

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA
CELSO SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**SELEÇÃO E DIMENSIONAMENTO DO
SISTEMA DE FREIO PARA UM VEÍCULO
PROTÓTIPO MONOPOSTO OFFROAD TIPO
MINI BAJA SAE**

Luiza Higinio Doro
Thierry Moreira Bernardi

Prof. Orientador: Fernando Ribeiro da Silva

**Rio de Janeiro
Novembro de 2016**

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA
CELSO SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**SELEÇÃO E DIMENSIONAMENTO DO
SISTEMA DE FREIO PARA UM VEÍCULO
PROTÓTIPO MONOPOSTO OFFROAD TIPO
MINI BAJA SAE**

Luiza Higinio Doro
Thierry Moreira Bernardi

Projeto final apresentado em cumprimento
às normas do departamento de Engenharia Mecânica
do CEFET/RJ como parte dos requisitos para obtenção
do título de Bacharel em Engenharia Mecânica

Prof. Orientador: Fernando Ribeiro da Silva

**Rio de Janeiro
Novembro de 2016**

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

D715 Doro, Luiza Higinio

Seleção e dimensionamento do sistema de freio para um veículo protótipo monoposto offroad tipo Mini Baja SAE / Luiza Higinio Doro, Thierry Moreira Bernardi.—2016.

xii, 52f. + anexos : il. (algumas color.) , grafs. , tabs. ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca , 2016.

Bibliografia : f. 52

Orientador : Fernando Ribeiro da Silva

1. Engenharia mecânica. 2. Veículos off-road – Freios. 3. Veículos – Dinâmica. I. Bernardi, Thierry Moreira. II. Silva, Fernando Ribeiro da (Orient.). III. Título.

CDD 621

AGRADECIMENTOS

À nossos pais que auxiliaram na construção de nossos princípios, na formação de nosso caráter, que não mediram esforços para nos prover de recursos e educação. Pela capacidade de acreditar sempre em nós, e que, com muito carinho e apoio, fizeram de tudo para que chegássemos até esta etapa da vida.

Dedicamos também essa vitória aos nossos amigos de faculdade pela amizade sincera ao longo de todos esses anos e por compartilharem conosco momentos inesquecíveis, além de todo o aprendizado adquirido nesse tempo. Aos familiares e amigos que a vida nos deu fora da faculdade, que tanto nos incentivaram e suportaram nossas ausências em confraternizações para que pudéssemos nos dedicar aos estudos.

À equipe Mud Runner, pelo imenso aprendizado adquirido durante esse ano. Em especial aos nossos amigos Gabriel Pereira, Pedro Trindade, Brenno Duarte, Mauro Werneck, Lucas Lisboa, Juliana Ramos Barreto, Felipe Macedo e Tales Matos.

RESUMO

O presente estudo tem em seu principal objetivo ser um legado para a equipe do Projeto Mini Baja SAE existente no Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca – CEFET/RJ, como uma forma de passar o conhecimento adquirido ao longo dos anos de estudo como componentes da Equipe Mud Runner para os futuros integrantes, e minimizar a baixa de conhecimento teórico durante o rodízio natural de alunos que, a cada período, deixam ou entram para o projeto.

Através de extensa pesquisa sobre sistemas de freio, dimensionamento do sistema e dinâmica longitudinal veicular, conseguiu-se centralizar informações úteis para seleção do sistema de freio, dissertação detalhada sobre a dinâmica longitudinal veicular, resultando em parâmetros importantes utilizados no dimensionamento dos principais componentes do sistema de freio, também detalhados e expostos como um tutorial neste trabalho.

Alguns fatores de desempenho do sistema de freio foram apresentados, sendo iniciado um estudo teórico sobre o comportamento térmico do disco de freio durante a frenagem, que pode prevenir futuras falhas de projeto.

Palavras-chave: *Baja SAE, Sistemas de Freio, Freio a disco, Dimensionamento, Transferência de Carga, Introdução à Dinâmica Longitudinal, Estudo Térmico de Disco de Freio.*

ABSTRACT

This study has the intention to be a legacy to the existing Mini Baja SAE Project team at the Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca – CEFET/RJ, as a way to pass all the knowledge gained over years of studying as components of Mud Runner Team for future members, and minimize the theoretical knowledge gap during the natural students change that, each period, leave or enter for the project.

Through extensive research on brake systems, brake design and longitudinal dynamics, it was possible to centralize information useful to brake system selection, detailed dissertation on the vehicle longitudinal dynamics, resulting in important parameters used to design the main components of the brake system, also detailed and exposed as a tutorial in this work.

Some brake system performance factors were presented and a theoretical study of the thermal behavior of the disc during braking being started, that could prevent futures project failures.

Keywords: Baja SAE, brake systems, disc brake, design and project, load transfer, longitudinal dynamics introduction, thermal study of disc brake.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Motivação	2
1.2. Requisitos de freio pelas normas das competições.....	2
1.3. Função de um Sistema de Freio	2
2. TIPOS DE SISTEMAS DE FREIO	3
2.1. Principais Componentes, suas Funções e Variações.	4
2.1.1. Pedal.....	4
2.1.2. Servo freio	5
2.1.3. Cilindro mestre e linhas de transmissão	5
2.1.4. Pinça.....	6
2.1.5. Pastilha	6
2.1.6. Disco	7
2.1.7. Tambor	8
2.1.8. Sapata.....	8
2.1.9. Barra de Balanço.....	9
2.1.10. Sistema ABS.....	10
2.1.11. Componentes Extras Em Circuitos Pneumáticos.....	12
2.2. O Sistema de Freio do Protótipo MR16.....	14
3. INTRODUÇÃO À DINÂMICA VEICULAR LONGITUDINAL	15
3.1. Contribuição dos Pneus na Dinâmica Veicular	15
3.1.1. Resistência ao Rolamento	16
3.1.1.1. Efeitos de velocidade	18
3.1.1.2. Efeitos de material e estrutura	18
3.1.1.3. Efeitos de desgaste	18
3.1.1.4. Efeitos da temperatura de operação	18
3.1.1.5. Efeitos de aumento de pressão e carga vertical.....	18
3.1.1.6. Efeitos de tamanho de pneu	19
3.1.1.7. Efeitos da estrada	19
3.1.1.8. Efeitos de variação do ângulo de derrapagem da roda (α).....	19
3.1.1.9. Efeitos de ângulo de cambagem.....	19
3.2. Análise do peso dinâmico em cada eixo (para hipótese de suspensão rígida).....	19
3.2.1. Hipótese de Centroide para Cálculo do Deslocamento de Fx	20
3.3. Análise Forças no Veículo, Velocidade, Distância e Tempo de Frenagem.	21
4. DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE FREIO	23

5. FATORES DE DESEMPENHO	29
5.1. Proporção de frenagem	29
5.2. Análise Térmica do Disco de Freio	32
5.2.1. Estudo do Ganho de Temperatura.....	33
5.2.1.1. Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção	36
6. TESTES E SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL	38
6.1. Análise de Resultados	42
6.2. Verificação do Ganho de Temperatura	48
7. CONCLUSÃO	50
8. SUGESTÃO PARA FUTUROS TRABALHOS	51
9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	52
Anexo A – Algoritmo da Transferência de Carga na Frenagem Simplificada	53
Anexo B – Algoritmo da Análise Térmica	55
Anexo C – Algoritmo de Dinâmica Longitudinal 1	57
Anexo D – Algoritmo de Modelagem Dinâmica	60

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Veículo Baja na prova de Endurance	1
Figura 2 - Acionamento do Freio por Pedal (Brake Handbook – Fred Puhn – HP Books 1985).....	3
Figura 3 - Circuito de Freio Explodido (linhas de transmissão em pontilhado).....	3
Figura 4 - Conjunto da Pinça e Disco Montados [www.autos.culturamix.com].....	4
Figura 5 – Ganho de força do pedal por alavanca	4
Figura 6 - Diagrama Simples Servo Freio Bendix [1]	5
Figura 7 - Cilindro Mestre Duplo em Corte [www.freiosbreque.com.br].	6
Figura 8 - Pinça fixa à esquerda, pinça flutuante à direita [www.carrosinfoco.com.br].	6
Figura 9 - Par de Pastilhas, amostra à esquerda com vitrificação [www.omecanico.com.br].	7
Figura 10 - Discos de freio [www.izautopecas.com.br].	7
Figura 11 - Conjunto do Tambor em Corte [www.pwescapamentos.com.br].	8
Figura 12 - Sapata de Freio.....	9
Figura 13 – Barra de balanço [www.apracing.com].....	9
Figura 14 - Regulagem através de angulação [www.apracing.com].....	9
Figura 15 – Diagrama de Corpo Livre do Funcionamento da Barra de Balanço [www.apracing.com].....	10
Figura 16 - Sensor e roda dentada.....	10
Figura 17 - Fixação do Sensor e da Roda Dentada em um Eixo de Caminhão.	11
Figura 18 - Leitura do Sensor.....	11
Figura 19 - Válvula Pedal [www.freiosendres.com.br].	12
Figura 20 - Secador de Ar acoplado à Válvula Quatro Vias [10].	13
Figura 21 - Ajustador e Câmara de Freio.....	13
Figura 22 - Diagrama de Corpo Livre de um Veículo.....	15
Figura 23 - Deformação, Forças e Momento aplicado ao Pneu. [8]	17
Figura 24 - Dimensões H e W do pneu.....	19
Figura 25 - Cálculo do Δz	21
Figura 26 - Demonstração da largura da pastilha.....	25
Figura 27 - Sistema de coordenadas utilizado no modelo atual.....	38
Figura 28 - Modelo de ½ veículo com 6 GDL.	39
Figura 29 - Variação geométrica de deslocamento de massas em relação ao centro de massa do veículo.	39
Figura 30 - Vista explodida do modelo com DCL e equações de cada elemento.	40

LISTA DE TABELAS

Tabela 1- Dimensional do Protótipo MR16	14
Tabela 2 - Coeficientes de atrito de acordo com o solo. [11].....	16
Tabela 3 – Dados de entrada da análise térmica.....	33
Tabela 4 - Dados de entrada para as simulações	41
Tabela 5 - Variação de força no pedal de freio no momento da frenagem de acordo com simulações.....	42
Tabela 6 - Comparação de resultados computacionais	48

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Gráfico Exemplificando a Atuação da Modulação de Pressão [www.noticiasdaoficinavw.com.br].....	12
Gráfico 2 - Desaceleração / Força Aplicada ao Pedal - MR16	27
Gráfico 3 - Transferência de carga entre eixos traseiro e dianteiro de um veículo mini baja	30
Gráfico 4 - Forças máximas de frenagem.....	31
Gráfico 5 - Gráfico Potência na Frenagem x Tempo	34
Gráfico 6 - Ganho de Temperatura x Número de Frenagens	36
Gráfico 7 - Ângulo Pitch $[\theta]$ x Tempo [s]	43
Gráfico 8 – Deslocamento horizontal [m] x Tempo [s]	43
Gráfico 9 – Velocidade horizontal [m/s] x Tempo [s]	43
Gráfico 10 – Aceleração horizontal $[m/s^2]$ x Tempo [s]	43
Gráfico 11 - Força aplicada no pedal de freio [N] x Tempo [s]	43
Gráfico 12 - Transferência de carga entre eixos [N]	43
Gráfico 13 - Ângulo Pitch $[\theta]$ x Tempo [s].....	44
Gráfico 14 – Deslocamento horizontal [m] x Tempo [s]	44
Gráfico 15 – Velocidade horizontal [m/s] x Tempo [s].....	44
Gráfico 16 – Aceleração horizontal $[m/s^2]$ x Tempo [s]	44
Gráfico 17 - Força aplicada no pedal de freio [N] x Tempo [s]	45
Gráfico 18 - Transferência de carga entre eixos [N]	45
Gráfico 19 – Ângulo Pitch $[\theta]$ x Tempo [s].....	45
Gráfico 20 – Deslocamento horizontal [m] x Tempo [s]	45
Gráfico 21 – Velocidade horizontal [m/s] x Tempo [s].....	46
Gráfico 22 – Aceleração horizontal $[m/s^2]$ x Tempo [s]	46
Gráfico 23 - Força aplicada no pedal de freio [N] x Tempo [s]	46
Gráfico 24 - Transferência de carga entre eixos [N]	46
Gráfico 25 - Ângulo Pitch $[\theta]$ x Tempo [s].....	47
Gráfico 26 - Deslocamento horizontal [m] x Tempo [s]	47
Gráfico 27 - Velocidade horizontal [m/s] x Tempo [s]	47
Gráfico 28 - Aceleração horizontal $[m/s^2]$ x Tempo [s]	47
Gráfico 29 - Força aplicada no pedal de freio [N] x Tempo [s]	47
Gráfico 30 - Transferência de carga entre eixos [N]	47
Gráfico 31 – Resultado da temperatura após enésima frenagem.....	49

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

L_1	Distância entre a articulação do pedal e o ponto de ancoragem entre pedal cilindro mestre
L_2	Distância entre a articulação do pedal e a aplicação de força
F_{pedal}	Força que o piloto aplica sobre o pedal de freio
$F_{saída}$	Força que a alavanca do pedal gera no cilindro mestre
R_2	Regulagem do freio traseiro na barra de balanço
R_1	Regulagem do freio dianteiro na barra de balanço
l	Distância entre eixos
b	Distância do centro de massa ao eixo dianteiro
a	Distância do centro de massa ao eixo traseiro
c	Distância do centro de massa do carro ao centro de massa do piloto /
	Calor específico do material do rotor
a_z	Aceleração horizontal
Fx_1	Força normal na roda dianteira
Fx_2	Força normal na roda traseira
H_{cm}	Altura do centro de massa
μ_z	Coefficiente de atrito entre pneu e solo
Fz_1	Componente horizontal da força de contato entre o pneu dianteiro e o solo
Fz_2	Componente horizontal da força de contato entre o pneu traseiro e o solo
M_y	Momento no eixo y
M_f	Momento de frenagem
R_l	Raio do pneu com o veículo carregado
F_y	Componente da força no eixo y
V	Velocidade do veículo
K	Rigidez do pneu
f	Coefficiente de resistência ao rolamento
F_r	Força de resistência ao rolamento
f_0	Coefficiente de resistência ao rolamento inicial
M_1	Momento em relação à roda dianteira
M_2	Momento em relação à roda traseira
Δz	Distância do deslocamento da reação Fz_1 ou 2
m	Massa do veículo
g	Aceleração da gravidade
α	Ângulo do plano de rolagem do veículo em relação ao eixo z / ângulo de derrapagem da roda
M_{peso}	Momento positivo pontual na viga representativa do veículo
V_0	Velocidade inicial
V_f	Velocidade final
t	Tempo
Δs	Deslocamento horizontal
T_1	Torque de frenagem no eixo dianteiro
T_2	Torque de frenagem no eixo traseiro
Tz_1	Torque em cada disco dianteiro
Tz_2	Torque em cada disco traseiro
$r_{interno}$	Raio interno da pastilha dianteira ou traseira

r_{disco}	Raio do disco
$P1_{max}$	Pressão máxima aplicada pelas pastilhas da pinça em cada disco dianteiro
$P2_{max}$	Pressão máxima aplicada pelas pastilhas da pinça em cada disco traseiro
μ_d	Coeficiente de atrito entre os materiais da pastilha e do disco
θ	Faixa angular de atuação da pastilha de freio / ângulo <i>Pitch</i>
Pb	Pressão necessária no fluido na linha
F_c	Força de contato da pastilha com cada disco
N	Número de êmbolos da pinça utilizada
A_e	Área total dos êmbolos da pinça
A_{cm}	Área do êmbolo do cilindro mestre
D_{cm}	Diâmetro do cilindro mestre
F_{cm}	Força necessária no cilindro mestre
CSS	Coeficiente de segurança dianteiro
F_{zm}	Força máxima no eixo z
I	Momento de inércia do rotor
$\omega_{inicial}$	Velocidade angular inicial das rodas
P_{bav}	Potência média gerada na frenagem
$P_{b(0)}$	Potência máxima gerada no início da frenagem
$q''(0)$	Fluxo de calor no disco
$A_{varrida}$	Área varrida pelas pastilhas de freio no disco
T_{max}	Temperatura máxima gerada na frenagem
$T_{inicial}$	Temperatura inicial
t	Tempo total até a parada do veículo
ρ	Densidade do rotor
k	Condutividade térmica do material do rotor
v	Volume do rotor
T_{∞}	Temperatura ambiente
T	Temperatura no instante t
A_{sup}	Área da superfície do rotor
h_{conv}	Coeficiente de transferência de calor por convecção
n	Número de aplicações do freio
T_n	Temperatura após n aplicações do freio
t_c	Tempo de resfriamento entre cada frenagem
D	Diâmetro do disco de freio
μ_{ar}	Viscosidade do ar
Re_{ω}	Número de Reynolds rotacional
k_{ar}	Condutividade térmica do ar
σ	Tensão térmica
ν	Coeficiente de Poisson
α_T	Coeficiente de expansão térmica
E	Módulo elástico do material
W_2	Peso estático do eixo traseiro do veículo
W_1	Peso estático do eixo dianteiro do veículo

1. INTRODUÇÃO

O programa Baja SAE BRASIL é um projeto da organização SAE Brasil que tem o objetivo de incentivar os estudantes de engenharia a aplicar o seu conhecimento teórico de sala de aula em uma prática de projeto real. Cada instituição de ensino superior em engenharia organiza uma equipe e realiza desde a concepção, projeto detalhado, construção até os testes dinâmicos de um veículo protótipo monoposto off road.

Existem duas competições anuais, uma regional e outra nacional em que as equipes participam, levando o projeto e o veículo para participar das provas propostas.

As provas são: Inspeção Técnica e de Segurança, Verificação de Motor, Avaliação de Projeto e avaliações dinâmicas, além de uma prova de resistência (enduro), na qual o veículo, nos moldes de competições de endurance, é novamente colocado em teste através de uma corrida com os veículos das demais instituições. A prova do enduro, ilustrada na figura 1, é a que mais exige qualidade do projeto do veículo, na qual se adquire maior somatório de pontos na competição, pois muitas vezes ocorrem falhas e até quebra de algum componente devido ao elevado tempo de corrida.



Figura 1 - Veículo Baja na prova de Endurance

O sistema de freio é avaliado primeiramente nos requisitos da parte dinâmica, dentro da inspeção técnica e de segurança. Nessa fase o veículo já pode até ser eliminado da competição, caso o sistema venha a falhar. Porém, durante as avaliações dinâmicas e o enduro o freio segue sendo a todo momento solicitado. Devido essa importante função do sistema de freio, tem-se normas impostas pela SAE Brasil, que devem ser rigorosamente respeitadas. Somando-se a isso, é sabido que o sistema de freio de todo veículo é parte essencial para a segurança do piloto e de todos os indivíduos ao seu redor. É necessário ter consciência e cuidado ao se projetar tal sistema, e entender que a vida humana estará sempre em risco em ocorrência de falhas.

Em razão disso, decidimos fazer uma análise completa para nos certificar que este projeto esteja em total conformidade com as normas da SAE Brasil e venha a funcionar de maneira eficaz.

1.1. Motivação

Durante alguns anos, o sistema de freio do Mini Baja da Equipe Mud Runner não foi muito explorado, devido à alta rotatividade dos alunos no subsistema e à consequente falha na passagem de informações e aprendizado dentro da equipe, havia-se uma dificuldade de dar continuidade ao estudo do sistema de freio. Com isso, resultados insatisfatórios foram comuns, tornando o subsistema um problema a cada competição, visto que a prova de frenagem é eliminatória, conforme vimos anteriormente ao analisarmos as regras da competição.

Decidimos, então, elaborar este estudo com o intuito de criar um tutorial para o aprendizado da dinâmica longitudinal aplicada à frenagem do veículo, e o dimensionamento do sistema de freio do Mini Baja.

1.2. Requisitos de freio pelas normas das competições

O sistema de freio do veículo baja deve atender aos requisitos normalizados pela SAE para a competição. Pode ser encontrado no website da SAE Brasil.

Resumidamente, o freio deve ter a capacidade de atuar em todas as rodas do veículo e ser operado por um único pé, como em veículos convencionais. O mini baja deve ter pelo menos, dois sistemas hidráulicos independentes, cada qual com sua própria reserva de fluido, pois no caso de falha de algum, é mantida a frenagem em pelo menos duas rodas.

Além disso, deve ser equipado com uma luz de freio que atenda as normas SAE ou ultrapasse esses padrões. [14]

1.3. Função de um Sistema de Freio

É através das forças trativas exercidas pelos pneus que um veículo conecta-se a uma rodovia. Independente de o veículo possuir um disco de freio com grande raio efetivo, boa relação de pedal, excelentes pastilhas de freio, a máxima desaceleração será sempre limitada pela aderência entre pneu e solo.

Qualquer força de aceleração, frenagem ou esterçante, será gerada por uma pequena área do pneu em contato com a superfície. Para que não haja deslizamento das rodas, somente forças iguais ou menores que as forças de atrito entre pneu e superfície da rodovia podem ser aplicadas.

O conceito de condução segura de um veículo consiste em ajuste constante da velocidade operacional para cada condição de tráfego. O sistema de freio deve atuar de maneira eficiente para qualquer variação da condição da via, considerando variações de atrito [1].

O freio de serviço automotivo tem, como sua principal função, aplicar um torque contrário ao movimento de rotação das rodas, com o objetivo de reduzir sua velocidade, parar completamente seu movimento, freando o veículo, ou não permitir que o movimento se inicie [5].

2. TIPOS DE SISTEMAS DE FREIO

O sistema de freio de serviço automotivo pode ser classificado quanto ao meio de aplicação de força, quanto ao meio de transmissão da força aplicada e quanto ao modo de transformação da força em torque de frenagem.

Os meios de aplicação de força manuais podem ser através dos membros inferiores, como um acionamento por um pedal, ou por membros superiores, como botões ou alavancas, ilustrados na figura 2.

