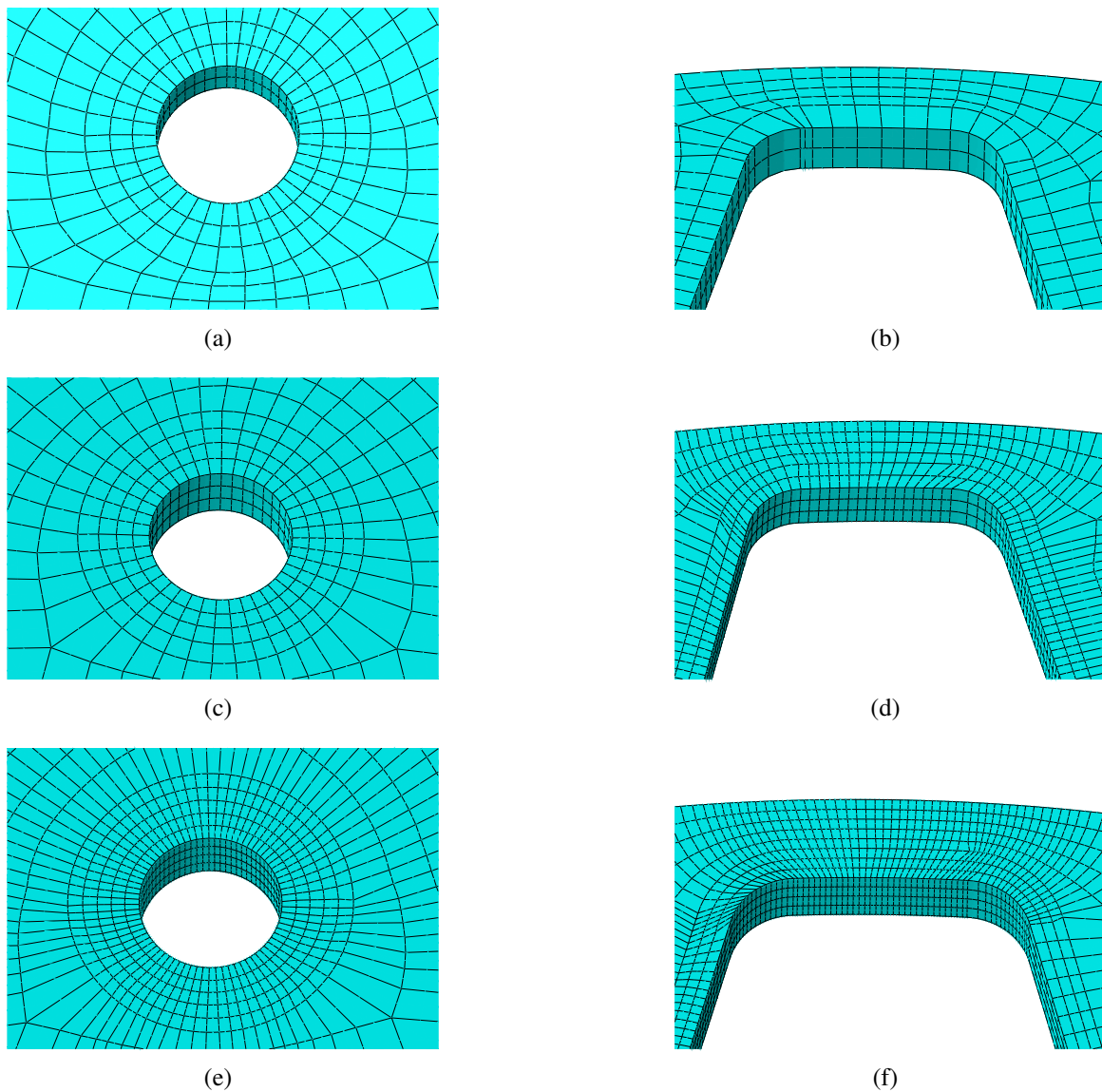


Figura 5.12: Malhas de elementos finitos geradas para análise de convergência do disco 2019: (a) região do furo da malha 1, (b) região do alívio da malha 1, (c) região do furo da malha 2, (d) região do alívio da malha 2, (e) região do furo da malha 3 e (f) região do alívio da malha 3.

Tabela 5.5: Número de elementos e nós para cada malha da análise de convergência do disco 2019.

	Malha 1	Malha 2	Malha 3
Número de Elementos	8062	18990	31680
Número de Nós	49477	104614	165450

Assim, foi feita a simulação estrutural para cada malha com a posição da pastilha em 90° e material do disco AISI 1045. Os resultados da máxima tensão encontrada nas regiões do furo e do alívio podem ser observados na figura 5.13. Dos resultados, percebe-se que para ambos os discos a malha 2 já apresenta os valores convergidos de tensão, optando, portanto, por utilizar o mesmo grau de refino de **0,5 mm** nas análises estruturais. Por fim, gerou-se a

malha final com as regiões críticas refinadas do disco 2020, figura 5.14(a), contendo 14853 elementos e 83391 nós e do disco 2019, figura 5.14(b), contendo 18714 elementos e 103619 nós.

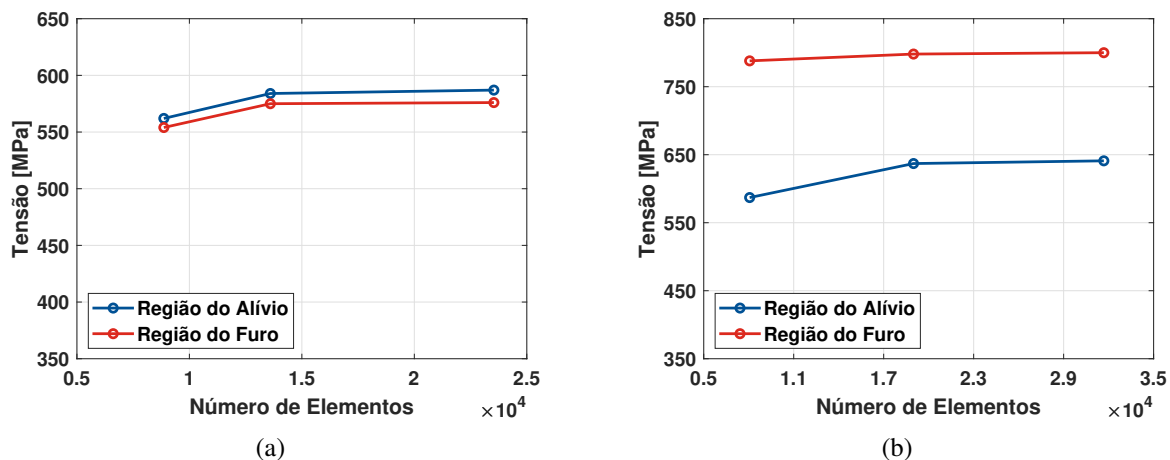


Figura 5.13: Gráfico de convergência de malha: (a) disco 2020 e (b) disco 2019.

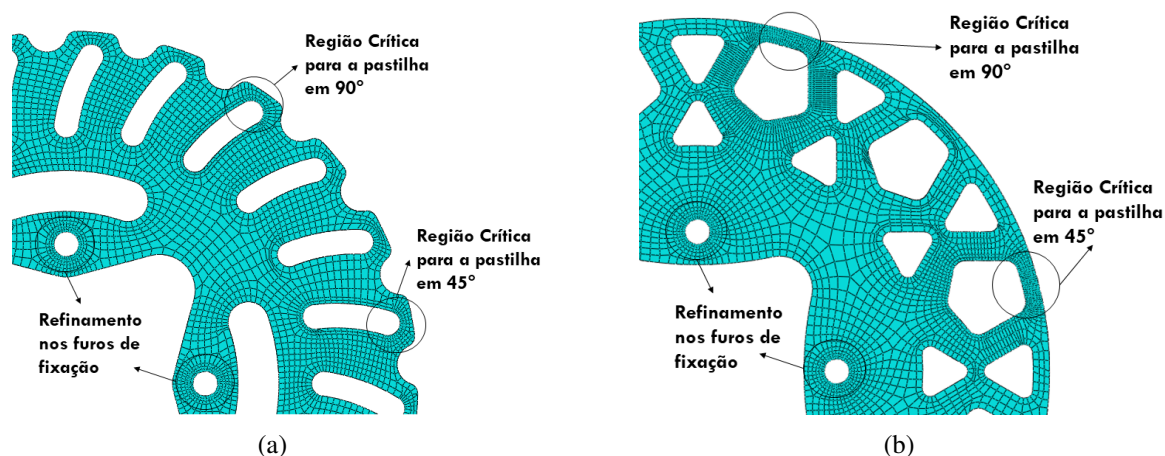


Figura 5.14: Malha final: (a) disco 2020 e (b) disco 2019.

5.4 Resultados de Temperatura e Tensão para os Materiais AISI 1045 e AISI 420

5.4.1 Análise Térmica

A partir da condição crítica de 20 ciclos de frenagem, foi possível obter o desempenho térmico dos materiais 1045 e 420 para o disco de 2020. A figura 5.15 mostra a distribuição de temperatura no instante final de simulação para cada material. Já no apêndice C, encontra-se a distribuição de temperatura para cada material após 5, 10, 15 e 20 frenagens.

