

CENTRO UNIVERSITÁRIO DA FEI

MÁRCIO JOSÉ CIOLFI

**SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DO COMPORTAMENTO TÉRMICO DE UM
DISCO DE FREIO VENTILADO**

São Bernardo do Campo
2010

MÁRCIO JOSÉ CIOLFI

**SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DO COMPORTAMENTO TÉRMICO DE UM
DISCO DE FREIO VENTILADO**

Dissertação apresentada ao Centro Universitário da
FEI, como requisito necessário para obtenção do
título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Sistemas da Mobilidade -
Propulsão e Energia

Orientador: Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de
Mello

São Bernardo do Campo
2010

Ciolfi, Márcio J.

Simulação computacional do comportamento térmico de um disco de freio ventilado / Márcio J. Ciolfi – São Bernardo do Campo, 2010. 95f. : il.

Dissertação - Centro Universitário da FEI.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello

1. Disco de freio. 2. Transferência de calor. 3. Simulação (CFD).
I. Mello, Paulo Eduardo Batista de, orient. II. Título.

CDU 629.113



Centro Universitário da FEI

APRESENTAÇÃO DE DISSERTAÇÃO ATA DA BANCA JULGADORA

PGE- 10

Programa de Mestrado de Engenharia Mecânica

Aluno: Márcio José Ciolfi

Matrícula: 207124-9

Título do Trabalho: Simulação computacional do comportamento térmico de um disco de freio ventilado.

Área de Concentração: Sistemas da Mobilidade

Orientador: Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello

Data da realização da prova: 19 / março / 2010

A Banca Julgadora abaixo-assinada atribuiu ao aluno o seguinte:

APROVADO ☒

REPROVADO ☐

São Bernardo do Campo, 19/03/2010

MEMBROS DA BANCA JULGADORA

Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello

Ass.: Paulo Eduardo B. de Mello.

Prof. Dr. Gilberto Oswaldo Ieno

Ass.: Gilberto Ieno

Prof. Dr. Fábio Saltara

Ass.: Fábio Saltara

VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO

ENDOSSO DO ORIENTADOR APÓS A INCLUSÃO DAS
RECOMENDAÇÕES DA BANCA EXAMINADORA

Aprovação do Coordenador do Programa de Pós-graduação

Agenor de Toledo Fleury

Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

Aos meus colegas de trabalho e a todos que de forma direta ou indireta contribuíram para que este trabalho se concretizasse.

RESUMO

O comportamento térmico de um sistema de freio tem influência direta sobre os demais fatores que determinam seu desempenho, como a distância de frenagem, estabilidade do veículo, coeficiente de atrito e força necessária no pedal para acionamento do freio. Devido à dinâmica e distribuição de massa do veículo, os discos de freio dianteiros são os componentes que devem dissipar a maior parte da energia cinética do veículo sob a forma de calor, durante o processo de frenagem. Considerando o objetivo da indústria automobilística mundial de desenvolver discos de freio com custos e tamanhos reduzidos, é apresentada, neste trabalho, uma metodologia capaz de simular as condições de um veículo de passeio em frenagem, em conjunto com as características de dissipação de energia, considerando suas características físicas. Para tanto é utilizada a técnica de simulação conhecida na literatura por *Computational Fluid Dynamics* (CFD), ou dinâmica dos fluidos computacional. Os resultados obtidos na simulação são validados com base em resultados de ensaio em veículo.

Palavras chaves: Disco de freio. Transferência de calor. Simulação (CFD).

ABSTRACT

The thermal behavior of a brake system has direct influence to main factors that determine its performance, as the braking distance, vehicle stability, brake friction coefficient and necessary pedal effort for brake actuation. Due to dynamics and vehicle mass distribution, the front brake discs are the main components to dissipate the most amount of vehicle kinetic energy in the form of heat, during the braking process. Considering the automobile world-wide industry objective to develop brake discs with reduced costs and sizes, this work presents a methodology to simulate a braking vehicle condition and the characteristics from thermal dissipation in brake discs, considering its physics characteristics. In such this way, a simulation technique known in literature as Computational Fluid Dynamics (CFD) will be used. The results obtained with the simulations are comparison validated with experiments in a real vehicle

Key words: Brake disc. Heat transfer. Simulation (CFD).

LISTA DE SÍMBOLOS

(x, y, z)	-	componentes do sistema de coordenadas cartesiano
a_i	-	coeficientes utilizados no processo de discretização
a_v	$m.s^{-2}$	aceleração ou desaceleração do veículo
A	m^2	área superficial em contato com o fluido
A_a	m^2	área de contato aparente entre pastilha e disco de freio
A_{pista}	m^2	área da pista de frenagem do disco de freio em apenas uma face
A_r	m^2	área de contato real entre pastilha e disco de freio
c_p	$J.kg^{-1}.K^{-1}$	calor específico do disco de freio
D	m	diâmetro hidráulico para a passagem do ar
E_{disco}	$W.m^{-2}$	Fluxo de calor dissipado em apenas uma pista de frenagem
E_b	J	energia total de frenagem
E_{b0}	J	energia total de frenagem no início do passo de tempo t_0
E_{b1}	J	energia total de frenagem no final do passo de tempo t_1
E_{be}	J	energia de frenagem dissipada na pista de frenagem externa
E_{bi}	J	energia de frenagem dissipada na pista de frenagem interna
f_c	-	relação entre transferência de calor e velocidade média do veículo
f_E	-	fator de energia de frenagem que é absorvido pelo disco de freio
ffd	-	participação do freio dianteiro na força total de frenagem
f_l	-	participação de cada pista de frenagem na dissipação de energia
$f_{r(i)}$	-	relação entre o coeficientes de transferência de calor e temperaturas
F_b	N	força aplicada pelo freio no solo para desacelerar o veículo
g	$m.s^{-2}$	aceleração da gravidade
h_0	m	altura onde o veículo se encontra no início da frenagem
h_c	$W.m^{-2}.K^{-1}$	coeficiente de transferência de calor por convecção
h_{c_local}	$W.m^{-2}.K^{-1}$	coeficiente local de transferência de calor por convecção
h_f	m	altura onde o veículo se encontra no término da frenagem
h_r	$W.m^{-2}.K^{-1}$	coeficiente de transferência de calor por radiação
I_v	$kg.m^2$	momento de inércia dos componentes que sofrem rotação
k	J	energia cinética da turbulência aplicada ao fluido
k_a	$W.m^{-1}.K^{-1}$	condutividade térmica do ar
m_v	kg	massa do veículo
N	$m.s^{-1}$	velocidade angular do disco de freio
n	s^{-1}	quantidade de ciclos de frenagem

P	Pa	pressão
P_{atm}	Pa	pressão atmosférica
P_b	W	potência de frenagem
q	W	calor transferido por convecção entre superfície e fluido
$\dot{Q}_{\text{atrito}}$	W	fluxo de calor gerado por atrito entre pastilha e disco de freio
$\dot{Q}_{\text{condução}}$	W	fluxo de calor através da transferência de calor por condução
$\dot{Q}_{\text{convecção}}$	W	fluxo de calor através da transferência de calor por convecção
$\dot{Q}_{\text{radiação}}$	W	fluxo de calor através da transferência de calor por radiação
$\mathbf{r}$	-	vetor entre a origem do referencial não inercial e o centro do VC
r_i	-	resíduo da equação em um volume de controle
R	-	relação entre área real e área aparente
Re	-	número de Reynolds
R_{dyn}	m	raio dinâmico do pneu
Re_{total}	-	resíduo total calculado
s_b	m	espaço percorrido pelo veículo durante a frenagem
S_S	N.s	termo fonte da quantidade de movimento
S_E	N.s	termo fonte da energia
S_ϕ	N.s	termo fonte genérico
t	s	tempo
t_0	s	tempo no início do passo de tempo
t_1	s	tempo no final do passo de tempo
T	K	temperatura no fluido
T_{amb}	K	temperatura ambiente
T_{ave}	K	média das temperaturas na pastilha de freio
T_{max}	K	temperatura máxima local na pastilha de freio
T_r	K	temperatura na superfície do disco de freio
T_{ref}	K	temperatura de referência
T_s	K	temperatura da superfície em contato com o fluido
$\mathbf{u}, \mathbf{v}, \mathbf{w}$	m.s^{-1}	componentes da velocidade no sistema de coordenadas cartesiano
$\mathbf{u}(t)$	m.s^{-1}	velocidade instantânea do fluido em função do tempo
$\mathbf{u}'(t)$	m.s^{-1}	flutuação do componente velocidade
$\overline{u_j' u_i'}$	m.s^{-1}	média do produto das flutuações de velocidade do fluido
U	m.s^{-1}	velocidade média do fluido
v	m.s^{-1}	velocidade tangencial instantânea do veículo

v_0	m.s^{-1}	velocidade tangencial do veículo no início da frenagem
v_f	m.s^{-1}	velocidade tangencial do veículo no término da frenagem
$v_{\max}$	m.s^{-1}	velocidade tangencial máxima do veículo
$v_{\text{veículo}}$	m.s^{-1}	velocidade tangencial média do veículo
Γ	-	coeficiente de difusão
δ_i	-	delta de Kroenecker
ΔE	W	potência de frenagem entre os instantes de tempo t_0 e t_1
Δ_t	s	variação de tempo entre início e término da frenagem
Δ_{ts}	s	variação do tempo entre os instantes de tempo t_0 e t_1
λ	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	condutividade térmica no fluido
ε	$\text{m}^2.\text{s}^{-3}$	dissipação da energia cinética turbulenta
ε_r	-	emissividade do disco de freio
μ	Pa.s	viscosidade dinâmica do fluido
μ_t	Pa.s	viscosidade turbulenta do fluido
μ_{eff}	Pa.s	viscosidade efetiva do fluido
μ_{atrito}	-	coeficiente de atrito entre disco e pastilha de freio
μ_{nominal}	-	coeficiente de atrito nominal entre disco e pastilha de freio
θ	°C	temperatura inicial do disco de freio
ρ	kg.m^{-3}	densidade do fluido
σ	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$	constante de Stefan-Boltzmann = $5,672.10^{-8} \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$
ω	s^{-1}	frequência da turbulência
ω_0	rad.s^{-1}	velocidade angular dos componentes móveis no início da frenagem
ω_{disco}	rad.s^{-1}	velocidade angular média do disco de freio
ω_f	rad.s^{-1}	velocidade angular dos componentes móveis no final da frenagem
Ω	rad.s^{-1}	velocidade angular do domínio
ϕ	-	propriedade genérica do escoamento

LISTA DE SIGLAS

3D	Definição para três dimensões
AMS	Teste comparativo de freio utilizado pela revista Auto-Motor-und-Sport
CONTRAN	Órgão Brasileiro responsável pela definição de sistemas de freio
CAD	Computer-Aided Design (Desenho assistido por computador)
Classe	Denominação de tipo de ferro fundido conforme DIN EM 1561 (1997)
CFD	Computational Fluid Dynamics (Simulações computacional fluido dinâmica)
CFX	Código comércil de CFD
DoE	Design of Experiment
ECE-R13	Norma européia referente a sistemas de freio
ex.	Exemplo
GGI	General grid interfaces
$k-\epsilon$	Modelo baseado na energia cinética e na dissipação da energia da turbulência
$k-\omega$	Modelo de Wilcox baseado na energia cinética e na frequência da turbulência
LES	Large Eddy Simulation Model
max.	Máximo
MDF	Método de Diferenças Finitas
MEF	Método de Elementos Finitos
MVF	Método de Volumes Finitos
PIV	Particle image velocimetry (análise de velocidade da partícula)
RANS	Reynolds-Average Navier-Stokes
RMS	Root Mean Square (valor quadrático médio)
SST	Shear Stress Transport
Tipo I	Ensaio de frenagens consecutivas conforme resolução ECE-R13
VC	Volume de controle

LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1 – TENACIDADE E CONDUTIVIDADE TÉRMICA DE ALGUNS TIPOS DE FERROS FUNDIDOS.	24
TABELA 2.2 – DIFERENÇAS ENTRE ENSAIOS AMS E TIPO I CONFORME ECE-R13 PARA VEÍCULOS CATEGORIA M1.	29
TABELA 2.3 – COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO.....	37
TABELA 2.4 – CONDIÇÕES DEFINIDAS PARA OS MODELOS DE ELEMENTOS FINITOS DE PASTILHAS DE FREIO.	42
TABELA 3.1 – CRITÉRIOS DE CONVERGÊNCIA UTILIZADOS NAS SIMULAÇÕES.	54
TABELA 3.2 – CONDIÇÕES DE CONTORNO DA SIMULAÇÃO.....	55
TABELA 3.3 – PROPRIEDADES DOS COMPONENTES EMPREGADOS NA SIMULAÇÃO.	55

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1 – CONDIÇÃO DE MONTAGEM EM VEÍCULO E FLUXO DE AR EM UM DISCO DE FREIO VENTILADO.	20
FIGURA 2.2 – CAMPO DE VELOCIDADES DE PARTICULAS E CAMPO DE ENERGIA CINÉTICA ENTRE AS ALETAS DE UM DISCO DE FREIO A 684 RPM COM ROTAÇÃO NO SENTIDO HORÁRIO.	21
FIGURA 2.3 – RECIRCULAÇÃO DE AR NA CAIXA DE RODA.....	23
FIGURA 2.4 – COEFICIENTE DE ATRITO EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA.	26
FIGURA 2.5 – BALANÇO DE ENERGIA EM UM DISCO DE FREIO (EM CORTE).....	27
FIGURA 2.6 – SIMULAÇÃO DE TESTE TÉRMICO COM FRENAGENS CONSECUTIVAS NA FASE INICIAL DE PROJETO DO SISTEMA DE FREIO.....	28
FIGURA 2.7 – MODOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE UM DISCO DE FREIO APÓS FRENAGENS SUCESSIVAS.	30
FIGURA 2.8 – LINHAS INTERNAS DE CORRENTE DO ESCOAMENTO DO AR EM UM DISCO DE FREIO VENTILADO EM CORTE.....	32
FIGURA 2.9 – ESQUEMA DE APLICAÇÃO DE FORÇA EM UM SISTEMA DE FREIO CONVENCIONAL.	35
FIGURA 2.10 – MODELO SIMPLIFICADO PARA SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE UM VEÍCULO DE ALTA PERFORMANCE.	40
FIGURA 2.11 – DISTRIBUIÇÃO DA TEMPERATURA APÓS UMA FRENAGEM EM UM VEÍCULO DE ALTA PERFORMANCE.	41
FIGURA 2.12 – A ÁREA DE CONTATO DAS PASTILHAS DE FREIO EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA.	42
FIGURA 2.13 – FIGURA ESQUEMÁTICA DE MODELAMENTO EM ELEMENTOS FINITOS DO COMPORTAMENTO DO CAVALETE E PASTILHAS DE FREIO DURANTE UMA FRENAGEM... 43	43
FIGURA 3.1 – VELOCIDADE MEDIDA EM UM PONTO DO ESCOAMENTO EM REGIME TURBULENTO.....	47
FIGURA 3.2 – REGIÕES ABERTAS PARA ENTRADA E SAÍDA DE AR NO DOMÍNIO DO AR PERIFÉRICO AO DISCO DE FREIO	56
FIGURA 3.3 – MODELO NUMÉRICO DO DISCO DE FREIO SIMPLIFICADO EM 1/36.....	57
FIGURA 4.1 – DENOMINAÇÃO DAS SUPERFÍCIES DO DISCO DE FREIO ESTUDADO.....	61
FIGURA 4.2 – ENSAIO DE <i>FADE</i> EM DISCO DE FREIO DIANTEIRO DURANTE QUINZE FRENAGENS. DADOS OBTIDOS EXPERIMENTALMENTE EM VEÍCULO.	62
FIGURA 4.3 –TERMOPAR TIPO K (A), CILINDRO DE COBRE PARA REVESTIMENTO (B) E TERMOPAR JÁ COM O REVESTIMENTO PRENSADO (C).....	63
FIGURA 4.4 – LOCALIZAÇÃO DO TERMOPAR NA PISTA DE FRENAGEM (A), LOCALIZAÇÃO DA FIAÇÃO (B) E DISPOSITIVO DE CONTATO CONTÍNUO (C).	64
FIGURA 4.5 – ENSAIO DE <i>FADE</i> EM DISCO DE FREIO DIANTEIRO CONSIDERANDO SOMENTE AS DUAS PRIMEIRAS FRENAGENS.	65
FIGURA 4.6 – CONDIÇÃO DE MONTAGEM DE UM FREIO A DISCO.....	67

FIGURA 4.7 – MALHA PRELIMINAR DO DISCO DE FREIO.....	68
FIGURA 4.8 – VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DO DISCO DE FREIO EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE DO VEÍCULO.....	69
FIGURA 4.9 – PERIODICIDADE ROTACIONAL DO DISCO DE FREIO NA DETERMINAÇÃO DO DOMÍNIO DE CÁLCULO.....	70
FIGURA 4.10 – MALHAS GERADAS DE 1/36 DO DISCO DE FREIO.....	71
FIGURA 4.11 – DISCRETIZAÇÃO DE MALHA EM UM SETOR DE DISCO DE FREIO EM REGIME PERMANENTE.....	71
FIGURA 4.12 – DISCRETIZAÇÃO DE MALHA EM UM SETOR DE DISCO DE FREIO EM REGIME TRANSIENTE.....	72
FIGURA 4.13 – COMPARAÇÃO ENTRE A GEOMETRIA SIMPLIFICADA UTILIZADA NAS SIMULAÇÕES (A) E A GEOMETRIA REAL DO SISTEMA MONTADO EM VEÍCULO (B).....	73
FIGURA 4.14 – CARACTERÍSTICAS DO ESCOAMENTO DE AR PERIFÉRICO AO DISCO DE FREIO. .	74
FIGURA 4.15 – VARIAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR ATRAVÉS DA CONVECÇÃO POR SUPERFÍCIE.....	75
FIGURA 4.16 – COEFICIENTES DE CONVECÇÃO NO DISCO DE FREIO EM TRÊS REGIÕES DISTINTAS.....	78
FIGURA 4.17 – VARIAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR ATRAVÉS DA RADIAÇÃO POR SUPERFÍCIE.	79
FIGURA 4.18 – COEFICIENTES DE RADIAÇÃO NO DISCO DE FREIO EM TRÊS REGIÕES DISTINTAS.	81
FIGURA 4.19 – MALHA UTILIZADA E PERIODICIDADE DO DISCO DE FREIO EMPREGADA NA SIMULAÇÃO TRANSIENTE.	82
FIGURA 4.20 – GRÁFICO COMPARATIVO ENTRE RESULTADOS DE ENSAIO E SIMULAÇÕES COM TEMPERATURAS EM VÁRIAS PROFUNDIDADES.	86
FIGURA 4.21 – VISUALIZAÇÃO DO MODELO EM CADA INSTANTE DO GRÁFICO COMPARATIVO ENTRE RESULTADOS DE ENSAIO E SIMULAÇÕES.	88

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	Justificativa	17
1.2	Objetivo	18
1.3	Organização	18
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1	Aspectos fundamentais do disco de freio ventilado	19
2.2	Análise térmica	25
2.2.1	Energia de frenagem e potência de frenagem	32
2.3	Resultados e medições experimentais	36
2.4	Modelos analíticos simplificados	37
2.5	Simulação numérica do comportamento térmico de discos de freio	39
3	MODELO NÚMERICO	44
3.1	Equações diferenciais de conservação.....	44
3.2	Sistema de coordenadas não inercial	45
3.3	Equações de conservação com médias de Reynolds.....	46
3.4	Modelo de turbulência.....	48
3.5	Modelo de radiação	49
3.6	Método dos volumes finitos.....	50
3.7	Esquema de discretização	52
3.8	Critério de convergência	53
3.9	Condições de contorno	54
4	RESULTADOS	60
4.1	Resultados experimentais para validação.....	60
4.2	Estratégia de simulação.....	66

4.3	Simplificação geométrica e malha de cálculo	67
4.4	Coeficientes de transferência de calor por convecção	73
4.5	Coeficientes de transferência de calor por radiação.....	79
4.6	Simulação transiente do comportamento térmico	82
4.7	Validação do modelo numérico	84
5	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS.....	90
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	92
	APÊNDICE I.....	95

1 INTRODUÇÃO

A principal função de um disco de freio é agir como superfície de atrito, gerando um torque oposto ao sentido de marcha do veículo e assim desacelerá-lo conforme descrito por Mcphee e Johnson (2008, p. 458). Os discos de freio, apesar de utilizados em aviões desde 1930, começaram a ser utilizados em veículos de passeio somente nos anos 50, objetivando uma redução de problemas associados ao aquecimento do fluido de freio em veículos com maior performance. Limpert (1999, p. 2, 6 e 36) cita que a distribuição da massa no veículo e a condição dinâmica a que este é submetido durante uma frenagem, tornam o freio dianteiro o principal componente responsável pela dissipação da maior quantidade de energia, convertendo a energia cinética do veículo e dos seus componentes, e a energia potencial caso exista, em energia térmica. Atualmente todos os veículos de passeio utilizam nas rodas dianteiras freios a disco, sendo a grande maioria destes discos ventilados.

A geometria do disco de freio ventilado se assemelha a um rotor de bomba centrífuga. As aletas internas favorecem o escoamento do ar e promovem a transferência de calor através da convecção. Além dessa característica, o disco de freio ventilado possui também uma área superficial em média duas vezes maior quando comparado a um disco de freio sólido com características dimensionais similares, o que também auxilia o processo de transferência de calor. Em veículos de maior potência com capacidade para atingir maiores velocidades ou com maior massa, a geometria do disco de freio ventilado possibilita uma redução na temperatura do sistema de freio, evitando assim possíveis problemas térmicos.

Conforme descrito por Breuer e Bill (2004, p. 389), entre os principais problemas térmicos de um sistema de freio estão a formação de bolhas no fluido, perda de atrito, geração de ruídos, desgaste irregular, redução da vida dos componentes, deformação geométrica e trincas térmicas.

O estudo inicial de desenvolvimento de um sistema de freio, conhecido como balanceamento de freio, utiliza como base as características do veículo e dos componentes do sistema de freio. Através de valores nominais de atrito e pressão é possível determinar a porcentagem de utilização do sistema de freio dianteiro em relação ao traseiro, a desaceleração máxima do veículo, características de conforto e bloqueio de rodas conforme citado Breuer e Bill (2004, p. 62-68).

O estudo térmico compreende um complemento ao estudo inicial. Muito mais elaborado, depende de características adicionais como velocidade máxima, propriedades dos materiais empregados, áreas de contato, volumes e geometrias dos componentes. Estas características influenciam nos valores de atrito e pressão e podem, apesar do cálculo de balanceamento de freio indicar um sistema como ideal, alterar completamente o comportamento dinâmico do sistema. Neste sentido, se tornam indispensáveis os resultados obtidos através de estudos térmicos para o correto desenvolvimento de um sistema de freio.

Vários métodos podem ser empregados para um estudo térmico. Entre eles estão os cálculos através de modelos simplificados, simulações computacionais fluido dinâmicas (CFD), testes em dinamômetros e testes veiculares.

Estudos térmicos utilizando modelos simplificados deixam de considerar vários aspectos, sobretudo aspectos geométricos dos discos de freio e do veículo, e são habitualmente utilizados nas fases iniciais do projeto. Cálculos numéricos mais complexos podem ser desenvolvidos desde que uma base de dados obtida através de inúmeros ensaios experimentais esteja disponível.

Estudos térmicos através de ensaios em dinamômetro, apesar da significativa evolução ocorrida nos últimos anos, possuem limitações no direcionamento do escoamento de ar e na reprodução das condições de veículo, além de demandar um elevado custo e tempo de ensaio. Pode-se citar como exemplo, o custo atual de um ensaio em dinamômetro térmico, que se aproxima do valor de 30.000,00 € para testes com utilização de somente três amostras de discos de freio, sem incluir os valores de confecção de protótipos e demais custos envolvidos. Com base nestes aspectos, o método de simulação térmica utilizando como ferramenta o *Computational Fluid Dynamics* (CFD), ou dinâmica dos fluidos computacional, se mostra como um método economicamente viável, com tempo de desenvolvimento aceitável e mais flexível. Apesar de ainda existir a necessidade de validação dos resultados em testes veiculares, a simulação computacional reduz drasticamente o número de protótipos e tempo de desenvolvimento. Tsubokura et al. (2009, p. 981) também comentam a respeito, indicando que simulações CFD estão se tornando uma poderosa ferramenta para aerodinâmica veicular, devido à capacidade de prover uma grande quantidade de informações, bem como sua alta eficiência econômica. Embora, os modelos baseados em equações de média de Reynolds Navier-Stokes conhecidos como *Reynolds-Averaged Navier-Stokes* (RANS), comumente utilizados para estudos fluido dinâmicos em veículos, possuam ainda dois tipos de limitações. A forte dependência adotada nos modelos de turbulência e a dificuldade na aquisição das

características do escoamento do ar em regime transiente, também demandam que os modelos RANS sejam validados em testes de túnel de vento.

Há por parte de alguns pesquisadores, grande interesse no escoamento em torno do veículo como um todo. Através de um estudo mais elaborado, se torna possível determinar com maior precisão a influência da geometria do veículo nas variações de pressão e escoamento do ar. Entretanto, indicações na literatura reportam que a perfeita caracterização do escoamento ao redor de um veículo demanda recursos computacionais muito significativos. Assim visando evitar simulações extremamente complexas, com alto investimento em equipamentos, consumo de tempo e específicas para apenas um modelo de veículo, vários estudos baseados em simulações através da ferramenta CFD, como o artigo Fluent News (2001) chamado de “*Thermal Analysis of Vented Brake Rotors*”, entre outros, desconsideram o perfil do escoamento aerodinâmico gerado pelo veículo. Este fato se torna facilmente compreensível através da simulação realizada por Tsubokura et al. (2009) que objetivando visualizar o escoamento aerodinâmico aplicado a um veículo necessitou da utilização de supercomputador composto por 640 nós de processamentos com uma performance de 40 Tflops e 10 Tbytes de memória. O estudo foi conduzido através de simulações com processamento paralelo em 512 CPUs, consumindo um dia e meio de processamento e 300 Gbytes de memória. O modelo *Large Eddy Simulation Model* (LES) utilizado pelos autores simula de forma transiente o comportamento dos grandes vórtices, originando o custo computacional aparentemente grande.

1.1 Justificativa

O aumento da concorrência na indústria automobilística e a necessidade de veículos com menor massa e consumo de combustível, originou um campo de desenvolvimento para novos materiais e geometrias que possam tornar os componentes do veículo menores, mais leves e com menor custo. As simulações computacionais utilizando como ferramenta o CFD possibilitam avaliar a performance de várias alternativas tanto em geometria, como em materiais de discos de freio. Além de reduzir o número de protótipos e quantidade de ensaios em veículo. As simulações computacionais possibilitam o desenvolvimento, com menor custo e tempo, de discos mais viáveis economicamente para veículos com performance mais elevada. Também se possibilita o emprego de ligas de materiais com menor quantidade de

componentes e a redução de peso de componentes sem comprometer a capacidade térmica do sistema de freio.

1.2 Objetivo

O objetivo do presente trabalho é apresentar uma metodologia capaz de simular o comportamento térmico de um disco de freio ventilado localizado na parte dianteira de um veículo de porte médio e posteriormente discutir aspectos da natureza dessa simulação.

O modelo proposto possibilita a comparação de diferentes alternativas e características de projeto, o que reduz significativamente o número de protótipos, tempo e custo de desenvolvimento durante o processo de definição do veículo. Os dados do veículo, informações geométricas do disco de freio, propriedades termo-físicas dos materiais e as condições de uso a que o veículo é submetido, são as condições necessárias para uma simulação utilizando o modelo proposto.

A simulação computacional é validada através da comparação com resultados de medições experimentais realizadas em um veículo instrumentado com as mesmas características.