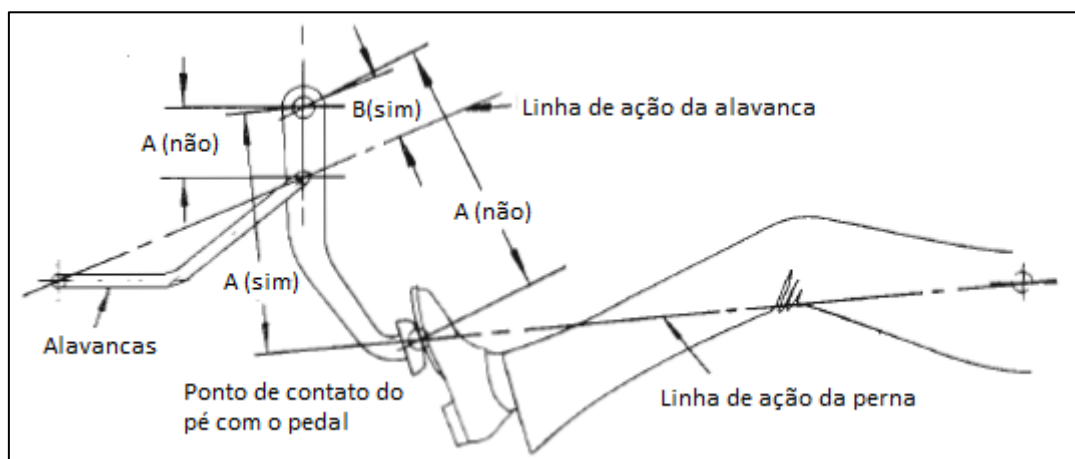


Figura 2 - Acionamento do Freio por Pedal (Brake Handbook – Fred Puhn – HP Books 1985)

Os meios de transmissão de força se dão através de pressurização de fluidos. Estes fluidos podem ser pneumáticos ou hidráulicos, sendo o primeiro comum a veículos pesados de transporte de cargas e passageiros, e o segundo comum a veículos de passeio. A força aplicada manualmente pressuriza o fluido transmissor, e este, como um vaso de pressão, conduz tal força até o equipamento que efetivamente aciona o freio, efetuando a redução de velocidade das rodas e frenagem do veículo. A figura 3 mostra o percurso do fluido de freio por sua linha, junto com os componentes do sistema.

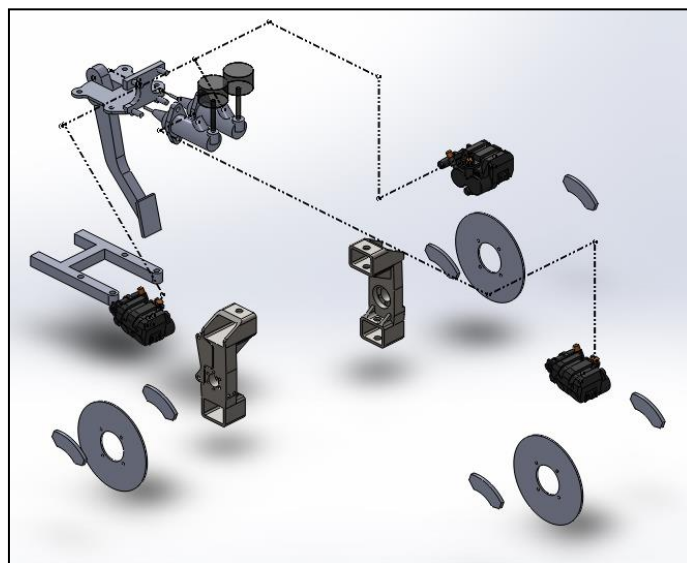


Figura 3 - Circuito de Freio Explodido (linhas de transmissão em pontilhado).

A transformação de forças em torque de frenagem ocorre através da fricção entre materiais de atrito e elementos de rotação, normalmente discos ou tambores de freio,

convertendo a energia cinética da rotação em energia térmica, dissipada em calor, proporcionando a frenagem do veículo. Nos discos de freio são utilizadas pinças com pares de pastilha (elemento de atrito), que pressionam o disco axialmente, conforme mostra a figura 4. Já nos tambores são utilizadas lonas com sapatas de freio, que pressionam o tambor transversalmente ao seu eixo [3].



Figura 4 - Conjunto da Pinça e Disco Montados [www.autos.culturamix.com].

2.1. Principais Componentes, suas Funções e Variações.

2.1.1. Pedal

O pedal de freio tem como função o acionamento e multiplicação da força de frenagem. O mesmo é composto por uma região de contato para aplicação de força (soleira) e corpo com pontos de fixação para articulação. A figura 5 evidencia a função do pedal.

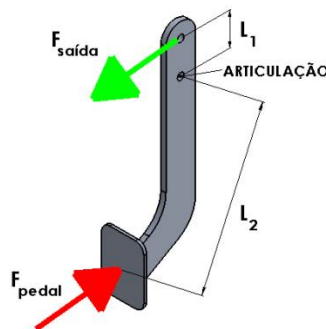


Figura 5 – Ganho de força do pedal por alavanca

Assim, pode-se fazer uma relação entre F_{pedal} , L_2 , F_{saida} e L_1 , encontrando um valor de ganho de força do pedal:

$$\frac{F_{pedal}}{F_{saida}} = \frac{L_1}{L_2} = \text{Ganho de força do pedal}$$

Equação 1

Um projeto de pedal de freio deve-se considerar requisitos ergonômicos, ganhos de força adequados e alinhamento com conjunto cilindro mestre e servo-freio (quando utilizado).

Para sistemas sem assistência do servo-freio, o curso do pedal não deve ultrapassar 150 mm, enquanto que sistemas equipados com servo-freio não devem exceder o intervalo entre 75 e 90 mm.

Para gerar uma desaceleração teórica de aproximadamente 1g, os cálculos para ganho de força devem ser efetuados tendo como referência a F_{pedal} no intervalo de 445 N a 489 N para sistemas sem servo-freio ou 223 N a 334 N para sistemas com servo-freio, pois é sabido que essa é a força média que o ser humano consegue aplicar com o pé direito (pessoas do sexo feminino tem a capacidade de aplicar uma força menor que o sexo masculino, portanto é tomado como parâmetro o sexo feminino para utilização geral).

É idealizado um alinhamento entre pedal e conjunto cilindro mestre/servo-freio com uma angulação de 90°, para que não haja decomposição e conseqüente perda de força no acionamento do freio.

2.1.2. Servo freio

O servo freio, ilustrado na figura 6, permite a desaceleração de veículos mais pesados (que não é o caso do mini baja), com um sistema de freio hidráulico, através de um sistema a vácuo para multiplicação da força resultante do pedal no cilindro mestre. O sistema funciona aproveitando-se do vácuo gerado pelo pistão do motor na sua admissão e utiliza-o como mecanismo multiplicador de força.

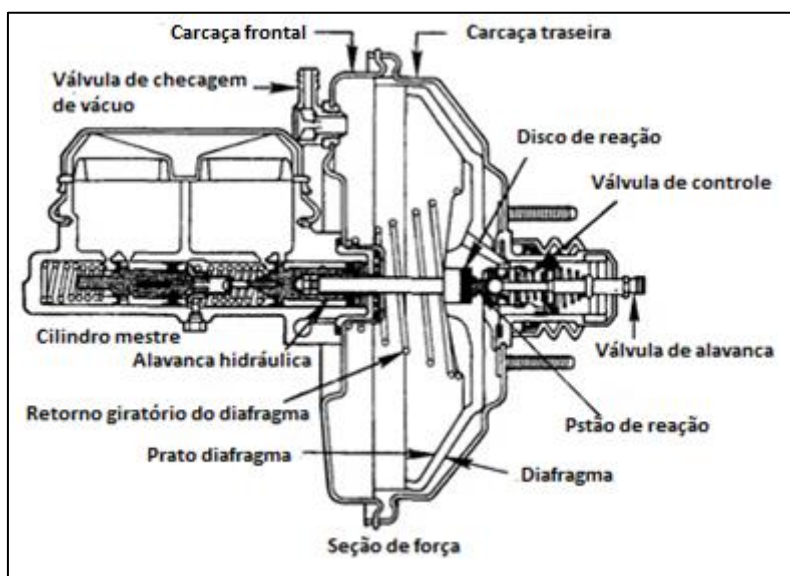


Figura 6 - Diagrama Simples Servo Freio Bendix [1]

Esse sistema é essencial para a segurança e conforto do motorista nesses tipos de veículos, pois necessita de uma força muito maior aplicada ao cilindro mestre, que o motorista não seria capaz de aplicar numa desaceleração muito forte.

2.1.3. Cilindro mestre e linhas de transmissão

O cilindro mestre, desenhado na figura 7, é responsável pela pressurização do fluido transmissor de força, e o encaminhamento deste até as pinças e tambores de freio. Pode possuir um ou dois pistões alinhados, que comprimem o fluido ao receber a força do pedal (ou conjunto pedal e servo-freio), pressurizando toda a linha de freio. Esta pressão

é a mesma aplicada aos êmbolos da pinça de freio ou ao cilindro hidráulico do tambor de freio, gerando a força que acionará o torque contrário ao movimento das rodas.

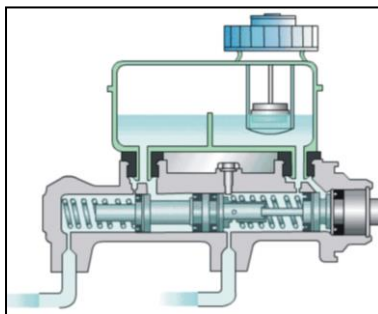


Figura 7 - Cilindro Mestre Duplo em Corte [www.freiosbreque.com.br].

Existem variados tipos de óleos para fluido transmissor, com diferentes viscosidades. Devem ser selecionados de acordo com o nível de compressão que vão atuar, pois, dependendo do seu ponto de ebulição, podem vaporizar dentro da tubulação e perder a capacidade de transmitir força.

2.1.4. Pinça

A pinça de freio é o mecanismo que aplica efetivamente a força, vinda do fluido transmissor. Com a pressão do fluido nos seus êmbolos, estes forçam as pastilhas axialmente contra o disco, reduzindo a velocidade rotativa do cubo de roda. As pinças podem ser flutuantes (quando no movimento de fechamento das pastilhas, a pinça desliza para “morder” o disco – figura 8 à direita) ou fixa (quando o disco é flutuante e este desliza ao receber a força axial, até ser completamente pressionado pelo par de pastilhas – figura 8 à esquerda). Sendo assim, em ambas as configurações uma das pastilhas é fixa e outra é móvel. No sistema com pinça flutuante, o êmbolo da pinça empurra a pastilha móvel até o disco e, ao iniciar a força axial no mesmo, faz a pinça deslizar no sentido contrário, fazendo a pastilha fixa ir de encontro ao disco, realizando o fechamento total para aplicação do torque contrário ao movimento.

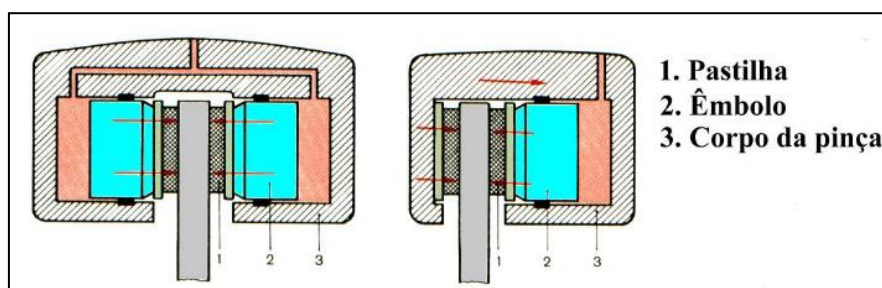


Figura 8 - Pinça fixa à esquerda, pinça flutuante à direita [www.carrosinfoco.com.br].

No sistema com pinça fixa, o mecanismo é semelhante, sendo o disco o elemento a deslizar e ir de encontro à pastilha fixa, até o fechamento total.

2.1.5. Pastilha

A pastilha, ilustrada na figura 9, é o elemento de fricção que promove a desaceleração do conjunto disco de freio/cubo de roda, através do atrito existente entre o material do disco e o material da pastilha, transformando a energia cinética do

movimento de rotação em energia térmica, dissipada em forma de calor na pastilha e no disco. Devido a esse acúmulo de energia térmica, deve ser feita de um material não inflamável e que suporte altas temperaturas, normalmente algum composto cerâmico. Ainda assim, em temperaturas muito altas a pastilha pode sofrer um fenômeno chamado vitrificação. Normalmente porosa, devido ao seu processo de fabricação (sinterização), a pastilha fica maciça, dura e lisa, reduzindo drasticamente seu coeficiente de atrito, colocando em risco a frenagem segura do veículo [2].



Figura 9 - Par de Pastilhas, amostra à esquerda com vitrificação [www.omecanico.com.br].

2.1.6. Disco

É o elemento de contato do sistema de freio com as rodas e está mostrado na figura 10. Quando as pastilhas de freio tocam o disco axialmente, o atrito gerado faz com que a roda perca velocidade ou chegue a parar. São fixados no cubo de roda, normalmente por parafusos ou no caso sistema de freio traseiro do Mini Baja da Equipe Mud Runner, diretamente no eixo final de transmissão, através de um flange.



Figura 10 - Discos de freio [www.izautopecas.com.br].

O disco de freio, por receber altas forças de torção, é um elemento estrutural do sistema de freio. Sua espessura e seus raios (em discos com alívio de peso) devem ser calculados de forma a garantir a resistência da peça. A espessura também é fator importante na absorção do calor dissipado pela energia térmica na frenagem. Quanto maior a espessura, maior vai ser a capacidade de dissipar esse calor gerado, minimizando este efeito na sua estrutura. Em compensação, o excesso de peso gerado pela espessura reduz o desempenho do veículo de competição, além de ter-se um limite, pois o disco deve encaixar entre as pastilhas da pinça.

2.1.7. Tambor

Assim como o disco, é outro tipo de elemento de contato do sistema de freio com as rodas. Entretanto, ao invés do atrito ocorrer devido ao fechamento de duas pastilhas axialmente, ocorre através do contato transversal ao seu eixo realizado pela sapata de freio, mostrado na figura 11.

O freio a tambor tem um custo menor em relação ao disco de freio, entretanto possui algumas desvantagens, como dilatação térmica do tambor, que acaba obrigando um maior curso no pedal, baixa dissipação da energia térmica absorvida, proporcionando alta temperatura de trabalho, acúmulo de sujeira dentro do tambor, entre outras, que somadas, aumentam a possibilidade de “Brake Fading” (perda da capacidade de frenagem) em relação ao freio a disco [4].

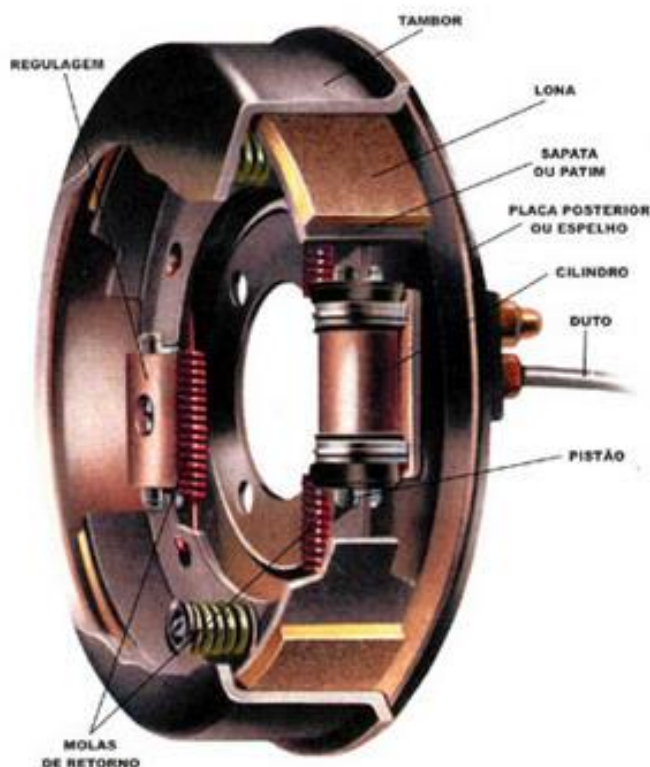


Figura 11 - Conjunto do Tambor em Corte [www.pwescapamentos.com.br].

2.1.8. Sapata

Tem a mesma função da pastilha de freio, porém funciona como peça única, não em par. Funciona internamente no tambor de freio, tendo uma extremidade fixa, com uma articulação e outra onde é aplicada a força, através do cilindro hidráulico do tambor. A sapata pode ser vista na figura 12. Ao receber a força, a sapata rotaciona até entrar em contato com a lona (parte interna do tambor de freio).



Figura 12 - Sapata de Freio.

Ainda existem freios com sapata externa atuando diretamente nas rodas ou em discos, porém não são comuns a freios automotivos, sendo usuais em trens.

2.1.9. Barra de Balanço

Sistemas que utilizam cilindro mestre simples, ou seja, com um único pistão, não atendem a regra descrita nos Requisitos de Freio nas Normas de Competições, quanto ao sistema independente entre conjunto dianteiro e traseiro. Logo, faz-se necessário nesta configuração utilizar dois cilindros mestres simples. Este conjunto é acionado simultaneamente pelo pedal, dividindo a força resultante entre eles. Com o emprego da barra de balanço, é possível modular esta força, de maneira que o sistema dianteiro ou traseiro possa receber uma parcela maior da força resultante, saindo da divisão de 50% para cada cilindro.

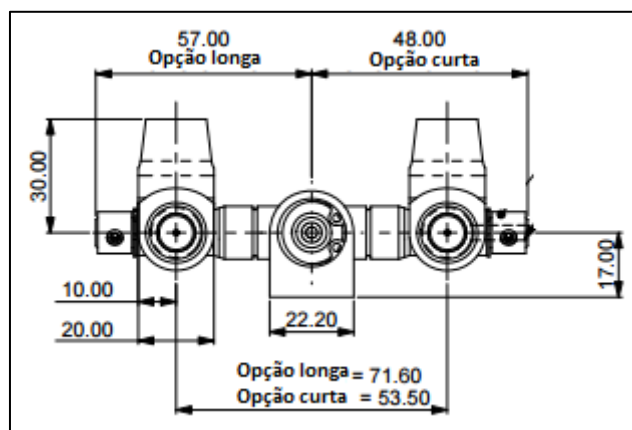


Figura 13 – Barra de balanço [www.apracing.com].

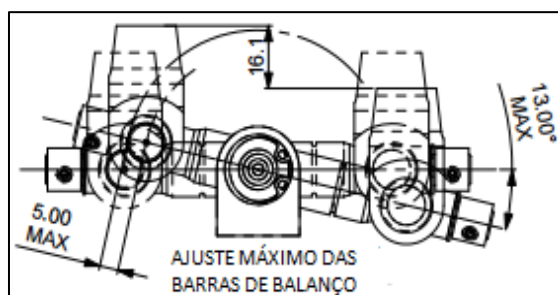


Figura 14 - Regulagem através de angulação [www.apracing.com].

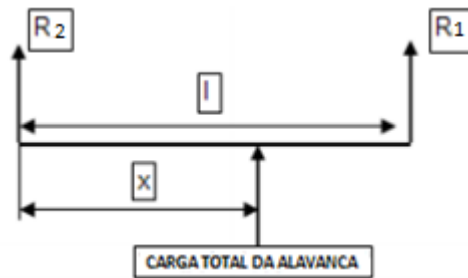


Figura 15 – Diagrama de Corpo Livre do Funcionamento da Barra de Balanço [www.apracing.com].

Na figura 13, é possível ver a regulação da barra de balanço em 50% de força para cada lado do veículo. Já na figura 14, vê-se a regulação máxima através de angulação da barra, fazendo que vá uma porcentagem maior para um lado desejado no projeto.

A figura 15 representa os cálculos abaixo para encontrar as forças requeridas.

$$R_2 = \frac{\text{Força total do pedal} * x}{l}$$

Equação 2

$$R_1 = \text{Força total do pedal} - R_2$$

Equação 3

2.1.10. Sistema ABS

Segundo a norma ABNT NBR 10966 [5], o sistema antitravamento das rodas (Anti-lock Braking System - ABS) é “parte de um sistema de freio de serviço que controla automaticamente o grau de deslizamento (ou escorregamento) de uma ou mais rodas do veículo durante a frenagem no sentido de rotação da(s) roda(s)”.

Sua disponibilização ao mercado se deu pela empresa alemã Bosch em 1978 [6], e sua função é controlar a força de frenagem das rodas do veículo, reduzindo a pressão nas linhas de freio de forma independente entre as rodas, permitindo que o condutor tenha o controle do veículo mesmo em condições extremas de frenagem.

O sistema ABS evita o travamento das rodas durante a frenagem, monitorando constantemente a velocidade das rodas, o que reduz o desgaste dos pneus e dos elementos de atrito do sistema, além de melhorar o desempenho do freio, reduzindo a distância de parada, e manter a dirigibilidade do veículo mesmo com a pista escorregadia ou em condições adversas.



Figura 16 - Sensor e roda dentada.

Tanto em circuitos pneumáticos como hidráulicos, o sistema ABS é composto por uma ou mais válvulas moduladoras, um conjunto de sensor com roda dentada (figura 16 e 17) em cada lado e eixo do veículo, e um módulo de processamento. Desta forma, é possível aplicar forças de frenagem diferentes em cada roda do veículo que estiver equipado com o ABS, já que as condições de atrito da pista e carga do automóvel podem ser diferentes em cada roda do veículo, como numa curva ou circuito de pista mista (terra e asfalto misturados).

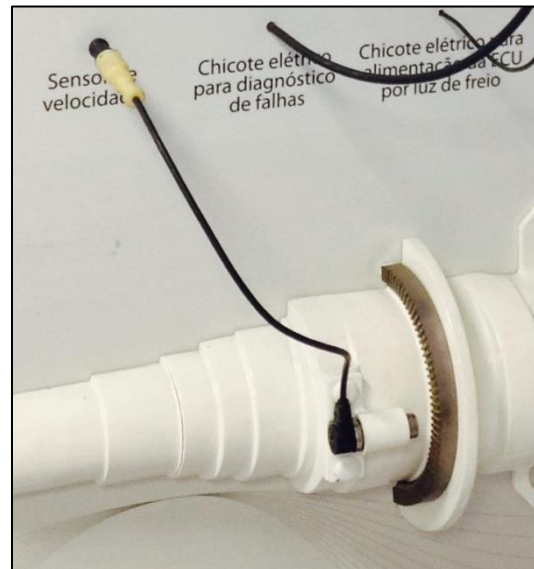


Figura 17 - Fixação do Sensor e da Roda Dentada em um Eixo de Caminhão.

O funcionamento do sistema antitravamento se dá por leitura constante da velocidade das rodas do veículo. Na figura 18, é exemplificado como é a atuação do conjunto sensor e roda dentada.

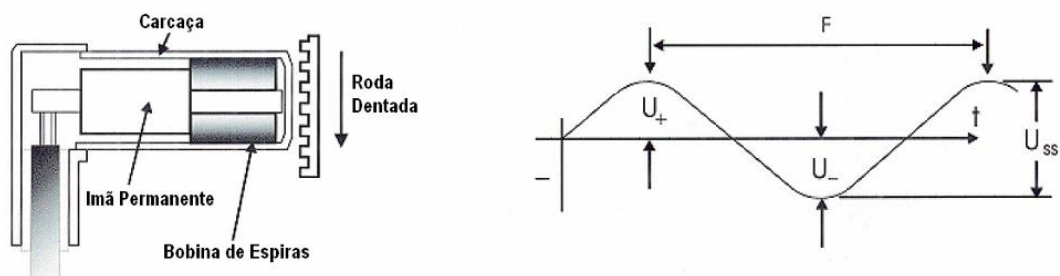


Figura 18 - Leitura do Sensor.