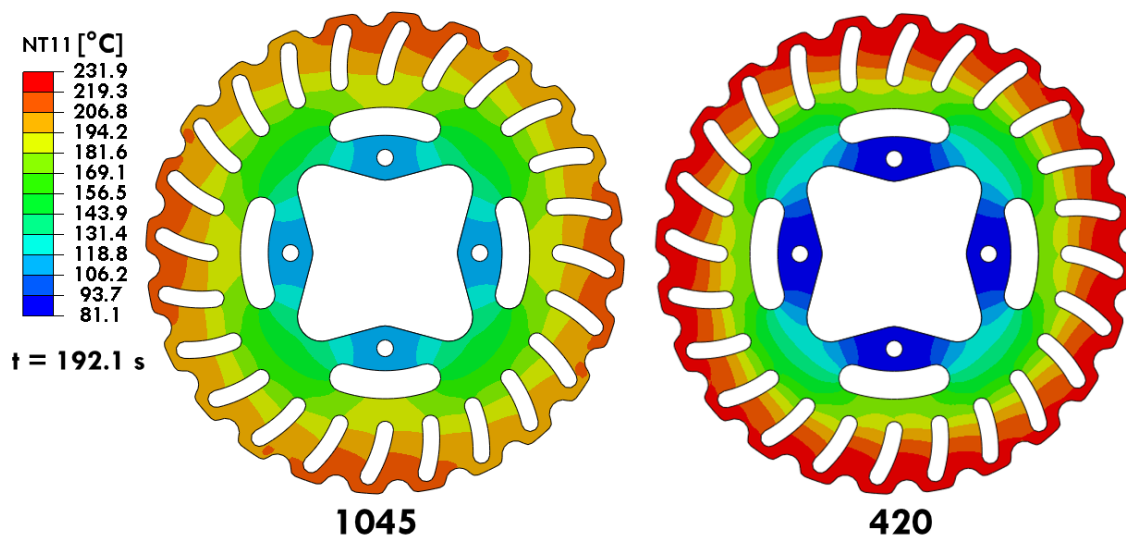


Figura 5.15: Distribuição de temperatura do disco 2020 para os aços AISI 1045 e AISI 420 após 20 ciclos de frenagem.

Para comparar o desempenho térmicos dos materiais, optou-se por analisar a evolução no tempo das temperaturas máxima e mínima do disco, figura 5.16. Observando o gráfico, percebe-se que a temperatura máxima do disco aumenta na frenagem, quando o calor é gerado na face de fricção com as pastilhas e diminui na aceleração, quando ocorre uma maior dissipação de calor tanto para o ambiente como na forma de condução no disco.

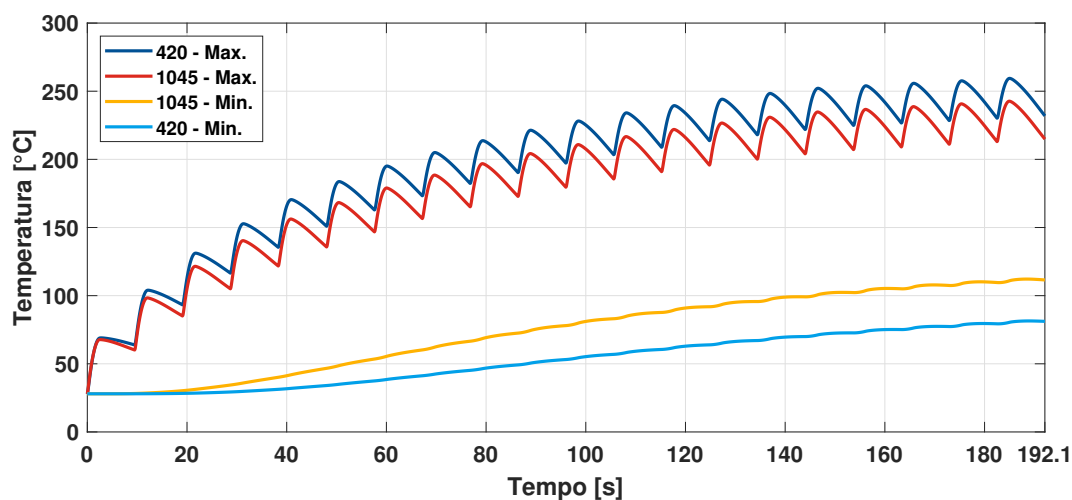


Figura 5.16: Temperaturas máxima e mínima do disco 2020 em função do tempo para os aços AISI 1045 e AISI 420.

A figura 5.17 mostra a diferença relativa entre os picos de temperatura máxima de cada ciclo de frenagem com o anterior para cada material. A partir do gráfico, percebe-se que a diferença relativa é praticamente a mesma entre os dois materiais após a quinta frenagem. Após a nona frenagem a diferença é abaixo de 5%, com uma temperatura máxima para o 1045 de 196°C e para o 420 de 213°C. Já após a décima sétima frenagem essa diferença é menor que 1%, com uma temperatura de 236°C para o 1045 e de 253°C para o 420. Portanto, percebe-se que há uma tendência de estabilização da temperatura máxima atingida pelos dis-

cos, isso ocorre pois o calor gerado no disco tende a ser o mesmo que o calor dissipado por ele. Assim, devido às incertezas do modelo de temperatura que leva algumas simplificações em conta, como o valor do coeficiente de convecção e a geração de calor aplicada de forma uniforme, acredita-se que a temperatura dos discos não irá ultrapassar esse intervalo de temperatura: 196 a 238°C para o 1045 e 212 a 253°C para o 420.

Por fim, a figura 5.18 mostra a diferença relativa entre as temperaturas dos materiais no tempo. Nota-se que o aço 420 tende a ter uma temperatura na faixa de 10% maior que o 1045 durante todo os 20 ciclos de frenagem. Já a temperatura mínima do aço 420 se mostrou aproximadamente 33% menor que a do 1045 entre os tempos de 68 s e 94 s e após esse intervalo a diferença se mostrou menor, chegando a ficar em torno de 27% menor no instante final. Isso pode ser explicado pela diferença entre as condutividade térmicas dos materiais, já que a do aço 1045 é maior que a do 420, e com o aumento da temperatura o valor da condutividade do 1045 tende a diminuir, enquanto a do 420 tende a aumentar, vide figura 4.1(a). Portanto, como a temperatura máxima do 1045 é menor e a mínima é maior, pode-se confirmar que 1045 consegue dissipar melhor o calor por condução.

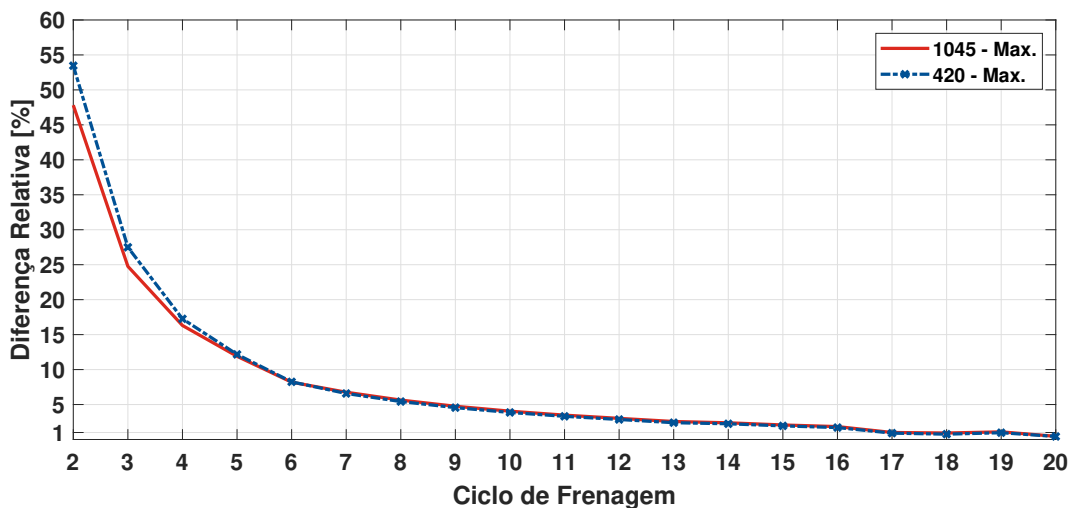


Figura 5.17: Diferença relativa entre a temperatura máxima de cada ciclo de frenagem e o ciclo anterior para os materiais AISI 1045 e AISI 420.

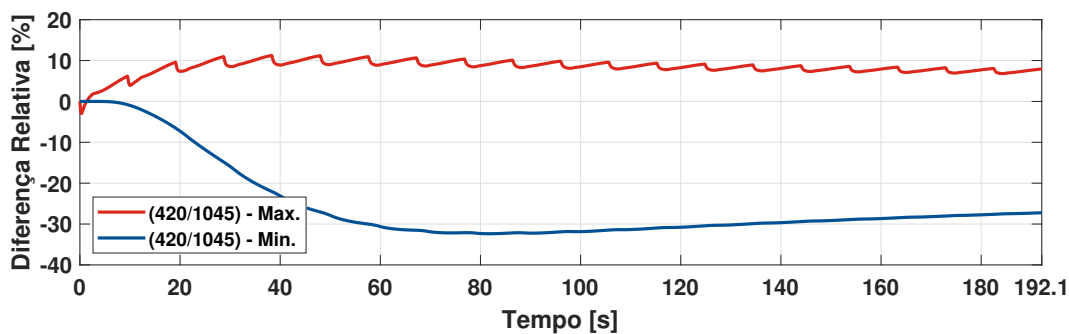


Figura 5.18: Diferença relativa das temperaturas máxima e mínima entre os materiais AISI 420 e AISI 1045.

