

The background features a complex technical illustration of various gears and mechanical components in shades of grey and blue. A prominent diagonal split separates the top-left area, which is white with faint gear patterns, from the bottom-right area, which is a solid, vibrant blue. The overall aesthetic is clean and modern, typical of a technical or engineering publication.

**Henrique Ajuz Holzmann
João Dallamuta
(Organizadores)**

Impactos das Tecnologias na Engenharia Mecânica 2

Atena
Editora
Ano 2019

Henrique Ajuz Holzmann
João Dallamuta
(Organizadores)

**Impactos das Tecnologias na
Engenharia Mecânica**
2

Atena Editora
2019

2019 by Atena Editora

Copyright © da Atena Editora

Editora Chefe: Profª Drª Antonella Carvalho de Oliveira

Diagramação e Edição de Arte: Lorena Prestes e Geraldo Alves

Revisão: Os autores

Conselho Editorial

- Prof. Dr. Alan Mario Zuffo – Universidade Federal de Mato Grosso do Sul
Prof. Dr. Álvaro Augusto de Borba Barreto – Universidade Federal de Pelotas
Prof. Dr. Antonio Carlos Frasson – Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Prof. Dr. Antonio Isidro-Filho – Universidade de Brasília
Profª Drª Cristina Gaio – Universidade de Lisboa
Prof. Dr. Constantino Ribeiro de Oliveira Junior – Universidade Estadual de Ponta Grossa
Profª Drª Daiane Garabeli Trojan – Universidade Norte do Paraná
Prof. Dr. Darllan Collins da Cunha e Silva – Universidade Estadual Paulista
Profª Drª Deusilene Souza Vieira Dall’Acqua – Universidade Federal de Rondônia
Prof. Dr. Eloi Rufato Junior – Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Prof. Dr. Fábio Steiner – Universidade Estadual de Mato Grosso do Sul
Prof. Dr. Gianfábio Pimentel Franco – Universidade Federal de Santa Maria
Prof. Dr. Gilmei Fleck – Universidade Estadual do Oeste do Paraná
Profª Drª Girlene Santos de Souza – Universidade Federal do Recôncavo da Bahia
Profª Drª Ivone Goulart Lopes – Istituto Internazionele delle Figlie de Maria Ausiliatrice
Profª Drª Juliane Sant’Ana Bento – Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Prof. Dr. Julio Candido de Meirelles Junior – Universidade Federal Fluminense
Prof. Dr. Jorge González Aguilera – Universidade Federal de Mato Grosso do Sul
Profª Drª Lina Maria Gonçalves – Universidade Federal do Tocantins
Profª Drª Natiéli Piovesan – Instituto Federal do Rio Grande do Norte
Profª Drª Paola Andressa Scortegagna – Universidade Estadual de Ponta Grossa
Profª Drª Raissa Rachel Salustriano da Silva Matos – Universidade Federal do Maranhão
Prof. Dr. Ronilson Freitas de Souza – Universidade do Estado do Pará
Prof. Dr. Takeshy Tachizawa – Faculdade de Campo Limpo Paulista
Prof. Dr. Urandi João Rodrigues Junior – Universidade Federal do Oeste do Pará
Prof. Dr. Valdemar Antonio Paffaro Junior – Universidade Federal de Alfenas
Profª Drª Vanessa Bordin Viera – Universidade Federal de Campina Grande
Profª Drª Vanessa Lima Gonçalves – Universidade Estadual de Ponta Grossa
Prof. Dr. Willian Douglas Guilherme – Universidade Federal do Tocantins

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) (eDOC BRASIL, Belo Horizonte/MG)

I34 Impactos das tecnologias na engenharia mecânica 2 [recurso eletrônico] / Organizadores Henrique Ajuz Holzmann, João Dallamuta. – Ponta Grossa (PR): Atena Editora, 2019. – (Impactos das Tecnologias na Engenharia Mecânica; v. 2)

Formato: PDF

Requisitos de sistema: Adobe Acrobat Reader

Modo de acesso: World Wide Web

ISBN 978-85-7247-247-0

DOI 10.22533/at.ed.470190504

1. Automação industrial. 2. Engenharia mecânica – Pesquisa – Brasil. 3. Produtividade industrial. 4. Tecnologia. I. Holzmann, Henrique Ajuz. II. Dallamuta, João. III. Série.

CDD 670.427

Elaborado por Maurício Amormino Júnior – CRB6/2422

O conteúdo dos artigos e seus dados em sua forma, correção e confiabilidade são de responsabilidade exclusiva dos autores.

2019

Permitido o download da obra e o compartilhamento desde que sejam atribuídos créditos aos autores, mas sem a possibilidade de alterá-la de nenhuma forma ou utilizá-la para fins comerciais.

www.atenaeditora.com.br

APRESENTAÇÃO

A Engenharia Mecânica pode ser definida como o ramo da engenharia que aplica os princípios de física e ciência dos materiais para a concepção, análise, fabricação e manutenção de sistemas mecânicos

Nos dias atuais a busca pela redução de custos, aliado a qualidade final dos produtos é um marco na sobrevivência das empresas. Nesta obra é conciliada duas atividades essenciais a um engenheiro mecânico: Projetos e Simulação.

É possível observar que na última década, a área de projetos e simulação vem ganhando amplo destaque, pois através de simulações pode-se otimizar os projetos realizados, reduzindo o tempo de execução, a utilização de materiais e os custos finais.

Dessa forma, são apresentados trabalhos teóricos e resultados práticos de diferentes formas de aplicação e abordagens nos projetos dentro da grande área das engenharias.

Trabalhos envolvendo simulações numéricas, tiveram um grande avanço devido a inserção de novos softwares dedicados a áreas específicas, auxiliando o projetista em suas funções. Sabe-los utilizar de uma maneira eficaz e eficiente é um dos desafios dos novos engenheiros.

Neste livro são apresentados vários trabalhos, alguns com resultados práticos, sobre simulações em vários campos da engenharia industrial, elementos de maquinas e projetos de bancadas práticas.

Um compendio de temas e abordagens que constituem a base de conhecimento de profissionais que se dedicam a projetar e fabricar sistemas mecânicos e industriais.

