



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

Impactos das Tecnologias na Engenharia Mecânica

Atena
Editora

Ano 2019

Henrique Ajuz Holzmann
João Dallamuta
(Organizadores)

Impactos das Tecnologias na Engenharia Mecânica

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 [recurso eletrônico] / Organizadores Henrique Ajuz Holzmann, João Dallamuta. – Ponta Grossa (PR): Atena Editora, 2019. – (Impactos das Tecnologias na Engenharia Mecânica; v. 1)

Formato: PDF

Requisitos de sistema: Adobe Acrobat Reader

Modo de acesso: World Wide Web

ISBN 978-85-7247-246-3

DOI 10.22533/at.ed.463190504

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
PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UMA BANCADA PARA ENSAIOS VIBRATÓRIOS EM DISPOSITIVOS VEICULARES	
<i>Pedro Henrique Barbosa Araujo</i> <i>Evandro Leonardo Silva Teixeira</i> <i>Maria Alzira de Araújo Nunes</i>	
DOI 10.22533/at.ed.4631905041	
CAPÍTULO 2	18
DESENVOLVIMENTO DE UM MECANISMO PARA REABILITAÇÃO DO JOELHO UTILIZANDO EVOLUÇÃO DIFERENCIAL	
<i>Lucas Antônio Oliveira Rodrigues</i> <i>Rogério Sales Gonçalves</i> <i>João Carlos Mendes Carvalho</i>	
DOI 10.22533/at.ed.4631905042	
CAPÍTULO 3	29
DESENVOLVIMENTO DE BENEFICIADORA DE FUSO ROTATIVO	
<i>Fábio Gatamorta</i> <i>Danilo Brasil Sampaio</i> <i>Jebson Gouveia Gomes</i> <i>Marco Antônio Pereira Vendrame</i> <i>Gabriel Novelli</i> <i>Atílio Eduardo Reggiani</i>	
DOI 10.22533/at.ed.4631905043	
CAPÍTULO 4	38
MINI EXTRUSORA DIDÁTICA DE POLÍMEROS UTILIZADOS EM IMPRESSORAS 3D	
<i>Marcelo Santos Damas</i> <i>Tiago Zaquia Pereira</i> <i>Ueliton Cleiton Oliveira</i> <i>Sérgio Mateus Brandão</i>	
DOI 10.22533/at.ed.4631905044	
CAPÍTULO 5	53
ANÁLISE PRELIMINAR PARA PROJETO E DESENVOLVIMENTO DE QUEIMADOR ATMOSFÉRICO PARA FORNO DE FORJAMENTO APLICADO À CUTELARIA	
<i>Luís Fernando Marzola da Cunha</i> <i>Danilo dos Santos Oliveira</i> <i>José Henrique de Oliveira</i> <i>Rhander Viana</i>	
DOI 10.22533/at.ed.4631905045	
CAPÍTULO 6	67
DESENVOLVIMENTO DE UM MARTELETE ELETROMECAÂNICO DESTINADO AO FORJAMENTO DE FACAS ARTESANAIS	
<i>Cassiano Arruda</i> <i>André Garcia Cunha Filho</i>	

CAPÍTULO 7 80

PROPOSTA DE OTIMIZAÇÃO DE ESCANEAMENTO 3D A LASER: ESTUDO DE CORES DA SUPERFÍCIE

Bruno Barbieri
Vinicius Segalla
Marcio Catapan
Maria Lúcia Okimoto
Isabella Sierra

DOI 10.22533/at.ed.4631905047

CAPÍTULO 8 91

DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE FREIOS PARA UM MINI BAJA DA COMPETIÇÃO BAJA SAE BRASIL

Silas Fernandes Caze
Lucas de Sousa Camelo
Wictor Gomes de Oliveira
Bruno de Oliveira Carvalho

DOI 10.22533/at.ed.4631905048

CAPÍTULO 9 96

ANÁLISE EXPERIMENTAL DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE AMORTECEDORES TIPO STOCKBRIDGE

Marcos José Mannala
Marlon Elias Marchi
Marcio Tonetti

DOI 10.22533/at.ed.4631905049

CAPÍTULO 10 103

MEDIÇÃO DE DISTÂNCIA DA LÂMINA DE FASE EM CHAVE SECCIONADORA UTILIZANDO SENSOR DE ULTRASSOM

Carlos Henrique da Silva
Felipe Martins Silva
Fernando Luiz Alhem dos Santos
Jardson da Silva David
Juliana Lopes Cardoso
Milton Zanotti Junior