1.3 Organização

A apresentação do trabalho está estruturada conforme descrito a seguir. O capítulo 2 apresenta a revisão da literatura e visa mostrar vantagens e limitações das abordagens possíveis para o estudo térmico de discos de freio ventilados. O capítulo 3 apresenta o modelo numérico e condições de contorno, onde as equações diferenciais de conservação de energia são detalhadas e discutidas, juntamente com o método dos volumes finitos, utilizado nas simulações. O capítulo 4 apresenta os resultados numéricos obtidos e a validação da metodologia empregada nas simulações. O capítulo 5 apresenta as conclusões obtidas através do presente estudo e sugere possibilidades para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta e discute alguns trabalhos considerados de maior relevância ao estudo do comportamento térmico de discos de freio ventilados.

Os textos analisados foram classificados em grupos segundo a abordagem do assunto estudado, em contraposição a uma abordagem cronológica. Tendo em vista a natureza bastante distinta das abordagens, esta classificação se mostrou conveniente.

Primeiramente são apresentados na seção 2.1, os conceitos fundamentais do disco de freio ventilado, suas características e vantagens, bem como aspectos que influenciam seu desempenho em veículo. A seção 2.2 aprofunda o tema para uma abordagem térmica descrita por vários autores. Os resultados e medições experimentais realizadas em discos de freio são descritos na seção 2.3 e comparados com modelos analíticos simplificados na seção 2.4. Por fim, na seção 2.5 são discutidos trabalhos da literatura que utilizam simulação do comportamento térmico através de ferramentas de CFD e de elementos finitos.

2.1 Aspectos fundamentais do disco de freio ventilado

O disco de freio, além de sua função principal de agir como superfície de atrito gerando um torque oposto ao sentido de marcha e assim prover uma desaceleração no veículo, deve também ser um eficiente dissipador e armazenador de energia. O ar que envolve e circula internamente ao disco de freio ventilado deve prover um resfriamento adequado. No caso dos discos de freio ventilados, as passagens internas formadas pelas aletas entre as superfícies de frenagem fazem com que o disco de freio atue do mesmo modo que um rotor de uma bomba centrífuga, promovendo o escoamento de ar e facilitando o resfriamento conforme ilustrado na Figura 2.1.

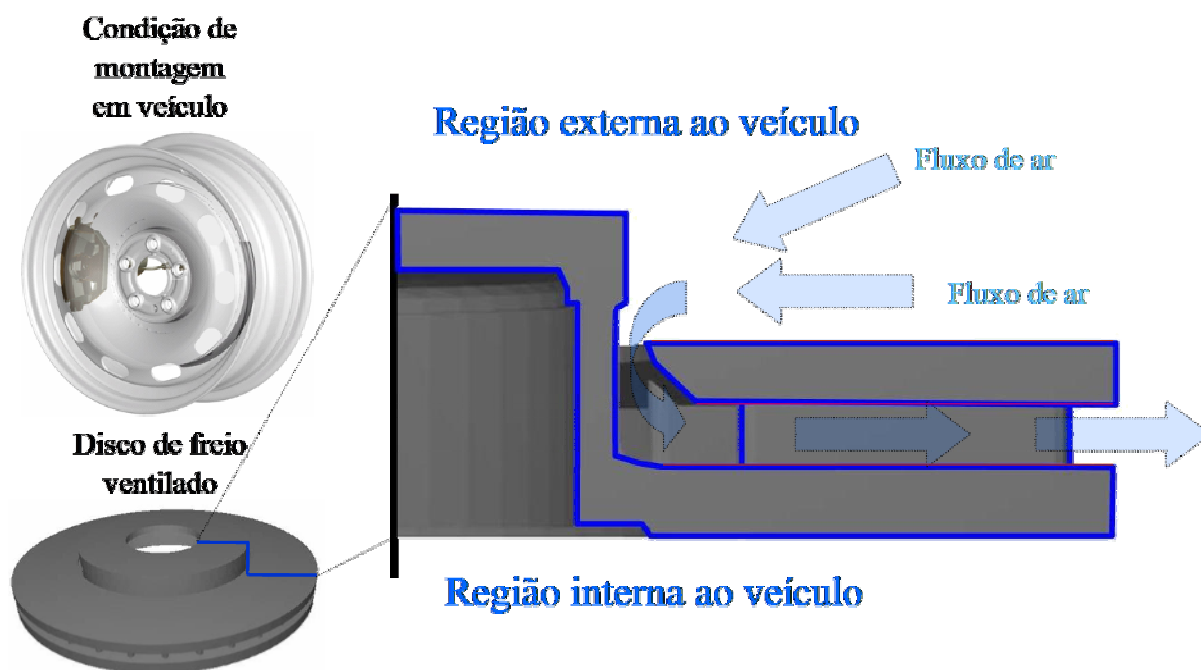


Figura 2.1 – Condição de montagem em veículo e fluxo de ar em um disco de freio ventilado.
Fonte: Autor

Este assunto é abordado por Mcphee e Johnson (2008, p. 458), que buscam em seu estudo um melhor entendimento do processo de convecção através das aletas de um disco de freio ventilado empregando métodos experimentais e analíticos. Neste caso, o ensaio experimental, foco principal de seu trabalho, envolveu dois aspectos, a avaliação do processo de transferência de calor e a determinação do movimento do fluido. Para determinar os coeficientes de convecção, tanto internos ao disco de freio na região das aletas, quanto externos ao disco na superfície das pistas de frenagem, foram conduzidas simulações em regime transiente utilizando como base três velocidades nominais distintas. Os aspectos de transferência de calor por condução e radiação foram desconsiderados pelos autores.

Utilizando velocidades de 342, 684 e 1025 rpm, Mcphee e Johnson (2008) obtiveram, na região das aletas, coeficientes de transferência de calor por convecção da ordem de 27, 52.7 e 78.3 W/m²K respectivamente, indicando assim uma relação linear entre as velocidades e os coeficientes de convecção. Os resultados obtidos possibilitaram aos autores comparar percentualmente a transferência de calor em cada uma das regiões do disco, concluiu-se que, na simulação com menor velocidade, 45,5% da energia total é dissipada na região interna do disco de freio, enquanto para a maior velocidade esse valor se elevou para 55.4%. Estes valores experimentais foram posteriormente comparados e validados com os resultados de ensaios experimentais. O aspecto do escoamento obtido através da simulação envolveu a

determinação do campo de velocidade através das passagens internas formadas pelas aletas radiais. Utilizando a técnica experimental de *particle image velocimetry* (PIV) ou análise de velocidade da partícula, foi possível determinar a velocidade média instantânea das partículas de ar. Vários padrões de escoamento prejudiciais puderam ser observados, bem como efeitos notáveis de entrada de fluido e a presença de recirculação na região de captação de ar na entrada das aletas.

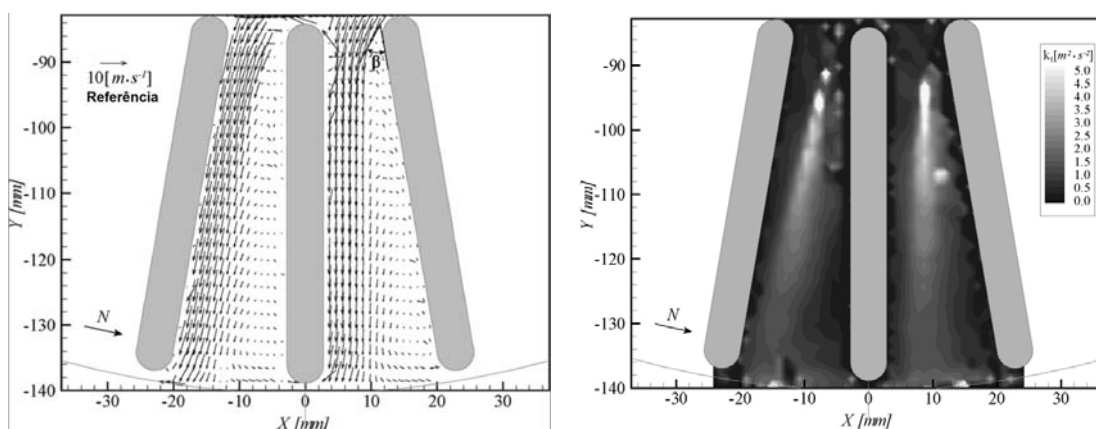


Figura 2.2 – Campo de velocidades de partículas e campo de energia cinética entre as aletas de um disco de freio a 684 rpm com rotação no sentido horário.

Fonte: “adaptado de” Mcphee e Johnson, 2008, p. 465-466

Happian-Smith (2004, p.113 e 120) cita que o escoamento aerodinâmico em torno do veículo é influenciado pela geometria de cada componente, entre estes componentes estão também os cavaletes e discos de freio e demais periféricos. Dependendo do direcionamento e vazão do ar, podem ocorrer alterações nos coeficientes de transferências de calor por convecção sobre as superfícies do disco de freio, e este valor influencia diretamente o “gradiente” de temperatura do sistema. Os componentes do arrasto aerodinâmico que se formam perturbam o escoamento na superfície do veículo, gerando assim regiões de elevada turbulência. Obviamente, os locais que mais contribuem para esta perturbação são as rodas e caixas de roda, espelhos retrovisores, maçanetas de portas, frisos, limpadores de vidro e outros equipamentos que são também fontes geradoras de arrasto. Menos óbvio, mas igualmente importante em relação à aerodinâmica, se encontra o escoamento de ar na parte inferior do veículo. Veículos de passeio, por possuírem uma distância em relação ao solo mais elevada em comparação a veículos esportivos, possibilitam uma maior vazão do ar na região inferior. Gillespie (1992, p. 49, 88-89) que também faz observações a respeito do arrasto

aerodinâmico causado pelo perfil de escoamento do ar entre componentes na região inferior do veículo, complementa que o arrasto aerodinâmico depende da pressão dinâmica, que é diretamente proporcional ao quadrado da velocidade do veículo. Em baixas velocidades, o arrasto aerodinâmico é considerado desprezível, porém em velocidades mais elevadas, o arrasto aerodinâmico contribui para a desaceleração média de $0,3 \text{ m/s}^2$.

Este escoamento de ar favorece o resfriamento do sistema de freio. Em veículos com alta potência, por exemplo, são utilizadas construções especiais como canais de ar na parte inferior do veículo que melhoram a vazão do ar, direcionando o escoamento para o disco de freio visando um melhor comportamento térmico.

Baseando-se em um tipo de veículo de passeio, Gillespie (1992, p. 89) descreve em seu livro um valor médio de arrasto aerodinâmico para cada uma das principais partes do veículo. De acordo com os valores médios encontrados, o coeficiente do arrasto aerodinâmico causado pelos espelhos retrovisores é numericamente igual a 0,01, enquanto a região inferior do veículo possui o coeficiente igual a 0,06, e este valor se eleva para 0,09 na região da caixa de roda. Com base na informação que o aumento do coeficiente do arrasto aerodinâmico indica também o aumento da obstrução na passagem de ar e através destes três exemplos, pode-se concluir que a região da caixa de roda possui uma grande influência na aerodinâmica do veículo. Assim, um estudo térmico de um disco de freio que desconsidere o escoamento de ar originado pelo arrasto aerodinâmico pode simular um escoamento ou transferência de calor diferente do que os valores obtidos na condição experimental.

Gillespie (1992, p. 92) também cita que a geometria da superfície externa da caixa de roda conduz o ar através do plano horizontal formando uma região de separação do escoamento de ar e por consequência uma região com menor pressão aerodinâmica, enquanto o efeito de rotação das rodas tende a induzir a circulação do ar no plano vertical. As condições de perfil de escoamento do ar na região da caixa de roda que são mostradas esquematicamente através da Figura 2.3, são confirmadas em análises em túnel de vento e pelo estudo realizado por Tsubokura (2009) em túnel de vento e através da ferramenta CFD.

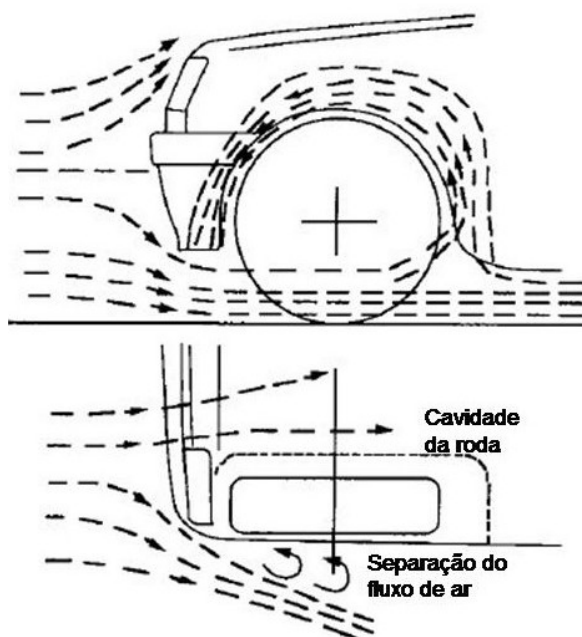


Figura 2.3 – Recirculação de ar na caixa de roda
 Fonte: “adaptado de” Gillespie, 1992, p. 92

Conforme descrito por Gillespie (1992, p. 61), durante o processo de frenagem ocorre uma transferência dinâmica do carregamento do eixo traseiro para o eixo dianteiro do veículo, resultando em uma maior solicitação dinâmica e térmica dos freios dianteiros, o que torna o sistema de freio dianteiro o principal foco de estudos térmicos.

Atualmente todos os veículos de passeio possuem freio a disco na dianteira, estes discos são compostos em sua maioria por liga de ferro carbono, também denominado como ferro fundido cinzento. Conforme descrito por Happin-Smith (2004, p. 493), este material também conhecido por suas lamelas de grafite interna, possui um processo menos complexo e com baixo custo de fundição em máquinas com alto volume de produção. Os aspectos de custo e produção aliados a uma boa capacidade de transferência volumétrica de calor em razão de sua alta densidade e a razoável condutividade térmica, causada pela abundante presença de lamelas de grafite (ou carbono), tornam este material como o mais adequado à confecção de discos de freio. Embora o coeficiente de expansão volumétrica de um ferro fundido cinzento seja relativamente baixo e o material possua uma temperatura máxima de trabalho pouco superior a 700 °C, as transformações martensíticas em altas temperaturas podem conduzir a problemas de deformação a quente, que conforme descrito por Breuer e Bill (2004, p. 389), podem causar perda de atrito, geração de ruídos, desgaste irregular, redução da vida dos componentes e trincas térmicas entre outros problemas.

Embora o ferro fundido cinzento garanta aos discos de freio, produzidos neste material, propriedades adequadas de resistência à força de compressão aplicada pelas pastilhas e cavaletes de freio, a tenacidade é relativamente baixa e o material se torna suscetível a fissuras quando submetido a tensões. Conforme Mackin et al. (2002 p. 63 e 75), fissuras térmicas são comumente observadas em discos de freio após sucessivos eventos de frenagem com altas desacelerações. Estas fissuras seguem geralmente duas categorias, série de fissuras com penetração parcial na superfície de frenagem, e fissuras que atravessam completamente a parede do disco. Fissuras na superfície da pista de frenagem têm origem devido à fadiga termo-mecânica e podem ocorrer com um número relativamente baixo de ciclos de frenagem. Existem três modos de eliminar problemas de fissuras em discos de freio, sendo o primeiro a alteração do material, o segundo a redução da temperatura máxima que ocorre na frenagem, e o terceiro uma alteração geométrica no disco de freio. A validação do presente estudo com resultados obtidos em campo possibilita a utilização da simulação computacional também para a eliminação de problemas de fissura em discos de freio.

Vários autores comentam a respeito das propriedades dos materiais de discos de freio, conforme Happian-Smith (2004) e o manual técnico da Bosch (2000, p. 193), a alteração de material, como por exemplo o aumento de lamelas de grafite no ferro fundido, reduz a tenacidade mas também aumenta a condutividade térmica, estas propriedades são descritas na Tabela 2.1. Há por parte do ferro fundido nodular uma maior tenacidade em comparação ao ferro fundido cinzento, porém há também uma acentuada redução na condutividade térmica, o que restringe a utilização do ferro fundido nodular na confecção de discos de freio.

Tabela 2.1 – Tenacidade e condutividade térmica de alguns tipos de ferros fundidos.

Classe	Tenacidade mínima [MPa]	Condutividade térmica a 300°C [W/mK]
400/18 (nodular)	400	36,2
250 (cinzento)	250	45,4
200 (cinzento)	200	48,1
150 (cinzento)	150	50,5

Fonte: “adaptado de” Happian-Smith, 2004, tabela 14.2, p. 494 e DIN EN 1561, 1997, tabela A.1, p. 13-14

sendo as classes de materiais para ferro fundido com lamelas de grafite definidas conforme norma DIN EN 1561 (1997).

Entre as várias classes de ferros fundidos, há dois tipos que se destacam por sua utilização mais comum para a produção de discos de freio, ferros fundidos cinzentos com teor médio de carbono e ferros fundidos cinzentos com teor mais alto de carbono.

Discos de freio com médio teor de carbono (ex. classe 200), mais utilizados em discos de freio com diâmetro reduzido, em veículos de passeio de pequeno ou médio porte. Estes discos possuem um valor inferior em seu coeficiente de transferência de calor que é compensado por suas propriedades de resistência mecânica, que são um pouco mais elevadas.

Discos de freio com alto carbono (ex. classe 150), normalmente utilizados em veículos de maior porte e com maior dimensão. A característica de condutividade do material, em conjunto com discos de freio com diâmetros maiores, torna o resfriamento do disco mais rápido, com isso a resistência mecânica a altas temperaturas se mostra como um fator menos relevante classificando este material mais adequado para este tipo de aplicação.

Ligas de materiais podem ser aplicadas a todas as classes de ferro fundido e tendem a melhorar além da resistência mecânica, as propriedades térmicas e características de manufatura, porém também podem influenciar no custo com material de forma desfavorável.

2.2 Análise térmica

O principal efeito relacionado a um dimensionamento térmico inadequado do disco de freio é o aumento da temperatura dos componentes, reduzindo imediatamente o coeficiente de atrito entre pastilhas e disco de freio, este efeito é também descrito por Breuer e Bill (2004, p. 31). Conforme mostrado na ilustração esquemática da Figura 2.4, o coeficiente de atrito entre pastilhas e disco se reduz quase linearmente até uma temperatura aproximada de 700 °C. Após o limite de 700 °C, o sistema de freio entra em uma condição onde o coeficiente de atrito sofre uma queda exponencial, resultante do aquecimento do sistema, causando um curso do pedal de freio mais longo e aumentando a distância de frenagem. A redução do coeficiente de atrito entre pastilhas e discos causado pelo aquecimento do sistema de freios recebe o nome na literatura de “*fading*” ou “*fade*”. Esta redução é causada principalmente pela degradação do material de atrito na pastilha de freio, que por conter materiais orgânicos são mais suscetíveis a altas temperaturas. A energia cinética total do veículo e potencial, caso exista, durante o processo de frenagem é o determinante para a potência térmica a ser dissipada pelo sistema de freio.

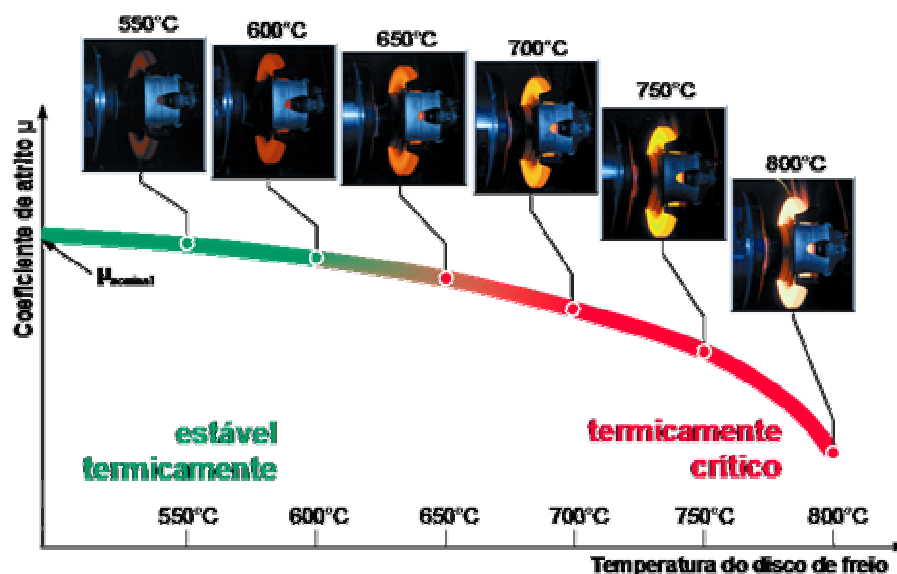


Figura 2.4 – Coeficiente de atrito em função da temperatura.

Fonte: “adaptado de” Breuer e Bill, 2004, p. 32

No gráfico da Figura 2.4, o μ_{nominal} representa o coeficiente de atrito nominal antes do aquecimento do disco de freio.

A Figura 2.5 mostra esquematicamente o fluxo de calor que ocorre em discos de freio ventilados. Conforme descrevem Breuer e Bill (2004, p. 31-32), o disco de freio funciona como dissipador e armazenador de energia. Como armazenador, a energia térmica é confinada internamente no disco de freio, aumentando a temperatura do mesmo. Como dissipador, transfere calor para o ambiente e componentes periféricos, aumentando a temperatura destes componentes por condução através de contato físico entre componentes, convecção através da superfície de frenagem e canal de ar interno, e também pela radiação através da superfície. Como resultado deste balanço energético e do fluxo de calor causado através de um rápido aquecimento durante a frenagem e seguido de um resfriamento pela dissipação, surgem gradientes de temperatura no disco de freio bastante elevados.

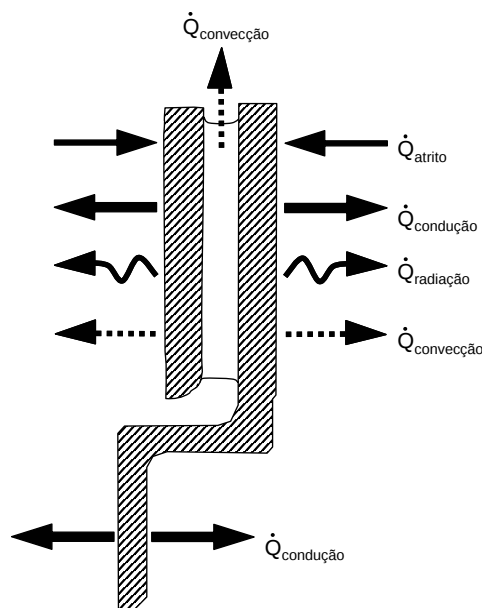


Figura 2.5 – Balanço de energia em um disco de freio (em corte).
 Fonte: “adaptado de” Breuer e Bill, 2004, p. 32

Considerando o balanço energético de somente um disco de freio durante o fenômeno de frenagem de um veículo, a equação teórica seria dada por:

$$\text{Calor Residual} = \text{Fluxo de calor por atrito} - \text{Fluxo de calor por condução} - \text{Fluxo de calor por convecção} - \text{Fluxo de calor por radiação}$$

O fluxos de calor mostrados na Figura 2.5, representam os seguintes termos: $\dot{Q}_{\text{atrito}}$ é o fluxo de calor que entra no disco de freio através do atrito, $\dot{Q}_{\text{condução}}$ é o fluxo de calor que sai do disco através da transferência de calor por condução, $\dot{Q}_{\text{convecção}}$ é o fluxo de calor que sai do disco através da transferência de calor por convecção e $\dot{Q}_{\text{radiação}}$ é o fluxo de calor que sai do disco através da transferência de calor por radiação.

Conforme descrito por Hamann (1966, p. 46), mesmo antes de 1966, testes térmicos baseados em frenagens consecutivas eram aplicados na indústria automobilística sem grandes alterações em relação aos ensaios atuais. As temperaturas dos discos de freio eram relacionadas em função ao número de frenagens, e assim era verificada a adequação do sistema de freio ao veículo. Após algumas décadas, uma das revistas mais conceituadas da Europa denominada *Auto-Motor-und-Sport* (2007), começou então a publicar em sua edição mensal, vários tipos de testes comparativos entre veículos, onde os componentes eram submetidos a diversos ensaios que possibilitassem descrever melhor cada uma das

características dos veículos europeus ao público consumidor. Para representar o desempenho dos componentes de freio, a revista selecionou um teste com dez frenagens consecutivas.

Uma típica simulação de frenagens sucessivas, realizada durante a fase de projeto de um sistema de freio, é mostrada na Figura 2.6. Este tipo de teste é mais utilizado de forma interna por desenvolvedores de sistemas de freio e algumas revistas como, por exemplo, a Auto-Motor-und-Sport (2007) que difundiu este tipo de teste através da mídia e acabou por denominá-lo com suas siglas (AMS). O ensaio AMS define a execução de dez frenagens consecutivas com a máxima desaceleração possível, com velocidades iniciais v_0 de 100 km/h até atingir a parada total do veículo, $v_f = 0$.

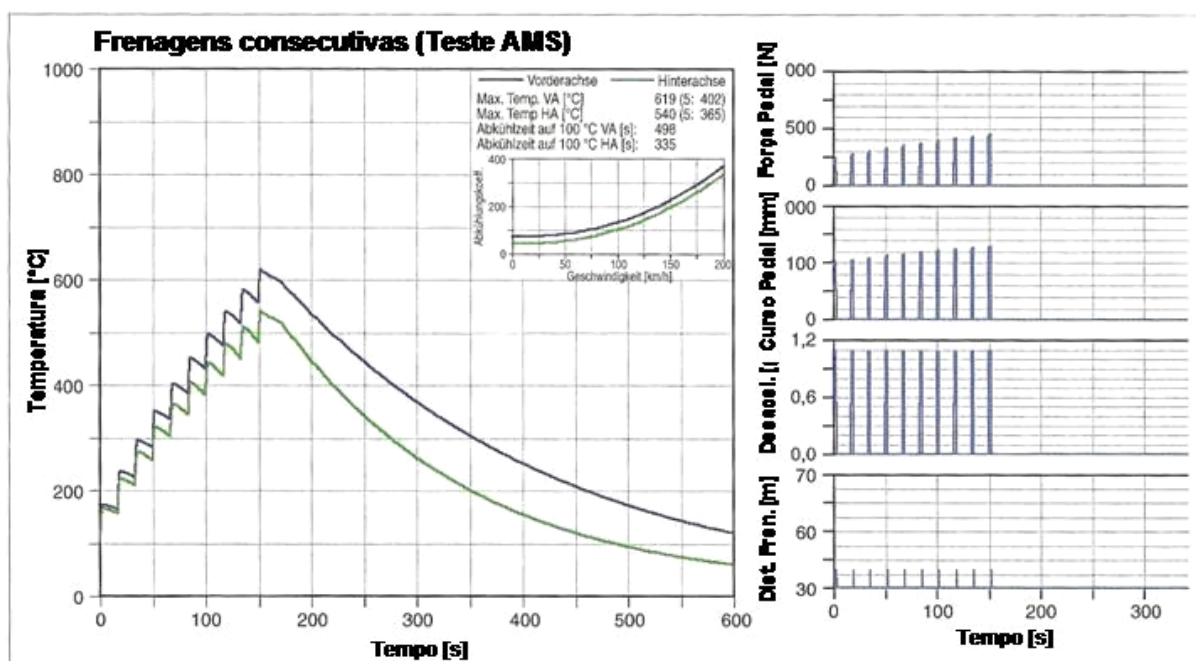


Figura 2.6 – Simulação de teste térmico com frenagens consecutivas na fase inicial de projeto do sistema de freio.