Boa leitura

Henrique Ajuz Holzmann
João Dallamuta

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1	1
RESOLUÇÃO DA EQUAÇÃO DA DIFUSÃO UNIDIMENSIONAL COM SOLUÇÃO SUAVE UTILIZANDO MALHA ADAPTATIVA	
<i>Gabriel Marcos Magalhães</i> <i>Hélio Ribeiro Neto</i> <i>Aristeu da Silveira Neto</i>	
DOI 10.22533/at.ed.4701905041	
CAPÍTULO 2	14
USO DE MALHAS NÃO-ESTRUTURADAS NA RESOLUÇÃO DA EQUAÇÃO DA DIFUSÃO	
<i>Gabriel Marcos Magalhães</i> <i>Alessandro Alves Santana</i>	
DOI 10.22533/at.ed.4701905042	
CAPÍTULO 3	29
MÉTODOS NUMÉRICOS: DIFERENÇAS FINITAS E GUIA DE ONDAS DIGITAIS 1D E 2D - COMPARATIVO DE FREQUÊNCIAS	
<i>Brenno Lobo Netto Peixoto</i> <i>Marlipe Garcia Fagundes Neto</i>	
DOI 10.22533/at.ed.4701905043	
CAPÍTULO 4	43
INFLUÊNCIA DA DISCRETIZAÇÕES ESPACIAL E TEMPORAL EM PROBLEMA PURAMENTE ADVECTIVO	
<i>Thiago Fernando Santiago de Freitas</i> <i>Andreia Aoyagui Nascimento</i>	
DOI 10.22533/at.ed.4701905044	
CAPÍTULO 5	53
FRONTEIRA IMERSA PARA CORPOS ESBELTOS	
<i>João Rodrigo Andrade</i> <i>Aristeu Silveira Neto</i>	
DOI 10.22533/at.ed.4701905045	
CAPÍTULO 6	61
MATHEMATICAL AND NUMERICAL MODELLING OF GAS-SOLID TURBULENT FLOWS IN COMPLEX GEOMETRIES	
<i>Stella Rodrigues Ferreira Lima Ribeiro</i> <i>Letícia Raquel de Oliveira</i> <i>João Marcelo Vedovoto</i> <i>Aristeu da Silveira Neto</i>	
DOI 10.22533/at.ed.4701905046	
CAPÍTULO 7	69
ESTUDO NUMÉRICO DA DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA TRANSIENTE EM PLACAS	
<i>William Denner Pires Fonseca</i>	

*Táisa Santos Machado
Eduardo Mendonça Pinheiro
José Felipe Lopes de Carvalho
Sidney da Conceição Alves
Thiago Santana de Oliveira*

DOI 10.22533/at.ed.4701905047

CAPÍTULO 8 83

IDENTIFICAÇÃO EXPERIMENTAL E PROJETO DE UM PID PARA UM SERVOMECANISMO

*Wesley Pereira Marcos
Rodrigo Hiroshi Murofushi
Bruno Luiz Pereira*

DOI 10.22533/at.ed.4701905048

CAPÍTULO 9 98

MODELAGEM ESTOCÁSTICA DE ESTRUTURAS COMPÓSITAS CONTENDO SHUNT RESISTIVO PARA O CONTROLE PASSIVO DE VIBRAÇÕES

*Lorrane Pereira Ribeiro
Antônio Marcos Gonçalves de Lima
Victor Augusto da Costa Silva*

DOI 10.22533/at.ed.4701905049

CAPÍTULO 10 114

PROJETO E ANÁLISE DE VIBRAÇÕES POR ELEMENTOS FINITOS DE UM CHASSI TIPO SPACE FRAME MINI-BAJA

*Marcos Claudio Gondim
Ellberlandyo Lima Grangeiro
Antonio Eurick Soares Campelo
Lucas Rodrigues Oliveira
Bruno de Oliveira Carvalho*

DOI 10.22533/at.ed.47019050410

CAPÍTULO 11 126

SIMULAÇÕES DOS ESFORÇOS VIBRACIONAIS DO CABO CAA 795 MCM (TERN) ATRAVÉS DE MÉTODOS ANALÍTICOS E NUMÉRICOS DE VIBRAÇÃO

*Jhonattan Dias
Rodrigo Canestraro Quadros
Marcos Jose Mannala
Marcio Tonetti*

DOI 10.22533/at.ed.47019050411

CAPÍTULO 12 133

PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UM SISTEMA DE FREIO APLICADO A UM VEÍCULO OFF-ROAD DO TIPO BAJA-SAE

*Felipe Alencar Motta
Lucas Rocha Dias da Silva*

DOI 10.22533/at.ed.47019050412

CAPÍTULO 13	146
OTIMIZAÇÃO DA ESCOLHA DA RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO DE VEÍCULOS AUTOMOTORES ATRAVÉS DE MODELAGEM MATEMÁTICA: O PROJETO BAJA SAE	
<i>Pedro Melo Biz</i> <i>Leonardo Gomes</i> <i>Antônio Brasil</i>	
DOI 10.22533/at.ed.47019050413	
CAPÍTULO 14	157
ANÁLISE CINEMÁTICA DE SUSPENSÃO TRAILING ARM COM CAMBER LINKS PARA VEÍCULO OFF-ROAD	
<i>Francisco José Rodrigues de Sousa Júnior</i> <i>João Lucas Jacob Araújo</i> <i>Gustavo Luis dos Santos Silva</i> <i>Antônio Ítalo Rodrigues Pedrosa</i>	
DOI 10.22533/at.ed.47019050414	
CAPÍTULO 15	169
APLICAÇÃO DE EQUAÇÕES DIFERENCIAIS DE 2ª ORDEM EM SUSPENSÃO VEICULAR	
<i>Alaí de Souza Machado</i> <i>Pedro Henrique Rodrigues Taveira</i> <i>Filipe Gomes Soares</i> <i>Domingos dos Santos Ponciano</i> <i>Marcus Victor de Brito Rodrigues</i> <i>João Lucas Jacob Araújo</i> <i>Gean Carlos Moura Mota</i>	
DOI 10.22533/at.ed.47019050415	
CAPÍTULO 16	178
ANÁLISE AERODINÂMICA: SIMULAÇÃO FLUIDO DINÂMICA DO PROTÓTIPO EC-05 DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DA EQUIPE COYOTE	
<i>Paulo Henrique Pereira Araujo</i> <i>Josué Alves Rodrigues Junior</i> <i>Thaiane Mayara Marques Licar</i>	
DOI 10.22533/at.ed.47019050416	
CAPÍTULO 17	190
APLICAÇÃO DE SISTEMAS NEURO-FUZZY NA PREDIÇÃO DO COEFICIENTE DE SUSTENTAÇÃO DO AEROFÓLIO NACA 1412	
<i>Vitor Taha Sant'Ana</i> <i>Bruno Luiz Pereira</i> <i>Tobias Moraes</i> <i>Roberto Mendes Finzi Neto</i>	
DOI 10.22533/at.ed.47019050417	

