

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA

LUCAS DO AMARAL

ANÁLISE NUMÉRICA DA INFLUÊNCIA DE DEFLETORES DE AR NO
RESFRIAMENTO DE FREIOS À TAMBOR

Joinville
2018

LUCAS DO AMARAL

ANÁLISE NUMÉRICA DA INFLUÊNCIA DE DEFLETORES DE AR NO
RESFRIAMENTO DE FREIOS À TAMBOR

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado como requisito parcial ao
curso de Graduação em Engenharia
Automotiva do Centro Tecnológico de
Joinville da Universidade Federal de
Santa Catarina.

Orientadora: Dra. Talita Sauter Possamai

Coorientador: Dr. Marcos Alves Rabelo

Joinville
2018

LUCAS DO AMARAL

ANÁLISE NUMÉRICA DA INFLUÊNCIA DE DEFLETORES DE AR NO
RESFRIAMENTO DE FREIOS À TAMBOR

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Automotiva, na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Banca Examinadora:

Dra. Talita Sauter Possamai
Orientadora
Presidente

Dr. Marcos Alves Rabelo
Coorientador

Dr. Thiago Antonio Fiorentin
Membro

Dr. Kleber Vieira de Paiva
Membro

AGRADEDIMENTOS

Agradeço primeiramente aos meus pais que sempre lutaram para que eu pudesse ter a oportunidade de estudar. Agradeço por todo o apoio e incentivo aos estudos, pois sem eles a minha trajetória até aqui não seria possível.

Agradeço à minha orientadora, professora Talita Sauter Possamai e ao meu coorientador, professor Marcos Alves Rabelo, por dedicarem um pouco do seu tempo e paciência para compartilharem seus conhecimentos comigo.

Agradeço também aos demais professores do curso, pois se pude chegar até aqui foi porque vocês me tornaram mais forte durante o caminho.

Agradeço aos meus amigos que me acompanharam durante este período, a companhia e a ajuda de vocês foi importante para que eu chegasse até aqui.

*Se eu vi mais longe,
foi por estar sobre ombros de gigantes.*

Isaac Newton

RESUMO

A evolução da engenharia automotiva tem se mostrada rápida e eficaz na proposta de melhoria dos mais diversos problemas encontrados nos veículos nesses últimos anos, porém alguns aspectos ainda exigem bastante atenção por parte dos engenheiros. A temperatura elevada, principalmente no sistema de freio à tambor de veículos, pode afetar diretamente a segurança e oferecer uma condição de risco aos seus ocupantes e cargas. Através de simulações numéricas baseadas em CFD (Computational Fluid Dynamic – Dinâmica dos Fluidos Computacional) utilizando o programa comercial ANSYS Fluent 18.2, este trabalho faz um estudo comparativo no sistema de freio de veículos comerciais pesados, onde é feita a análise entre um sistema de freio à tambor comum e um sistema de freio à tambor no qual utiliza um defletor de ar com o objetivo de aumentar a troca de calor no sistema, melhorando o resfriamento e diminuindo a temperatura de operação. Com os resultados, foi possível mensurar e comparar o resfriamento de ambos os tambores e verificar que o defletor de ar pode influenciar direta e significativamente na redução da temperatura do sistema.

Palavras-chave: CFD. Simulação numérica. Resfriamento. Defletor de ar. Tambor de freio.

ABSTRACT

The evolution of automotive engineering has been shown fast and effective in the proposal to improve the most diverse problems found in vehicles in recent years, but some aspects still require a lot of attention from the engineers. High temperature, especially in the vehicle drum brake system, can directly affect safety and provide a hazardous condition to its occupants and loads. Through numerical simulation based on CFD (Computational Fluid Dynamics) using the commercial software ANSYS Fluent 18.2, this paper makes a comparative study in the brake system of heavy commercial vehicles, where the analysis is made between a common drum brake system and a system of brake on the drum in which it uses an air deflector to increase the heat exchange in the system, improving cooling and lowering the operating temperature. With the results, it was possible to measure and compare the cooling of both drums and verify that the air deflector can influence directly and significantly the reduction on the system temperature.

Keywords: CFD. Numerical simulation. Cooling. Air deflector. Brake drum.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Esquema de freio à disco (a) e freio à tambor (b).....	20
Figura 2 - Principais componentes do freio à disco.	21
Figura 3 - Cáliper tipo fixo (a) e flutuante (b).....	22
Figura 4 - Tipos de discos de freio: sólido (a); ventilado (b); ventilado com superfície ranhurada (c) e ventilado com superfície perfurada (d).	23
Figura 5 - Esquema dos principais componentes do freio à tambor.....	24
Figura 6 - Distribuição de temperatura no disco sólido (a) e disco ventilado (b).	29
Figura 7 - Variação da temperatura máxima entre disco ventilado e sólido em função do tempo.	30
Figura 8 - Perfil do disco de freio ventilado: fluxo de ar livre (rest) e fluxo de ar em sentido radial (vent).....	31
Figura 9 - Coeficiente de transferência de calor nas paredes internas (vent) do disco.....	31
Figura 10 - Valor do coeficiente de convecção H para discos das rodas traseiras (a) e discos nas rodas dianteiras (b).	32
Figura 11 - Uso de aletas nos tambores de freio para aumentar a dissipação de calor.....	33
Figura 12 - Representação do fluxo de ar na roda em vista lateral (a) e vista superior (b).....	34
Figura 13 - Esquema do fluxo de ar em um veículo com a parte frontal “quadrada” (a) e a mais aerodinâmica (b).	35
Figura 14 - Modelos de caixa de roda usadas na simulação.....	36
Figura 15 - Melhoria no resfriamento do sistema de freio de um carro de passeio.....	37
Figura 16 - Entradas de ar para arrefecimento dos freios dianteiros do Ford Mustang.	38
Figura 17 - Dutos de ar para arrefecimento dos freios dianteiros.	38
Figura 18 - Regiões de baixa, média e alta pressão.....	39
Figura 19 - Defletores utilizados na F1.	40
Figura 20 - Defletores de ar.....	41
Figura 21 - Defletor de ar instalado.....	41
Figura 22 - Diferença entre temperaturas com a utilização e não utilização do defletor em um Fiesta ST à uma temperatura ambiente de 0 °C.....	42
Figura 23 - Diferença entre temperaturas com a utilização e não utilização do defletor em um Focus ST à uma temperatura ambiente de 10 °C.	42
Figura 24 - Fluxo de ar no freio de um Subaru WRX sem defletor (a) e com defletor (b).	43
Figura 25 - Rodas de um veículo comercial pesado.....	45

Figura 26 - Geometria sem defletor (a) e com defletor (b).	46
Figura 27 - Vistas da geometria: lado interno (a); externo (b); inferior (c) e frontal (d).	46
Figura 28 - Volume de controle.....	48
Figura 29 - Medidas do volume de controle a partir da geometria.	48
Figura 30 – Subdivisões da região próxima à parede.....	54
Figura 31 - Faces nomeadas no volume de controle.	56
Figura 32 - Exemplo da taxa de crescimento dos elementos de malha.	59
Figura 33 - Malha gerada no volume de controle para a simulação.....	62
Figura 34 - Valores de y^+ na superfície do tambor para a geometria sem defletor (a) e com defletor (b).....	64
Figura 35 - Roda Comum – Vetores de velocidade.....	65
Figura 36 - Roda com Defletor – Vetores de velocidade.	65
Figura 37 – Roda com Defletor - Indicação da entrada (seta verde) e saída (seta vermelha) da linha de corrente na região entre o tambor de freio e roda, e sentido do fluxo (seta azul).....	66
Figura 38 - Gráfico de temperatura mínima, máxima e média da Roda Comum.....	67
Figura 39 - Gráfico de temperatura mínima, máxima e média da Roda com Defletor.	67
Figura 40 - Temperatura mínima, máxima e média das duas geometrias.	68
Figura 41 – Redução da temperatura mínima, máxima e média da Roda com Defletor em relação à Roda Comum.....	69
Figura 42 – Temperatura no tambor em 7,5 min na Roda Comum (a) e Roda com Defletor (b) e indicação da face de contato com a roda.	70
Figura 43 - Geometria da Roda Comum - temperatura na superfície do tambor para os tempos indicados em cada figura.	72
Figura 44 - Geometria da Roda com Defletor - temperatura na superfície do tambor para os tempos indicados em cada figura.....	72
Figura 45 - Coeficiente de Transferência de calor para o tambor da geometria comum (a) e com defletor (b) no último instante de tempo.....	73
Figura 46 - Taxa média de resfriamento do tambor.	74
Figura 47 - Temperatura média dos tambores das duas geometrias.....	74
Figura 48 - Transferência de Calor por Convecção [J/min].	75

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Resultados de temperatura no tambor de freio após 600s.	36
Tabela 2 - Temperaturas medidas com e sem o uso de defletores.	43
Tabela 3 – Temperatura mínima e máxima e erro em porcentagem dessas temperaturas do estudo de independência de malha para a Roda Comum (sem defletor)	60
Tabela 4 – Temperatura média e erro em porcentagem dessas temperaturas do estudo de independência de malha para a Roda Comum (sem defletor).	60
Tabela 5 Temperatura mínima e máxima e erro em porcentagem dessas temperaturas do estudo de independência de malha para a Roda com Defletor.	61
Tabela 6 – Temperatura média e erro em porcentagem dessas temperaturas do estudo de independência de malha para a Roda com Defletor.	61

LISTA DE ABREVIATURAS

CFD	Computational Fluid Dynamic – Dinâmica dos Fluidos Computacional
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stoks – Navier-Stokes com Média de Reynolds
SIMPLE	Semi-Implicit Pressure-Linked Equations – Equações Ligadas à Pressão Semi-Implicitas
SST	Shear Stress Transport – Transporte por Tensão de Cisalhamento
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina

LISTA DE SÍMBOLOS

B	Constante adimensional
B_i	Força de corpo por unidade de volume [N/m^3]
$c_{\varepsilon 1}$	Constante empírica de turbulência
$c_{\varepsilon 2}$	Constante empírica de turbulência
C_p	Calor específico [$J/kg \cdot K$]
C_μ	Constante empírica de turbulência
f_μ	Função de amortecimento
g	Gravidade [m/s^2]
h	Entalpia estática [J/kg]
H	Entalpia total [J/kg]
i	Número de iterações
i_{tot}	Número total de iterações
k	Energia cinética turbulenta
Ka	Constante de Kármán
n	Número de passos de tempo
p	Pressão [Pa]
Pr	Número de Prandtl
Re	Número de Reynolds
Sc_t	Número de Schmidt
S_{ij}	Tensor da taxa de deformação [N/m^2]
t	Tempo [min]
t_{tot}	Tempo total [min]
T	Temperatura [$^{\circ}C$]
T_f	Temperatura da malha mais fina [$^{\circ}C$]
T_g	Temperatura da malha mais grossa [$^{\circ}C$]
T_{max}	Temperatura máxima [$^{\circ}C$]
T_{min}	Temperatura mínima [$^{\circ}C$]
u^+	Velocidade adimensional
u_t	Velocidade turbulenta [m/s]
u^*	Velocidade de fricção [m/s]
x	Componente espacial [m]

u_i	Velocidade na direção x [m/s]
u_j	Velocidade na direção y [m/s]
V	Velocidade [m/s] ou [km/h]
y^+	Distância adimensional da parede
y	Distância da parede [m]
ϕ_i	Variável genérica instantânea
ϕ_i'	Variável variável genérica flutuante
$\bar{\phi}_i$	Valor médio de Reynolds
λ	Coefficiente de transferência de calor por condução [$W/m.K$]
δ_{ij}	Delta de Kronecker
Γ_i	Coefficiente de difusão de viscosidade
Γ_{ref}	Coefficiente de difusão de referência
∇	Operador divergente [$i \frac{\partial}{\partial x} + j \frac{\partial}{\partial y} + k \frac{\partial}{\partial z}$]
Φ	Função da dissipação de viscosidade [W/m^3]
$\overline{\rho u''_i u''_j}$	Tensor de Reynolds
$\overline{\rho u''_j h''}$	Fluxo turbulento de entalpia
ϕ_k	Termo de parede
ϕ_ε	Termo de parede
τ_ω	Tensão de cisalhamento turbulenta na parede
ε	Taxa de dissipação de energia cinética turbulenta [m^2/s^3]
τ_t	Intervalo de tempo [s]
τ_{ij}	Tensor viscoso [N/m^2]
μ	Viscosidade [$kg/m.s$]
μ_t	Viscosidade dinâmica turbulenta [$kg/m.s$]
μ_{eff}	Viscosidade dinâmica efetiva [$kg/m.s$]
ρ	Densidade [kg/m^3]

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	16
1.1 OBJETIVOS.....	18
1.1.1 Objetivo geral.....	18
1.1.2 Objetivos específicos	18
2. REFERENCIAL TEÓRICO	19
2.1 SISTEMA DE FREIO	19
2.1.1 Tipos de freios automotivos	19
2.1.1.1 <i>Freio à disco</i>	20
2.1.1.2 <i>Freio à tambor</i>	23
2.2 TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM SISTEMAS DE FREIO	25
2.2.1 Problemas gerados pelo excesso de calor nos sistemas de freio	25
2.2.2 Otimização na troca de calor em sistemas de freio	27
2.2.2.1 <i>Projeto das rodas</i>	29
2.2.2.2 <i>Discos ventilados</i>	29
2.2.2.3 <i>Tambores com aletas</i>	32
2.2.2.4 <i>Modificações na aerodinâmica do veículo</i>	33
2.2.2.5 <i>Dutos de ar</i>	36
2.2.2.6 <i>Defletores</i>	39
3. METODOLOGIA	45
3.1 GEOMETRIA DO PROBLEMA	45
3.2 SIMULAÇÃO NUMÉRICA.....	47
3.2.1 Domínio computacional	47
3.2.2 Configuração de simulação	49
3.2.3 Lei de parede	54
3.2.4 Modelo numérico empregado	55
3.2.5 Condições de contorno	56
3.2.6 Solver	57
3.3 MALHA	58
3.3.1 Estudo de independência de malha	58
4. RESULTADOS	63
4.1 VALOR DE Y^+	63
4.2 FLUXO DE AR.....	64

4.3	TEMPERATURA	67
4.4	COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E TAXA DE RESFRIAMENTO DO TAMBOR	73
5.	CONCLUSÕES	76
5.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	77

1. INTRODUÇÃO

Os freios, como sistemas fundamentais em automóveis, estão diretamente relacionados com a segurança de seus ocupantes, garantindo assim a frenagem do veículo sem que haja colisão. Os sistemas de freios devem ser completamente confiáveis em condições adversas de operação, como na presença de chuva, poeira e variações de temperatura. Embora esses fatores não devam prejudicar o bom funcionamento dos freios, a temperatura é uma das principais causas de falhas nesses sistemas.

Em veículos comerciais, principalmente os da linha pesada, as temperaturas nos sistemas de freio são bem superiores se comparados com veículos mais leves em função principalmente da massa, que é extremamente alta e eleva a energia cinética total. Por esta razão, o estudo térmico dos freios é de fundamental importância, não só para a segurança das pessoas, mas para melhor entendimento da geração e dissipação de calor nos sistemas, podendo assim ser realizadas melhorias de troca térmica.

Segundo Abreu (2013), a evolução dos freios levou ao surgimento de dois tipos bem difundidos na indústria automobilística, os freios à tambor e à disco. O freio à tambor foi utilizado pela primeira vez no automóvel Maybach 1901, pelo francês Louis Renault em 1902. Já o freio à disco foi patenteado em 1902 pelo inglês Frederick Lanchester, que fez sua primeira utilização veicular em um Lanchester 20 HP. Tanto no sistema que utiliza disco como no que utiliza tambor, o princípio é o mesmo: a conversão da energia cinética em calor.

Brezolin (2007) descreve algumas vantagens dos sistemas que utilizam freio à disco em relação aos freios à tambor, como: maior desempenho e eficiência de frenagem em altas velocidades; melhor conforto durante a aplicação da força no pedal de freio pelo usuário; maior uniformidade do torque de frenagem e maior capacidade de dissipação de calor produzido pelos elementos atritantes.

Segundo Brezolin (2007), atualmente os veículos comerciais estão utilizando cada vez mais sistemas de freios à disco no lugar dos sistemas que utilizam tambor. Na Europa mais de 80% dos caminhões específicos para transporte de carretas e cerca de 40% dos implementos rodoviários registrados naquele continente possuem freio à disco, sem contar o considerável crescimento do uso de discos em ônibus urbanos e rodoviários.

Na América Latina, o uso de freios à disco tende a seguir o mesmo caminho da Europa, porém de forma mais lenta, já que os custos dos discos ainda não são tão competitivos se comparados com os sistemas que utilizam tambores (BREZOLIN, 2007). Além disso, as dimensões necessárias dos discos para aplicação em veículos comerciais também contribuem para o elevado custo da manufatura, fazendo com que ainda se utilize os freios à tambor pela maioria das montadoras desses veículos.

Como mostrado em uma matéria feita por Sarapu (2012), houve 947 acidentes com 145 feridos e 9 mortos envolvendo veículos de carga no Anel Rodoviário em Belo Horizonte, apenas no ano de 2012. Nesta matéria, o professor do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, Fabrício Pujatti explica que se o motorista mantivesse a velocidade constante através do freio motor durante uma descida de serra, por exemplo, o sistema de frenagem seria exigido bem menos, fazendo com que a temperatura fosse bem menor durante todo o percurso. Para Fabrício, há uma negligência dos motoristas tanto com o excesso de peso transportado nos veículos, como a imprudência nas descidas onde não é utilizado o freio motor por alguns condutores.

Nesta mesma matéria de Sarapu (2012), o doutor em Engenharia de Transportes Frederico Rodrigues comenta que alguns motoristas não controlam a velocidade do veículo através do freio motor porque isso implica em baixa velocidade. Porém é essencial que o tráfego de veículos em declives seja feito de maneira prudente de tal forma que o freio não ultrapasse a temperatura ideal de trabalho, permitindo que seja possível uma frenagem de emergência no caso da necessidade de parada imediata do veículo, como obras na pista ou algum congestionamento no trecho de serras.

Por ser considerado um elemento sujeito à falha quando submetido à temperatura elevada como em descidas de serras, por exemplo, o estudo e entendimento dos fenômenos térmicos presentes nos discos e tambores de freios se tornam parte fundamental para a evolução do setor automotivo, podendo garantir maior segurança no transporte de pessoas e cargas.

Este trabalho visa uma análise térmica através de métodos numéricos dos tambores de freios em veículos comerciais da linha pesada, identificando a influência de defletores de ar na troca de calor e redução da temperatura desses sistemas.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo geral

Este trabalho tem por objetivo geral realizar uma análise térmica preliminar, através de métodos numéricos da troca de calor em freios à tambor e analisar a dissipação de calor no sistema a fim de entender melhor o fenômeno e suas implicações.

1.1.2 Objetivos específicos

- a) Revisão sobre os sistemas de freios à disco e à tambor;
- b) Desenvolvimento do modelo numérico de uma roda de veículos da linha pesada com freio à tambor e análise das limitações do modelo.
- c) Análise da diferença nas estimativas de trocas de calor e temperaturas com o uso de defletores de ar;

2. REFERENCIAL TEÓRICO

Este capítulo apresenta inicialmente os conceitos teóricos básicos ao desenvolvimento do estudo. Ao final do capítulo são apresentados resultados referentes às trocas de calor em freios documentados na literatura.

2.1 Sistema de Freio

O sistema de freio pode ser definido como um dispositivo capaz de transformar a energia cinética de uma massa que esteja em rotação ou translação, em energia térmica ou simplesmente calor. Nessa transformação a velocidade da massa pode ser reduzida parcial ou totalmente (INFANTINI, 2008).

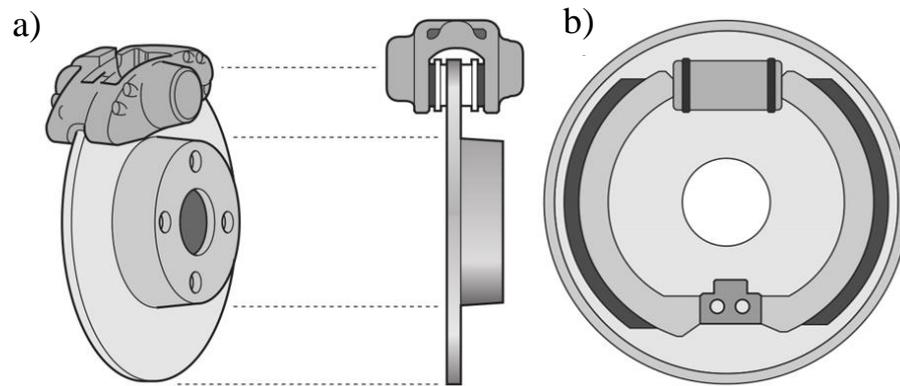
Segundo Pinto (2014), os freios possuem três funções básicas em um veículo automotor: desacelerar um veículo, incluindo a sua parada; manter a velocidade de um veículo durante uma operação de descida e; manter o veículo parado.

Este trabalho tem como foco o segundo item, para operação durante descida onde as temperaturas elevadas devido ao atrito no sistema de freio podem levar às falhas.

2.1.1 Tipos de freios automotivos

Os veículos atuais possuem, em sua maioria, freios à disco nas rodas dianteiras (Figura 1a) e freios à tambor nas rodas traseiras (Figura 1b). Em geral, esta configuração se remete aos veículos de entrada em que os motores não são tão potentes e por isso a configuração dos freios descrita anteriormente é suficiente para a dissipação de energia necessária.

Figura 1 - Esquema de freio à disco (a) e freio à tambor (b).



Fonte: Manual NAKATA (p. 5 e 8).

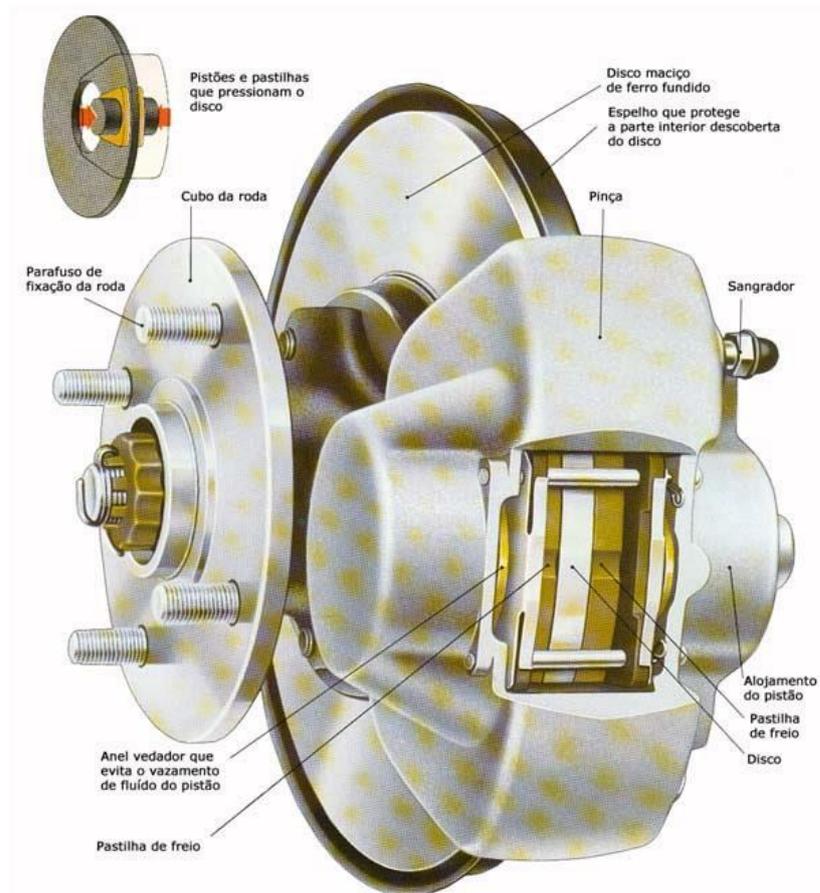
Tanto para veículos mais caros e potentes para uso diário, quanto para veículos esportivos e de competição, geralmente adota-se freios à disco nas quatro rodas. Essa configuração se deve principalmente pela capacidade de aceleração e velocidades máximas que esses veículos possuem e, portanto, necessitam de sistemas de frenagem melhores em que a dissipação de calor seja mais eficiente.

Os freios à disco, como os freios à tambor, possuem suas particularidades como componentes atritantes, troca de calor, custo e eficiência. As principais diferenças construtivas entre esses dois tipos estão descritas a seguir.

2.1.1.1 Freio à disco

Segundo Pinto (2014), o freio à disco possui uma configuração em que as pastilhas de freio são pressionadas contra o disco, que é o elemento girante do sistema. A Figura 2 representa o esquema do freio à disco e os principais componentes.

Figura 2 - Principais componentes do freio à disco.



Fonte: Costa (2002, p. 140).

Pastilha de freio: são fabricadas de material com elevado coeficiente de atrito e tem a função de converter a energia cinética em calor. Elas devem resistir às altas temperaturas e possuir baixa variação do coeficiente de atrito em função do desgaste ou calor;

Cáliper ou pinça: é um mecanismo que suporta as pastilhas de freio e o(s) pistão(es). O cáliper precisa resistir às pressões geradas pelo sistema hidráulico ao acionar os pistões, e por isso são geralmente fabricados em ferro fundido nodular.

O cáliper ainda pode ter duas variações, compondo a classificação do tipo *fixo*, cujo cáliper possui pistões dos dois lados do disco (Figura 3a) e do tipo *flutuante*, em que o cáliper possui um ou mais pistões apenas em um lado, geralmente na parte interna da carcaça (Figura 3b). Desta forma, o cáliper flutuante é livre para se deslocar;

Pistão de freio: é responsável por transmitir a força do fluido para a pastilha de freio. Ele pode ser acionado tanto mecanicamente por alavancas, quanto por pressão hidráulica, sendo esta última utilizada em praticamente todos os sistemas de freio;

Alojamento do pistão: local interno no cáliper que comporta o pistão de acionamento do freio;

Disco: ou simplesmente rotor, é o elemento rotativo de um sistema de freio à disco. Ele é o responsável por proporcionar a superfície de contato necessária para que as pastilhas de freio possam ser pressionadas axialmente, gerando calor. Os discos podem possuir variações construtivas aplicadas às necessidades da capacidade de resfriamento e desempenho, como mostrado na Figura 4. Os discos sólidos (Figura 4a) foram os primeiros tipos de discos utilizados nos freio, evoluindo então para discos com maior capacidade de dissipação térmica, como por exemplo os discos ventilados (Figura 4b). Já os discos ventilados com superfície ranhurada (Figura 4c) e os discos ventilados com superfície perfurada (Figura 4d) possuem maior utilização em veículos esportivos e de competição por se tratar de elementos que possuem uma alta taxa de dissipação de calor que é de extrema importância para esta classe de veículos.