Fonte: “adaptado de” Breuer e Bill, 2004, p. 70

Este tipo de teste térmico se diferencia da norma ECE-R13 (2003, p. 52) e legislação vigente no Brasil através de resolução CONTRAN 777/93 (1993). Ambas definem que para veículos da categoria M1, conforme R.E.3 (1999), deve ser executado um ensaio de acordo com o teste tipo I ou teste de *fade*, onde são realizadas 15 frenagens consecutivas com velocidades iniciais iguais a $80\% v_{\max}$, 80% da velocidade máxima do veículo, limitando este

valor a 120 km/h. As velocidades finais v_f devem ser iguais a metade da velocidade máxima utilizada e, as desacelerações, constantes e iguais a 3 m/s^2 .

Termicamente o ensaio tipo AMS é um pouco mais severo quando comparado com o ensaio tipo I conforme ECE-R13 (2003), porém tanto a legislação brasileira, conforme definido na resolução CONTRAN 777/93 (1993), como a legislação europeia, conforme definido na resolução ECE-R13 (2003), definem a execução do ensaio de frenagens consecutivas tipo I. Assim, a simulação computacional e o ensaio em veículo são realizados com base no tipo de ensaio requerido pela legislação.

Outro aspecto importante é que para a execução do ensaio tipo I conforme ECE-R13 (2003), torna-se obrigatório a utilização de um campo de provas de maior comprimento, maior tempo de ensaio e maior precisão na execução do ensaio. Através da Tabela 2.2, que descreve as principais diferenças entre estes dois tipos de ensaio, e somando o fato do ensaio tipo AMS apresentar uma maior severidade térmica, se torna compreensível o motivo da utilização do ensaio do tipo AMS internamente por desenvolvedores de sistema de freio e por revistas especializadas no assunto.

Tabela 2.2 – Diferenças entre ensaios AMS e Tipo I conforme ECE-R13 para veículos categoria M1.

Tipo de Ensaio	v_0 [km/h]	v_f [km/h]	Desacel. [m/s ²]	Δ_t [s]	n	θ [°C]
AMS	$100 < v_0 < 105$	0	máx. aprox. 9,5	-	10	$50 < \theta < 100$
Tipo I conf. ECE-R13	$80\%v_{max} \leq 120$	$\frac{1}{2} v_0$	3	45	15	< 100

Fonte: Autor “adaptado de” Auto-Motor-und-Sport (2007) e ECE-R13 (2003, p. 50-52)

onde v_0 é a velocidade inicial do veículo no início da frenagem, v_f é a velocidade do veículo no final da frenagem, v_{max} é a velocidade máxima do veículo, Δ_t é o tempo de cada ciclo de frenagem: tempo estimado compreendido entre duas aplicações de freio, n é o número de aplicações de freio e θ é a temperatura inicial do disco de freio.

A aprovação do dimensionamento de um sistema de freio deve obrigatoriamente ser conduzida através do aquecimento do sistema sem ocorrências significativas de redução no coeficiente de atrito entre os discos e pastilhas de freio, mesmo após frenagens consecutivas. Durante uma frenagem, a temperatura da face de contato entre o disco de freio e as pastilhas sobe rapidamente, em função direta do quadrado da velocidade e massa do veículo e inversamente proporcional a massa do disco. Com isso, mesmo havendo transferência de

calor, esta não é suficiente para resfriar de forma expressiva o disco de freio fazendo com que o mesmo acumule energia rapidamente. Ao final da frenagem inicia-se a fase de aceleração, o primeiro modo de transferência de calor a resfriar o disco de freio é a condução, posteriormente com o veículo já em uma maior velocidade, com o auxílio do ar externo e pelos canais de ar internos, a transferência de calor através da convecção começa a se destacar. Estes aspectos podem ser melhor visualizados através da Figura 2.7. A transferência de calor por radiação somente tem um valor significativo em temperaturas mais elevadas, o que será discutido posteriormente com base nos resultados da simulação. A redução da temperatura entre duas frenagens depende diretamente do tempo de resfriamento e é inversamente proporcional à potência do motor e aceleração do veículo.

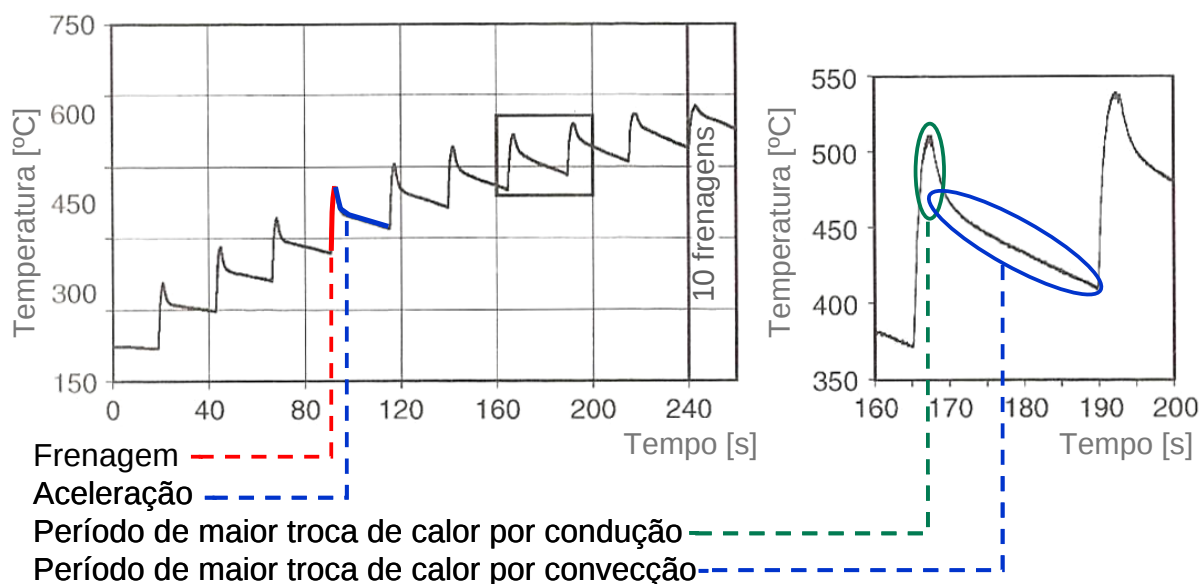


Figura 2.7 – Modos de transferência de calor de um disco de freio após frenagens sucessivas.

Fonte: Autor “adaptado de” Breuer e Bill, 2004, p. 33

O gradiente de temperaturas do disco de freio é diretamente proporcional à redução do fluxo de calor por radiação, o que determina que a parábola que representa a temperatura do disco de freio ao final da frenagem tende a ter um valor constante aumentando o número de ciclos, principalmente devido ao modo de transferência de calor por radiação, onde a geração de calor se igualará numericamente à transferência de calor.

Segundo Hamann (1966, p. 45), durante o período de frenagem e recuperação, uma grande quantidade de energia deve ser dissipada. Uma parte dessa energia é dissipada pela resistência aerodinâmica do veículo, pela resistência ao rolamento e por perdas causadas por

atrito entre componentes em movimento. Mesmo assim, a maior parte da energia deve ser absorvida pelo sistema de freio, tornando-o um conversor de energia essencial, capaz de transformar a energia cinética e potencial de um veículo em energia térmica. Considerando que a quantidade de energia a ser dissipada é proporcional à velocidade do veículo, a parcela da energia dissipada é máxima no momento inicial da aplicação do freio e se reduz potencialmente durante a frenagem caso a parcela da desaceleração se mantiver constante. Isto explica o comportamento no início da frenagem quando se observa um rápido aumento da temperatura na interface entre o disco e as pastilhas de freio imediatamente após a aplicação inicial do freio. Devido ao tempo de uma frenagem ser de reduzida duração, e a transferência de calor para a atmosfera ser lenta, o efeito de resfriamento do disco de freio durante a frenagem pode ser desconsiderado. A subsequente aceleração ou movimento do veículo possibilita aos freios retornar a sua temperatura inicial, desde que em tempo suficiente. Porém caso sejam aplicados ciclos de frenagens consecutivas com um período de resfriamento inadequado, a temperatura do sistema irá continuar se elevando até alcançar um ponto de equilíbrio onde a transferência de calor se iguale ao aumento de temperatura devido ao atrito.

Hamann (1966, p. 47) complementa que a redução do coeficiente de atrito entre as pastilhas e disco de freio com o aumento da temperatura resulta em um efeito de performance classificado como *fade* de freio. Como o coeficiente de atrito se reduz, a força de aplicação no freio deve ser elevada para manter a mesma potência de frenagem. A aplicação constante da mesma potência de frenagem aumentará a temperatura do sistema, até que a força de aplicação no pedal de freio requerida se torne acima da capacidade física do motorista.

Mcphee e Johnson (2008 p. 458) indicam que para melhorar a performance de discos de freio ventilados é necessário o completo entendimento do fenômeno de transferência de calor, com foco particular no escoamento de ar nas passagens internas do disco de freio conforme mostrado na Figura 2.8. O modelamento numérico pode prever as características de escoamento e transferência de calor, e assim pode ser utilizado como uma eficiente ferramenta para adequação do sistema de freios na fase de projeto e proposta de novas geometrias, embora a abordagem experimental ainda se faça necessária para prover uma avaliação da performance real e assim validar e adequar o modelo numérico.

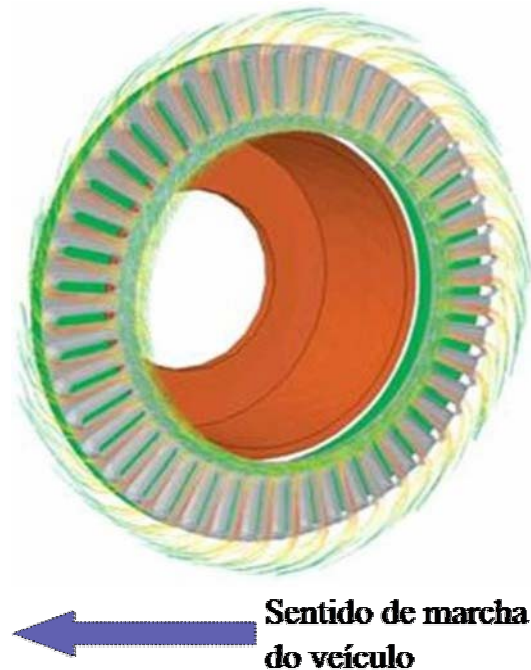


Figura 2.8 – Linhas internas de corrente do escoamento do ar em um disco de freio ventilado em corte.

Fonte: “adaptado de” FLUENT, 2007

2.2.1 Energia de frenagem e potência de frenagem

Conforme descrito por Limpert (1999, p. 111), durante a frenagem, as energias cinética e potencial, provida por um veículo em movimento, são convertidas em energia térmica através do atrito no sistema de freio. A energia potencial somente deve ser considerada caso o veículo esteja realizando uma frenagem em acentuação ou declive.

Considerando o balanço energético completo do fenômeno de frenagem de um veículo, a equação teórica seria dada por:

$$\begin{aligned} \text{Energia de frenagem} = & \text{Energia potencial do veículo} + \text{Energia cinética do veículo} + \\ & \text{Energia cinética das partes móveis} - \text{Energia de atrito entre componentes} \pm \\ & \text{Energia gerada pelo arrasto aerodinâmico} \end{aligned}$$

A energia gerada pelo arrasto aerodinâmico pode auxiliar o veículo em sua desaceleração, em casos onde o veículo esteja em velocidade acima da velocidade relativa do

vento no momento de frenagem. Caso o veículo se encontre em velocidade inferior a velocidade do vento, o arrasto aerodinâmico poderá aumentar a energia resultante da frenagem. Porém as duas possibilidades devem considerar também a direção do vento. Como o fator aerodinâmico depende das condições de geometria do veículo e do ambiente, o arrasto aerodinâmico foi desconsiderado pelo presente estudo, visando assim uma abordagem mais ampla.

A energia de atrito entre componentes resultará em um decréscimo no valor final da energia de frenagem, este fator depende do atrito de rolagem entre pneus e solo, geometria construtiva dos rolamentos, geometria construtiva do veículo, lubrificantes utilizados entre outros fatores e foi, da mesma forma que o arrasto aerodinâmico, desconsiderado para uma abordagem mais ampla do fenômeno de frenagem.

Através das simplificações na equação geral da energia de frenagem, obtém-se a equação (2.1), onde um veículo desacelera em linha reta, com uma variação entre a altura inicial e final a partir de uma velocidade mais elevada v_0 até a velocidade final v_f .

$$E_b = m_v \cdot g \cdot (h_0 - h_f) + \frac{m_v}{2} (v_0^2 - v_f^2) + \frac{I_v}{2} (\omega_0^2 - \omega_f^2) \quad (2.1)$$

onde E_b é a energia de frenagem total, m_v é a massa do veículo, g é a gravidade, h_0 é a altura onde o veículo se encontra no início da frenagem, h_f é a altura onde o veículo se encontra no término da frenagem, v_0 é a velocidade inicial do veículo no início da frenagem, v_f é a velocidade do veículo no final da frenagem, I_v é o momento de inércia dos componentes que sofrem rotação, ω_0 é a velocidade angular inicial dos componentes que sofrem rotação no início da frenagem e ω_f é a velocidade angular dos componentes que sofrem rotação no final da frenagem.

Ou conforme descrito por Limpert (1999, p. 111), para um veículo desacelerando em linha reta, ao nível constante de uma superfície a partir de uma velocidade mais elevada v_0 até a velocidade mais baixa v_f , a energia resultante da frenagem pode ser dada pela equação (2.2).

$$E_b = \frac{m_v}{2} (v_0^2 - v_f^2) + \frac{I_v}{2} (\omega_0^2 - \omega_f^2) \quad (2.2)$$

Para o cálculo dos componentes que sofrem rotações, como por exemplo, componentes pertencentes ao sistema motriz do veículo, rodas, pneus e discos e tambores de

freio, é possível conforme descrito na norma SAE J1263 (1996, p. 8) para o teste de descida de serra, a substituição da massa de inércia destes componentes pelo valor correspondente a três por cento da massa total do veículo, obtendo-se assim a equação (2.3). Devido não ser o foco principal do presente estudo, a massa de inércia foi considerada conforme norma SAE J1263 (1996, p. 8) para este modelo.

$$E_b = 1,03 \cdot \frac{m_v}{2} (v_0^2 - v_f^2) \quad (2.3)$$

Para determinar a força pneu/solo aplicada à um veículo durante uma frenagem, Breuer e Bill (2004, p. 25) descrevem que a força de frenagem de um veículo é numericamente igual à massa do veículo vezes a desaceleração do mesmo, conforme equação (2.4).

$$F_b = m_v \frac{v}{\Delta_t} \quad (2.4)$$

onde F_b é a força aplicada pelo sistema de freio entre pneu/solo para desacelerar o veículo, v é a velocidade instantânea do veículo e Δ_t é o tempo de aplicação do freio.

A força de frenagem corresponde a força resultante entre o pneu e o solo, após a aplicação do pedal de freio pelo motorista, conforme ilustrado na Figura 2.9.

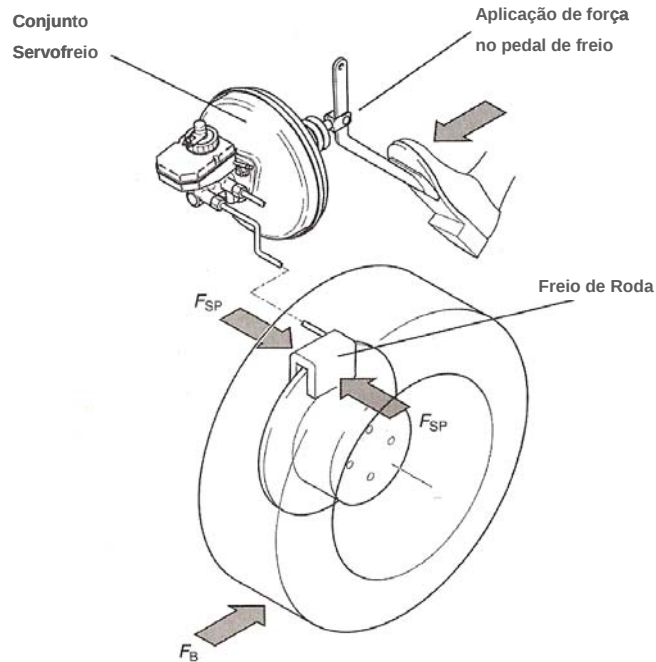


Figura 2.9 – Esquema de aplicação de força em um sistema de freio convencional.
Fonte: “adaptado de” Breuer e Bill, 2004, p. 66

Conforme definido por Smolik e Bucher (2000) e Breuer e Bill (2004), a potência de frenagem corresponde à definição física de potência, ou seja, trabalho realizado pelo atrito por unidade de tempo, ou força de frenagem vezes distância por unidade de tempo, conforme descrito pela equação (2.5). A potência de frenagem também pode ser escrita conforme equação (2.6), correspondendo assim a força de frenagem vezes a velocidade instantânea do veículo.

$$P_b = \frac{F_b \cdot s_b}{\Delta_t} \text{ ou} \quad (2.5)$$

$$P_b = F_b \cdot v \quad (2.6)$$

onde P_b é potência de frenagem, F_b é a força aplicada pelo sistema de freio para desacelerar o veículo e s_b é o espaço percorrido pelo veículo durante a frenagem.

A potência de frenagem é um termo muito utilizado, em artigos e livros relacionados ao assunto, para definir a adequação do sistema de freio em desacelerar um veículo. Empiricamente este termo está relacionado com o dimensional, materiais empregados no sistema de freio e sua capacidade de dissipar calor sem que ocorram perdas significativas de atrito.

2.3 Resultados e medições experimentais

O método de ensaio do sistema de freio deve garantir a integridade do sistema nas condições mais abusivas possíveis. Conforme descrito por Gillespie (1992, p. 49), para se obter esta condição em veículo, o ensaio deve ser executado com o motor e transmissão desacoplados, pois o motor e a transmissão contribuem para a frenagem do veículo.

Mcphee e Johnson (2008) realizaram medições de forma experimental, não em um veículo, mas em um dinamômetro. Utilizando um disco de freio ventilado genérico fabricado em ferro fundido cinzento, com trinta e sete aletas direcionadas radialmente, massa total de 7,36 kg, calor específico de $566 \text{ J.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$ e áreas internas e externas de 0,120 e 0,102 m^2 respectivamente. Os ensaios realizados correlacionaram os coeficientes de transferência de calor por convecção com o tipo do disco de freio, simulando um disco de freio ventilado utilizando os canais de ar interno abertos, e um disco de freio sólido através da obstrução dos canais internos de ar.

Para cada experimento, o disco de freio foi aquecido previamente a uma temperatura de 583 K por um período superior a quarenta e cinco minutos, assegurando uma uniformidade térmica. A temperatura máxima de 583 K foi definida com objetivo de reduzir os aspectos de transferência de calor através da radiação e condução e assim possibilitar um melhor estudo dos aspectos de transferência de calor por convecção.

Os primeiros experimentos realizados aceleravam o disco de freio, com distribuição uniforme de temperatura até atingir as velocidades constantes de 342, 684 e 1025 rpm, correspondentes às velocidades operacionalmente típicas em veículos, e monitoravam a redução da temperatura até atingir 323 K. O objetivo deste experimento era, através de um sistema com canais de ar internos livre de obstruções, determinar os coeficientes de transferência de calor para cada uma das velocidades. Como os valores de erro encontrados na medição eram pequenos, os valores de transferência de calor através de condução e radiação foram desconsiderados, utilizando como base resultados obtidos experimentalmente. Os experimentos foram realizados primeiramente com as aletas internas obstruídas, e posteriormente com as mesmas desobstruídas, obtendo assim os coeficientes externos e internos de transferência de calor por convecção de forma distinta. Este experimento possibilitou também simular as diferenças nas condições entre discos de freio ventilados e não ventilados.

Os resultados obtidos por Mcphee e Johnson (2008) mostram, conforme a Tabela 2.3, que a transferência de calor por convecção aumenta linearmente em função da velocidade do disco de freio. Além disso, o estudo mostrou que entre um disco de freio com escoamento interno desobstruído e outro com o escoamento interno obstruído, há um aumento no coeficiente de transferência de calor por convecção da ordem de 47% em velocidades próximas de 1025 rpm.

Tabela 2.3 – Coeficientes de transferência de calor por convecção.

N [rpm]	h_c [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$] Escoamento interno obstruído	h_c [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$] Escoamento interno desobstruído
342	27,4	27,0
684	40,8	52,7
1025	53,3	78,3

Fonte: “adaptado de” Mcphee e Johnson, 2008, p.462-463

onde N é a rotação do disco de freio e h_c é o coeficiente de transferência de calor por convecção.

2.4 Modelos analíticos simplificados

Happian-Smith (2004, p. 497-498) descreve que para uma simulação com resultados mais aproximados da situação real, é desejável um modelo 3D, mesmo que simplificado, mas que represente as características geométricas do disco de freio. Para um resultado térmico mais confiável deve ser utilizado na simulação também a roda e outros componentes periféricos ao modelo.

Segundo Abbot e Basco (1989), as relações entre a pressão, viscosidade e quantidade de movimento em um fluido em movimento são governadas pelas equações de Navier-Stokes. Na prática, estas equações podem resolver de forma analítica somente casos simples, onde a maioria dos termos podem ser desprezados. Em casos mais complexos, como por exemplo, em escoamentos tri-dimensionais associados a um veículo em movimento em uma estrada, se faz necessária uma aproximação utilizando métodos numéricos. Embora diferentes aproximações possam ser adotadas para uma simulação, existem vários aspectos de modelamento que são comuns. Inicialmente todo o campo de escoamento deve ser dividido em um grande número de elementos ou volumes. Os contornos do domínio do cálculo devem

ser suficientemente distantes do veículo para prevenir restrições irreais que possam ser impostas ao escoamento. Através uma condição de contorno pré-definida (por ex. velocidade uniforme imposta à uma região do modelo), os valores de cada uma das variáveis são determinados em cada elemento ou volume, usando um procedimento iterativo onde estas variáveis são calculadas repetidamente até que as equações governantes satisfaçam um determinado critério de convergência. Como uma regra, o critério de convergência de uma simulação pode ser alterado com o objetivo de reduzir os recursos computacionais e o tempo de cálculo, embora existam em alguns tipos de modelos que requerem aspectos especiais ou restrições que devem ser seguidas.

Brooks (1994) define de forma teórica a entrada de calor no sistema, o aplicando sobre a superfície do disco em contato com a pastilha de freio. O calor perdido é determinado pela condução e convecção e algumas vezes pela radiação dependendo das condições de contorno do modelo. As temperaturas determinadas pela análise térmica podem ser utilizadas como condições iniciais para uma análise estrutural visando obter as possíveis deformações térmicas.

Conforme comentado por Kim et al. (2007), os resultados analíticos possuem uma boa correlação com os dados adquiridos através da medição em veículo. Um bom modelo analítico auxilia o estudo do sistema de freio e reduz o tempo e gastos necessários com ensaios experimentais.

Os estudos citados a seguir representam exemplos de resultados obtidos através de modelos numéricos e matemáticos que se aproximaram bem dos resultados de medições experimentais. Estes estudos provêm credibilidade aos resultados obtidos através de simulações computacionais como a simulação utilizada no presente trabalho.

Qi e Day (2006), que realizaram uma investigação entre as temperaturas na área de interface entre a pastilha e disco de freio, através de um modelo numérico, e obtiveram uma correlação entre as áreas de pastilha aparente e real em função da temperatura. Os resultados obtidos através do método de simulação numérica se aproximaram bem das medições experimentais. O modelo utilizado correspondia a um disco de freio com materiais diferentes entre quadrantes e pastilhas de freio com diferentes características de área e de transferência de calor.

Kim et al. (2007), que realizaram um estudo de temperatura de fluido de freio na condição simulada de descida de serra em velocidades lentas e rápidas. Os resultados obtidos demonstraram que o método de simulação numérica tridimensional representou adequadamente o comportamento do sistema. O modelo numérico utilizado era composto

pelos modelos tridimensionais de quase todos os componentes de freios, incluindo disco de freio, cavalete de freio, fluido de freio, pistões e conjuntos pastilhas de freio, formados pela massa de atrito, plaqueta de freio e anti-ruído.

Tsubokura (2009), que realizou um estudo de simulação aerodinâmica em um veículo tipo sedan. Os resultados obtidos através da ferramenta CFD apresentaram resultados precisos, que seriam relativamente difíceis de serem obtidos, mesmo através da utilização de um túnel de vento.

Tirović (2009), que realizou um estudo energético em um disco de freio de trem. A ferramenta CFD, utilizada neste estudo, apresentou grandes benefícios na geração de novas geometrias de discos de freio, suprimindo os requisitos necessários com base nos resultados experimentais.

2.5 Simulação numérica do comportamento térmico de discos de freio

Conforme mostrado por Ramsay (2007), através da simulação CFD é possível considerar não somente o escoamento do ar direcionado conforme condição de ensaio, mas também aspectos aerodinâmicos, como por exemplo, as variações de pressão do ar causadas pela aerodinâmica do veículo, se aproximando assim das condições obtidas através de métodos experimentais. Estudos mais aprofundados também se tornam possíveis como alterações geométricas e de material no disco de freio, controlando o escoamento de ar interno ao disco e assim melhorando o coeficiente de troca de calor por convecção.

Ramsay (2007) também descreve, através de simulações em CFD, que a geometria do veículo determina o comportamento do escoamento do ar em torno e abaixo do mesmo. Sendo que através do perfil do escoamento é possível determinar o melhor ponto de captação e direcionamento do ar para refrigeração do disco de freio. Caso exista uma obstrução na passagem de ar, o resfriamento do disco de freio poderá ser comprometido.

Foi realizada por Skinner et al. (2005), uma simulação do comportamento térmico do disco de freio de um veículo de Formula 1. Embora existam importantes diferenças entre um veículo de competição e um veículo comum de passeio, os princípios básicos aplicados a simulação de um veículo esportivo também podem ser aplicados à simulação de um disco de freio ventilado empregado um veículo de passeio comum.

O estudo realizado consistia em utilizar geometrias básicas, conforme Figura 2.10, cujo domínio de cálculo incluía um disco de freio ventilado, um cavalete de freio, pastilhas de freio, roda/pneu e uma entrada de ar simulando a condição aerodinâmica do veículo.

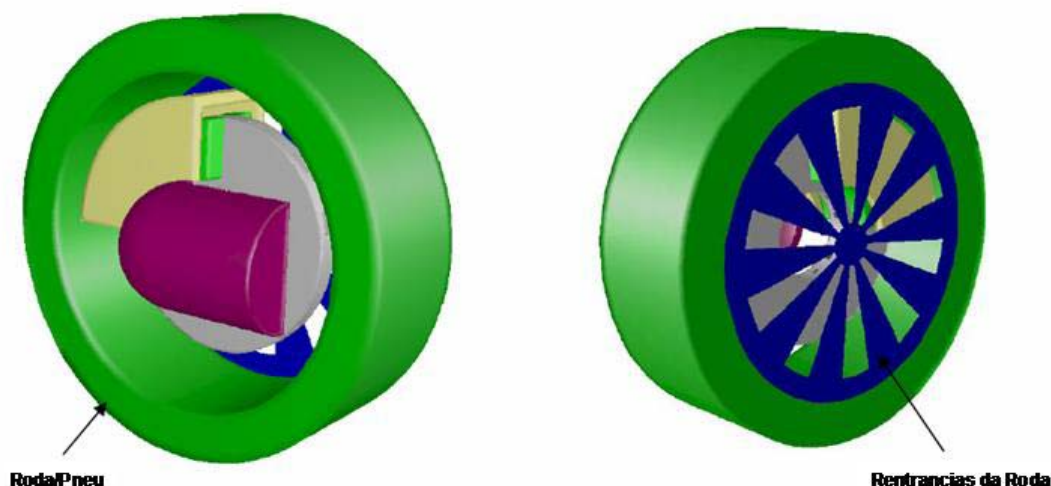


Figura 2.10 – Modelo simplificado para simulação computacional de um veículo de alta performance.