CAPÍTULO 18	195
AVALIAÇÃO DA IMPLEMENTAÇÃO DE TÉCNICAS DE CONTROLE ATIVO DE RUÍDO EM VENEZIANAS ACÚSTICAS COM CONFIGURAÇÕES DISTINTAS VIA ELEMENTOS FINITOS	
<i>Geisa Arruda Zuffi</i>	
<i>Fabiana Alves Pereira</i>	
<i>Marcus Antonio Viana Duarte</i>	
DOI 10.22533/at.ed.47019050418	
CAPÍTULO 19	203
ABSORVEDORES ACÚSTICOS DE RUÍDO: MODELAGEM NUMÉRICA	
<i>Fabiana Alves Pereira</i>	
<i>Geisa Arruda Zuffi</i>	
<i>Israel Jorge Cárdenas Nuñez</i>	
<i>Marcus Antonio Viana Duarte</i>	
DOI 10.22533/at.ed.47019050419	
CAPÍTULO 20	211
INVESTIGAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA ESCOLHA DAS DIMENSÕES DO RECEPTOR NO MÉTODO DO TRAÇADO DE RAIOS ACÚSTICOS	
<i>Henrique Gebran Silva</i>	
<i>Marlipe Garcia Fagundes Neto</i>	
<i>Pollyana Alves Resende</i>	
DOI 10.22533/at.ed.47019050420	
SOBRE OS ORGANIZADORES	228

PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UM SISTEMA DE FREIO APLICADO A UM VEÍCULO *OFF-ROAD* DO TIPO BAJA-SAE

Felipe Alencar Motta

Universidade Católica Dom Bosco (UCDB)
Campo Grande – MS

Lucas Rocha Dias da Silva

Universidade Católica Dom Bosco (UCDB)
Campo Grande – MS

RESUMO: Este trabalho consiste na elaboração de um projeto para construção do sistema de freios de um veículo off-road do tipo Baja SAE. O sistema de freios é de extrema importância em qualquer veículo de transporte, pois é o responsável pela frenagem total ou parcial de um veículo, evitando acidentes e proporcionando segurança aos passageiros. Para tal, o freio transforma a energia cinética do veículo em energia térmica dissipada. Portanto, para que um sistema de freio seja capaz de frear um veículo com segurança, estabilidade e eficiência, é necessário que haja um correto dimensionamento de seus componentes. Serão abordados os principais sistemas de freio automotivo, bem como a metodologia utilizada para projeto, que implicará no dimensionamento de o todo o sistema de freio.

PALAVRAS-CHAVE: Freio a Disco, Balance Bar, Projeto Baja, Sistema de Freio.

ABSTRACT: This work describes the brake system design of an off-road vehicle, Baja SAE.

The brake system is of utmost importance in any transport vehicle. It is responsible for the total or partial braking of a vehicle, preventing accidents and providing safety to passengers. The elementary principle of brakes systems, is the kinetic energy conversion into thermal, which is dissipated to the environment. Brake system performance, efficiency, and stability were analyzed based on classical vehicle dynamics theories, resulting in a correct dimensioning of its components. The main automotive brake systems will be addressed as well as the methodology used for the project, which involves the design of the entire brake system.

KEYWORDS: Disc Brake, Balance Bar, Baja Project, Brake System.

1 | INTRODUÇÃO

Neste artigo serão abordados os principais tipos de freio automotivo, bem como seus componentes e características. Serão expostas as diretrizes de projeto, e os fatores pertinentes para um apropriado dimensionamento de um sistema de freios aplicado a um veículo *off-road* do tipo Baja SAE.

O sistema de freios é extremamente importante para a segurança do piloto e dos outros em sua volta, e não é diferente no projeto

Baja. O Projeto Baja é realizado através de atividades extracurriculares, envolvendo acadêmicos dos cursos de Engenharia, e outros, e visa a construção de um veículo *off-road* para participação em competições Baja SAE.

O Baja SAE teve início nos EUA em 1976, e atualmente possui grande visibilidade no ramo automobilístico. As equipes participantes buscam melhorar seus projetos em cada edição da competição, visando à inovação tecnológica. Os alunos que participam do programa, além de absorver conhecimento técnico na área automobilística, ganham experiência considerável na elaboração de projetos, gerenciamento, elaboração de orçamento, design, comunicação, análises e planejamento.

O programa é dividido em grupos de acordo com os sistemas que compõem um veículo automotivo. São eles: sistema de freios, suspensão, gaiola, transmissão e marketing. Desta forma, os integrantes de cada grupo se tornam especialistas em sua área de atuação.

Com isto, a problemática deste trabalho consiste na necessidade de garantir maior eficiência dinâmica e segurança, pelo apropriado dimensionamento do sistema de freio. Além disso, tendo em vista a prova eliminatória de frenagem da competição Baja SAE, o sistema deve ser projetado para travar as quatro rodas em uma drástica situação de frenagem.

O freio é um dos elementos de maior relevância em um veículo automotivo, sendo ele de passeio ou competição. Pois, sem o freio, um veículo opera com total falta de segurança. Além de prevenir acidentes, um freio bem projetado também é capaz de aumentar o desempenho dinâmico do veículo.

O aumento do rendimento dinâmico veicular se dá pelo seguinte motivo: quando há um dimensionamento apropriado do sistema de freio, seu acionamento torna-se mais fácil e adequado às diversas situações de frenagem. Desta forma, é evitado derrapagens e frenagens bruscas, e a retomada de aceleração é otimizada.

2 | OBJETIVO

Primeiramente será realizado um levantamento bibliográfico, como base de estudo para o correto dimensionamento dos componentes. No qual serão expostos os principais sistemas de freio, bem como as equações pertinentes no que tange a dinâmica de frenagem.

Em seguida serão apresentadas as premissas de projeto para o dimensionamento e escolha dos componentes, onde de acordo com a viabilidade econômica e funcional, poderão ser adquiridas peças disponíveis no mercado.

Após o devido dimensionamento, serão realizados os cálculos de resistência dos materiais para escolha dos materiais usados na construção dos componentes, sempre visando à economia e a redução de peso. Para embasamento teórico, serão utilizados softwares computacionais avançados.