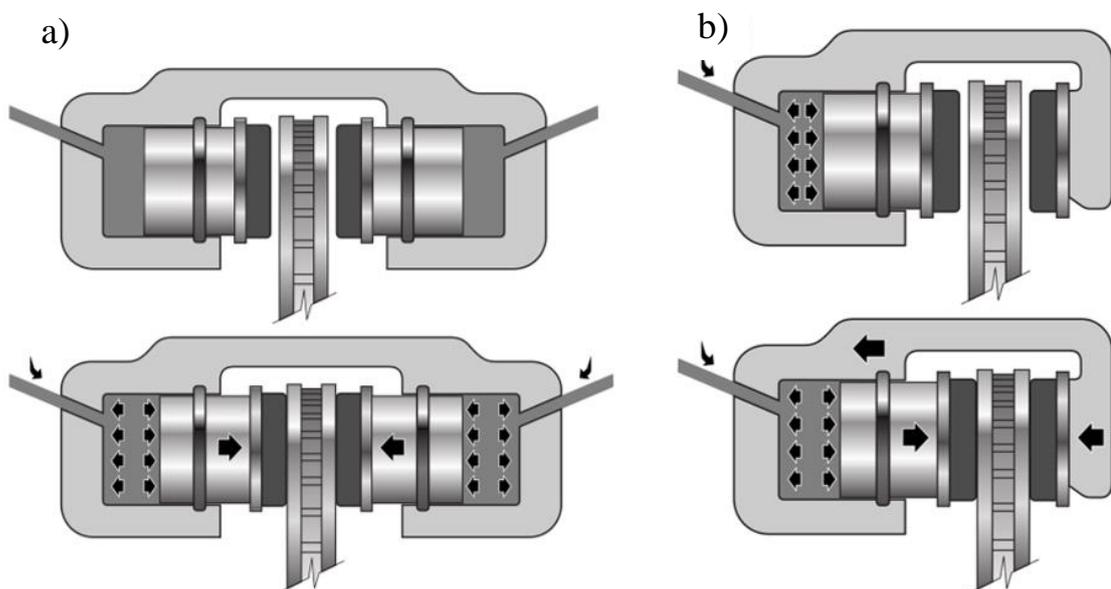
Cubo de roda e parafuso de fixação: componentes no qual o disco e a roda são fixados, girando na mesma velocidade;

Anel vedador: vedação responsável por evitar o vazamento de fluido de freio do sistema hidráulico;

Espelho: elemento responsável pela proteção contra poeira e outros resíduos que possam prejudicar o sistema ou o contato pastilha/disco;

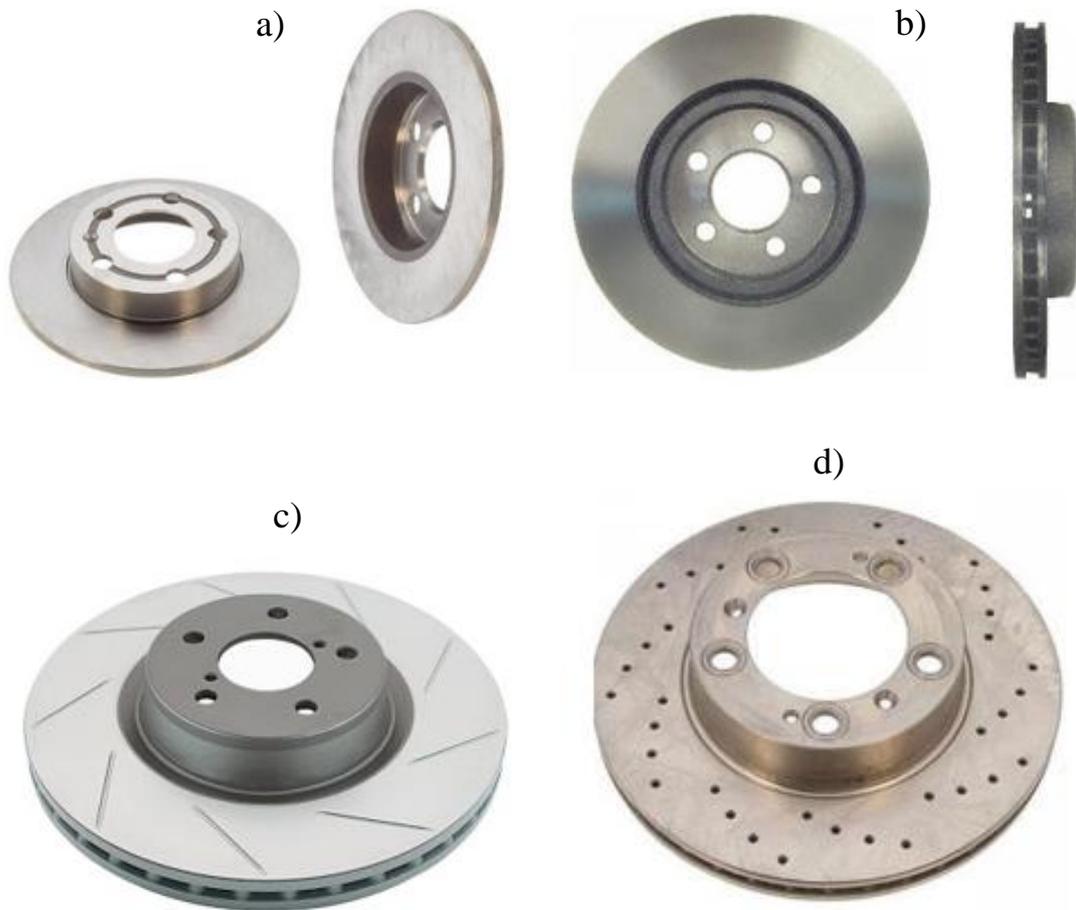
Sangrador: sistema que possibilita ser feito a sangria dos freios do veículo.

Figura 3 - Cáliper tipo fixo (a) e flutuante (b).



Fonte: Manual NAKATA (p. 5 e 6).

Figura 4 - Tipos de discos de freio: sólido (a); ventilado (b); ventilado com superfície ranhurada (c) e ventilado com superfície perfurada (d).



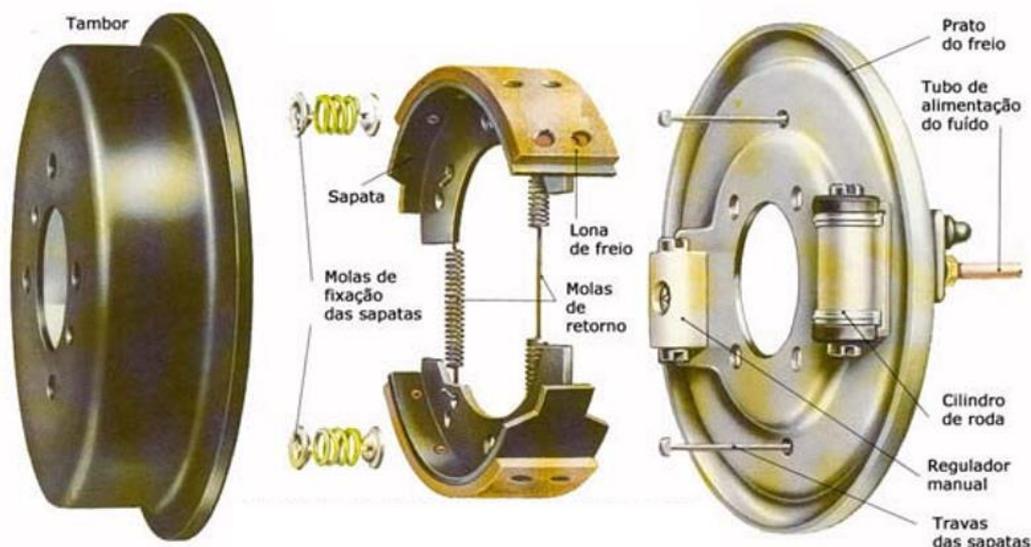
Fonte: Pinto (2014, p. 38).

Segundo Oliveira (2017), a principal característica positiva dos sistemas que utilizam freio à disco é a capacidade de dissipar o calor gerado e armazenado dos pares de fricção de maneira mais rápida e eficiente do que os freios à tambor. Além disso, outra vantagem importante é o tempo de resposta desse sistema, no qual o retorno das pastilhas é bem mais rápido se comparado com o retorno das lonas de freio nos sistemas que utilizam tambor.

2.1.1.2 Freio à tambor

Diferentemente dos freios à disco, em que os elementos atritantes são pressionados axialmente contra o rotor, no sistema de freio à tambor, os elementos atritantes (chamados de lonas) são empurrados radialmente. A Figura 5 exemplifica o esquema de um freio à tambor.

Figura 5 - Esquema dos principais componentes do freio à tambor.



Fonte: Costa (2002, p. 137).

Lonas de freio: material de fricção com formato cilíndrico que é pressionado contra o tambor, convertendo assim a energia cinética em calor;

Tambor: é o componente girante do par de fricção;

Sapatas de freio: serve como base de fixação das lonas através de rebites. As sapatas transmitem a força de atuação para as lonas de freio;

Tubo de alimentação do fluido: canal responsável por levar o fluido até o cilindro de roda;

Cilindro de roda: é responsável por transmitir a pressão do fluido de freio até as sapatas, movendo-as radialmente para fora, pressionando as lonas de freio contra a superfície interna do tambor. No caso dos veículos com freio à ar, uma peça metálica aciona mecanicamente as sapatas;

Molas de retorno e fixação das sapatas: atua retornando as sapatas para a posição natural, destravando o tambor;

Prato do freio: responsável pelo suporte de alguns elementos do sistema, atuando também como protetor contra sujeira no sistema;

Regulador manual: Mecanismo que permite o ajuste manual da distância entre as lonas e o tambor;

Travas das sapatas: guia lateral das sapatas, auxiliando na montagem e desmontagem do sistema para manutenção em geral.

Como principais vantagens deste sistema, Oliveira (2017) destaca o custo mais barato e área de contato entre lona de freio e tambor muito maior do que entre a pastilha e o disco, proporcionando maior torque de frenagem, o que justifica o uso na maioria dos veículos com massa elevada, como caminhonetes, ônibus e caminhões.

2.2 Transferência de Calor em Sistemas de Freio

O desempenho dos sistemas de freios nos veículos é fortemente influenciado pelas condições físicas, químicas e térmicas de seus componentes. Como Infantini (2008) descreve, as características mecânicas têm um efeito significativo no desempenho do sistema de freio, porém a temperatura instantânea na superfície do material de fricção e do material do rotor é o principal fator e deve ser analisado com extrema atenção ao se elaborar um projeto de freio.

Não somente a temperatura deve ser analisada, mas também a quantidade de calor que é gerado no sistema e dissipado para os elementos e o ambiente. Silva (2007) apud Infantini (2008), utilizou a metodologia de elementos finitos em um sistema de pastilha de disco de freio estimando que cerca de 5% do calor gerado durante o processo de frenagem é transferido para a pastilha, 93% para o disco e 2 para o meio ambiente.

Já no trabalho de Abreu (2013), é citado um exemplo de um sistema de freio à disco em que 87% do calor gerado na frenagem é armazenado no disco e apenas 13% na pastilha. No entanto, estes valores são calculados analiticamente, desprezando a perda de calor presentes nos componentes para o ambiente.

2.2.1 Problemas gerados pelo excesso de calor nos sistemas de freio

O calor em excesso nos sistemas de freios pode gerar inúmeros problemas, prejudicando a eficiência da frenagem, elevando o tempo e a distância de parada que o veículo necessita para fazer uma frenagem segura.

Conforme Tirovic e Todorovic (1988) apud Infantini (2008), medições de temperatura feitas na pastilha de freio de um veículo com elevado gradiente de temperatura mostraram que a pastilha estava convexa na interface de contato, tornando a distribuição de pressão não-uniforme no par de fricção do sistema, além de reduzir o tempo de vida útil das pastilhas.

Day et. al (1991) apud Infantini (2008) mencionaram que a área de contato nominal da pastilha de freio foi reduzida de 80% para 60% após uma simulação numérica que mostra

os efeitos térmicos e suas influências na parte mecânica dos sistemas de freio. O efeito desta ocorrência se deu em função da distorção cônica que pode ocorrer no disco durante o processo de frenagem em função do superaquecimento. Simulações também foram feitas nos sistemas que utilizam freio à tambor e também pôde ser obtido irregularidades na área de contato entre o tambor e as lonas de freio devido à dilatação do tambor, o que acaba prejudicando na distribuição uniforme de pressão no par de fricção. Em descidas de serras, por exemplo, o aquecimento dos veículos comerciais da linha pesada como ônibus e caminhões se tornam tão elevados à ponto de o condutor ter que acionar de maneira mais forte o pedal de freio em função da perda de contato parcial entre as lonas de freio e os tambores.

Um ponto mencionado por Infantini (2008) em seu trabalho é que a temperatura do sistema de freio está diretamente associada com a dissipação de calor deste sistema. Por ser utilizado o ferro fundido cinzento na maioria dos discos e tambores, a troca térmica não é tão alta quando comparada com esses elementos feitos em materiais como o cobre e o aço cromo, por exemplo, em que seus valores de condutividade térmica são mais elevados.

Iombriller (2002) menciona outro tipo de problema presente nos sistemas de freio chamado de *fade*. Trata-se da perda de atrito entre pastilha e disco ou lona e tambor em função da temperatura (significativamente acima dos 400 °C) dos elementos de fricção. Como Mortimer et al. (1970) citam, em condições normais os freios não ultrapassam os 150 °C e, portanto, não há o efeito *fade*.

Como HeiBing e Ersoy (2011) explicam, um dos pontos mais importantes em termos de projeto para o arrefecimento dos freios é a condição de frenagem de longa duração, como por exemplo em descida de serras. Nessas condições, tanto os discos como tambores são aquecidos por um longo período, havendo fluxo de ar, porém não suficiente para o resfriamento do sistema. Segundo os autores, os discos (feitos de ferro fundido) são projetados para uma temperatura máxima de operação em torno dos 700 °C.

Em termos de temperatura, Infantini (2008) cita que não é incomum que nos freios de veículos pesados e também nos veículos de competição a temperatura atinja os 700 °C. Já Abreu (2013) menciona em seu trabalho que a variação da temperatura ambiente até a temperatura máxima nos freios pode atingir os 800 °C, dependendo do tipo, solicitação e número de frenagens.

Nos resultados do trabalho de Chiaroni (2014) também pode-se verificar a temperatura que o tambor atinge dependendo das condições de frenagem. Para uma das simulações deste trabalho, foi realizada uma frenagem com o veículo de passeio à 60 km/h em uma pista com declive de 10%, e o autor obteve uma temperatura máxima de 774,94 °C.

Além do efeito *fade*, Nicolazzi et al. (2008) citam outros dois problemas que podem afetar severamente as condições de frenagem e segurança. Devido ao superaquecimento do sistema, pode haver excesso de calor transferido para o fluido de freio podendo causar sua vaporização parcial e conseqüentemente a perda da ação e travamento dos freios, obrigando os fabricantes de fluidos a desenvolverem novos produtos com grande resistência à vaporização. Outro problema causado pelo excesso de calor é a deterioração das vedações de borracha do sistema hidráulico, podendo também causar o travamento do sistema ou vazamento de fluido.

2.2.2 Otimização na troca de calor em sistemas de freio

Como menciona Bosch (2005), os discos de freio de ferro fundido cinzento com pinças externas se tornaram padrão. Geralmente os discos de freio são assentados no cubo da roda. Esta disposição requer uma adequada dissipação de calor através de irradiação, convecção e condução térmica. Outros fatores como discos de freio ventilados, placa de dissipação de calor e rodas com fluxo de ar otimizado reduzem a temperatura do sistema, principalmente nos veículos de alta performance.

Limpert (1999) descreve que a quantidade de calor transferido do sistema de freio para o ambiente depende fortemente do tipo de rotor que está sendo utilizado (tambores comuns, tambores ventilados, discos sólidos, discos ventilados, discos ranhurados, etc).

Reif (2014) explica que em veículos mais potentes, o sistema de freio deve atender três principais itens:

- Propriedades estáveis de fricção das pastilhas e disco;
- Condução de calor;
- Ventilação adequada dos freios.

Quando os engenheiros testam os veículos que estão sendo desenvolvidos em túneis de vento, procura-se investigar todo tipo de influência do fluxo de ar em todas as regiões possíveis. Como Hucho et al. (1987) explicam, uma avaliação qualitativa das características do fluxo de ar para arrefecimento dos freios pode ser feita com o uso de um gerador de fumaça no túnel de vento, como também um anemômetro de fio quente que poderá medir a velocidade do ar em alguns pontos de interesse no sistema.

Um teste ainda mais real pode ser realizado caso o túnel de vento possua um dinamômetro, como Hucho et al. (1987) explicam. No túnel, uma frenagem deve ser aplicada no veículo de tal forma que simule as condições reais até o aquecimento do sistema e

posteriormente o veículo deve ser submetido ao vento do túnel para que o sistema esfrie novamente. O monitoramento da temperatura juntamente com o tempo de resfriamento do sistema pode indicar o desempenho de resfriamento dos freios, podendo ser trabalhados algumas maneiras mais eficazes de arrefecimento, como a otimização da geometria das rodas, entradas de ar na região frontal do veículo, etc.

Crolla (2009) menciona que, embora os túneis de vento sejam extremamente importantes para um bom estudo no desempenho dos automóveis, o desenvolvimento na área da modelagem numérica fornece aos engenheiros automotivos a possibilidade do mapeamento dos fluxos internos e externos de maneira confiável, auxiliando na otimização dos projetos de aerodinâmica, arrefecimento do motor e dos freios.

Como Taborek (1957) descreve, há basicamente duas diferentes condições da utilização dos freios nos veículos: aplicação de frenagem moderada de longa duração, no qual geralmente ocorre quando o veículo está descendo uma pista inclinada e deve manter a sua velocidade constante ou então o condutor pretende fazer uma parada à uma determinada distância consideravelmente grande, e neste caso há tanto a geração de calor como a dissipação do mesmo ou; a aplicação de frenagem severa de curta duração, no qual ocorre quando o condutor percebe algum fator de risco na pista/trânsito e neste caso, praticamente todo o calor é absorvido pelos discos/tambores, pois o tempo de dissipação desse calor para o ambiente é muito pequeno, podendo ser desconsiderado em muitos casos.

Das três maneiras de dissipação de calor consideradas nesses sistemas (condução, convecção e radiação), Taborek (1957) descreve a convecção como a principal para a dissipação de calor armazenado nos tambores, discos e calípers. Ele também descreve que a eficiência dessa dissipação de calor se dá principalmente pela área de contato exposta ao ambiente e também pela velocidade e turbulência do fluxo de ar.

Puhn (1985) descreve em seu livro algumas melhorias que podem ser implementadas nos sistemas de freio de veículos de passeio e comerciais com o objetivo de aumentar a dissipação de calor, sendo as principais:

- Mudança no projeto das rodas para aumentar o fluxo de ar;
- Utilização de discos ventilados;
- Utilização de tambores com aletas e nervuras;
- Modificação na aerodinâmica do veículo para que haja maior fluxo de ar no sistema;
- Adição de dutos de ar e;
- Instalação de defletores que direcionem o ar para os freios;

2.2.2.1 Projeto das rodas

Como cita Costa (2002), o uso de rodas de alumínio tem crescido nos últimos anos e isso traz uma grande vantagem, pois este material conduz melhor o calor se comparado com as rodas de ferro. Outro ponto positivo descrito pelo autor vem com o uso de rodas vazadas que aumenta o fluxo de ar e contribui para o arrefecimento dos freios.

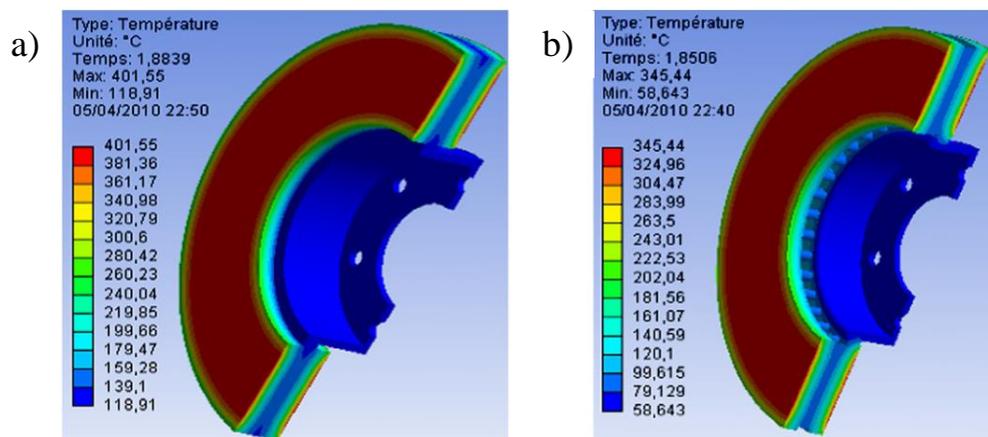
Puhn (1985) cita o uso de rodas esportivas como um item importante para o resfriamento dos freios. Estas rodas não apenas permitem um melhor fluxo de ar, como também podem favorecer, através do seu projeto, a indução do ar de fora para dentro.

2.2.2.2 Discos ventilados

Como descrito anteriormente no tópico 2.1.1 - Tipos de freios automotivos, os sistemas de freios podem ser à tambor ou à disco e este último ainda pode ter suas variações em disco sólido, ventilado, ventilado com superfície ranhurada e ventilado com superfície perfurada.

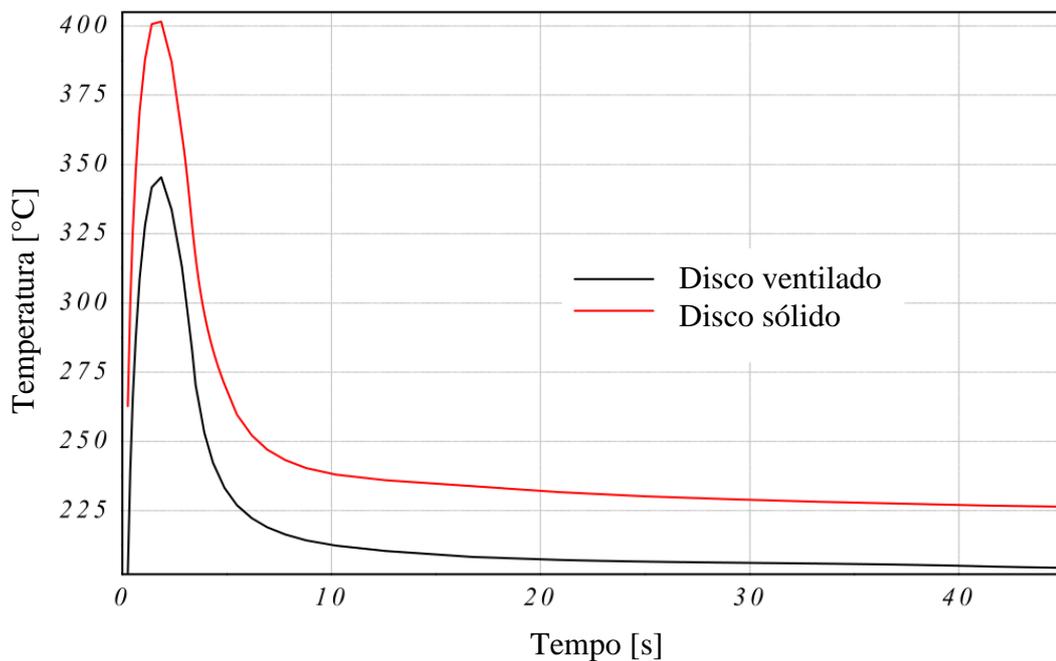
Belhocine e Bouchetara (2011) puderam mostrar em seu trabalho, no qual é analisado o comportamento de discos sólidos e ventilados, a comparação dos resultados da simulação feita no programa ANSYS com as temperaturas e os coeficientes de transferência de calor. A Figura 6 compara a distribuição de temperatura no disco sólido (a) e ventilado (b) e a Figura 7 mostra a temperatura máxima dos discos em função do tempo.

Figura 6 - Distribuição de temperatura no disco sólido (a) e disco ventilado (b).



Fonte: Belhocine e Bouchetara (2011, p. 64).

Figura 7 - Variação da temperatura máxima entre disco ventilado e sólido em função do tempo.

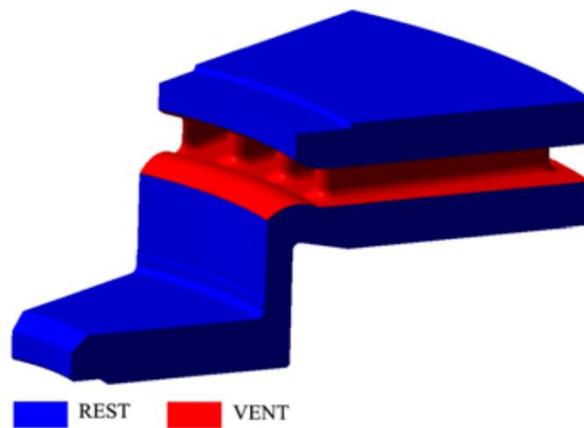


Fonte: Belhocine e Bouchetara (2011, p. 64).

Neste trabalho foi considerado uma frenagem de 3,5 s, no qual o veículo estava à uma velocidade de 28 m/s (aproximadamente 100 k/h), causando uma desaceleração de 8 m/s². Nos resultados e discussões, os autores puderam identificar um dos principais parâmetros que influencia na diferença da temperatura entre os discos sólido e ventilado: a influência está relacionada com a geometria dos discos simulados. Nota-se que para o disco ventilado, a temperatura máxima ao final do período de frenagem é de 345,44 °C enquanto que o disco sólido atinge uma temperatura de 401,55 °C; ou seja, uma diferença de quase 60 °C para o mesmo tipo de material utilizado nos dois discos.

Pevac et al. (2012) realizaram uma análise da simulação de um disco de freio ventilado, separando-o em duas regiões: “rest” sendo as superfícies externas e com o fluxo de ar livre; e “vent” sendo as superfícies internas e que o fluxo de ar se dá em sentido radial conforme a Figura 8.

Figura 8 - Perfil do disco de freio ventilado: fluxo de ar livre (rest) e fluxo de ar em sentido radial (vent).

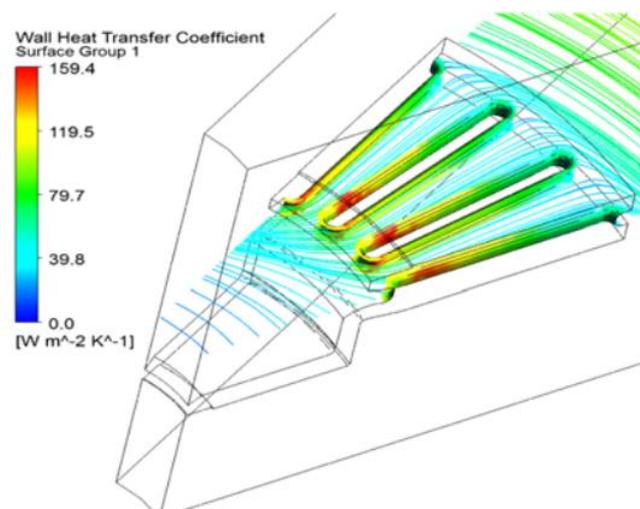


Fonte: Pevec et al. (2012, p. 726).

Com este trabalho, Pevec et al. (2012) puderam quantificar através do uso do ANSYS CFX, o coeficiente de transferência de calor por convecção na região “vent”. É possível notar, segundo os autores, que a região possui um excelente fluxo de ar e por isso o coeficiente de transferência de calor por convecção torna-se maior, contribuindo assim para a redução da temperatura no disco.

No entanto, percebe-se que os valores do coeficiente de transferência de calor por convecção são maiores nas extremidades internas do que nas externas (Figura 9) e, portanto, os autores concluem que esse efeito se dá em função da diferença de pressão entre a saída e a entrada de ar.