Fonte: “adaptado de” Skinner et al., 2005, p. 2

O duto de entrada de ar utilizado neste estudo teve como objetivo simular o escoamento de ar que é direcionado da região interna do veículo para a região externa pela própria aerodinâmica do veículo. Embora Skinner et al. (2005, p. 1) descreva em seu estudo que um sistema de resfriamento do disco de freio é necessário para veículos de alta performance, como por exemplo um veículo de fórmula 1, não é definido em seu estudo os parâmetros de modelamento para esta entrada de ar. Assim os resultados indicam temperaturas máximas próximas de 700 K, conforme mostrado na Figura 2.11, que estão ainda abaixo das temperaturas máximas definidas como aceitáveis mesmo para discos de freio em veículos de passeio conforme resolução ECE-R13 (2003), porém devido ao estudo não informar detalhadamente os parâmetros ou metodologia aplicada, a reprodução desta simulação é bastante comprometida.

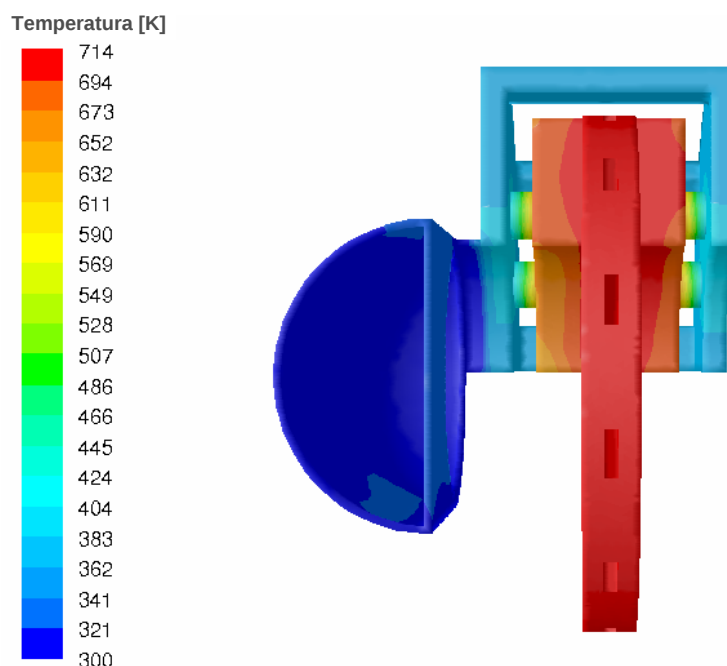
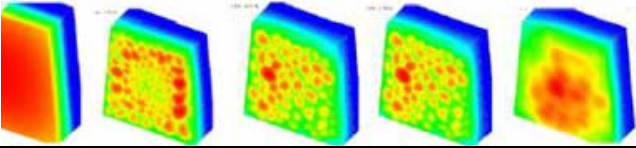


Figura 2.11 – Distribuição da temperatura após uma frenagem em um veículo de alta performance.

Fonte: “adaptado de” Skinner et al., 2005, p. 9

Conforme descrito por Qi e Day (2006), a área de contato real A_r entre a pastilha e o disco de freio durante uma frenagem é muito menor que a área de contato aparente A_a , isto devido às características do material e como este se comporta durante o aquecimento. Qi e Day (2006) indicam que a superfície de frenagem não é uniforme e as áreas de contato se alteram constantemente devido à expansão térmica não uniforme e ao desgaste. Através do método experimental conhecido como *design of experiment* (DoE) ou planejamento de experimentos, foi verificado que a quantidade de frenagens é o aspecto de maior influência relacionado as temperaturas na região de contato entre disco e pastilhas de freio. Esta influência se sobressai à outros fatores, como força de aplicação, velocidade de escorregamento entre as superfícies e composição do material de atrito. Utilizando como ferramenta de simulação, das pastilhas e discos de freio, o método de elementos finitos, Qi e Day (2006, p. 508-512) criaram em seu estudo cinco modelos com diferentes características. Utilizando a mesma área aparente A_a , foram alterados aspectos como o fluxo de calor e a área real de contato A_r , o que alterou também a relação entre área real e área aparente R . Estas características dos modelos são descritas na Tabela 2.4.

Tabela 2.4 – Condições definidas para os modelos de elementos finitos de pastilhas de freio.

					
$R = A_r / A_a$	1	0,554	0,536	0,487	0,386
$A_r [x10^{-4} m^2]$	7,685	4,257	4,116	3,74	2,967
Fluxo de calor $[W/m^2]$	101,496	183,219	189,523	208,556	262,892
Constantes	Coeficiente de atrito $\mu_{atrito} = 0,4$, velocidade de contato = 6,5 m/s, carregamento normal = 300 N, Coeficiente de transferência de calor por convecção $h_c = 10 W/m^2K$				

Fonte: “adaptado de” Qi e Day, 2006, p. 505

Os cinco modelos foram simulados nas mesmas condições consecutivas de frenagens e acelerações, os resultados obtidos conforme mostrado na Figura 2.12, demonstram que existe uma correlação entre a área da pastilha e a temperatura máxima T_{max} nas regiões de contato, embora a redução da área de contato tenha pouca influência sobre a temperatura média da pastilha T_{ave} .

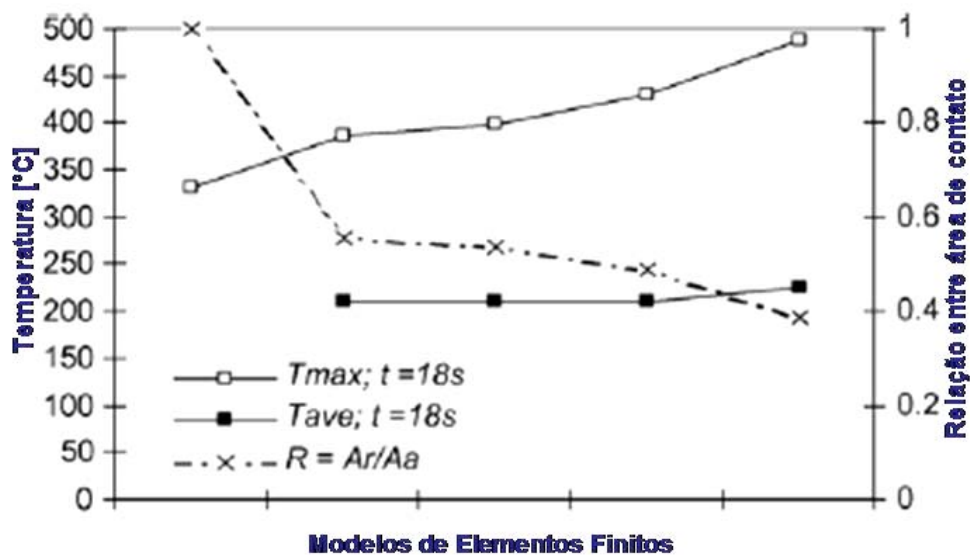


Figura 2.12 – A área de contato das pastilhas de freio em função da temperatura.

Fonte: “adaptado de” Qi e Day, 2006, p. 510

Breuer e Bill (2004, p. 34 e 157) e Limpert (1999, p. 54 - 57), complementam a esta informação, com a variação das áreas de contato entre disco e pastilhas de freio durante uma frenagem, devido principalmente ao deslocamento angular realizado pelo cavalete de freio e ao movimento das pastilhas de freio durante a frenagem. Embora sendo somente uma figura

esquemática, é possível visualizar a distribuição de pressão aplicada nas superfícies das pastilhas de freio que ficam em contato com o disco durante uma frenagem através do estudo de elementos finitos ilustrado na Figura 2.13. Esta não uniformidade nas áreas de contato ocorre também em veículo, fato este confirmado pelo desgaste mais acentuado das pastilhas de freio externas quando comparadas com as pastilhas de freio internas ao veículo.

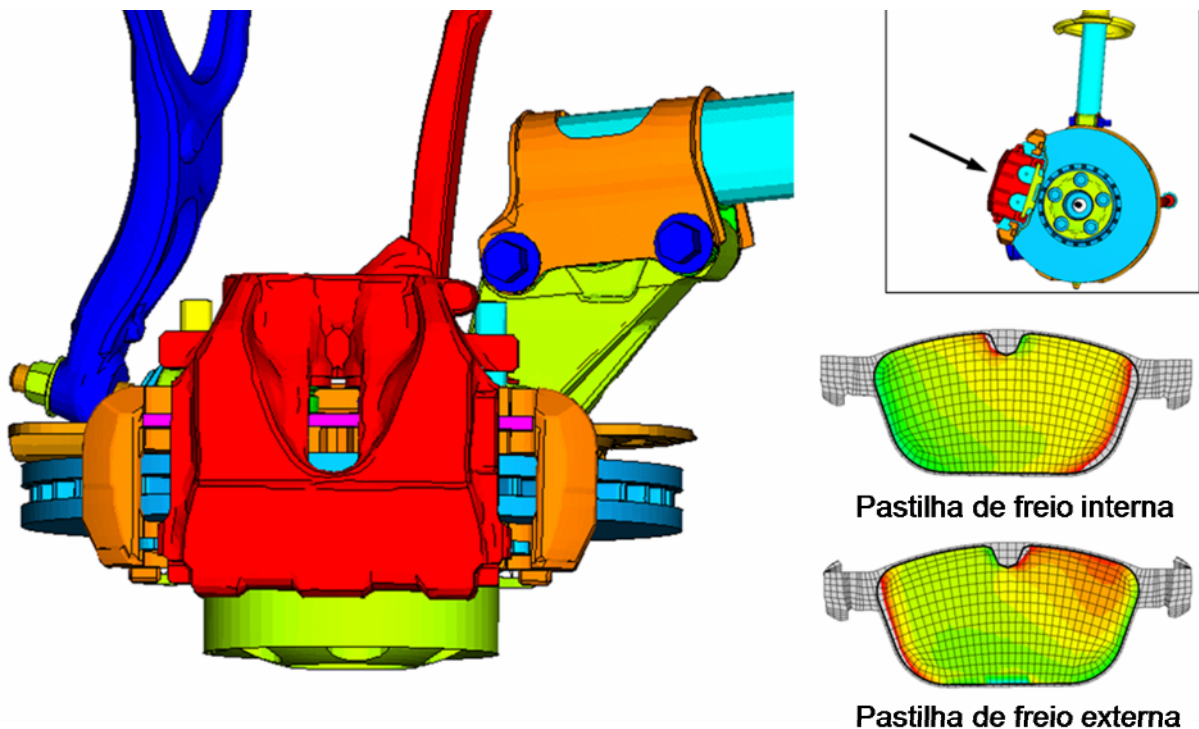


Figura 2.13 – Figura esquemática de modelamento em elementos finitos do comportamento do cavalete e pastilhas de freio durante uma frenagem.
Fonte: “adaptado de” Continental Automotive Systems, 2007

Com base nos estudos e simulações realizadas por Qi e Day (2006), Breuer e Bill (2004) e Continental Automotive Systems (2007), pode se concluir que ocorre uma redução nas áreas de contato das pastilhas de freio durante a frenagem, sendo esta redução mais acentuada na pastilha de freio interna ao veículo, onde as pressões de contato mais altas, destacadas em vermelho e laranja, ocupam uma menor área superficial. Esta redução pode ocasionar uma variação na geração de calor entre o lado interno e externo das pistas de frenagem do disco de freio.

3 MODELO NÚMERICO

Este capítulo apresenta informações sobre o modelo numérico empregado nas simulações, onde é definido o método empregado pelo código computacional utilizado para simular o efeito térmico do disco de freio em condições de frenagem consecutivas.

Primeiramente são apresentadas e discutidas na seção 3.1, as equações diferenciais de conservação da massa, quantidade de movimento e energia.

Em seguida, é discutido na seção 3.2 o modelo para o sistema de coordenadas não inercial, e como o programa de simulação utiliza este sistema de coordenadas para a resolução das equações diferenciais de conservação. Este modelo foi necessário devido à existência de regiões do domínio em movimento de rotação.

As equações de conservação com médias de Reynolds são discutidas na seção 3.3. O modelo de turbulência utilizado no presente trabalho, necessário para a caracterização do escoamento médio no domínio de cálculo é apresentado na seção 3.4. Na seção 3.5 é apresentado o modelo de radiação empregado no presente estudo. A definição e comparação entre os métodos de volumes finitos é discutida na seção 3.6. Os critérios de convergência para cada tipo de simulação e domínio são apresentados na seção 3.8. O esquema de discretização do presente trabalho é descrito na seção 3.7, enquanto na seção 3.9 são apresentadas as condições de contorno.

3.1 Equações diferenciais de conservação

As equações diferenciais de conservação que descrevem o escoamento com transferência de calor para o presente estudo são: equação de conservação da massa (3.1), equação de conservação da quantidade de movimento (3.2) e equação da energia (3.3). A dedução de cada uma destas equações diferenciais de conservação é apresentada em Versteeg e Malalasekera (2007) ou Maliska (1995).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j}) + S_s \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j}) + S_E \quad (3.3)$$

onde ρ é a densidade do fluido, t é o tempo, u_i é a componente velocidade, P é a pressão, μ é a viscosidade dinâmica do fluido, S_s é o termo fonte da equação da quantidade de movimento, c_p é o calor específico, T é a temperatura, λ é a condutividade térmica e S_E é o termo fonte da equação da energia.

A equação (3.2), conforme descrito por Maliska (1995, p. 10-20), está escrita de forma reduzida, sendo que representa três equações distintas, uma para cada componente da velocidade.

Os termos da equação (3.3), podem ser descritos da seguinte forma: o primeiro termo descreve as variações da temperatura em função do tempo, o segundo termo representa a convecção e o terceiro termo representa a difusão. A solução do sistema de equações diferenciais mostrado acima permite obter a distribuição no domínio de cálculo, em função do tempo, das variáveis u , v , w , T e P .

3.2 Sistema de coordenadas não inercial

O levantamento dos coeficientes de transferência de calor por convecção foi realizado através de simulações do escoamento de ar nas proximidades do disco de freio. Estas simulações em regime permanente utilizavam velocidades distintas de tal forma a obter um h_c em função da velocidade média do veículo $v_{\text{veículo}}$. Dada à natureza da geometria estudada foi conveniente a divisão do fluido em dois domínios distintos, sendo um estacionário e outro rotativo.

Como os domínios rotativos são referenciais não inerciais, mesmo em casos onde a velocidade angular do domínio é constante, se faz necessária a inclusão de termos adicionais na equação de quantidade de movimento.

A dedução descrita por White (2002) para um referencial não inercial é mais abrangente do que as necessidades do presente trabalho, entretanto é esclarecida a origem de dois termos fonte que são adicionados às equações da quantidade de movimento. A equação

(3.4) mostra estes dois termos sendo o primeiro termo proveniente da aceleração de Coriolis, e o segundo termo proveniente da aceleração centrípeta. Na forma apresentada na equação (3.4), estes termos representam forças fictícias.

$$S_s = -2\rho\boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{u} - \rho\boldsymbol{\Omega} \times (\boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{r}) \quad (3.4)$$

onde o $\boldsymbol{\Omega}$ é a velocidade angular do domínio, o $\mathbf{u}$ é a velocidade do fluido em relação ao referencial não inercial e o $\mathbf{r}$ é o vetor entre a origem do referencial não inercial e o centro do volume de controle.

O programa de cálculo resolve as equações de conservação, adicionando os dois termos da equação (3.4) ao termo fonte da equação de conservação da quantidade de movimento (3.2), apenas para o domínio rotativo.

3.3 Equações de conservação com médias de Reynolds

A região estudada, pertencente a um veículo em movimento, apresenta um regime de escoamento turbulento na maior parte do tempo, particularmente nas condições de operação consideradas. Para os problemas mais comuns em engenharia, é possível obter resultados satisfatórios tendo conhecimento dos valores médios de pressão, temperatura e velocidades. Desta forma pode-se desconsiderar a natureza caótica destas variáveis, ou flutuações, no escoamento turbulento.

Todas as medições realizadas em um escoamento em regime turbulento apresentam variações nos resultados devido à natureza do escoamento. Uma prática comum é a utilização de equações de conservação com média de Reynolds. A Figura 3.1 mostra um caso típico de medição de velocidade em regime de escoamento turbulento.

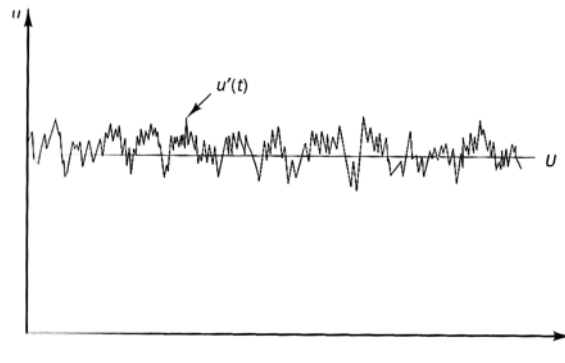


Figura 3.1 – Velocidade medida em um ponto do escoamento em regime turbulento.

Fonte: Versteeg e Malalasekera, 2007, p. 41

No gráfico da Figura 3.1, $u'(t)$ representa a flutuação do componente velocidade em relação a velocidade média do fluido U .

A velocidade do fluido em função do tempo é caracterizada por uma média de velocidade constante no tempo somada a uma flutuação que varia em função do tempo, conforme descrito na equação (3.5). Esta característica é comum para todas as demais grandezas, como pressão e temperatura.

$$u(t) = U + u'(t) \quad (3.5)$$

onde $u(t)$ é a velocidade instantânea medida em uma determinada posição do fluido medida e em um certo instante e posição e U é a velocidade média do fluido nesta mesma posição.

A equação de conservação com médias de Reynolds conhecida como “Reynolds Averaged Navier-Stokes” (RANS), é obtida a partir da equação de conservação da quantidade de movimento (3.2), através da substituição da velocidade dada pela equação (3.5) em todas as componentes de velocidade e pressão. Como resultado é obtida a equação diferencial (3.6), bastante similar a equação de conservação da quantidade de movimento (3.2), porém as velocidades representadas na equação (3.6) são as velocidades médias do escoamento turbulento.

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho \overline{u_j' u_i'}) + S_s \quad (3.6)$$

onde $\overline{u_j' u_i'}$ é a média do produto das flutuações de velocidade do fluido.

O quinto termo da equação (3.6) é conhecido como tensores turbulentos ou tensores de Reynolds e representa tensões adicionais devidas ao escoamento turbulento. A prática mais comum para a determinação dos valores dos tensores turbulentos é a aproximação através da utilização de um modelo de turbulência. Normalmente este modelo utiliza o conceito de viscosidade turbulenta.

3.4 Modelo de turbulência

O escoamento no presente trabalho foi somente simulado para obtenção dos coeficientes de transferência de calor por convecção. Sendo assim, as informações relacionadas ao modelo de turbulência não serão discutidas em detalhes.

O programa de simulação empregado no presente estudo permite o emprego de vários modelos de turbulência diferentes, porém a documentação recomenda utilizar o modelo de turbulência “*Shear Stress Transport*” (SST). Este modelo engloba os modelos $k-\varepsilon$ e $k-\omega$, que se baseiam em determinar a viscosidade turbulenta a partir de parâmetros do escoamento turbulento, como a energia cinética da turbulência, dissipação da energia cinética da turbulência e frequência dos vórtices. O modelo SST seleciona, de forma automática, as regiões do domínio onde será utilizado o modelo $k-\varepsilon$ ou o modelo $k-\omega$, dependendo da distância até a parede mais próxima.

O objetivo da utilização do modelo de turbulência empregado é a determinação da viscosidade turbulenta, que é utilizada nas equações de quantidade de movimento e energia.

O termo que representa os tensores turbulentos apresentado na equação (3.6), pode ser aproximado através de simplificações por expressões conhecidas como modelos de turbulência. A equação (3.7), conhecida como hipótese de Boussinesq, expressa matematicamente os termos turbulentos através de gradientes de velocidade, conceito este utilizado na maioria dos modelos.

$$\overline{\rho u_j' u_i'} = \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} + \left[\mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (3.7)$$

onde k é a energia cinética da turbulência aplicada ao fluido, μ_t é a viscosidade turbulenta e δ_i é o delta de Kroenecker.

Através da substituição dos termos da equação (3.7) na equação (3.6) e considerando uma viscosidade efetiva mostrada através da equação (3.8), obtém-se a equação (3.9), que é a equação utilizada pelo programa de cálculo no presente estudo para descrever a conservação da quantidade de movimento.

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (3.8)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (3.9)$$

onde μ_{eff} é a viscosidade efetiva.

A viscosidade turbulenta é determinada a partir de variáveis que descrevem a intensidade da turbulência, como por exemplo: energia cinética da turbulência k , dissipação da energia cinética turbulenta ε e a frequência da turbulência ω . A determinação dessas variáveis depende da solução de novas equações diferenciais de conservação. Uma descrição detalhada desse modelo, e as equações diferenciais podem ser encontradas na literatura, como em Versteeg e Malalasekera (2007).

3.5 Modelo de radiação

O modelo de radiação empregado no presente estudo é o “Discrete Transfer Model”, ou modelo de transferência discreto. A única fonte de informação encontrada sobre o modelo está no manual do programa de simulação (ANSYS CFX-Solver. Modeling Guide, 2006, p. 295).

De acordo com as informações disponíveis, o modelo é adequado para meios não participantes, ou seja, apenas para transferência de calor entre superfícies. Sempre que o meio não emita, absorva ou espalhe em um domínio, a opção do modo de transferência de calor de superfície para superfície deve ser selecionada. Esta opção reduz o tempo de simulação computacional sem alterações nos resultados. Para cada uma das superfícies que delimitam o domínio de cálculo, deve-se fornecer a temperatura e também a emissividade espectral média.

O valor da emissividade ε_r utilizada para as superfícies do disco foi de 0,55 conforme recomendado em Limpert (1999, p. 144).

3.6 Método dos volumes finitos

Dentre os métodos tradicionais para a solução numérica de equações diferenciais com derivadas parciais como o método de Diferenças Finitas (MDF) e o método de Elementos Finitos (MEF), o método que se destaca mais em pacotes comerciais é o de Volumes Finitos (MVF), o qual também é utilizado no presente estudo através do programa de simulação computacional. Tanto o MDF quanto o MEF não trabalham com volumes de controle e sim com pontos da malha, não sendo assim conservativos em nível discreto. Já o MVF utiliza balanços de conservação da propriedade para cada volume elementar para obter a correspondente equação aproximada.

O objetivo desses métodos é a resolução de modelos matemáticos através de uma solução numérica. Conforme descrito por Darwish, Saad e Hamdan (2008, p. 157), através da discretização, as equações diferenciais parciais que representam os princípios de conservação são transformadas em um sistema de equações algébricas, que podem ser resolvidas através do uso do computador.

Maliska (1995 p. 4-6) também esclarece que a grande penetração industrial do MVF se dá em função de sua robustez devido às características conservativas. Este método satisfaz os princípios de conservação em nível discreto em escoamentos de fluídos, dados pelas equações conservativas definidas na seção 3.1 do presente trabalho, o que possibilita a obtenção de uma solução da equação diferencial através do método numérico. Enquanto a equação diferencial é a representação da propriedade em nível de ponto, as equações aproximadas representam a conservação em nível de volumes finitos. Esta condição impossibilita o aparecimento ou o desaparecimento de quantidades, como massa, quantidade de movimento e energia, dentro do domínio de cálculo. Porém pode existir o aparecimento ou o desaparecimento das propriedades de origem numérica dentro do domínio, caso a conservação das propriedades seja satisfeita apenas via condições de contorno, fato este que altera o perfil da solução na região.

Outro fator que confere uma maior utilização do método MVF comercialmente é que, enquanto a solução nos outros métodos somente é possível através de uma malha refinada, o

MVF define que os balanços de conservação devem ser satisfeitos em nível de volumes elementares, desconsiderando o tamanho da malha. Deste modo todos os princípios de conservação podem ser conferidos em malhas bastante grosseiras, o que representa o manuseio de poucos resultados e confere execuções mais rápidas no computador. Contudo como o método resolve as equações por aproximação, é necessária uma adequação no tamanho da malha, já que o aumento do número de volumes da malha confere à solução numérica uma maior precisão, embora aumente também o consumo de recursos computacionais.

O código computacional utilizado no presente estudo é o CFX versão 11 da Ansys (Ansys CFX-Solver. Introduction, 2006), o qual também utiliza o método de Volumes Finitos.

O programa para simulação computacional utilizado se divide basicamente em cinco módulos para resolução de problemas simples: CAD 3D simplificado (*Design Modeler*), gerador de malhas (*CFX-Mesh*), pré-processador (*CFX-Pre*), módulo de resolução (*CFX-Solver*) e pós-processador (*CFX-Post*).

O primeiro módulo de CAD 3D simplificado, que pode ser utilizado ou não, possibilita a elaboração de geometrias, onde também é possível realizar divisões de superfícies no modelo de forma a auxiliar a análise dos resultados finais. O gerador de malhas realiza a separação do modelo em regiões específicas com o objetivo de um estudo mais detalhado de cada região, este módulo também é utilizado para determinar a geometria e geração da malha. O terceiro módulo, pré-processador, utiliza a malha gerada e define condições de contorno a cada uma das superfícies. O módulo de resolução executa e obtém os resultados da simulação através do arquivo gerado no pré-processador. Através do pós-processador é possível visualizar os resultados e gerar imagens 3D do modelo.

Darwish, Saad e Hamdan (2008, p. 159) também descrevem, através de uma propriedade genérica ϕ , a equação diferencial parcial genérica (3.10) que governa o fenômeno físico. A equação mostrada é uma derivação da equação de conservação de energia (3.3).

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u\phi) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma \frac{\partial}{\partial x_j}\phi\right) + S_\phi \quad (3.10)$$

onde ρ é a densidade do fluido, t é o tempo, u é a componente velocidade, Γ é o coeficiente de difusão, S_ϕ é o termo fonte e ϕ é uma propriedade genérica desconhecida para a qual a solução é requerida.

Os termos da equação (3.10), denominada de equação de transporte para a propriedade ϕ , podem ser descritos da seguinte forma: o primeiro termo descreve o termo transiente, o segundo termo representa a convecção e comumente chamado também de termo advectivo, o terceiro termo representa a difusão e o quarto termo representa o termo fonte.

3.7 Esquema de discretização

Discretizando a equação (3.10) em um volume de controle obtém-se a equação algébrica (3.11).

$$a_i \phi_i + \sum_{n \in V_{iz}(i)} a_i^n \phi_j = b_i \quad (3.11)$$

onde os coeficientes a_i dependem de esquemas específicos utilizados no processo de discretização.

Conforme descrito por Maliska (1995, p. 20, 75), a difusão representada pelo terceiro termo da equação (3.10), não apresenta problemas de instabilidade para o modelo numérico, diferentemente do termo advectivo, representado pelo segundo termo da equação de transporte para a propriedade ϕ (3.10).

O balanço advectivo é numericamente o termo mais delicado para o modelo numérico, devido a sua não linearidade. Este termo é obtido através da utilização de esquemas de aproximação da propriedade genérica ϕ nas faces do volume de controle.

Entre os esquemas mais utilizados, conforme Versteeg e Malalasekera (2007, p. 145-178) e Maliska (1995, p. 76-102), se destacam os seguintes: esquema de Diferenças Centrais (*central differencing scheme*), esquema Upwind (*upwind differencing scheme*), esquema híbrido (*hybrid differencing scheme*), esquema exponencial (*power-law scheme*), esquema WUDS (*weighted upstream differencing scheme*), esquemas de segunda ordem (QUICK - *Quadratic upwind differencing scheme*), esquemas de terceira ordem (TVD- *TVD schemes*),

entre outras. O processo de discretização é descrito com maiores detalhes em Versteeg e Malalasekera (2007) ou Maliska (1995).