3 | REVISÃO DA LITERATURA

3.1 Freio Automotivo

Um sistema de freios funciona com base no princípio de Pascal, apresentado por Brunetti (2008), no qual a pressão exercida em um fluido ideal em equilíbrio é transmitida integralmente a todos os pontos deste fluido, bem como às paredes de seu recipiente. Na prática, ao acionar os freios através do pedal, gera-se uma pressão no fluido de freio mediante movimentação do pistão do cilindro-mestre, no qual o fluido está depositado. Essa pressão é transmitida para todo o sistema de freios através das tubulações flexíveis, gerando uma força de frenagem nas rodas. Segundo Limpert (1999), devido ao fato do veículo estar conectado ao solo por forças de tração, a força de frenagem nunca será maior que a força de atrito resultante entre a interação pneu-solo do veículo.

3.2 Freio a Disco

Segundo Puhn, (1987), freios a disco são os mais utilizados em veículos de competição. Além de automóveis, sua aplicação se estende a aviões e locomotivas. Foram primeiramente utilizados em carros no final dos anos quarenta. Em virtude de grande parte de sua área ficar em contato com o ar exterior, o freio a disco dissipa calor rapidamente, no qual implica numa maior capacidade de frenagem. Esta característica justifica o fato de veículos de alto desempenho possuírem freios a disco ventilados.

Um sistema de freio a disco possui os seguintes componentes principais: pinça de freio, cilindro mestre, haste do pistão do cilindro mestre ou *pushrod*, disco de roda, pedal de freio, e tubos flexíveis.

O disco de freio gira solidário à roda, e a pinça de freio permanece fixa na manga de eixo. Ao pisar no pedal, uma força resultante é transmitida ao fluido. Segundo Limpert (1999) esta força é multiplicada devido à relação existente entre a área do cilindro mestre e a área da pinça, que por sua vez é transmitida ao disco de freio, gerando um torque contrário ao movimento da roda.

Os elementos que compõem a pinça de freio são: *caliper*, ou corpo da pinça, pistão da pinça, e pastilhas de freio. Existem dois tipos de configuração de pinça de freio. O mais comum é o *caliper* tipo flutuante, e o outro é o *caliper* tipo fixo. A pinça do tipo flutuante possui um suporte móvel, e um ou dois pistões na parte interna do disco. Segundo Limpert (1999) devido ao efeito da ação e reação, ao exercer uma força no pistão da pinça, resultará em uma força contrária de mesma intensidade, que empurrará a carcaça da pinça contra o disco de freio. Por possuir uma construção mais simples, a pinça do tipo flutuante apresenta menor custo e peso, e é mais utilizada em carros e motos de passeio. Bem como, a chance de ocorrer vazamento de fluido é menor, pois existe uma quantidade menor de partes móveis em seu mecanismo. Segundo Puhn (1987), o *caliper* tipo fixo é mais utilizado em veículos de corrida, e motos esportivas. Possui pistões dos dois lados do disco, tornando seu mecanismo

mais complexo e pesado. Os pistões de cada lado têm a função de pressionar somente uma das pastilhas contra o disco,

O pedal de freio é o elemento que fica em contato direto com o acionador. Consiste em uma haste pivotada, que tem a função de transmitir e ampliar a força exercida pelo motorista. Esta força é multiplicada pelo ganho, ou razão de pedal, e transmitida aos cilindros mestre. Segundo Puhn (1987), a razão de pedal para freios sem acionamento externo deve girar em torno de 5:1. A Figura (1) mostra o diagrama de corpo livre de um típico pedal de freio, sendo F a força de acionamento do motorista e P o ponto de pivô do pedal. O ganho do pedal é a razão entre as distâncias A e B .

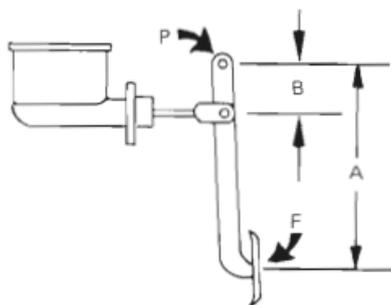


Figura 1: Diagrama de corpo livre de um típico pedal de freio (Fonte: Puhn, p. 70).

No cilindro mestre ocorre a movimentação, e pressurização do fluido em um sistema de freio. Dentro do cilindro mestre há um pistão, este pistão é conectado ao pedal. Quando força é aplicada no pedal de freio, o pistão é movimentado dentro do cilindro mestre, desta forma pressurizando o fluido de freio.

3.3. Freio a Tambor

O sistema de freio a tambor consiste basicamente pelo tambor, no qual abriga em seu interior as sapatas freio, o cilindro de roda, e a mola de retorno. Este sistema possui componentes comuns aos existentes no sistema de freio a disco. São eles: pedal de freio, cilindro mestre, e tubos flexíveis. Na superfície da sapata há material de atrito fixado por rebites ou cola especial. A frenagem se dá pelo atrito entre as sapatas de freio e o tambor. Quando a pressão no pedal é aliviada, as sapatas retornam à posição original com o auxílio das molas de retorno.

3.4. Vantagens do Freio a Disco

O sistema de freio a disco será o utilizado neste projeto por possui algumas vantagens em relação ao freio a tambor. Segundo Gillespie (1991) o freio a disco possui menor variação de torque durante uma situação de frenagem. Além disto, o freio a disco proporciona um torque mais elevado, devido à maior capacidade de dissipação de calor. A variação de torque é um fator determinante, pois, o excesso dessas variações causa desbalanceamento entre a força de frenagem no eixo traseiro

e dianteiro. Por sua vez, este desbalanceamento resulta em uma desaceleração menos consistente, desta forma aumentando a distância de parada.

Outra vantagem do freio a disco é a dificuldade em sofrer contaminações do meio externo. Pelo fato do disco estar exposto ao meio ambiente, as impurezas são expulsas através do efeito centrífugo. Bem como, sua estrutura permiti realizar manutenções e regulagens com maior facilidade.

4 | METODOLOGIA

A metodologia utilizada para dimensionar o cilindro mestre será a proposta por Gillespie (1991), no qual considera-se uma desaceleração constante durante uma situação de frenagem. Apesar de a desaceleração variar conforme vários fatores, assumir que a mesma é constante proporciona um resultado favorável para fins de projeto.