5.4.2 Análise Estrutural

Com os resultados de temperatura no instante final da última frenagem (185 s) foi possível fazer o acoplamento termomecânico sequencial para encontrar as tensões geradas no disco devido às expansões térmicas e ao torque de frenagem. As figuras 5.19 e 5.20 mostram a distribuição de tensão equivalente de von Mises nas regiões críticas para cada material com as pastilhas nas posições de 90° e 45° , respectivamente. Já a tabela 5.6 mostra um comparativo entre as tensões máximas nas regiões críticas de cada material.

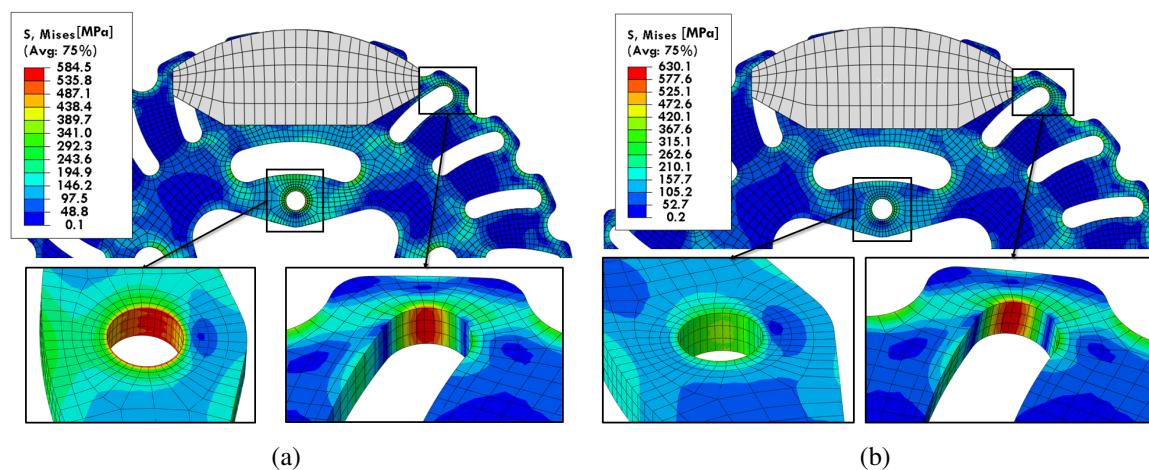


Figura 5.19: Resultados de tensão equivalente de von Mises para a pastilha em 90° : (a) AISI 1045 e (b) AISI 420.

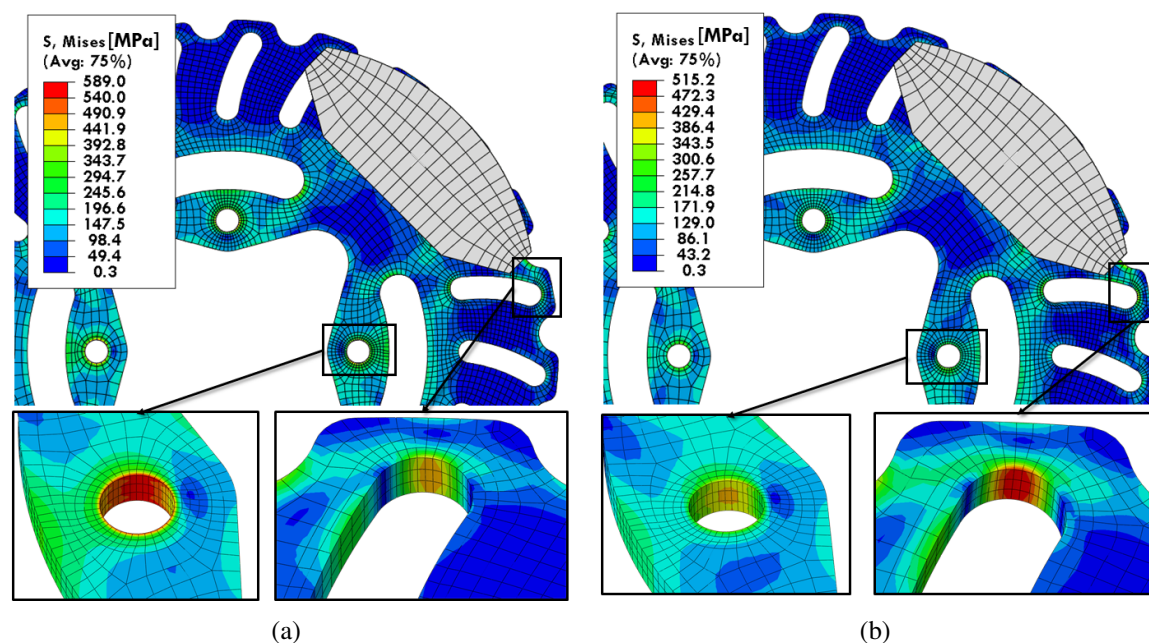


Figura 5.20: Resultados de tensão equivalente de von Mises para a pastilha em 45° : (a) AISI 1045 e (b) AISI 420.

Tabela 5.6: Comparação dos resultados de tensão dos materiais AISI 1045 e AISI 420 em cada região crítica e posição das pastilhas de freio.

Material	Posição da pastilha em 90°		Posição da pastilha em 45°	
	Tensão no Furo [MPa]	Tensão no Alívio [MPa]	Tensão no Furo [MPa]	Tensão no Alívio [MPa]
1045	575,2	584,5	589,0	477,9
420	385,7	630,1	400,1	515,2
Dif.	- 32.9 %	+ 7.8 %	-32.1 %	+ 7.8 %

Analisando os resultados, percebe-se que a maior tensão equivalente encontrada em ambos materiais na região do alívio foi para a pastilha na posição de 90°, em que o aço 420 apresentou uma tensão de 630,1 MPa, cerca de 7,8 % maior que a do 1045 de 584,5 MPa. Já na região do furo a maior tensão encontrada foi para a pastilha na posição de 45°, em que o 420 apresentou uma tensão de 400,1 MPa, cerca de 32,1 % menor que a do aço 1045 de 589 MPa. Estas diferenças podem ser explicada pelo fato do aço 420 apresentar um maior valor de temperatura na região do alívio na área de fricção com as pastilhas e uma menor temperatura nos furos dos parafusos.

As simulações estruturais realizadas levaram em conta apenas o regime elástico dos materiais, visto que não foi possível neste trabalho realizar ensaios para caracterizar o comportamento mecânico deles. Já de acordo com algumas pesquisas realizadas, a tensão de escoamento do aço AISI 1045 está na ordem de 450 MPa (CABEZAS; CELENTANO, 2004) e para o aço AISI na ordem de 350 MPa (MATWEB, 2021). Dessa forma, as tensões encontradas nas regiões críticas para ambos os materiais estão acima do limite de escoamento, de forma que as simulações não condizem com o comportamento real do material, visto que é necessário realizar uma análise não linear para computar as deformações plásticas. Portanto, as simulações realizadas são válidas apenas para fins de comparação entre os materiais e as geometrias do disco.

5.4.3 Conclusões Preliminares

Comparando os resultados dos dois materiais, primeiramente do ponto de vista térmico, o aço 1045 pôde distribuir melhor a temperatura no disco por condução, de forma a apresentar uma temperatura máxima cerca de 7% menor que o aço 420 no último ciclo de frenagem. Já do ponto de vista estrutural, como houve uma maior temperatura para o 420, este apresentou uma tensão equivalente de von Mises cerca de 8 % maior, valor bem acima de seu limite de escoamento, que também é menor que o do 1045. Portanto, utilizar-se-á o aço AISI 1045 para a análise das geometrias do disco.

5.5 Resultados de Temperatura e Tensão para os Discos 2019 e 2020

5.5.1 Análise Térmica

Após definir o material dos discos como o aço AISI 1045, compararam-se o desempenho dos discos 2019 e 2020. Assim, fez-se uma simulação térmica do disco 2019 para 20 ciclos de frenagem. A figura 5.21 mostra a distribuição de temperatura para os dois discos no instante final de simulação. Já a distribuição de temperatura para o disco de 2019 após 5, 10, 15 e 20 frenagens encontra-se no anexo C. Por fim, a figura 5.22 mostra a evolução no tempo da temperatura máxima e mínima dos discos e a figura 5.23 a diferença relativa entre as temperaturas.