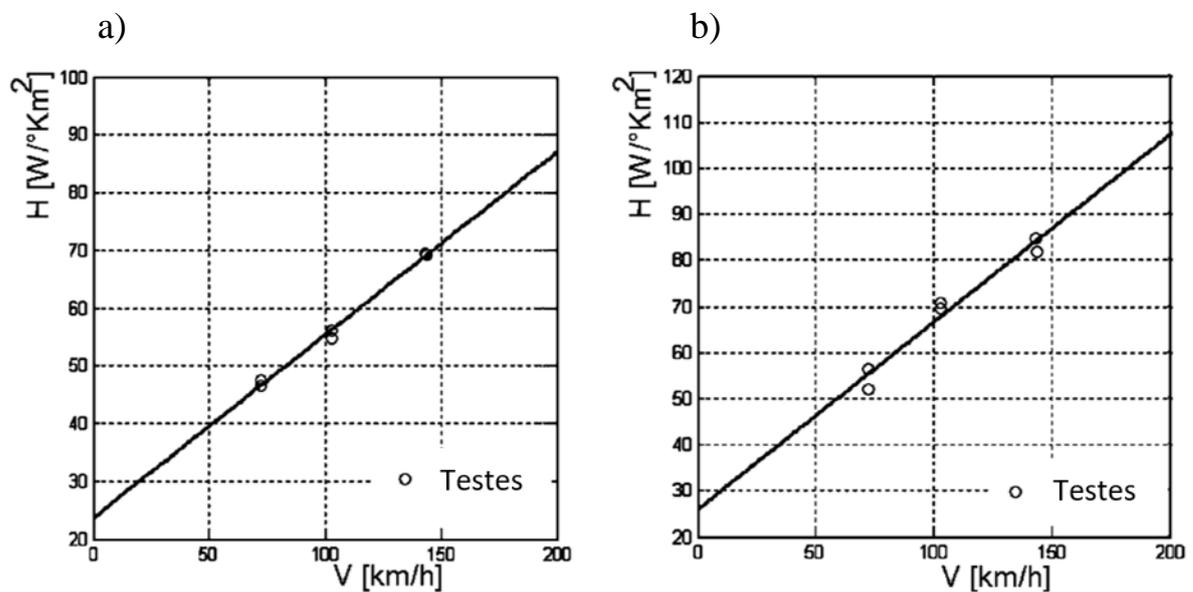
Figura 9 - Coeficiente de transferência de calor nas paredes internas (vent) do disco.



Fonte: Pevec et al. (2012, p. 728).

Genta e Morello (2009) mostram os resultados de testes (Figura 10) em que foi verificado o valor do coeficiente de convecção H em função da velocidade do veículo. Como se pode notar, o coeficiente de convecção para os discos que são utilizados nas rodas traseiras (Figura 10a) possuem valores menores do que os discos utilizados nas rodas dianteiras (Figura 10b). Os autores justificam essa constatação devido ao efeito que o fluxo de ar faz nos discos, sendo que este fluxo é mais intenso nas rodas dianteiras devido aos efeitos de maior velocidade nessa região, além do uso dos discos ventilados.

Figura 10 - Valor do coeficiente de convecção H para discos das rodas traseiras (a) e discos nas rodas dianteiras (b).



Fonte: Adaptado de Genta e Morello (2009, p. 312).

2.2.2.3 Tambores com aletas

Como uma estratégia para a otimização do arrefecimento de tambores de freio utilizados em veículos de transporte de cargas, Taborek (1957), Chollet (2002) e Puhn (1985) mencionam o uso de nervuras e aletas na parte externa dos tambores (conforme Figura 11) como objetivo de aumentar a área superficial exposta ao ambiente e assim melhorar a dissipação de calor do sistema.

Figura 11 - Uso de aletas nos tambores de freio para aumentar a dissipação de calor.



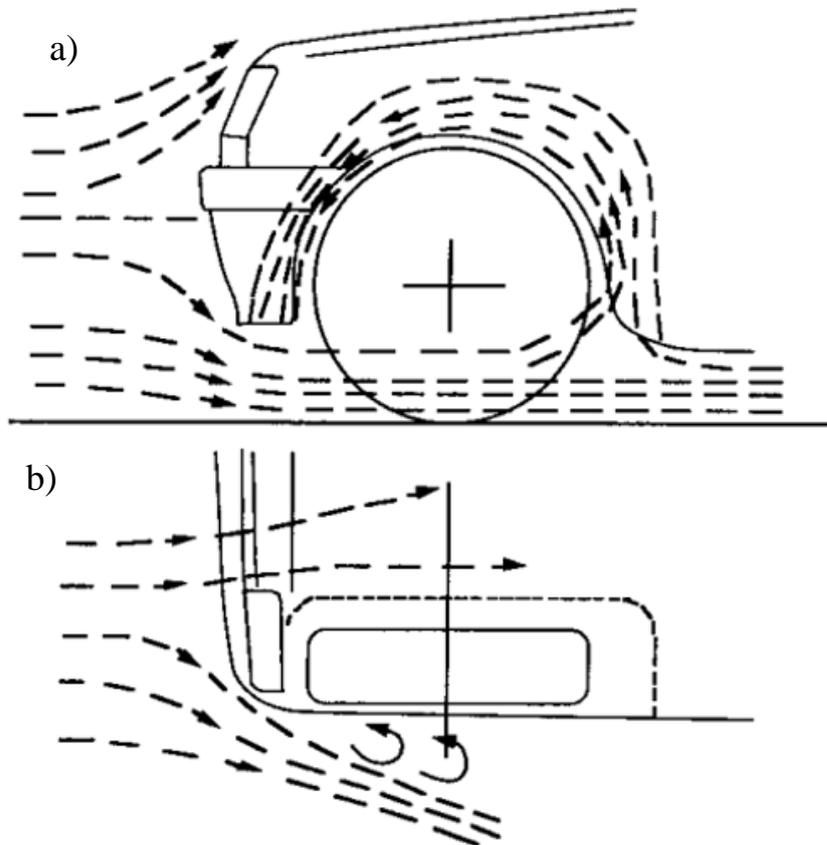
Fonte: So-Cal Speed Shop e HotRod.

Porém, esses tipos de tambores de freio são caros, o que faz com que as montadoras de veículos comerciais não utilizem este tipo de configuração nos sistema de frenagem.

2.2.2.4 Modificações na aerodinâmica do veículo

Segundo Gillespie (1992), as protuberâncias no veículo assumem uma importância crítica em termos aerodinâmicos. Nesse contexto, as rodas e caixas de roda representam a maior contribuição dentro dessa classe. A Figura 12 representa esquematicamente o fluxo de ar em torno da roda em vista lateral (Figura 12a) e vista superior (Figura 12b).

Figura 12 - Representação do fluxo de ar na roda em vista lateral (a) e vista superior (b).

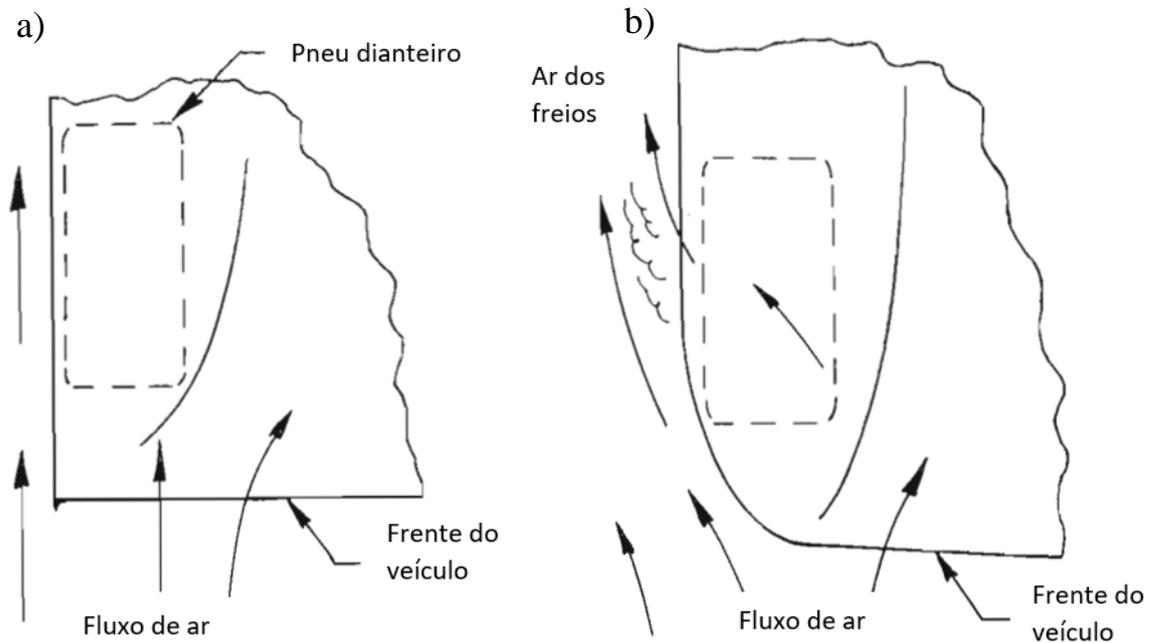


Fonte: Adaptado de Gillespie (1992, p. 92).

Através das simulações numéricas é possível estudar o fluxo de ar e a turbulência nesta região e tentar reaproveitá-la para a dissipação de calor do sistema de freio de maneira eficiente, procurando interferir o mínimo possível no arrasto aerodinâmico do veículo. Como Puhn (1985) menciona em seu livro, se as modificações no projeto das rodas e o uso de discos ventilados ou tambores aletados não forem suficientes para o resfriamento necessário dos freios, uma opção é a modificação no corpo do veículo, modificando sua aerodinâmica e aproveitando o fluxo de ar para a remoção do calor. No entanto, esta opção é mais fácil quando o carro ainda está em fase de projeto, pois as modificações no projeto do veículo podem ser feitas para encontrar o ponto ótimo e melhorar o resfriamento dos freios.

A Figura 13a mostra o fluxo de ar em torno de um veículo no qual a parte frontal possui um formato “quadrado”; a Figura 13b mostra o fluxo de ar considerando um formato mais aerodinâmico que facilita o fluxo de ar.

Figura 13 - Esquema do fluxo de ar em um veículo com a parte frontal “quadrada” (a) e a mais aerodinâmica (b).



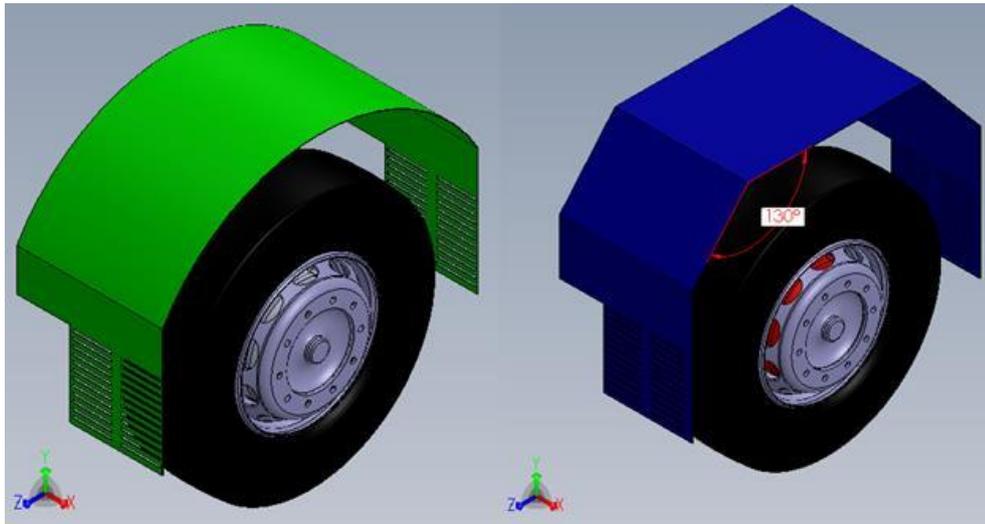
Fonte: Adaptado de Puhn (1985, p. 145).

Pode-se perceber que a Figura 13b mostra o fluxo de ar passando pela parte interna da roda e saindo pela parte externa devido à baixa pressão nessa região, removendo uma parte do calor que está armazenado nos componentes do sistema de freio.

Porém, quando analisamos a forma da caixa de roda, a contribuição para o arrefecimento do freio pode ser baixa. Como Beninca et al. (2015) mostram em seu trabalho, no qual foi simulado o fluxo de ar e a dissipação de calor em oito geometrias diferentes de caixa de roda (sete com ângulos entre 90° e 150° e uma geometria circular, mostrada na Figura 14) e em duas velocidades distintas (60 km/h e 120 km/h), as temperaturas têm pouca variação, independente do formato da geometria.

A Tabela 2 mostra a variação da temperatura no tambor de freio para as diferentes geometrias e velocidades aplicadas nas simulações. Contudo, a diferença máxima de temperatura se deu em 5°C , mostrando que mesmo com grandes modificações na caixa de roda dos veículos pesados, se não houver um bom projeto para direcionar o fluxo de ar para os freios, não resultará em grandes efeitos na redução da temperatura do sistema de freio.

Figura 14 - Modelos de caixa de roda usadas na simulação.



Fonte: Beninca et al. (2015, p. 52).

Tabela 1 - Resultados de temperatura no tambor de freio após 600s.

TAMBOR GERAL						
	Min. Temp. Tambor [°C]		VM Temp. Tambor [°C]		Max. Temp. Tambor [°C]	
Circular	35	35	63	63	70	70
90°	35	34	64	58	71	66
100°	35	34	64	58	71	66
110°	35	34	64	58	71	66
120°	35	34	64	58	71	66
130°	35	34	64	58	71	66
140°	35	34	64	59	71	66
150°	35	34	64	59	71	66
	60	120	60	120	60	120
	km/h	km/h	km/h	km/h	km/h	km/h

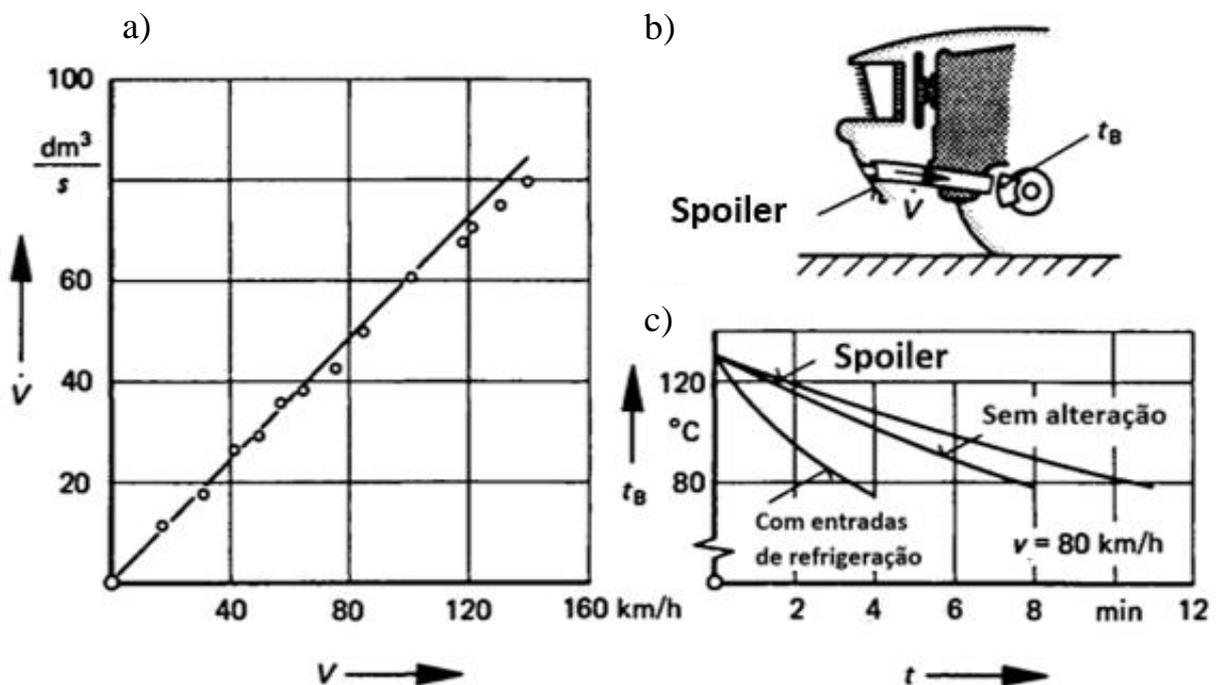
Fonte: Beninca et al. (2015, p. 54).

2.2.2.5 Dutos de ar

Como parte da otimização e melhoria da troca de calor nos sistemas de freio, alguns veículos de corrida aproveitam o fluxo de ar em torno da carroceria para resfriar o sistema, como cita Hucho et al. (1987). Esse aproveitamento pode ser através de dutos que direcionam o fluxo de ar em direção ao par de fricção. Segundo Puhn (1985), essa é a maneira mais efetiva de resfriar os componentes do sistema de freio.

Hucho et al. (1987) mostram através da Figura 15 a melhoria no resfriamento do sistema de freio de um veículo de passeio utilizando dutos de ar. A Figura 15a mostra o fluxo volumétrico de ar em função da velocidade do veículo; a Figura 15b mostra a localização do spoiler frontal adicionado no veículo, bem como os dutos que guiam o ar da parte frontal do veículo (região de alta pressão) até o par de fricção do sistema de freio e; a Figura 15c que mostra a curva de temperatura no câliper em função do tempo, considerando o veículo sem modificações, com o uso do spoiler e com os dutos de ar para o resfriamento dos freios.

Figura 15 - Melhoria no resfriamento do sistema de freio de um carro de passeio.



Fonte: Adaptado de Hucho et al. (1987, p. 258).

Como Hucho et al. (1987) descrevem o detalhamento das informações da Figura 15 na mesma obra, o veículo equipado com o spoiler tem como objetivo reduzir o arrasto aerodinâmico, no entanto observou-se que a temperatura do câliper ficou maior em comparação com o projeto original do veículo devido ao o efeito de “blindagem” citado por Cancino (2016) em seu material. Como solução deste problema foi desenvolvido entradas de ar com dutos que guiam o ar até os freios, reduzindo consideravelmente a temperatura do sistema. Na Figura 16 e Figura 17 é possível observar com mais detalhes a instalação dos dutos de ar e como o fluido é transportado para os freios.

Figura 16 - Entradas de ar para arrefecimento dos freios dianteiros do Ford Mustang.



Fonte: Classic Design Concepts.

Figura 17 - Dutos de ar para arrefecimento dos freios dianteiros.

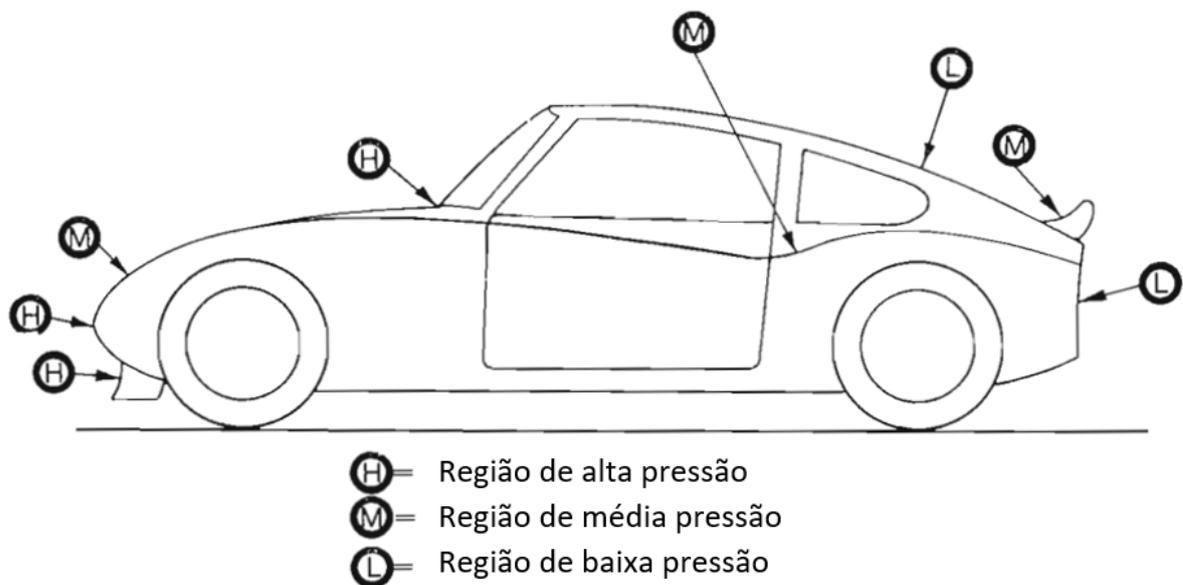


Fonte: Bimmer Forums.

Milliken e Milliken (1995) mencionam a importância que uma ventilação adequada deve ter no sistema de freio. O ar deve ser direcionado para os discos/tambores e se possível também direcioná-lo para o câliper, no caso dos freios à disco. O ar deve ser direcionado a partir de uma região de alta pressão, como por exemplo a região frontal do veículo, com pelo menos 3 polegadas de diâmetro para que o fluxo de ar conduzido até os freios tenha um efeito significativo de resfriamento.

Puhn (1985) descreve que os dutos de ar devem ser projetados cuidadosamente para que possa entrar a maior quantidade de ar possível sem aumentar o arrasto aerodinâmico. Outro ponto importante para o uso de dutos de ar é conhecer as regiões de alta pressão do veículo para que a instalação da entrada de ar seja a mais otimizada possível. A Figura 18 mostra as regiões de alta pressão quando o veículo está em movimento, e desta maneira ajuda a definir os pontos ótimos para o aproveitamento do fluxo de ar.

Figura 18 - Regiões de baixa, média e alta pressão.

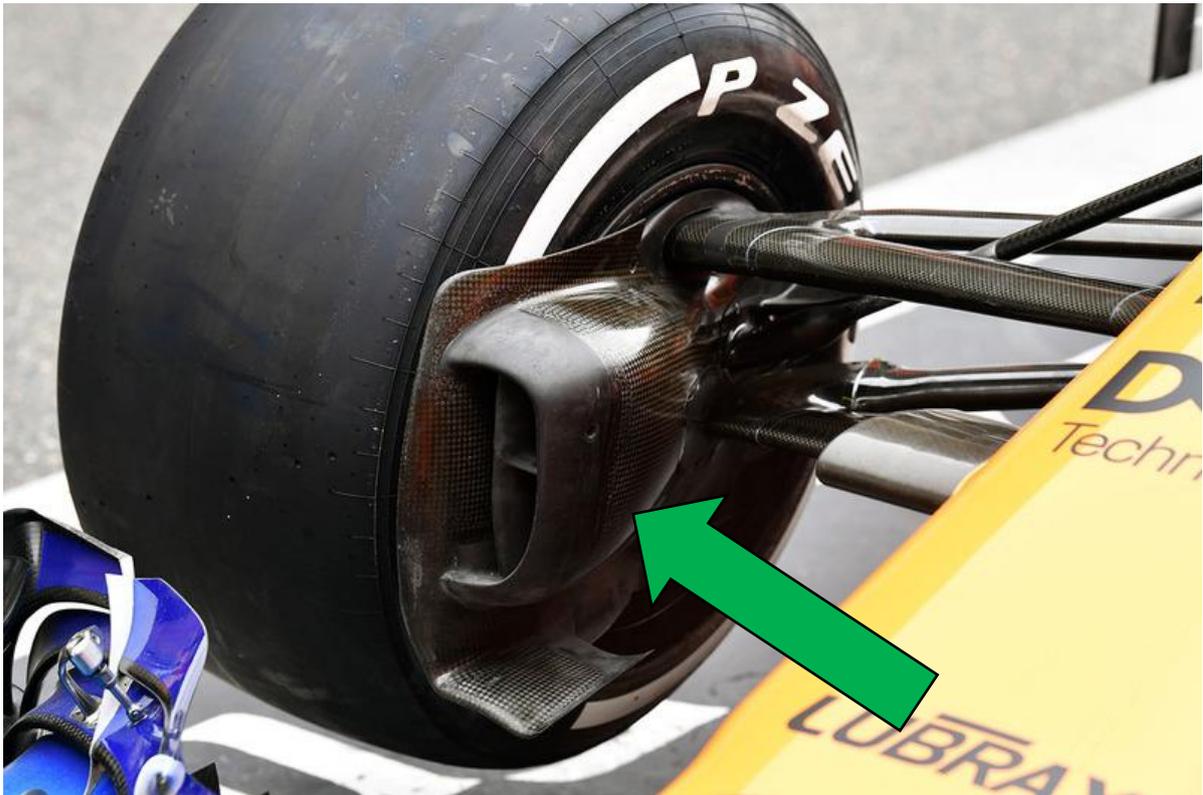


Fonte: Adaptado de Puhn (1985, p. 141).

2.2.2.6 Defletores

O defletor de ar, assim como os dutos, tem como principal característica o direcionamento do ar para os freios. A Figura 19 mostra um modelo de defletor de ar utilizado na F1. Este modelo de defletor também utiliza uma espécie de duto, no qual melhora a captação do fluxo de ar que é direcionado para os freios pelo defletor.

Figura 19 - Defletores utilizados na F1.



Fonte: PIOLA (2012).

Não apenas veículos de competição utilizam este item, mas também veículos esportivos e de passeio podem adotar esta opção de arrefecimento dos freios. O baixo custo de adesão e a fácil instalação estão entre as principais vantagens deste item.

Segundo o site de uma empresa que fabrica defletores para veículos comuns, a Boomba Racing (Figura 20), a instalação é realizada de forma rápida e segura, sem comprometer qualquer item do veículo com furos e sendo sua instalação completamente reversível caso seja necessário retirá-lo, além de que a distância ao solo também não é comprometida.

Assim como Puhn (1985) menciona, a retirada das proteções contra poeira ajuda no arrefecimento do sistema. Neste caso, o site do fabricante também recomenda a remoção desta proteção, aumentando a quantidade de ar direcionado para o sistema e assim melhorando a eficiência do equipamento.

Figura 20 - Defletores de ar.



Fonte: Boomba Racing.

Os defletores são instalados nos braços de suspensão do veículo, de maneira fácil e rápida, sem comprometer o curso da suspensão. A Figura 21 mostra o defletor instalado no braço de suspensão de um veículo.

Figura 21 - Defletor de ar instalado.



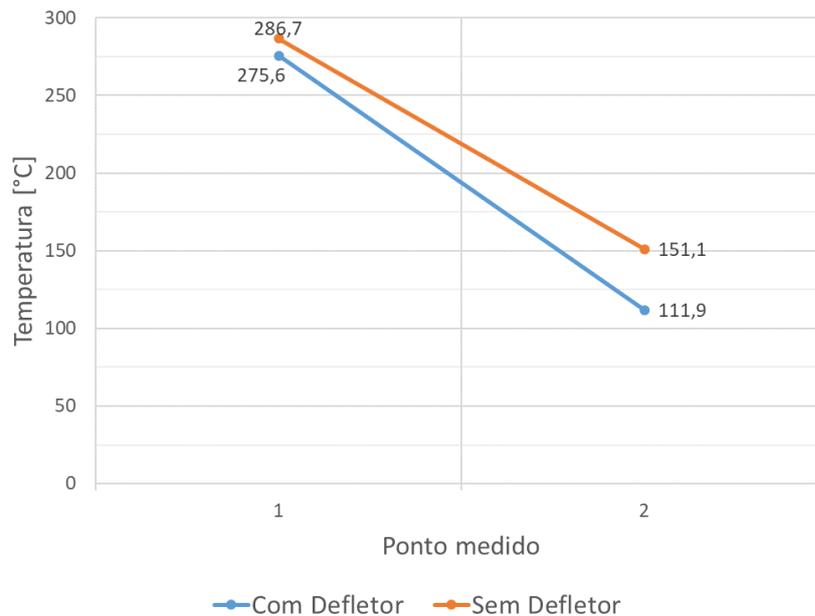
Fonte: Boomba Racing.