Os componentes sujeitos a esforços serão dimensionados observando sempre a mecânica de fratura, mediante cálculos de resistência dos materiais, ou simulação de elementos finitos através do *software* Ansys.

5 | DIMENSIONAMENTO E ESCOLHA DOS COMPONENTES

5.1 Pinça de Freio e Cilindro Mestre

Devido à complexidade da fabricação de uma pinça de freio, mostrou-se mais viável adquirir uma pinça disponível no mercado, adaptando os outros componentes às dimensões da pinça adquirida. A pinça de freio utilizada será a pinça traseira da moto Kawasaki KX 250F, no qual possui pistão único de 25,4 mm de diâmetro.

Como não há um protótipo pronto, serão estimados valores de acordo com recomendações encontradas na literatura, com características desejadas para um veículo competitivo, e de acordo com o geralmente observado em veículos de outras equipes:

- Distribuição de peso estático entre o eixo traseiro e dianteiro (o veículo será projetado para se aproximar ao máximo possível deste valor) = 50% eixo traseiro, 50% eixo traseiro;
- Massa do veículo (m) = 220 kg;
- Velocidade máxima atingida pelo BAJA mais veloz da competição BAJA SAE 2015 (V_o) = 50,7 km/h \cong 14,1 m/s;
- Diâmetro do pneu utilizado em BAJAS (D_p) = 21 pol;
- Diâmetro do disco de freio (D_d) = 160 mm;

- Distância entre eixos (L) = 1400 mm;
- Altura do ponto CG (c) = será considerado uma altura de 700 mm.

Para dimensionar o diâmetro do cilindro mestre, é necessário calcular os respectivos torques de frenagens necessários para travamento das rodas, para posteriormente calcular a forças que serão realizadas pela pinça de freio. A partir destas forças, é possível descobrir o diâmetro do cilindro mestre, através da igualdade entre pressões no sistema.

Segundo Gillespie (1991), de acordo com a FMVSS 105, que é uma norma de segurança de trânsito dos EUA, um veículo com todos os passageiros a bordo e com freios novos deve ser capaz de frear totalmente em distâncias que correspondem a uma desaceleração média de -5,18 m/s para uma velocidade de 48,3 km/h. Esta desaceleração será tomada como base, pois 48,3 km/h está bem próximo de 50,7 km/h.

Considerando um piloto com massa de 80 kg, a massa total de projeto será a soma da massa do veículo e do piloto, no qual resulta em 300 kg. O peso dinâmico de frenagem no eixo dianteiro P_f é dado pela Eq. (1), e o traseiro P_r é dado pela Eq. (2), e equivalem a 2248,5 N e 694,5 N, respectivamente. Onde P é o peso do veículo, D_x é a desaceleração considerada, e g é a aceleração da gravidade.

$$P_f = \frac{c}{L}P + \frac{h}{L}\frac{P}{g}D_x \quad (1)$$

$$P_r = \frac{b}{L}P - \frac{h}{L}\frac{P}{g}D_x \quad (2)$$

A força de atrito imposta pela interação pneu-solo F_{xm} no eixo dianteiro e eixo traseiro F_{xr} são dadas pela equação Eq. (3). Para um coeficiente de atrito μ_e de 0,6 tem-se que as forças de atrito equivalem a 1349,1 N para o eixo dianteiro e 416,7 N para o eixo traseiro.

$$F_{xm} = \mu_e P \quad (3)$$

Os torques de frenagem necessários para o travamento do eixo dianteiro T_{df} e traseiro T_{dr} , são dados pela Eq. (4), e equivalem a 359,8 N.m e 111,13 N.m, respectivamente.

$$T_d = F_{xm} \cdot \frac{D_p}{2} \quad (4)$$

Como o torque T_b gerado pela pinça de freio deve ser igual ao torque de frenagem, é possível descobrir a força F_{peq} necessária que deve ser realizada pelas pinças de freio, Eq. (5). Logo, para um coeficiente de atrito μ_{pin} entre a pinça de freio e o disco de roda de 0,4 a força F_{peq} para as pinças do eixo dianteiro e traseiro equivalem a 11243,9 N e 3472,93 N, respectivamente.

$$T_{df} = T_{bf} = F_{peq} \cdot \mu_{pin} \cdot \frac{D_d}{2} \quad (5)$$

Segundo Puhn (1987), o ganho mecânico C do pedal deve girar em torno de 5:1. Este mesmo autor diz que a força de acionamento para máxima desaceleração não deve ultrapassar 445 N. Visando um freio com acionamento de carga mediana, conciso, e dentro das recomendações foi determinada uma força de acionamento F_p de 200 N, que equivale a aproximadamente 20 kgf. De acordo com Limpert (1999), deve ser considerada uma eficiência mecânica η para o pedal. Este autor recomenda uma eficiência de 0,8. Portanto, a força F_{pis} transmitida aos cilindros mestres, para um ganho de 5, é dada pela Eq. (6), e equivale a 800 N.

$$F_{pis} = F_p \cdot C \cdot \eta \quad (6)$$

Portanto, como a pressão é igual em todo o sistema hidráulico é possível definir a relação entre a área da pinça e a área do cilindro mestre através da Eq. (7). Onde A_{cm} é a área do cilindro mestre, e A_{pin} é a área da pinça. Com a relação entre as áreas, e com o diâmetro da pinça já definido, tem-se que o diâmetro do cilindro mestre deverá ser de 11,8 mm.

$$\frac{F_{pis}}{2A_{cm}} = \frac{\frac{F_{peqf} + F_{peqr}}{2}}{4A_{pin}} = \frac{F_{peqf} + F_{peqr}}{8A_{pin}} \quad (7)$$

Deve-se levar em conta também a maior força que poderá ser exercida pelo piloto sobre o pedal. Neste projeto será considerada uma força máxima de 200 kgf. Utilizando a Eq. (6), tem-se que para a força de acionamento máxima a força $F_{máx}$ transmitida aos cilindros mestres equivale a 7848 N. Como a força necessária no eixo dianteiro é maior que a força necessária no eixo traseiro, a máxima pressão atuante no sistema ocorre no sistema do eixo dianteiro. Logo, a força F_d transferida ao cilindro mestre do eixo dianteiro é calculada pela Eq. (8) e equivale a 5423,97 N. Enquanto a pressão resultante calculada pela Eq. (9) equivale a 49,22 MPa.