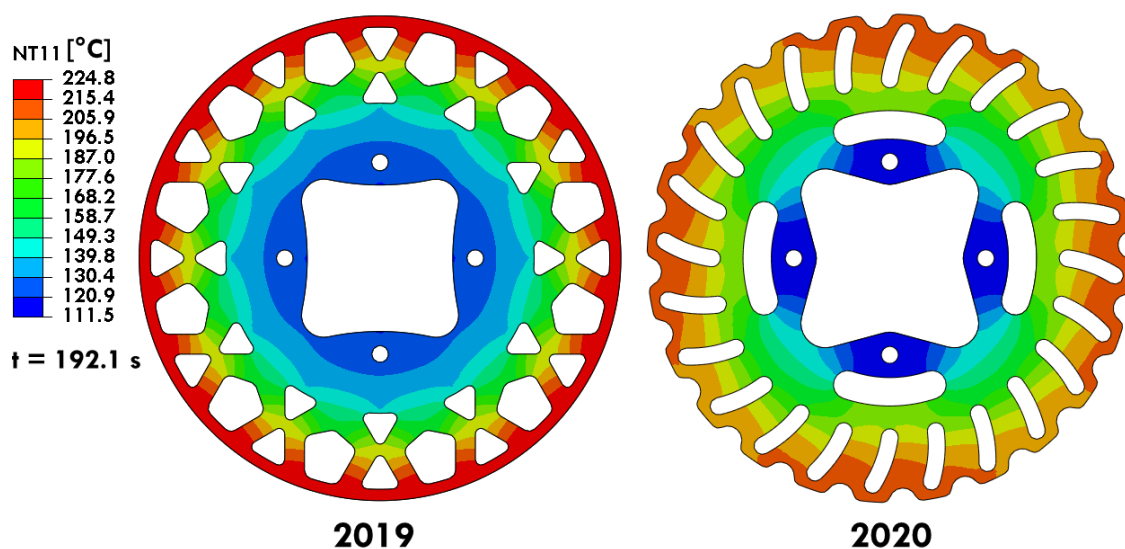


Figura 5.21: Distribuição de temperatura dos discos 2019 e 2020 com aço AISI 1045 após 20 ciclos de frenagem.

Analisando a figura 5.21, percebe-se que o disco 2019 apresenta uma distribuição de temperatura mais uniforme ao longo da sua circunferência, enquanto o disco 2020 apresenta maiores valores de temperatura na região da face de atrito em que se encontra os alívios de massa intermediários, visto que esses dificultam a transferência de calor para a região dos furos. Já pelas figuras 5.22 e 5.23, percebe-se um melhor desempenho térmico do disco 2020, visto que a maior temperatura para o disco 2019 foi de 255°C na última frenagem, cerca de 5 % maior que a de 2020. Além disso, o disco 2019 apresentou uma temperatura mínima cerca de 8 % maior nos instantes finais de simulação. Acredita-se que estas diferenças estejam relacionadas ao fato do disco 2020 conseguir dissipar melhor o calor para o ambiente, visto que apresenta uma maior área de superfície total.

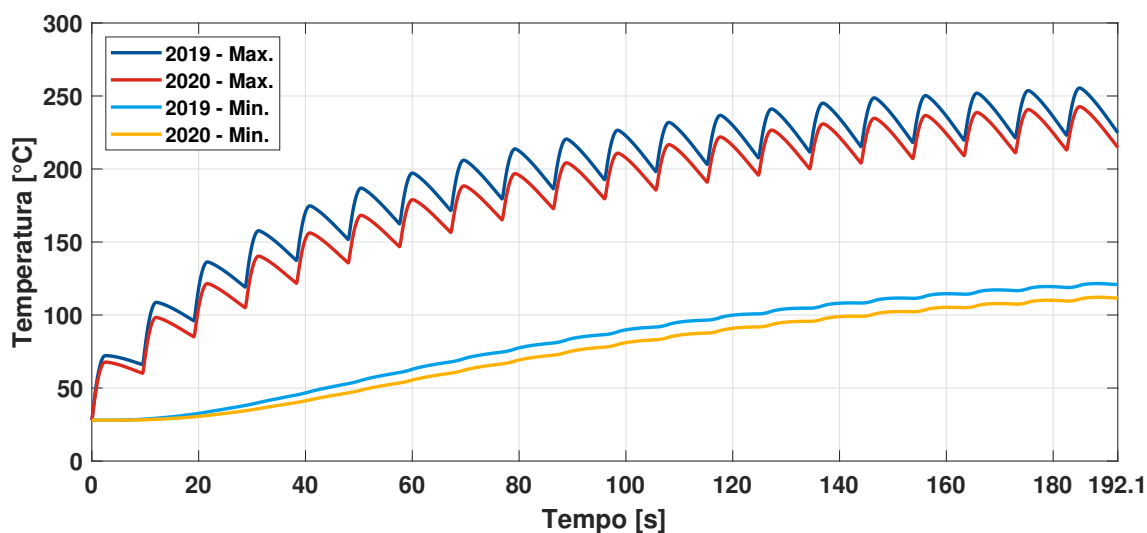


Figura 5.22: Temperaturas máxima e mínima dos discos 2019 e 2020 em função do tempo com o aço AISI 1045.

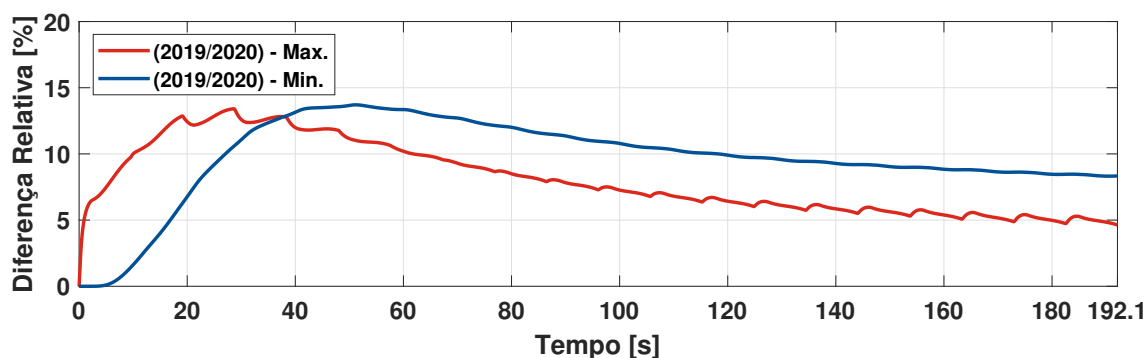


Figura 5.23: Diferença relativa das temperaturas máxima e mínima entre os discos 2019 e 2020.

5.5.2 Análise Estrutural

A figura 5.24 mostra os resultados de tensão equivalente de von Mises para o disco de 2019 com o material AISI 1045 para os casos das pastilhas nas posições de 90° e 45° . Já a tabela 5.7 faz um comparativo entre as tensões equivalentes nas regiões críticas dos discos 2020 e 2019.

Analisando os resultados, percebe-se que as maiores tensões encontradas para o disco 2019 foram nas regiões dos furos dos parafusos para ambos os casos das pastilhas, apresentando uma tensão máxima de 813,1 MPa. Em seguida, outra região crítica é no alívio na face de fricção com a pastilha, apresentando um valor máximo de 636,3 MPa. Comparando esses resultados com o disco 2020, todos se encontraram maiores, sendo a maior diferença de 38 % para a região do furo. Já para os alívios, a maior tensão do disco 2019 é cerca de 8,9 % maior que no disco 2020 para a pastilha na posição de 90° . Essa diferença entre os discos, pode ser explicada pelo fato de que o disco 2019 apresentou maiores valores tanto da temperatura máxima quanto da mínima, gerando maiores tensões térmicas. Além disso, acredita-se que os alívios intermediários do disco 2020 perto da região dos furos contribua

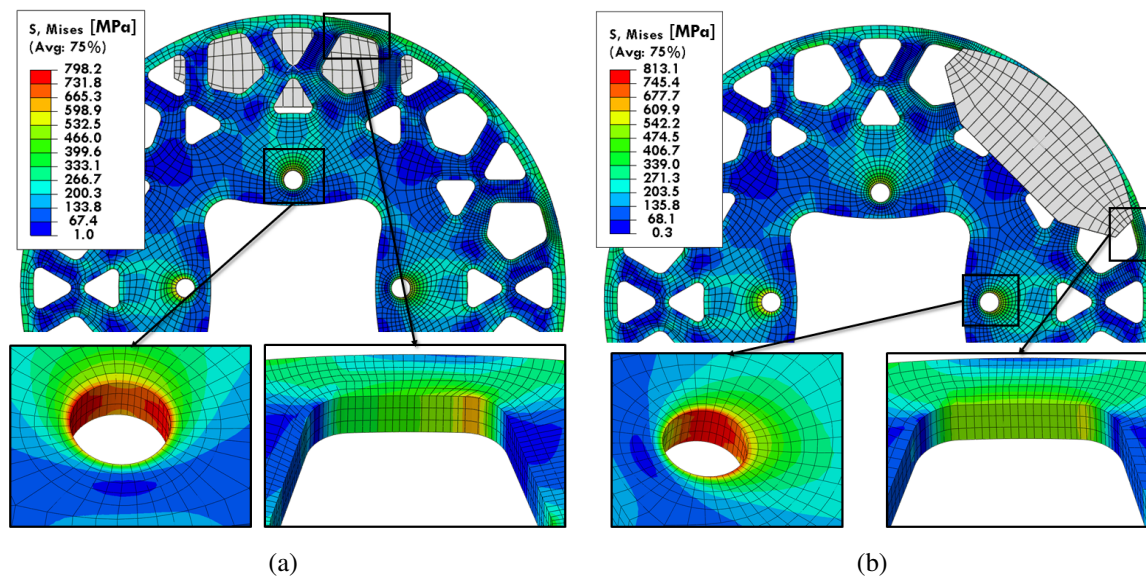


Figura 5.24: Distribuição de tensão equivalente de von Mises para o disco de 2019 e material AISI 1045: (a) posição das pastilhas em 90° e (b) posição das pastilhas em 45° .