DOI 10.22533/at.ed.46319050410

CAPÍTULO 11 114

CÁLCULO DE LINHA DE VIDA UTILIZANDO MÉTODO DE SULOWSKI

Walter dos Santos Sousa
Caroline Moura da Silva
Érika Cristina de Melo Lopes
Gilton Carlos de Andrade Furtado
Lana Ritiele Lopes da Silva
Michele da Costa Baía

DOI 10.22533/at.ed.46319050411

CAPÍTULO 12	127
CÁLCULO DOS TEMPOS DE PENETRAÇÃO E DESVIO DE CALOR DO MODELO X23	
<i>Luís Henrique da Silva Ignacio</i>	
<i>Fernando Costa Malheiros</i>	
<i>Alisson Augusto Azevedo Figueiredo</i>	
<i>Henrique Coelho Fernandes</i>	
<i>Gilmar Guimarães</i>	
DOI 10.22533/at.ed.46319050412	
CAPÍTULO 13	135
TEMPO DE MISTURA EM TANQUES COM IMPULSORES MECÂNICOS EQUIPADOS COM CHICANA PADRÃO E MODIFICADA	
<i>Murilo Antunes Alves Lucindo</i>	
<i>Breno Dantas Santos</i>	
<i>Juliana Sanches da Silva</i>	
<i>Marcos Bruno Santana</i>	
<i>Deovaldo de Moraes Júnior</i>	
<i>Vitor da Silva Rosa</i>	
DOI 10.22533/at.ed.46319050413	
CAPÍTULO 14	147
A SEGURANÇA DE VOO A PARTIR DA MANUTENÇÃO E OS RISCOS GERADOS PELOS FATORES HUMANOS	
<i>Daniel Alves Ferreira Lemes</i>	
<i>Kennedy Carlos Tolentino Trindade</i>	
<i>Anna Paula Bechepeche</i>	
DOI 10.22533/at.ed.46319050414	
CAPÍTULO 15	169
VANTAGENS DA MANUTENÇÃO PREDITIVA PARA UNIDADES DE ARMAZENAMENTO E TRANSPORTE DE DERIVADOS DE PETRÓLEO	
<i>Luriane Pamplona dos Santos Barbosa</i>	
<i>Rodrigo de Cássio Vieira da Silva</i>	
<i>Thiago Eymar da Silva Oliveira</i>	
<i>Arielly Assunção Pereira</i>	
<i>Roger Barros da Cruz</i>	
DOI 10.22533/at.ed.46319050415	
CAPÍTULO 16	185
MEDIÇÃO DO TEOR DE UMIDADE EM ÓLEO LUBRIFICANTE DE TURBINAS	
<i>Isabella Fenner Rondon</i>	
<i>Josivaldo Godoy da Silva</i>	
DOI 10.22533/at.ed.46319050416	
CAPÍTULO 17	196
ESTUDO SOBRE GESTÃO DE LUBRIFICAÇÃO PARA ALTO DESEMPENHO DE MÁQUINAS AGRÍCOLAS	
<i>Fernanda do Carmo Silvério Vanzo</i>	
<i>Vicente Severino Neto</i>	
DOI 10.22533/at.ed.46319050417	

CAPÍTULO 18	209
APLICAÇÃO DE TÉCNICA PARA AUMENTO DO TEMPO MÉDIO ENTRE FALHAS EM VENTILADORES INDUSTRIAIS	
<i>Fernanda do Carmo Silvério Vanzo</i>	
<i>Edmar Antônio Onofre</i>	
DOI 10.22533/at.ed.46319050418	
CAPÍTULO 19	221
ANÁLISE E CORREÇÃO DE FALHAS EM UM EIXO DO MONTANTE	
<i>José Airton Neiva Alves da Silva Brasil</i>	
<i>Victor Gabriel Pereira Valverde</i>	
<i>Luís Felipe Furtado Pontes</i>	
<i>Guilherme Guimarães Sousa e Silva</i>	
<i>Lucas Silva Soares</i>	
<i>Marcos Erike Silva Santos</i>	
DOI 10.22533/at.ed.46319050419	
CAPÍTULO 20	236
ANÁLISE DE COMPORTAMENTO DE FALHAS DE UM ROTOR DINÂMICO UTILIZANDO SISTEMA IMUNOLÓGICO ARTIFICIAL	
<i>Estevão Fuzaro de Almeida</i>	
<i>Luiz Gustavo Pereira Roéfero</i>	
<i>Fábio Roberto Chavarette</i>	
<i>Roberto Outa</i>	
DOI 10.22533/at.ed.46319050420	
CAPÍTULO 21	245
DESAFIOS DA IMPLEMENTAÇÃO DO PROGRAMA BAJA SAE E DO GERENCIAMENTO DA EQUIPE NO CENTRO UNIVERSITÁRIO UNIFANOR	
<i>Wictor Gomes De Oliveira</i>	
<i>João Paulo Correia Teixeira</i>	
<i>Vitor Fernandes Mendes Martins</i>	
<i>Tulio Rosine Martins De Souza</i>	
<i>Bruno De Oliveira Carvalho</i>	
DOI 10.22533/at.ed.46319050421	
SOBRE OS ORGANIZADORES	247