$$F_d = F_{max} \left(1 - \frac{F_{xmr}}{F_{xmf}} \right) \quad (8)$$

$$P_{max} = \frac{F_d}{A_{cm}} \quad (9)$$

O material escolhido para usinagem do cilindro mestre e seu respectivo pistão foi o Alumínio 7075 T6, devido a sua alta resistência mecânica, baixo peso específico, e boa resistência a corrosão. Para dimensionar a espessura t da parede do cilindro mestre, foram utilizados os conceitos de vazo de pressão. Onde, a tensão normal circunferencial σ_c do vazo é dada pela Eq. (10). Igualando σ_c a tensão de escoamento do alumínio 7075 T6, e sendo r_i o raio interno do cilindro, tem-se que a espessura mínima da parede do cilindro mestre deverá ser de 1,15 mm.

$$\sigma_c = \frac{P_{max} \cdot r_i}{t} \quad (10)$$

5.2 Balance Bar e Pushrod

Conforme observado pelos cálculos da força de frenagem, tem-se que a força necessária no eixo dianteiro é 3,24 vezes maior que a força no eixo traseiro. Esta divisão entre as forças será dada através da posição em que será fixado o *pushrod* no eixo do balance bar. A Figura (2) mostra o diagrama de corpo livre do balance bar, sendo F_d a força transmitida ao cilindro mestre do eixo dianteiro, e F_t a força transmitida ao eixo traseiro. Para se obter a relação entre forças necessárias, a distância R_d deverá ser 3,24 vezes menor que a distância R_t . Esta configuração fará com que o eixo se incline durante uma situação de frenagem, por isto serão alocados na extremidade do eixo terminais rotulares que permitem este movimento de inclinação. O *pushrod* será projetado de uma forma que seja possível variar sua posição em relação ao eixo do balance bar. Por isto, para fins de dimensionamento, será considerada uma força de aplicação no meio do eixo, pois é onde ocorre a maior tensão resultante.

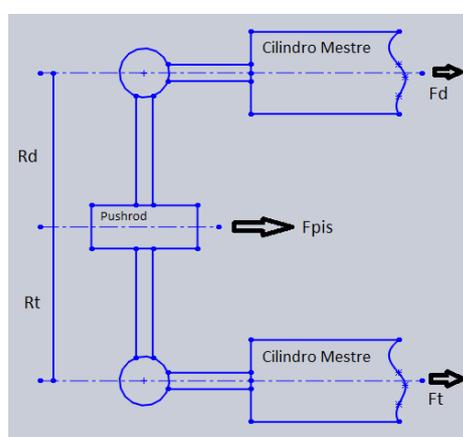


Figura 2: Diagrama de corpo livre do balance bar.

Para um eixo com 75mm de comprimento e 14 mm de diâmetro, e considerando uma força máxima de acionamento do motorista de 200 kgf, tem-se que a tensão máxima devido ao momento fletor equivale a 582,61 Mpa, e a tensão cisalhante máxima devido a força cortante equivale a 33,9 MPa. Encontrando as tensões principais através da Eq. (11), e utilizando o critério de Von Mises, apresentado por Hibbeler (2006), Eq. (12), para um coeficiente de segurança CS de 1,5, conclui-se que o material utilizado para a usinagem do eixo deverá ser o aço AISI 4340 temperado.

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2} \quad (11)$$

$$(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - (\sigma_1 \cdot \sigma_2)) < \left(\frac{\sigma_e}{CS}\right)^2 \quad (12)$$

O pushrod será fabricado em Alumínio 7075 T6, terá dois orifícios para apoio no chassi tubular, um furo roscado para alocação de um parafuso tipo rosca sem fim, que será o responsável pela regulagem da posição, e um orifício para alocação de

um terminal radial responsável por possibilitar o movimento de inclinação do eixo do balance bar.

5.3 Pedal e Disco de Freio

Os esforços no pedal e no disco de freio foram encontrados utilizando análise computacional de elementos finitos, através do software Ansys. Para o carregamento máximo considerado (200 Kgf), a tensão de Von Mises máxima no pedal foi de 286,63 MPa. A Figura. (3) mostra a disposição das tensões no pedal.

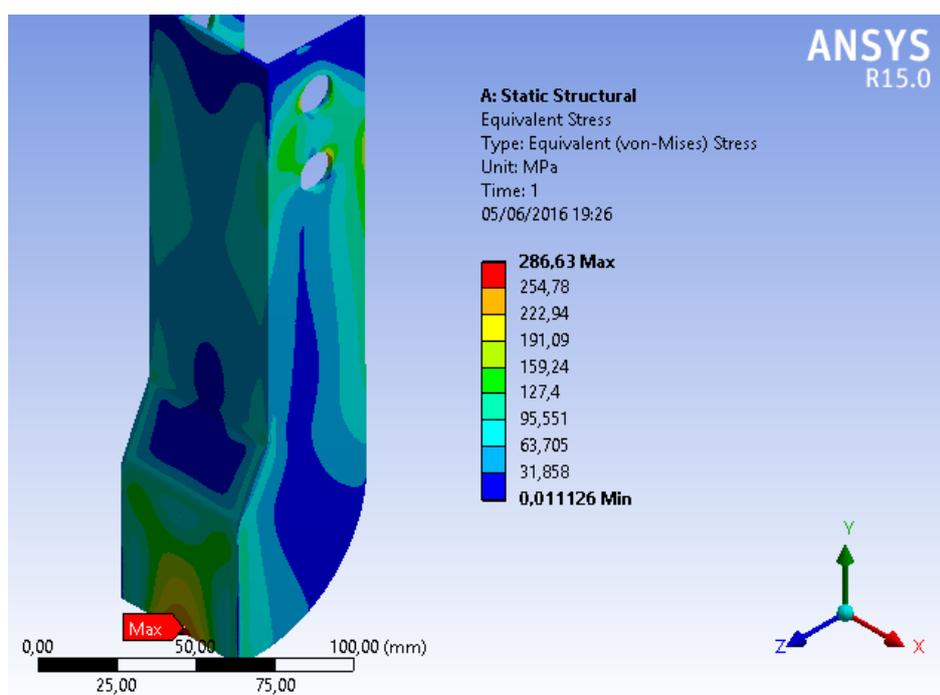


Figura 3: Análise de elementos finitos pelo software Ansys, referente aos esforços no pedal de freio.

Visando redução de peso, foi escolhido fabricar o pedal com fibra de carbono. O método de fabricação será laminação manual, utilizando resina epóxi como aglutinante e três lâminas de fibra de carbono. O molde do pedal será feito com espuma expansiva de poliuretano.