Alguns resultados mostram a eficiência desses defletores. A Figura 22 e Figura 23 mostram os testes feitos pelo fabricante do defletor de ar em um Fiesta ST e um Focus ST, respectivamente. No gráfico é possível observar as temperaturas considerando primeiramente sem a instalação dos defletores (linha laranja) e posteriormente com o uso deles (linha azul).

Segundo o site do fabricante, inicialmente os freios foram aquecidos fazendo frenagens repetidas até atingirem as temperaturas mais elevadas mostradas nos gráficos (ponto 1). Em seguida, os veículos percorreram a distância de aproximadamente 2,400 km à

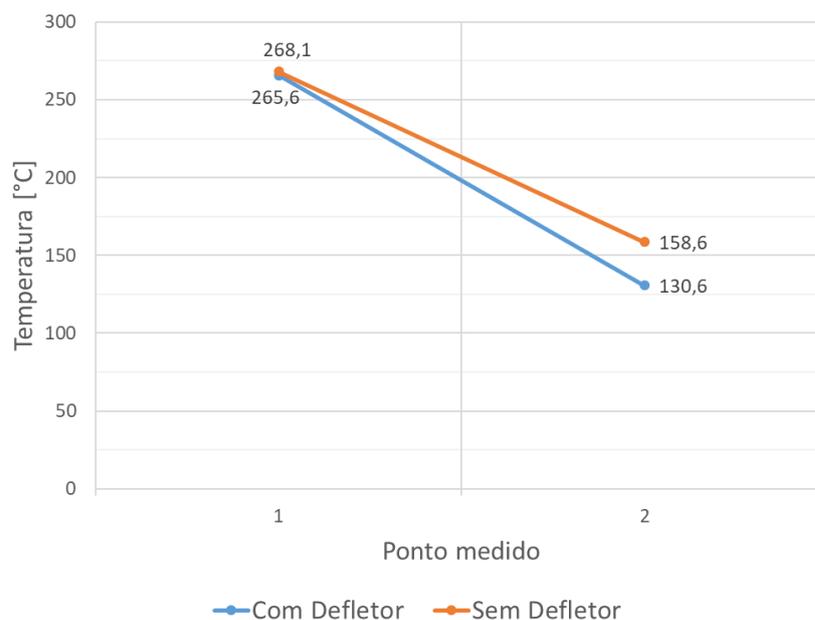
uma velocidade de 65 km/h onde no final deste trajeto foi medida novamente as temperaturas dos rotores (ponto 2). O veículo Fiesta ST foi testado à temperatura ambiente de 0 °C e o Focus ST à temperatura de 10 °C. A Tabela 2 resume os dados obtidos.

Figura 22 - Diferença entre temperaturas com a utilização e não utilização do defletor em um Fiesta ST à uma temperatura ambiente de 0 °C.



Fonte: Adaptado de Boomba Racing.

Figura 23 - Diferença entre temperaturas com a utilização e não utilização do defletor em um Focus ST à uma temperatura ambiente de 10 °C.



Fonte: Adaptado de Boomba Racing.

Tabela 2 - Temperaturas medidas com e sem o uso de defletores.

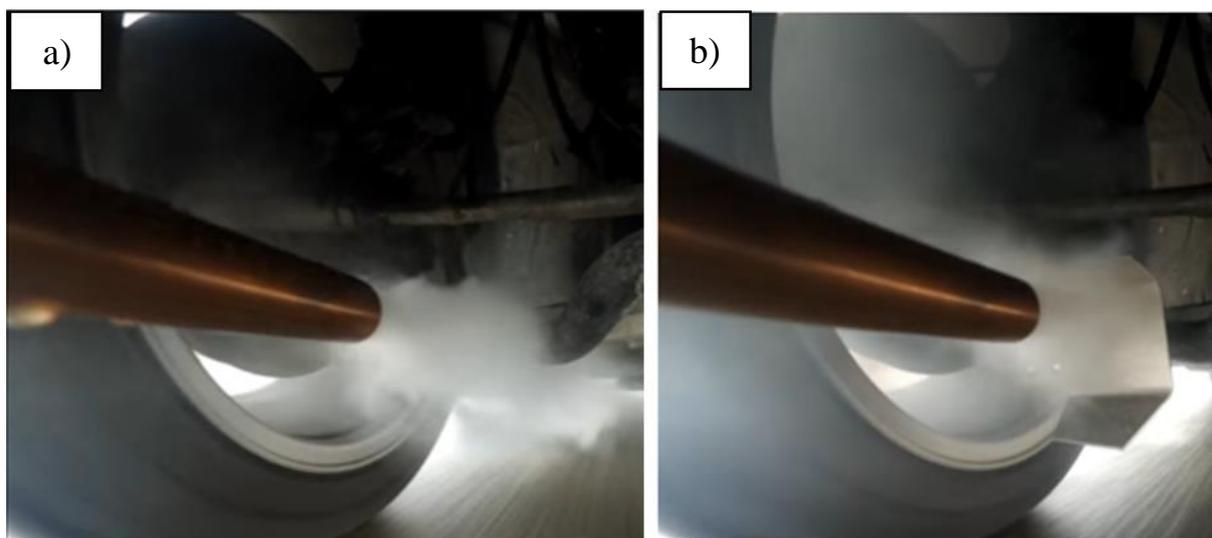
Veículo	Temp. Ambiente	Ponto medido	Temperatura - °C		
			Sem defletor	Com defletor	Diferença
Fiesta ST	0 °C	Início do trajeto	286,7	275,6	-
		Final do trajeto	151,1	111,9	-
Diferença	-	-	135,6	163,7	-28,1
Focus ST	10 °C	Início do trajeto	268,1	265,6	-
		Final do trajeto	158,6	130,6	-
Diferença	-	-	109,5	135,0	-25,5

Fonte: Adaptado de Boomba Racing.

Se observarmos a última coluna (Diferença em °C), nota-se uma boa variação na temperatura do rotor dos dois veículos. Isso mostra que o defletor utilizado reduziu significativamente a temperatura em ambos os veículos, comprovando sua eficácia no uso de veículos de passeio. Uma melhoria semelhante pôde ser comprovada segundo Giles (1969), o qual menciona em seu livro que foram feitos testes em veículos de alta velocidade onde eram utilizados defletores que direcionavam o fluxo de ar para o par de fricção e também houve uma significativa redução da temperatura nos sistemas de freio.

O fabricante também mostra em seu site alguns vídeos comparativos no qual é possível visualizar e comparar alguns veículos com e sem os defletores. Para facilitar a comparação, é colocado um gerador de fumaça próximo à roda no qual é possível perceber a diferença no fluxo do ar, conforme mostrado na Figura 24.

Figura 24 - Fluxo de ar no freio de um Subaru WRX sem defletor (a) e com defletor (b).



Fonte: Adaptado de Boomba Racing.

É possível observar a diferença da quantidade de ar direcionada para os freios. Na Figura 24a no qual o defletor não está instalado, nota-se um fluxo relativamente grande de fumaça direcionada para a parte traseira do veículo; já na Figura 24b onde o veículo está com o defletor, a quantidade de fumaça direcionada para os freios é bem maior.

Isto comprova que os defletores, assim como os dutos de ar e outras modificações aerodinâmicas, podem induzir maior quantidade de ar para os freios, melhorando a dissipação de energia térmica e influenciando significativamente na eficiência de frenagem através da redução da temperatura e conseqüentemente do efeito *fade*, dentre outros problemas gerados pelo excesso de calor.

3. METODOLOGIA

Para a resolução do problema termo-fluidodinâmico analisado, foi empregado uma abordagem numérica através da resolução das equações da conservação com o método de volumes finitos. Este capítulo apresenta os detalhes deste método e as simplificações adotadas.

3.1 Geometria do Problema

As geometrias utilizadas foram desenvolvidas no programa SolidWorks 2017. baseadas no formato similar de um veículo comercial pesado, como mostra a Figura 25.

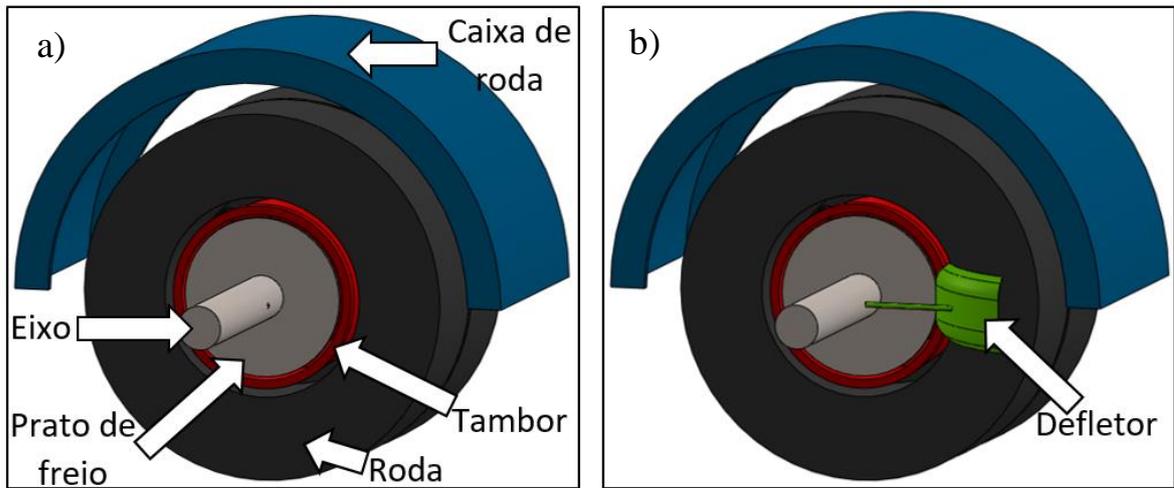
Figura 25 - Rodas de um veículo comercial pesado.



Fonte: Caminhões e Carretas.

A geometria de interesse é constituída pelo eixo, roda, tambor e para-lama. Duas geometrias foram analisadas, uma original e outra com a adição de um defletor para aumentar o fluxo de ar no sistema de freio. Ambas podem ser visualizadas na Figura 26. As dimensões de cada componente encontram-se no Apêndice A.

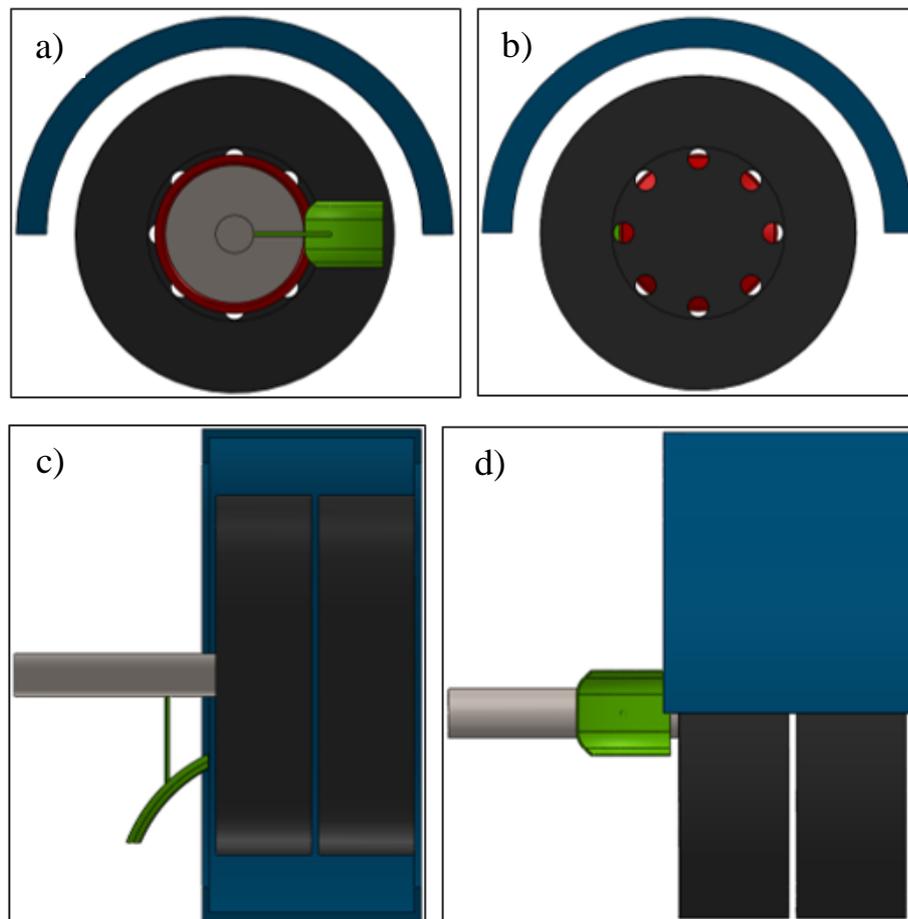
Figura 26 - Geometria sem defletor (a) e com defletor (b).



Fonte: Autor (2018).

A Figura 27 mostra a geometria com o defletor em diferentes ângulos, no qual é possível observar melhor os detalhes do defletor e da roda.

Figura 27 - Vistas da geometria: lado interno (a); externo (b); inferior (c) e frontal (d).



Fonte: Autor (2018).

A escolha deste tipo de geometria no qual possui dois conjuntos de pneu/aro por caixa de roda se deu em função da grande utilização deste modelo em vários veículos comerciais, desde ônibus e caminhões baú até caminhões maiores como carretas e bitrens.

Embora a geometria tenha base na forma real dos componentes de um veículo comercial, a simplificação em vários aspectos foi feita no intuito de facilitar a geração de malha e aumentar a velocidade da simulação, visto que dependendo do nível de detalhes que a geometria possua, o tempo de simulação pode aumentar consideravelmente, bem como a possibilidade de erros por inconsistência de elementos de malha em alguma região. As principais simplificações adotadas foram a não-rotação do tambor de freio e roda; o pneu e aro como uma única geometria; a desconsideração dos sulcos dos pneus; maiores detalhes não modelados no eixo, prato de freio e caixa de roda; propriedades constantes do material do tambor de freio e; transferência de calor apenas por convecção como descreve Taborek (1957), onde cita a convecção como o principal meio de dissipação de calor armazenado nos tambores e discos, além de ser desconsiderado a radiação e condução de calor para a roda e outros elementos.

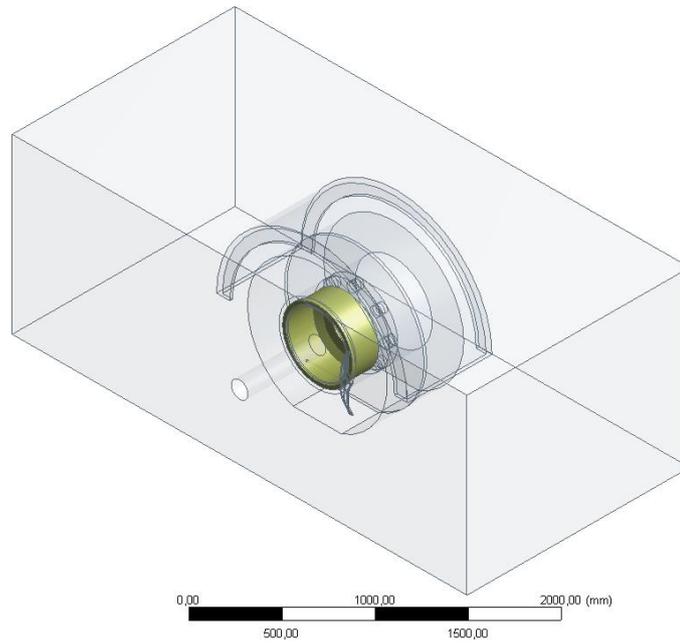
3.2 Simulação Numérica

As simulações numéricas realizadas neste trabalho serão detalhadas em termos do domínio computacional, apresentando a região simulada e; a configuração de simulação, mostrando as equações utilizadas na simulação.

3.2.1 Domínio computacional

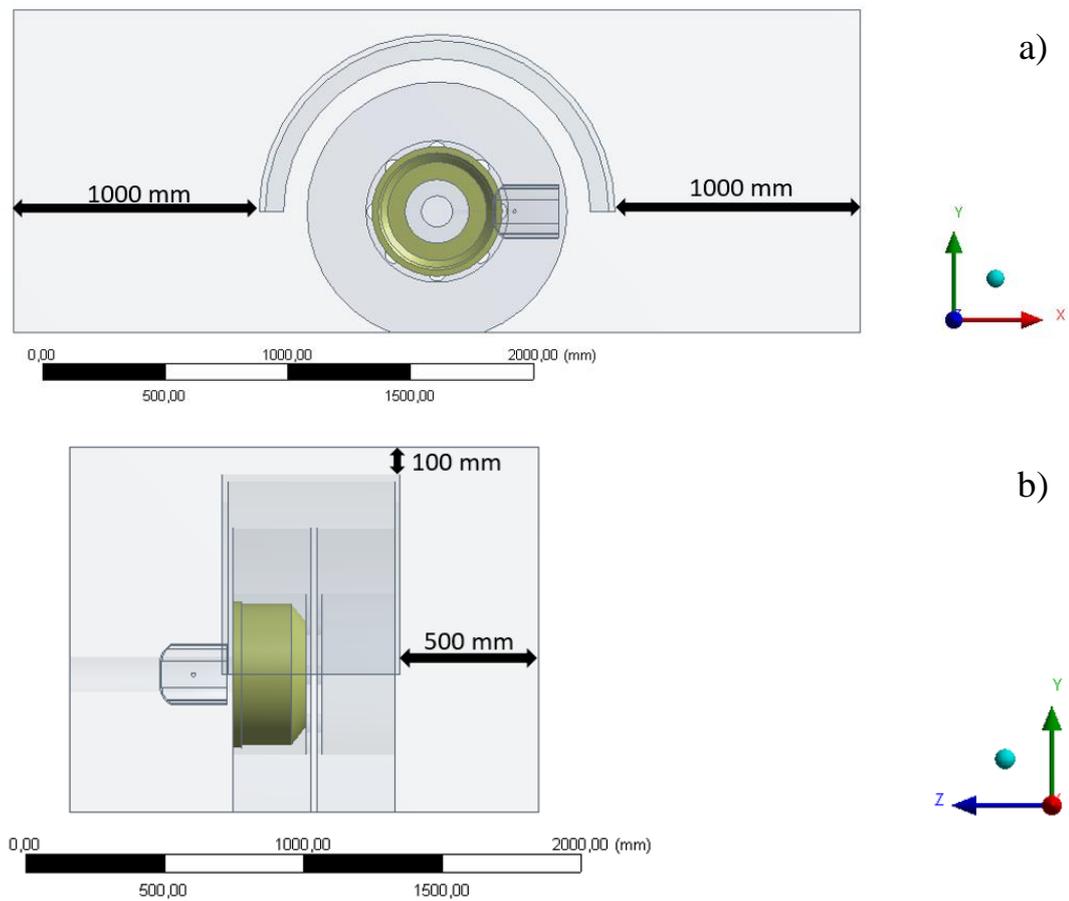
O domínio computacional ou volume de controle, representa a região no qual o programa realizará os cálculos das equações que descrevem o comportamento do fluido, transferência de calor, dentre outras fenomenologias pertinentes à este tipo de simulação. O volume de controle é mostrado na Figura 28 e possui as seguintes dimensões a partir da geometria conforme a Figura 29. Nestas duas imagens, o tambor de freio destacado em amarelo foi considerado como domínio sólido, onde os cálculos são resolvidos em termos de transferência de calor. Já o restante dos componentes, como a roda, caixa de roda, eixo, prato de freio e defletor são considerados apenas como interface no volume de controle, não havendo troca de calor.

Figura 28 - Volume de controle.



Fonte: Autor (2018).

Figura 29 - Medidas do volume de controle a partir da geometria.



Fonte: Autor (2018).

Estas dimensões foram determinadas de tal maneira que fosse possível, após as simulações, observar regiões de turbulência e velocidade em torno da geometria, a fim de se observar o comportamento do fluido e poder comparar a diferença dos resultados para a geometria sem e com o defletor e ao mesmo tempo não ser gerado um número elevado de elementos que tornasse a simulação demorada.

3.2.2 Configuração de simulação

A resolução do problema termo-fluidodinâmico apresentado envolve a modelagem do escoamento de um fluido. O modelo matemático usado neste trabalho utiliza as equações da conservação da massa, da quantidade de movimento linear, da energia e das espécies na forma da Média de Reynolds para a resolução dos fenômenos envolvidos. Esta seção apresenta as equações do modelo matemático citadas acima, com as simplificações adotadas. Para uma derivação mais detalhada das equações, são indicadas as referências Versteeg e Malalasekera (2007), Anderson (1995) e Patankar (1980).

As equações da conservação da massa, quantidade de movimento e energia descrevem o escoamento transiente de um fluido. Para escoamento incompressível com viscosidade constante, a equação da conservação da massa é dada por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho V) = 0 \quad (1)$$

onde $\partial \rho / \partial t$ representa a variação temporal da densidade do fluido, ∇ é o operador divergente, ρ a densidade do fluido e V é o vetor velocidade.

A conservação da quantidade de movimento linear é dada por:

$$\rho \frac{dV}{dt} = \rho g - \nabla p + \nabla \tau_{ij} \quad (2)$$

onde ρ é a densidade do fluido, dV/dt é a variação da velocidade no tempo, g a constante gravitacional e τ_{ij} o tensor viscoso.

Temos também a seguinte equação

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + B_i \quad (3)$$

onde B_i é a força de corpo por unidade de volume agindo no fluido. O tensor tensão para fluidos newtonianos, com viscosidade dinâmica constante e viscosidade expansional igual a zero, de acordo com a hipótese de Stokes, é dado por:

$$\tau_{ij} = -p\delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (4)$$

onde p é a pressão, μ a viscosidade dinâmica e δ_{ij} o delta de Kronecker. O escoamento de fluido μ é considerado constante, pois o efeito da variação da viscosidade no tensor é muito menor que os efeitos da turbulência. Apenas fluidos Newtonianos são considerados neste trabalho.

A equação da conservação da energia considerando o termo advectivo nulo é dada por:

$$\rho C_p \frac{dT}{dt} = \lambda \nabla^2 T + \Phi \quad (5)$$

onde C_p é o calor específico, dT/dt a variação da temperatura no tempo, λ o coeficiente de transferência de calor por condução, T a temperatura e Φ a dissipação de viscosidade. Esta equação relaciona a densidade, o calor específico, condutividade térmica e a função da dissipação viscosa com a variação da temperatura no tempo:

A Equação (6) despreza o trabalho por forças viscosas e de corpo e considera o número de Lewis como unitário:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i) = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (6)$$

A velocidade do fluido na direção x é representada por u_i , a velocidade do fluido na direção y como u_j e a temperatura por T . A entalpia total, denotada por H , é dada por:

$$H = h + \frac{1}{2} u_i u_i \quad (7)$$

onde h é a entalpia estática do fluido. Nenhuma fonte de energia foi considerada na equação da energia. Essas equações estão apresentadas na forma conservativa e cartesiana.

O método das equações RANS é utilizado neste trabalho para modelar a turbulência. Neste método, as componentes turbulentas de uma determinada propriedade são decompostas em média e flutuações. Utilizando a média de Reynolds, essa decomposição é dada, para a variável genérica ϕ_i , por:

$$\phi_i = \bar{\phi}_i + \phi_i' \quad (8)$$

onde ϕ_i é o valor da variável instantânea, ϕ_i' a parte flutuante de ϕ_i e $\bar{\phi}_i$ o valor médio de Reynolds da mesma variável. O valor médio de Reynolds é calculado a partir de:

$$\bar{\phi}_i = \frac{1}{\tau_t} \int \phi_i(t) dt \quad (9)$$

onde τ_t é o intervalo de tempo onde é realizado a média e t o tempo instantâneo.

As equações de médias Reynolds são apresentadas na sequência. Maior detalhamento com relação aos demais modelos de turbulência podem ser encontrados em Mathieu e Scott (2000). Após a aplicação da média de Reynolds, as equações da conservação da continuidade, movimento linear e da entalpia total (energia) são descritas pelas equações (10), (11) e (12) respectivamente, com a adição de fontes de geração de massa e energia.

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \bar{u}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (10)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \bar{u}_j \bar{u}_i}{\partial x_j} = - \frac{\partial \overline{\rho u''_i u''_j}}{\partial x_j} - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{\tau}_{ij}}{\partial x_j} + B_i \quad (11)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \bar{H}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \bar{u}_j \bar{H}}{\partial x_j} = - \frac{\partial \overline{\rho u''_j h''}}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right) \quad (12)$$

Na equação da energia total, o transporte molecular e turbulento da energia cinética turbulenta foi desconsiderado e a entalpia total é agora relacionada com a entalpia estática através da equação

$$\bar{H} = h + \frac{1}{2} \bar{u}_i \bar{u}_i \quad (13)$$

O tensor tensão (já excluída a pressão) agora é dado por

$$\bar{\tau}_{ij} = \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (14)$$

Três termos novos aparecem nas equações da conservação: o tensor de Reynolds $\overline{\rho u''_i u''_j}$, e o fluxo turbulento de entalpia, $\overline{\rho u''_j h''}$.

O fluxo turbulento é modelado aqui de maneira análoga ao transporte por gradiente, dado pela equação (15):

$$\overline{\rho u''_j h''} = -\frac{\mu_t}{Sc_t} \frac{\partial \bar{h}}{\partial x_j} \quad (15)$$

O tensor de Reynolds é modelado de acordo com o modelo de turbulência adotado, onde Sc_t o número de Schmidt. Neste caso, o tensor é modelado de acordo com a hipótese de Boussinesq dada por

$$\overline{\rho u''_i u''_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (16)$$

onde μ_t é a viscosidade dinâmica turbulenta.

As equações de média de Reynolds da conservação após a aplicação do modelo de turbulência resultam finalmente nas equações (17), (18) e (19):

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \bar{u}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (17)$$

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \bar{u}_m)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \bar{u}_m \bar{u}_j)}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{\rho}'}{\partial x_m} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial \bar{u}_m}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_m} \right) \right] + B_i \quad (18)$$

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \bar{H})}{\partial t} - \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \bar{u}_j \bar{H})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial \bar{h}}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial \bar{h}}{\partial x_j} \right) \quad (19)$$

onde o coeficiente efetivo de difusão é dado por:

$$\Gamma_{ref} = \Gamma_i + \frac{\mu_t}{Sc_t} \quad (20)$$

no qual o subscrito t indica turbulento, Γ_i é o coeficiente de difusão e a viscosidade dinâmica efetiva é dada por:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (21)$$

O modelo RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes – Navier-Stokes com Média de Reynolds) empregado foi o $k - \varepsilon$ Standard. O modelo $k - \varepsilon$ é um modelo RANS (extensivamente utilizado dentre os modelos de duas equações. Diferentes versões deste modelo são encontradas na literatura. Este modelo é algumas vezes referenciado como o modelo Standard $k - \varepsilon$, sendo este o modelo clássico (WILCOX, 1994).

São adicionadas duas equações de transporte para a consideração das propriedades turbulentas: a equação k é um modelo da equação de transporte para a energia cinética

turbulenta e a equação ε é um modelo para a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta (BARDINA et al., 1997).

Para fluxos limitados pela parede, o modelo apresenta boa concordância com os resultados experimentais para zero ou pequenos gradientes de pressão média, mas é menos preciso para gradientes de pressão adversos.

As tensões de Reynolds são modeladas em termos da viscosidade de turbulência da seguinte forma:

$$\tau_{tij} = 2\mu_t(S_{ij} - S_{nn}\delta_{ij}/3) - 2\rho k\delta_{ij}/3 \quad (22)$$

onde μ_t é a viscosidade turbulenta, S_{ij} é o tensor da taxa de deformação da velocidade média, ρ é a densidade do fluido, k é a energia cinética turbulenta, e δ_{ij} é o delta de Kronecker.