ANÁLISE E CORREÇÃO DE FALHAS EM UM EIXO DO MONTANTE

José Airton Neiva Alves da Silva Brasil

Universidade Estadual do Maranhão – UEMA
São Luís – MA

Victor Gabriel Pereira Valverde

Universidade Estadual do Maranhão – UEMA
São Luís - MA

Luís Felipe Furtado Pontes

Universidade Estadual do Maranhão – UEMA
São Luís - MA

Guilherme Guimarães Sousa e Silva

Universidade Estadual do Maranhão – UEMA
São Luís - MA

Lucas Silva Soares

Universidade Estadual do Maranhão – UEMA
São Luís - MA

Marcos Erike Silva Santos

Universidade Estadual do Maranhão – UEMA
São Luís – MA

RESUMO: A análise a seguir é feita acerca de um eixo do montante de um veículo do tipo Baja, que veio a falhar durante os testes, levando a crer que havia erros no mesmo, então serão analisados os motivos da falha, tanto geometricamente, quanto erros acerca do material utilizado para construção. O estudo tem como objetivo analisar por meio de teste em laboratório o material utilizado no eixo que rompeu, e será feita análise de tensões por

meio de simulação para determinar as tensões que o eixo sofre, assim podendo comparar com o limite de escoamento, definindo a causa da falha do mesmo. Após a análise também será feito um novo eixo, que deve suportar todas as cargas impostas sem as falhas do eixo que rompeu, com um novo material com maior limite de escoamento e uma nova geometria com menos concentradores de tensão, que também passará por análises por meio de simulações.

PALAVRAS-CHAVE: Eixo do montante, Baja, Análise, Falhas.

ABSTRACT: The following analysis is made about a shaft of the steering knuckle of a Baja vehicle, which failed during testing, leading to believe that there were errors in it, and so the reasons for the failure will be analyzed, either geometrically, as errors about the material used for construction. The objective of this study is to analyze laboratory test the material used in the broken shaft, and stress analysis will be made simulation to determine the tensions that the shaft suffers, thus being able to compare with the yield strength, defining the cause of the failure of the shaft. After the analysis will also be made a new shaft, which must withstand all loads imposed without the failures of the shaft that broke, with a new material with a higher yield strength e a new geometry, with less stress concentrators, which will also undergo analysis

through simulations.

KEYWORDS: Steering pivot shaft, Baja, Analysis, Failures.

1 | INTRODUÇÃO

Durante os testes realizados em 2017 com o veículo modelo Baja da equipe Bumba Meu Baja, o eixo do montante rompeu, levando a impossibilidade de continuar a utilizar o veículo. O resultado da falha pode ser visto na Fig. (1), na foto tirada no local de teste, logo após a falha, onde podem ser observados duas áreas demarcadas.



Figura 1 – região onde ocorreu a falha

Fonte: Autor (2018)

As duas áreas demarcadas A e B são as principais demonstrações que ocorreu fadiga, onde a região “B” é a região onde tem uma propagação lenta da quebra, também chamada de “região de propagação de fadiga”, percebe-se que uma peça falha por fadiga quando tem essas marcas, “as marcas de praia”; e “A” é a região de falha catastrófica, ocorre a quebra do componente de maneira rápida e sem aviso prévio.

Após a falha foram analisados três principais problemas: a geometria do eixo; desconhecimento do material utilizado para sua usinagem; falta de estudo sobre o impacto que o eixo pode sofrer durante as provas dinâmicas.

Assim o estudo tem como objetivos analisar os três principais problemas encontrados após a quebra do componente, que vão desde testes de dureza e tração para se descobrir as principais características do material que foi utilizado, até o estudo de impacto em lançamento oblíquo e análise de tensões. Com isso será possível descobrir como falhou, além de ser possível projetar um novo, levando em conta tudo que será analisado durante o estudo; e deixar para as futuras gerações da equipe um caminho para o projeto de um novo eixo do montante para os futuros protótipos do veículo Baja.