Tabela 5.7: Comparação dos resultados de tensão dos discos 2020 e 2019 com o material AISI 1045 em cada região crítica e posição das pastilhas de freio.

Disco	Posição da pastilha em 90°		Posição da pastilha em 45°	
	Tensão no Furo [MPa]	Tensão no Alívio [MPa]	Tensão no Furo [MPa]	Tensão no Alívio [MPa]
2020	575,2	584,5	589,0	477,9
2019	798,2	636,3	813,1	563,9
Dif.	+ 38,8 %	+ 8,9 %	+38,0 %	+ 18,0 %

para reduzir as tensões nesta região.

As tensões encontradas para o disco 2019 também estão acima do limite de escoamento do aço 1045. Portanto, as tensões encontradas estão muito acima da tensão real. Dessa forma, é necessário refazer as simulações considerando uma análise não linear para se determinar as tensões de forma mais acurada e os níveis de deformação plástica.

5.5.3 Conclusões Preliminares

Comparando as duas geometrias de discos, percebe-se que a de 2020 apresentou um melhor desempenho termomecânico com o aço AISI 1045. Do ponto de vista térmico, o disco 2020 conseguiu dissipar melhor a temperatura para o ambiente, visto que apresentou menores temperaturas que o disco 2019 tanto máxima quanto mínima. Isso contribuiu para que o disco 2019 apresentasse maiores valores de tensão equivalente.

Capítulo 6

Conclusão

Com base no que foi exposto neste trabalho, foi possível entender a influência da temperatura no sistema de freios e a importância de ser feita uma análise termo-mecânica de discos de freio. O aumento da temperatura acarreta principalmente em diminuição do coeficiente de atrito das pastilhas de freio, vaporização do fluido de freio e trincas térmicas nos discos, comprometendo a eficiência do sistema e a segurança do veículo.

Primeiramente, foi possível realizar ensaios experimentais em uma bancada para se avaliar o desempenho das pastilhas de freio e o comportamento térmico do disco com os materiais AISI 1045 e AISI 420. Dos resultados de coeficiente de atrito, notou-se uma grande discrepância entre o ensaio conduzido com o 1045 e com o 420, em que o do 1045 apresentou uma maior queda do atrito. Acredita-se que essa diferença esteja atrelada ao fato dos testes terem sido conduzidos com pastilhas novas e não assentadas. Além disso, devido a problemas enfrentados com a câmera térmica, não foi possível correlacionar os dados de coeficiente de atrito com a temperatura do disco, não sendo possível determinar a temperatura de *fading* das pastilhas. Dessa forma, mesmo sendo necessário refazer os ensaios para se avaliar melhor o desempenho das pastilhas, os dados obtidos continuam válidos para serem usados como parâmetros iniciais das simulações térmicas da validação do modelo de geração de calor.

A partir das pesquisas bibliográficas, foi possível estabelecer uma metodologia para simulação térmica dos discos de freio, em que se aplica um fluxo de calor uniformemente distribuído na face de fricção com a pastilha e considera-se a dissipação de calor para o ambiente através de convecção e radiação. Dessa forma, foi possível validar essa metodologia reproduzindo os dados dos ensaios conduzidos na bancada e comparando os resultados de temperatura com os obtidos através de uma câmera térmica. A comparação foi feita através do perfil de temperatura radial em algumas partes do disco. Na comparação dos resultados, percebeu-se que para pequenos intervalos de tempo os perfis de temperatura apresentaram uma maior discrepância, em que para a simulação a temperatura se apresentou mais uniforme na região de fricção com as pastilhas, enquanto para os ensaios a temperatura se mostrou maior em uma pequena faixa na área de fricção. Já no instante final de comparação em 15 s,

o perfil de temperatura da simulação numérica se mostrou mais próximo dos resultados experimentais. Dessa forma, acredita-se que esta metodologia é uma boa aproximação para uma análise de frenagens consecutivas, pois além do que foi exposto as simulações apresentaram baixo tempo computacional.

Com a metodologia de simulação térmica definida, foi possível fazer uma análise termo-mecânica para 20 ciclos de frenagem consecutivas, comparando o desempenho dos materiais e das geometrias. Assim, para a análise térmica considerou-se a potência dissipada na frenagem através de uma análise do desempenho longitudinal do protótipo Baja SAE, além das perdas de calor por convecção e radiação. Já para a análise estrutural, fez-se o acoplamento termo-mecânico sequencial em uma análise estática linear, em que a distribuição de temperatura do disco foi importada da análise térmica e considerou-se o esforço mecânico do torque de frenagem, modelando o contato com as pastilhas e aplicando um torque nos furos de fixação.

Comparando o desempenho dos materiais com a geometria do disco de 2020, primeiramente do ponto de vista térmico, o aço AISI 1045 apresentou uma melhor capacidade de dissipar o calor por condução, o que acarretou em uma temperatura máxima para o 420 de na ordem de 10 % maior. Por outro lado, isso acarretou em uma maior tensão gerada no furo de fixação para o aço 1045 de 589 MPa. Porém, a maior tensão encontrada foi no alívio de massa da área de fricção para o 420 de 630,1 MPa, valor 7,8 % maior quando comparado à mesma região do aço 1045. A partir de pesquisas bibliográficas, percebeu-se que as tensões encontradas estão acima do limite de escoamento dos materiais, de forma que os resultados não representam o comportamento mecânico real do disco, porém são validos para fins de comparação. Por fim, com base no que foi exposto o disco de 2020 apresenta um melhor desempenho termo-mecânico com o aço 1045, sendo utilizado portanto como material para a comparação entre as geometrias de disco de freio.

Assim, com o material definido, compararam-se as geometrias dos discos 2019 e 2020. Dos resultados percebeu-se um melhor desempenho para o disco 2020. Do ponto de vista térmico, o disco 2020 conseguiu dissipar melhor a temperatura, visto que o disco 2019 apresentou uma temperatura máxima cerca de 5 % maior. Já do ponto de vista estrutural, o disco 2019 apresentou uma tensão de 813,1 MPa no furo de fixação, sendo 38,8 % maior que o disco 2020 para o mesmo ponto. Além disso, na região dos alívios de massa, também constatou-se uma maior tensão para o disco 2019 de 636,3 MPa, sendo 8,9 % maior que no alívio do disco 2020.

Por fim, acredita-se que o trabalho desenvolvido cumpra com os objetivos iniciais propostos de realizar uma análise termo-mecânicas dos discos de freio. Entretanto, não foi possível averiguar se as temperaturas atingidas pelo disco causaria o *fading* do sistema e se as tensões geradas nos discos poderiam acarretar em uma falha estrutural dos mesmos.

6.1 Sugestões para Trabalhos Futuros

Com base no que foi apresentado, pode-se listar algumas sugestões para a continuação desse trabalho:

- **Bancada de ensaios:** primeiramente, deve-se conseguir melhorar a forma de aquisição dos dados de temperatura do disco de freio, de forma a conseguir relacionar os dados de temperatura com o coeficiente de atrito das pastilhas. Com isso, será possível analisar o desempenho de diversos materiais de pastilha, além de comparar os resultados para diferentes geometrias e materiais de disco de freio.
- **Caracterização mecânica dos materiais:** realizar ensaios isotérmicos dos materiais estudados, com o intuito de se determinar seu comportamento no regime plástico e em diferentes temperaturas.
- **Simulações computacionais:** rever as condições de contorno, de forma a ter uma melhor aproximação dos ciclos consecutivos de frenagem à prova de enduro das competições Baja SAE. Além disso, para as simulações térmicas, fazer uma análise CFD de forma a obter a transferência de calor por convecção mais próxima da realidade. Já para as simulações estruturais modificar para uma análise não linear, computando as tensões e deformações plásticas em todos os ciclos de frenagem.
- **Projeto do disco de freio:** utilizar um modelo de fadiga para prever a vida útil do disco. Com isso definido, propor uma nova geometria otimizada de disco, que aumente sua durabilidade.