A viscosidade turbulenta é definida em função da energia cinética turbulenta k e a taxa de dissipação da turbulência ε , como:

$$\mu_t = C_\mu f_\mu \rho k^2 / \varepsilon \quad (23)$$

A viscosidade turbulenta é dimensionada com a densidade do fluido ρ , a escala de velocidade turbulenta, $k^{1/2}$, e a escala do comprimento, $k^{3/2}/\varepsilon$, com base na análise dimensional local. O coeficiente do modelo, C_μ , é uma constante determinada na análise de equilíbrio para altos números de Re e a função de amortecimento f_μ é modelada em termos de um número de Re turbulento, $Re_t = \rho k^2 / \varepsilon \mu$, como:

$$f_\mu = \exp(-3.4/(1 + 0.02Re_t)^2) \quad (24)$$

Por fim, as equações de transporte de turbulência para o modelo $k - \varepsilon$ utilizado para as simulações deste trabalho, é definida como:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} - \left(\mu + \frac{\mu_\tau}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) = \tau_{tij} S_{ij} - \rho \varepsilon + \phi_k \quad (25)$$

A equação de transporte de dissipação de energia é:

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_\tau}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) = c_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{tij} S_{ij} - c_{\varepsilon 2} f_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + \phi_\varepsilon \quad (26)$$

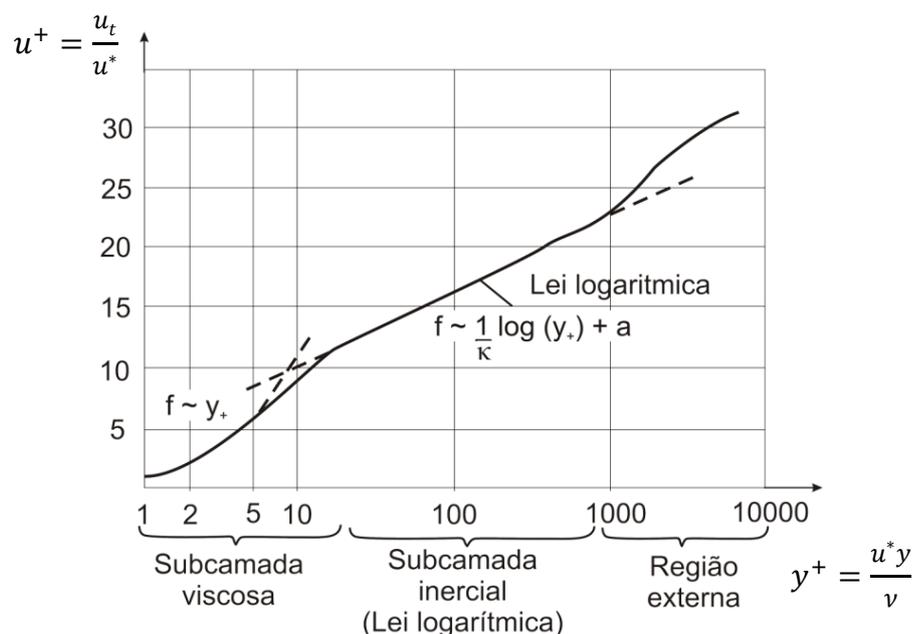
onde os termos do lado direito representam os termos de produção, dissipação, e termos de parede, respectivamente. As constantes correspondentes ao modelo $k - \varepsilon$ são encontradas em Bardina et al., 1997.

3.2.3 Lei de parede

Fluxos turbulentos são significativamente afetados pela presença de paredes. O campo de velocidade média é afetado então pela condição de não deslizamento que precisa ser satisfeita na parede. No entanto, a turbulência também é alterada pela presença da parede de formas não triviais. Muito perto da parede, o amortecimento viscoso reduz as flutuações da velocidade tangencial, enquanto o bloqueio cinemático reduz as flutuações normais. Em direção à parede externa da região próxima da parede, no entanto, a turbulência é rapidamente aumentada pela produção de energia cinética de turbulência devido aos grandes gradientes de velocidade média.

Experimentos mostram que a região próxima à parede em escoamentos turbulentos desenvolvidos pode ser subdividida em três camadas. Na camada mais interna, chamada de “subcamada viscosa”, o fluxo é quase laminar e a viscosidade (molecular) desempenha um papel dominante no transporte de quantidade de movimento e na transferência de calor ou massa. Na camada externa, chamada de camada totalmente turbulenta, a turbulência desempenha um papel importante, predominando os efeitos turbulentos do escoamento. Finalmente, há uma região intermediária entre a subcamada viscosa e a camada totalmente turbulenta, onde os efeitos da viscosidade molecular e da turbulência são igualmente importantes. A Figura 30 ilustra essas subdivisões da região próximo da parede, plotadas em coordenadas semi-logarítmicas.

Figura 30 – Subdivisões da região próxima à parede.



Fonte: Possamai (2014, p. 90).

Fórmulas semi-empíricas são utilizadas para modelar a área afetada pela parede, conectando as regiões influenciadas pela viscosidade entre a parede e a região totalmente turbulenta. Assim, a velocidade próxima à parede é definida com a equação abaixo, plotada no eixo vertical da Figura 30.

$$u^+ = \frac{u_t}{u^*} = \frac{1}{Ka} \ln y^+ + B \quad (27)$$

onde u_t é a velocidade tangencial à parede, Ka é a constante de Kármán e B é uma constante adimensional. A distância adimensional à parede, plotada no eixo horizontal da Figura 30, é dada por:

$$y^+ = \frac{u^* y}{\nu} \quad (28)$$

onde a velocidade de fricção é definida como:

$$u^* = \sqrt{\frac{\tau_\omega}{\rho}} \quad (29)$$

As equações apresentadas acima são empregadas como funções de parede no primeiro volume da malha em contato com uma superfície sólida com condição de não escorregamento. Dependendo do modelo de turbulência escolhido algumas abordagens são oferecidas para as funções de parede sendo que o valor do primeiro ponto da malha (y^+ ideal) varia para cada abordagem. O modelo $k - \varepsilon$ possui algumas opções de funções de parede como o Standard ($30 \leq y^+ \leq 300$) que foi utilizada neste trabalho. Além desta variação, existem outros como Scalable ($y^+ > 11$), Enhanced ($y^+ \approx 1$) e Non-Equilibrium ($30 \leq y^+ \leq 300$). Já para o modelo SST ($y^+ < 1$), o implemento do tratamento de parede é realizado de forma a garantir que o primeiro ponto esteja na camada viscosa e os demais sejam resolvidos pelo código computacional da maneira clássica (GHERASIM et al., 2011).

3.2.4 Modelo numérico empregado

O método numérico empregado para a solução do sistema de equações algébricas foi o SIMPLE com advecção híbrida no formato transiente, como Fortuna (2012) e Versteeg e Malalasekera (2007) abordam em seu livro. Para a discretização espacial dos termos difusivos, foi empregado uma aproximação linear enquanto que para a discretização temporal foi empregada uma aproximação de primeira ordem implícita.

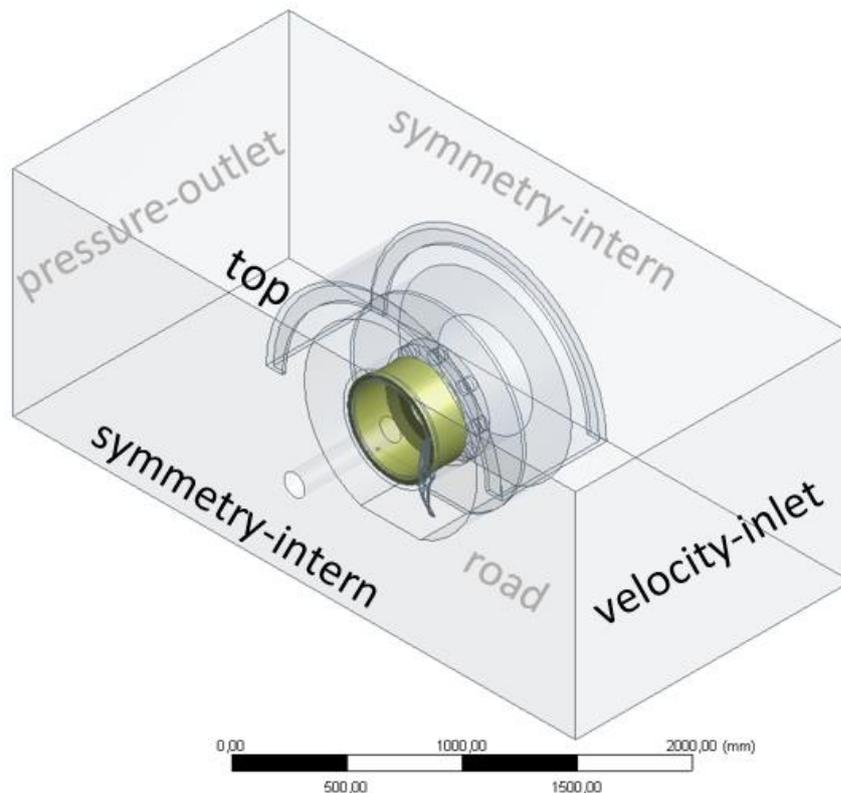
Dois materiais foram simulados, um sendo o fluido e outro o material do tambor:

- Fluido – ar: densidade ($\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$) e viscosidade ($\mu = 1,7894e^{-5} \text{ kg/m.s}$);
- Tambor – ferro fundido cinzento: calor específico ($C_p = 447 \text{ J/kg.K}$), densidade ($\rho = 7200 \text{ kg/m}^3$) e condutividade térmica ($\lambda = 52 \text{ W/m.K}$).

3.2.5 Condições de contorno

Para as simulações realizadas, todas as condições de contorno listadas abaixo foram exatamente as mesmas e podem ser visualizadas através da Figura 31.

Figura 31 - Faces nomeadas no volume de controle.



Fonte: Autor (2018).

- Área de entrada do fluido (velocity-inlet): área de entrada do fluido no domínio computacional. A velocidade do ar foi imputada com $V = 80 \text{ km/h}$ uniforme e temperatura $T = 25 \text{ }^\circ\text{C}$;
- Área de saída do fluido (pressure-outlet): área de saída do fluido no domínio computacional, condição de Neumann com pressão atmosférica;
- Área lateral interna (symmetry-intern): área lateral do domínio computacional que está no lado interno da roda, ou seja, no lado do eixo. Foi imputada o tipo

dela como simetria (symmetry), onde todas as derivadas das variáveis são consideradas nulas.

- Área lateral externa (symmetry-extern): área lateral do domínio computacional que está do lado externo da roda, ou seja, no lado livre. A consideração do tipo desta área foi a mesma da área lateral interna, citada anteriormente;
- Área superior (top): esta área foi considerada como parede (wall), uma vez que ela simula a parte inferior do compartimento de carga de caminhões e carretas, por exemplo. Sendo assim, a simulação tratará essa superfície com uma parede com condição de não-escorregamento.;
- Área inferior (road): área que representa a pista. Como na área superior, aqui também ela foi considerada como parede (wall). No entanto, em uma condição real, a velocidade do ar em relação a pista é zero. Por este motivo, foi imputado no programa que a área inferior deveria transladar com uma velocidade igualmente à do fluido, ou seja, $V = 80 \text{ km/h}$, tornando assim a velocidade relativa entre pista e fluido igual a zero.

A condição de temperatura prescrita no tambor foi de $T = 700 \text{ }^\circ\text{C}$, com base nas informações citadas por vários autores no tópico 2.2.1 - Problemas gerados pelo excesso de calor nos sistemas de freio. Esta é uma temperatura no qual os tambores de veículos comerciais podem atingir dependendo da solicitação de frenagem como em longas descidas de serras, por exemplo.

3.2.6 Solver

Finalmente para concluir as configurações, foram determinado os parâmetros de tempo, número de passos de tempo e o número de iterações em cada passo de tempo:

- Tamanho do passo de tempo (t): foi determinado que cada passo de tempo fosse de meio minuto;
- Número de passos de tempo (n): o número de passos de tempo foi de 50;
- Iterações (i): foi determinado que o programa fizesse 100 iterações para cada passo de tempo.

Desta maneira, o tempo total em que a geometria estará exposta ao fluido e resfriando o tambor de freio é dado pela Equação (30):

$$t_{tot} = t \times n = 0,5 \text{ min} \times 50 = 25 \text{ min} \quad (30)$$

E considerando 100 iterações para cada passo de tempo, o número total de iterações para cada simulação é mostrado na Equação (31):

$$i_{tot} = i \times n = 100 \text{ iterações} \times 50 = 5000 \text{ iterações} \quad (31)$$

3.3 Malha

A geração de malha é o ponto no qual discretiza-se o volume total de fluido e/ou sólido dentro do domínio computacional que foi determinado, subdividindo-o em elementos. A malha deve ter um número razoável de elementos dentro do domínio computacional que foi definido. Este número pode variar dependendo do tamanho do domínio computacional e do nível de detalhes que a geometria possui.

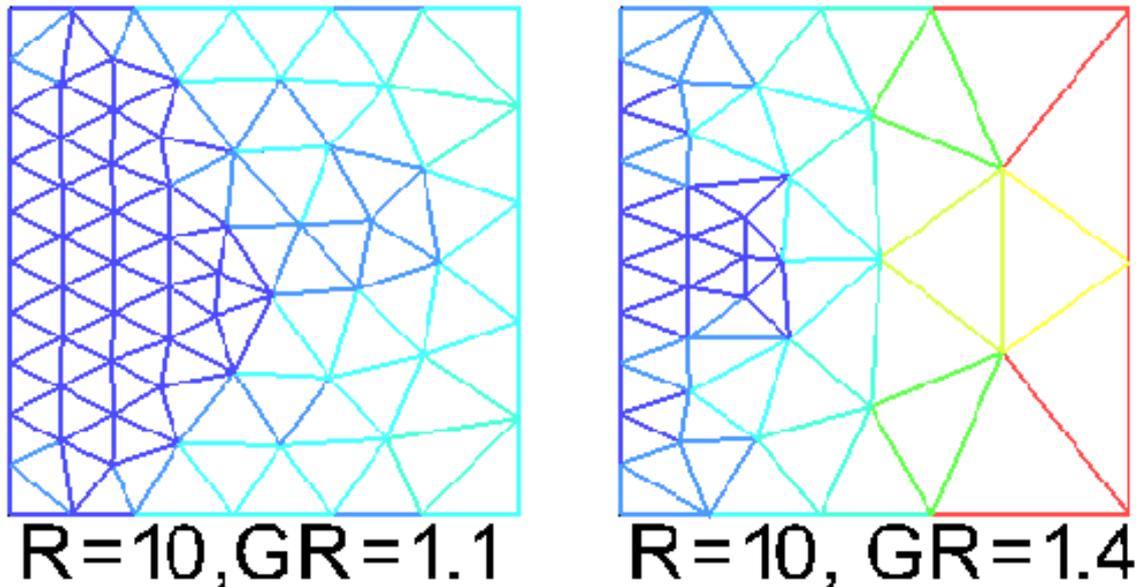
3.3.1 Estudo de independência de malha

Para as simulações realizadas neste trabalho, o elemento utilizado foi o tetraédrico. Embora seja possível, com a simulação numérica, obter resultados com boa exatidão, dependendo do nível de complexidade da geometria e do tipo de simulação que se tem interesse estes resultados podem ser diferentes em função de alguns aspectos. Com a geração de um baixo número de elementos na malha, por exemplo, a diferença nos resultados pode ser considerável porque o refinamento em determinada região não é suficiente para que a malha permita descrever todos os efeitos físicos com a exatidão necessária.

O estudo de independência de malha vem como uma estratégia utilizada em simulações numéricas no qual tem o intuito de se refinar o tamanho dos elementos da malha e realizar a simulação a fim de identificar se há ou não diferença significativa nos resultados.

O parâmetro que podemos alterar de tal maneira que afete diretamente o número de elementos gerado na malha é a taxa de crescimento. A Figura 32 mostra um exemplo da taxa de crescimento em uma malha genérica: para uma taxa de crescimento $GR = 1.1$, temos que o volume dos elementos vizinhos de um determinado volume poderá ser de no máximo 1.1 vez maior que aquele elemento; já no segundo caso em que a taxa é $GR = 1.4$, os volumes vizinhos são de no máximo 1.4 mm^3 caso o volume de referência seja de 1.0 mm^3 , e assim por diante.

Figura 32 - Exemplo da taxa de crescimento dos elementos de malha.



Fonte: Symscape.

Para este trabalho, foram geradas cinco malhas diferentes para a geometria sem defletor (denominada de RODA COMUM) e cinco malhas para a geometria com defletor (denominada de RODA COM DEFLETOR). Os dados para a comparação das diferenças de resultados foram coletados em intervalos de *2,5 minutos* de tempo, de um total de *25 minutos*, no qual a geometria ficou exposta ao fluido na simulação. A Tabela 3 mostra a taxa de crescimento da malha (GR), o número de elementos, a temperatura mínima e máxima e o tempo no qual foi coletado essas temperaturas para cada uma das cinco simulações para o domínio sem defletor (S1, S2, S3, S4 e S5), além de mostrar a diferença em porcentagem entre as simulações S1/S2, S2/3, S3/S4 e S4/S5. O erro foi calculado de acordo com a Equação (32):

$$Erro = \frac{|T_g - T_f|}{T_f} \times 100 [\%] \quad (32)$$

onde T_g representa a temperatura da malha mais grosseira e T_f a temperatura da malha mais fina.

Tabela 3 – Temperatura mínima e máxima e erro em porcentagem dessas temperaturas do estudo de independência de malha para a Roda Comum (sem defletor) .

RODA COMUM					
	S1	S2	S3	S4	S5
Tempo [min]	GR=1,400 1 883 297 elem.	GR=1,200 2 645 307 elem.	GR=1,130 3 631 116 elem.	GR=1,115 4 059 052 elem.	GR=1,110 4 234 047 elem.
Temperatura Mínima e Máxima [°C]					
0	700	700	700	700	700
2,5	343,217	368,633	363,428	350,19	353,003
5	642,315	636,681	629,46	629,808	629,312
7,5	200,689	263,491	249,155	238,66	237,58
10	581,614	573,172	561,265	555,876	553,27
12,5	130,574	186,552	177,932	182,875	178,804
15	512,994	501,338	490,04	483,176	480,976
17,5	93,133	131,516	124,183	127,834	124,077
20	444,462	430,618	420,992	414,391	412,008
22,5	71,54	98,138	91,236	93,46	90,568
25	380,45	366,109	358,315	351,266	348,899
	57,911	76,603	71,525	72,272	70,05
	323,014	309,153	303,087	295,947	293,821
	49,01	62,358	58,479	58,393	57,075
	273,02	260,118	256,435	248,339	246,536
	42,944	52,664	49,644	49,051	48,333
	230,166	218,339	216,366	208,112	206,813
	38,619	45,749	43,629	42,783	42,426
	193,92	183,124	182,592	174,864	173,82
	35,498	40,865	39,144	38,254	38,394
	163,598	153,912	154,075	147,313	146,364

ERRO [%]				
S1/S2	S2/S3	S3/S4	S4/S5	
0,00	0,00	0,00	0,00	
0,00	0,00	0,00	0,00	
6,89	1,43	3,78	0,80	
0,88	1,15	0,06	0,08	
23,83	5,75	4,40	0,45	
1,47	2,12	0,97	0,47	
30,01	4,84	2,70	2,28	
2,32	2,31	1,42	0,46	
29,19	5,90	2,86	3,03	
3,21	2,29	1,59	0,58	
27,10	7,56	2,38	3,19	
3,92	2,18	2,01	0,68	
24,40	7,10	1,03	3,17	
4,48	2,00	2,41	0,72	
21,41	6,63	0,15	2,31	
4,96	1,44	3,26	0,73	
18,46	6,08	1,21	1,49	
5,42	0,91	3,97	0,63	
15,59	4,86	1,98	0,84	
5,90	0,29	4,42	0,60	
13,13	4,40	2,33	0,36	
6,29	0,11	4,59	0,65	
ERRO MÁXIMO [%]	30,01	7,56	4,59	3,19
ERRO MÉDIO [%]	11,31	3,15	2,16	1,07

Fonte: Autor (2018).

Além disso, também foi possível comparar o mesmo tipo de erro para as temperaturas médias fornecidas pelo programa, como mostra a Tabela 4.

Tabela 4 – Temperatura média e erro em porcentagem dessas temperaturas do estudo de independência de malha para a Roda Comum (sem defletor).

RODA COMUM					
	S1	S2	S3	S4	S5
Tempo [min]	GR=1,400 1 883 297 elem.	GR=1,200 2 645 307 elem.	GR=1,130 3 631 116 elem.	GR=1,115 4 059 052 elem.	GR=1,110 4 234 047 elem.
Temperatura Média [°C]					
0	700	700	700	700	700
2,5	556,2	535,023	529,062	526,377	524,85
5	411,266	421,3	415,164	411,243	409,903
7,5	324,596	334,756	328,858	325,486	323,109
10	259,347	268,089	263,47	259,17	257,362
12,5	209,257	216,74	213,215	207,591	207,176
15	170,667	176,77	173,977	167,86	168,135
17,5	140,543	145,416	143,345	136,932	137,936
20	116,901	120,676	119,279	113,116	114,209
22,5	98,385	101,121	100,153	94,57	95,628
25	83,686	85,727	85,086	80,033	81,178

ERRO [%]				
S1/S2	S2/S3	S3/S4	S4/S5	
0,00	0,00	0,00	0,00	
3,96	1,13	0,51	0,29	
2,38	1,48	0,95	0,33	
3,04	1,79	1,04	0,74	
3,26	1,75	1,66	0,70	
3,45	1,65	2,71	0,20	
3,45	1,61	3,64	0,16	
3,35	1,44	4,68	0,73	
3,13	1,17	5,45	0,96	
2,71	0,97	5,90	1,11	
2,38	0,75	6,31	1,41	
ERRO MÁXIMO [%]	3,96	1,79	6,31	1,41
ERRO MÉDIO [%]	2,83	1,25	2,99	0,60

Fonte: Autor (2018).

As mesmas comparações foram feitas para a Roda com Defletor, como mostrada na Tabela 5 e Tabela 6.

Tabela 5 Temperatura mínima e máxima e erro em porcentagem dessas temperaturas do estudo de independência de malha para a Roda com Defletor.

RODA COM DEFLETOR					
	S1	S2	S3	S4	S5
	GR=1,400	GR=1,200	GR=1,130	GR=1,115	GR=1,110
Tempo [min]	2 021 572 elem.	3 159 932 elem.	4 601 675 elem.	5 226 604 elem.	5 486 086 elem.
Temperatura Mínima e Máxima [°C]					
0	700	700	700	700	700
2,5	314,392	314,868	316,171	315,743	317,04
5	641,103	632,423	612,014	628,493	625,656
7,5	164,269	167,521	156,287	156,697	155,527
10	578,565	567,117	548,154	561,458	557,797
12,5	98,575	100,134	98,255	92,09	93,825
15	514,161	493,139	476,273	491,815	491,87
17,5	67,455	68,057	66,721	64,52	65,45
20	451,694	424,418	411,417	421,558	420,29
22,5	51,516	51,646	51,022	49,11	50,238
25	393,653	363,602	354,689	361,4	355,984
	42,679	42,619	42,261	40,883	41,575
	341,112	308,998	303,781	306,956	298,882
	37,413	37,301	37,051	36,056	36,507
	294,138	261,162	257,834	259,315	250,993
	34,064	33,949	33,892	32,989	33,331
	252,616	219,924	218,352	217,647	210,814
	31,807	31,709	31,73	30,941	31,209
	216,497	185,035	185,855	182,512	177,218
	30,219	30,132	30,1	29,509	29,732
	185,426	156,337	158,103	153,651	149,195

ERRO [%]				
S1/S2	S2/S3	S3/S4	S4/S5	
0,00	0,00	0,00	0,00	
0,00	0,00	0,00	0,00	
0,15	0,41	0,14	0,41	
1,37	3,33	2,62	0,45	
1,94	7,19	0,26	0,75	
2,02	3,46	2,37	0,66	
1,56	1,91	6,69	1,85	
4,26	3,54	3,16	0,01	
0,88	2,00	3,41	1,42	
6,43	3,16	2,41	0,30	
0,25	1,22	3,89	2,25	
8,26	2,51	1,86	1,52	
0,14	0,85	3,37	1,66	
10,39	1,72	1,03	2,70	
0,30	0,67	2,76	1,24	
12,63	1,29	0,57	3,32	
0,34	0,17	2,74	1,03	
14,87	0,72	0,32	3,24	
0,31	0,07	2,55	0,86	
17,00	0,44	1,83	2,99	
0,29	0,11	2,00	0,75	
18,61	1,12	2,90	2,99	
ERRO MÁXIMO [%]	18,61	7,19	6,69	3,32
ERRO MÉDIO [%]	4,64	1,63	2,13	1,38

Fonte: Autor (2018).

Tabela 6 – Temperatura média e erro em porcentagem dessas temperaturas do estudo de independência de malha para a Roda com Defletor.