2 | METODOLOGIA

O projeto do novo eixo foi feito em três etapas: análise de falha do eixo antigo, analisando tanto a geometria, quanto o material até então desconhecido; análise de impacto que o mesmo sofreu no momento da falha; e seleção da nova geometria e material do novo eixo.

O critério de falha utilizado será baseado no Critério de von Misses, onde quando a energia de distorção no ponto crítico do componente atinge o mesmo valor da energia de distorção do corpo no momento do seu escoamento, iniciará também o escoamento do componente naquele ponto. Ele foi escolhido pois é possível obter as tensões causadas pelos carregamentos multiaxiais através de softwares de simulação, além de ser um critério geralmente utilizado pois a teoria de von Misses é a que melhor se correlaciona com dados experimentais.

Sendo assim, para a análise de falha a seguir, deve-se considerar que caso a tensão resultante dada pelos resultados das simulações seja maior que o limite de escoamento, significa que o material atingiu o estado considerado como falha.

2.1. Análise do material do eixo com falha

Para descobrir o material do eixo antigo foi realizado o teste de dureza e de tração em laboratório. As amostras foram cedidas pelo mesmo fornecedor que havia confeccionado o eixo e seu montante como forma de patrocínio à equipe anteriormente, sendo as amostras do mesmo material.

Segundo Norton (2013), a dureza de um material pode ser um indicador de sua resistência ao desgaste, mesmo não garantindo tal propriedade. As resistências de alguns materiais, como o aço, também estão estreitamente relacionadas com sua dureza.

O ensaio realizado foi o ensaio Rockwell, seguindo a NBR NM-ISO 6508-1:2008, utilizando uma esfera de 1/16 pol de diâmetro e medindo a profundidade de penetração, com a escala HRC, e depois transformado para a escala HB (escala Brinell). Com esses valores podemos encontrar o limite de resistência a tração, pela Equação (1) a seguir, onde S_{ut} é o limite de resistência a tração em MPa, H_B a Dureza Brinell.

$$S_{ut} = 3,45H_B \pm 0,2H_B \quad (1)$$

A realização do teste pode ser vista na Figura 2.



Figura 2 – Realização do teste de dureza

Fonte: Autor (2018)

Na Figura 3 pode ser visto o corpo de prova após o ensaio.



Figura 3 – Corpo de prova após o teste de dureza

Fonte: Autor (2018)

Na Tabela 1 pode ser visto o resultado final do teste.

Testes	Resultados
Dureza HRC	19,75 HRC
Dureza HB	208,85 HB
Limite de Resistência a Tração pela Equação (1)	720,53 ± 41,77 Mpa

Tabela 1 – Resultados encontrados

Com outro corpo de prova cedido, e utilizando a NBR ISO 6892-1, também foi realizado um ensaio de tração, assim foi aplicada uma força de tração sobre a superfície

transversal de uma peça, produzindo um alongamento. Esse é proporcional a tensão aplicada. Com esse teste é possível encontrar principalmente: módulo de elasticidade, resistência a tração e resistência ao escoamento. O teste sendo realizado pode ser observado na Figura 4.



Figura 4 – Realização do ensaio de tração

Fonte: Autor (2018)

A curva tensão-deformação é mostrada na Figura 5, é feita com os resultados obtidos no ensaio e com base na Equação de Ramberg-Osgood, que pode ser vista na Equação (2), onde pode-se obter a deformação (ϵ) sabendo a tensão (σ), a tensão de cedência de escoamento (σ_0), módulo de elasticidade (E), e do expoente de encruamento (n) do material, nesse caso será utilizado o offset de escoamento de 0,2%.

$$\epsilon = \frac{\sigma}{E} + 0.002 \left(\frac{\sigma}{\sigma_0} \right)^{n-1} \quad (2)$$