O disco de freio terá uma espessura compatível com a especificada no manual técnico da Kawasaki KX 250 F. Sendo: 4 mm de espessura e 160 mm de diâmetro.

Pela análise de esforços através do software Ansys. No qual, para o maior torque existente no sistema, Eq. (4), que corresponde à 179,9 N.m em cada roda, a tensão máxima no disco foi de 426,3 MPa, conforme Fig (4). E para a maior pressão de acionamento, Eq. (9), obteve-se uma tensão máxima resultante de 58,192 MPa, conforme Fig, (5). Somando estas duas tensões, e aplicando um coeficiente de segurança de 1,5 (um e meio), obtém-se uma tensão de projeto de 726,738 MPa. Portanto, o material utilizado na fabricação do disco de freio será o Aço AISI 4340.

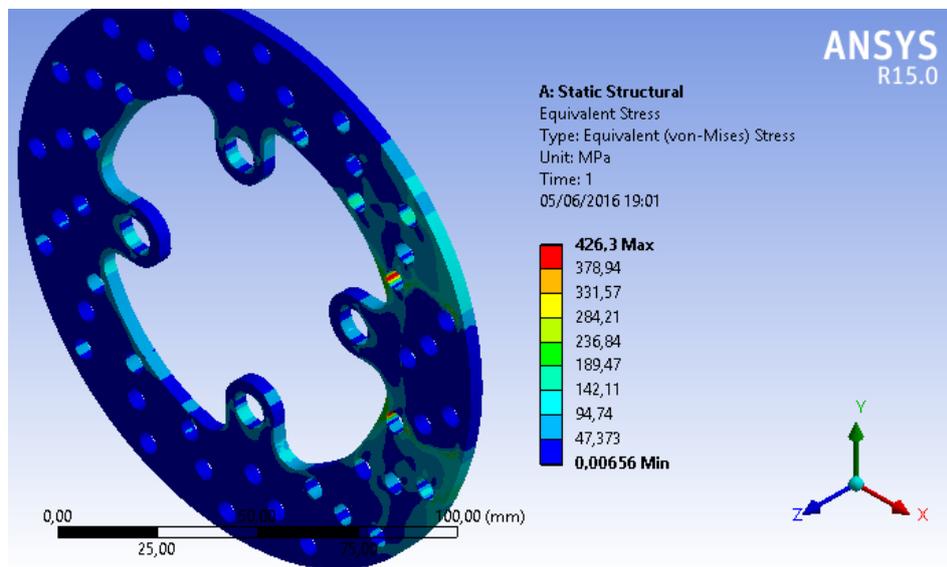


Figura 4: Análise de elementos finitos no pedal de freio, referente ao torque máximo de frenagem.

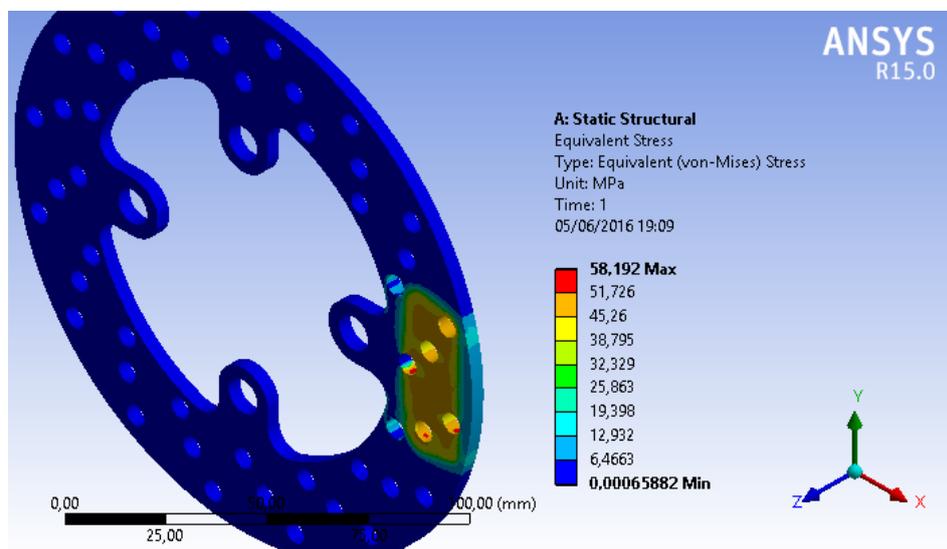


Figura 5: Análise de elementos finitos no pedal de freio, referente à pressão máxima de acionamento.

5.4. Linhas Hidráulicas e Fluido de Freio

Visando amenizar a perda de carga nas linhas hidráulicas, foi decidido utilizar tubos hidráulicos com malha exterior de aço inoxidável. A empresa Balflex, fornece tubos fabricados de acordo com a norma SAE J517 do tipo SAE 100 R14 A. O tubo interno é feito de politetrafluoroetileno e possui malha externa de aço inoxidável de alta resistência. A temperatura de utilização está na faixa de $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $200\text{ }^{\circ}\text{C}$, e pode ser utilizado para fluidos à base de água, de petróleo ou sintéticos, e para gases e líquidos agressivos e a alta temperatura.

A pressão máxima calculada para este projeto é de $49,22\text{ MPa}$. Adicionando um coeficiente de segurança de 1,5 (um e meio), esta pressão se torna $73,83\text{ MPa}$. Logo, tendo em vista as pressões de ruptura das linhas flexíveis, e a diminuição da perda de

carga nas paredes internas do tubo, a linha flexível utilizada será a de 1/8”.

O fluido de freio utilizado será do tipo DOT4, pois é o especificado no manual técnico da Kawasaki KX 250F.

6 | PROJETO E DESENHOS DO SISTEMA

Com os componentes dimensionados, foram feitos desenhos utilizando o software Solidworks para ilustrar como ficará o sistema de freio. A Figura (6) mostra os componentes de acionamento do sistema, enquanto a Fig. (7) mostra os componentes acionados.