Com a oscilação do sinal do sensor devido à existência de dentes na roda de leitura, variando entre pico e vale, o módulo de processamento lê a velocidade entre dois picos (dentes) e detecta as desacelerações do veículo. O módulo de processamento, configurado com as características do veículo, detecta a desaceleração das rodas aumentando e aciona a válvula moduladora ao perceber que as rodas estão na iminência de travar devido à alta força de frenagem, gerando uma desaceleração maior do que a máxima calculada pra o veículo sem deslizamento. A válvula moduladora alivia a pressão na linha de freio, fazendo com que a força de frenagem diminua, e libera a pressão aplicada novamente ao receber o sinal do módulo de processamento de que a desaceleração diminuiu, visando manter a estabilidade do veículo.

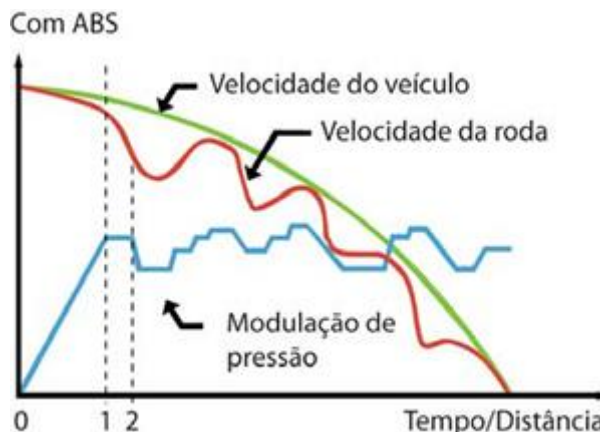


Gráfico 1 - Gráfico Exemplificando a Atuação da Modulação de Pressão [www.noticiasdaoficinavw.com.br].

Este processo de alívio/liberação da pressão na linha de freio ocorre em frações de segundo e repetidas vezes, para que o veículo tenha o desempenho máximo de frenagem sem deslizamento, como mostra a gráfico 1, o que explica seu maior rendimento e segurança. Este processo atua até que a velocidade seja reduzida o suficiente para que um travamento das rodas não cause um deslizamento do veículo.

Desde janeiro de 2014, o Conselho Nacional de Trânsito estabelece o sistema de freio antitravamento das rodas – ABS – como obrigatório para todas as categorias de veículo (exceto motocicletas e similares), através da Resolução CONTRAN Nº 380 [7]. Porém, a SAE Brasil tem em seu regulamento para as competições Nacional e Regional o requisito de travar todas as rodas do Mini Baja, logo o sistema ABS não é aplicável por enquanto em seu projeto.

2.1.11. Componentes Extras Em Circuitos Pneumáticos

O circuito de freio pneumático possui algumas diferenças cruciais quando comparado ao circuito hidráulico, principalmente quanto ao meio de transmissão de força. Inicialmente, uma característica conceitual é determinante para entender o porquê dessas diferenças: as linhas de transmissão trabalham “vazias”. Considerando o ar comprimido como o fluido de trabalho e o ar em pressão atmosférica, as linhas de transmissão, com o veículo sem acionamento dos freios, ficam de fato, vazias, sem a presença de ar comprimido. Somente quando o piloto aciona o freio de serviço através de uma Válvula Pedal (mostrada na figura 19) que se tem um “enchimento” das linhas de transmissão, ocorrendo a liberação do ar comprimido armazenado em um reservatório de energia.



Figura 19 - Válvula Pedal [www.freiosendres.com.br].

Esse reservatório de energia é alimentado por uma Válvula Quatro Vias, a qual recebe o fluido de um Secador de Ar (figura 20), que é uma unidade de tratamento do ar comprimido oriundo do compressor de ar do veículo (que alimenta todo o sistema). O Secador de Ar filtra fluido pneumático e remove as partículas de óleo que eventualmente são expelidas pelo compressor. O Secador de Ar alimenta a Válvula Quatro Vias com a pressão limitada a 10 bar, sendo um mecanismo de proteção do sistema [10].

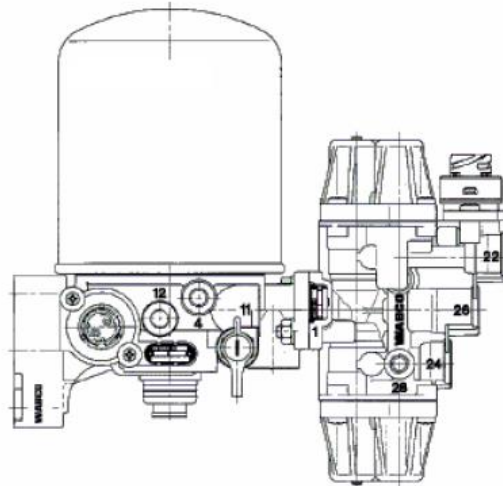


Figura 20 - Secador de Ar acoplado à Válvula Quatro Vias [10].

A Válvula 4 Vias ramifica o ar comprimido recebido do Secador, alimentando a Válvula Distribuidora, as Válvulas Relés, o reservatório de energia, as Válvulas Moduladoras ABS, e limita a pressão a 8,5 bar para itens auxiliares do circuito de freio, como Válvula do Freio de Estacionamento (Freio de Mão), freio motor, reboque e outros acessórios [10]. No acionamento do freio o ar comprimido sai do reservatório de energia e pressuriza as linhas de transmissão e as câmaras de freio. As câmaras de freio são as responsáveis pela transformação da pressão em força de acionamento. Essas câmaras possuem uma haste central que, ao serem pressurizadas pelo freio de serviço, avançam e empurram um mecanismo chamado Ajustador de freio. A figura 21 ilustra os componentes ajustador e câmara de freio.

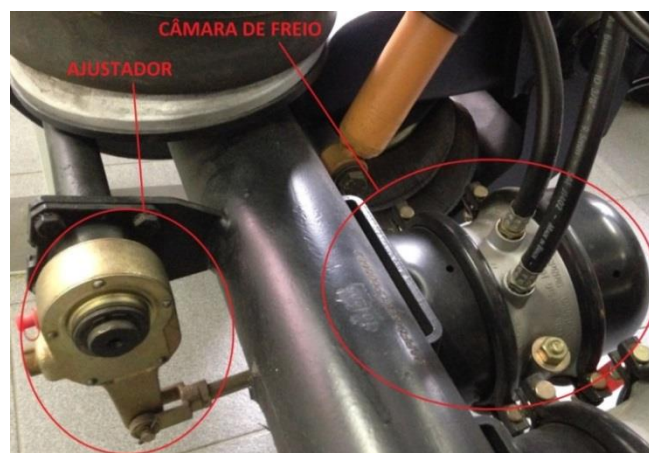


Figura 21 - Ajustador e Câmara de Freio.

Em veículos equipados com freio a tambor, os Ajustadores são os responsáveis por aplicar torque ao mecanismo de acionamento das sapatas, denominado S-Came, além de ser responsável pela regulagem da folga entre a lona do tambor e a sapata de freio. Já em veículos com freio a disco, a câmara de freio é diretamente acoplada à pinça, sendo dispensada a atuação do Ajustador de freio.

2.2. O Sistema de Freio do Protótipo MR16

Considerando as restrições impostas pelo regulamento (sistema hidráulico com circuito traseiro e dianteiro independente, acionado por pedal), o protótipo MR16 da Equipe Mud Runner utiliza um pedal de freio com ganho de força igual a 5,1, obtido através da equação 1, ligado diretamente a um cilindro-mestre duplo, onde cada pistão aciona de maneira independente e simultaneamente o par de pinças dianteiras e traseiras. As pinças, de pistões duplos, são acopladas aos discos dianteiros e traseiros, que são responsáveis por gerar o torque de frenagem. A Tabela 1 faz a compilação dimensional do sistema de freios e características do veículo influentes no comportamento durante a frenagem do mesmo.

Ganho de Força do Pedal	5,1
Diâmetro Interno do Cilindro Mestre	19,05 mm
Diâmetro dos Pistões das Pinças	25,4 mm
Diâmetro dos Discos Dianteiros	150 mm
Diâmetro dos Discos Traseiros	150 mm
Massa do Protótipo MR16 (m)	285 kg
Entre Eixos (l)	1,22 m
Altura do Centro de Massa (h_G)	0,5 m
Razão de Peso	40% na dianteira / 60% na traseira
Distância do Centro de Massa ao Eixo Dianteiro (b)	0,732 m
Distância do Centro de Massa ao Eixo Traseiro (a)	0,488 m

Tabela 1- Dimensional do Protótipo MR16

3. INTRODUÇÃO À DINÂMICA VEICULAR LONGITUDINAL

Após a seleção do tipo de sistema de freio a ser utilizado, e seus componentes principais, faz-se o dimensionamento geral dos itens. Isto é realizado através da análise dos esforços aplicados ao veículo para sua frenagem, por isso a Tabela 1 incluiu o entre eixos, a altura do centro de massa e razão de peso entre os eixos como características influentes no comportamento da frenagem do veículo.

Entretanto, esses dados de entrada gerariam apenas uma análise estática dos esforços no protótipo, o que é irreal quando se fala de frenagem. A distribuição de esforços na condição estática somente ocorre para a condição onde o veículo está parado e deseja-se mantê-lo nesta situação, e esta também é a aplicação mais branda do sistema de freio. A análise dos esforços no veículo durante a frenagem inclui a descrição do comportamento dinâmico do mesmo no ato da desaceleração, e como dado de saída desta análise tem-se um diagrama de corpo livre do veículo, conforme a mostra a figura 22.

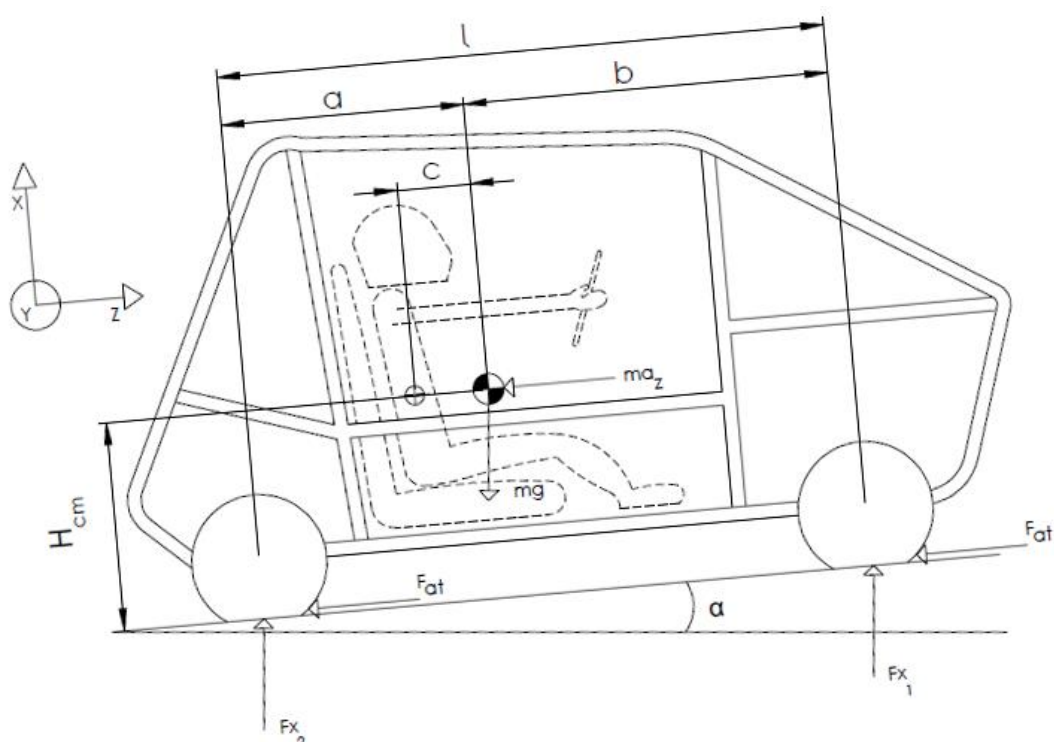


Figura 22 - Diagrama de Corpo Livre de um Veículo.

As forças demonstradas na figura 22, que inclui o peso do veículo (mg), a força de desaceleração aplicada ao carro (ma_z) e a reação nas rodas dianteiras (Fx_1) e nas rodas traseiras (Fx_2), geram um somatório de momentos que, considerando a hipótese de suspensão rígida e sem giro do veículo em relação ao eixo Y, devem ser igual a zero.

3.1. Contribuição dos Pneus na Dinâmica Veicular

Segundo o Genta [8], as rodas do veículo têm duas funções essencialmente:

- Suportar o peso do veículo trocando forças com a superfície a qual o veículo está apoiado;
- Trocar forças longitudinais e laterais com a superfície de rolagem, as quais permitem a movimentação do veículo.

As rodas são compostas por pneu e aro. O aro, de maneira básica, é o elemento rígido que liga o pneu e o veículo, através do cubo de roda. Já o pneu é o elemento flexível, formando um tubo em anel, o qual é inflado e pressurizado para permitir a sustentação do veículo. O pneu é um dos principais elementos que interferem no comportamento do veículo, pois é a sua ligação direta com a superfície de rolagem que permite que o automóvel tracione e entre em movimento, além de permitir mudar sua direção e frear. O atrito entre a borracha do pneu e a superfície de rolagem gera a força capaz de conduzir o veículo conforme se deseja, o que o torna essencial para todo projeto veicular. Superfícies com atrito maior permitirão maiores torques de aceleração e frenagem, tornando a condução do veículo mais segura e controlada pelo piloto. Por outro lado, uma superfície escorregadia fará com que o veículo deixe de tracionar, com consequente perda da direção controlada pela falta de adesão entre o pneu e o solo. Por conta disso, o coeficiente de atrito é definido como:

$$\mu_z = \frac{F_z}{F_x}$$

Equação 4

onde F_x é a componente vertical da força de contato dos pneus ao solo e F_z é a componente horizontal da força de contato dos pneus ao solo, e μ_z o coeficiente de atrito, e sua variação de acordo com a superfície é quantificada na Tabela 2.

Tipo de Solo	Coeficiente de Atrito μ_z
Asfalto	0,60 a 0,95
Pedra britada	0,50 a 0,65
Terra seca	0,5 a 0,7
Terra úmida	0,5 a 0,6
Areia	0,2 a 0,3
Neve	0,30 a 0,35

Tabela 2 - Coeficientes de atrito de acordo com o solo. [11]

Outras características do pneu também contribuem para a dinâmica veicular. O seu dimensional e a pressão a qual é submetido determinam a extensão da área de contato entre o pneu e o solo. Essa área de contato corresponde à região deformada do pneu, que absorve o peso do veículo comprimindo ainda mais o ar retido, e a elasticidade do pneu permite que se deforme. Essa deformação local aliada à adesão física entre os materiais habilita a condução do veículo, e são responsáveis pelo amortecimento e coeficiente de fricção, respectivamente.

O amortecimento e o coeficiente de fricção contribuem para um dos principais fatores influentes na dinâmica veicular: a resistência ao rolamento.

3.1.1. Resistência ao Rolamento

Se só houvessem veículos trafegando em superfícies planas, mesmo com rodas indeformáveis, as forças trativas seriam dispensadas para o movimento ser mantido. Porém, corpos rígidos são apenas suposições para simplificação de cálculos, e o que

acontece na realidade é tanto as rodas quanto a rodovia sofrerem deformações durante seu contato. Enquanto cada faixa de pneu entra em contato com o solo, esta área estará continuamente recebendo forças normais ao solo, fazendo com que aquela região se deforme, pressurizando ainda mais o pneu. Aquela região passa a ter um raio, chamado raio de rolamento (R_l), menor que o raio do pneu livre. Conforme a roda gira, esta faixa do pneu perde o contato com o solo, entrando outra faixa imediatamente em contato. Ao perder-se o contato, a pressão interna faz com que o pneu infle novamente até o seu raio livre. Para produzir essa deformação, se gasta energia, que não é totalmente reposta ao final do contato por causa do amortecimento dos pneus. A dissipação dessa energia é a causa da resistência ao rolamento, aumentando com o aumento da deformação e com a diminuição do retorno elástico. [8]

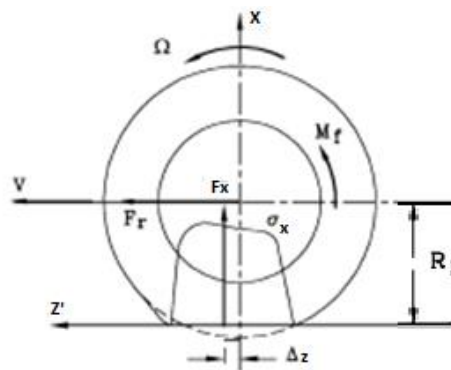


Figura 23 - Deformação, Forças e Momento aplicado ao Pneu. [8]

A distribuição da pressão de contato, simétrica quando o veículo está parado, torna-se assimétrica quando a roda está rolando, e a força normal ao solo F_x avança ou recua quando o carro está acelerando ou freando, respectivamente, conforme mostra a Figura 23. Isso produz um momento $M_y = -F_x \Delta z$ com relação ao eixo de rotação.

Considerando uma roda rolando livremente sobre uma rodovia, sem momentos de tração ou de frenagem, desconsiderando arrasto aerodinâmico ou de rolamento, a força correspondente à resistência ao rolamento pode ser definida por:

$$F_r = \frac{-F_x \Delta z + M_f}{R_l}$$

Equação 5

Entretanto, a Equação 5 é de uso prático limitado, assim como M_f e Δz não são facilmente determinados. Para fins práticos, a resistência à rolagem é usualmente determinada por:

$$F_r = -f F_x$$

Equação 6

Onde o coeficiente de resistência ao rolamento f , deve ser medido experimentalmente. Este coeficiente depende de vários parâmetros, como a velocidade, pressão interna dos pneus, força normal F_x , dimensional do pneu e zona de contato com o solo, estrutura e material do pneu, temperatura de trabalho, condições da pista e forças F_z e F_y exercidas pelas rodas. [8]

3.1.1.1. Efeitos de velocidade

Quanto maior for a velocidade do veículo, maior será a força de atrito resultante no pneu. A equação 7 é a mais utilizada para a realização de cálculos, sendo os valores de f_0 e K medidos para cada tipo de pneu.

$$f = f_0 + KV^2$$

Equação 7

Deve-se ter um cuidado com a velocidade crítica do pneu, que se caracteriza como a velocidade em que o pneu deixa de funcionar normalmente. Um superaquecimento pode ocorrer devido ao aumento na força do rolamento, que é convertida em calor, podendo ocasionar até a destruição do pneu.

3.1.1.2. Efeitos de material e estrutura

O tipo de estrutura e o material utilizado no pneu influenciam diretamente na resistência do rolamento e na velocidade crítica.

A natureza do pneu tem uma grande importância. Pneus feitos com diferentes composições de borracha são caracterizados com diferentes valores de umidade interna e resistência do rolamento. Pneus feitos apenas de borracha normal, tem umidade inferior aos de borrachas sintéticas, o que resulta em uma menor resistência no rolamento, mas também uma velocidade crítica menor.

3.1.1.3. Efeitos de desgaste

Em pneus radiais a resistência do rolamento diminui com o desgaste do pneu, entretanto o comportamento em alta velocidade é degradado. Deformações são melhor distribuídas por toda a estrutura, devido a deformações nas paredes ser mais baixa. Com a diminuição da massa da banda de rodagem, o enrijecimento centrífugo de toda a estrutura diminui e os fenômenos de vibração ganham importância.

3.1.1.4. Efeitos da temperatura de operação

A umidade da borracha do pneu diminui com o aumento da temperatura de trabalho. Como consequência, a resistência do rolamento também diminui, devido a maior parte das vezes por perdas por histerese. A pequena parte da resistência do rolamento é devida ao deslizamento localizado na zona de contato e diminui à medida que o coeficiente de atrito diminui.

A diminuição da resistência tende a estabilizar a temperatura do pneu, assim como o aumento da temperatura causa uma redução da força de dissipação e consequentemente da taxa de geração de calor dentro do pneu.

3.1.1.5. Efeitos de aumento de pressão e carga vertical

De modo geral, um aumento na pressão ou a redução da força normal nas rodas provoca uma diminuição da resistência do rolamento e o aumento da velocidade crítica. Esse efeito tende a estabilizar a temperatura, aumentar os próximos efeitos que serão tratados e por fim, provoca uma diminuição da força dissipada e geração de calor.

3.1.1.6. Efeitos de tamanho de pneu

A razão H/W (ilustrados na figura 24) junto com o raio do pneu formam os parâmetros geométricos que mais influenciam na resistência ao rolamento. A razão H/W , inclusive, é utilizada como nomenclatura do dimensional do pneu (exemplo: 175/65 significa que 175mm é a dimensão W do pneu, enquanto que 65 é a razão H/W , indicando um valor de 113,75mm para a dimensão H).

Um aumento do raio e diminuição do H/W causam uma redução da resistência do rolamento e aumento da velocidade crítica.

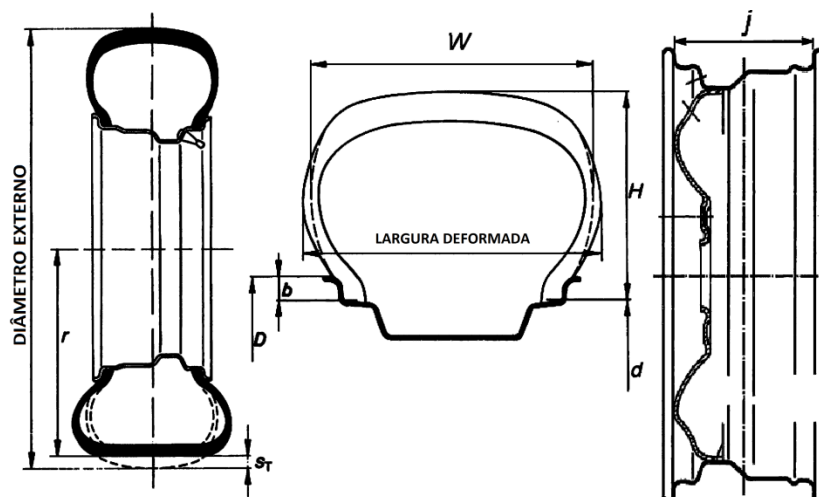


Figura 24 - Dimensões H e W do pneu

3.1.1.7. Efeitos da estrada

É a natureza da estrada que vai determinar o valor do atrito (μ_z). Também vai influenciar diretamente em efeitos de vibração.

3.1.1.8. Efeitos de variação do ângulo de derrapagem da roda (α)

Pode-se esperar um aumento da resistência do rolamento se o pneu se desloca com um ângulo de derrapagem α , como é o caso de quando uma força lateral é exercida ou como a consequência do ângulo de cambagem.