Versteeg e Malalasekera (2007, p. 156) comentam sobre o esquema de segunda ordem indicando que embora o esquema UPWIND seja relativamente estável e obedeça aos requisitos de transportabilidade, por ser de primeira ordem, é propenso ao aparecimento de erros numéricos de difusão. Estes erros podem ser reduzidos com o emprego de discretização em ordens maiores. Discretizações em segunda ordem envolvem um maior número de pontos vizinhos e reduzem a quantidade de erros devido a se basearem em um campo maior do modelo.

O manual do programa de simulação Ansys (Ansys CFX-Solver. Modeling Guide, 2006, p. 125–126) recomenda a utilização do esquema de discretização de alta resolução (*High-resolution scheme*) para a maior parte dos modelos. Trata-se de um esquema de segunda ordem na maior parte do domínio, mas que se torna de primeira ordem em regiões de descontinuidades. Para a simulação em regime transiente, este esquema se baseia em equações inversas de segunda ordem de Euler.

3.8 Critério de convergência

O programa de cálculo utilizado no presente estudo se baseia em métodos iterativos para a resolução dos sistemas lineares. O resíduo, conforme descrito na equação (3.12), é calculado como a diferença de valores entre o lado direito e esquerdo de cada equação que segue a equação algébrica (3.11), e determina o número de iterações que o programa de cálculo deve realizar até que os parâmetros determinados na simulação sejam atendidos. Quando o valor do resíduo calculado se encontra abaixo de um valor de referência especificado, a resolução do sistema linear é considerada completa, o que indica que o resultado convergiu.

$$r_i = a_i \phi_i + \sum_{n=Viz(i)} a_i^n \phi_j - b_i \quad (3.12)$$

onde r_i é o resíduo da equação em um volume de controle.

O valor do resíduo durante o cálculo indica o quanto a solução do sistema está longe de convergir e informa se a precisão dos valores é aceitável.

A Tabela 3.1 indica os critérios de convergência utilizados para cada tipo de simulação. Maiores detalhes de cada tipo de simulação são apresentados na seção 4.2.

Tabela 3.1 – Critérios de convergência utilizados nas simulações.

Tipo de simulação	Tipo de Regime	Número max. de iterações	Número max. De iterações por passo de tempo	Resíduo
Levantamento dos coeficientes de convecção	permanente	800	-	$\text{RMS} < 10^{-4}$
Levantamento dos coeficientes de radiação				$\text{RMS} < 10^{-6}$
Simulação transiente do disco de freio	transiente	-	10	$\text{RMS} < 10^{-4}$

Fonte: Autor

onde o RMS do Resíduo é o valor da raiz quadrada da somatória dos termos de resíduo elevados ao quadrado conforme descrito na equação (3.13).

$$\text{Res}_{\text{total}} = \sqrt{r_1^2 + r_2^2 + \dots + r_n^2} \quad (3.13)$$

sendo que $\text{Res}_{\text{total}}$ é resíduo total calculado pelo programa de cálculo e $r_i \dots r_n$ é o resíduo de cada equação.

3.9 Condições de contorno

Conforme descrito em detalhe no capítulo 4, a simulação de validação compreende uma simulação térmica de duas frenagens consecutivas, de um total de quinze frenagens que ocorrem entre os instantes de tempo de 34,8 s e 90,3 s. Os dados relativos às condições contorno aplicadas ao ensaio em veículo e reproduzidas através da simulação computacional, constam na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Condições de contorno da simulação.

m_V [kg]	v_0 [km/h]	v_f [km/h]	ffd [%]	f_E [%]	f_l [%]	A_{pista} [m ²]	R_{dyn} [m]	θ [°C]	T_{amb} [°C]	P_{atm} [atm]
1785	120	60	67	85	ext. = 115 int. = 85	$3,51 \cdot 10^{-2}$	0,304	51	23	1

Fonte: Autor

onde ffd é o fator de participação do freio dianteiro na força total de frenagem do veículo, f_E é o fator de energia total de frenagem que é absorvido pelo disco de freio, f_l é o fator que determina a quantidade de energia que é absorvida por cada pista do disco de freio devido a variação da área de contato entre disco e pastilha durante a frenagem em função da rotação do cavalete e pastilhas de freio, A_{pista} é a área da pista de frenagem do disco de freio em apenas uma face, sendo que as duas face de contato das pastilhas são simétricas, R_{dyn} é o raio dinâmico do pneu utilizado, θ é a temperatura inicial do disco de freio antes da primeira frenagem, T_{amb} é a temperatura ambiente e P_{atm} é a pressão atmosférica no local.

O fator f_l se altera entre as pistas de frenagem externa e interna, devido principalmente ao comportamento e alteração das áreas de contato durante a frenagem. Os valores especificados na Tabela 3.2 para o fator f_l são determinados de modo experimental e definidos de forma a serem utilizados para cada pista de frenagem através da equação (3.15) que será posteriormente definida. Através da média aritmética do fator f_l para as pistas de frenagem externa e interna, se obtém a participação de cada uma das pistas na dissipação da energia. Este valor aproximado é de quarenta e dois e meio por cento e cinquenta e sete e meio por cento para as pistas de frenagem interna e externa respectivamente.

Os dados relativos às propriedades dos componentes empregados na simulação e que também representam os materiais utilizados no ensaio experimental, constam na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Propriedades dos componentes empregados na simulação.

Componente	Densidade [kg/m ³]	Calor específico [J/kg.k]	Condutividade térmica [W/m.K]	μ [kg/m.s]	ϵ_r
Disco de freio (classe 150)	7250	419	58	-	0,55
Ar	1,185	$1,0 \cdot 10^3$	$2,61 \cdot 10^{-2}$	$1,8 \cdot 10^{-5}$	

Fonte: Autor “adaptado de” Bosch, 2000, p. 187; Limpert, 1999, p. 123 e 144; Ansys, 2006 e DIN EN 1561, 1997

onde μ é a viscosidade dinâmica do fluido e ϵ_r é a emissividade do disco de freio. As propriedades do ar são originadas do banco de dados do programa de simulação.

O material do disco de freio empregado no ensaio é um ferro fundido cinzento com alto teor de lamelas de grafite, e se diferencia dos materiais dos disco de freio citados na seção 2.1, Tabela 2.1, devido a inclusão de ligas de outros materiais com objetivo de melhorar a condutividade térmica e resistência mecânica.

A aquisição de dados em simulação referente à temperatura é pontual e localizada no meio da pista de frenagem, valores e parâmetros estes obtidos através dos ensaios em veículo.

A característica geométrica preponderante para o disco de freio estudado é a fixação das duas pistas de frenagem ao cubo do disco através da pista de frenagem interna. As demais características do disco de freio estão descritas no Apêndice I.

O modelo numérico é composto de um disco de freio, duas pastilhas, uma roda e uma chapa de cobertura interna ao disco, representando o comportamento de um sistema de freio em veículo composto pelos componentes citados e por um cavalete de freio tipo flutuante. A região estudada é restrita pelo contorno interno da roda, chapa de cobertura, disco de freio na região do cubo de roda e fixação das pistas de frenagem e entradas e saídas de ar. O modelo possui três regiões abertas para captação e saída de ar conforme mostrada na Figura 3.2. Todas superfícies de contorno do modelo, no início da simulação, possuem uma temperatura fixa correspondente à temperatura ambiente T_{amb} .

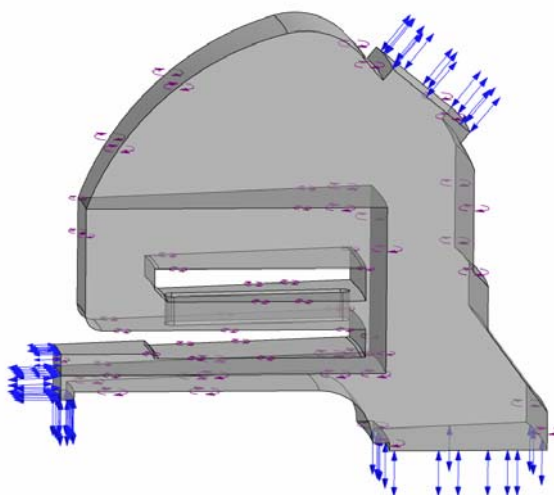


Figura 3.2 – Regiões abertas para entrada e saída de ar no domínio do ar periférico ao disco de freio

Fonte: Autor

Com a necessidade de otimizar os recursos computacionais, o modelo numérico foi simplificado em 1/36, esta simplificação se tornou possível devido à simetria existente neste modelo de disco de freio, composto por trinta e seis aletas radiais. A região estudada corresponde a um ângulo de 10° e compreende uma aleta posicionada ao centro e demais superfícies contínuas pertencentes ao disco conforme mostrado na Figura 3.3.

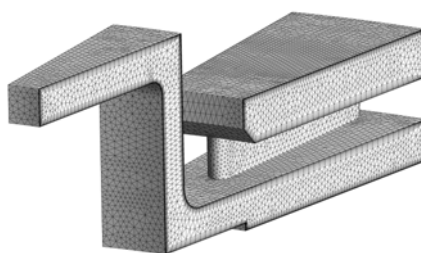


Figura 3.3 – Modelo numérico do disco de freio simplificado em 1/36
Fonte: Autor

Os demais componentes também necessitaram de simplificação de forma a se adequarem ao modelo do disco. As regiões suprimidas pela simplificação do modelo foram consideradas como periodicidade do disco de freio, onde a transferência de calor é calcula através do método de fluxo conservativo.

Também devido à otimização de recursos computacionais foram realizadas simulações em regime permanente e transiente. Maiores detalhes são discutidos na seção 4.2.

O domínio da simulação em regime permanente compreende dez regiões onde são necessárias condições de contorno. Outras dez regiões são interfaces entre domínios. O domínio é composto pela região da roda, do ar nas proximidades da roda e do disco com velocidade angular constante, enquanto as regiões abertas para captação e saída de ar e a chapa de cobertura permanecem estáticas durante a simulação. Através de valores distintos de temperatura e velocidade dos discos de freio foi possível obter os coeficientes de transferência de calor por radiação e convecção respectivamente. Os dados obtidos foram convertidos em equações descritas no capítulo 4.

De forma semelhante, o domínio da simulação em regime transiente compreende treze regiões onde são necessárias condições de contorno. Outras duas regiões são interfaces entre domínios. O domínio é composto apenas pelo material sólido do disco de freio. A aquisição de dados para análise é realizada a cada dez resultados obtidos por cálculo.

A energia dissipada em um disco através do contato entre as pastilhas e as superfície de frenagem corresponde a energia necessária para desacelerar o veículo e suas partes móveis em somente uma roda na região frontal do veículo multiplicada pela porcentagem da energia que é absorvida pelo disco de freio, neste caso obtida experimentalmente e com valor aproximado de oitenta e cinco por cento. A equação (3.15) obtida através da equação (2.2), descreve a variação da energia entre dois instantes de tempo t_0 e t_1 definido pela equação (3.14). A equação é dividida por quatro que é o número de pastilhas existentes na parte frontal do veículo, assim é possível obter a quantidade de energia que será dissipada em apenas uma roda e um lado do disco de freio. A equação (3.16) mostra que a derivada da energia de frenagem em função do tempo é aproximada como a variação da energia de frenagem em um passo de tempo.

$$t_1 = t_0 + \Delta t_s \quad (3.14)$$

$$\Delta E = \frac{1}{4} fl \cdot ffd \cdot f_E \cdot \frac{dE_b}{dt} \quad (3.15)$$

$$\text{onde } \frac{dE_b}{dt} = \frac{E_{b1} - E_{b0}}{t_1 - t_0} \quad (3.16)$$

onde t_0 é o tempo no início do passo de tempo, t_1 é o tempo no final do passo de tempo, Δt_s é a variação entre os instantes de tempo t_0 e t_1 , para uma frequência de 40 Hz, $t_1 = t_0 + 0,025$, ΔE é a potência de frenagem entre os instantes de tempo t_0 e t_1 , t é o tempo, E_{b0} é a energia de frenagem no início do passo de tempo t_0 e E_{b1} é a energia de frenagem no final do passo de tempo t_1 .

A equação (3.17), obtida com base na equação (3.15), descreve o fluxo de calor gerado através do atrito e distribui esta energia por toda a superfície de frenagem de um dos lado do disco de freio.

$$E_{\text{disco}} = \frac{\Delta E}{A_{\text{pista}}} \quad (3.17)$$

onde E_{disco} é o fluxo de calor dissipado em apenas uma pista de frenagem entre os instantes de tempo t_0 e t_1 .

Através da equação (3.17) se tornou possível modelar geometricamente as pastilhas de freio de forma a se adequarem ao modelo numérico simplificado do disco.

Para o cálculo da velocidade angular do disco de freio e obtenção dos fatores de transferência de calor por convecção foi utilizada a equação (3.18), onde o raio dinâmico do pneu R_{dyn} corresponde a 0,304 m, conforme medida de pneus utilizados no ensaio em veículo.

$$\omega_{\text{disco}} = v_{\text{veículo}} / R_{\text{dyn}} \quad (3.18)$$

onde ω_{disco} é a velocidade angular média do disco de freio e $v_{\text{veículo}}$ é a velocidade tangencial média do veículo.

Uma característica que simplificou o uso do domínio rotativo foi o fato do programa de simulação utilizado permitir a não coincidência entre as malhas dos domínios rotativo e estacionário na interface entre estes domínios. Desta forma, as variáveis são interpoladas na interface e se torna possível um maior refinamento da malha em somente um dos domínios, sem a necessidade que os demais domínios sigam o mesmo refinamento. O programa de simulação denomina este tipo de interface em seu manual (Ansys CFX-Solver. Introduction, p. 16) como *General Grid Interface* (GGI).

4 RESULTADOS

Este capítulo apresenta e correlaciona os resultados obtidos através dos ensaios experimentais com os resultados obtidos por meio das simulações computacionais. Inicialmente, são descritas na seção 4.1 as informações relacionadas ao ensaio experimental. Estas informações além de serem utilizadas como dados de entrada para a simulação computacional, também foram utilizadas para validação do modelo numérico. Posteriormente, são discutidas na seção 4.2 as estratégias de simulação consideradas no presente trabalho, bem como apresentadas e justificadas nas seções 4.3, 4.4 e 4.5, algumas das hipóteses simplificadoras adotadas e a metodologia utilizada para obtenção dos coeficientes de transferência de calor. Por fim, nas seções 4.6 e 4.7, os resultados da análise transiente do comportamento térmico de um disco de freio ventilado são apresentados e comparados aos resultados experimentais como forma de validar a metodologia de cálculo proposta.

4.1 Resultados experimentais para validação

A validação do modelo numérico utiliza os resultados térmicos obtidos através de um ensaio de *fade* de acordo com teste tipo I da resolução ECE-R13 (2003). Este ensaio define para veículos de categoria M1 (R.E.3, anexo 7, 1999), a realização de quinze frenagens consecutivas com velocidades iniciais v_0 iguais a 80% da velocidade máxima $v_{\max}$ do veículo, limitando a velocidade inicial a um valor máximo de 120 km/h. As velocidades finais v_f devem ser iguais à metade da velocidade inicial utilizada pelo veículo e as desacelerações devem ser constantes e iguais a 3 m/s^2 . Maiores detalhes sobre os ensaios são fornecidos na Tabela 2.2, seção 2.2.

Para o presente estudo, as superfícies do disco de freio apresentaram diferentes características térmicas entre si. Com o objetivo de facilitar o entendimento, cada uma das superfícies do disco de freio foi denominada através da sua posição em relação ao veículo. O disco de freio estudado possui como característica básica, a fixação da pista de frenagem externa na pista de frenagem interna, sendo que é através da pista de frenagem interna que ambas superfícies de frenagem são fixadas ao cubo do disco, esta característica geométrica determina que a captação de ar ocorra através da região externa ao veículo, denominando

assim discos com esta característica geométrica de discos de captação externa. A Figura 4.1 nomeia as principais superfícies do disco de freio utilizado no presente estudo.

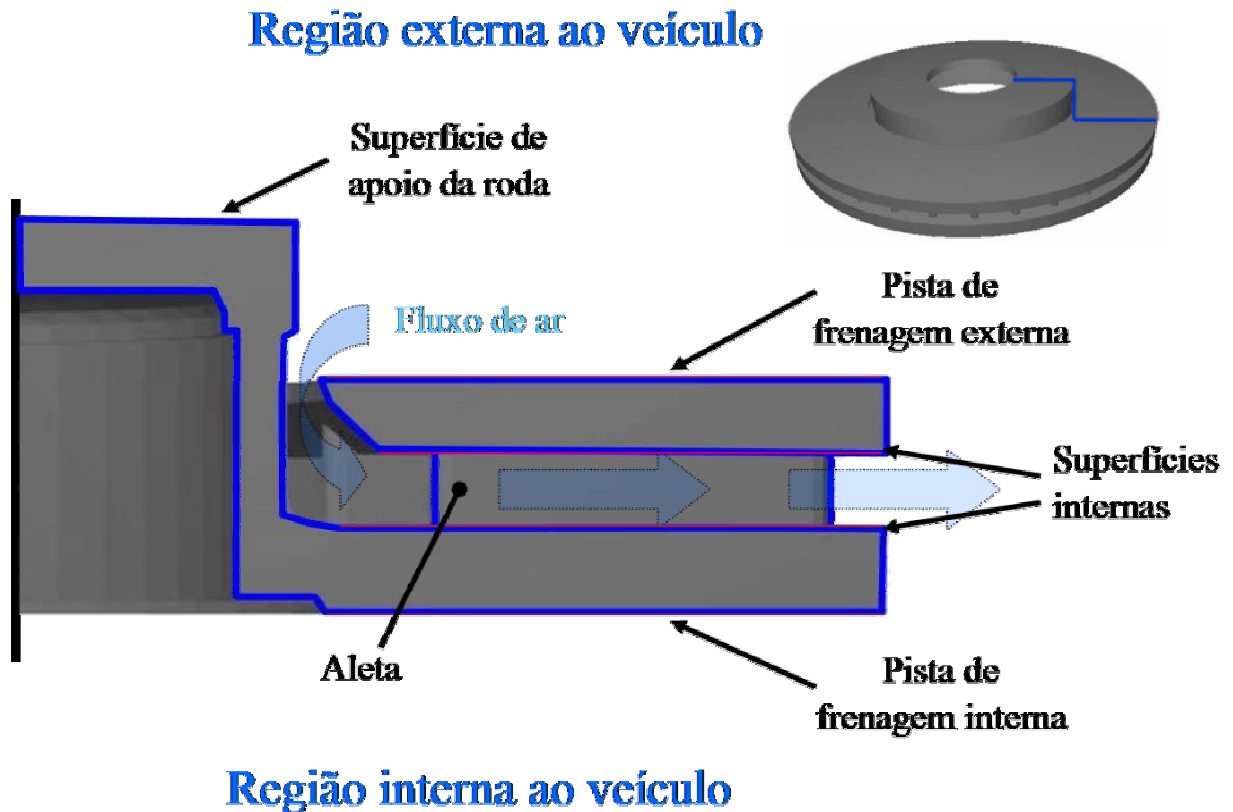


Figura 4.1 – Denominação das superfícies do disco de freio estudado.

Fonte: Autor

A evolução temporal de três das grandezas medidas no ensaio de frenagens consecutivas é apresentada no gráfico mostrado na Figura 4.2: a velocidade do veículo e as temperaturas locais nas pistas de frenagem interna e externa de um dos discos de freio dianteiros. Observa-se que tais dados, obtidos a partir de medições de campo, não são apropriados como condição de contorno para a simulação de validação na forma em que se apresentam. Os dados experimentais devem ser adequados através de um filtro de forma a retirar pequenos ruídos típicos de medições experimentais.

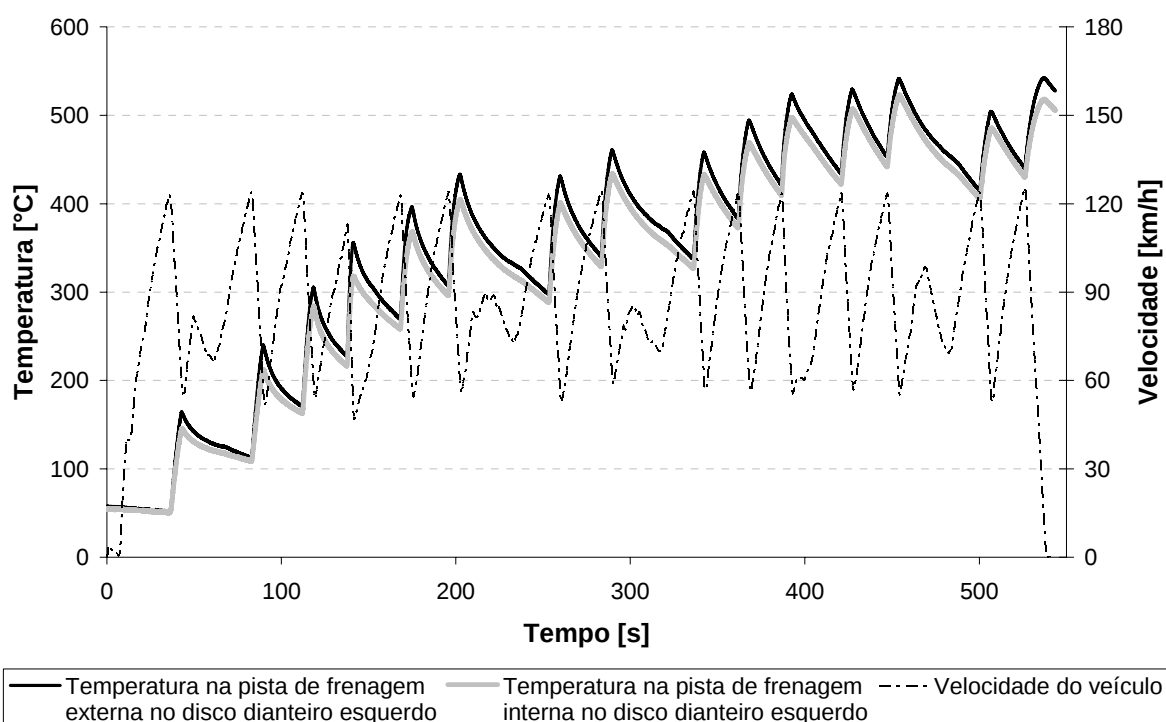


Figura 4.2 – Ensaio de *fade* em disco de freio dianteiro durante quinze frenagens. Dados obtidos experimentalmente em veículo.

Fonte: Autor

Os dados do ensaio de *fade* mostrado na Figura 4.2 foram obtidos utilizando um veículo de classe M1 (R.E.3, anexo 7, 1999). O veículo se apresentava em condição de carga máxima com 1785 kg e distribuição de força de frenagem de aproximadamente 67% no eixo dianteiro. As características geométricas do disco de freio utilizado nos testes são mostradas no Apêndice I.

Durante o ensaio de *fade*, foram medidos parâmetros de posicionamento do veículo em função do tempo, temperaturas das pistas de frenagem internas e externas dos discos e temperaturas das pistas dos tambores de freio, desaceleração do veículo, pressões em cada um dos freios de roda, curso e força aplicada ao pedal de freio.

Os dispositivos para aquisição de dados utilizados são relativamente similares, obtendo dados com frequências de aproximadamente 50 Hz. O foco principal para uma satisfatória aquisição de dados está na característica do termopar e metodologia empregada.

Para o ensaio realizado em veículo foram empregados termopares do tipo K com diâmetro de bitola de 0,81 mm, sendo que o menor diâmetro favorece a precisão da medição. Conforme descrito em Pirométrica (2010), este tipo de termopar é o mais utilizado na indústria em geral, com boa aplicabilidade também em medições térmicas em sistemas de

freio, sendo utilizado também por McPhee (2008 p. 461) em seu estudo. O termopar tipo K possui uma considerável resistência à oxidação até o limite de temperatura de 980 °C e sua faixa de erro é da ordem $\pm 2,2$ °C para temperaturas abaixo de 294 °C e $\pm 0,75\%$ para temperaturas ≥ 294 °C. Composto por dois fios, o primeiro formado por liga de níquel – cromo (+) e o segundo formado por liga de níquel – alumínio (-). Através da diferença de potencial medida entre terminais do termopar pode-se determinar a temperatura da junção (ponto de medição). Para evitar que os dois fios se soltem e a medição registre um valor de temperatura incorreta, foi utilizado para o ensaio, um revestimento através de um cilindro de cobre. Após a introdução dos fios no cilindro, o cobre é prensado e então o termopar é introduzido nas furações da pista de frenagem do disco de freio. O termopar, o cilindro de cobre e o resultado após prensagem são mostrados na Figura 4.3-A, Figura 4.3-B e Figura 4.3-C respectivamente.

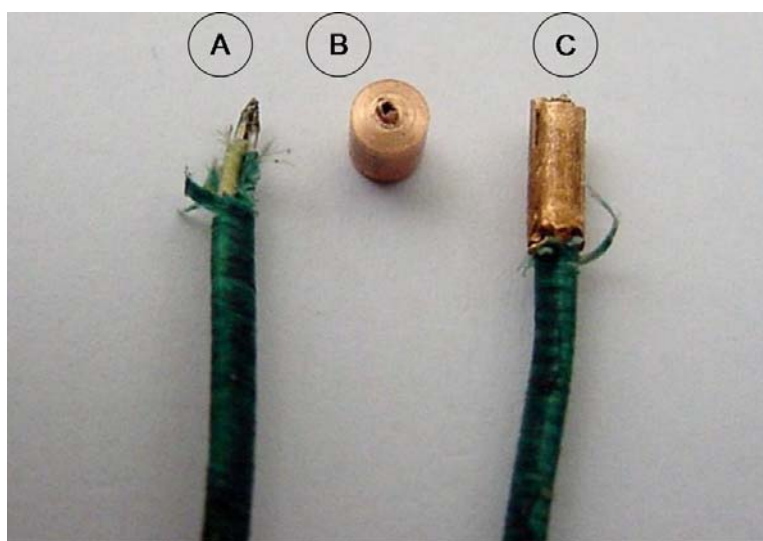


Figura 4.3 –Termopar tipo K (A), cilindro de cobre para revestimento (B) e termopar já com o revestimento prensado (C).

Fonte: Autor

Esta metodologia indica que a aquisição de dados relacionados à temperatura pode não ser exatamente pontualmente. Nesse caso os dados obtidos podem ter influência da área superficial dos fios que permanece em contato com a superfície interna do cilindro de cobre.

As medições das temperaturas ocorrem em função do tempo e são obtidas através do posicionamento de dois termopares com superfícies recobertas com cobre, fixados o mais próximos possível em relação a pista de frenagem através de dois orifícios usinados no centro

de cada uma das pistas, conforme mostrado na Figura 4.4-A, com defasagem angular de 180° entre os mesmos. A fiação dos termopares mostrada na Figura 4.4-B é revestida por lã de vidro e conduzida internamente entre as aletas. Através de um contato contínuo fixado externamente à roda, mostrado na Figura 4.4-C, são coletados os dados referentes a medição da temperatura.

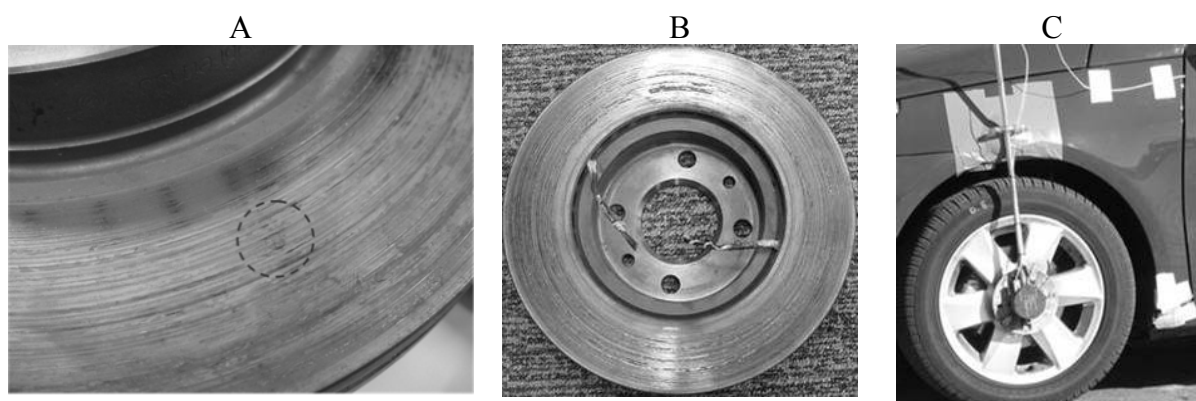


Figura 4.4 – Localização do termopar na pista de frenagem (A), localização da fiação (B) e dispositivo de contato contínuo (C).