RODA COM DEFLETOR					
	S1	S2	S3	S4	S5
	GR=1,400	GR=1,200	GR=1,130	GR=1,115	GR=1,110
Tempo [min]	2 021 572 elem.	3 159 932 elem.	4 601 675 elem.	5 226 604 elem.	5 486 086 elem.
Temperatura Média [°C]					
0	700	700	700	700	700
2,5	525,261	514,069	505,492	510,828	512,061
5	412,257	399,643	385,187	384,435	384,435
7,5	328,875	316,442	304,61	302,284	304,029
10	266,219	253,68	245,624	243,223	243,858
12,5	217,749	205,653	200,4503	196,548	197,098
15	179,851	168,395	165,096	160,335	161,388
17,5	149,836	139,028	136,931	132,258	133,207
20	126,015	116,02	114,996	110,251	111,209
22,5	106,907	97,709	97,584	92,959	93,739
25	91,554	83,378	83,522	79,226	79,915

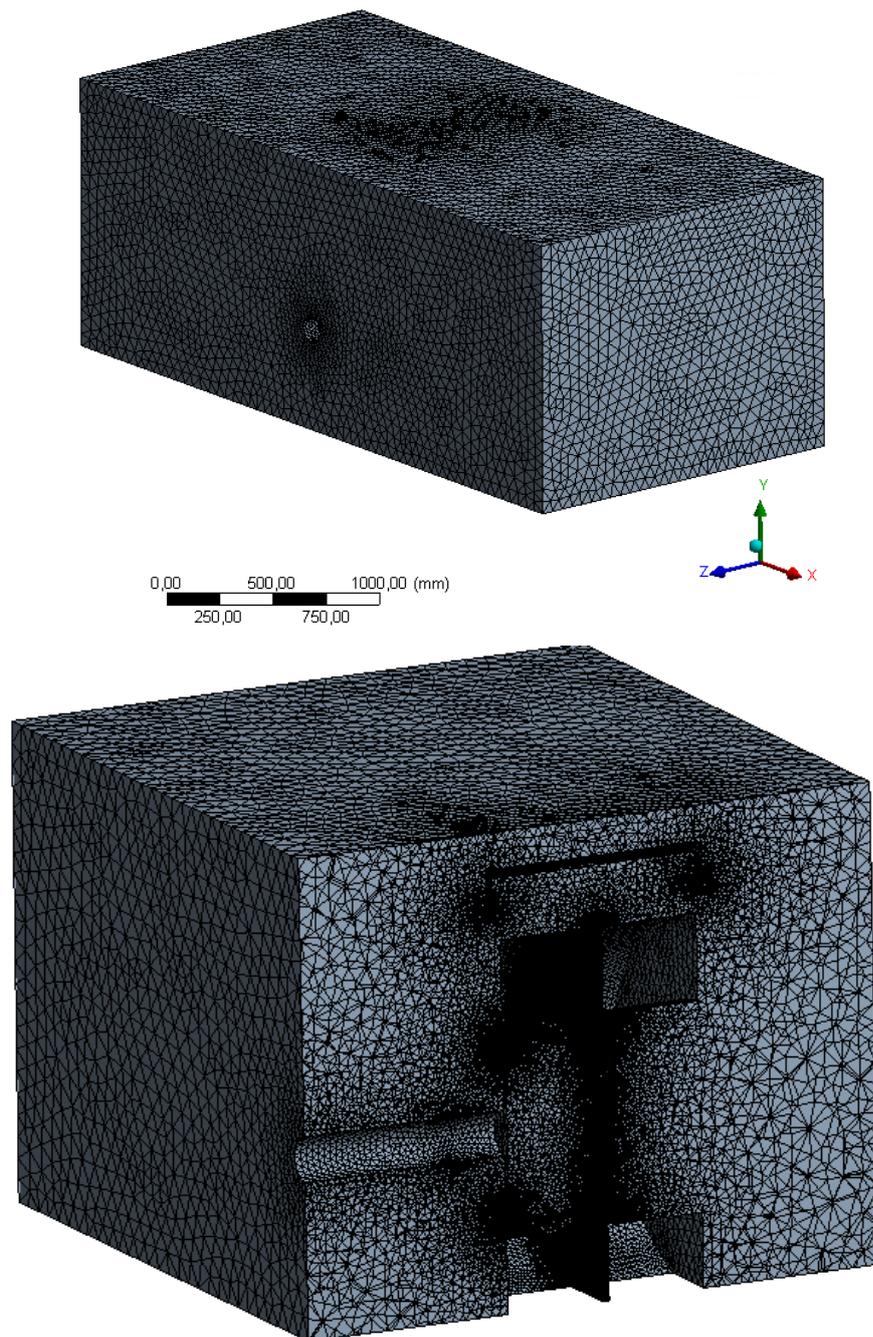
ERRO [%]				
S1/S2	S2/S3	S3/S4	S4/S5	
0,00	0,00	0,00	0,00	
2,18	1,70	1,04	0,24	
3,16	3,75	0,20	0,00	
3,93	3,88	0,77	0,57	
4,94	3,28	0,99	0,26	
5,88	2,60	1,99	0,28	
6,80	2,00	2,97	0,65	
7,77	1,53	3,53	0,71	
8,61	0,89	4,30	0,86	
9,41	0,13	4,98	0,83	
9,81	0,17	5,42	0,86	
ERRO MÁXIMO [%]	9,81	3,88	5,42	0,86
ERRO MÉDIO [%]	5,68	1,81	2,38	0,48

Fonte: Autor (2018).

Como podemos verificar tanto nas tabelas da Roda Comum como da Roda com Defletor, o erro foi diminuído conforme foi refinado a malha. Desta maneira, podemos constatar que os erros máximo e médio da malha da simulação S5 em relação à simulação da malha S4 são pequenos. Isso nos permite mostrar que o estudo de independência de malha se fez necessário para indicar a malha no qual poderia ser extraído os dados oficiais para definir

os resultados nos quais se tem interesse em analisar, que neste trabalho se dá principalmente em avaliar a temperatura. Sendo assim, os resultados da simulação S5 apresentaram diferenças bem pequenas em relação aos resultados da simulação S4, mostrando que não há necessidade de mais refino da malha, pois os resultados estão convergindo, e por isso a simulação S5 foi definida como a simulação no qual os resultados serão baseados. Por fim, a malha mais refinada gerada no volume de controle é mostrada na Figura 33.

Figura 33 - Malha gerada no volume de controle para a simulação.



Fonte: Autor (2018).

4. RESULTADOS

A simulação definida para avaliarmos os resultados foi a simulação S5, no qual a diferença de valores de temperatura em relação à simulação S4 foi pequena, indicando que não haveria a necessidade de outro refinamento.

Os resultados da simulação para a Roda Comum e para a Roda com Defletor em cada passo de tempo podem ser vistos no Apêndice B, onde são mostrados a temperatura mínima, máxima, média e as taxas de resfriamento para cada tempo. Baseado nestes dados, pôde-se gerar os gráficos seguintes onde será possível fazer a análise das simulações.

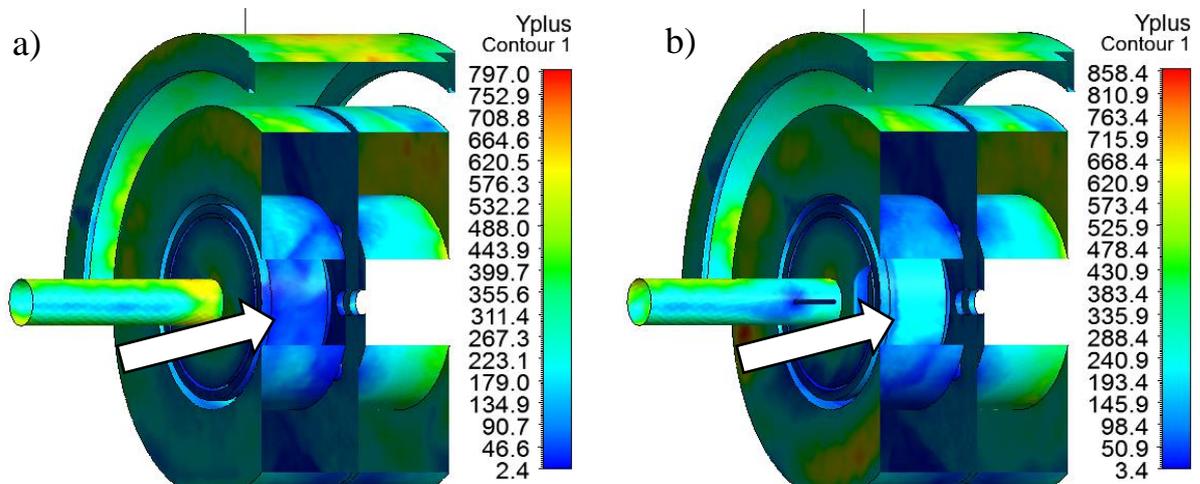
É importante destacar aqui que este trabalho considera o tambor como estático, o que na realidade não ocorre, uma vez que o tambor gira em conjunto com a roda. Espera-se que os resultados apresentados na sequência sofram alguma modificação para casos mais realistas com o giro da roda, mas que qualitativamente as tendências sejam observadas.

4.1 Valor de y^+

Para as simulações realizadas neste trabalho, foi utilizado o modelo de turbulência $k - \varepsilon$ Standard. Para este tipo de modelo, os valores ideais de y^+ na superfície de interesse devem ficar entre $30 \leq y^+ \leq 300$, como citado no tópico 3.2.3 - Lei de parede.

Como é possível visualizar na Figura 34, as cores nas superfícies dos tambores (indicado pela seta) em ambos os casos se mostram numa tonalidade de azul no qual representam valores de y^+ que ficam dentro dos limites ideais. Embora não seja possível mostrar todos lados do tambor, a sua cor é similar à esta mostrada na Figura, o que indica que todo o tambor, tanto da geometria comum (Figura 34a) quanto da geometria com defletor (Figura 34b) estão com valores aceitáveis de y^+ .

Figura 34 - Valores de y^+ na superfície do tambor para a geometria sem defletor (a) e com defletor (b).

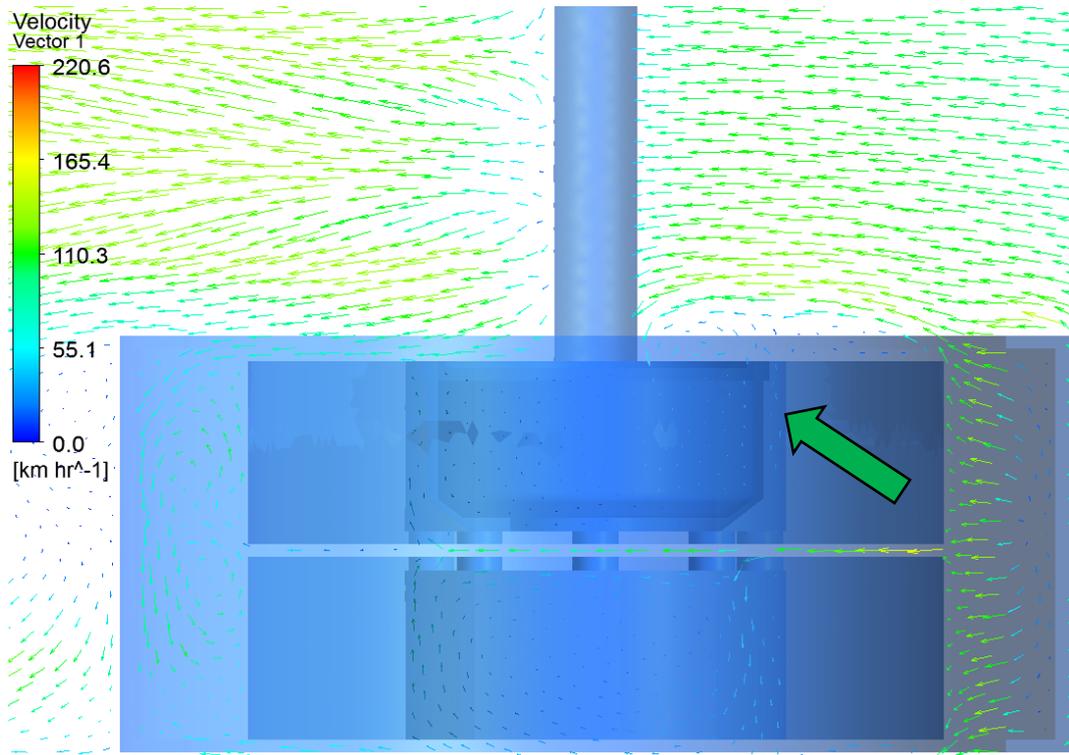


Fonte: Autor (2018).

4.2 Fluxo de Ar

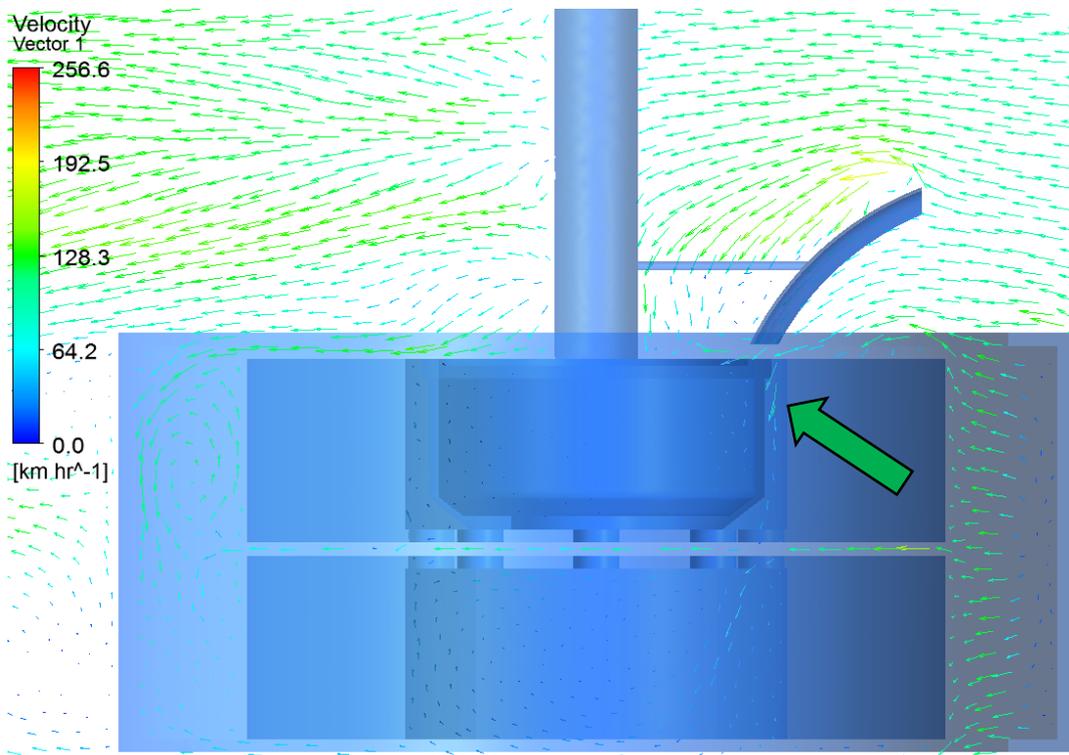
A visualização dos vetores de velocidade do fluxo de ar em torno da geometria permite observar qual a direção que o ar tende a percorrer dentro do volume de controle. A Figura 35 e a Figura 36 mostram esses vetores de velocidade para a Roda Comum e a Roda com Defletor, respectivamente. O plano dos vetores está localizado no meio do defletor, cortando o eixo e o sentido do ar flui da direita para a esquerda. Além disso, foi aplicado um efeito de transparência na geometria para que fosse possível a visualização dos vetores que passam entre o tambor de freio e a roda.

Figura 35 - Roda Comum – Vetores de velocidade.



Fonte: Autor (2018).

Figura 36 - Roda com Defletor – Vetores de velocidade.

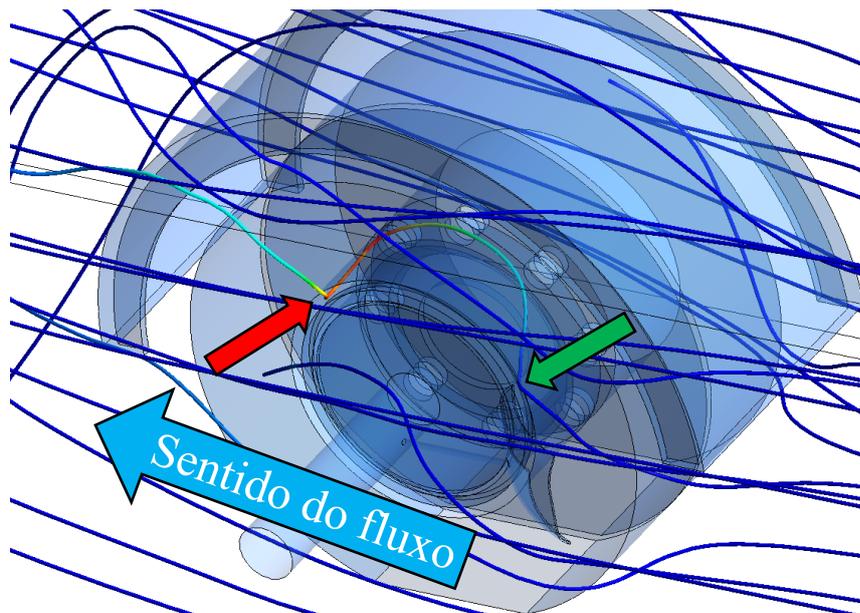


Fonte: Autor (2018).

Na Figura 35 é possível notar que os vetores de velocidade do fluxo de ar possuem uma direção praticamente homogênea, com o sentido da direita para a esquerda. Na Figura 36 podemos observar que o defletor desvia o fluxo de ar próximo à roda e direciona-o para a região do tambor de freio. Com o efeito de transparência aplicado na geometria, também é possível verificar que a região indicada pela seta verde na Figura 36 possui vetores com uma intensidade maior de velocidade do que na mesma região indicada na Figura 35.

Além disso, plotando algumas linhas de corrente do escoamento, também é possível visualizar o desvio do fluxo de ar para a região do tambor de freio (Figura 37), no qual podemos ver a linha de corrente entrando no ponto indicado em verde e saindo no ponto indicado em vermelho.

Figura 37 – Roda com Defletor - Indicação da entrada (seta verde) e saída (seta vermelha) da linha de corrente na região entre o tambor de freio e roda, e sentido do fluxo (seta azul).



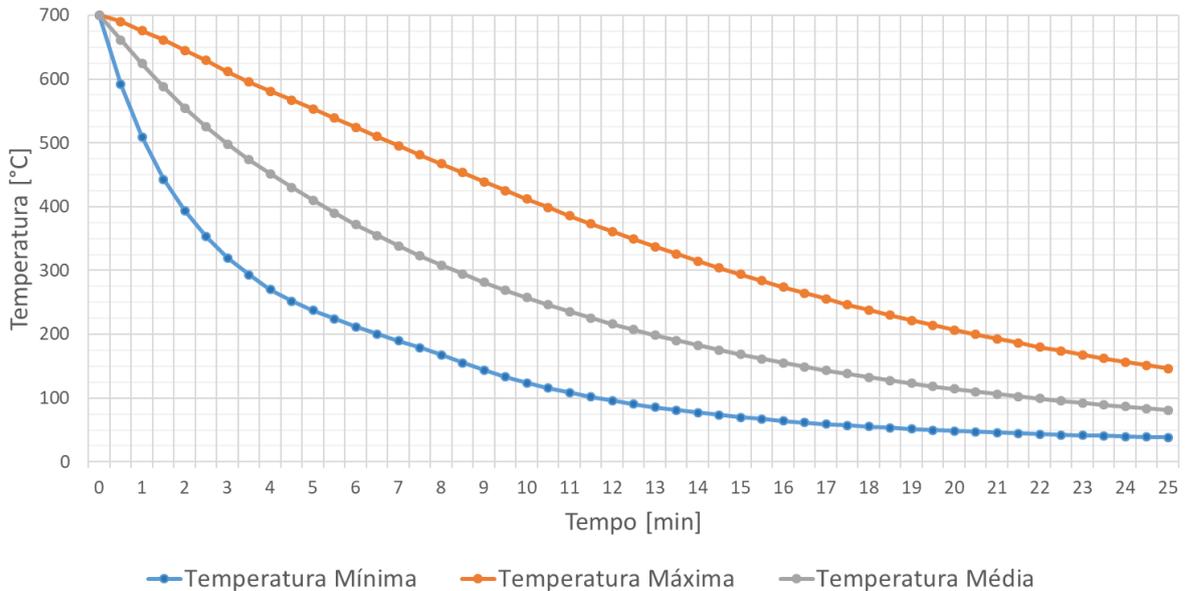
Fonte: Autor (2018).

Além do mais, a Figura 37 mostra uma variação na temperatura da linha de corrente desviada, no qual a porção de fluido entra fria (azul) e ao passar entre o tambor e a roda ela é aquecida (vermelha), removendo o calor do freio. Após sair desta região, ela volta a se misturar com o ar que está à temperatura ambiente e por isso gradativamente volta a mudar para a cor azul. Desta maneira, podemos observar que o defletor consegue direcionar o fluxo de ar para o tambor de maneira que é possível influenciar na retirada de calor do sistema, contribuindo para a redução dos efeitos negativos das altas temperaturas.

4.3 Temperatura

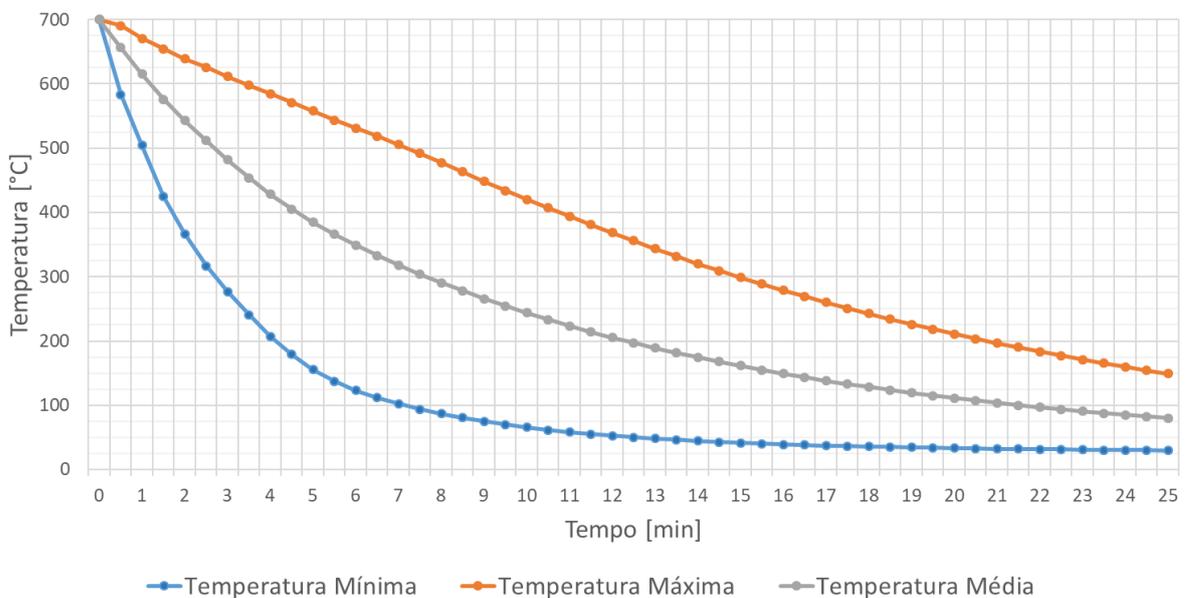
As temperaturas aqui mostradas foram extraídas do programa de pós-processamento CFD-Post do ANSYS. A Figura 38 e Figura 39 mostram as temperaturas do tambor da Roda Comum e da Roda com Defletor, respectivamente.

Figura 38 - Gráfico de temperatura mínima, máxima e média da Roda Comum.



Fonte: Autor (2018).

Figura 39 - Gráfico de temperatura mínima, máxima e média da Roda com Defletor.

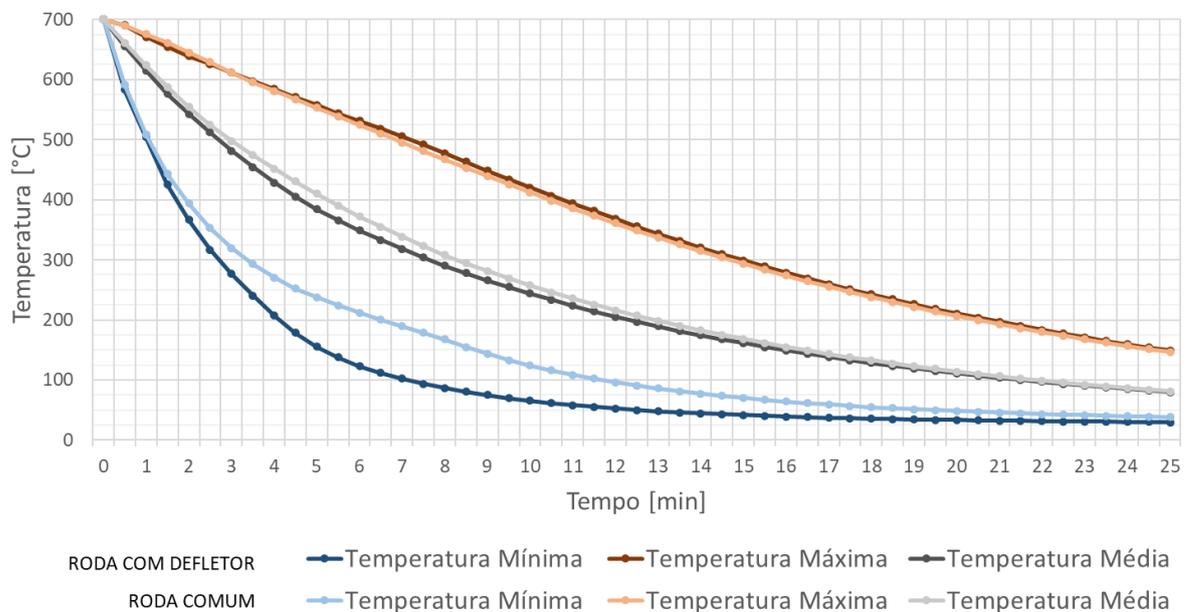


Autor: (2018).

É possível observar nestes gráficos que a temperatura mínima da geometria com o defletor diminui mais rapidamente, tendendo à temperatura do ar que é de 25 °C. Também é possível perceber que a geometria com defletor atinge temperaturas mais baixas em um menor tempo: por exemplo, enquanto a roda comum leva em torno de 11,5 min para sua temperatura mínima atingir aproximadamente 100 °C, a geometria com defletor atinge essa temperatura aproximadamente aos 7 minutos.

A Figura 40 mostra a temperatura mínima, máxima e média do tambor tanto para a simulação da Roda Comum, como para a Roda com Defletor. Esta figura nada mais é do que a sobreposição da Figura 38 e Figura 39, o que possibilita uma melhor comparação visual entre as temperaturas das duas geometrias.

Figura 40 - Temperatura mínima, máxima e média das duas geometrias.

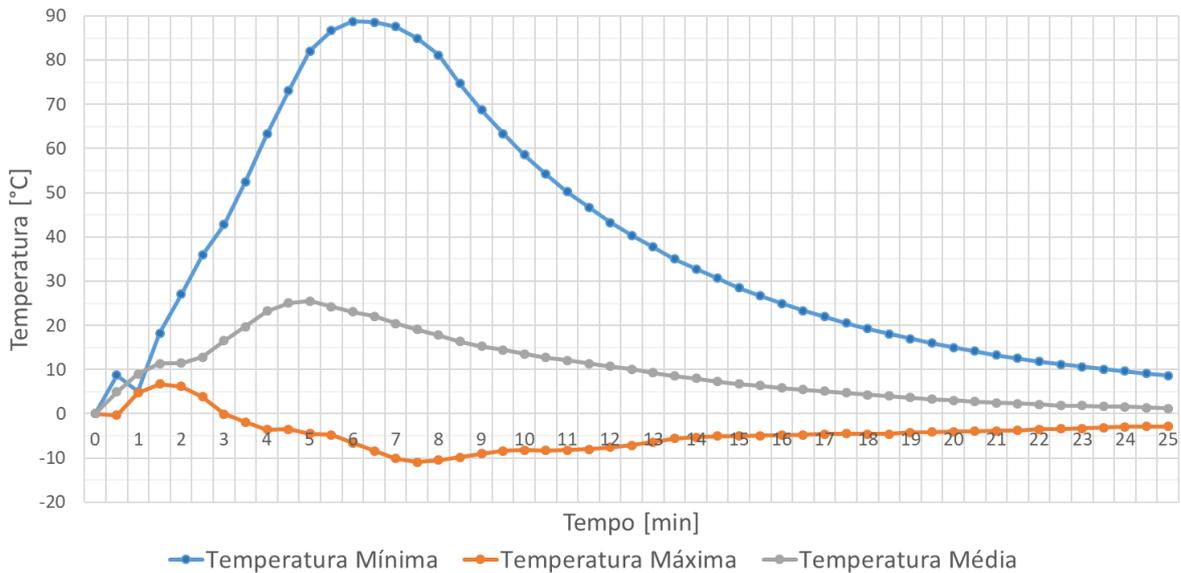


Fonte: Autor (2018).

Esta figura permite observar que o defletor se fez eficiente na redução de temperatura do tambor de freio, principalmente nos primeiros 10 minutos de resfriamento. Posteriormente à estes 10 minutos iniciais, nota-se que as temperaturas médias das duas geometrias tendem a se igualar, convergindo para a temperatura do fluido que é de 25 °C.

Na Figura 41 é mostrada a diferença entre as temperaturas mínima, máxima e média do gráfico acima, sendo que os valores positivos indicam que a temperatura da geometria com defletor é menor, ou seja, houve uma redução de temperatura em relação à geometria comum.

Figura 41 – Redução da temperatura mínima, máxima e média da Roda com Defletor em relação à Roda Comum.