3.1.1.9. Efeitos de ângulo de cambagem

Se o plano principal da roda não for perpendicular ao solo, uma componente de força vai provocar um momento no eixo z que irá contribuir na resistência do rolamento. Esse efeito é normalmente bem pequeno e é dependente do ângulo de derrapagem. Para promover um alinhamento da roda, realiza-se a cambagem nas rodas evitando efeitos de α e trazendo estabilidade ao veículo.

3.2. Análise do peso dinâmico em cada eixo (para hipótese de suspensão rígida)

Através da compreensão do diagrama de corpo livre do veículo somada à contribuição dos pneus na dinâmica veicular, pode-se voltar ao somatório de momentos aplicados ao veículo, com o objetivo de se determinar o peso dinâmico em cada eixo.

$$\sum M_1 = 0 \quad e \quad \sum M_2 = 0$$

Equação 8 - A e B

Como pode ser visto analisando as figuras 22 e 23, Δz é a distância do deslocamento da reação $F_{x_1 \text{ ou } 2}$ em relação ao centro de rotação da roda, efeito da deformação do pneu na frenagem. Logo:

$$\sum M_1 = -F_{x_2} \cdot l + mg(b + \Delta z) = 0$$

Equação 9

$$\sum M_2 = F_{x_1} \cdot l - mg(a - \Delta z) = 0$$

Equação 10

Entretanto, na frenagem surge um momento no veículo, forçando o giro no eixo Y, expresso por $M_y = ma_z \cdot H_{cm}$. Assim sendo, a somatória de momentos deve ser igual a esse momento em Y, para que se tenha o equilíbrio desejado por esta hipótese.

Isolando o $F_{x_1 \text{ ou } 2}$ nas equações 9 e 10, e introduzindo M_y , obtêm-se:

$$F_{x_2} = \frac{mg(b + \Delta z) + ma_z \cdot H_{cm}}{l}$$

Equação 11

$$F_{x_1} = \frac{mg(a - \Delta z) - ma_z \cdot H_{cm}}{l}$$

Equação 12

Se for considerado um plano de rolagem a um ângulo α do eixo Z, a força peso mg passa a ser decomposta, sendo a componente vertical igual a $mg \cos \alpha$ e a componente horizontal equivalente a outro momento positivo pontual $M_{peso} = H_{cm} mg \sin \alpha$. Assim, reorganizando as equações 11 e 12 e introduzindo M_{peso} , pode-se chegar bem próximo à notação utilizada por Genta [8] em seu cálculo de peso dinâmico:

$$F_{x_2} = m \frac{g(b + \Delta z) \cos \alpha + gh_G \sin \alpha + a_z \cdot H_{cm}}{l}$$

Equação 13

$$F_{x_1} = m \frac{g(a - \Delta z) \cos \alpha - gh_G \sin \alpha - a_z \cdot H_{cm}}{l}$$

Equação 14

Onde m foi isolado para demonstrar que há uma transferência de carga sempre que α e a_z forem diferentes de zero e que, apesar da influência do entre eixos e da posição do centro de massa, a altura do centro de massa é crucial para o comportamento dinâmico do veículo.

3.2.1. Hipótese de Centroides para Cálculo do Deslocamento de F_x

As equações 13 e 14 são quase equivalentes à notação utilizada por Genta, pois Δz , como foi visto anteriormente, é difícil determinar e foi desconsiderado por Genta.

Porém, como o Protótipo Baja é um veículo de dimensões consideravelmente menores que um veículo de passeio, o valor de Δz pode ter influência relevante para os cálculos. Logo, para calculá-lo foi considerada a hipótese de que F_{x_1} ou x_2 é normal à centroide do triângulo formado por R (hipotenusa), R_1 (cateto vertical) e metade da linha que forma a região deformada do pneu quando em contato com o solo (cateto horizontal), como pode ser visto na figura 25.

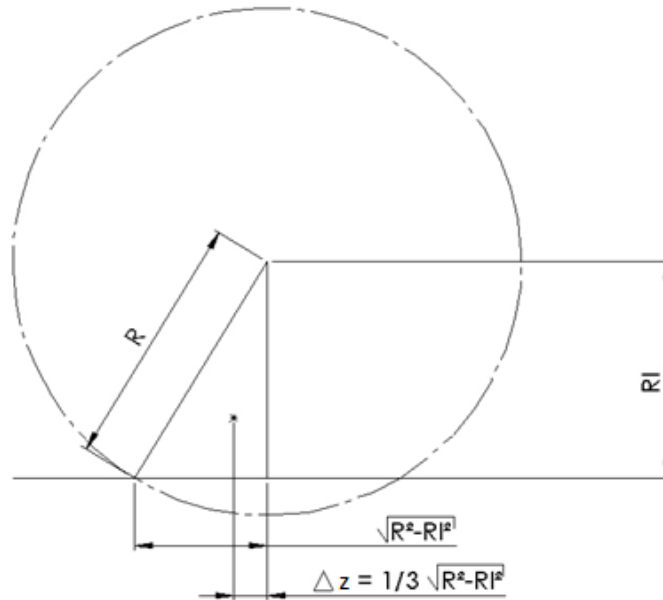


Figura 25 - Cálculo do Δz

No caso do veículo protótipo da Equipe Mud Runner, é considerado o mesmo Δx tanto para dianteira quanto para a traseira, pois as rodas e pneus possuem as mesmas dimensões, permitindo tal aproximação.

3.3. Análise Forças no Veículo, Velocidade, Distância e Tempo de Frenagem.

Voltando à análise da figura 22, desta vez objetivando a aplicação da segunda lei de Newton na direção Z , obtêm-se:

$$m \frac{dV}{dt} = \left(\begin{array}{l} \text{forças de} \\ \text{frenagem} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{l} \text{resistências} \\ \text{ao movimento} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{l} \text{força} \\ \text{peso} \end{array} \right)$$

Equação 15

Entre as resistências ao movimento, encontram-se a resistência aerodinâmica e a resistência ao rolamento. Considerando que o veículo protótipo tipo Baja raramente ultrapassa 45 km/h, podem-se desprezar as restrições ao movimento. Assim, a equação 15 pode ser reorganizada:

$$m \frac{dV}{dt} = \left(\sum \mu_z F_x \right) - mg \sin \alpha$$

Equação 16

Ao integrar a equação 16 e organiza-la para isolar o tempo t , o resultado é o tempo de frenagem para uma desaceleração uniforme.

$$t = \frac{(V_f - V_0)m}{(\sum \mu_z F_x) - mg \operatorname{sen} \alpha}$$

Equação 17

Em sequencia, calcula-se a distância de frenagem Δs . Utilizando a equação de Torricelli, pode-se reorganiza-la para que Δs seja função de V_0 e a_z :

$$\Delta s = \frac{V_0^2}{2 \cdot a_z}$$

Equação 18

Vale ressaltar que, segundo Limpert [1], sistemas de freio sem servo-assistência devem ser projetados para que seja obedecida uma razão força no pedal/desaceleração na faixa de 267 até 445 N/g como um nível ótimo, logo a_z pode ser fixado para um projeto (e não calculado, como a distância de frenagem).

Para a validação da distância de frenagem calculada ou medida em um projeto ou ensaio, Genta [8] utiliza um requisito de homologação de veículos onde, para um sistema de freio de serviço sem falhas, a distância de frenagem em uma rodovia em perfeitas condições deve ser:

$$\Delta s \leq 0,1V + \frac{V^2}{150}$$

Equação 19

Sendo Δs em metros e V em km/h.

Assim, pode ser verificada a eficácia do projeto do sistema de freio, tanto em cálculos, quanto em ensaios.

4. DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE FREIO

O design do sistema hidráulico de freio pode ser calculado a partir de um passo a passo como o mostrado abaixo, baseado em conceitos de engenharia e fórmulas matemáticas. [1]

Os dados de entrada das fórmulas como coeficiente convectivo de transferência de calor, coeficiente de atrito entre solo e pneu, pastilha e disco, podem ser obtidos por testes experimentais, entretanto já existem alguns valores tabelados para alguns materiais que simplificam as contas e podem ser até mais precisos.

Passo 1: Equilíbrio de freio dianteiro e traseiro, que garantem uma estabilidade direcional em ocasiões de extrema frenagem, otimização do atrito entre os pneus e as estradas e redução das distâncias mínimas de frenagem.

Para veículos comuns, o equilíbrio dos freios é calculado a partir da distância entre os eixos, centro de massa do veículo e faixa de desaceleração. Segundo Genta [8], as componentes vertical e horizontal da força de contato das rodas com a pista, já simplificadas considerando o plano de rolagem horizontal e desprezando forças aerodinâmicas e resistência à rolagem, podem ser representadas pelas equações a seguir.

A componente vertical da força de contato nas rodas dianteiras pode ser encontrada pela equação 20.

$$F_{x_1} = mg \frac{(a - \Delta z) \cos \alpha - \frac{H_{cm}}{g} a_z}{l}$$

Equação 20

De forma similar, encontra-se a componente vertical da força de contato nas rodas traseiras pela equação 21.

$$F_{x_2} = mg \frac{(b + \Delta z) \cos \alpha + \frac{H_{cm}}{g} a_z}{l}$$

Equação 21

Onde as distâncias são em metro, α em graus, massa m em kg e acelerações em m/s^2 .

A componente horizontal da força de contato nas rodas pode ser encontrada pela equação 22.

$$F_{z_1 \text{ ou } 2} = F_{x_1 \text{ ou } 2} \cdot \mu_z$$

Equação 22

Onde μ_z pode ser escolhido de acordo com o tipo de solo aplicado à situação, através da tabela 2 do capítulo 3.

Passo 2: Já conhecendo o equilíbrio de freio e a frenagem das rodas necessária, o torque de freio individuais entre os eixos podem ser formulados através do dimensionamento dos componentes, como diâmetro de roda, tamanho da pinça de freio, diâmetro do rotor e fatores de freio em geral.

O torque de frenagem no eixo dianteiro é calculado pela equação 23.

$$T_1 = F_{z_1} \cdot R_l$$

Equação 23

Onde o raio da roda com o veículo carregado, R_l é expresso em metros.

Já o torque de frenagem no eixo traseiro é calculado de forma similar à equação 23, porém somando-se o torque do motor em marcha lenta (T_{ML}), já que não há ponto morto no Protótipo Mini Baja da Equipe Mud Runner, logo o carro está sempre engrenado e com o torque mínimo de marcha lenta atuando, ou seja, somente retirar a força do pedal do acelerador não deixa de produzir o torque a favor do movimento do veículo. Esta medida visa garantir um travamento eficaz das rodas traseiras, pois na prática o que se observa é um retardo em atingir o objetivo causado por este torque de marcha lenta.

$$T_2 = (F_{Z_2} \cdot R_l) + T_{ML}$$

Equação 24

O torque em cada disco dianteiro (T_{Z_1}), já que as rodas dianteiras giram independentes, pode ser calculado pela equação 25.

$$T_{Z_1} = \frac{T_1}{n}$$

Equação 25

Onde n é o número de discos.

O torque em cada disco traseiro (T_{Z_2}), para veículos com mais de 1 disco no eixo de tração, é similar à equação 25.

$$T_{Z_2} = \frac{T_2}{n}$$

Equação 26

Passo 3: Com os tamanhos das rodas e dimensional de freio estabelecidos, a pressão da linha de freio necessária para definir a desaceleração, através do cálculo da pressão e da força aplicada pelas pastilhas em cada disco. Segundo o Shigley [9], a pressão máxima aplicada pela pastilha e a força de contato da pastilha com o disco é dado pelas equações a seguir, considerando a hipótese de pressão constante, já que o mais usual é o uso de pinças flutuantes, que se movimentam conforme o desgaste remove material das pastilhas e do disco, compensando esse desgaste e mantendo a pressão constante de contato.

As pressões máximas aplicada por cada pastilha das pinças em cada disco dianteiro ($P1_{max}$) e traseiro ($P2_{max}$), em MPa, são apresentadas pelas equações 27 e 28, respectivamente.

$$P1_{max} = \frac{3 \cdot T_{Z_1}}{2 \cdot \theta \cdot \mu_d \cdot (r_{int\ diant}^3 - r_{disco\ tras}^3)} 10^{-6}$$

Equação 27

$$P2_{max} = \frac{3 \cdot T_{Z_2}}{2 \cdot \theta \cdot \mu_d \cdot (r_{disco\ tras}^3 - r_{int\ tras}^3)} 10^{-6}$$

Equação 28

Onde μ_d é o coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco de freio.

As forças de contato de cada pastilha com cada disco dianteiro (F_{c1}) e traseiro (F_{c2}) são calculadas pelas equações 29 e 30, respectivamente.

$$F_{c1} = \theta \cdot P1_{max} \cdot (r_{disco\ tras}^2 - r_{int\ tras}^2) 10^{-6} \quad \text{Equação 29}$$

$$F_{c2} = \theta \cdot P1_{max} \cdot (r_{disco\ tras}^2 - r_{int\ tras}^2) 10^{-6} \quad \text{Equação 30}$$

Onde θ nas equações pode ser esclarecido pela figura 26. Trata-se do ângulo da pastilha de freio, considerando que a mesma é radial, expressa em radianos.

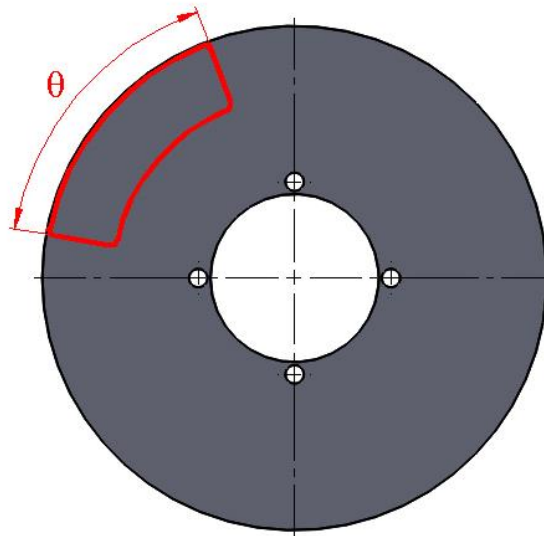


Figura 26 - Demonstração da largura da pastilha

O raio interno da pastilha dianteira ou traseira, presente nas equações 27, 28, 29 e 30, pode ser calculado pela equação 31.

$$r_{interno} = r_{disco} - \text{Altura da Pastilha (em metros)} \quad \text{Equação 31}$$

As pressões necessárias no fluido das linhas dianteiras (P_{b1}) e traseiras (P_{b2}), em MPa, são resultados das equações 32 e 33, respectivamente, onde N é o número de êmbolos da pinça utilizada.

$$P_{b1} = \frac{F_{c1}}{N \cdot A_e} \cdot 10^{-6} \quad \text{Equação 32}$$

$$P_{b2} = \frac{F_{c2}}{N \cdot A_e} \cdot 10^{-6} \quad \text{Equação 33}$$

Passo 4: Cilindro mestre e volume de fluido de freio: O diâmetro do cilindro mestre é determinado pela força no pedal e a desaceleração quando ocorre alguma falha no servo

freio, caso haja (não é o caso do Mini Baja). Neste cálculo é importante definir o tipo de cilindro mestre a ser utilizado (duplo ou simples), pois influencia diretamente na força necessária de aplicação no pedal, além de possibilitar o uso de barras de balanço, no caso de cilindro mestre simples. O veículo Protótipo da Equipe Mud Runner utiliza cilindro mestre duplo, por descartar maiores ajustes e normalmente ser mais leve do que um conjunto de cilindros mestres simples.

A área atuante na compressão do fluido é a área do êmbolo do cilindro mestre, em mm², para o caso de cilindro mestre único, é dado pela equação 34.

$$A_{cm} = \frac{\pi \cdot D_{cm}^2}{4}$$

Equação 34

Desta forma, pode-se calcular a força necessária no cilindro mestre para o eixo dianteiro (equação 35) e para o eixo traseiro (equação 36).

$$F_{cm1} = A_{cm} \cdot P_{b1}$$

Equação 35

$$F_{cm2} = A_{cm} \cdot P_{b2}$$

Equação 36

Passo 5: A força do pedal de freio e curso do pedal devem ser calculados para variações de peso de pilotos de diferentes tamanhos.

A força de saída disponível para o cilindro mestre pode ser calculada pela equação 37, fixando uma força aplicada ao pedal no projeto e utilizando o Ganho de Força do Pedal calculado no início do capítulo 2.

$$F_{saída} = \text{Ganho de Força do Pedal} \cdot F_{pedal}$$

Equação 37

O ganho de força do pedal influencia diretamente no curso do pedal. Segundo Limpert [1], um curso de pedal de freio ideal não deve ultrapassar 150 mm no pé do piloto para sistemas sem assistência do servo freio. Logo, o aumento do braço de alavanca do pedal, que resulta neste ganho de força, para compensar outros componentes mal dimensionados ou inapropriados para o projeto pode reduzir o conforto do piloto, que é duramente exigido junto ao carro durante uma competição.

A partir de todo este dimensionamento, é possível calcular um coeficiente de segurança (CSS) para eixo dianteiro e traseiro, a fim de garantir a eficácia do sistema de freio. Fixando-se o valor de F_{pedal} em 445 N, valor sugerido para o projeto por Limpert [1], e calculando-se F_{cm1} ou F_{cm2} a partir de uma desaceleração máxima desejada, pode-se fazer tal verificação a partir das equações a seguir.

Coeficiente de Segurança Dianteiro (travamento das rodas):

$$CSS_{dian} = \frac{F_{saída}}{F_{cm1}}$$

Equação 38

Coeficiente de Segurança traseiro (travamento das rodas).

$$CSS_{tras} = \frac{F_{saida}}{F_{cm2}}$$

Equação 39

O dimensionamento exposto nos 5 passos anteriores trata-se de um tutorial para um projeto de freio, uma referência a ser seguida pelos projetistas, testado e aprovado em pelo menos 2 protótipos da Equipe Mud Runner, os quais jamais sofreram qualquer penalização e obtiveram aprovação nas diversas provas de frenagem que passaram durante seu uso. Considerando a avaliação descrita por Limpert [1], onde pilotos consultados geralmente avaliaram como muito bons sistemas de freio com razão F_{pedal}/a_z de 267 a 445 N/g, o sistema de freio do protótipo MR16 da Equipe Mud Runner, por exemplo, atende este requisito, conforme pode ser visto no gráfico 2, gerado pela simulação computacional deste carro. Neste gráfico, é possível ver que a_z chega a 1g quando F_{pedal} é igual a 367,5 N, mostrando a eficácia do dimensionamento proposto.

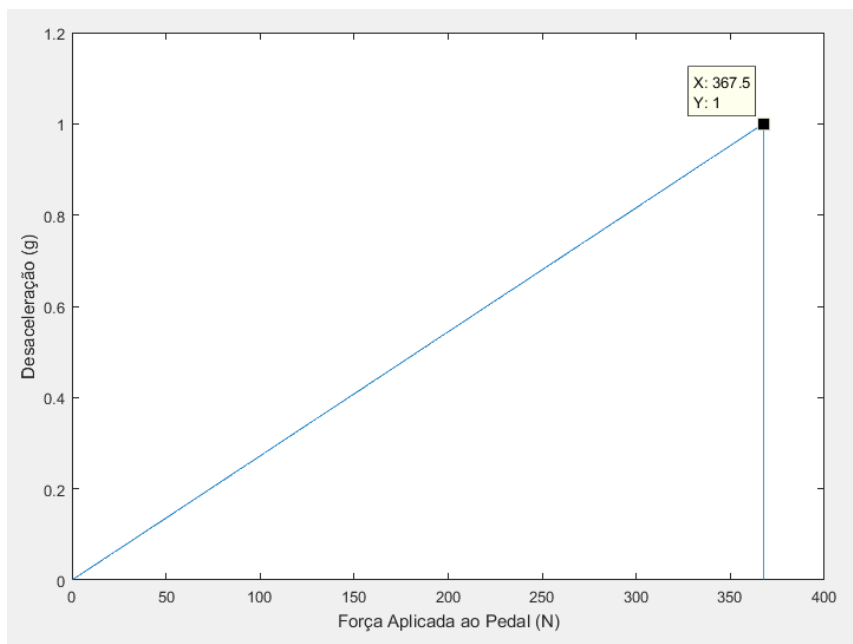


Gráfico 2 - Desaceleração / Força Aplicada ao Pedal - MR16

Vale ressaltar que o caminho inverso deste tutorial, começando pela fixação de uma força F_{pedal} e, de posse do dimensional completo do sistema de freio, calculando-se todas as forças, pressões e torque, até chegar no $Fz_{1\text{ ou }2}$ gerado pela força aplicada ao pedal, resulta na relação direta entre a força do pedal e a força de frenagem gerada por esta força, chamado de K1 neste projeto. Conhecer K1 é essencial para um estudo completo de dinâmica longitudinal veicular aplicado à frenagem. Assim, usando como base o protótipo MR16 da Equipe Mud Runner, o equacionamento a seguir mostrará o cálculo do K1, a começar pela utilização do valor de F_{pedal} em 1 N, e usando o Ganho de Força do Pedal do referido veículo.

$$F_{saída} = 5,1 \cdot F_{pedal} = 5,1 N$$

Equação 40

Desta forma, $F_{saída}$ é igual a um F_{cm} único, já que se trata de um sistema com cilindro mestre duplo único. Assim, chega-se a uma pressurização do fluido (P_b) exposto pela equação 41.

$$P_b = \frac{5,1 N}{A_{cm}(mm^2)} = 0,02 MPa$$

Equação 41

Essa pressão na linha de fluido gerará uma força de contato das pastilhas (F_c) que pode ser calculada reorganizando as equações 32 ou 33.

$$F_c = 2P_b(MPa)A_e(m^2) \times 10^6 = 36,27 N$$

Equação 42

Em seguida, calcula-se a pressão máxima que as pastilhas aplicam no disco de freio (P_{max}), determinada pela equação 43:

$$P_{max} = \frac{36,27 N}{\theta \cdot (r_{disco\ tras}^2 - r_{int\ tras}^2)} 10^{-6} = 0,012 MPa$$

Equação 43

Continuando o caminho inverso do tutorial exposto anteriormente, pode-se chegar ao torque de frenagem em cada disco (T_z).

$$T_z = \frac{2 \cdot \theta \cdot \mu_d \cdot (r_{int\ diant}^3 - r_{disco\ tras}^3) P_{max}}{3} 10^6 = 0,936 N.m$$

Equação 44

Multiplicando T_z por dois, tem-se o torque de frenagem no eixo (T), sendo este igual a 1,87 N.m, levando à equação 45 para finalmente chegar à transmissão da força no pedal à força de frenagem nas rodas.

$$F_z = \frac{T}{R_l} = 7,3 N$$

Equação 45

Se $F_z = K1 \cdot F_{pedal}$, então, pelo equacionamento exposto, $K1 = 7,3$.