Referências Bibliográficas

- Abaqus, Inc. *Abaqus Analysis User's Manual*. 2009. Disponível em: <<https://classes.engineering.wustl.edu/2009/spring/mase5513/abaqus/docs/v6.6/books/usb/default.htm?startat=pt03ch06s05at19.html>>. Acesso em: 29 de abril de 2021.
- Arthobald. *Flaming FXX*. 2008. Disponível em: <<https://www.deviantart.com/arthobald/art/flaming-FXX-103318715>>. Acesso em: 08 de abril de 2021.
- BARIGOZZI, G. et al. Aero-thermal characteristics of an automotive ccm vented brake disc. *SAE Technical Paper 2005-01-3930*, 2005. Disponível em: <<https://doi.org/10.4271/2005-01-3930>>.
- BELHOCINE, A.; ABDULLAH, O. I. Thermomechanical model for the analysis of disc brake using the finite element method in frictional contact. *Multiscale Science and Engineering*, v. 2, p. 27–41, 2020. Disponível em: <<https://doi.org/10.1007/s42493-020-00033-6>>.
- CABEZAS, E. E.; CELENTANO, D. J. Experimental and numerical analysis of the tensile test using sheet specimens. *Finite Elements in Analysis and Design*, v. 40, n. 5, p. 555–575, 2004. ISSN 0168-874X. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0168874X03000969>>.
- DRAGOMIR, G. et al. Studies about emissivity variation depending on the temperature for car brake disc. *ANNALS OF THE ORADEA UNIVERSITY. Fascicle of Management and Technological Engineering.*, XXIII (XIII), 2014/1, p. 253–256, 05 2014.
- KOETNIYOM, S. *Thermal Stress Analysis of Automotive Disc Brakes*. Tese (Tese de PhD) — The University of Leeds School of Mechanical Engineering, 2000.
- LAAKSO, S. V. A. Heat matters when matter heats – the effect of temperature-dependent material properties on metal cutting simulations. *Journal of Manufacturing Processes*, v. 27, p. 261–275, 2017. ISSN 1526-6125.
- LATOUR, B.; HARMAND, S.; BOUVIER, P. Convective heat transfer on a rotating disk with transverse air crossflow. *Journal of Heat Transfer*, v. 133, 02 2011.
- LEE, K. Numerical prediction of brake fluid temperature rise during braking and heat soaking. *SAE Technical Paper 1999-01-0483*, 1999. ISSN 0148-7191.
- LIMPERT, R. *Brake Design and Safety - Second Edition*. [S.l.]: SAE International, 1999.
- LIMPERT, R. *Brake Design and Safety - Third Edition*. [S.l.]: SAE International, 2011.

LIVRAMENTO, B. S. d. *Bancada de Testes para Análise do Coeficiente de Atrito entre Disco e Pastilhas de Freio*. Tese (Projeto de Graduação) — Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2017.

MADIER, D. *Practical Finite Element Analysis for Mechanical Engineers*. [S.l.]: FEA Academy, 2020.

MANSELL, A. *DOT Brake Fluid vs. Mineral Oil*. 2018. Disponível em: <<https://epicbleedsolutions.com/blogs/articles/dot-brake-fluid-vs-mineral-oil>>. Acesso em: 08 de maio de 2021.

MASHADI, B.; CROLLA, D. *Vehicle Powertrain Systems*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2012.

MATWEB. *Data Sheet - 420 Stainless Steel, annealed strip*. 2021. Disponível em: <<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=b795921359354062ac60b6dad20786c1>>. Acesso em: 20 de outubro de 2021.

MENEZES, R. C. d. *Avaliação da influência de contato, da velocidade de escorregamento e da temperatura no desgaste e coeficiente de atrito do par pastilha-disco de um mecanismo de freio veicular*. Tese (Dissertação de mestrado) — Universidade Federal de Minas Gerais, 2016.

NICOLAZZI, L. C. *Uma Introdução à modelagem quase-estática de automóveis*. [S.l.: s.n.], 2012.

PAN, G.; CAI, R. Thermal stress coupling analysis of ventilated disc brake based on moving heat source. *Advances in Materials Science and Engineering*, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1007/s42493-020-00033-6>>.

REIF, K. *Brakes, Brake Control and Driver Assistance Systems*. [S.l.]: Springer, 2014.

RIVA, G.; VARRIALE, F.; WAHLSTROM, J. A finite element analysis (fea) approach to simulate the coefficient of friction of a brake system starting from material friction characterization. *Friction*, v. 9, 08 2020.

SAE Brasil. *Baja SAE Brasil*. 2021. Disponível em: <<https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil/>>. Acesso em: 15 de março de 2021.

SILVA, R. *Análise Térmica pelo Método de Elementos Finitos*. 2020. Disponível em: <<https://www.esss.co/blog/analise-termica-pelo-metodo-de-elementos-finitos/>>. Acesso em: 28 de abril de 2021.

TALATI, F.; JALIFAR, S. Investigation of heat transfer phenomena in a ventilated disk brake rotor with straight radial rounded vanes. *Journal of Applied Sciences*, v. 8(20), p. 3583–3592, 2008. ISSN 1812-5654.

VOLLER, G. et al. Analysis of automotive disc brake cooling characteristics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, v. 217, n. 8, p. 657–666, 2003. Disponível em: <<https://doi.org/10.1243/09544070360692050>>.

WU, S.; ZHANG, S.; XU, Z. Thermal crack growth-based fatigue life prediction due to braking for a high-speed railway brake disc. *International Journal of Fatigue*, v. 87, p. 359–369, 2016. ISSN 0142-1123. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0142112316000736>>.

ZHANG, Z.; FARAHMAND, P.; KOVACEVIC, R. Laser cladding of 420 stainless steel with molybdenum on mild steel a36 by a high power direct diode laser. *Materials Design*, v. 109, p. 686–699, 2016. ISSN 0264-1275.

ÇENCEL, Y.; GHAJAR, A. *Heat and Mass Transfer: Fundamentals e Applications, Fifth Edition*. [S.l.]: McGraw-Hill Education, 2015.

Apêndice A

Especificações dos Componentes da Bancada de Testes

A.1 Motor Elétrico

Tabela A.1: Especificações do Motor Elétrico

Fabricante	Eberhard Bauer
Modelo	D-7300
Potência do Motor	2.2 kW
Tensão de Alimentação (Δ/Y)	220/380V
Rede	Trifásica
Velocidade Angular (Δ/Y)	1420/305 rpm
Corrente	9,3/5,4 A

A.2 Transdutor de Pressão

Tabela A.2: Especificações do Transdutor de Pressão

Fabricante	Flying Elephant
Faixa de Operação	0-17 MPa
Rosca	NPT 1/4
Tensão de Alimentação	5 V
Tensão de Saída	0,5 - 4,5 V

A.3 Célula de Carga

Tabela A.3: Especificações da Célula de Carga

Fabricante	AEPH do Brasil
Modelo	TSD
Capacidade	200 kg
Tensão Recomendada	5 a 10 V
Tensão Máxima de Excitação VDC ou VCA	12 V

A.4 Sensor de Rotação

Tabela A.4: Especificações do Sensor de Rotação

Optointerruptor	MOCH22A
Chip comparador	LM393
Tensão de Operação	3,3 - 5 V
Formato do Sinal de Saída	Digital

A.5 Câmeras Térmicas

Tabela A.5: Especificações da Câmera Térmica Flir E60

Modelo	Flir E60
Tipo	Câmera infravermelha com lente
Resolução	320 x 240 (43 200 pixels)
Faixa de Temperatura	-20 a 650 °C
Zoom digital	4x contínuo
Campo de Visão	25° x 19°
Foco	manual

Tabela A.6: Especificações da Câmera Térmica Fluke Ti200

Modelo	Fluke Ti200
Tipo	Câmera infravermelha com lente
Resolução	30000 pixels
Faixa de Temperatura	-20 a 650 °C
Zoom digital	-
Campo de Visão	24° x 17°
Foco	manual

A.6 Arduino Uno

Tabela A.7: Especificações da Placa Arduino Uno R3

Microcontrolador	ATmega328
Tensão de Operação	5 V
Tensão de Entrada	7 - 12 V
Portas Digitais	14
Portas Analógicas	6
Corrente Pinos I/O	40 mA
Corrente Pinos 3,3 V	50 mA
Velocidade do Clock	16 MHz

A.7 Bancada de Peso Morto

Tabela A.8: Especificações da Bancada de Peso Morto

Fabricante	Pressurements Limited
Tipo	TI900-1
Número Serial	2388-80
Faixa de Operação	0.1-300 bar

Apêndice B

Determinação do Coeficiente de Emissividade Térmica

B.1 Resultados da Câmera Térmica para o material 1045

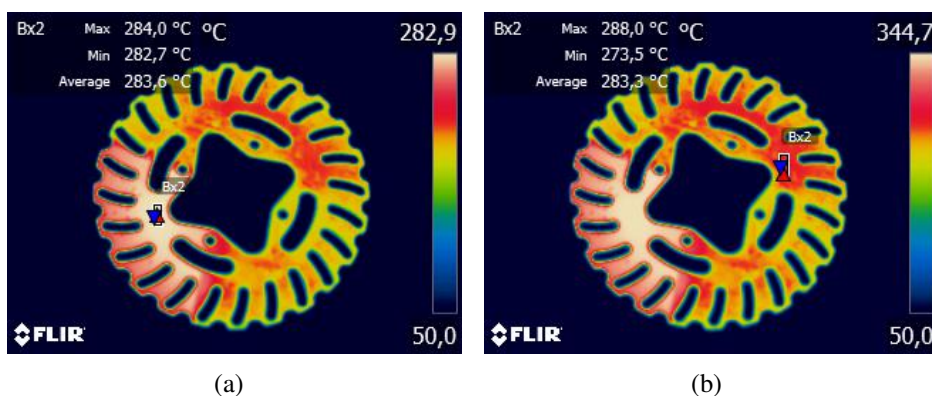


Figura B.1: Foto 1 para o disco 1045: (a) emissividade ajustada em 0,95 e (b) emissividade ajustada em 0,71.