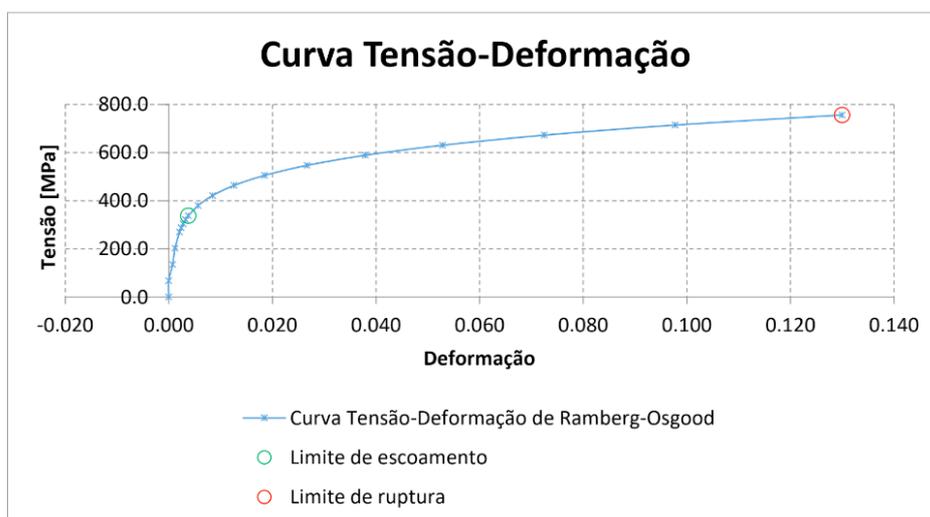


Figura 5 – Curva tensão deformação gerada pelo teste

Fonte: Autor (2018)

A Tabela 2 mostra os resultados finais do ensaio.

Parâmetro	Resultado
Módulo elástico	190 GPa
Limite de resistência ao escoamento	338 MPa
Limite de resistência a tração	756 MPa
Alongamento na ruptura	13%

Tabela 2 – Resultados do ensaio de tração

Com posse desses dados pode ser feito posteriormente a análise das tensões no eixo, para saber se ultrapassa ou não o limite de escoamento. Com resultados próximos de resistência a tração próximo do encontrado pelo teste de dureza através da Equação (1).

2.2. Análise da força de impacto

A fratura ocorreu durante um impacto frontal durante um teste onde ocorreu uma queda em rampa. Sabendo disso foi feita uma análise numérica de queda, sabendo que durante a competição existem rampas de 45° e 30° de inclinação, foi desenvolvido a análise tendo como base o lançamento vertical. Considerando o veículo como um ponto com a velocidade inicial (V_0) igual a 15,55m/s, as trajetórias para os ângulos da rampa (θ) de 45° e 30° podem ser vistas na Figura 6.

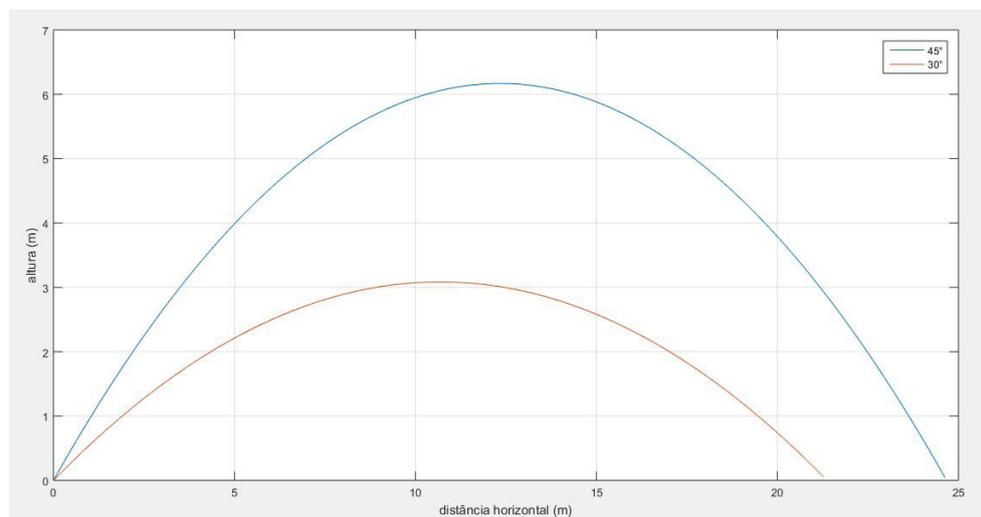


Figura 6 - Trajetória do carro em rampa para os ângulos de 45° em azul e 30° em vermelho

Fonte: Autor (2018)

Sabendo a velocidade inicial e o ângulo de inclinação podemos achar as componentes verticais e horizontais do lançamento pelas Equações (3) e (4). Onde V_0 é a velocidade inicial, V_{0y} a velocidade inicial vertical, V_{0x} a velocidade inicial

horizontal e θ o ângulo de inclinação da rampa.

$$V_{oy} = V_o * \text{sen}(\theta) \quad (3)$$

$$V_{ox} = V_o * \text{cos}(\theta) \quad (4)$$

Com isso podemos obter o tempo do lançamento (t) através da Equação (5). V_y é a velocidade vertical dependente do tempo e g é a gravidade.

$$t = \frac{V_y - V_{oy}}{g} \quad (5)$$

Sabendo que a aceleração da gravidade (g) é igual a $9,81 \text{ m/s}^2$ temos que o tempo de queda para uma rampa de 45° é de $1,12 \text{ s}$ e para uma de 30° é de $0,798 \text{ s}$.