5. FATORES DE DESEMPENHO

Em um projeto de sistema de freio, idealiza-se um sistema eficaz na frenagem, aliando baixo peso, resistência mecânica e frenagem garantida. Entretanto, alguns fatores do projeto, suprimidos no desenvolvimento, afetam diretamente no desempenho do sistema de freio, afetando o comportamento dinâmico do veículo, ou até mesmo fazendo-o perder a função frenagem.

5.1. Proporção de frenagem

A desaceleração em um veículo é o produto do nível de aplicação da força e os ganhos de freio (torque/pressão) até o ponto em que ocorrerá um bloqueio em um dos eixos. Esse bloqueio diminui a força de frenagem, podendo perder-se o controle do veículo. Em um projeto, o que se deseja é levar os dois eixos (traseiro e frontal) simultaneamente para o ponto de travagem. Esse resultado é obtido a partir de um balanceamento que calcula a proporcionalidade da pressão nas linhas de freio, de acordo com os possíveis picos de força de reação.

Durante uma frenagem, ocorre uma transferência de carga dinâmica do eixo traseiro para o eixo frontal, de modo que a carga no eixo é a carga estática, mais a dinâmica proporcional. Fatores que determinam a força de pico de tração em um eixo são a carga instantânea e o coeficiente de pico de atrito. Assim, para uma desaceleração a_z , pode-se calcular as cargas nos eixos a partir das equações 13 e 14 e se for tomado como base a relação da equação 4 com as equações citadas anteriormente, encontram-se as forças máximas em cada eixo, mostradas nas equações 46 e 47.

$$F_{zm2} = \mu_z Fx_2 = \mu_z m \frac{g(b + \Delta z) \cos \alpha + gH_{cm} \sin \alpha + a_z \cdot H_{cm}}{l} \quad \text{Equação 46}$$

$$F_{zm1} = \mu_z Fx_1 = \mu_z m \frac{g(a - \Delta z) \cos \alpha - gH_{cm} \sin \alpha - a_z \cdot H_{cm}}{l} \quad \text{Equação 47}$$

Onde:

a_z - Desaceleração no eixo z

F_{zm1} - Força máxima frontal

F_{zm2} - Força máxima traseira

μ_z - Coeficiente de pico de atrito

Qualquer força de frenagem gerada pelo pedal maior do que F_{zm1} ou F_{zm2} gerará uma derrapagem pelo travamento das rodas. Entretanto, por mais que o sistema de freio do eixo dianteiro seja idêntico ao sistema de freio traseiro, ou seja, K1 é o mesmo para ambos os eixos, as condições de carga no eixo dificilmente serão iguais numa frenagem, exceto em veículos com carga no eixo traseiro maior do que no eixo dianteiro e por uma desaceleração exata, a qual com a transferência de carga na frenagem a distribuição de peso será de 50% para cada eixo.

O gráfico 3 mostra, de maneira simplificada, o exemplo de uma transferência de carga do eixo traseiro para o frontal com uma força no pedal de freio constante, utilizando a sequência de fórmulas do capítulo 4. Pode-se perceber que a carga no eixo traseiro vai diminuindo, tendendo a zero e a dianteira vai aumentando em

proporcionalidade com a redução da primeira. No instante zero do gráfico 1, 60% da carga está na roda traseira, enquanto 40% na roda dianteira. Com a transferência de carga na frenagem, os valores se invertem e a roda dianteira chega até a ultrapassar o valor inicial da roda traseira, chegando a 61% da carga do veículo.

A desaceleração no instante final do gráfico 3, no valor de $-5,53$, foi determinada tomando como ponto inicial uma força de 207N no pedal de freio, valor facilmente atingido por homens e mulheres, como explicado no item 2.1.1.

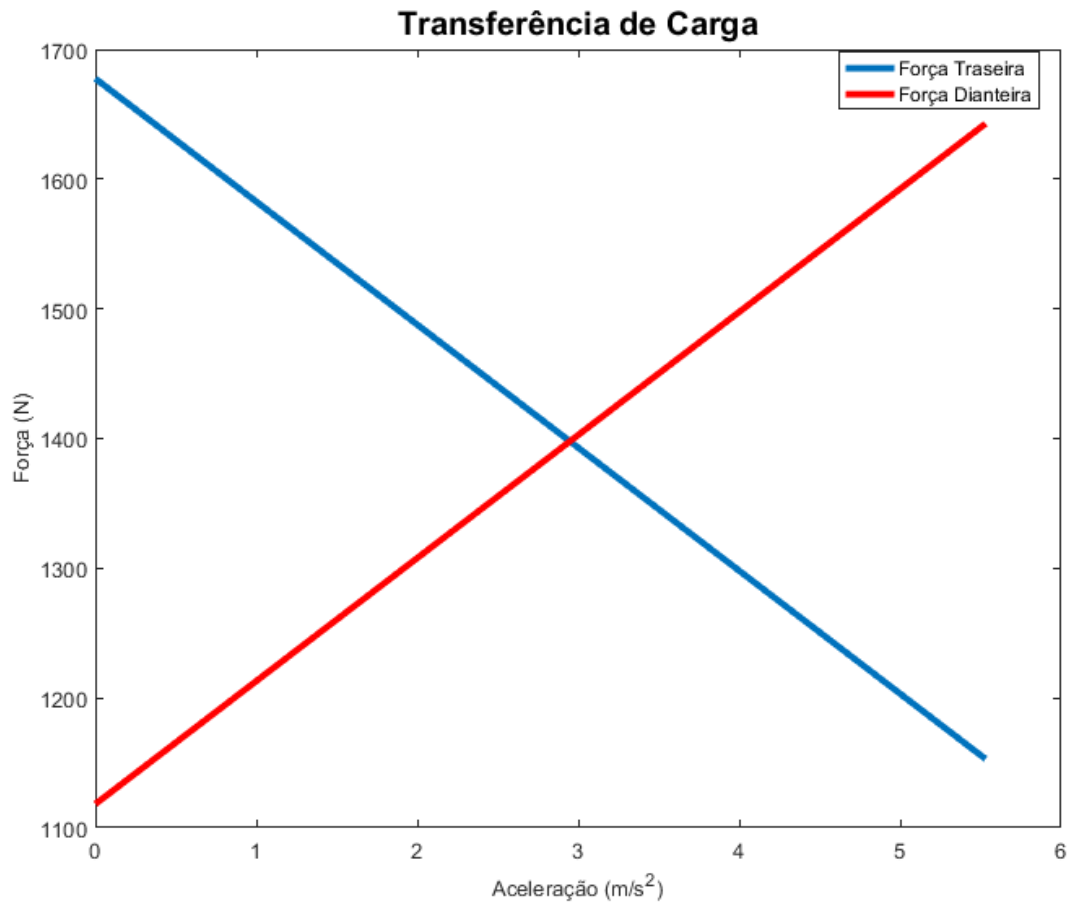


Gráfico 3 - Transferência de carga entre eixos traseiro e dianteiro de um veículo mini baja

Considerando o objetivo de travar as quatro rodas do veículo no teste de frenagem das competições Baja SAE, é preciso garantir esse travamento em qualquer circunstância com uma força de frenagem aplicável pelo piloto. Gillespie [12] propõe um cálculo de proporcionalidade do sistema de freio, onde é possível expor em um gráfico as forças de frenagem em cada eixo, visando conhecer as forças de frenagem necessárias para o veículo. Sendo o eixo das abscissas do gráfico força de frenagem na traseira, e o eixo das ordenadas a força de frenagem na dianteira, onde o ponto inicial da linha correspondente à variação da força de frenagem na traseira é descrito pela equação 48, e o ponto inicial similar referente à dianteira pela equação 49.

$$\text{Ponto inicial traseira} = \frac{\mu_z W_2}{1 + \mu_z \frac{H_{cm}}{l}}$$

Equação 48

$$\text{Ponto inicial dianteira} = \frac{\mu_z W_1}{1 - \mu_z \frac{H_{cm}}{l}}$$

Equação 49

Onde:

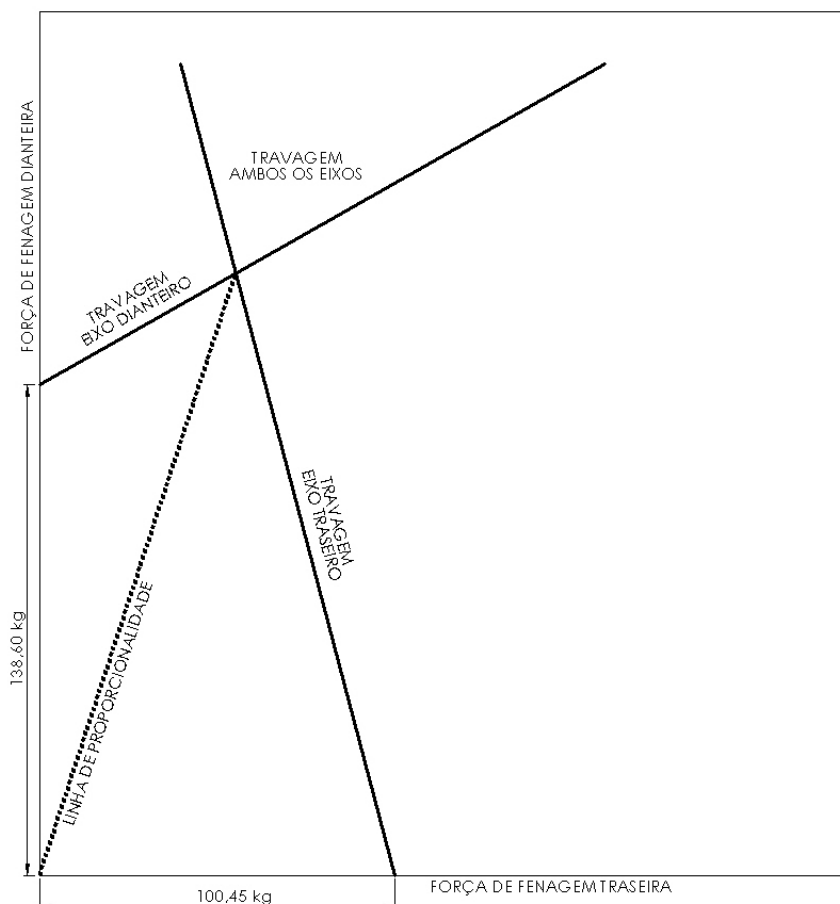
 W_2 = Peso estático do eixo traseiro W_1 = Peso estático do eixo dianteiro

Gráfico 4 - Forças máximas de frenagem

Como pode ser analisado no gráfico 4, correspondente ao MR16, as linhas correspondentes à força de frenagem dianteira e traseira se cruzam, e este comportamento é válido para todo veículo de dois eixos com freio em ambos os eixos. A linha pontilhada é a linha de proporcionalidade. Se estivesse exatamente em 45° , significaria que tanto o eixo dianteiro quanto o eixo traseiro podem exigir a mesma força de frenagem para chegar a uma desaceleração desejada ou travamento das rodas. Quando o ângulo é maior que 45° , significa que o eixo dianteiro requer força de frenagem maior. Isso significa que para travar ambos os eixos e garantir a aprovação na prova de frenagem, o eixo dianteiro deverá ter uma relação K1 maior do que o eixo traseiro para não ser necessário que o piloto pise com maior força no pedal do que o necessário para travar também as rodas traseiras.

As coordenadas do ponto de interseção podem ser calculadas pelas equações 50 e 51.

$$F_{z_{2i}} = \mu_z \left(W_2 - \mu_z W \frac{H_{cm}}{l} \right)$$

Equação 50

$$F_{z_{1i}} = \mu_z \left(W_1 + \mu_z W \frac{H_{cm}}{l} \right)$$

Equação 51

Onde:

W = Peso total do veículo

Atingir um bom desempenho com todas as condições que o veículo é operado é bastante difícil. Não se consegue um resultado apenas traçando uma linha que designa uma relação com a força dianteira e traseira. É preciso incorporar uma válvula, chamada válvula de pressão proporcional, para controlar a vazão no sistema hidráulico. Essa válvula tem a função de transferir uma parte da pressão que está indo em direção ao freio dianteiro para o range de pressão de operação.

A maioria das válvulas de pressão proporcionais utilizadas no mercado regulam igualmente os dois freios (frontal e traseiro) para um nível ideal de pressão, reduzindo a diferença de aumento de pressão em um dos lados, atingindo assim, resultados satisfatórios na frenagem.

5.2. Análise Térmica do Disco de Freio

Um dos fatores que afetam o desempenho na frenagem de um veículo é o ganho de temperatura após a freada. Isso acontece porque a energia cinética e potencial do veículo é convertida em energia térmica pelo freio, gerando calor na região de contato entre os elementos de fricção [1]. Este fenômeno causa um grave problema no sistema: deficiência na frenagem por perda no atrito devido à elevada temperatura.

Este problema costuma ser o crucial para a segurança, pois pode levar à completa perda dos freios de maneira silenciosa, e a seleção de um material resistente ao calor para o disco (solução aplicável para o primeiro problema) não resolve este problema. Grandes acidentes acontecem não só em competições automobilísticas devido a este tipo de falha, como também em rodovias que possuem serras com longas descidas íngremes. A perda de material também é um problema, pois uma pastilha de freio vitrificada não tem aproveitamento, sendo descartada precocemente.

Outra consequência é a transmissão de calor para demais componentes, sendo mais grave o caso do fluido de freio para circuitos hidráulicos, que despressuriza a linha por causa da vaporização, causando perda do freio silenciosamente (causa esta facilmente reconhecida pelo piloto, que sente o pedal indo até o final do curso de maneira leve, sem acionar os freios). Logo, o projeto do sistema de freio deve ser realizado de modo que previna este tipo de falha, executando uma análise térmica do sistema de freio para prever o ganho de temperatura após uma sequência agressiva de frenagens. Materiais com alta condutividade térmica são fortemente não recomendados para o projeto sem um revestimento que o proteja da transmissão de calor. Toda e qualquer modificação do projeto deve ser levado em consideração a análise térmica, para que a chance de falha seja sempre mínima.

5.2.1. Estudo do Ganho de Temperatura

Uma análise completa se inicia com o cálculo da energia gerada pela frenagem e pela potência média gerada, passando pelo ganho de uma única frenagem simples, ganho de uma única frenagem considerando o resfriamento por convecção na frenagem, finalizando com o ganho de temperatura após sucessivas frenagens. Desta forma é possível prever a faixa de trabalho dos materiais do sistema, podendo fazer um projeto de freio eficiente, de baixo peso, atendendo a todas as solicitações térmicas e mecânicas.

A tabela 3 mostra os parâmetros utilizados para esta análise térmica.

Espessura do disco de freio	0,004 m
Diâmetro do disco de freio	0,15 m
Densidade do Aço 1020	7900
Calor específico do Aço 1020	420 J/kgK
Módulo Elástico do Aço 1020	200 GPa
Coefficiente de Poisson do Aço 1020	0,29
Massa do veículo	285 kg
Momento de inércia do disco de freio	0,0000502687 m ⁴
Condutividade térmica do Aço 1020	169200 W/mK
Viscosidade do ar	0,00001511 m/s ²
Condutividade térmica do ar	23 Nm/hKm

Tabela 3 – Dados de entrada da análise térmica

A energia gerada pela frenagem E_b até a total parada, segundo Limpert [1], pode ser definida pela equação 52.

$$E_b = \frac{mV_0^2}{2} + \frac{I\omega_{inicial}^2}{2} [Nm]$$

Equação 52

Onde:

V_0 = velocidade inicial do veículo [m/s]

$\omega_{inicial}$ = velocidade angular inicial das rodas [1/s]

m = massa do veículo [kg]

I = momento de inércia do rotor [m⁴]

Derivando a parcela velocidade linear da energia gerada pela frenagem (pois a parcela velocidade angular é extremamente inferior, não tendo influência significativa), considerando desaceleração constante, e que o tempo $t = \frac{V_0}{a_z}$ (em segundos), chega-se à expressão para a potência média gerada na frenagem P_{bav} :

$$P_{bav} = ma_z \frac{V_0}{2}, \quad \left[\frac{Nm}{s} \right]$$

Equação 53

Se for considerado o cálculo para um dos eixos (em veículos com dois eixos), sendo dois discos de freio por eixo, além de considerar a porcentagem da força de frenagem no eixo estudado (chamado PF), a equação 53 pode ser rearranjada para:

$$P_{bav} = ma_z \frac{V_0}{2} \cdot (0,5)(0,5)(PF)(3600), \quad \left[\frac{Nm}{h} \right]$$

Equação 54

Pela equação 54, pode-se calcular a potência média absorvida por cada um dos discos de freio na frenagem. Entretanto, existe uma potência máxima gerada na frenagem. Essa geração pode ser caracterizada pelo gráfico 2. No tempo $t = 0$, tem-se P_{bav} máximo (chamado $P_{b(0)}$), com decrescimento constante até zero. Segundo Limpert [1], esta potência máxima pode ser calculada por:

$$P_{b(0)} = 2P_{bav}, \quad \left[\frac{Nm}{h} \right]$$

Equação 55

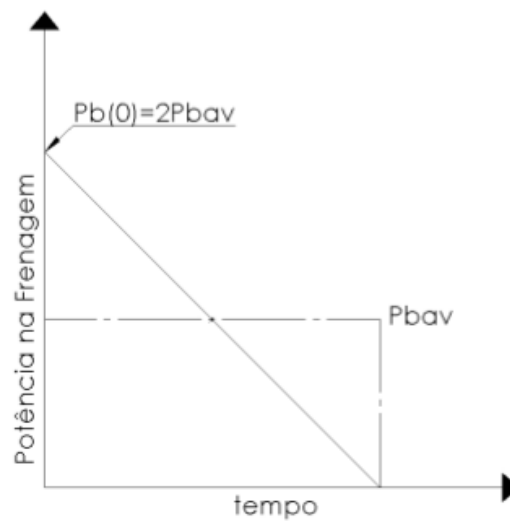


Gráfico 5 - Gráfico Potência na Frenagem x Tempo

Com a potência máxima calculada, pode-se calcular o fluxo de calor no disco ($q''_{(0)}$) no início da frenagem (momento da potência máxima), dividindo $P_{b(0)}$ pela área varrida ($A_{varrida}$) pelas pastilhas de freio no disco, conforme mostra a equação 56:

$$q''_{(0)} = \frac{P_{b(0)}}{A_{varrida}}, \quad \left[\frac{Nm}{hm^2} \right]$$

Equação 56

Desta forma, pode-se chegar ao ganho de temperatura diretamente no rotor. Segundo Limpert [1], o ganho de temperatura de uma única frenagem sem considerar o resfriamento por convecção durante a frenagem pode ser descrito por:

$$T_{max} - T_{inicial} = \left(\frac{5}{18} \right)^{1/2} \frac{q''_{(0)}(t)^{1/2}}{(\rho ck)^{1/2}}, \quad [K]$$

Equação 57

Onde:

T_{max} = Temperatura máxima gerada na frenagem [K]

$T_{inicial}$ = Temperatura inicial [K]

t = Tempo total até a parada do veículo [h]
 ρ = Densidade do rotor [kg/m³]
 c = Calor específico do material do rotor [Nm/kgK]
 k = Condutividade térmica do material do rotor [Nm/hmK]

Para o cálculo de sucessivas frenagens, é considerada a refrigeração do disco por convecção. Se o tempo de resfriamento for consideravelmente maior que o tempo de frenagem, ou seja, se o tempo entre uma frenagem e outra for significativamente maior do que o próprio tempo de ação dos freios, o cálculo da diferença de temperatura em uma única frenagem pode ser simplificado pela equação 58 [1]:

$$\Delta T = \frac{P_{bav} t}{\rho c v}, \quad [K]$$

Equação 58

Onde:

v = volume do rotor [m³]

O método de capacitância global resulta em uma equação diferencial que calcula o resfriamento do freio após uma frenagem [1]:

$$\rho \cdot c \cdot v \cdot \frac{dT}{dt} = -h_{conv} A_{sup} (T - T_{\infty}), \quad \left[\frac{Nm}{h} \right]$$

Equação 59

Onde:

T_{∞} = Temperatura ambiente [K]

T = Temperatura no instante t [K]

A_{sup} = Área da superfície do rotor [m²]

h_{conv} = Coeficiente de transferência de calor por convecção [Nm/hKm²]

Com a temperatura inicial $T_{inicial}$, a integração da equação 59 e sua posterior combinação com a equação 58 resultam no ganho de temperatura após a n ésima freada, descrita por Limpert [1] como:

$$[T_n - T_{\infty}] = \frac{[1 - e^{(-nh_{conv}A_{sup}t_c)/\rho \cdot c \cdot v}][\Delta T]}{1 - e^{(-h_{conv}A_{sup}t_c)/\rho \cdot c \cdot v}}, \quad [K]$$

Equação 60

Onde:

n = número de aplicações do freio

T_n = Temperatura após n aplicações do freio [K]

t_c = Tempo de resfriamento entre cada frenagem [h]

Conforme mostra o gráfico 6, evidenciando o ganho de temperatura de acordo com o número de frenagens, pode-se observar que o comportamento esperado é que se aumente a temperatura de forma logarítmica, estabilizando em uma temperatura máxima mesmo que se aumente o número de acionamento do freio, sendo o principal

que interfere nesta temperatura máxima, além do tempo de resfriamento entre um acionamento e outro subsequente, o design do disco, como espessura, área de contato com o ar de resfriamento, entre outros dimensionais.

O gráfico 6 foi gerado com o dimensional do MR16, considerando 32 km/h como velocidade inicial, freando até a total parada, e 90 segundos de resfriamento entre cada frenagem, através de um programa feito no software Matlab com o equacionamento descrito neste capítulo.