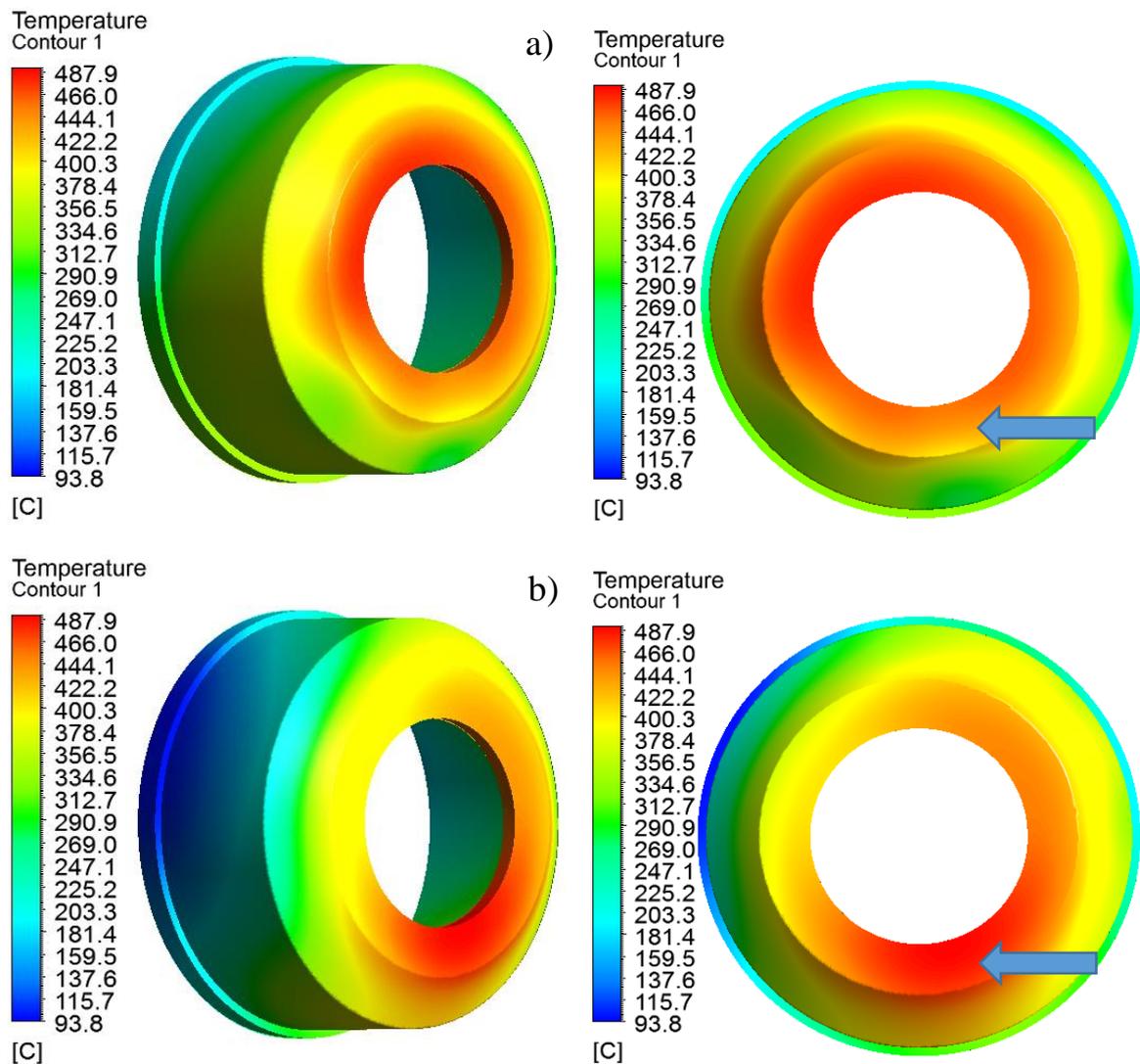


Fonte: Autor (2018).

Na Figura 41 é possível observar que o defletor consegue reduzir a temperatura média do tambor (curva cinza), chegando à uma diferença acima dos 25 °C em torno dos 5 minutos após o início do resfriamento; assim como a diferença na temperatura mínima (curva azul) entre a geometria comum e com defletor chega à quase 90 °C próximo aos 6 minutos. As maiores diferenças se dão principalmente nos dez primeiros minutos, o que é bem interessante pois é nesta parte em que o tambor está com as maiores temperaturas que podem prejudicar o funcionamento do sistema, como o desgaste excessivo das lonas de freio, dilatação do tambor e o efeito *fade*.

Já na curva da temperatura máxima (curva laranja) nota-se que a diferença da temperatura entre as duas geometrias fica negativa na maioria dos pontos, indicando que a temperatura máxima da geometria com defletor fica levemente acima da temperatura máxima da geometria comum. Possivelmente isto se dá em função das simplificações adotadas para as simulações deste trabalho, como a não-rotação da roda e tambor, e também pela desconsideração da condução de calor da parte do aro que fica em contato com a face do tambor (indicado na Figura 42). Outra possível justificativa seria a comparação entre as duas imagens da Figura 42, no qual mostra a temperatura do tambor de freio para a geometria comum (a) e geometria com defletor (b).

Figura 42 – Temperatura no tambor em 7,5 min na Roda Comum (a) e Roda com Defletor (b) e indicação da face de contato com a roda.



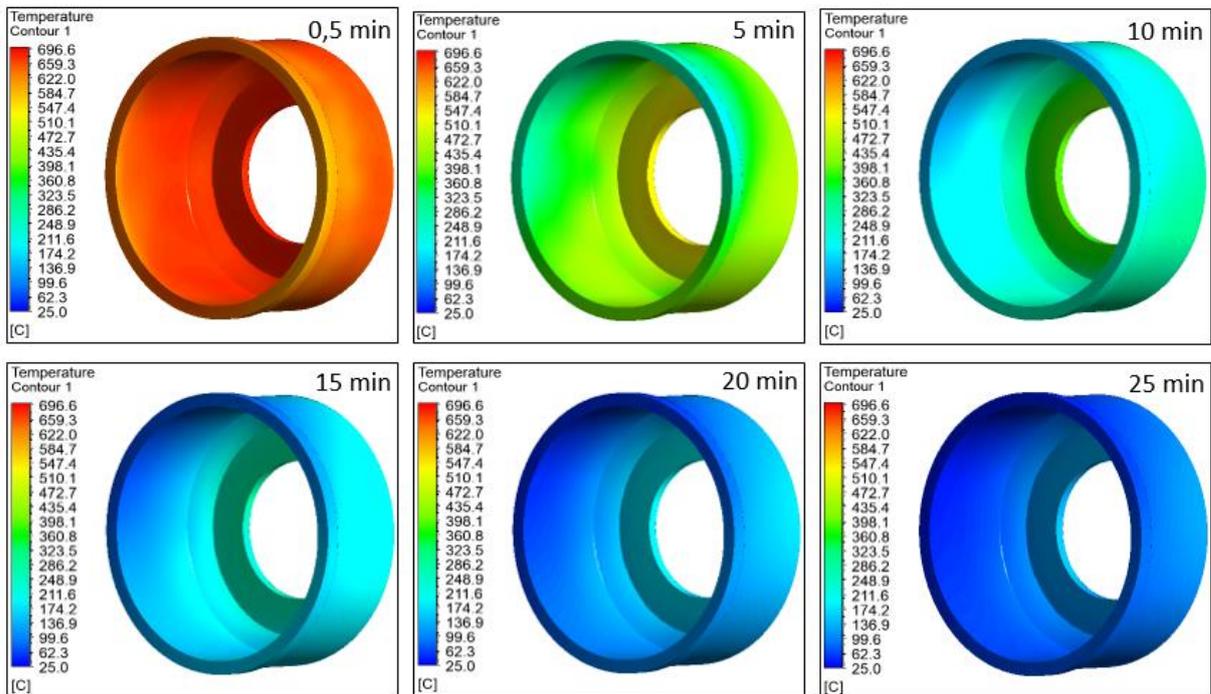
Fonte: Autor (2018).

A face indicada na Figura acima fica em contato direto com a roda, não havendo convecção neste local e, portanto, sendo a região de maior temperatura durante todo o processo de resfriamento do tambor. Na Figura 42a (tambor da geometria comum) é possível verificar que as cores quentes que indicam maior temperatura, se distribuem de maneira mais uniforme do que na Figura 42b (tambor da geometria com defletor). Sendo assim, é possível que o calor acumulado nesta região do tambor se distribua de maneira mais uniforme do que quando não há defletor e de maneira mais acumulada na região inferior quando há defletor, fazendo com que a concentração de calor nesta região eleve a temperatura máxima, explicando o efeito de haver valores negativos na Figura 41.

Para analisar a temperatura, foi configurado a escala de cores com $T_{min} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ e $T_{max} = 700 \text{ }^\circ\text{C}$. As temperaturas nos tempos $0,5 \text{ min}$, 5 min , 10 min , 15 min , 20 min e 25 min estão apresentadas na Figura 43 (geometria da roda comum) e Figura 44 (geometria da roda com defletor). Com isso é possível analisar as temperaturas em cada tempo para cada uma das geometrias e também observar a evolução do resfriamento do tambor para cada uma das simulações.

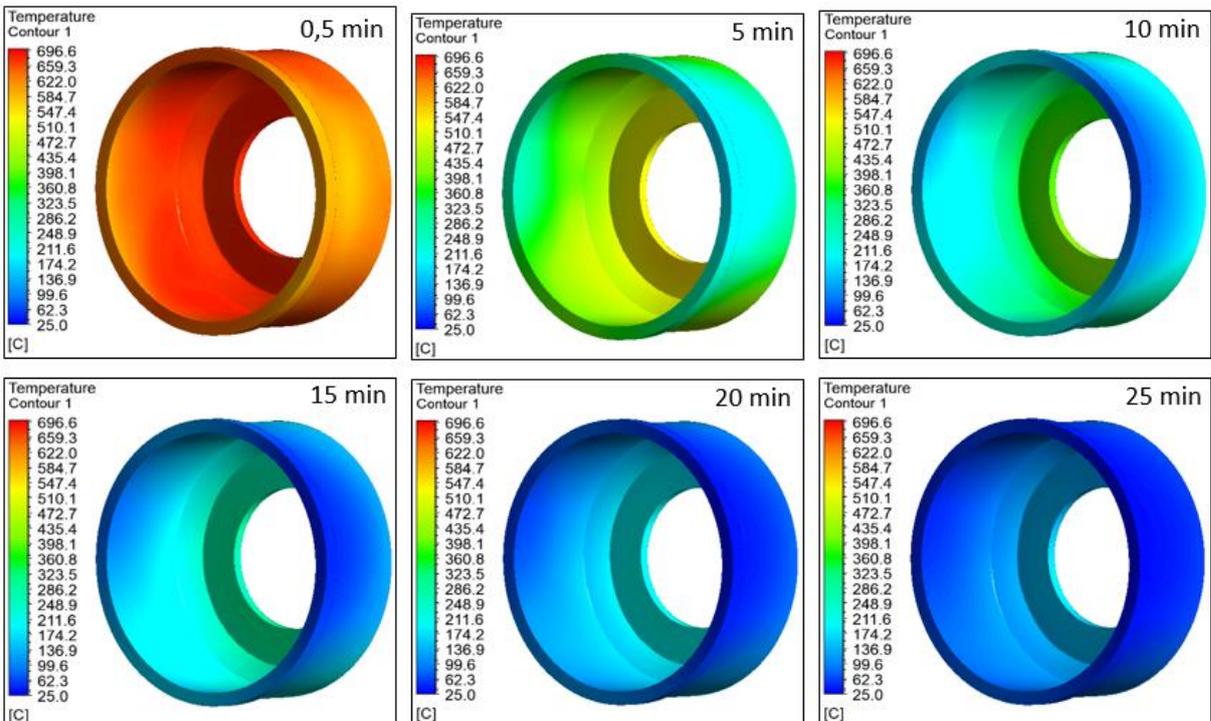
Nota-se que visualmente o tambor aparenta ter uma distribuição de temperatura com pouca variação a cada instante de tempo, porém de acordo com os dados de temperatura máxima e mínima apresentados anteriormente, há variações da ordem de centenas de graus para alguns instantes de tempo. Já para o caso da roda com o defletor, como era esperado, há uma diminuição da temperatura na região direita onde o fluxo de ar é redirecionado pelo defletor.

Figura 43 - Geometria da Roda Comum - temperatura na superfície do tambor para os tempos indicados em cada figura.



Fonte: Autor (2018).

Figura 44 - Geometria da Roda com Defletor - temperatura na superfície do tambor para os tempos indicados em cada figura.

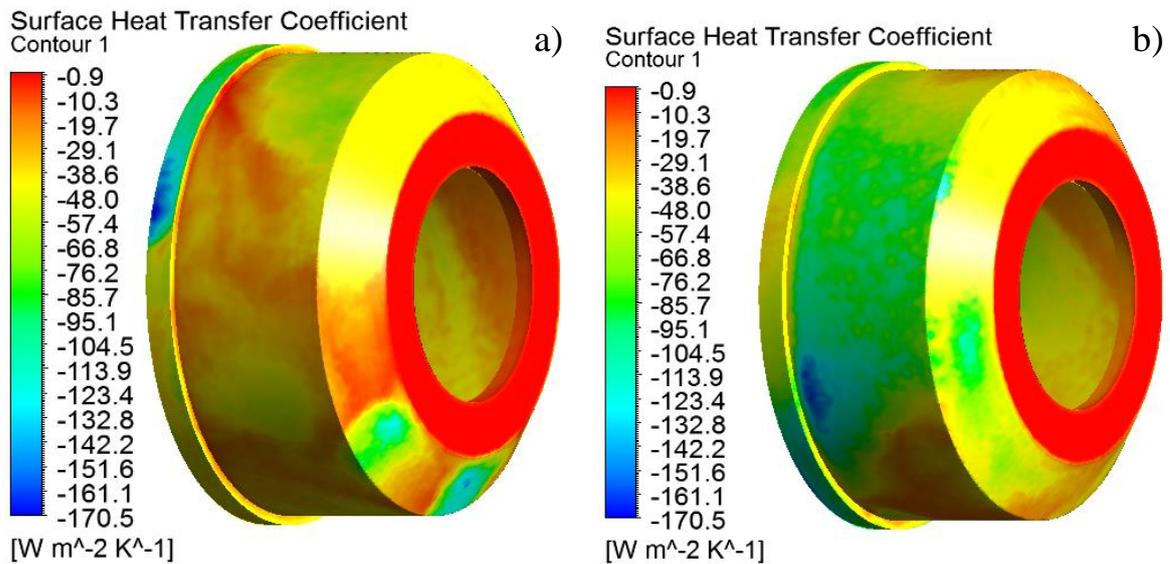


Fonte: Autor (2018).

4.4 Coeficiente de Transferência de Calor e Taxa de Resfriamento do Tambor

O coeficiente de transferência de calor dado em $[W/m^2K]$ indica quanto de calor é removido num determinado intervalo de tempo, dado uma área de contato entre o sólido e o fluido e a diferença de temperatura entre eles. A Figura 45 mostra esse resultado para o último instante de tempo da simulação (25 minutos).

Figura 45 - Coeficiente de Transferência de calor para o tambor da geometria comum (a) e com defletor (b) no último instante de tempo.

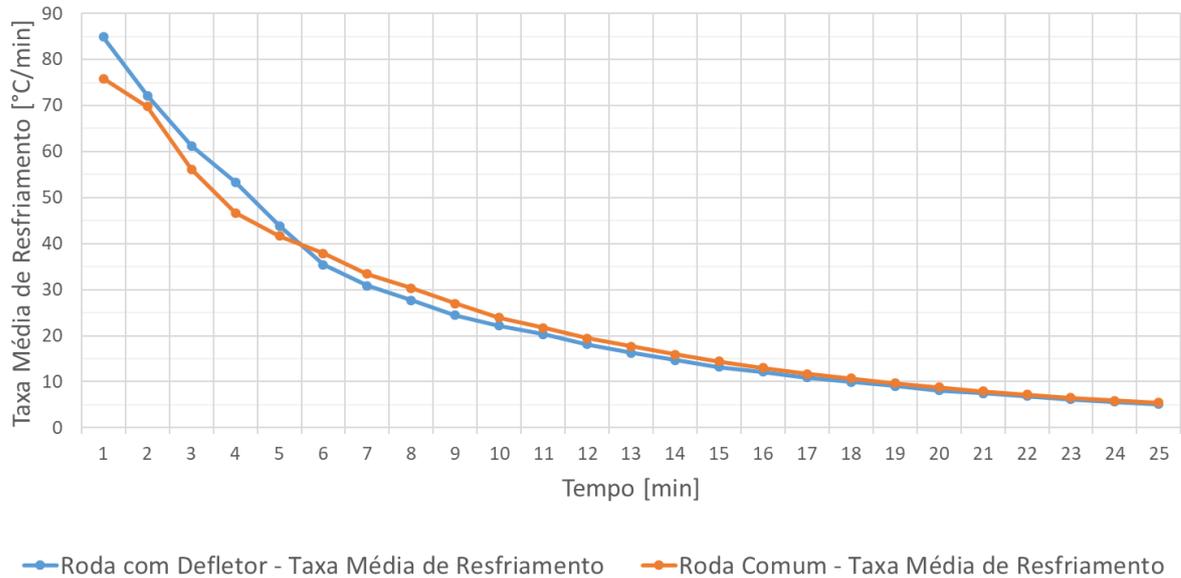


Fonte: Autor (2018).

A escala varia de 0 até $170,5 W/m^2K$ em valores negativos, onde o sinal negativo indica que o fluxo de calor está saindo do tambor. Neste caso, é possível notar que a geometria comum (Figura 45a) possui cores mais quentes (próximas à zero) e a geometria que possui o defletor (Figura 45b) possui cores mais frias, tendo seu coeficiente de transferência maior em módulo e, portanto, removendo mais calor do tambor de freio.

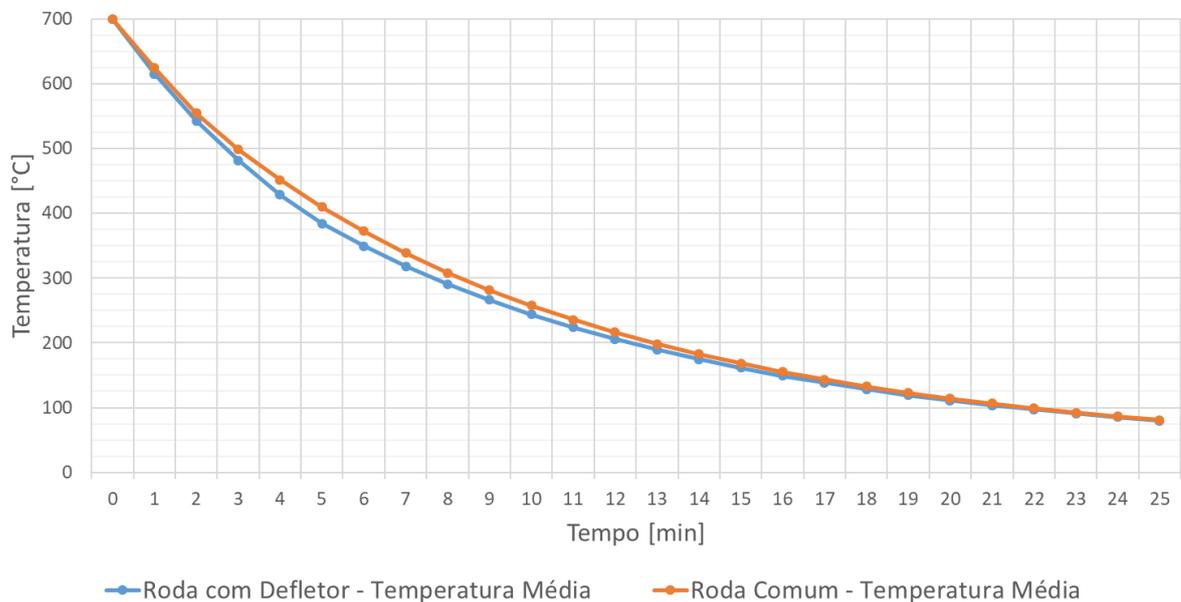
Outra maneira que se pode mensurar a influência do defletor no resfriamento do tambor de freio é analisando os dados da Figura 46 e Figura 47, onde é mostrado a taxa média de resfriamento e a temperatura média dos tambores em função do tempo, respectivamente. A taxa média de resfriamento do tambor mostra a capacidade que o defletor possui em reduzir a temperatura do tambor de freio durante um intervalo de tempo, dado em $[^{\circ}C/min]$.

Figura 46 - Taxa média de resfriamento do tambor.



Fonte: Autor (2018).

Figura 47 - Temperatura média dos tambores das duas geometrias.



Fonte: Autor (2018).

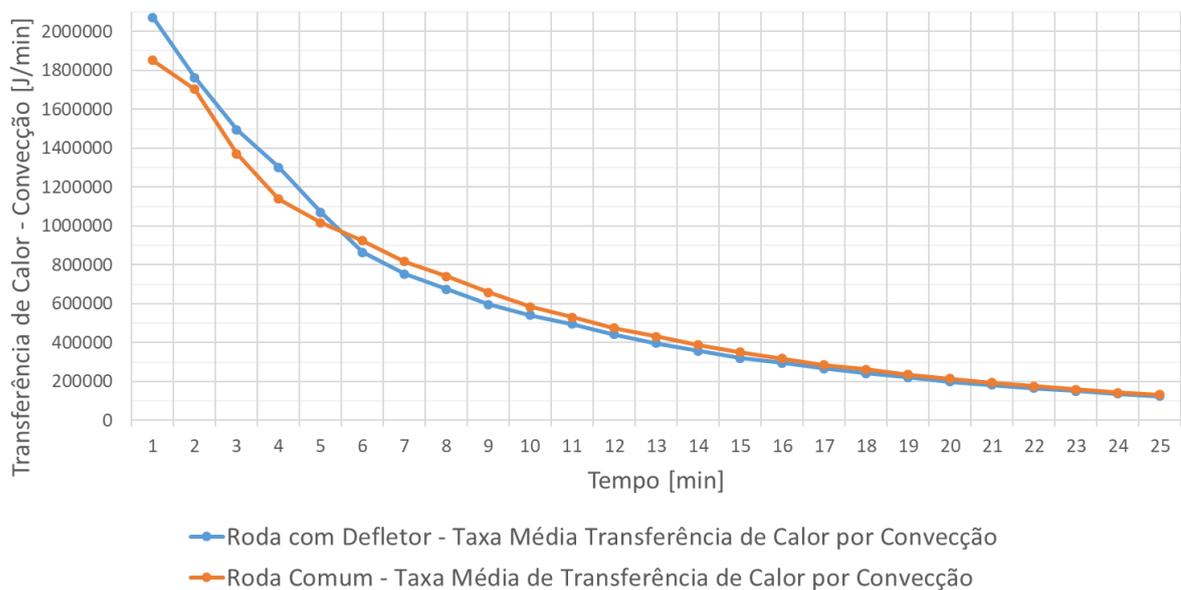
Na Figura 46 nota-se que a taxa de resfriamento da geometria com defletor é maior que a taxa de resfriamento da geometria comum nos 5 minutos. Após esse ponto, as taxas de resfriamento se invertem, onde a geometria comum passa a ter a maior taxa do que a geometria com defletor. Essa inversão se dá porque a taxa calculada depende da variação da temperatura entre o tempo atual e o tempo anterior: como a temperatura nos tempos iniciais

são maiores, o defletor consegue remover a maior parte do calor no início do processo de resfriamento, tendo assim a sua taxa maior; após os 5 minutos, a inversão ocorre porque a variação de temperatura no tambor da geometria comum é maior em função da sua maior temperatura que não foi reduzida tão rapidamente como no caso com defletor. Porém, mesmo tendo a sua taxa de resfriamento maior após os 5 minutos, o tambor da geometria comum ainda continua com a temperatura média mais alta que o tambor da geometria com defletor, conforme mostra a Figura 47.

Nota-se também que tanto a taxa de resfriamento quanto a temperatura média do tambor para ambas as geometrias simuladas tendem a convergir para o mesmo valor na medida em que o tempo de resfriamento avança, porém na parte inicial se obtém valores diferentes, no quais a geometria com defletor se mostra com a maior taxa de resfriamento e com temperaturas significativamente mais baixas.

A Figura 48 mostra a quantidade de energia removida do tambor de freio, tendo a mesma interpretação da Figura 46, porém em termos de energia e não de temperatura.

Figura 48 - Transferência de Calor por Convecção [J/min].



Fonte: Autor (2018).

5. CONCLUSÕES

Após as simulações numérica realizada no ANSYS Fluent 18.2 e a geração dos resultados, foi possível atender tanto o objetivo geral, quanto os objetivos específicos propostos no início deste trabalho. É importante mencionar que os resultados obtidos neste trabalho são dados preliminares. Além do mais, estes dados não foram validados com modelos experimentais.

É possível verificar que o defletor de ar pode causar um efeito positivo em termos do resfriamento do sistema de freio, que já é aplicado em veículos de competição. Nas simulações realizadas neste trabalho, pode-se também verificar este efeito positivo, comparando a simulação de uma geometria de roda comum e uma geometria no qual possui um defletor de ar.

Como uma maneira de se analisar a influência do defletor no fluxo de ar direcionado ao sistema de freio foi observando os vetores de velocidade dentro do volume de controle e com isso pode-se fazer a comparação entre as duas geometrias. Estes vetores mostram o desvio de trajetória do ar que está próxima ao defletor, no qual é direcionado para a região entre o tambor e a roda. Esta porção de ar que tende a passar próximo ao tambor, auxilia na remoção de calor do tambor de freio e com isso faz o resfriamento mais rápido do sistema.

Já a temperatura mínima do tambor que possuía defletor chegou a quase 90 °C mais baixo que a geometria comum. A mesma melhoria do resfriamento pode ser notada em relação à temperatura média dos tambores, no qual se chegou em uma redução de mais de 25 °C. Essas diferenças de temperatura entre os dois tambores foram constatadas em torno dos 6 minutos após o início do resfriamento dos tambores.

Também é possível visualizar que a temperatura dos tambores iniciam de maneira uniforme inicialmente em tempo igual à 0 *min* e temperatura igual à 700 °C, uma vez que as condições iniciais foram configuradas para que todo o tambor iniciasse com a mesma temperatura. Porém a medida que o tempo passa e temos a diminuição da temperatura dos tambores, é possível notar uma não-uniformidade na temperatura. Isso ocorre basicamente por dois motivos: o primeiro deles é que o lado do tambor no qual fica encostado na roda acaba não permitindo com que haja uma troca efetiva de calor, pois é nessa parte que a roda é presa

no tambor e com isso impede a passagem de ar para o resfriamento; o segundo motivo se dá em função da simulação ser realizada considerando o tambor e a roda não rotacionando. A rotação dessas partes da geometria faria com que houvesse uma melhor uniformidade, porém como a simulação se tornaria mais complexa e demorada, foi decidido simular com estes itens não rotacionando.

De maneira análoga, a taxa de resfriamento e o coeficiente de transferência de calor se mostraram melhores para a geometria que possui defletor do que para a geometria comum, removendo o calor com mais eficiência e reduzindo a temperatura mais rapidamente.

Com isso, pode-se concluir que o defletor de ar contribui para o resfriamento dos tambores de veículos comerciais pesados, nos quais podem atingir temperaturas extremamente altas dependendo da solicitação de frenagem. O defletor contribui para a redução da temperatura do tambor de freio mais rapidamente, principalmente em elevadas temperaturas, fazendo com que a dilatação que ocorre nos tambores devido às altas temperaturas seja reduzida mais rapidamente, além de também contribuir com a redução do desgaste das lonas de freio e o efeito *fade*.