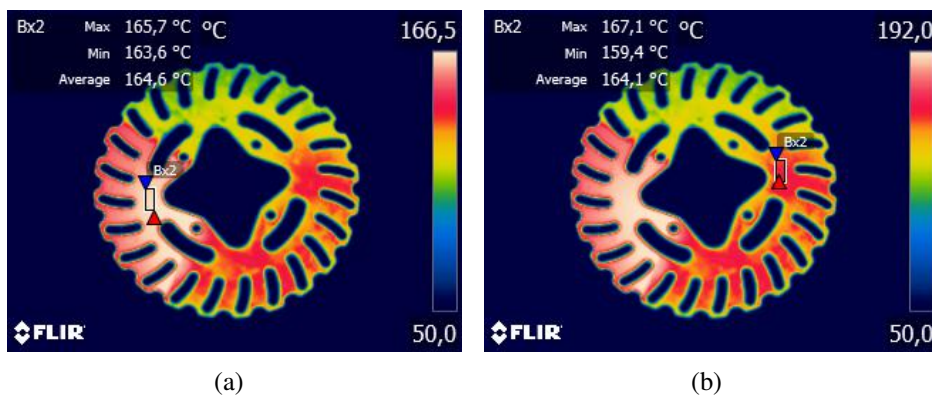


Figura B.2: Foto 2 para o disco 1045: (a) emissividade ajustada em 0,95 e (b) emissividade ajustada em 0,77.

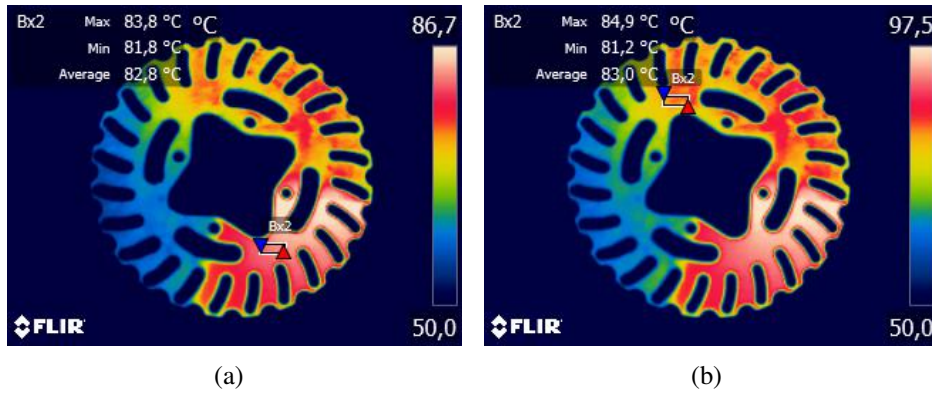


Figura B.3: Foto 3 para o disco 1045: (a) emissividade ajustada em 0,95 e (b) emissividade ajustada em 0,79.

B.2 Resultados da Câmera Térmica para o material 420

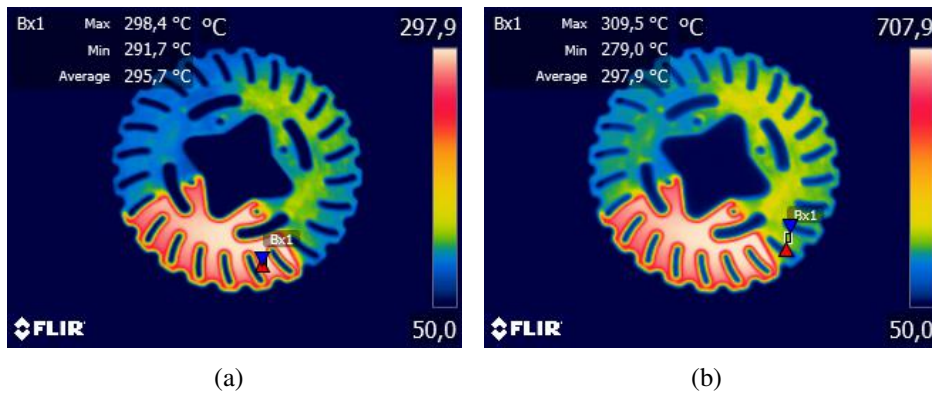


Figura B.4: Foto 1 para o disco 420: (a) emissividade ajustada em 0,95 e (b) emissividade ajustada em 0,25.

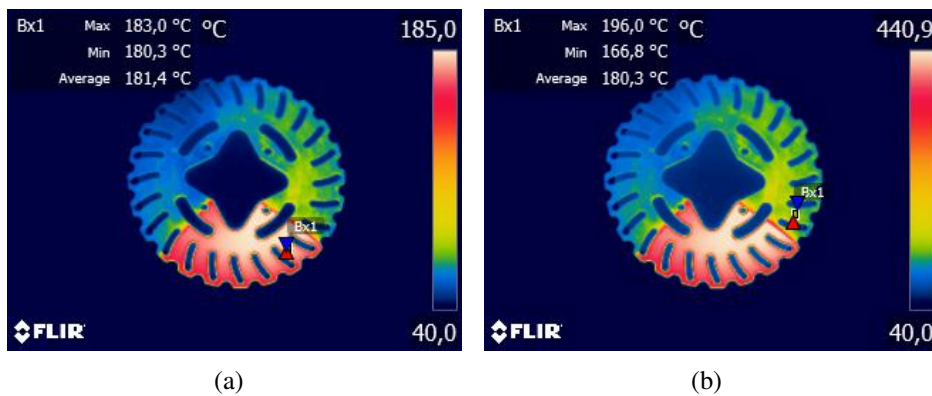


Figura B.5: Foto 2 para o disco 420: (a) emissividade ajustada em 0,95 e (b) emissividade ajustada em 0,24.

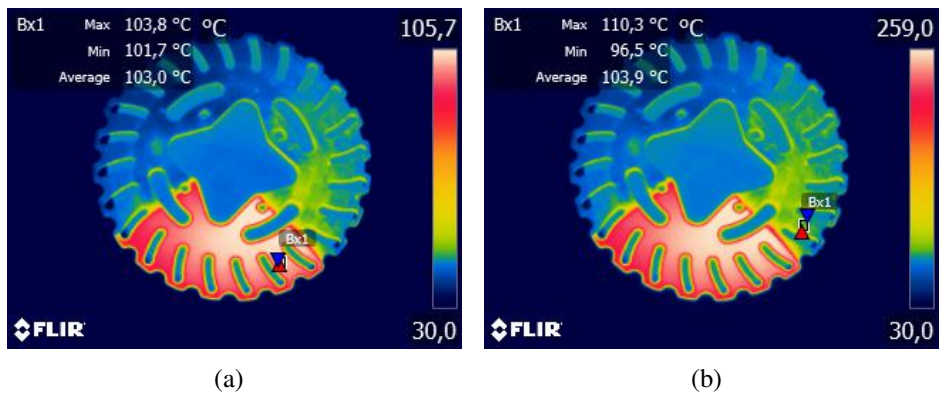


Figura B.6: Foto 3 para o disco 420: (a) emissividade ajustada em 0,95 e (b) emissividade ajustada em 0,22.