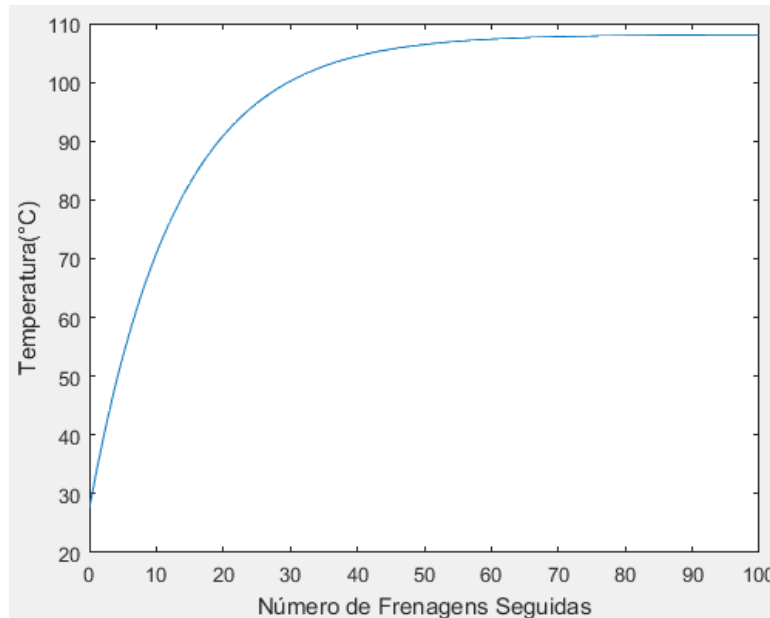


Gráfico 6 - Ganho de Temperatura x Número de Frenagens

5.2.1.1. Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção

Conforme pôde ser observado nas equações 59 e 60, uma análise térmica completa do rotor de freio requer informação sobre o coeficiente de transferência de calor convectivo. Algumas publicações técnicas e livros fornecem um grande número de equações empíricas para descrever este coeficiente para uma variedade de condições de testes e geometrias [1]. Limpert [1] recomenda e descreve a formulação realizada por Kreith [13]. Esta formulação abrange tanto regime laminar quanto turbulento, dependendo apenas do Número de Reynolds Rotacional (Re_{ω}), que pode ser calculado pela equação 61.

$$Re_{\omega} = \frac{\omega_{inicial} D^2}{\mu_{ar}}$$

Equação 61

Onde:

D = Diâmetro do disco de freio [m]

μ_{ar} = Viscosidade do ar [m/s²]

Assim, para um disco de freio sólido, o coeficiente de transferência de calor por convecção com regime laminar pode ser aproximado por [13]:

$$h_{conv} = 0,70 \left(\frac{k_{ar}}{D} \right) Re_{\omega}^{0,55}, \quad \left[\frac{Nm}{hKm^2} \right]$$

Equação 62

Já para um regime turbulento, com $Re_{\omega} > 10^6$, o coeficiente pode ser descrito por [13]:

$$h_{conv} = 0,40 \left(\frac{k_{ar}}{D} \right) Re_{\omega}^{0,8}, \quad \left[\frac{Nm}{hKm^2} \right]$$

Equação 63

As equações 62 e 63 foram obtidas através de dados experimentais descritos por Kreith [13].

6. TESTES E SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

O estudo da dinâmica longitudinal vem avaliar a capacidade de frenagem do veículo na direção z, definida no sistema de coordenadas da figura 27, e a influência das forças vibratórias no sistema. Assim como a variação das forças nas rodas dianteiras e traseiras e a força no pedal de freio influenciam na desaceleração do veículo.

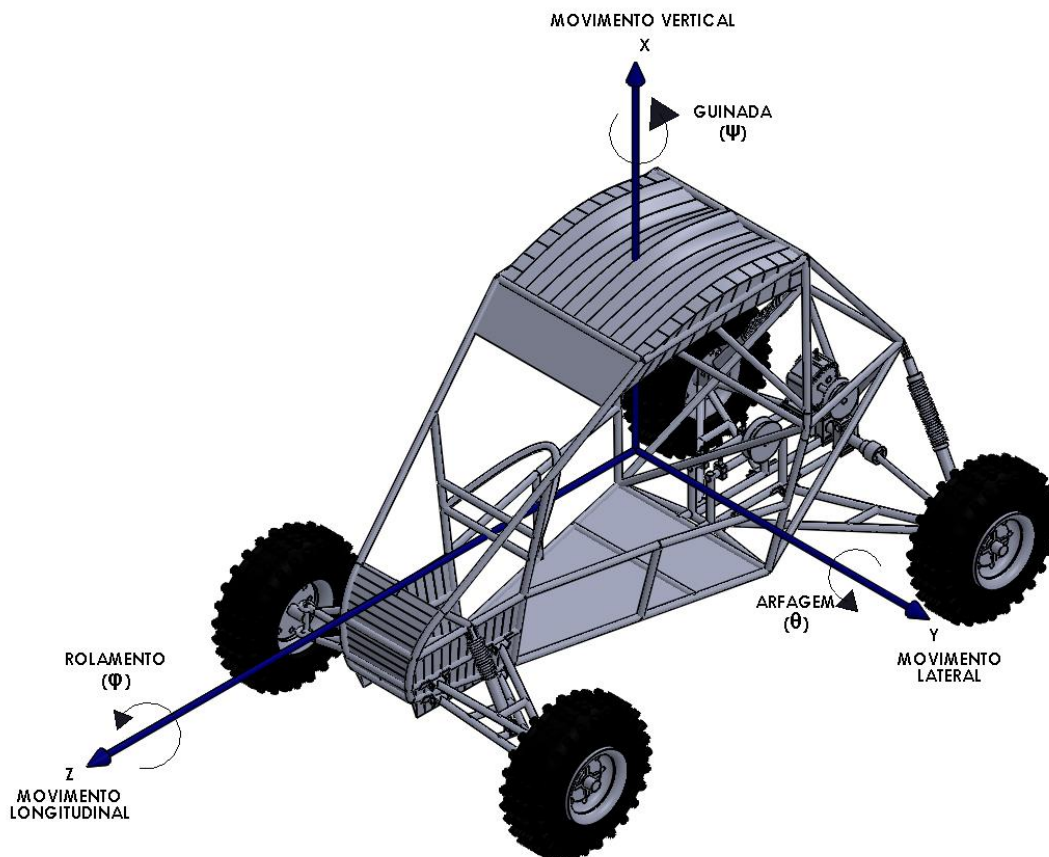


Figura 27 - Sistema de coordenadas utilizado no modelo atual.

O modelo utilizado para operações computacionais no software Matlab é o mostrado na figura 28, com 6 graus de liberdade, onde se levou em consideração a massa do carro, das rodas e do piloto.

Trabalhou-se com forças de variação vertical (direção x) do piloto, do carro e das duas rodas, assim como a rotação do carro (θ), no eixo y e a força gerada pelo atrito das rodas em contato com o solo, que vão gerar um momento no centro de massa do veículo em z. Essas 6 variações definem os 6 graus de liberdade do sistema.

Foi realizado cálculos apenas para meio veículo, pois as forças atuantes nas duas rodas da frente e nas duas rodas traseiras são as mesmas quando considerada apenas a dinâmica longitudinal, que é a proposta do trabalho. Ou seja, o ângulo que vai variar será apenas o ângulo de arfagem (pitch angle - θ).

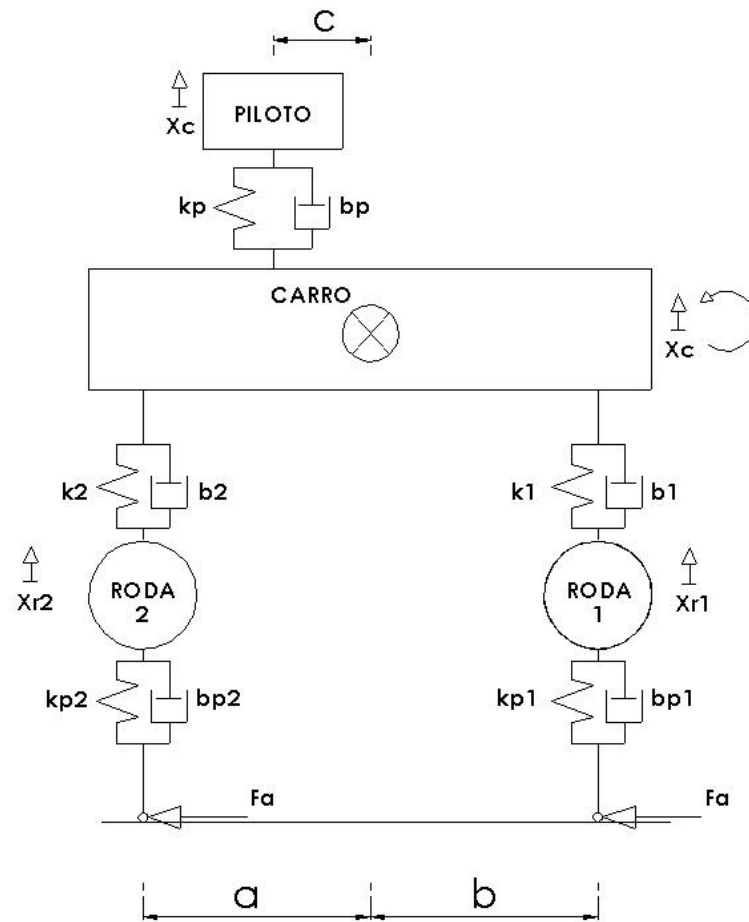


Figura 28 - Modelo de 1/2 veículo com 6 GDL.

Montou-se uma variação geométrica de deslocamento das massas (figura 29), levadas em consideração do veículo, em relação o centro de massa do mesmo para gerar as equações de vibração do sistema e assim estudar o comportamento do protótipo mini baja em diferentes formas de realizar a frenagem.

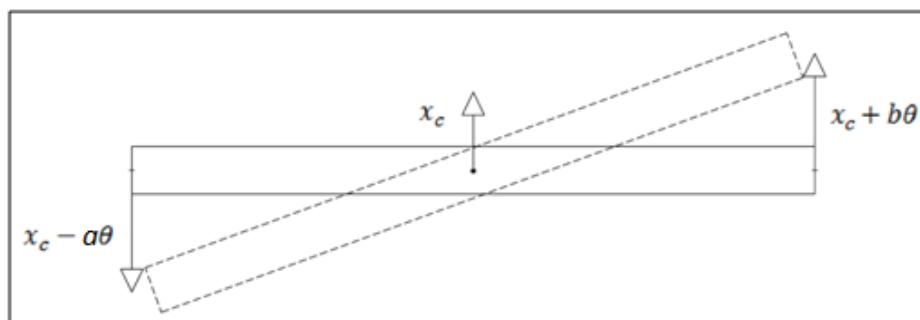


Figura 29 - Variação geométrica de deslocamento de massas em relação ao centro de massa do veículo.

Para realizar os cálculos iniciais, primeiro identificamos cada elemento do veículo e as forças atuantes nos mesmos para fazer uma correlação de forças e finalmente chegar ao sistema de equações e matrizes e assim realizar a simulação computacional. Pode-se observar em uma vista explodida na figura 30, as forças atuantes em cada elemento.

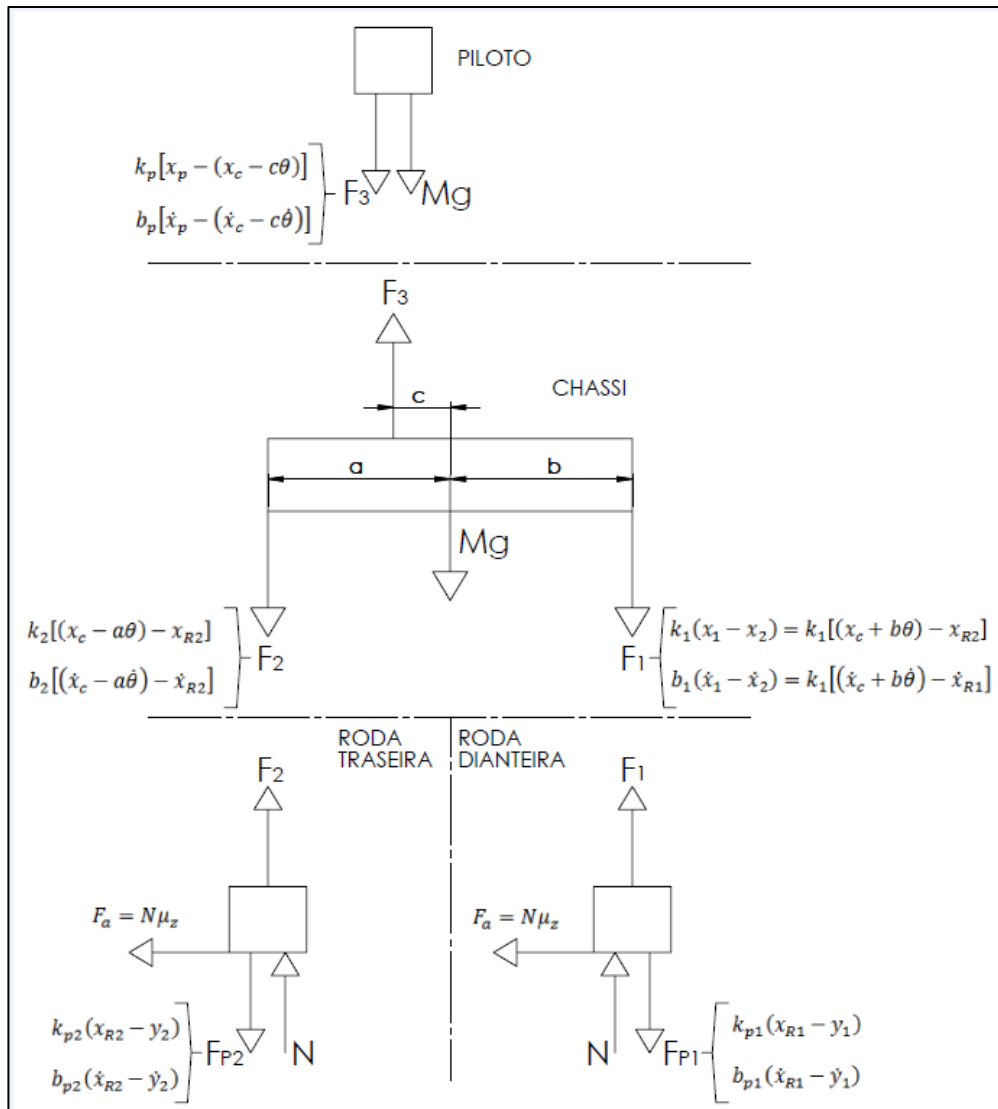


Figura 30 - Vista explodida do modelo com DCL e equações de cada elemento.

Utilizando a figura 30 como referência e manipulando as equações de cada elemento, obteve-se as equações 64, 65, 66, 67 e 68, que foram utilizadas para montar as matrizes de massa [M], amortecimento [B] e rigidez [K] no programa em Anexo C.

No chassi:

$$\sum F = 0$$

$$M_c \cdot \ddot{x}_c + (b_1 + b_2 + b_p) \dot{x}_c + (b \cdot b_1 - a \cdot b_2 - c \cdot b_p) \dot{\theta} - b_p \cdot \dot{x}_p - b_1 \cdot \dot{x}_{R1} - b_2 \cdot \dot{x}_{R2} + (k_1 + k_2 + k_p) x_c + (b \cdot k_1 - a \cdot k_2 - c \cdot k_p) \theta - k_p \cdot x_p - k_1 \cdot x_{R1} - k_2 \cdot x_{R2} = M_c \cdot g$$

Equação 64

$$\sum M = 0$$

$$I \ddot{\theta} + (b \cdot b_1 - a \cdot b_2 - c \cdot b_p) \dot{x}_c + (b_1 \cdot b^2 + b_2 \cdot a^2 + b_p \cdot c^2) \dot{\theta} + b_p \cdot c \cdot \dot{x}_p - b_1 \cdot b \cdot \dot{x}_{R1} + b_2 \cdot a \cdot \dot{x}_{R2} + (b \cdot k_1 - a \cdot k_2 - c \cdot k_p) x_c + (k_1 \cdot b^2 + k_2 \cdot a^2 + k_p \cdot c^2) \theta + k_p \cdot c \cdot x_p - b \cdot k_1 \cdot x_{R1} + a \cdot k_2 \cdot x_{R2} = F_a \cdot H_{CM}$$

Equação 65

No piloto:

$$\sum F = 0$$

$$m_p \cdot \ddot{x}_p - b_p \cdot \dot{x}_c + b_p \cdot \dot{\theta} \cdot c + b_p \cdot \dot{x}_p - k_p \cdot x_c - k_p \cdot c \cdot \theta + k_p \cdot x_p = m_p \cdot g$$

Equação 66

Na roda dianteira:

$$\sum F = 0$$

$$\ddot{x}_{R1} \cdot m_R - b_1 \cdot \dot{x}_c - b_1 \cdot b \cdot \dot{\theta} + (b_1 + b_{P1}) \dot{x}_{R1} - k_1 \cdot x_c - k_1 \cdot b \cdot \theta + (k_1 + k_{P1}) x_{R1} = b_{P1} \cdot \dot{y}_1 + k_{P1} \cdot y_1 - m_{R1} \cdot g$$

Equação 67

Na roda traseira:

$$\sum F = 0$$

$$\ddot{x}_{R2} \cdot m_R - b_2 \cdot \dot{x}_c - b_2 \cdot a \cdot \dot{\theta} + (b_2 + b_{P2}) \dot{x}_{R2} - b_2 x_c - k_2 \cdot a \cdot \theta + (k_2 + k_{P2}) x_{R2} = b_{P2} \dot{y}_2 + k_{P2} y_2 - m_{R2} g$$

Equação 68

As simulações foram feitas através do software Matlab, e os parâmetros utilizados nos códigos expostos nos anexos C e D estão explicitados na tabela 4.

Parâmetro	Valor
Velocidade inicial	32 km/h
Gravidade	9,81 m/s ²
Massa do chassi	149,6 kg
Massa do piloto	60 kg
Massa da roda dianteira	17,7 kg
Massa da roda traseira	20 kg
Momento de inércia do veículo para arfagem	66,86 kg.m ²
Coefficiente de amortecimento da suspensão dianteira	300 N.s/m
Coefficiente de amortecimento da suspensão traseira	300 N.s/m
Coefficiente de amortecimento do piloto	923,62 N.s/m
Coefficiente de amortecimento do pneu dianteiro	3290 N.s/m
Coefficiente de amortecimento do pneu traseiro	3290 N.s/m
Rigidez da suspensão dianteira	19380 N/m
Rigidez da suspensão traseira	19380 N/m
Rigidez do piloto	12436 N/m
Calibração da pressão nos pneus	40 psi
Rigidez do pneu dianteiro	163550 N/m
Rigidez do pneu traseiro	163550 N/m
Distância da roda dianteira ao centro de massa	0,488 m
Distância da roda traseira ao centro de massa	0,732 m
Distância do piloto ao centro de massa	0,1 m
Coefficiente de atrito estático entre pneu e solo	0,85
Coefficiente de atrito dinâmico entre pneu e solo	0,45

Tabela 4 - Dados de entrada para as simulações

Para produzir uma análise de frenagem para um protótipo Baja, simulou-se o veículo alterando os valores da força imposta no pedal de freio, como indica a tabela 5, no intuito de perceber um deslizamento ou não das rodas, ou seja, se o atrito dinâmico entra em ação em determinado intervalo de tempo de frenagem ou se permanece apenas o atrito estático, que apesar de ser o ideal em qualquer frenagem bem sucedida, não é o objetivo de uma prova de frenagem em competições Baja SAE, pois o intuito é fazer com que as quatro rodas travem.

Conseguiu-se então, aferir o efeito da força de atrito pneu/estrada e analisou-se a distância e tempo de parada, variação da aceleração e como o ângulo Pitch variou durante o período de frenagem.

Situação	Função da força no pedal de freio (Fpedal)	Cor do gráfico
1	200	Azul
2	450	Vermelho
3	$100 + 100 \text{ sen}(2.t)$	Rosa
4	$225 + 225 \text{ sen}(2.t)$	Verde

Tabela 5 - Variação de força no pedal de freio no momento da frenagem de acordo com simulações

6.1. Análise de Resultados

- **Simulação 1: Fpedal = 200 N**

Na situação 1, foi imposta à simulação o caso mais simples, onde uma força baixa e constante é aplicada, afim de observar um caso que não houvesse qualquer deslizamento nas rodas do veículo e apenas o atrito estático tenha influencia na desaceleração. A frenagem ocorre de maneira ideal para um veículo qualquer, sem travamento de rodas.

O gráfico 10 mostra uma aceleração constante, o que garante que não houve nenhuma alteração ou redução na força de contato pneu/solo. Como $a_z = \frac{F_z}{M_c}$ e M_c é constante, a_z apenas vai oscilar, se em algum instante F_z sofrer variação.

A velocidade, no gráfico 9, cai como uma função do primeiro grau, chegando a zero no momento de parada do veículo, o que também é uma prova que não houve derrapagem.

A variação da transferência de carga entre os eixos, gráfico 12, é invertida de maneira esperada, no instante em que o pedal de freio é acionado, o peso do carro é transferido para o eixo dianteiro e logo após a parada, esse peso retorna à sua posição inicial. Sendo assim, o gráfico do ângulo Pitch é compreendido da mesma maneira. Ao pisar no pedal de freio e quando o carro para, uma perturbação é provocada, o que indica claramente a transferência de carga entre os eixos. Inicialmente o ângulo Pitch é negativo, o que mostra uma transferência de carga das rodas traseiras para dianteiras. Ao parar, o Pitch fica positivo, o que indica o retorno da carga das rodas dianteiras para as traseiras. Nota-se também, que quando a oscilação estabiliza, o Pitch continua positivo, quando deveria voltar à zero. Essa angulação se dá devido à compressão da mola, que dificilmente retorna a sua posição inicial em curto espaço de tempo, devido ao retardo da sua recuperação elástica e o carro MR16 tem seu centro de massa um pouco mais para traseira e não exatamente no meio do carro.