Já a altura máxima (H) pode ser definida por meio da Equação (6). Onde a é a aceleração linear.

$$H = (V_{oy} * t) \frac{1}{2} at^2 \quad (6)$$

O valor encontrado para o ângulo de 45° foi $6,16 \text{ m}$ e para 30° de $3,18 \text{ m}$.

De posse da altura de queda e da massa do veículo com o piloto (302 Kg) podemos calcular a velocidade exata do veículo no momento do impacto e altura de queda, através das Equação (7). Onde m é a massa do veículo e c é o coeficiente de arrasto, que foi encontrado computacionalmente sendo igual a $0,48$.

$$v(t) = \frac{g*m}{c} \left[1 - e^{-\left(\frac{c}{m}\right)*t} \right] \quad (7)$$

Encontrou-se então que a velocidade no momento do impacto e altura de queda para o ângulo de 45° são respectivamente $10,97 \text{ m/s}$ e $6,15 \text{ m}$; já para o ângulo de 30° , $7,79 \text{ m/s}$ e $3,13 \text{ m}$.

Sabe-se que a força elástica (F_k) pode ser dada pela Lei de Hook, e com a rigidez do pneu (k_t) foi obtida experimentalmente através do teste de compressão, como pode ser visto na Figura 7, sendo essa igual a 46996 N/m , podemos obter assim a deformação do pneu (x_d), por meio da Equação (8).



Figura 7 – Realização do teste de compressão

Fonte: Autor (2018)

$$x_d = \frac{m \cdot g}{k_t} \quad (8)$$

Com a deformação do pneu obtemos o deslocamento do mesmo (d), a deformação para ambos os casos foi de 0,063 m. Sendo assim, o deslocamento pode ser encontrado através da Equação (9).

$$d = H * x_d \quad (9)$$

Para 45° temos um deslocamento de 0,38808 m e para 30° um deslocamento de 0,194 m. Por meio da Equação de Torricelli, demonstrada na Equação (10) podemos achar a desaceleração. Sendo $v(t)$ a velocidade dependente do tempo.

$$a = \frac{v(t)^2}{2 \cdot d} \quad (10)$$

A força final de impacto (F) podendo ser achado pela Eq. (11).

$$F = m * G = \frac{m \cdot a}{g} \quad (11)$$

Assim a desaceleração para 45° e 30° foram, respectivamente, de 155 m/s² e 156,64 m/s², logo a força de impacto aplicada em um eixo, para cada angulação da

rampa será de 4771,66 N para 45° e 4822,14 N para 30°.

Sendo assim a força utilizada para análise será a da rampa de 30°, por ser a que causaria maiores tensões.

2.3. Análise por meio de simulação

Com posse dos dados do eixo antigo, e feita a análise do impacto, foi realizada uma simulação com auxílio de um software CAE. Os dados da geometria do eixo que veio a falhar podem ser vistos na Fig. (8).

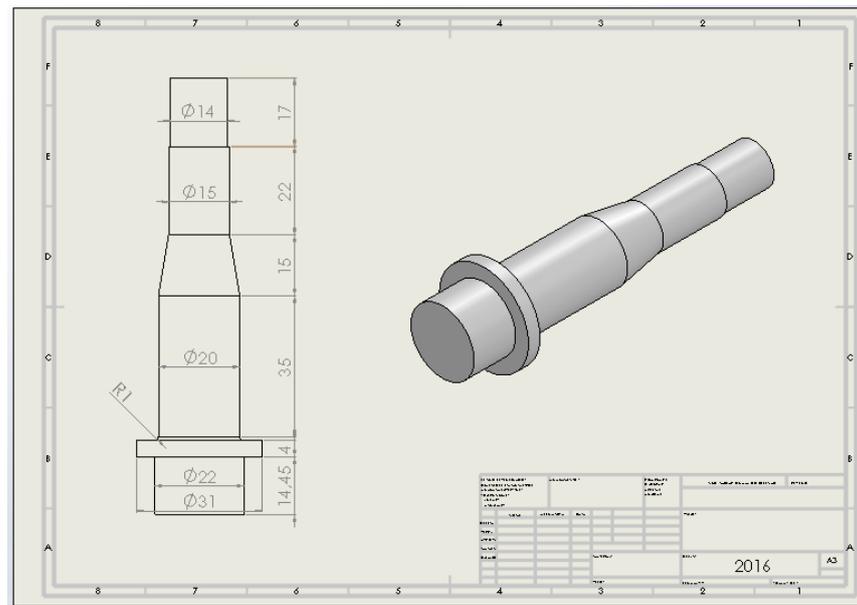


Figura 8 – Dimensões do eixo rompido

Fonte: Autor (2018)