Fonte: Autor

A validação do modelo numérico considerou o período pertencente às duas primeiras frenagens executadas no ensaio conforme mostra a Figura 4.5. A partir de uma planilha com todos os resultados das medições realizadas no ensaio de *fade* em veículo, um conjunto de funções polinomiais de segundo e terceiro grau foram utilizadas para aproximar a evolução temporal da velocidade do veículo. Conforme discutido mais adiante, o parâmetro velocidade é de fundamental importância para a realização das simulações. Os coeficientes de transferência de calor por convecção são fortemente dependentes da velocidade do veículo, além da utilização desta velocidade durante a frenagem para o cálculo de dissipação de energia nas pistas de frenagem.

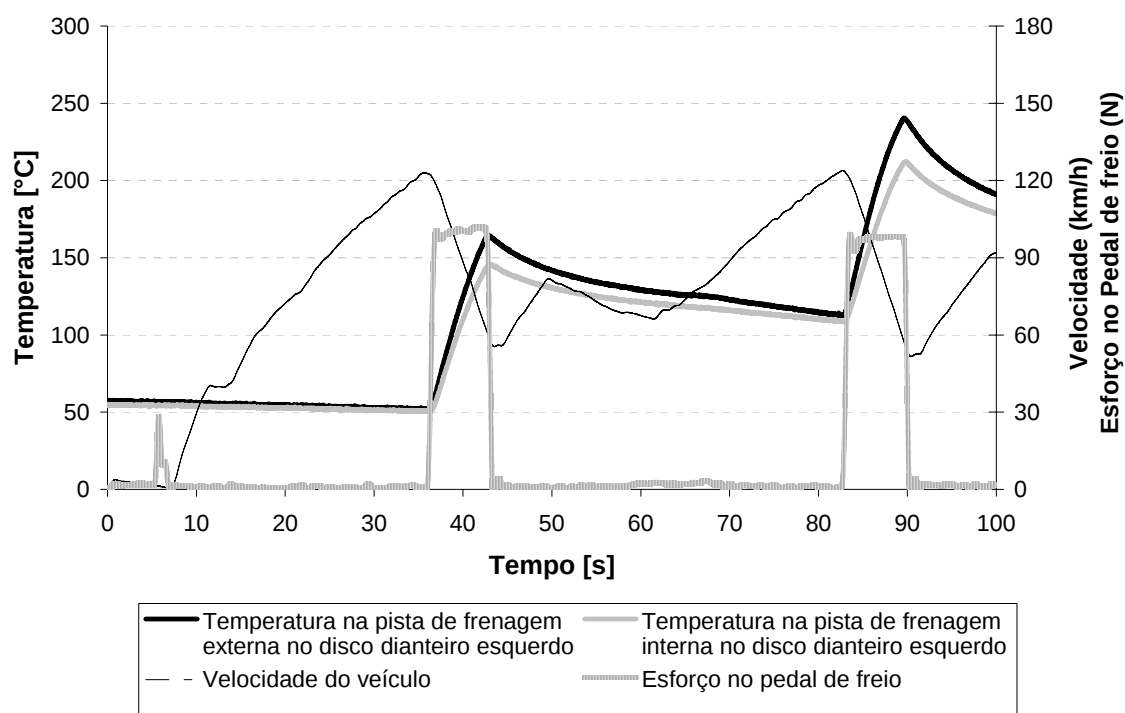


Figura 4.5 – Ensaio de *fade* em disco de freio dianteiro considerando somente as duas primeiras frenagens.

Fonte: Autor

Pode se observar também, na Figura 4.5, que nem todas as reduções de velocidade no veículo correspondem a um período de frenagem. Um exemplo se dá entre os instantes de 50 s e 65 s aproximadamente, onde ocorre uma desaceleração no veículo devido a uma curva existente na pista de testes. Este período não correspondeu a uma frenagem conforme se pode verificar através dos dados coletados que se referem ao esforço no pedal de freio.

O ensaio foi realizado em uma pista de aproximadamente 4 km de comprimento em formato oval, com condições gerais que são consideradas adequadas para maioria dos testes de sistemas de freio. A pista possui um asfalto com características controladas de atrito e o trajeto é predominantemente plano nos trechos retos com o objetivo de evitar a influência de energia potencial na quantidade de energia a ser dissipada pelo sistema de freio. Porém, devido ao ensaio de frenagens consecutivas empregar maiores velocidades e quantidade relativamente grande de ciclos por ensaio, se torna necessária a utilização de uma pista com maior comprimento. Os gráficos da Figura 4.2 e da Figura 4.5 apresentam variação da velocidade do veículo em alguns trechos sem acionamento do pedal de freio. Esta descontinuidade ocorre em função das curvas existentes no trajeto da pista de teste, e tem influência também sobre o comportamento térmico. Apesar de um circuito de testes de perfil

circular, conhecido como reta infinita, representar uma alternativa plausível a fim de se obter um resultado de ensaio mais homogêneo, há por outro lado a ação da energia centrífuga que tende a deslocar a pastilha de freio externa ao veículo, alterando assim a temperatura e descaracterizando os resultados finais. A melhor alternativa para a realização de um teste de *fade* seria um ensaio em circuito de trajeto plano, reto e com as características do asfalto controladas, que para atender também veículos com menor aceleração deveria ter comprimento de pista acima de 15 km, o que evitaria descontinuidades nos dados obtidos. Não se tem conhecimento sobre um tipo de pista de testes com estas características no Brasil.

4.2 Estratégia de simulação

A caracterização adequada do comportamento térmico de um disco de freio ventilado depende dos três modos de transferência de calor: condução, convecção e radiação. A natureza física do problema possibilita pelo menos dois diferentes métodos de simulação através da ferramenta CFD (dinâmica dos fluidos computacional)

A primeira alternativa é a consideração de todos os mecanismos de transferência de calor que têm influência no comportamento térmico de um disco de freio em uma única simulação. Este procedimento é conhecido como transferência de calor conjugada.

A segunda alternativa é a modelagem da transferência de calor por condução em um disco de freio usando como condições de contorno equações capazes de fornecer os coeficientes de transferência de calor por convecção e radiação. Sabe-se que os coeficientes de transferência de calor por convecção e por radiação dependem respectivamente da velocidade do veículo e das temperaturas das superfícies do disco de freio. As equações capazes de fornecer os coeficientes de transferência de calor são obtidas através de simulações específicas para este fim.

Como vantagem, a segunda alternativa oferece uma redução no custo computacional, pois as simulações necessárias para o levantamento dos coeficientes de transferência de calor podem ser realizadas em regime permanente. O comportamento térmico do disco de freio permanece sendo realizado através de simulações em regime transiente, porém apenas a condução de calor no disco é considerada na última abordagem.

Os dois métodos de simulação CFD foram avaliados pelo presente estudo. Primeiramente, foi realizada a simulação considerando a transferência de calor conjugada em

regime transiente que resultou em tempos de processamento proibitivos. Após algumas simulações preliminares, tornou-se claro o fato da segunda abordagem ser a melhor opção, considerando os recursos computacionais disponíveis (estação de trabalho com dois processadores quad core com frequência de 2,0 GHz e memória de 16 Gbytes de RAM).

4.3 Simplificação geométrica e malha de cálculo

O modelo estudado engloba os componentes periféricos ao disco de freio que possam influenciar o processo de transferência de calor. Conforme mostrado na Figura 4.6, o disco de freio possui contato físico com as pastilhas de freio, o cubo de roda e a roda, com o quais realiza troca de calor através da condução. A transferência de calor com o ar, através da convecção, ocorre na região interna da roda, limitada pela chapa de cobertura e influenciada pelos demais componentes internos como, por exemplo, o cavalete de freio e semi-eixo. A troca de calor por radiação, da mesma forma que ocorre com a convecção, se limita à região interna da roda e demais componentes periféricos.

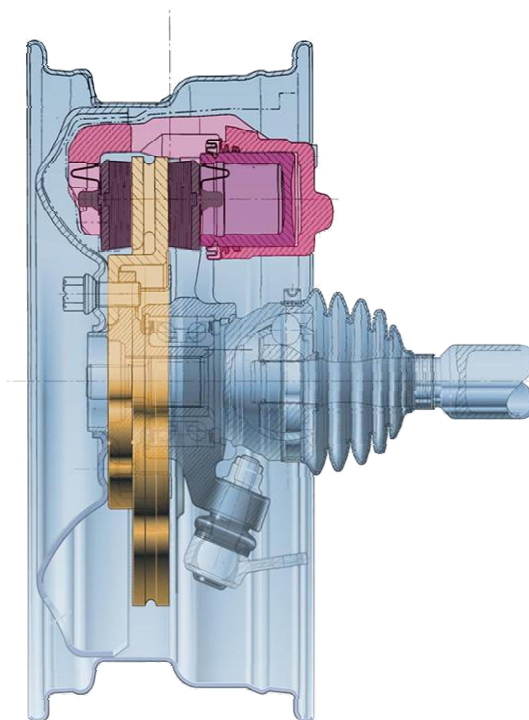


Figura 4.6 – Condição de montagem de um freio a disco.
Fonte: Breuer e Bill, 2004, p.29

Dada a complexidade geométrica do sistema estudado, conforme mostra a Figura 4.6, a malha de cálculo utilizada segue o mesmo padrão da malha utilizada no trabalho de Skinner et al. (2005). Desta forma, utilizou-se para o domínio sólido, uma malha não estruturada composta por pelo menos dois tetraedros em regiões de menor espessura. Esta característica da malha, necessária para a condução das simulações, determinou o tamanho da malha e o número de elementos.

A Figura 4.7 mostra uma das malhas construída para a realização de simulações preliminares. Pode-se verificar que não há qualquer simplificação em função da simetria característica do disco de freio. As simulações preliminares, conforme descrito na seção 4.2, tornaram evidente a necessidade de simplificações na geometria do modelo de forma a reduzir o custo computacional e o tempo de simulação. Deve-se salientar que estas simulações iniciais ainda não incluíam vários detalhes necessários para a perfeita caracterização do modelo, como por exemplo, o cálculo do calor dissipado na pista de frenagem.

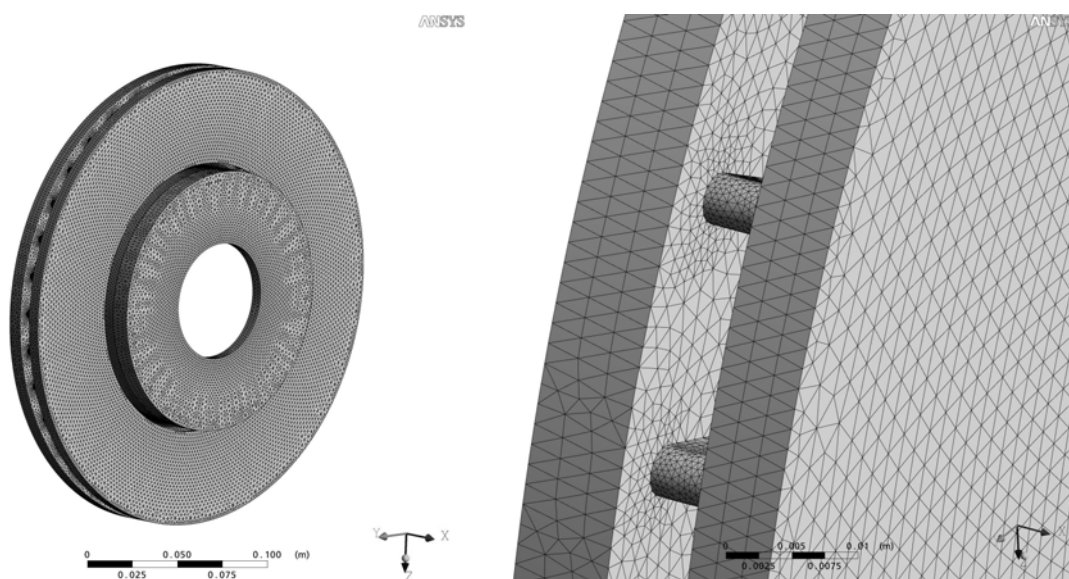


Figura 4.7 – Malha preliminar do disco de freio.

Fonte: Autor

A primeira proposta de simplificação é justificada em função dos resultados obtidos através de ensaio em veículo, visando verificar a existência de diferenças de temperaturas entre posições da mesma superfície de freio e mesmo raio efetivo, durante uma frenagem. Conforme mostrado na Figura 4.8, foi realizada uma frenagem em um veículo instrumentado com velocidade máxima de 100 km/h até sua parada total. Através da montagem de um

termopar por pista de frenagem e a aquisição de dados de temperatura com frequência de 50 Hz, foi possível concluir que, para o estudo proposto, a temperatura da pista de frenagem poderia ser considerada uniforme, isto é, com variação na direção tangencial insignificante. Com base nestes resultados se tornou altamente recomendável a simulação de um único setor, aproveitando a periodicidade característica da geometria do disco.

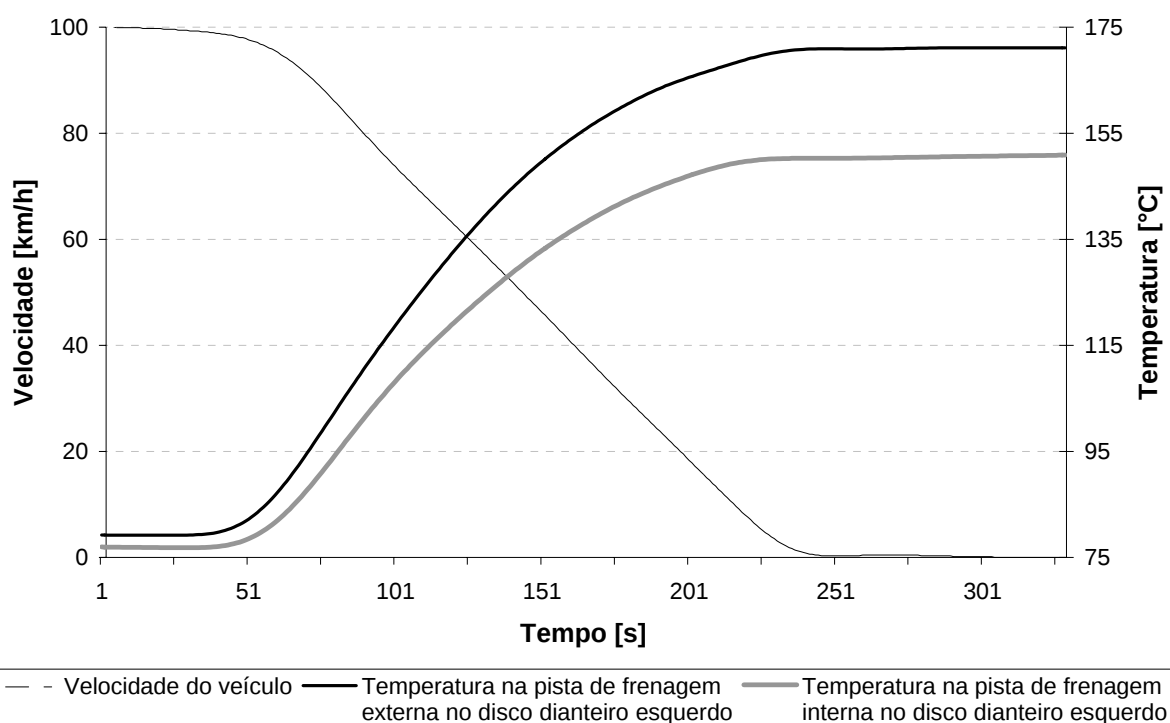


Figura 4.8 – Variação da temperatura do disco de freio em função da velocidade do veículo
Fonte: Autor

A geometria do disco de freio estudado apresenta uma periodicidade característica. Apenas os furos para fixação dos parafusos das rodas causam uma descontinuidade na periodicidade geométrica, porém este aspecto foi desconsiderado no modelo devido a estes detalhes estarem distantes da pista de frenagem que é a região principal do estudo. Naturalmente, a periodicidade relacionada às aletas foi incluída por se tratar de um aspecto fundamental para a caracterização da transferência de calor. O disco de freio no presente estudo apresenta trinta e seis aletas, o que conduziu à utilização de um modelo simplificado baseado em um setor do disco de 1/36 conforme mostra a Figura 4.9.

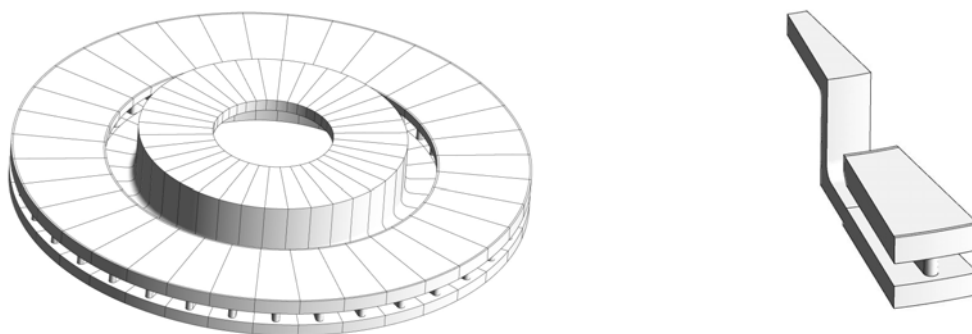


Figura 4.9 – Periodicidade rotacional do disco de freio na determinação do domínio de cálculo
Fonte: Autor

Para a simulação final foram geradas três malhas distintas para o modelo geométrico simplificado de 1/36 do disco, sendo duas malhas geradas para a simulação em regime permanente e outra para simulação em regime transiente.

No presente estudo, o modelo foi subdividido em vinte e seis regiões em três malhas distintas, gerando um total de 387.566 elementos, compostos em sua grande maioria por elementos tetraédricos e prismas. A geração da malha foi realizada de forma que os elementos localizados no contorno externo de cada uma das malhas se apresentassem de forma tetraédrica, esta característica tornou o modelo mais preciso devido à natureza do estudo, onde estas superfícies apresentam interface com outros domínios. As simulações em regime permanente foram realizadas para o ar mais externo ao disco de freio, domínio estacionário, com malha mostrada na Figura 4.10-A, e para o ar nas proximidades do disco de freio, domínio rotativo com velocidade angular constante, conforme malha mostrada na Figura 4.10-B. Estas simulações resultaram nos valores de coeficiente de radiação e convecção. A simulação transiente foi realizada para o disco de freio, com malha mostrada na Figura 4.10-C, utilizando o modo de transferência de calor através da condução e as equações pré-definidas com os valores de radiação e convecção, obtidas com base nos resultados das simulações em regime permanente. As três malhas geradas são mostradas na Figura 4.10, sendo as duas primeiras utilizadas na simulação em regime permanente e a última utilizada na simulação transiente.

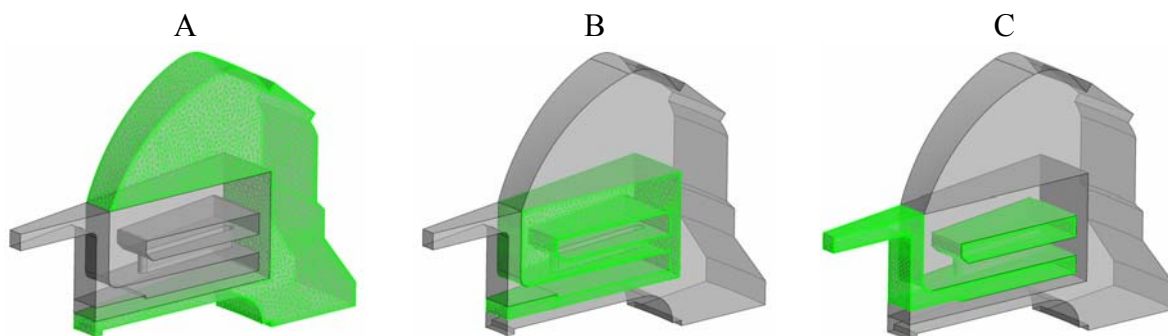


Figura 4.10 – Malhas geradas de 1/36 do disco de freio

Fonte: Autor

A simulação em regime permanente considerou como domínio rotativo a roda e o ar nas proximidades das superfícies do disco de freio e da roda, enquanto a chapa de cobertura e regiões abertas para captação e exaustão de ar foram consideradas como domínios estacionários. Esta malha se mostrou mais complexa compreendendo 77.629 nós e 250.565 elementos, conforme mostrado na Figura 4.11.

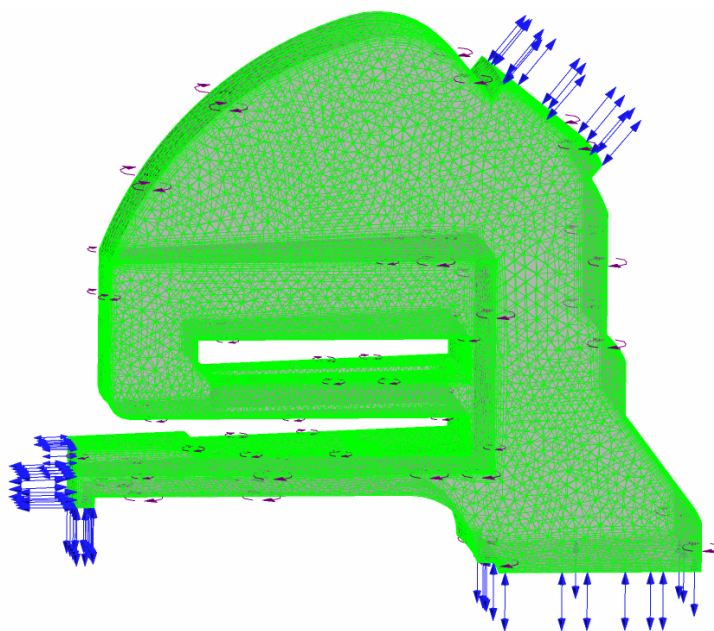


Figura 4.11 – Discretização de malha em um setor de disco de freio em regime permanente.

Fonte: Autor

Para a simulação em regime transiente somente foi considerada a malha do disco de freio conforme ilustrado na Figura 4.12, em conjunto com as condições de contorno previamente obtidas através da simulação em regime permanente. Esta malha, composta por 302.969 elementos, apresentou-se mais adequada para uma simulação transiente por possuir uma redução de número de elementos extremamente significativa quando comparada com uma simulação em regime transiente considerando a transferência de calor conjugada.

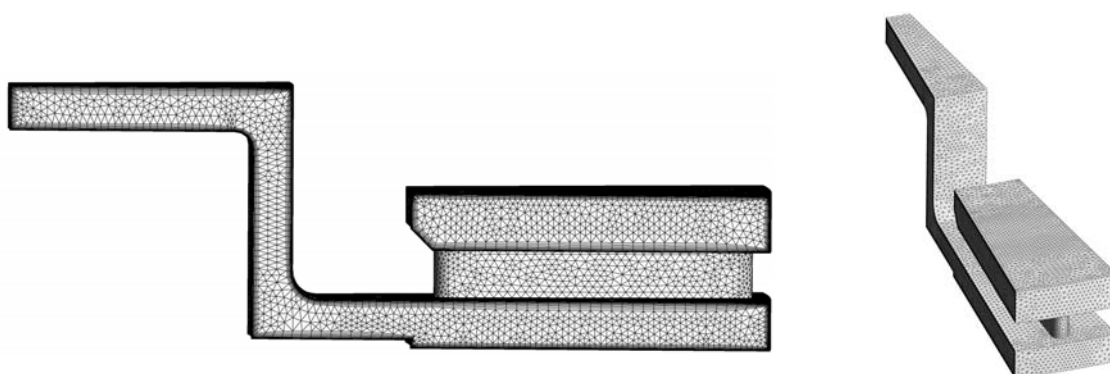


Figura 4.12 – Discretização de malha em um setor de disco de freio em regime transiente.
Fonte: Autor

A obstrução causada pelo cavalete de freio foi desconsiderada nas simulações, apesar do componente em questão ocupar a região proporcional à um quarto da área compreendida do disco de freio.

As simplificações para sanar as limitações dos recursos computacionais existentes não permitiram a consideração da geometria do cavalete. A Figura 4.13-A ilustra os componentes utilizados na simulação e a correlação entre o modelo utilizado no presente estudo e a condição de montagem destes componentes em veículo mostrada na Figura 4.13-B. Sendo que as geometrias externas da roda, que não fazem parte da região compreendida pelo ar periférico ao disco de freio, foram suprimidas do modelo.

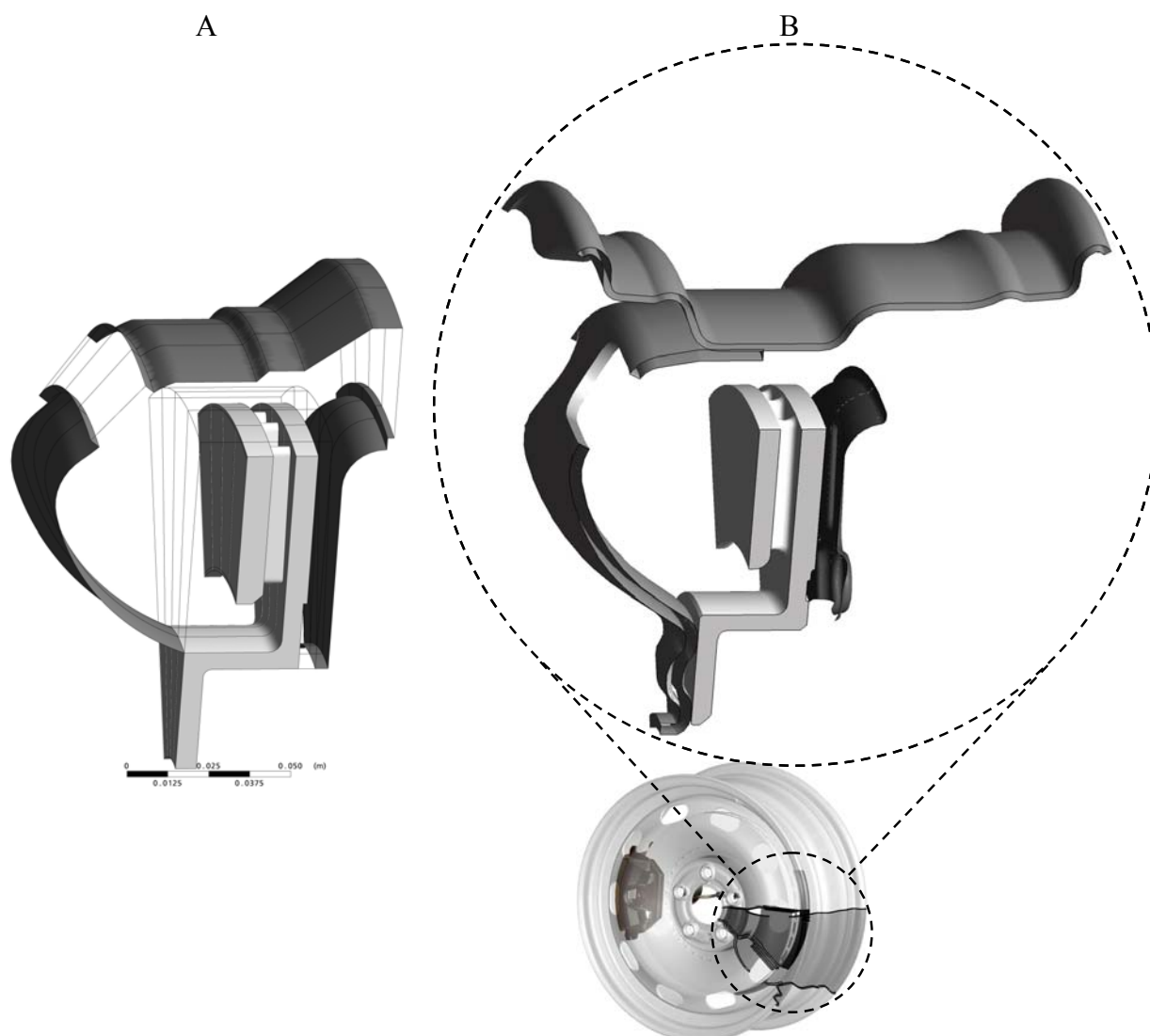


Figura 4.13 – Comparação entre a geometria simplificada utilizada nas simulações (A) e a geometria real do sistema montado em veículo (B).