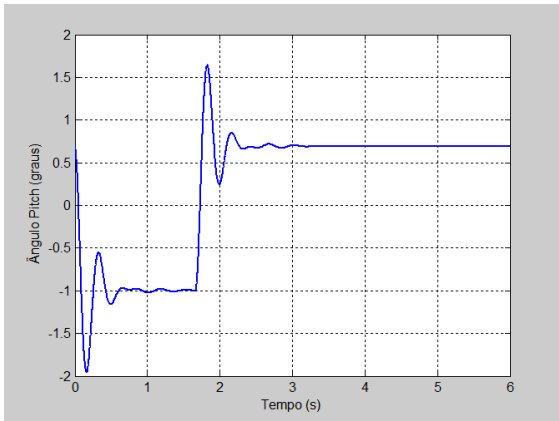


Gráfico 7 - Ângulo Pitch [θ] x Tempo [s]

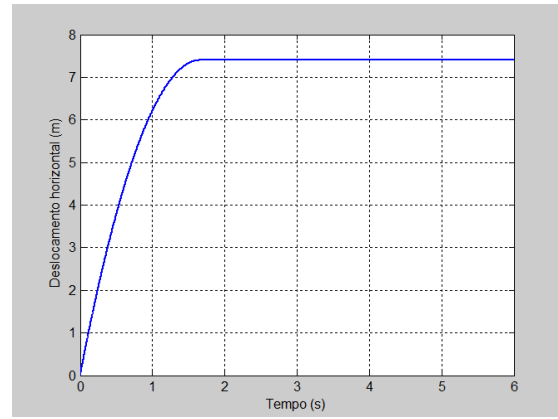


Gráfico 8 - Deslocamento horizontal [m] x Tempo [s]

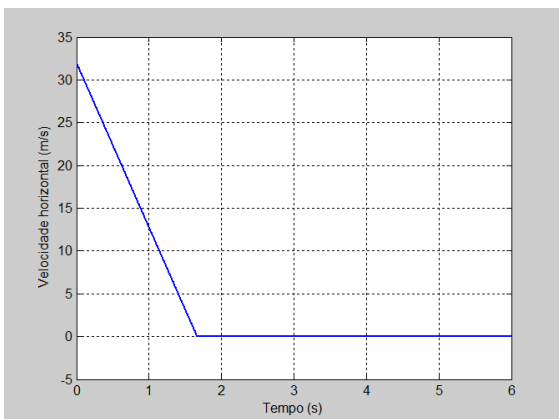


Gráfico 9 - Velocidade horizontal [m/s] x Tempo [s]

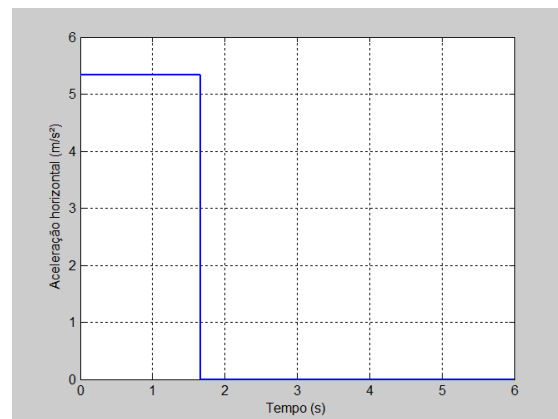


Gráfico 10 - Aceleração horizontal [m/s²] x Tempo [s]

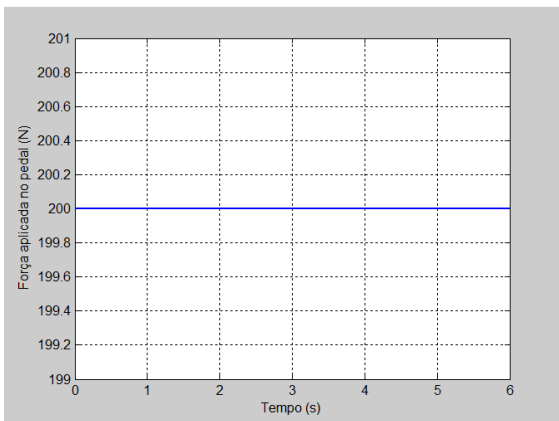


Gráfico 11 - Força aplicada no pedal de freio [N] x Tempo [s]

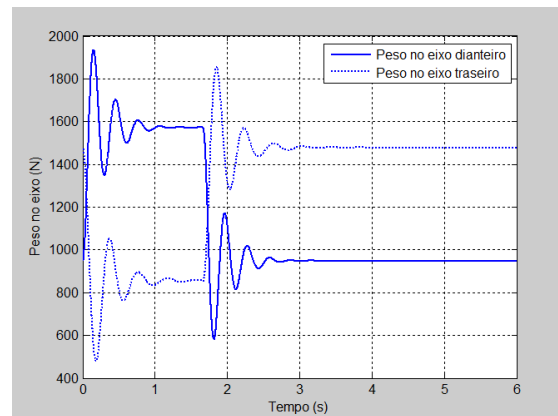


Gráfico 12 - Transferência de carga entre eixos [N]

- **Simulação 2: Fpedal = 450 N**

Já na situação 2, a força aplicada no pedal de freio é mais alta e percebe-se que apesar de imposta uma força constante (gráfico 17), temos um gráfico de aceleração oscilando no gráfico 16. O que nos indica que F_z está variando, ou seja, ocorre uma travagem nas rodas, o carro deslizou e a aceleração passou a variar conforme a vibração do veículo.

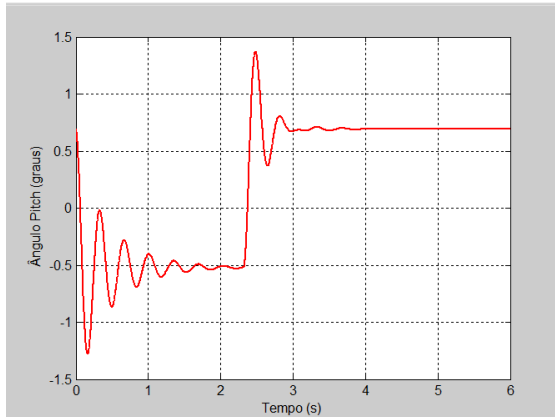


Gráfico 13 - Ângulo Pitch [θ] x Tempo [s]

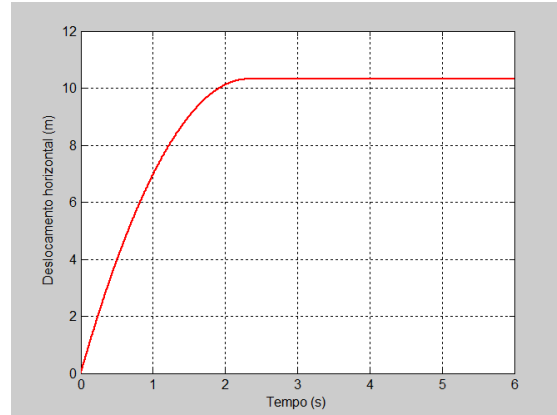


Gráfico 14 - Deslocamento horizontal [m] x Tempo [s]

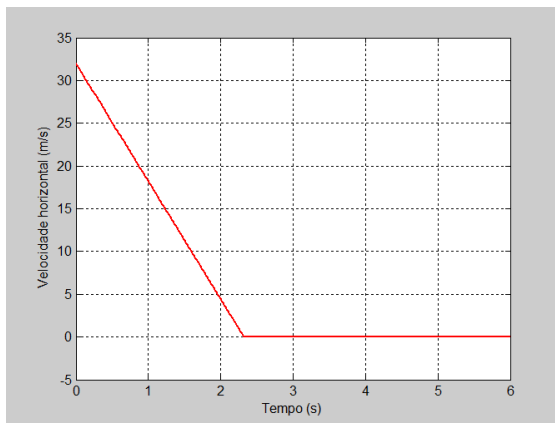


Gráfico 15 - Velocidade horizontal [m/s] x Tempo [s]

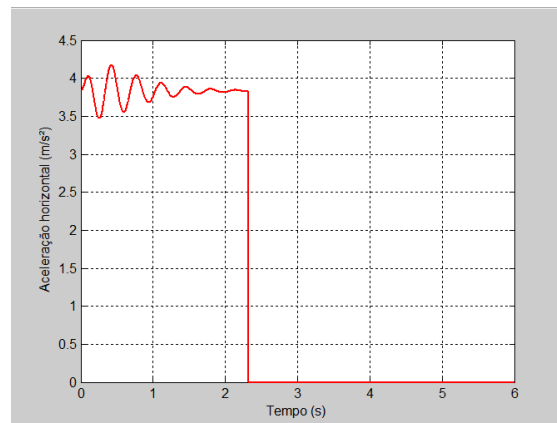


Gráfico 16 - Aceleração horizontal [m/s^2] x Tempo [s]

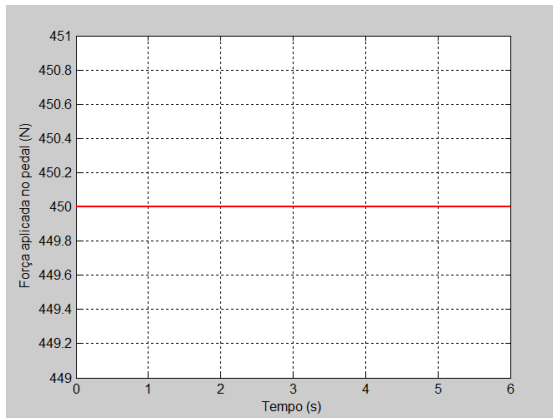


Gráfico 17 - Força aplicada no pedal de freio [N] x Tempo [s]

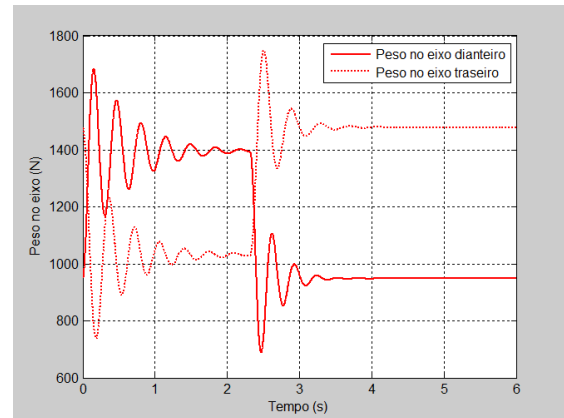


Gráfico 18 - Transferência de carga entre eixos [N]

- **Simulação 3: $F_{pedal} = [100 + 100 \cdot \sin(2 \cdot t)]$ N**

Através do gráfico 23, percebe-se nitidamente a força senoidal imposta no pedal de freio na situação 3. Essa força foi aplicada no intuito de provocar uma situação real, onde o piloto pisa no freio da maneira que acha necessário, retirando inclusive o pé do pedal em alguns momentos.

No centro do gráfico 19, pode-se notar que o ângulo Pitch também variou de acordo com a função seno e teve suas oscilações nos momentos esperados, como explicado na situação 1. No gráfico 21, ocorre uma seção constante entre os tempos 2 e 3 segundos, que é explicado pelo gráfico 22, onde devido a função $F_{pedal} = 100 + 100 \cdot \sin(2 \cdot t)$, a aceleração é zerada, fazendo com que a velocidade se torne constante nesse intervalo de tempo.

Ainda vê-se que a aceleração (gráfico 22) segue a força aplicada no pedal (gráfico 23), o que nos indica que não ocorreu o travamento das rodas, ou seja, o carro não deslizou em nenhum momento da frenagem.

No gráfico 24, percebe-se que a transferência de carga do eixo traseiro para o dianteiro no início da frenagem é vista, e no centro, o gráfico acompanha a função senoidal aplicada.

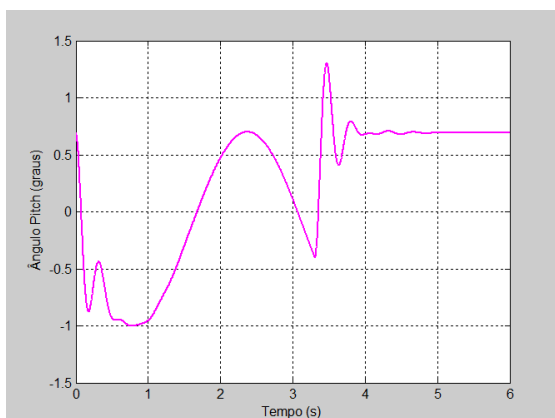


Gráfico 19 – Ângulo Pitch [θ] x Tempo [s]

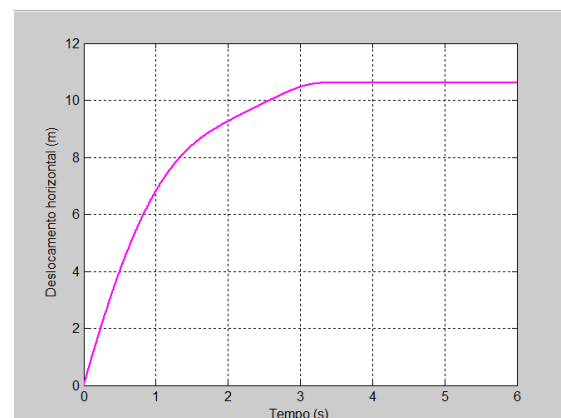


Gráfico 20 – Deslocamento horizontal [m] x Tempo [s]

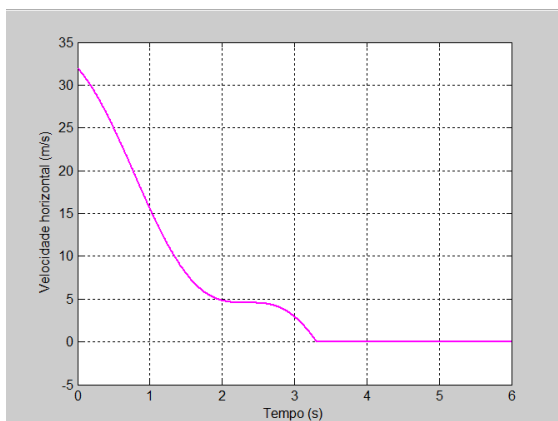


Gráfico 21 – Velocidade horizontal [m/s] x Tempo [s]

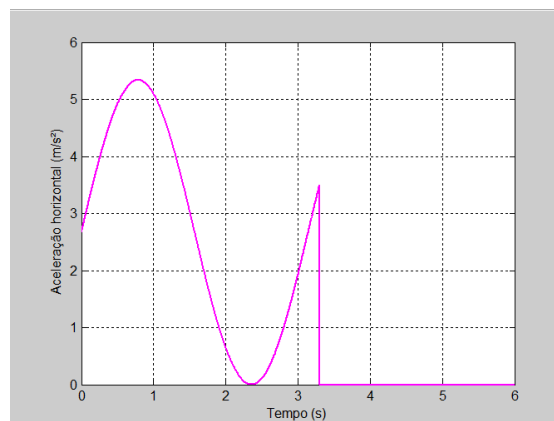
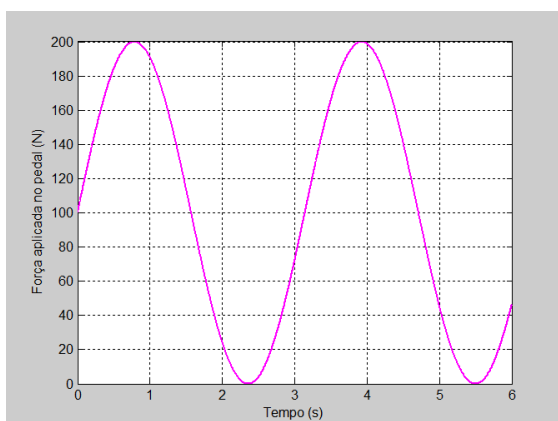
Gráfico 22 – Aceleração horizontal [m/s²] x Tempo [s]

Gráfico 23 - Força aplicada no pedal de freio [N] x Tempo [s]

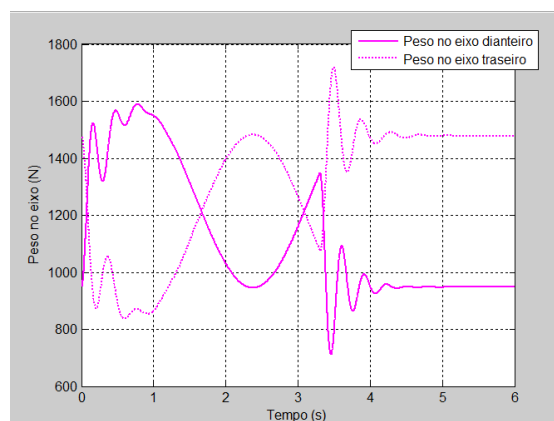


Gráfico 24 - Transferência de carga entre eixos [N]

- **Simulação 4:** $F_{\text{pedal}} = [225 + 225.\text{sen}(2.t)] \text{ N}$

Diferente da simulação 3, nota-se facilmente na situação 4, que o gráfico 28, de aceleração, não segue o sentido do gráfico de força do pedal, gráfico 29. Ao ponto de origem, até mais ou menos 1,5s a aceleração oscila de acordo com a vibração do veículo, o que nos mostra mais uma vez que houve deslizamento e o atrito dinâmico entra em cena. No instante 1,5s a função senoidal faz com que a força aplicada ao pedal reduza até que a_z volte a ser função de F_{pedal} , demonstrando que a adesão pneu/solo foi retomada (simulando um ABS). Por isso, foi possível obter uma distância de frenagem e um tempo de parada menores que na situação 3 (gráfico 26). Também da mesma forma que na situação 3, a velocidade horizontal fica constante no instante em que a aceleração vai a zero (entre 2 e 3s).

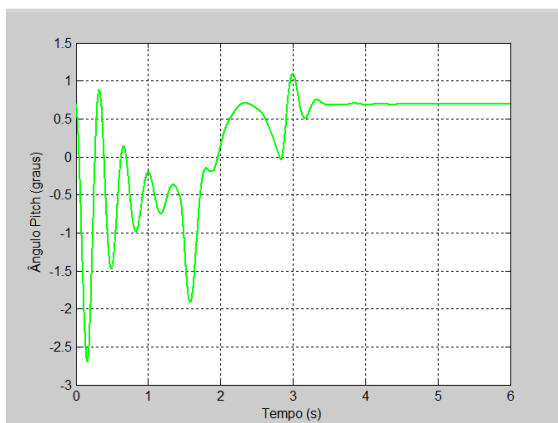
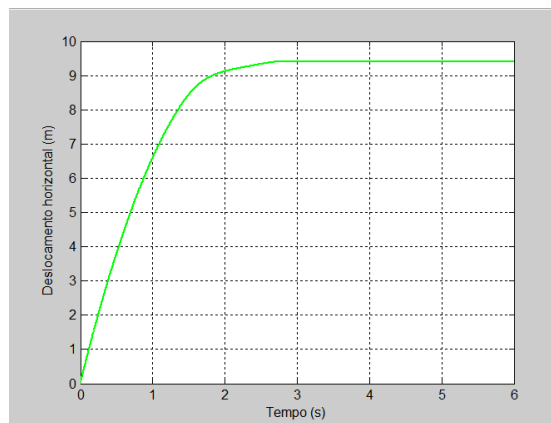
Gráfico 25 - Ângulo Pitch [θ] x Tempo [s]

Gráfico 26 - Deslocamento horizontal [m] x Tempo [s]

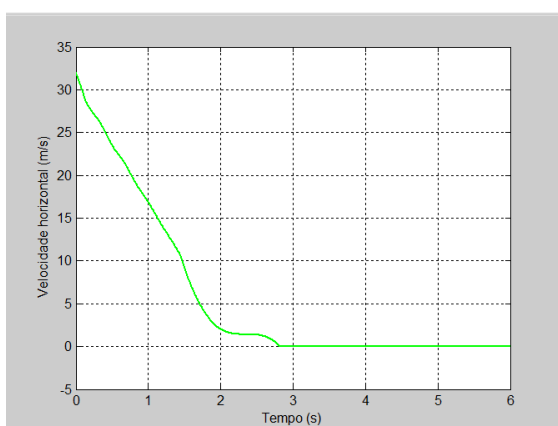


Gráfico 27 - Velocidade horizontal [m/s] x Tempo [s]

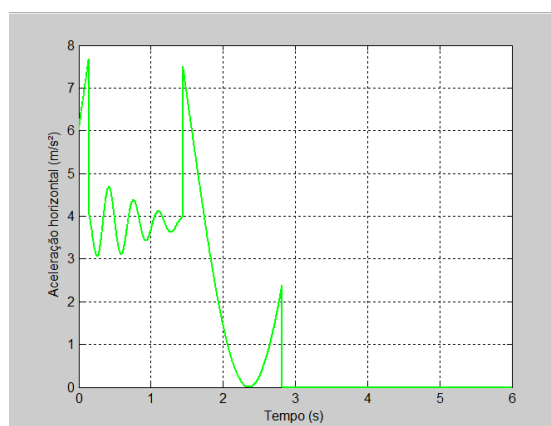
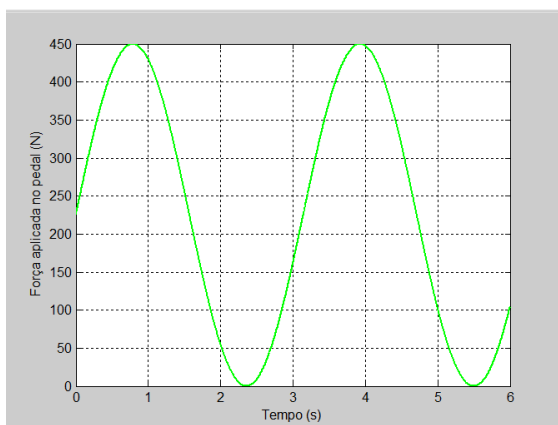
Gráfico 28 - Aceleração horizontal [m/s²] x Tempo [s]

Gráfico 29 - Força aplicada no pedal de freio [N] x Tempo [s]

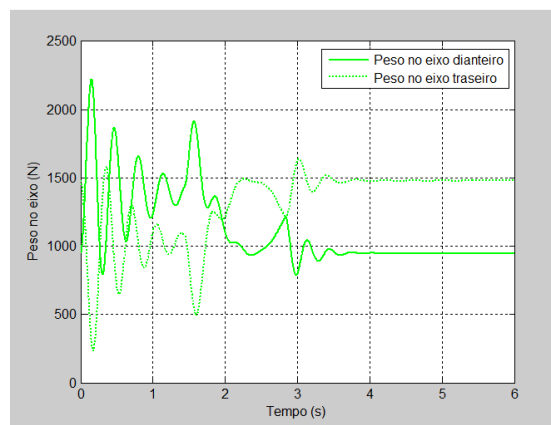


Gráfico 30 - Transferência de carga entre eixos [N]

Analisando os gráficos de aceleração deve-se atentar que vai variar de acordo com a força de atrito existente entre o pneu e a estrada. Quando não ocorre deslizamento, a desaceleração vai variar de acordo com a função da força do pedal. Entretanto, se houver deslizamento, perde-se o contato estável pneu/estrada e o gráfico passa a oscilar, acompanhando a vibração do veículo.

Pode-se observar nos perfis dos gráficos de deslocamento horizontal, gráficos 8, 14, 20 e 26, que a inclinação da curva vai reduzindo, até ficar constante. Isso demonstra que conforme o veículo reduz a velocidade, menor é o espaço percorrido pelo carro num intervalo de tempo, até parar completamente.

Ao observar os gráficos de velocidade horizontal, percebe-se que se inicia na velocidade em que o carro está antes de pisar no freio e vai reduzindo, de acordo com a função do pedal de freio até chegar a zero. O que é esperado em qualquer desaceleração.

Observando a tabela 6, pode-se inferir logo a primeira vista que na situação 2, apesar de aplicada uma força maior que na situação 1, a distância de frenagem e o tempo total até a parada é maior na 2, o que é contraditório. Como pode uma força de frenagem maior levar mais tempo até a parada completa do veículo? Esse resultado indica que houve um deslizamento na situação 2, ou seja, houve uma passagem do atrito estático, para o atrito dinâmico, que é muito menor e faz com que a força de atrito pneu/solo (F_z) diminua e gere esse aumento de tempo e de distância.

Situação	Função da força no pedal de freio (F_p)	Distância total de parada [m]	Tempo total até a parada [s]	Desaceleração máxima [m/s^2]
1	200	7,399	1,664	5,339
2	450	10,310	2,320	4,177
3	$100 + 100 \text{ sen}(2.t)$	10,600	3,301	5,339
4	$225 + 225 \text{ sen}(2.t)$	9,414	2,820	7,674

Tabela 6 - Comparação de resultados computacionais

O mesmo acontece na situação 3 e 4, onde foi forçado uma força senoidal no pedal e na situação 4, onde a força é maior, a diferença da distância e tempo de parada é muito pequena.