A simulação foi feita utilizando o material com os dados obtidos através do teste de dureza, as condições de contorno e detalhes da malha podem ser vistas nas Figura 9(a); e na Figura 9(b) o resultado da simulação.

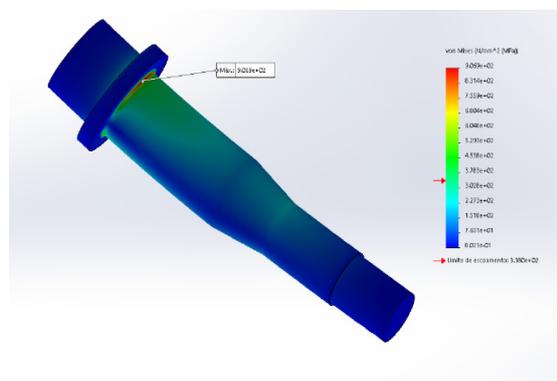
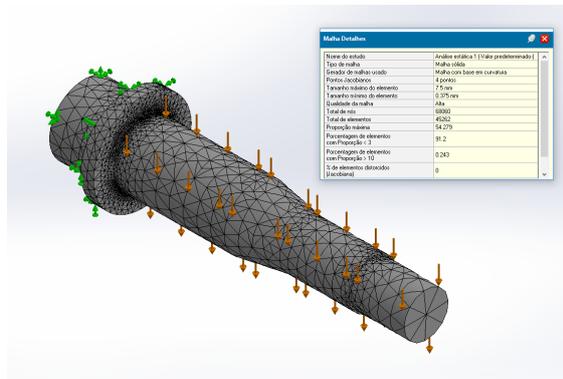


Figura 9 – (a) Condições de contorno; (b) Resultado da simulação



Fonte: Autor (2018)

O Gráfico de convergência pode ser vista na Figura 10, convergindo com 4 loops, com uma precisão de cerca de 98%.

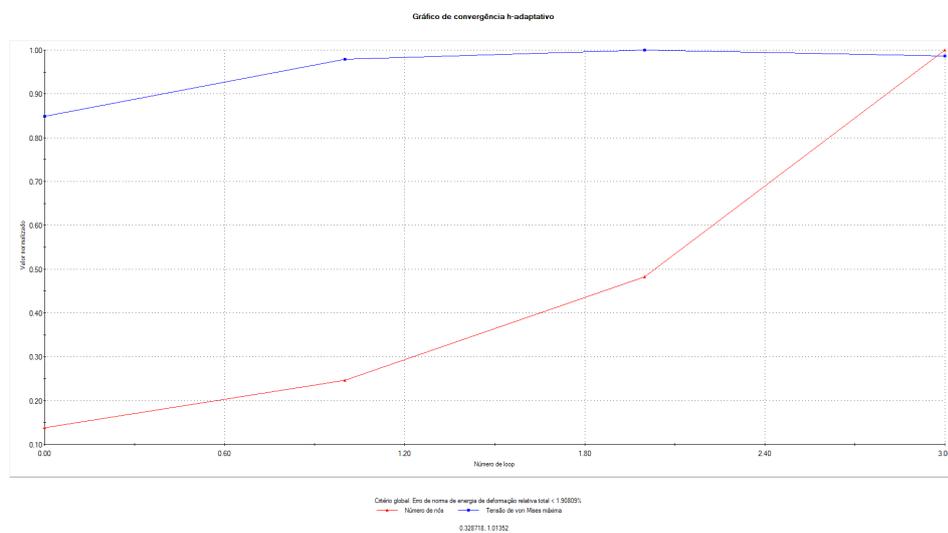


Figura 10 – Gráfico de convergência

Fonte: Autor (2018)

Pelos resultados mostrados na simulação, vistos na Figura 8, percebe-se que a tensão na qual o eixo está sofrendo está além do limite de escoamento, tendo em vista que o Limite de Escoamento do material é de aproximadamente, 338 Mpa, e a tensão de von Misses encontrada foi de 906,9 MPa, entrando em regime de escoamento, ou seja, esse eixo a qualquer momento viria a falhar, o que realmente aconteceu, após o impacto sofrido no teste.