Apêndice C

Distribuição de Temperatura

C.1 Disco 2020 e Aço AISI 1045

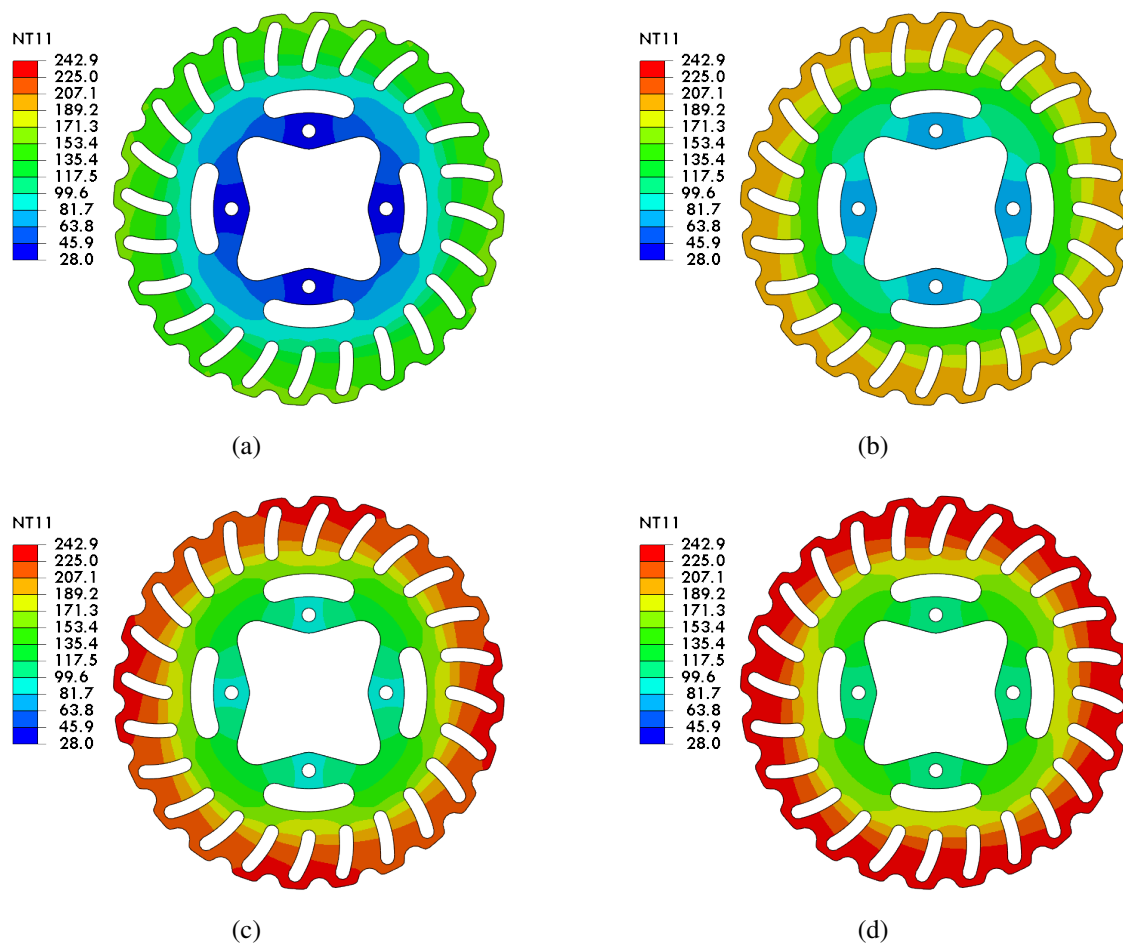


Figura C.1: Distribuição de temperatura para o disco 2020 e aço AISI 1045 após: (a) 5ª frenagem (40,8 s); (b) 10ª frenagem (88,9 s); (c) 15ª frenagem (136,9 s) e (d) 20ª frenagem (185,0 s).

C.2 Disco 2020 e Aço AISI 420

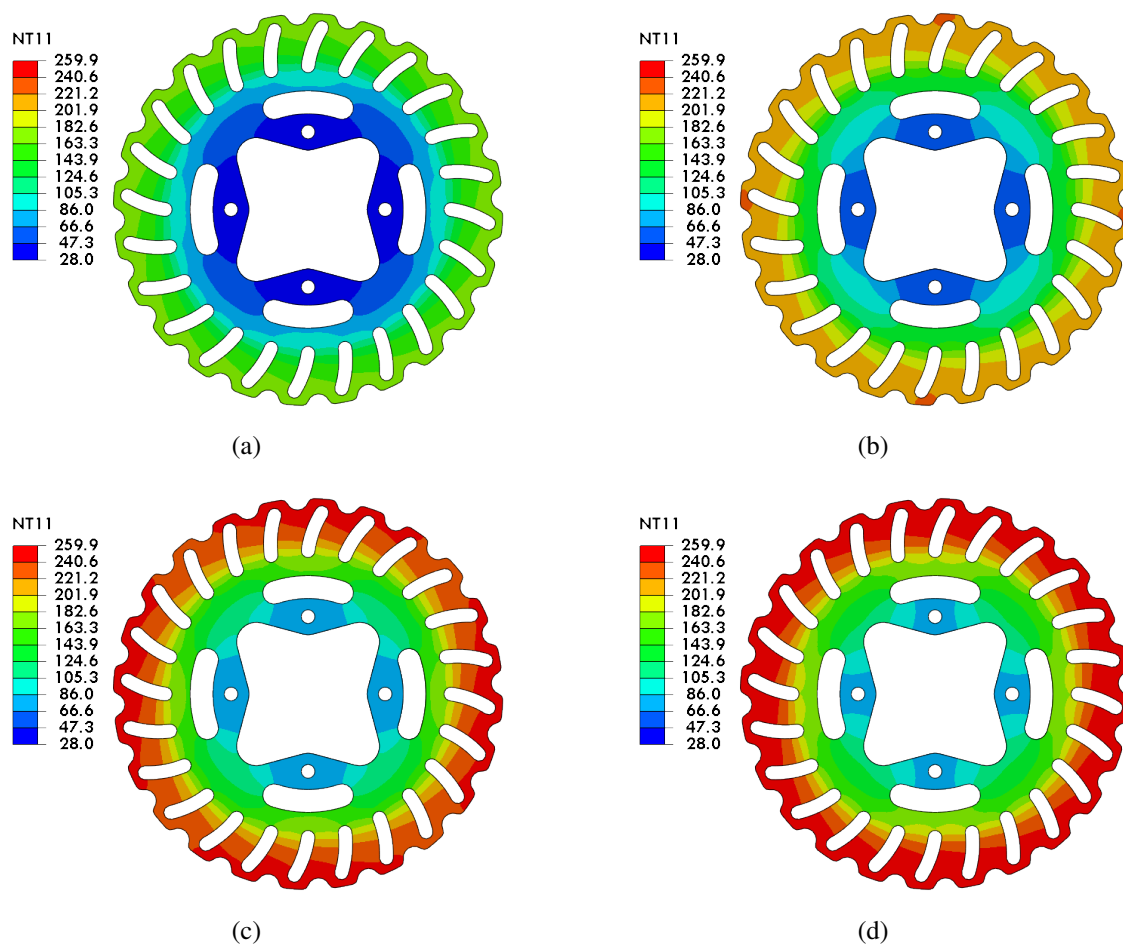


Figura C.2: Distribuição de temperatura para o disco 2020 e aço AISI 420 após: (a) 5^a frenagem (40,8 s); (b) 10^a frenagem (88,9 s); (c) 15^a frenagem (136,9 s) e (d) 20^a frenagem (185,0 s).

C.3 Disco 2019 e Aço AISI 1045

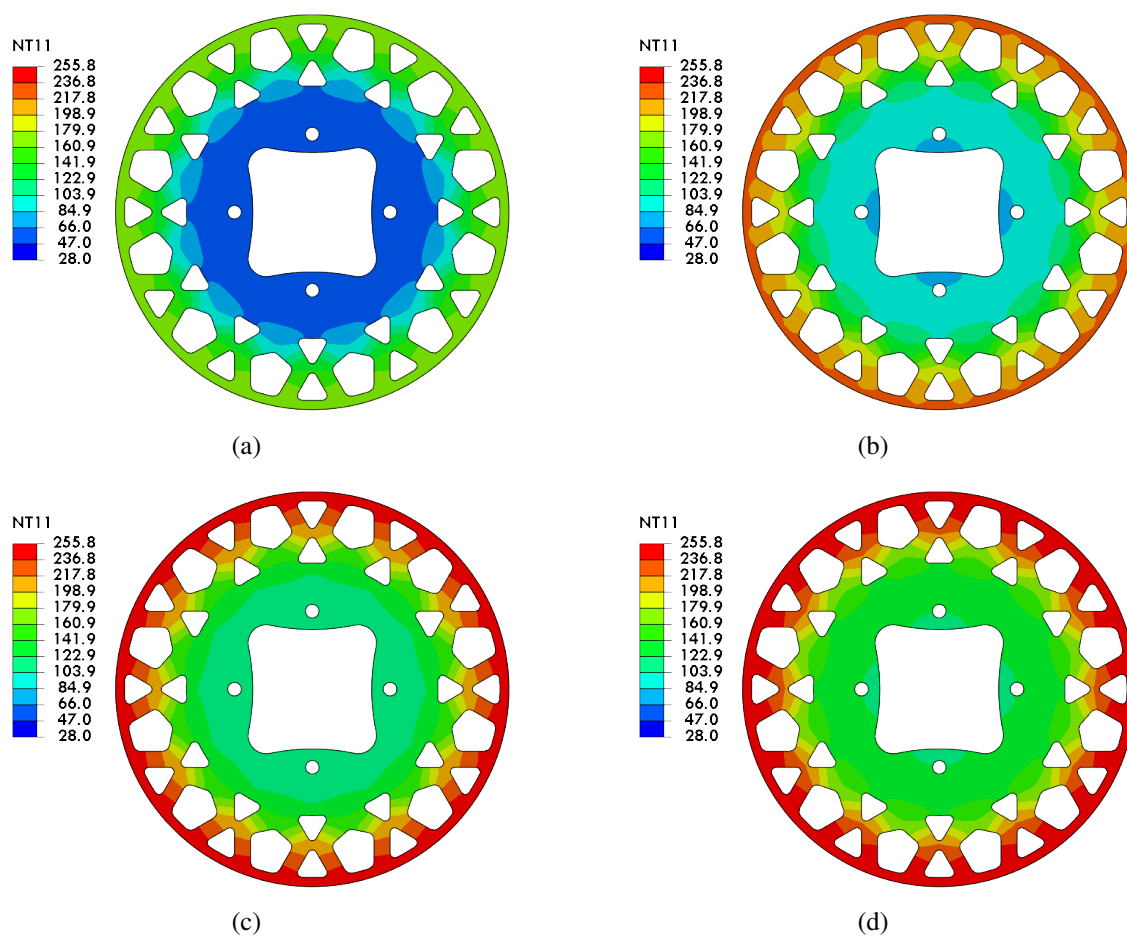


Figura C.3: Distribuição de temperatura para o disco 2019 e aço AISI 1045 após: (a) 5ª frenagem (40,8 s); (b) 10ª frenagem (88,9 s); (c) 15ª frenagem (136,9 s) e (d) 20ª frenagem (185,0 s).