5.1 Sugestões para Trabalhos Futuros

Considerando a abrangência e a importância do sistema de freio nos veículos automotivos, o estudo deste trabalho pode ser continuado a fim de gerar mais dados que permita conhecer melhor parâmetros que influenciam no resfriamento do sistema.

Uma possibilidade de estudo nessa área é a simulação destas mesmas geometrias, porém não considerando uma temperatura inicialmente alta, mas sim com geração de calor durante um determinado tempo. Isso poderia simular de maneira mais realista a descida de um veículo de carga em uma serra (condição crítica e comum), por exemplo, no qual sua velocidade é mais baixa do que a velocidade que foi considerada aqui neste trabalho, porém com a geração de calor constante no tambor de freio. Como parâmetros comparativos neste estudo, poderia ser analisado o fluxo de calor a diferença de temperaturas entre os tambores. Além disso, considerar a condução de calor para outros elementos da roda e a radiação devido à alta temperatura do tambor de freio é interessante para se obter resultados mais próximos à condição real de resfriamento do sistema.

Também como sugestão, poderia se trabalhar com os mesmos parâmetros de simulação considerados neste trabalho, porém fazer as simulações com a roda e o tambor rotacionando para verificar se haveria uma melhor uniformização da temperatura; e

principalmente comparar os resultados dos tambores de ambas as geometrias para verificar se haveria diferenças significativas de temperatura e taxa de resfriamento os dados obtidos neste trabalho com os dados obtidos no trabalho sugerido.

Para também poder analisar o aspecto de melhoria, outra sugestão importante é o estudo da eficiência do defletor de ar, no qual poderia ser simulado diferentes tipos e tamanhos de defletores e em diferentes posições, ângulos e velocidades de fluxo de ar, e posteriormente computar todos os dados obtidos para poder concluir qual seria o melhor tipo, posição e ângulo de instalação desses defletores de ar nos veículos, a fim de otimizar troca de calor.

REFERÊNCIAS

- ABREU, R. M. **Simulação e ensaio de mecanismo de freio automotivo**. 2013. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção, Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG), Belo Horizonte. 2013.
- ANDERSON, J. D. **Computational fluid dynamics: basics with applications**. 1ed. Singapura: McGraw-Hill, 1995.
- BARDINA, J. E.; HUANG, P. G.; COAKLEY, T. J. Turbulence Modeling Validation, Testing, and Development. **NASA Ames Research Center**, California, 1997.
- BELHOCINE, A.; BOUCHETARA, M. Thermal analysis of a solid brake disc. **Applied Thermal Engineering**, Orã, p. 59-67, 2011.
- BENINCA, E.; LUCIANO, M. A.; COSTA, C. A. A influência da geometria da caixa de roda do perfil de temperatura de um tambor de freio usado em ônibus urbano. **Revista Ciência e Tecnologia**, v. 18, n. 32, p. 51-55, 2015.
- BIMMER FORUMS. **E36 Brake duct bracking plates**. Disponível em: <<https://www.bimmerforums.com/forum/showthread.php?1535090-E36-Brake-duct-backing-plates/page3&styleid=51>>. Acesso em: 03 ago. 2018.
- BOOMBA RACING. **2013 Focus ST Brake Cooling Deflector**. Disponível em: <<http://www.boombaracing.com/2013-focus-st-brake-cooling-deflector/>>. Acesso em: 05 ago. 2018.
- BOOMBA RACING. **2015 Subaru WRX/XTI Brake Cooling Deflector**. Disponível em: <<http://www.boombaracing.com/2015-subaru-wrx-sti-brake-cooling-deflector/>>. Acesso em: 05 ago. 2018.
- BOSCH, R. **Manual de tecnologia automotiva**. 25 ed. São Paulo: Edgard Blücher. 2005.
- BREZOLIN, A. **Estudo de geração de trincas térmicas em discos de freios de veículos comerciais**. 2007. Tese (Doutorado) – Programa de Pós-Graduação em Materiais, Universidade de Caxias do Sul (UCS), Caxias do Sul, RS. 2007.
- CAMINHÕES E CARRETAS. **Manutenção da quinta-roda e pino-rei evida problemas no implemento**. Disponível em: <<https://www.caminhoes-e-carretas.com/2014/05/manutencao-da-quinta-roda-e-pino-rei.html>>. Acesso em: 09 out. 2018.
- CANCINO, L. R. **Aerodinâmica Veicular: Unidade 5 – Aerodinâmica de veículos de passeio**. 14 mar. 2016, 01 jul. 2016. 47 p. Notas de aula.
- CHIARONI, A. B. Análise térmica de um freio a tambor para rodas traseiras de veículos de passeio. 2014. Trabalho de Conclusão de Curso (Monografia) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo (USP), São Carlos. 2014.
- CHOLLET, H. M. **Curso prático e profissional para mecânicos de automóveis: o veículo e seus componentes**. Hemus. 2002.

CLASSIC DESIGN CONCEPTS. **Mustang Chin Spoiler Brake Duct Kit (2010-12)**. Disponível em: <<https://www.classicdesignconcepts.com/mustang-chin-spoiler-brake-duct-kit-2010-12>>. Acesso em: 03 ago. 2018.

COSTA, P. G. **A Bíblia do Carro**. 2002.

CROLLA, D. A. **Automotive Engineering: Powertrain, Chassis system and Vehicle body**. Burlington: Butterworth-Heinemann. 2009.

FORTUNA, A. O. **Técnicas Computacionais para Dinâmica dos Fluidos**. São Paulo: Editora da Universidade de São Paulo, 2012.

GENTA, G.; MORELLO, L. **The Automotive Chassis: Volume 1 – Components Design**. Torino: Springer, 2009.

GHERASIM, I.; GALANIS, N.; NGUYEN, C. T. Heat transfer and fluid flow in a plate heat exchanger. Part II: Assessment of laminar and two-equation turbulent. **International Journal of Thermal Sciences**, Sherbrooke, p. 1499-1511, 2011.

GILES, J. G. **Vehicle equipment: automotive technology series volume 5**. Bristol: J. W. Arrowsmith. 1969.

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

HEIBING, B.; ERSOY, M. **Chassis Handbook: Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives**. Gundelfingen: Springer, 2011.

HOTROD. **006 Strunk 1932 Ford Coupe Buick Drum Brakes**. Disponível em: <<https://www.hotrod.com/articles/hot-rod-builder-finally-1932-ford-5-window-coupe-dreams/006-strunk-1932-ford-coupe-buick-drum-brakes/>>. Acesso em: 29 jul. 2018.

HUCHO, W. H. **Aerodynamics of Road Vehicles: From fluid mechanics to vehicle engineering**. Cambridge: Butterworth-Heinemann, 1987.

INFANTINI, M. B. **Variáveis de desempenho dos sistemas de freio**. 2008. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), Porto Alegre. 2008.

IOMBRILLER, S. F. **Análise térmica e dinâmica do sistema de freio a disco de veículos comerciais pesados**. 2002. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo (USP), São Carlos, SP. 2002.

LIMPERT, R. **Brake Design and Safety**. 2 ed. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1999.

MATHIEU, J.; SCOTT, J. **An Introduction to Turbulent Flow**. 1 ed. Cambridge: Cambridge University Press, 2000.

MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. **Race Car Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1995.

MORTIMER, R. G. et al. **Brake Force Requirement Study: Driver-Vehicle Braking Performance as a Function of Brake System Design Variables**. Michigan: HSRI, 1970.

NAKATA. **Manual Nakata para Sistemas de Freios**. Disponível em: <<http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TMEC078/Aulas/extras/Manual%20sistema%20de%20freios%20-%20Nakata.pdf>>. Acesso em: 03 jun. 2018.

NICOLAZZI, L. C.; ROSA, E.; LEAL, L. C. M. **Uma introdução à modelagem quase-estática de veículos automotores de rodas**. Florianópolis: Publicação interna - GRANTE. 2008.

OLIVEIRA, F. **Best Cars**. 2017. Disponível em: <<http://bestcars.uol.com.br/bc/informe-se/noticias/se-freio-a-disco-e-melhor-por-que-picapes-usam-tambor/>>. Acesso em: 05 ago. 2018.

PATANKAR, S. V. **NUMERICAL HEAT TRANSFER AND FLUID FLOW**. 1ed. Washington DC: Hemisphere Publishing Corporation, 1980.

PEVEC, M et al. Prediction of the cooling factors of a vehicle brake disc and its influence on the results of a thermal numerical simulation. **International Journal of Automotive Technology**, Maribor, v. 13, n. 1, p. 725-733, 2012.

PINTO, R. L. M. **Análise de variáveis que influenciam no desempenho de frenagem veicular através de ensaios baseados na metodologia Krauss**. 2014. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção, Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG), Belo Horizonte. 2014.

PIOLA, G. **Chinese GP: Latest tech updates, direct from the garages**. 2012. Disponível em: <<http://www.friendsofhabanos.com/forum/topic/133563-formula-1/?page=27>>. Acesso em: 05 ago. 2018.

POSSAMAI, T. S. **ANÁLISE TÉRMICA E MODELAGEM NUMÉRICA DE UM FORNO DE FUSÃO DE MATERIAL VÍTREO A GÁS NATURAL**. 2014. Tese (Doutorado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), Florianópolis. 2014.

PUHN, F. **Brake Handbook: How to choose, install, test & service brakes. Disc- & drum-brake design. Brake materials for Racing or street. Air cooling & water cooling. Proportioning valves & balance bars. Practical data & formulas**. Tucson: HPBooks, 1985.

REIF, K. **Brakes, Brake Control and Driver Assistance Systems: Function, Regulation and Components**. Friedrichshafen: Springer, 2014.

SARAPU, P. Jornal Estado de Minas: **Especialistas lembram importância do uso da frenagem a motor em vias como o Anel Rodoviário.** Disponível em: <https://www.em.com.br/app/noticia/gerais/2012/09/29/interna_gerais,320359/especialistas-lembram-importancia-do-uso-da-frenagem-a-motor-em-vias-como-o-anel-rodoviario.shtml>. Acesso em: 20 out. 2018.

SYMSCAPE. **Mesh Element Size.** Disponível em: <<https://www.symscape.com/node/724>>. Acesso em: 11 out. 2018.

SO-CAL SPEED SHOP. **So-Cal Hot Rod Front Brake System.** Disponível em: <<https://www.socalsac.com/product-p/socal001538.htm>>. Acesso em: 29 jul. 2018.

TABOREK, J. J. **Mechanics of Vehicles.** Cleveland: Penton, 1957.

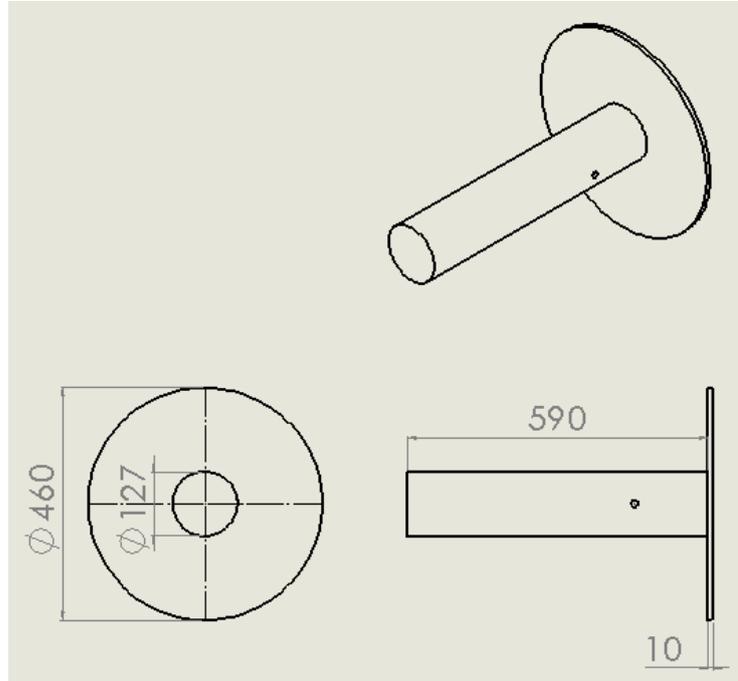
VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics.** 2 ed. London: Pearson, 2007.

WILCOX, D. C. **Turbulence Modeling for CFD.** 2ed. California: Griffin Printing, 1994.

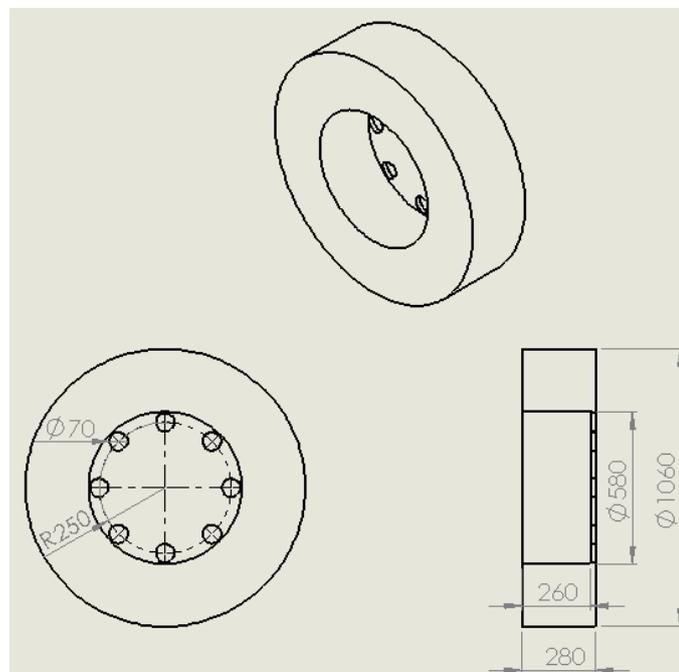
YOUTUBE. **Canal BoombaRacingInc – 2015 Subaru WRX Brake Cooling Deflector / Duct Before and After Video – Boomba Racing.** Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?time_continue=1&v=3uef88jUAzQ>. Acesso em: 06 ago. 2018.

APÊNDICE A – Detalhes da geometria

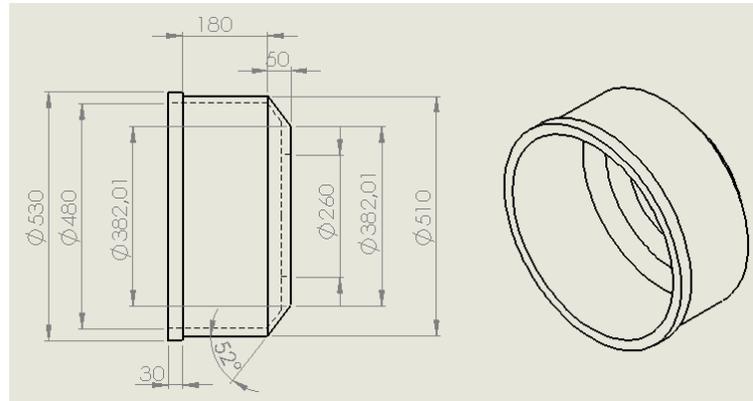
Medidas - Eixo



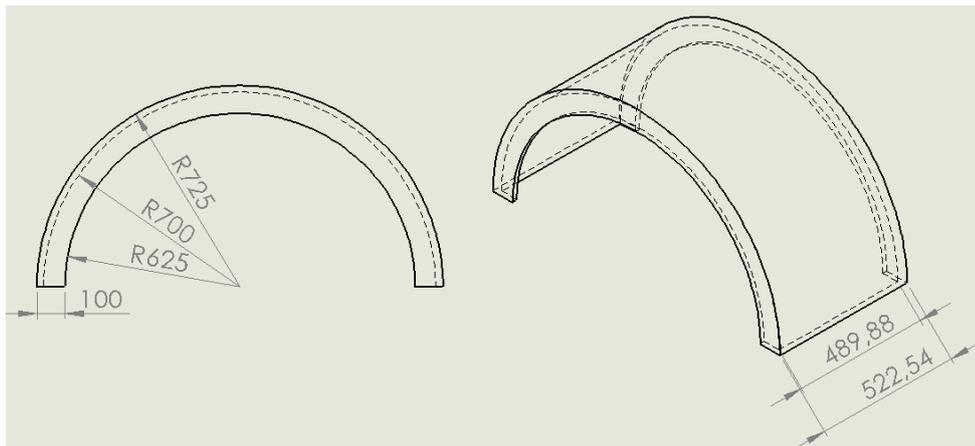
Medidas – Roda



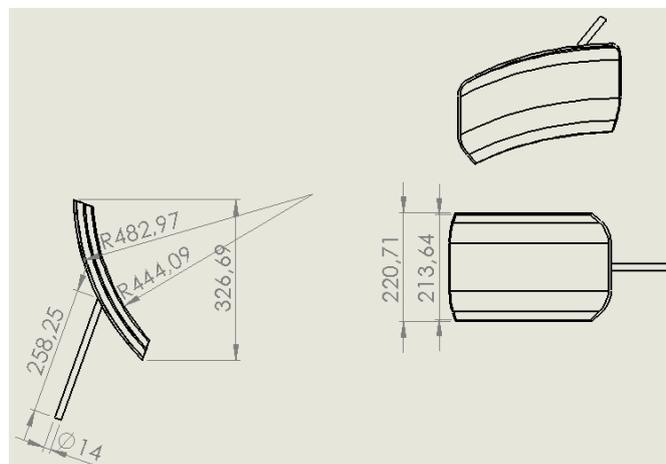
Medidas - Tambor



Medidas – Caixa de roda



Medidas - Defletor



APÊNDICE B – Dados das simulações

RODA COMUM			
Tempo [min]	Temperatura [°C]		
	Mín	Máx	Méd
0	700	700	700
0,5	591,887	690,079	661,182
1	509,184	675,528	624,144
1,5	443,075	661,179	587,634
2	393,506	644,985	554,41
2,5	353,003	629,512	524,85
3	319,685	611,493	498,232
3,5	293,086	595,574	473,835
4	270,245	581,086	451,577
4,5	251,941	567,228	430,379
5	237,580	553,270	409,903
5,5	224,338	538,988	390,229
6	211,940	524,506	372,033
6,5	200,588	510,184	355,03
7	189,843	495,514	338,596
7,5	178,804	480,976	323,109
8	167,794	467,090	308,28
8,5	155,134	453,210	294,319
9	143,595	439,183	281,308
9,5	133,245	425,470	269,103
10	124,077	412,088	257,362
10,5	115,909	398,714	246,229
11	108,567	385,772	235,67
11,5	102,107	373,164	225,65
12	95,938	360,899	216,207
12,5	90,568	348,899	207,176
13	85,786	337,309	198,488
13,5	81,208	325,979	190,27
14	77,212	314,920	182,542
14,5	73,565	304,196	175,142
15	70,050	293,821	168,135
15,5	67,022	283,718	161,484
16	64,244	273,968	155,123
16,5	61,600	264,521	149,103
17	59,287	255,363	143,427
17,5	57,075	246,536	137,936
18	55,049	237,982	132,692
18,5	53,154	229,699	127,772
19	51,453	221,801	122,994
19,5	49,818	214,176	118,44
20	48,333	206,813	114,209
20,5	46,990	199,779	110,126
21	45,675	192,945	106,252
21,5	44,506	186,325	102,565
22	43,424	179,981	99,033
22,5	42,426	173,820	95,628
23	41,495	167,827	92,507
23,5	40,680	162,108	89,529
24	39,892	156,685	86,601
24,5	39,118	151,447	83,798
25	38,394	146,364	81,178

RODA COM DEFLETOR			
Tempo [min]	Temperatura [°C]		
	Mín	Máx	Méd
0	700	700	700
0,5	583,173	690,377	656,209
1	504,161	670,766	615,094
1,5	424,858	654,386	576,242
2	366,470	638,816	542,909
2,5	317,04	625,656	512,061
3	276,903	611,559	481,654
3,5	240,635	597,467	454,124
4	206,941	584,699	428,314
4,5	178,841	570,699	405,307
5	155,527	557,797	384,435
5,5	137,65	543,775	366,001
6	123,15	531,09	348,993
6,5	112,024	518,559	333,004
7	102,28	505,652	318,162
7,5	93,825	491,87	304,029
8	86,645	477,579	290,495
8,5	80,451	463,011	277,962
9	74,821	448,164	266,02
9,5	69,872	433,881	254,678
10	65,45	420,29	243,858
10,5	61,706	407,001	233,524
11	58,331	393,977	223,572
11,5	55,374	381,218	214,277
12	52,652	368,497	205,475
12,5	50,238	355,984	197,098
13	48,086	343,716	189,224
13,5	46,158	331,585	181,696
14	44,46	320,207	174,548
14,5	42,935	309,245	167,811
15	41,575	298,882	161,388
15,5	40,349	288,625	155,135
16	39,243	278,829	149,277
16,5	38,243	269,26	143,658
17	37,333	259,919	138,33
17,5	36,507	250,993	133,207
18	35,757	242,564	128,399
18,5	35,072	234,244	123,748
19	34,442	226,054	119,332
19,5	33,868	218,295	115,179
20	33,331	210,814	111,209
20,5	32,839	203,685	107,364
21	32,383	196,807	103,727
21,5	31,963	190,061	100,223
22	31,57	183,436	96,893
22,5	31,209	177,218	93,739
23	30,872	171,108	90,683
23,5	30,554	165,238	87,825
24	30,265	159,654	85,034
24,5	29,987	154,299	82,407
25	29,732	149,195	79,915

DIFERENÇA (RODA COMUM E COM DEFLETOR)			
Tempo [min]	Temperatura [°C]		
	Mín	Máx	Méd
0	0	0	0
0,5	8,714	-0,298	4,973
1	5,023	4,762	9,05
1,5	18,217	6,793	11,392
2	27,036	6,169	11,501
2,5	35,963	3,856	12,789
3	42,782	-0,066	16,578
3,5	52,451	-1,893	19,711
4	63,304	-3,613	23,263
4,5	73,1	-3,471	25,072
5	82,053	-4,527	25,468
5,5	86,688	-4,787	24,228
6	88,79	-6,584	23,04
6,5	88,564	-8,375	22,026
7	87,563	-10,138	20,434
7,5	84,979	-10,894	19,08
8	81,149	-10,489	17,785
8,5	74,683	-9,801	16,357
9	68,774	-8,981	15,288
9,5	63,373	-8,411	14,425
10	58,627	-8,202	13,504
10,5	54,203	-8,287	12,705
11	50,236	-8,205	12,098
11,5	46,733	-8,054	11,373
12	43,286	-7,598	10,732
12,5	40,33	-7,085	10,078
13	37,7	-6,407	9,264
13,5	35,05	-5,606	8,574
14	32,752	-5,287	7,994
14,5	30,63	-5,049	7,331
15	28,475	-5,061	6,747
15,5	26,673	-4,907	6,349
16	25,001	-4,861	5,846
16,5	23,357	-4,739	5,445
17	21,954	-4,556	5,097
17,5	20,568	-4,457	4,729
18	19,292	-4,582	4,293
18,5	18,082	-4,545	4,024
19	17,011	-4,253	3,662
19,5	15,95	-4,119	3,261
20	15,002	-4,001	3
20,5	14,151	-3,906	2,762
21	13,292	-3,862	2,525
21,5	12,543	-3,736	2,342
22	11,854	-3,455	2,14
22,5	11,217	-3,398	1,889
23	10,623	-3,281	1,824
23,5	10,126	-3,13	1,704
24	9,627	-2,969	1,567
24,5	9,131	-2,852	1,391
25	8,662	-2,831	1,263

RODA COMUM				RODA COM DEFLETOR			
Tempo [min]	Taxa de Resfriamento [°C/min]			Tempo [min]	Taxa de Resfriamento [°C/min]		
	Máx	Mín	Méd		Máx	Mín	Méd
1	190,816	24,472	75,856	1	195,839	29,234	84,906
2	115,678	30,543	69,734	2	137,691	31,950	72,185
3	73,821	33,492	56,178	3	89,567	27,257	61,255
4	49,440	30,407	46,655	4	69,962	26,860	53,340
5	32,665	27,816	41,674	5	51,414	26,902	43,879
6	25,640	28,764	37,870	6	32,377	26,707	35,442
7	22,097	28,992	33,437	7	20,870	25,438	30,831
8	22,049	28,424	30,316	8	15,635	28,073	27,667
9	24,199	27,907	26,972	9	11,824	29,415	24,475
10	19,518	27,095	23,946	10	9,371	27,874	22,162
11	15,510	26,316	21,692	11	7,119	26,313	20,286
12	12,629	24,873	19,463	12	5,679	25,480	18,097
13	10,152	23,590	17,719	13	4,566	24,781	16,251
14	8,574	22,389	15,946	14	3,626	23,509	14,676
15	7,162	21,099	14,407	15	2,885	21,325	13,160
16	5,806	19,853	13,012	16	2,332	20,053	12,111
17	4,957	18,605	11,696	17	1,910	18,910	10,947
18	4,238	17,381	10,735	18	1,576	17,355	9,931
19	3,596	16,181	9,698	19	1,315	16,510	9,067
20	3,120	14,988	8,785	20	1,111	15,240	8,123
21	2,658	13,868	7,957	21	0,948	14,007	7,482
22	2,251	12,964	7,219	22	0,813	13,371	6,834
23	1,929	12,154	6,526	23	0,698	12,328	6,210
24	1,603	11,142	5,906	24	0,607	11,454	5,649
25	1,498	10,321	5,423	25	0,533	10,459	5,119

RODA COMUM				RODA COM DEFLETOR			
Tempo [min]	Transferência de Calor por Convecção [J/min]			Tempo [min]	Transferência de Calor por Convecção [J/min]		
	Máx	Mín	Méd		Máx	Mín	Méd
1	4658116,996	597399,794	1851763,599	1	4780736,282	713647,662	2072688,253
2	2823880,900	745602,399	1702316,004	2	3361252,659	779949,470	1762148,747
3	1802086,066	817592,101	1371392,842	3	2186470,553	665386,000	1495330,353
4	1206907,724	742282,427	1138921,518	4	1707881,841	655694,609	1302112,824
5	797403,738	679032,064	1017327,518	5	1255096,151	656719,895	1071155,017
6	625912,501	702174,227	924465,929	6	790373,208	651959,640	865194,651
7	539422,330	707740,063	816249,465	7	509469,341	620981,365	752632,930
8	538250,575	693874,295	740060,974	8	381674,803	685305,836	675394,741
9	590735,437	681253,517	658428,704	9	288642,333	718066,155	597473,029
10	476464,906	661431,327	584559,312	10	228760,766	680447,935	541009,081
11	378623,358	642414,718	529535,646	11	173785,924	642341,484	495212,987
12	308293,642	607188,831	475122,270	12	138633,272	622006,651	441776,074
13	247826,198	575868,795	432548,503	13	111463,201	604942,967	396712,327
14	209304,750	546550,506	389266,800	14	88516,331	573891,458	358264,113
15	174835,621	515059,589	351697,403	15	70427,362	520576,602	321256,182
16	141733,541	484642,780	317643,271	16	56927,767	489525,093	295648,452
17	121008,123	454177,148	285517,653	17	46626,087	461622,675	267233,391
18	103456,208	424297,394	262058,140	18	38472,625	423662,693	242431,242
19	87783,984	395003,517	236743,348	19	32101,207	403034,922	221339,651
20	76164,080	365880,521	214455,590	20	27121,248	372032,235	198295,134
21	64885,937	338539,570	194242,815	21	23142,163	341932,777	182647,322
22	54950,431	316471,516	176227,081	22	19846,602	326407,022	166828,628
23	47089,907	296698,149	159309,867	23	17039,272	300945,761	151595,812
24	39131,737	271993,646	144174,697	24	14817,819	279610,054	137900,925
25	36568,523	251951,752	132383,912	25	13011,364	255320,548	124962,796