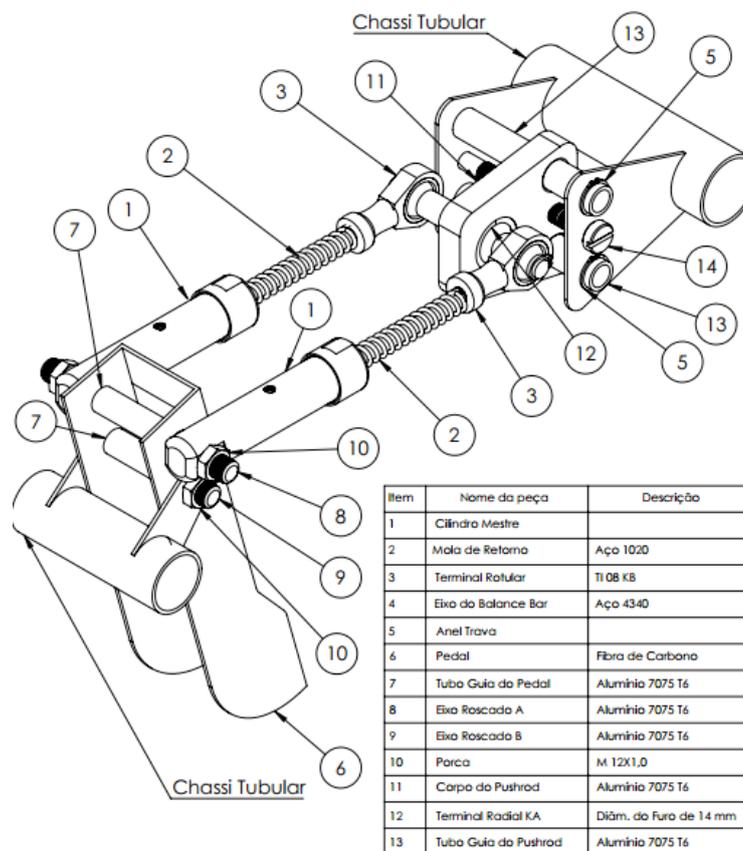


Figura 6: Desenho em Solidworks dos componentes de acionamento do sistema de freio.

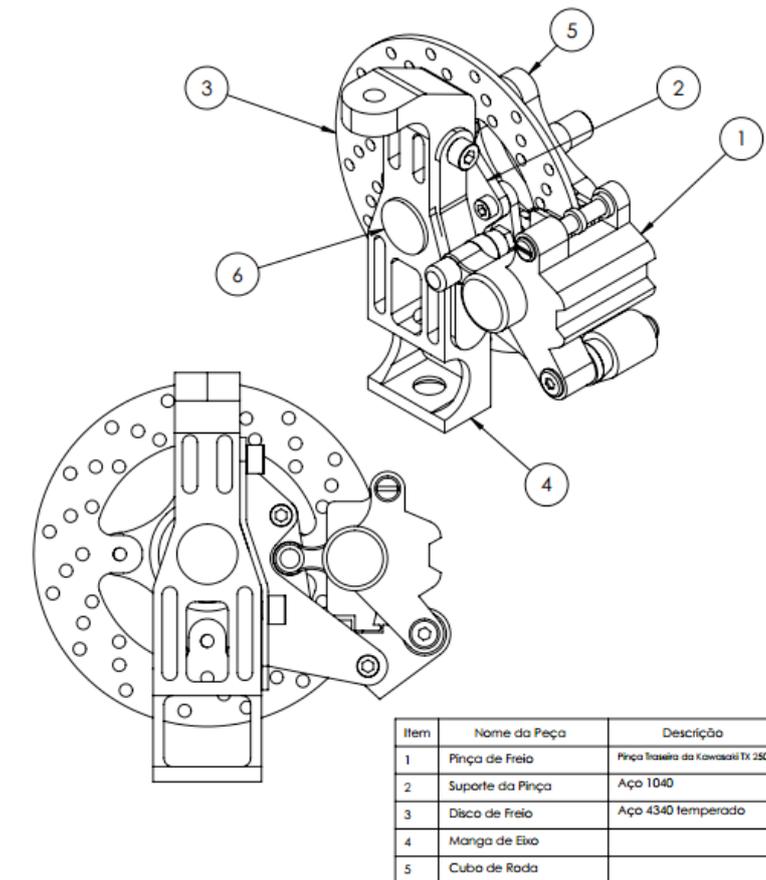


Figura 7: Desenho em Solidworks dos componentes acionados do sistema de freio.

7 | CONCLUSÕES

A metodologia proposta por Gillespie (1991) se mostrou bastante adequada para o dimensionamento do cilindro mestre, em vista da simplificação atingida ao considerar a desaceleração constante durante uma situação de frenagem. Essa desaceleração irá variar conforme diversos fatores, sendo as características do solo as mais imprevisíveis. Porém, estas variações serão ajustadas pela força de acionamento do piloto.

O sistema de freio a disco se mostrou bastante adequado para o veículo proposto, em vista da sua alta capacidade de frenagem aliada a seu baixo peso, em comparação aos outros sistemas de freio automotivo.

Além disto, este projeto contribuirá na eliminação de peso do veículo, devido a utilização de materiais bastante resistentes, porém com baixo peso específico. Como no caso, o alumínio 7075 e a fibra de carbono.

REFERÊNCIAS

Brunetti, Franco, **Mecânica dos Fluidos**, 2ª Ed., São Paulo, SP: Pearson Prentice Hall, 2008, ISBN.

Gillespie, T.D., (Thomas D.); **Fundamentals of Vehicle Dynamics**, SAE: 1991.

Hibbeler, R.C. **Resistência dos Materiais. 5a. ed.** São Paulo: Pearson – Prentice Hall, 2006.

Limpert, R., **Brake Design e Safety, 2 ed.** Warrendale, SAE International, 1999.

Puhn, F., **Brake Handbook, 1 ed.**, New York, HpBooks, 1987.

SOBRE OS ORGANIZADORES

Henrique Ajuz Holzmann - Professor assistente da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR). Graduação em Tecnologia em Fabricação Mecânica e Engenharia Mecânica pela Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Mestre em Engenharia de Produção pela Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Doutorando em Engenharia e Ciência dos Materiais pela Universidade Estadual de Ponta Grossa. Trabalha com os temas: Revestimentos resistentes a corrosão, Soldagem e Caracterização de revestimentos soldados.

João Dallamuta - Professor da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR). Engenheiro de Telecomunicações pela UFPR. Especialista em Inteligência de Mercado pela FAE Business School. Mestre em Engenharia pela UEL. Trabalha com os temas: Inteligência de Mercado, Sistemas Eletrônicos e Gestão Institucional.

Agência Brasileira do ISBN
ISBN 978-85-7247-247-0