6.2. Verificação do Ganho de Temperatura

Se for utilizado a máxima desaceleração gerada pela situação 4 de forma constante, desconsiderando o deslizamento, para uma análise térmica conservativa, pode-se calcular o ganho de temperatura em uma frenagem e a temperatura máxima após a enésima frenagem do protótipo MR16. Utilizando as equações do capítulo 5 para análise térmica, bem como o algoritmo disponível no Anexo B, o resultado mostra uma elevação de temperatura de 6°C para uma frenagem hipotética utilizando a máxima desaceleração da situação 4.

No gráfico 31, pode-se verificar a máxima temperatura alcançada após a enésima frenagem, considerando a temperatura ambiente equivalente a 30°C e um tempo de resfriamento entre duas frenagens igual a 60 segundos. O tempo de resfriamento foi considerado desta forma, pois o veículo durante a competição não utiliza frenagens bruscas com frequência, sendo mais comuns pequenas frenagens devido à baixa velocidade média dos protótipos na pista, normalmente muito acidentada, causando dificuldade de se alcançar uma alta velocidade na maior parte da pista.

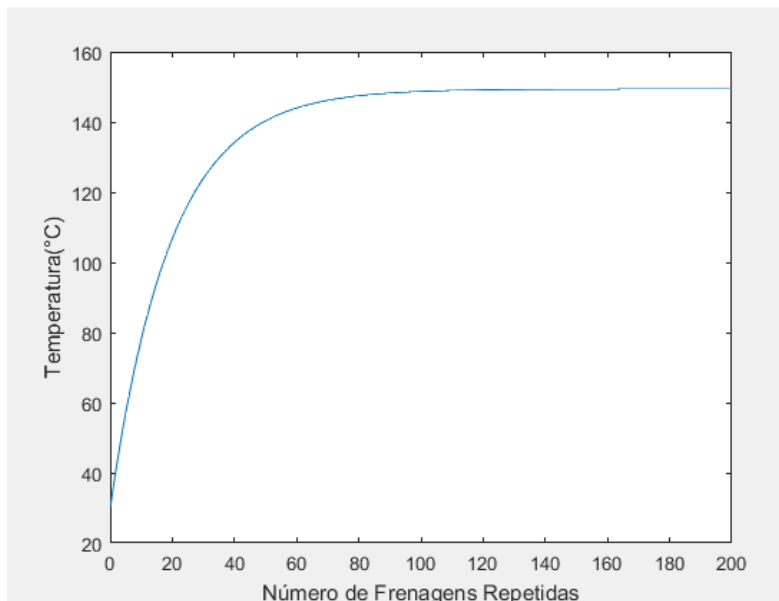


Gráfico 31 – Resultado da temperatura após enésima frenagem

Este gráfico mostra que, não importando a quantidade de frenagens, nestas condições a temperatura no disco de freio não ultrapassará o valor de 150°C, sendo a temperatura na décima frenagem equivalente a 78,11°C, valor que não transmite insegurança para os demais componentes. Essa análise conservativa comprova que somente um uso abusivo junto a uma pista de alta velocidade, poderia colocar em risco a frenagem do protótipo MR16, o que é descartado para o projeto, visto que as pistas de competição fora de estrada têm como objetivo testar a capacidade do veículo de superar obstáculos, além de validar o material utilizado, que não é comum para esta aplicação, mas reduz consideravelmente o custo do projeto.

Para uma análise ainda mais conservativa, se for considerada a velocidade máxima possível no protótipo MR16, equivalente a 47,5 km/h, mantendo a desaceleração da situação 4 (7,674 m/s²), o ganho de temperatura em uma frenagem seria de 13,22°C, contra 6°C da simulação anterior, e na décima frenagem a temperatura elevaria até 130,8°C. Entretanto, chegar a dez frenagens consecutivas nesta condição somente seria possível em uma pista de velocidade, que não é o objetivo da ideologia do Baja SAE.

7. CONCLUSÃO

Analisando os resultados obtidos no projeto como um todo, percebe-se que com forças aplicadas no pedal de freio em uma situação real em um Mini Baja, forças maiores que as calculadas, irá ocorrer um travamento nas rodas, que é o desejado em uma competição. Percebe-se que o protótipo cumpriria aos requisitos da SAE Internacional impostos nas competições realizadas pela SAE Brasil.

O modelo de simulação gerou resultados coerentes com a realidade vivida na prática do projeto Baja SAE, o que traz grande importância para futuros designs de protótipos. É possível conferir parâmetros de projetos para obtenção de resultados positivos numa prova de freio de competição, além de facilitar um relatório, apenas modificando os parâmetros do carro nos anexos C e D.

A análise térmica completa do disco permite aos projetistas prever futuras e possíveis falhas relativas ao ganho de temperatura excessivo, além de detalhar quais são os fatores importantes desta análise, dando condições ao projetista de fazer uma correta seleção de material e um dimensionamento adequado do rotor de freio para que toda possibilidade de falha seja eliminada. Também foi visto que, mesmo numa análise conservativa, o protótipo MR16 atenderia às solicitações térmicas de projeto. O algoritmo encontrado no anexo B possui o cálculo completo desta análise, fazendo-se necessário apenas adaptar os dados de entrada do veículo e da condição de frenagem para uma avaliação futura.

8. SUGESTÃO PARA FUTUROS TRABALHOS

Para futuros projetos, uma inclusão de valores de suspensão melhor aprofundada poderia enriquecer os cálculos e trazer resultados mais próximos ainda à realidade. Um aumento dos graus de liberdade do veículo, incluindo dinâmica lateral, abre possibilidade para uma análise completa do comportamento do veículo não só na frenagem ou na aceleração, como em qualquer situação imposta, além de aumentar a precisão dos resultados. O aumento de graus de liberdade deste estudo também permite uma análise roda a roda do veículo, permitindo analisar qual roda possui maior dificuldade de travamento, se seria necessário um mecanismo de ajuste tipo barra de balanço.

Uma análise direcionada ao travamento das rodas, estudando a relação de atrito entre o disco e pastilha, também aumentaria a precisão dos resultados e permitiria conhecer quando as rodas travaram e se voltaram a rolar no meio do processo de frenagem, pois no momento de travamento o atrito dinâmico entre pastilha e disco utilizado nos cálculos passaria a ser estático, o que aumentaria o torque de frenagem, porém sua variação devido à temperatura ou mudança no atrito entre pneu e solo poderiam causar um retorno da rotação nas rodas.

É possível aprofundar o estudo térmico para aferir sua interferência na frenagem de forma mais precisa, alterando valores de força no pedal para variar a desaceleração, como realizado no capítulo 6, apenas analisando fatores mecânicos do veículo, e realizar ensaios para que se visualizem possíveis mudanças no atrito entre os elementos de fricção devido à alta temperatura.

Estudar como a temperatura vai influenciar em atritos estáticos e dinâmicos ou vai gastar mais a pastilha de freio, trazendo resultados que agreguem valor às equipes de Baja SAE. Analisar também a transferência do calor gerado para demais componentes, como pinça, mangueiras e fluido de freio (que pode vaporizar em alta temperatura, reduzindo a pressão), além do efeito da temperatura na pastilha, que sofre vitrificação em altas temperaturas.

9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] LIMPERT, Rudolf – Brake Design and Safety, 3^aed, 2010
- [2] “FlatOut,” Publicação Online. <<http://www.flatout.com.br/e-isto-o-que-acontece-quando-voce-perde-os-freios-do-seu-chevrolet-camaro-no-circuito-de-sebring/>> [Disponível em 10 de novembro de 2016]
- [3] “Coisas de Engenheiros,” Wordpress, Publicação Online. <<https://coisasdeengenheiro.wordpress.com/category/dinamica-da-frenagem/>> [Disponível em 10 de novembro de 2016]
- [4] “Fórmula UFSCAR,” Blog. Publicação Online. <<http://www.formula.ufscar.br/blog/freios-a-disco-ou-a-tambor-diferencas-e-aplicacoes/>> [Disponível em 10 de novembro de 2016]
- [5] NORMA ABNT NBR 10966:2013– VEÍCULOS RODOVIÁRIOS AUTOMOTORES – SISTEMA DE FREIO, 2013
- [6] “BOSCH,” A Instituição. Publicação Online. <<http://www.bosch-presse.de/presseforum/details.htm?txtID=4968>> [Acesso em 10 de novembro de 2016]
- [7] RESOLUÇÃO CONTRAN Nº 380, DE 28 DE ABRIL DE 2011
- [8] GENTA, Giancarlo e MORELLO, Lorenzo - The Automotive Chassis, Volume 1: Components Design, 2009
- [9] BUDYNAS, Richard G. e NISBETT, J. Keith – Elementos de Máquinas de Shigley – 7^a Edição, 2008
- [10] Sistemas de Freio a Ar (Apostila de Treinamento – Nível II) – Wabco Freios – Brasil, 2001
- [11] ROSA, da E.; LEAL, L. da C. M.; NICOLAZZI, L. C., publicação técnica, Uma introdução à modelagem quase estática de veículos automotores de rodas (2008)
- [12] GILLESPIE, Thomas D. – Fundamentals of Vehicle Dynamics – SAE International, 1992
- [13] KREITH, F., Principles of Heat Transfer, International Textbook Company, 1965
- [14] “SAE Brasil,” A Instituição. Publicação Online. <<http://saebrasil.org.br/>> [Disponível em 10 de novembro de 2016]

Anexo A – Algoritmo da Transferência de Carga na Frenagem Simplificada

```

close all
clear
clc

%%Dados de entrada
Vmax=47.5; %Velocidade máxima aproximada conseguida num veículo baja
Fpedal=18.35; %Força média feminina utilizada no pedal de freio

%%Dados do veículo
M=285; %massa estática do carro em kgf
ganho=5.1; %ganho de força
Dcm=19.05; %diâmetro do cilindro mestre (mm)
De=0.0254; %diâmetro do pistão da pinça de freio (m)
D2= 0.15; %diâmetro do disco traseiro (m)
D1=0.15; %diâmetro do disco dianteiro (m)
hpastilha=0.0223; %Altura da pastilha de freio (m)
mi_discoxpast=0.4; %coeficiente de atrito entre a pastilha de freio e
o disco de freio
R=0.2667; %raio do pneu(m)
RI=0.2561; %raio do pneu carregado (m)
mi_x=0.85; %coeficiente de atrito do asfalto seco
Hcg=0.5; %altura do centro de gravidade (m)
l=1.22; %distância entre eixos
b2=0.488; %distância entre eixo traseiro e centro de gravidade (m)
b1=0.732; %distância entre eixo dianteiro e centro de gravidade (m)

%%Dados fixos
delta=sqrt((R^2)-(RI^2))/3 %
V0=13.194; %Velocidade inicial em m/s = Vmax/3.6
g=9.81; %Gravidade
Fcm=Fpedal*ganho*g; %Força no cilindro mestre (N)
Acm=285.022956992342; %Area do cilindro mestre (mm²)
Plinha=Fcm/Acm; %Pressão na linha de freio (MPa)
Ae=((pi*De^2)/4)*2; %Área total dos pistões por pinça (sendo 2
pistões)
Fcontato=Ae*Plinha*(10^6)*2; %Força de contato das pastilhas (N)
ang_past=(2*pi)*60/360; %De acordo com Shigley-ângulo da pastilha
Rext2=D2/2; %raio externo da pastilha traseira
Rext1=D1/2; %raio externo da pastilha dianteira
rint2 = Rext2-hpastilha; %raio interno pastilha traseira
rint1 = Rext1-hpastilha; %raio interno pastilha dianteira
P2=((Fcontato)/(((Rext2^2)-(rint2^2))*ang_past))*10^(-6); %Pressão
aplicada pelas pastilhas traseiras (MPa)
P1=((Fcontato)/(((Rext1^2)-(rint1^2))*ang_past))*10^(-6); %Pressão
aplicada pelas pastilhas dianteiras (MPa)
T2=((P2*2*ang_past*mi_discoxpast*((Rext2^3)-(rint2^3)))/3)*10^6;
%Torque em cada disco traseiro (N.m)
T1=((P1*2*ang_past*mi_discoxpast*((Rext1^3)-(rint1^3)))/3)*10^6;
%Torque em cada disco traseiro (N.m)
Tfreio2=T2*2; %Torque de frenagem no eixo traseiro (N.m)
Tfreio1=T1*2; %Torque de frenagem no eixo dianteiro (N.m)
Fx2=Tfreio2/RI;
Fx1=Tfreio1/RI;

if (Fx1/mi_x)>(M*D1)

    Fz1=Fx1/mi_x

end

```

```

if ((M*g)-Fz1)>0

    Fz2=(M*g)-Fz1

end

%%Dados de saída

a=-((Fz1*l/M)-(g*(b2-delta)))/Hcg %aceleração (m/s²)
tparada=abs((-V0*M)/((mi_x*Fz1)+(mi_x*Fz2))) %tempo de parada (s)
distparada=(V0^2)/(2*(-a)) %distância

figure('Color',[1 1 1])
PT = [1677.51 1153.046];
PD = [1118.34 1642.80];
A= [0 5.53];
plot(A,PT,'displayname','Força Traseira','linewidth',3)
hold on
plot(A,PD,'r','displayname','Força Dianteira','linewidth',3)
ylabel('Força (N)','fontsize',10)
xlabel('Aceleração (m/s^2)','fontsize',10)
title('Transferência de Carga','fontsize',15)

```

Anexo B – Algoritmo da Análise Térmica

```

clear all
close all

v0 = 32; % velocidade inicial em km/h

Ddisco = 0.150; % diâmetro do disco em metros
e = 0.004; % espessura do disco
Rroda = 0.2667; % raio da roda
ro = 7900; % densidade do material do disco
ME = 2*10^11; % módulo elástico do material do disco
ce = 420; % calor específico do material do disco
poisson = 0.29;
m = 285; % massa do carro em kg
v = v0/3.6; % velocidade em m/s
w = (v/(2*pi*Rroda))*6.2831856; % velocidade angular da roda
a = 5.53; % desaceleração na frenagem
Avarrida = 0.0110623331; % área varrida pelas pastilhas no disco
K = 169200; % condutividade térmica do material
alfa = 0.000015; % coeficiente de expansão térmica do material
Adisco = pi*((Ddisco/2)^2); % área da face do disco
vol = Adisco*e; % volume do disco
miar = 15.11*(10^(-6)); % viscosidade do ar
Kar = 0.023*1000; % condutividade térmica do ar
g = 9.81; % aceleração da gravidade
PF = 0.50; % proporção de frenagem

Pbav = ((g*m*a*v)/(2*g))*3600*PF*0.5*0.5; % potência média
gerada/absorvida na frenagem [Nm/h]
Pmax = Pbav*2; % potência máxima gerada/absorvida na frenagem [Nm/h]

q0 = Pmax/Avarrida; % fluxo de calor [Nm/hm²]

tparada = (v/a)/3600; % tempo de parada em h

deltaT = (Pbav*tparada)/(ro*ce*vol) % delta Temperatura após 1 parada
com convecção em kelvin ou graus Celsius

tciclo1 = 90; % tempo de resfriamento entre uma frenagem e outra em
segundos
tciclo2 = tciclo1/3600; % tempo de resfriamento entre uma frenagem e
outra em horas

Re = w*(Ddisco^2)/miar; %Reynolds rotacional

if Re > 1000000
    h = 0.4*(Kar/Ddisco)*(Re^0.8);
else
    h = 0.7*(Kar/Ddisco)*(Re^0.55);
end

t_final = 100;
t = 0:1:t_final;
n = length(t);

for i = 1:n
    deltaTgeral(i) = deltaT*(1-exp((-
t(i))*h*Adisco*tciclo2)/(ro*ce*vol)))/(1-exp((-

```

```
h*Adisco*tciclo2)/(ro*ce*vol)); % temperatura do disco após N
frenagens
end

figure (1)
plot(t, (30+deltaTgeral))
xlabel('Número de Frenagens Seguidas')
ylabel('Temperatura (°C)')
```

Anexo C – Algoritmo de Dinâmica Longitudinal 1

```

clear all
close all
global desl pesor1 pesor2 pesop peso k1 k2 kp kp1 kp2 Mc Mct Mr1 Mr2
Mp Mb Ma a b c Hcm mie mid b1 b2 bp bp1 bp2 K1
%
K1 = 7.3; %Relação entre a Força da pista no pneu dianteiro e a Força
aplicada ao pedal

%Dados variáveis

desl = 0;
v_ini = 32; %Velocidade inicial em km/h
v_ini = v_ini/3.6; %Convertendo Velocidade inicial para m/s
%
g = 9.81; %Gravidade
Mc = 149.6; %Massa do carro
Mp = 60; %Massa piloto
Mr1 = 17.7; %Massa roda dianteira
Mr2 = 20; %Massa roda traseira
peso = Mc*g; %Peso do carro
pesop = Mp*g; %Peso do piloto
pesor1 = Mr1*g; %Peso da roda dianteira
pesor2 = Mr2*g; %Peso da roda traseira
Mct = Mc+Mp+Mr1*2+Mr2*2; %Massa do carro total

I = 66.86; %Momento de inércia em y (Pitch) [kg/m²]
b1 = 300*2; %Amortecimento suspensão dianteira
b2 = 300*2; %Amortecimento suspensão traseira
bp = 923.62*2; %Amortecimento piloto
bp1 = 3290*2; %Amortecimento pneu dianteiro
bp2 = 3290*2; %Amortecimento pneu traseiro
k1 = 19380*2; %Rigidez suspensão dianteira
k2 = 19380*2; %Rigidez suspensão traseira
kp = 12436; %Rigidez piloto
Ppneu = 40; %Pressão no pneu
kp1 = (3.793*Ppneu+11.83)*2000; %Rigidez pneu 1
kp2 = (3.793*Ppneu+11.83)*2000; %Rigidez pneu 2
a = 0.488; %Distancia roda dianteira ao CM
b = 0.732; %Distancia roda traseira ao CM
c = 0.1; %Distancia do piloto ao CM
Hcm = 0.5; % Altura do CM
%
mie = 0.85; % Coeficiente de atrito estático
mid = 0.45; % Coeficiente de atrito dinâmico
%
M = [Mc 0 0 0 0;
      0 I 0 0 0;
      0 0 Mp 0 0;
      0 0 0 Mr1 0;
      0 0 0 0 Mr2];

B = [b1+b2+bp b1*b-b2*a-bp*c -bp -b1 -b2;
      b*b1-a*b2-c*bp b1*b^2+b2*a^2+bp*c^2 bp*c -b1*b b2*a;
      -bp c*bp bp 0 0;
      -b1 -b1*b 0 b1+bp1 0;
      -b2 b2*a 0 0 b2+bp2];

K = [k1+k2+kp k1*b-k2*a-kp*c -kp -k1 -k2;

```

```

k1*b-k2*a-kp*c k1*b^2+k2*a^2+kp*c^2 kp*c -k1*b k2*a;
-kp kp*c kp 0 0;
-k1 -k1*b 0 k1+kp1 0;
-k2 k2*a 0 0 k2+kp2];

Ma = [zeros(5) eye(5);
      -inv(M)*K -inv(M)*B]; % Matriz de estado sem dinâmica
longitudinal

Mb = [zeros(5);
      inv(M)];
%
t_final = 6;
tspan = [0 t_final];
y0 = [0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 v_ini];
[t,y]=ode45('mod_fren_5',tspan,y0);
n = length(t);
x = y(1:n,1);
teta = y(1:n,2);
v = y(1:n,6);
w = y(1:n,7);
z = y(1:n,11);
vz = y(1:n,12);

%%

xr1 = y(1:n,4);
xr2 = y(1:n,5);
for i = 1:n
    Fpedal(i) = 200;
    Nd(i) = abs(kp1*xr1(i));
    Nt(i) = abs(kp2*xr2(i));
    Fadmax = mie*Nd(i);
    Fatmax = mie*Nt(i);
    Famax = Fadmax + Fatmax; % Força da pista no pneu máxima
    (atrito estático)
    Fa_pneu = K1 * Fpedal(i); % Força da pista no pneu sem
    que haja deslizamento
    %
    if Fa_pneu >= Famax
        Fa(i) = mid*Nd(i) + mid*Nt(i); % Força de atrito
    dinâmico
    else
        Fa(i) = Fa_pneu;
    end
    if vz(i) <= 0.01
        Fa(i) = 0;
    end
    az(i) = Fa(i)/Mct;
end

%Gerando gráficos

figure(1)
plot(t,x/100,'g','LineWidth',1.5)
grid on
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Deslocamento vibratório (cm)')
figure(2)
plot(t,teta*180/pi,'LineWidth',1.5)

```

```
grid on
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Ângulo Pitch (graus)')
figure(3)
plot(t,z,'g','LineWidth',1.5)
grid on
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Deslocamento horizontal (m)')
figure(4)
plot(t,vz*3.6,'g','LineWidth',1.5)
grid on
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Velocidade horizontal (m/s)')
figure(5)
plot(t,az,'g','LineWidth',1.5)
grid on
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Aceleração horizontal (m/s2)')
plot(t,Nd,'displayname','Peso no eixo dianteiro','LineWidth',1.5)
grid on
hold on
plot(t,Nt,':','displayname','Peso no eixo traseiro','LineWidth',1.5)
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Peso no eixo (N)')

%Mostrando dados relevantes

disp('Distância total percorrida até a parada em metros'); dist(1)
disp('Tempo total até a parada em segundos'); tempo(1)
disp('Desaceleração'); max(az)
```


Anexo D – Algoritmo de Modelagem Dinâmica

```

function yp = mod_fren(t,y)
global pesor1 pesor2 pesop peso k1 k2 kp kp1 kp2 Mc Mct Mr1 Mr2 Mp Mb
Ma a b c Hcm mie mid b1 b2 bp bp1 bp2 K1
%
Fpedal = 450;      % Força aplicada ao pedal (N)
%
if y(12) <= 0
    y(12) = 0;
end
%
Nd = abs(kp1*y(4));
Nt = abs(kp2*y(5));
Fadmax = mie*Nd;
Fatmax = mie*Nt;
Famax = Fadmax + Fatmax;      % Força da pista no pneu máxima (atrito
estático)
Fa_pneu = K1 * Fpedal; % Força da pista no pneu sem que haja
deslizamento
%
if Fa_pneu >= Famax
    Fa = mid*Nd + mid*Nt;      % Força de atrito dinâmico
else
    Fa = Fa_pneu;
end
%
if y(12)==0
    Fa=0;
end
aa = [Ma zeros(10,2);zeros(2,11) [1;0]]; % Matriz de estado com
dinâmica longitudinal
bb = [Mb zeros(10,1);zeros(2,5) [0;1]];
%
Ft = [-peso;-Fa*Hcm;-pesop;-pesor1;-pesor2;-Fa/Mct];
%
yp = aa * y + bb*Ft;

```