Fonte: Autor

4.4 Coeficientes de transferência de calor por convecção

O disco de freio estudado possui como característica geométrica predominante a fixação das duas pistas de frenagem ao cubo do disco através da pista de frenagem interna. A simulação computacional demonstra que o perfil de escoamento do ar, para este tipo de disco de freio, possui um comportamento bastante complexo.

O escoamento de ar na região interna entre o disco de freio e a chapa de cobertura, gerado pela rotação do disco, é direcionado radialmente da região central do disco para a região mais externa, tendo como restrição axial, a área compreendida entre a pista de frenagem interna e a chapa de cobertura. Enquanto que o escoamento do ar captado através da região compreendida entre o contorno interno da roda e a chapa de cobertura se soma ao escoamento originado pela região central do disco, espaço compreendido entre as aletas, e ao escoamento entre o disco de freio e a chapa de cobertura, e se desloca em direção aos orifícios da roda localizados na região externa ao veículo. O ar que passa entre as aletas assemelha-se ao perfil de escoamento gerado por um ventilador radial. Parte desse escoamento segue através dos orifícios da roda para a região externa ao veículo, enquanto a maior parte é captada novamente pela região central externa do disco de freio compreendida entre o cubo e a pista de frenagem. Este complexo comportamento é mostrado na Figura 4.14, que apresenta as características do escoamento nas proximidades do disco de freio dividindo em duas figuras: Figura 4.14-A: Distribuição de velocidade (m/s) e Figura 4.14-B: Linhas de corrente projetadas no plano.

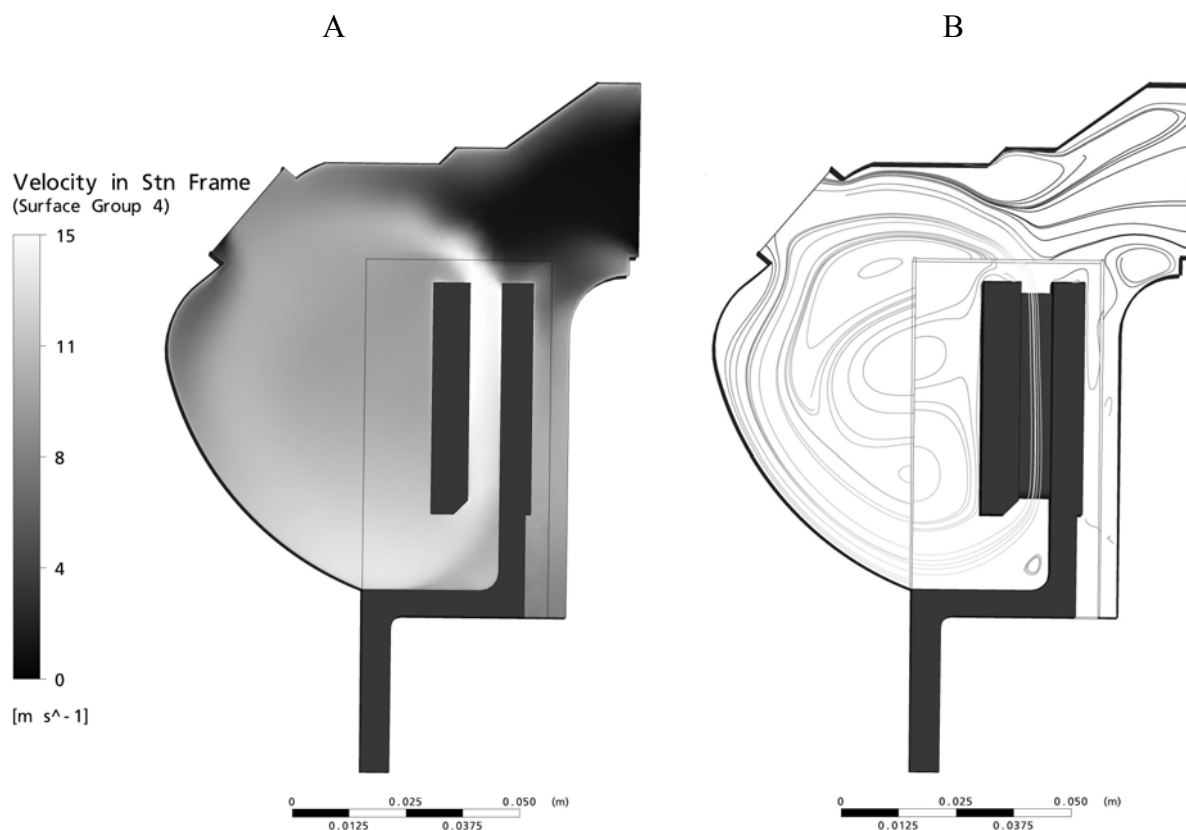


Figura 4.14 – Características do escoamento de ar periférico ao disco de freio.

Fonte: Autor

Através da Figura 4.14 é possível verificar que a geometria do disco de freio estudada favorece o aparecimento de vórtices na região compreendida entre a superfície de apoio da roda e a pista de frenagem interna. O que pode prejudicar o escoamento do ar interno ao disco de freio.

Para o presente trabalho, os coeficientes de transferência de calor por convecção foram determinados para cada superfície do disco isoladamente. As superfícies foram determinadas utilizando como base os resultados preliminares obtidos através da simulação considerando a transferência de calor conjugada em regime transiente. A Figura 4.15 ilustra a diferença entre os coeficientes de calor por convecção para cada uma das superfícies a ser estudada.

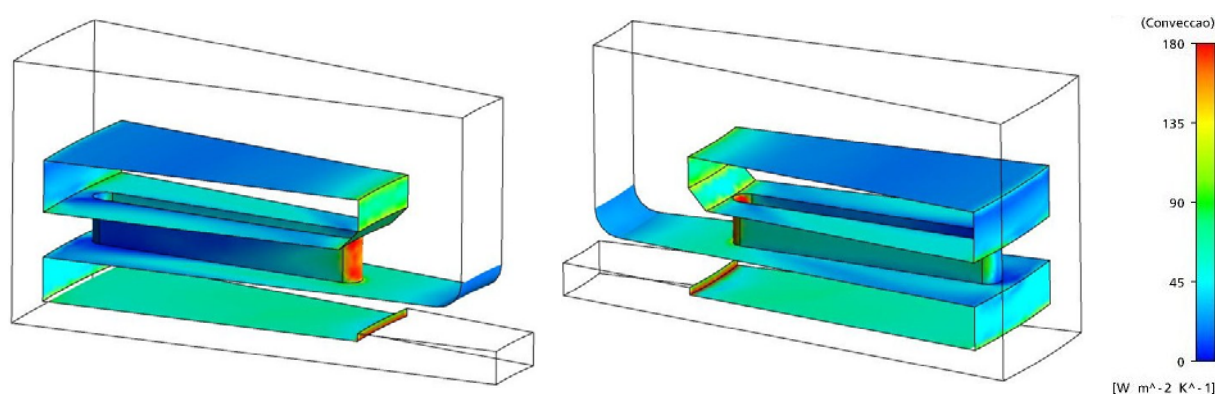


Figura 4.15 – Variação do coeficiente de transferência de calor através da convecção por superfície.

Fonte: Autor

Conforme esperado, a superfície lateral da aleta posicionada no sentido de rotação do disco de freio contribui mais para a transferência de calor por convecção que a superfície oposta.

As pistas de frenagem de um disco de freio ventilado correspondem, isoladamente, às mesmas pistas de um disco sólido. Conforme comentado por Limpert (1999, p. 140, 141) existem equações diferentes para cálculos de coeficiente de transferência de calor entre regimes de escoamento laminar e turbulento, obtidas experimentalmente.

Segundo Incropera e DeWitt (2003, p. 236), pode se definir que a transição entre o escoamento laminar para turbulento pode ser determinado através do número de Reynolds, a equação (4.1) é obtida adaptando a equação do número de Reynolds às condições do presente estudo e considerando a velocidade do fluido igual a velocidade do ar. Limpert (1999, p. 141)

define experimentalmente o número de Reynolds para se obter um escoamento turbulento, com $Re \geq 2,4 \cdot 10^5$ para discos de freio sólidos e $Re \geq 10^4$ para discos de freio ventilados.

$$Re = \frac{\rho \cdot v_{\text{veículo}} \cdot D}{\mu} \quad (4.1)$$

onde Re é o número de Reynolds para o ar na região próxima a pista de frenagem, e D é o diâmetro do disco de freio para discos de freio sólidos e diâmetro hidráulico para discos de freio ventilados.

A equação (4.2) pode ser obtida isolando a velocidade do veículo. Resolvendo a equação (4.2) com os dados do presente estudo, obtém-se os valores de velocidade tangencial instantânea do veículo $v_{\text{veículo}}$ onde ocorre a transição entre o regime laminar e o regime turbulento. Para um disco de freio sólido, a velocidade de transição entre regimes é de 12,38 m/s (44,5 km/h), e para um disco de freio ventilado, a velocidade de transição será de 0,51 m/s (1,85 km/h).

$$v_{\text{veículo}} = \frac{Re \cdot \mu}{\rho \cdot D} \quad (4.2)$$

Considerando que devido a natureza do presente estudo, com um disco de freio ventilado, o mesmo se apresentará em regime turbulento na maior parte do tempo. A equação (4.3) descrita por Limpert (1999, p. 140) pode ser utilizada para cálculos de coeficientes de transferência de calor por convecção na superfície dos discos de freio.

$$h_c = 0,04 \left(\frac{k_a}{D} \right) \cdot Re^{4/5} \quad (4.3)$$

onde h_c é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o disco de freio e o ar e k_a é a condutividade térmica do ar.

Com o objetivo de otimizar o uso dos recursos computacionais, os coeficientes de transferência de calor por convecção foram obtidos em função de velocidades constantes do veículo em simulações em regime permanente. A equação (4.4) foi utilizada pelo presente estudo para correlacionar os resultados obtidos através da simulação com os coeficientes de transferência de calor por convecção para cada superfície do disco. O expoente quatro quintos

é utilizado tanto na equação (4.3), como também na equação (4.4). Os dados obtidos a partir das simulações conduzidas com velocidade constante foram utilizados para ajustar estas funções. As funções obtidas foram utilizadas para fornecer as condições de contorno para a simulação transiente conforme descrito no item 4.6.

$$h_c = f_c \cdot v_{\text{veículo}}^{4/5} \quad (4.4)$$

onde f_c é um coeficiente que correlaciona o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o disco de freio e o ar com a velocidade média do veículo e $v_{\text{veículo}}$ é a velocidade média do veículo.

Os dados relativos aos coeficientes de transferência de calor por convecção foram obtidos a partir de quatro simulações com velocidades do veículo distintas. Para cada simulação, oitocentas interações foram necessárias para se atingir a convergência, em um tempo médio de dez horas cada. A Figura 4.16 mostra a variação dos coeficientes de transferência de calor por convecção em função da velocidade do veículo nas superfícies laterais da aleta e pistas de frenagem interna e externa ao disco. As curvas ajustadas com as equações do mesmo tipo mostrado na equação (4.4), confirmam que os resultados obtidos através da simulação se aproximam bem da equação proposta.

Como o coeficiente de transferência de calor através da convecção aumenta exponencialmente em função da velocidade, este modo de transferência de calor se sobressai em relação aos demais modos de transferência, estando o veículo em alta velocidade. A obtenção dos coeficientes por convecção mostrou uma significativa diferença entre as regiões do disco de freio, sendo que no presente estudo a região que possui maior transferência de calor é a superfície da aleta posicionada na região de entrada de ar, onde a velocidade do ar se encontra mais alta. Também é possível verificar a diferença entre os coeficientes de transferência de calor entre os dois lados da mesma aleta, sendo que o lado condizente com a rotação do disco de freio possui uma maior pressão e assim apresenta um coeficiente de transferência de calor por convecção maior que o lado oposto. Estas diferenças entre estes coeficientes podem ser observadas através da Figura 4.15 e Figura 4.16.

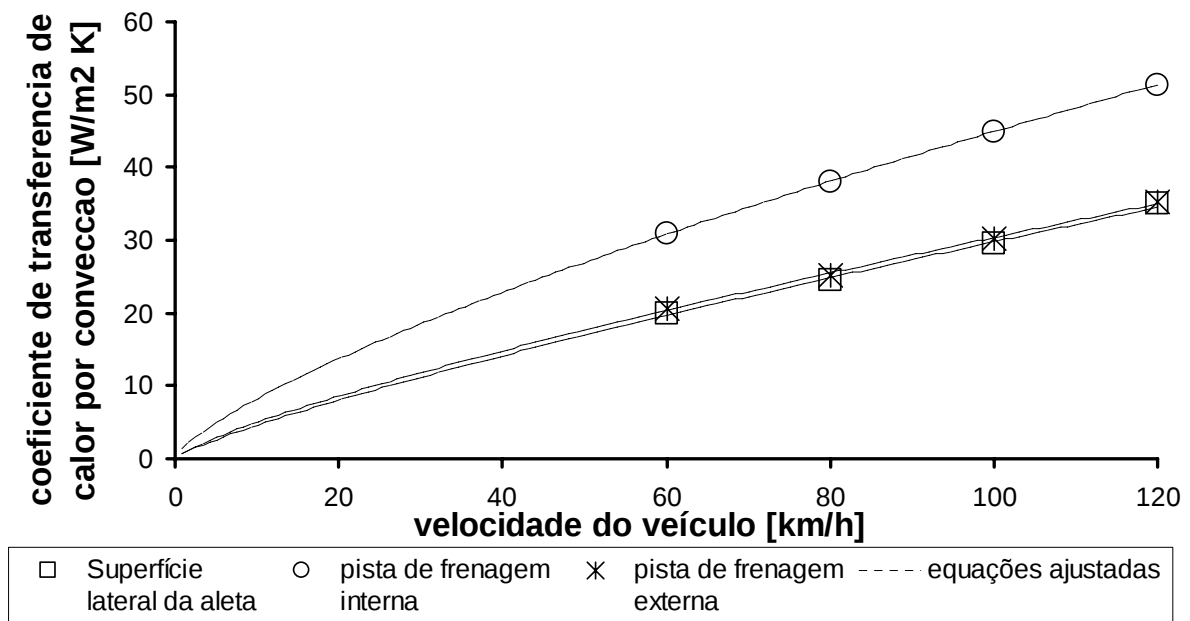


Figura 4.16 – Coeficientes de convecção no disco de freio em três regiões distintas.

Fonte: Autor

Outro fato que pode ser observado na Figura 4.16 é a diferenças entre os coeficientes de transferência de calor por convecção na região interna ao disco de freio em relação a pista de frenagem externa. A região compreendida entre a superfície interna da pista de frenagem e a chapa de cobertura possui o maior volume de ar originário de captação externa no modelo estudado. Essa característica em conjunto com o fato do ar captado se encontrar em temperatura ambiente T_{amb} e a redução na participação da energia a ser dissipada na superfície interna do disco devido a alteração das áreas de contato da pastilha durante a frenagem, resultam em uma temperatura menor da pista de frenagem interna quando comparada à pista de frenagem externa no mesmo disco de freio.

O pós-processador do CFX permite a visualização dos coeficientes locais de transferência de calor assim como o cálculo dos coeficientes médios de cada uma das superfícies do disco de freio. O programa de simulação utiliza a equação (4.6) para obter o coeficiente local de transferência de calor por convecção.

$$h_{c_local} = \frac{q}{A.(T_s - T_{ref})} \quad (4.5)$$

onde h_{c_local} é um coeficiente local de transferência de calor por convecção, q é o calor transferido por convecção entre a superfície e o fluido, A é a área superficial pertencente ao

elemento que se encontra em contato com o fluido, T_s é a temperatura na superfície do disco de freio em contato com o fluido e T_{ref} é a temperatura de referência.

Para a definição da temperatura de referência T_{ref} utilizada na obtenção dos coeficientes locais de transferência de calor, existem duas possibilidades. A primeira alternativa é considerar, para cada elemento da malha da superfície estudada, a temperatura de referência como a temperatura do fluido nas proximidades da superfície, o que o programa de simulação já realiza como definição padrão. A segunda alternativa é a definição de um valor específico para a temperatura de referência. Esta segunda alternativa se mostrou mais indicada para o presente caso, pois evita, que nas simulações em regime transiente discutidas pelo item 4.6, ocorra qualquer influência das temperaturas na regiões próxima a superfície do disco de freio. O Presente estudo usa como temperatura de referência T_{ref} , a temperatura ambiente T_{amb} .

4.5 Coeficientes de transferência de calor por radiação

Do mesmo modo realizado para a determinação dos coeficientes de convecção, os coeficientes de transferência de calor por radiação foram determinados para cada superfície do disco isoladamente. As superfícies foram determinadas utilizando como base os resultados preliminares obtidos através da simulação de transferência de calor conjugada em regime transiente e pela simulação de transferência de calor por convecção em regime permanente. A Figura 4.17 ilustra a diferença entre os coeficientes de calor por radiação para cada uma das superfícies.

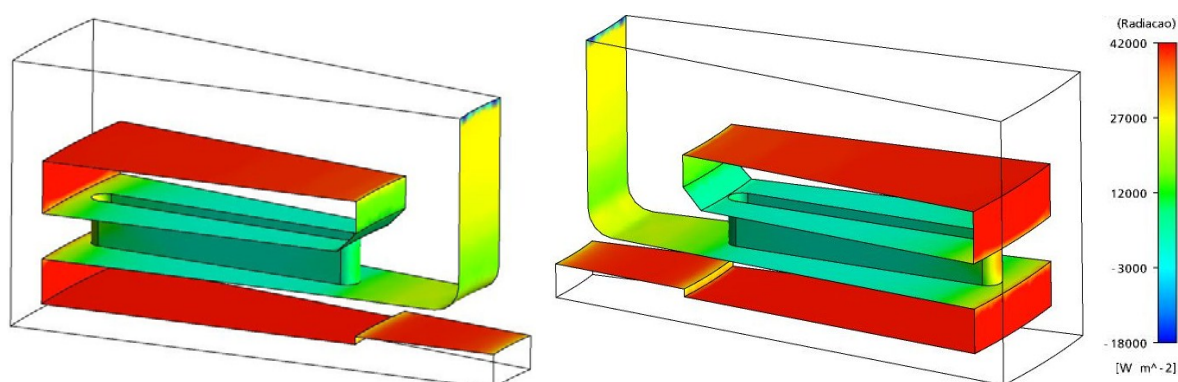


Figura 4.17 – Variação do coeficiente de transferência de calor através da radiação por superfície.

Fonte: Autor

Conforme esperado, as superfícies externas ao disco de freio contribuem mais para o processo de transferência de calor por radiação.

Utilizando a equação (4.6), sugerida por Limpert (1999, p. 143) para cálculos de coeficientes de transferência de calor por radiação é possível obter o coeficiente de cada uma das superfícies.

$$h_r = \frac{\sigma \varepsilon_r (T_r^4 - T_{amb}^4)}{T_r - T_{amb}} \quad (4.6)$$

onde h_r é o coeficiente de transferência de calor por radiação, σ é a constante de Stefan-Boltzmann, ε_r é a emissividade, T_r é a temperatura na superfície do disco de freio e T_{amb} é a temperatura ambiente, que no presente estudo é a temperatura de referência T_{ref} .

Os coeficientes de transferência de calor através da radiação foram obtidos em função da temperatura da superfície em simulações em regime permanente. Através de uma abordagem semelhante à utilizada para correlacionar os coeficientes de transferência de calor por convecção, foram correlacionados os coeficientes de transferência de calor por radiação para cada superfície do disco, utilizando para este fim a equação (4.7). Os dados obtidos a partir das simulações conduzidas com temperatura constante foram utilizados para ajustar estas funções. As funções obtidas foram utilizadas para fornecer as condições de contorno para a simulação transiente conforme descrito no item 4.6.

$$h_r = f_{r3} \cdot T_r^3 + f_{r2} \cdot T_r^2 + f_{r1} \cdot T_r + f_{r0} \quad (4.7)$$

onde f_{r0} , f_{r1} , f_{r2} e f_{r3} são constantes que correlacionam o coeficiente de transferência de calor por radiação entre o disco de freio e a temperatura e T_r é a temperatura na superfície do disco.

Os dados relativos aos coeficientes de transferência de calor por radiação foram obtidos após oito simulações com temperaturas distintas, utilizando o modelo de radiação *Discrete Transfer model*, implementado no código CFX 11 (Ansys CFX-Solver. Modeling Guide, p. 295). Este modelo requer como condição de contorno a temperatura e a emissividade de cada uma das paredes. Para as paredes do disco de freio, foi utilizado o valor de emissividade padrão $\varepsilon_r = 0,55$, que segundo Limpert (1999, p. 144) corresponde a um valor típico de um disco de freio. O modelo empregado considera a emissividade constante

independente do comprimento de onda (corpo cinzento) e o meio fluido como totalmente permeável à radiação, o que possibilita que a transferência de calor ocorra apenas entre as superfícies.

Para cada uma das simulações, conduzidas em diferentes temperaturas superficiais no disco de freio, exigiram-se dezessete interações em um tempo médio de seis minutos cada. A Figura 4.18 mostra a variação dos coeficientes de transferência de calor por radiação em função da temperatura nas superfícies laterais da aleta e superfícies de frenagem interna e externa ao disco. As curvas ajustadas com as equações de mesmo tipo mostrado na equação (4.7), confirmam que os resultados obtidos através da simulação se aproximam bem da equação proposta.

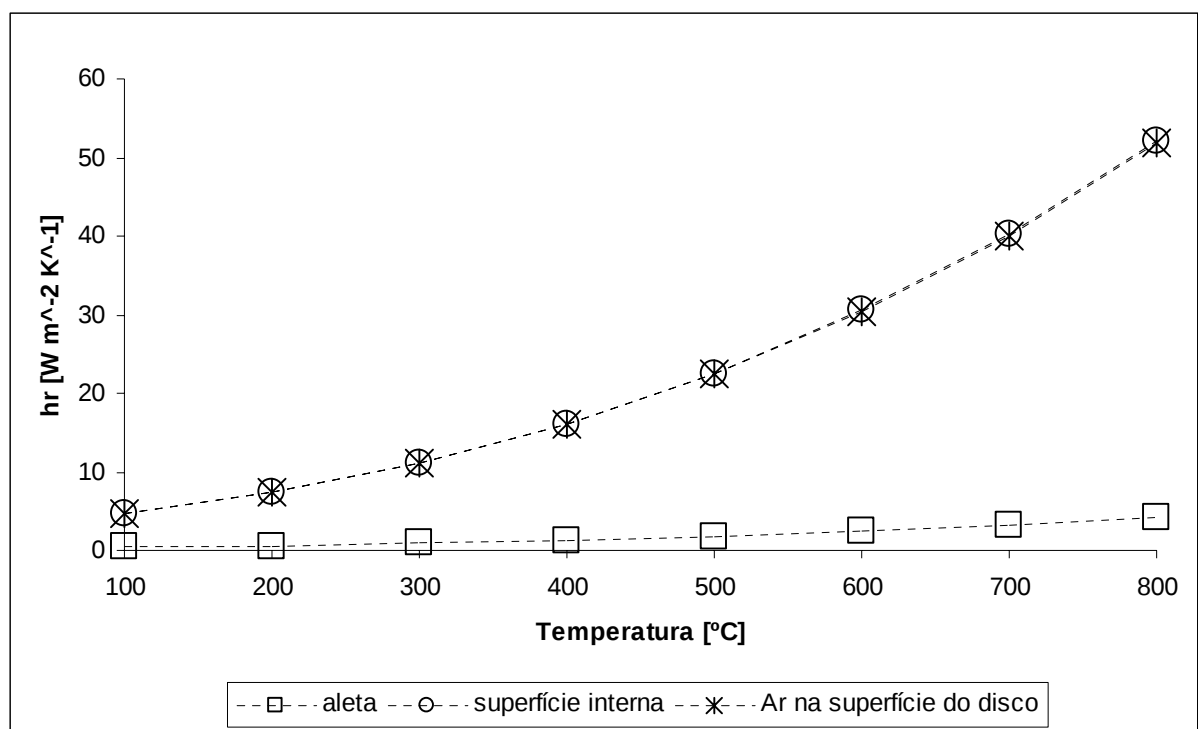


Figura 4.18 – Coeficientes de radiação no disco de freio em três regiões distintas.

Fonte: Autor

O comportamento dos coeficientes de transferência de calor obtido através das simulações e mostrado na Figura 4.18 é fisicamente consistente. Pode-se observar que a transferência de calor por radiação é menor para a superfície das aletas quando comparada aos valores obtidos para as superfícies de frenagem, sendo que a superfície de frenagem externa possui um coeficiente de transferência de calor por radiação tão elevado que sua

representação no gráfico comparativo se tornou inviável. A elevada diferenciação entre valores de coeficientes para as superfícies da aleta e da superfície de frenagem já era esperada, devido à transferência de calor por radiação ser fortemente dependente da forma das superfícies envolvidas e da orientação entre as superfícies. No caso das aletas, a orientação destas superfícies em relação às superfícies externas do disco é extremamente desfavorável. Esse fato reduz a transferência de calor por radiação nas superfícies das aletas quando em comparação com as demais superfícies.

4.6 Simulação transiente do comportamento térmico

Para a simulação em regime transiente foi empregada somente a geometria do setor do disco de freio. Apenas a transferência de calor através da condução foi calculada, para a transferência de calor por convecção e radiação foram utilizadas as equações descritas nas seções 4.4 e 4.5, obtidas previamente através de simulações em regime permanente, visando reduzir os recursos computacionais necessários. A Figura 4.19 mostra a malha empregada para a simulação em regime transiente e as superfícies destacadas onde ocorre a periodicidade do modelo. A periodicidade também é válida para as superfícies simetricamente opostas ao mesmo modelo.

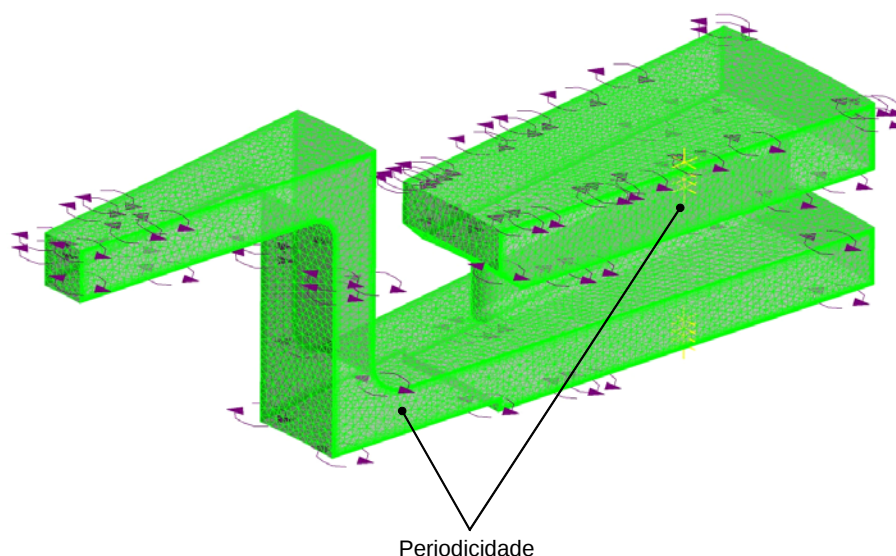


Figura 4.19 – Malha utilizada e periodicidade do disco de freio empregada na simulação transiente.
Fonte: Autor

Devido à velocidade ter influência sobre os coeficientes de transferência de calor por convecção em cada uma das superfícies, se tornou necessário a obtenção da velocidade do disco de freio para diversos intervalos de tempo, que é relacionada diretamente com a velocidade do veículo, conforme já discutido na seção 3.9, equação (3.18).

Para o modelo estudado, durante a frenagem, ocorre uma diferenciação entre a energia dissipada pela pastilha de freio externa e a pastilha de freio interna, conforme discutido na seção 2.5. Esta diferenciação pode aumentar dependendo das características e tipo de cavalete de freio empregado. Cavaletes de freio tipo flutuante, o mesmo utilizado no veículo correspondente ao ensaio, possuem características construtivas que proporcionam uma maior deflexão durante as frenagens, quando comparados com outros tipos de cavaletes, como, por exemplo, cavaletes de freio tipo fixo.

Dinamicamente, as pastilhas de freio tanto localizadas na região interna do disco de freio, quanto localizadas externamente ao disco, sofrem uma perda no paralelismo ao entrar em contato com o disco de freio e tendem a ter maior contato na região denominada como região de ataque do disco de freio, para o presente estudo, localizada na região superior das pastilhas. Ao mesmo tempo, o cavalete de freio deflete no sentido de rotação do disco de freio e rotaciona em relação ao seu próprio eixo, este movimento compensa a perda do paralelismo da pastilha de freio externa, aumentando sua área de contato com o disco de freio. Embora o mesmo fenômeno ocorra com a pastilha de freio interna, a distância entre o ponto de fixação do cavalete e a pastilha de freio interna é menor e assim essa perda de paralelismo não é totalmente compensada, resultando em uma diferenciação das áreas de contato entre pastilhas.

Para o presente estudo, os resultados foram obtidos com base em resultados de durabilidade e desgastes de pastilha, tendo como resultado aproximado quarenta e dois e meio por cento de utilização da pastilha de freio externa e cinquenta e sete e meio por cento de utilização da pastilha de freio interna.

Com base nesta distribuição é possível adaptar a equação (2.3) para cada um dos lados da pastilhas de freio, tendo como resultado a equação (4.8).

$$E_b = \frac{fl}{2} \cdot I_v \cdot \frac{m_v}{2} (v_0^2 - v_f^2) \quad (4.8)$$

Considerando somente a participação do freio dianteiro, adaptando a equação (4.8) para somente um disco de freio e desconsiderando a energia absorvida pelas pastilhas de freio, obtém-se a equação geral para a dissipação de calor por pista de freios (4.9). Conforme definido como condição de contorno no item 3.9, aproximadamente sessenta e sete por cento corresponde ao valor da participação do freio dianteiro na força de frenagem total do veículo e aproximadamente oitenta e cinco por cento da energia é absorvida pelo disco de freio. Utilizando esses dados obtêm-se as equações, aplicadas ao presente estudo, de geração de calor por atrito em função da variação da velocidade. Equação (4.10) para a dissipação de calor na região interna do disco de freio e a equação (4.11) para a região externa.

$$E_b = ffd \cdot f_E \cdot f_l \cdot I_V \cdot \frac{m_V}{4} (v_0^2 - v_f^2) \quad (4.9)$$

$$E_{be} = 302,26 \cdot (v_0^2 - v_f^2) \quad (4.10)$$

$$E_{bi} = 223,41 \cdot (v_0^2 - v_f^2) \quad (4.11)$$

onde E_{be} é a energia dissipada nas pastilhas de freio externas e E_{bi} é a energia dissipada nas pastilhas de freio internas.

A realização da simulação em regime transiente com equações de convecção e radiação, obtidas previamente através da simulação em regime permanente, reduziu consideravelmente o tempo de processamento e número de interações e, por compreender somente o modelo do disco de freio, possibilitou uma melhor discretização da malha. Os resultados obtidos mostram uma grande redução nos recursos computacionais principalmente nos períodos de aceleração do veículo e uma redução menos expressiva nos períodos de frenagem, sendo que todos os cálculos convergiram com um número menor que as dez iterações por passo de tempo, impostas como limite. Os resultados da simulação em regime transiente foram obtidos após dois mil duzentos e vinte e oito iterações.

4.7 Validação do modelo numérico

O passo de tempo utilizado para as simulações foi de 0,025 s, correspondendo a uma frequência de 40 Hz. Embora este valor seja menor que a frequência de aquisição dos dados

em veículo de 50 Hz, essa frequência se mostrou como mais adequada para o estudo proposto, adaptando-se aos recursos computacionais disponíveis e gerando resultados suficientes para uma análise comparativa com o ensaio em veículo.

Os dados gráficos obtidos através do ensaio em veículo mostram a tendência inicial da transferência de calor através da condução, tendo um decréscimo acentuado nos instantes iniciais após a frenagem e formando um pico no gráfico. O que segue após esta redução acentuada de temperatura é uma curva mais linear caracterizada em grande parte pela transferência de calor através da convecção e também pela condução, conforme discutido na seção 2.2 e mostrado na Figura 2.7. A radiação tem pouca influência nas duas primeiras frenagens simuladas. Em ensaios térmicos em veículos ou em simulações, a radiação somente se torna mais relevante ao cálculo após temperaturas superiores a 400°C.

Apesar de conforme descrito na seção 4.1, a localização do termopar ficar o mais próximo possível da pista de frenagem, este aspecto demanda um estudo mais aprofundado. O efeito do posicionamento do termopar no disco de freio foi estudado através de diversas simulações. O distanciamento da localização do termopar em relação à pista de frenagem, além de causar um acréscimo no tempo, alterando a inclinação característica da curva de temperatura, também altera a inflexão da curva no ponto de temperatura máxima. Causando assim, uma redução na temperatura máxima quando comparada à temperatura obtida com o termopar localizado na superfície de frenagem do disco de freio.

Os resultados térmicos obtidos no presente estudo são apresentados em função de seu distanciamento em relação a pista de frenagem de forma comparativa com as medições em veículo através da Figura 4.20.

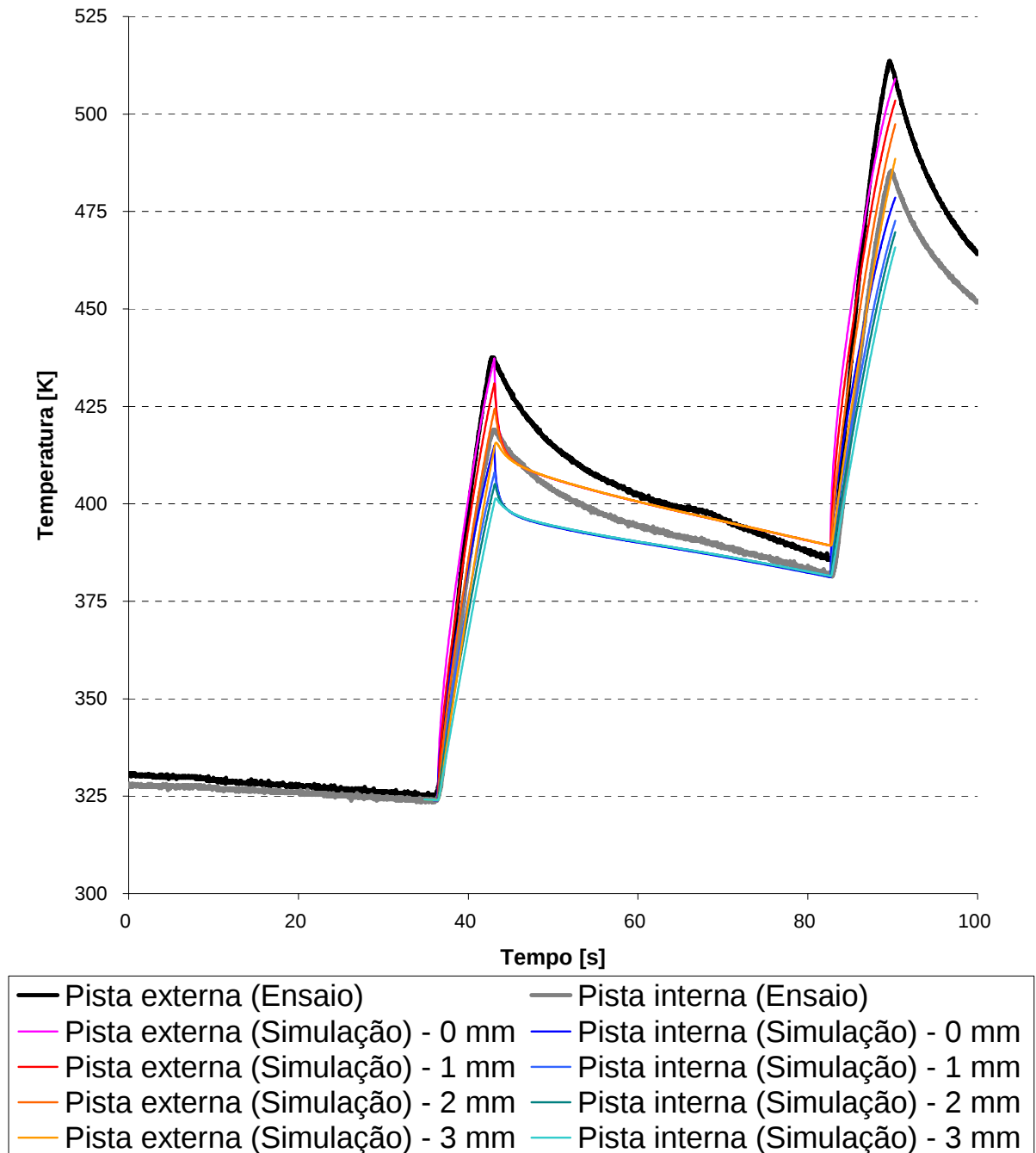


Figura 4.20 – Gráfico comparativo entre resultados de ensaio e simulações com temperaturas em várias profundidades.

Fonte: Autor

No gráfico da Figura 4.20, cada uma das temperaturas é descrita conforme sua localização em função da distância em relação à pista de frenagem a que se encontra mais próxima.

Através do gráfico comparativo da Figura 4.20 é possível verificar que as simulação das temperaturas localizadas nas pistas de frenagem se enquadram melhor com os resultados obtidos experimentalmente.

É possível verificar com base na Figura 4.20, que os resultados obtidos através da simulação computacional estão bem próximos das medições experimentais em veículo. Utilizando somente as temperaturas simuladas nas pistas de frenagem são obtidas as condições comparativas mostrada na Figura 4.21. Esta figura também apresenta a condição térmica do modelo nos principais instantes de simulação, sendo estes antes da primeira frenagem, após a primeira frenagem, antes da segunda frenagem e após a segunda frenagem.

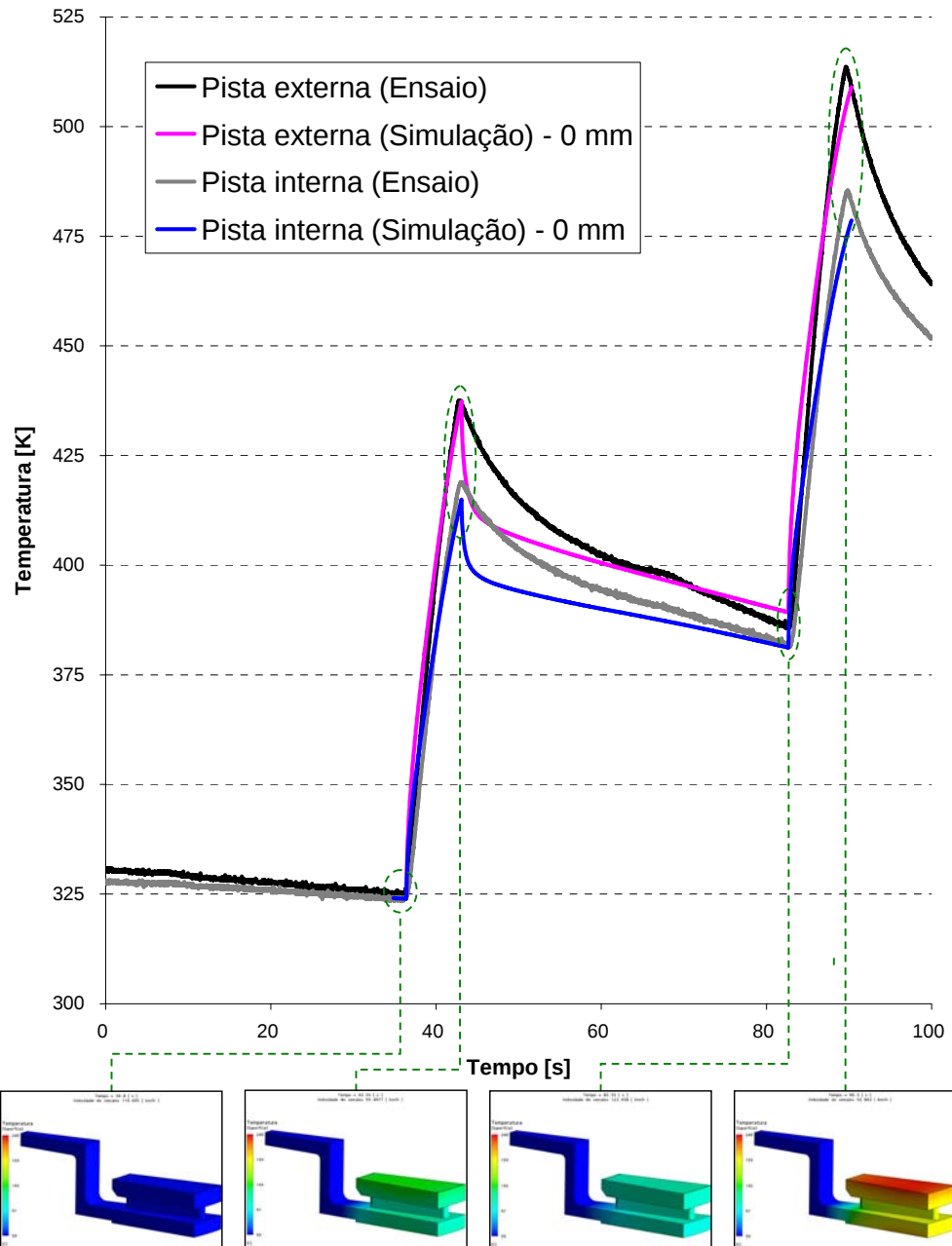


Figura 4.21 – Visualização do modelo em cada instante do gráfico comparativo entre resultados de ensaio e simulações.

Fonte: Autor

As diferenças observadas entre valores obtidos podem ter várias origens, entre outras, pode-se citar a desconsideração na simulação do escoamento de ar na região inferior do veículo, desconsiderações de componentes periféricos ao disco de freio, devido a simplificações e diferenças nas propriedades dos materiais do disco e pastilhas de freio, e a metodologia empregada na aquisição de dados em veículo.

O escoamento de ar na região inferior do veículo provoca um aumento da pressão aerodinâmica e da velocidade na entrada localizada na região interna ao disco de freio, esse efeito pode aumentar os coeficientes de transferência de calor por convecção e assim reduzir a temperatura do disco de freio na condição de aceleração do veículo. A simulação realizada considera as regiões para entrada e saída de ar como abertas, sem que tenha sido atribuída uma velocidade ou pressão de entrada. Na Figura 4.20 é possível verificar que na simulação computacional ocorre uma redução da temperatura do disco de freio menos acentuada, na condição de aceleração do veículo, em comparação aos resultados obtidos no ensaio em veículo.

Entre os componentes periféricos desconsiderados, pode-se citar o cavalete de freio, o qual foi desconsiderado em função das simplificações descritas na seção 4.3. Por ocupar uma região aproximada de um quarto do disco de freio, a desconsideração do cavalete de freio pode causar alterações no perfil de escoamento e assim alterar o perfil de transferência de calor por convecção.

Os materiais, e suas respectivas características, empregados na simulação para o disco e pastilhas de freio, foram obtidos através da literatura e experimentalmente em laboratório. Estes valores se mantiveram constantes durante as simulações. Esse fato pode ter causado incertezas nos resultados finais, devido a alterações nos modos de transferência de calor. É possível através da Figura 4.20, verificar que as medições em veículo possuem uma redução de temperatura mais uniforme, no período onde o veículo acelera. Este aspecto pode ser causado pela rápida transferência de calor por condução que ocorre no final da primeira frenagem, alterando assim o perfil de redução de temperatura em função do tempo.

A metodologia aplicada ao termopar para a aquisição de dados em veículo pode obter dados que sofreram influência pela área de contato entre os fios do termopar e a superfície do cilindro de cobre, utilizado para manter o contato entre os dois fios. Este aspecto pode influenciar na redução da temperatura do disco de freio menos acentuada na condição de aceleração do veículo, conforme mostra na Figura 4.20.

Mesmo considerando as incertezas descritas acima, os resultados obtidos através da simulação computacional apresentaram uma variação muito pequena em relação às medições experimentais, validando assim a simulação. Além disso, como a essência do comportamento físico do fenômeno está presente nas simulações, o método pode ser utilizado para comparação de diferentes geometrias de disco, indicando qual apresenta melhor performance térmica.

5 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

A simulação computacional utilizando como ferramenta o CFD mostrou resultados bem aproximados dos resultados obtidos em ensaio em veículo. Com base neste estudo se confirma que através da metodologia empregada no presente trabalho é possível simular o comportamento térmico de um disco de freio ventilado utilizando métodos computacionais e obter resultados similares aos resultados obtidos em ensaio em veículo.

A utilização da ferramenta CFD em simulações computacionais possui um custo bem inferior ao custo de ensaios realizados em campo, porém para a obtenção de dados mais precisos se faz necessária a utilização de supercomputadores com grande potência de processamento e memória ou a utilização de simplificações, como as utilizadas no presente estudo.

A simulação térmica no presente estudo foi desenvolvida em cinco etapas distintas, sendo que na primeira, foram realizados os estudos e simplificações possíveis no modelo geométrico. A segunda fase envolveu simulações de transferência de calor por convecção e radiação em regime permanente, utilizando variações na velocidade do veículo e na temperatura das superfícies do disco de freio. A utilização dos resultados obtidos nas simulações em regime permanente para a elaboração de equações de convecção e radiação para cada uma das superfícies foi a terceira etapa. Na quarta fase se desenvolveu a simulação em regime transiente, onde foram utilizadas as equações obtidas em regime permanente e a transferência de calor por condução. Por fim todos os resultados obtidos foram reunidos para a elaboração das conclusões.

A simulação apresentou uma redução de temperatura mais acentuada logo após a primeira frenagem e menos acentuada no período de aceleração do veículo que se seguiu. A comparação entre os resultados numéricos e experimentais revela uma boa concordância. Mesmo assim, algumas diferenças entre os valores obtidos podem ser atribuídas aos seguintes aspectos: a consideração pela simulação das regiões para entrada e saída de ar como abertas, sem que tenha sido atribuída uma velocidade ou pressão no ar de entrada no domínio de cálculo; a desconsideração de alguns componentes do sistema de freio, como o cavalete de freio, em função das simplificações realizadas no modelo; a metodologia empregada para a montagem do termopar no disco de freio, que pode ter favorecido para que os dados obtidos por medição sofressem influência da área de contato do cilindro de cobre e os materiais

empregados no estudo, que mantiveram suas propriedades constantes durante a simulação, sendo que os materiais empregados no veículo de ensaio podem ter alterado suas características em função da temperatura e solicitações físicas.

Este estudo possibilita um vasto campo para trabalhos futuros. Como sugestão, utilizando a mesma metodologia empregada, seria possível realizar um estudo comparativo computacional e experimental de duas geometrias distintas de discos de freio e definir, com base na transferência de calor, qual das duas geometrias apresenta um melhor comportamento térmico.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABBOTT, M.B.; BASCO, D.R. **Computational Fluid Dynamics: an introduction for Engineers**. Longman, 1989

ANSYS CFX-SOLVER. **Introduction**. [S.l.] Cannonburg, US. Ansys Inc., Dezembro 2006.

_____. **Modeling Guide**. [S.l.] Cannonburg, US. Ansys Inc., Dezembro 2006.

AUTO-MOTOR-UND-SPORT. **Bremspruefungen**. [S.l.] Disponível em: <<http://www.auto-motor-und-sport.de/news/>>, Acesso em: 20 ago.2007, 15:20:00.

BOSCH, R. **Automotive Handbook**. 5. ed. Warrendale, US: Society of Automotive Engineers.Bauer & Partner, 2000.

BRASIL. Resolução nº 777/93, de 17 de dezembro de 1993. Dispõe sobre os procedimentos para avaliação dos sistemas de freios de veículos. **Denatran – Departamento Nacional de Trânsito**. Brasília: 17 de dez 1993. Disponível em: <<http://www.denatran.gov.br/resolucoes.htm>>, Acesso em: 06 Fev 2010, 18:18.

BREUER, B.; BILL, K.H. **Bremsenhandbuch: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik**. 2. ed. Wiensbaden, DE: Vieweg & Sohn Verlag, 2004.

BROOKS, P.C. et all. **A study of disc brake judder using a fully coupled thermo-mechanical finite element model**. Proceeding FISITA 94 Conference, Paper No 945042, Beijing, Outubro de 1994.

COMITÉ EUROPEU PARA NORMALIZAÇÃO – Deutsches Institut fuer Normung e. v. **DIN EN 1561**:. Ferro Fundido com grafite lamelar. Bruxelas, BE: CEN, 02 mai 1997.

CONTINENTAL AUTOMOTIVE SYSTEMS. **Complex Eigenvalue Evaluation FE-Model**. Courtesy of Continental Automotive AG. Gifhorn, DE: [s.n]. 2007.

DARWISH, M.; SAAD, T.; HAMDAN, Z. Parallelization of an Additive Multigrid Solver. **An International Journal of Computation and Methodology**. Líbano: Taylor & Francis, 21 abr. 2008. Disponível em: <<http://students.utsi.edu/tsaad/research/pdf/publications/Parallelization%20of%20an%20Additive%20Multigrid%20Solver.pdf>> Acesso em: 11 fev. 2010, 21:30.

EUROPA. Resolução nº 3 (R.E.3). Dispõe sobre os procedimentos para construção de veículos. **Economic Commission for Europe – Inland Transport Committee**. Geneva, SW: United Nations, 1999. Anexo 7, 2. ed. 16 de abr. 1999. Disponível em:

<<http://www.unece.org/trans/main/wp29/wp29wgs/wp29gen/wp29fdoc/78r1a2e.pdf>>, Acesso em: 17 Outubro 2009, 15:18.

EUROPA. Resolução Européia nº 13 (ECE-R13). Dispõe sobre prescrições de sistemas de freio para veículos com rodas, bem como equipamentos e componentes que podem ser utilizados, define tipos de categorias de veículos e procedimentos para aprovação de sistemas de freio. **Economic Commission for Europe – Braking – Regulation No. 13**. Geneva, SW: United Nations, 03 de Dezembro de 2003.

FLUENT NEWS. **Thermal Analysis of Vented Brake Rotors**. Lebanon, US: Fluent, 2001. Disponível em: <<http://www.fluent.com/about/news/newsletters/01v10i2/s6.htm>>, Acesso em: 23 ago. 2007, 18:51:02.

GILLESPIE, T.D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale, US: Society of Automotive Engineers. . Ed. Elsevier, 1992.

HAMANN, W.C. **Brakes: Design Guide**. Michigan, US: Ford, 1966.

HAPPIAN-SMITH, J. **An Introduction to Modern Vehicle Design**. Warrendale, US: Society of Automotive Engineers. ed. Elsevier Ltd., 2002.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 5 ed. US: John Wiley & Son, 2002. Tradução: Rio de Janeiro: ed. LTC, 2003.

KIM, M.R. et al. Numerical investigation of thermal behavior in brake assembly during the alpine braking mode. In: 2007 World Congress Detroit, US. **Paper...** Warrendale, US: SAE technical paper series, 2007.

LIMPERT, R. **Brake design and safety**. 2 ed. Warrendale, US: Society of Automotive Engineers. ed. Elsevier Ltd., 1999.

MACKIN, T.J. et al. Thermal cracking in disc brakes. **Engineering Failure Analysis**. Illinois: Elsevier Science, n. 9, p. 63-76, 2002.

MALISKA, C.R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. 1. ed. Rio de Janeiro: ed. LTC, 1995.

MCPHEE, A.D; JOHNSON, D.A. Experimental heat transfer and flow analysis of a vented brake rotor. **International Journal of Thermal Sciences**. Illinois, US: Elsevier Science Ltd., v. 47 p. 458-467, 2008.

PIROMÉTRICA. **Termopares**. Disponível em: <<http://www.pirometrica.com.br/paginas/produtos/termopar/termopares.html>>, Acesso em: 09 fev. 2010, 14:28:51.

QI, H.S.; DAY, A.J. Investigation of disc/pad interface temperatures in friction braking. **ScienceDirect**. [S.l.]. Ed. Elsevier B.V., 2006.

RAMSAY, T.N. The Efficient Application of CFD Analysis Methods to Provide Valuable Development Insight for Flow-Related Automotive Performance Issues. In: European Automotive CFD Conference, 3., 2007, Frankfurt, DE. **Paper...** Raymond, US: Ansys, 2007.

SKINNER, C. et al. **Methodology for Simulating Formula 1 Brake Disc Cooling**. [S.l.]. Fluent Technical Notes, 2005.

SMOLIK, C; BUCHER, J.. **Online-Glossar Velotechnick - Bremsleistung**. 2000.
Disponível em: <http://www.smolik-velotech.de/glossar/b_BREMSLEISTUNG.htm>,
Acesso em: 07 fev 2010, 11:13:12.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. **SAE J1263**: Road Load Measurement and Dynamometer Simulation Using Coastdown Techniques. Warrendale, US: Society of Automotive Engineers, ed. Elsevier Ltd., 1996.

TIROVIĆ, M. Energy thrift and improved performance achieved through novel railway brake discs Computational. **Applied Energy**. [S.l.]: ed. Elsevier. n. 86, p. 317-324, 2009.

TSUBOKURA, M. et al. Computational visualization of unsteady flow around vehicles using high performance computing. **Computer & Fluids**. [S.l.]: ed. Elsevier. n. 38, p. 981-990, 2009.

WHITE, F.M. **Mecânica dos Fluidos**. Rio de Janeiro: ed. McGraw-Hill, 2002.

VERSTEEG, H.K; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics**. 2 ed. Edinburgh Gate, EN: Pearson Education Limited, 2007.

APÊNDICE I

Descrito neste apêndice estão as dimensões do disco de freio utilizados no presente estudo, sendo que as aletas contidas entre as pistas de frenagem se distanciam em dois milímetros e meio das bordas interna e externa da pista externa e possuem uma espessura de quatro milímetros.

Dimensões do disco

H1	5 mm
R1	2.5 mm
R2	4 mm
V1	66.75 mm
alt_pastilha	10 mm
canal	7 mm
chanfro	45 °
d_degrau	66.75 mm
d_disco	140 mm
d_pista	89.2 mm
degrau_pista	1.2 mm
esp_disco	22 mm
esp_panela	6.4 mm
esp_pista_int	6.9 mm
espessura_degrau	5.75 mm
folga_past_1	1 mm
furo	32.5 mm
h_ref	30.46 mm
panela	72.5 mm