Então foi projetado um novo eixo, de geometria correta, evitando ao máximo os concentradores de tensão, e mudando o material para aço AISI 1045, por ter um limite de escoamento maior, sendo assim mais resistente aos impactos. Além disso também foram feitas mudanças na sua geometria, afim de diminuir os concentradores de tensão, aliviando assim as tensões. Os dados de sua geometria podem ser vistos na Figura 11.

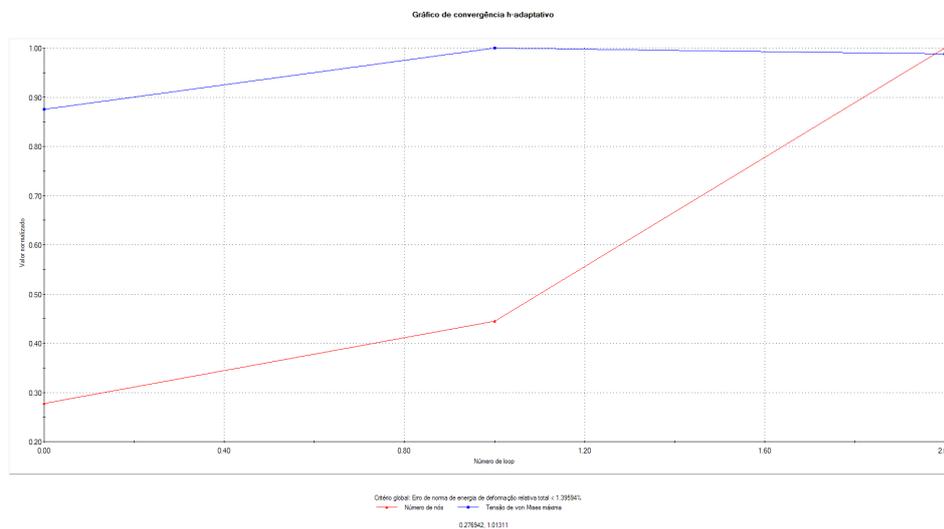


Figura 13 – Gráfico de convergência

Fonte: Autor (2018)

Podemos observar que o eixo com a nova geometria e material do eixo suportaria o impacto, sem atingir o limite de escoamento. Tendo em vista que a maior tensão de von Misses encontrada foi de 501,9 MPa, e o limite de escoamento do aço AISI 1045 é de 530 Mpa, podemos perceber também que se fosse feito com o mesmo material do eixo antigo, ainda assim o eixo viria a entrar no regime de escoamento, ou seja, falhando.

3 | RESULTADOS E DISCUSSÕES

Após a análise podemos perceber que o eixo antigo rompeu por pois sofreu um impacto que estava além do limite de escoamento do mesmo, como definido no critério de falha, ultrapassando também o limite de resistência a tração. Porém, leva-se a crer, pelo modo que a fratura ocorreu, que devido a impactos de menor intensidade o eixo já estava passando por um processo de fadiga.

Percebe-se também erros no projeto, primeiro o erro no material, pois, segundo Norton (2013), para eixos a dureza do material costuma variar de 30 HRC até 60 HRC, esse estando abaixo dessa faixa. Outro erro está nas configurações geométricas, tendo vários concentradores de tensões, contendo grandes variações das dimensões na seção transversal; e o principal erro está na presença de cantos agudos, ou cantos vivos, entre as superfícies de diferentes contornos e onde houver raio no lugar dos cantos vivos eles devem ser o maior possível. Esses erros de projetos estão demarcados na Figura 14.

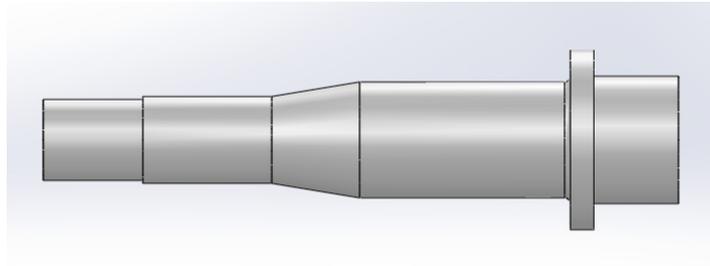


Figura 14 – Principais erros da geometria

Fonte: Autor (2018)

Em “A” observa-se uma variação na seção transversal para outra com canto vivo e em “B” percebe-se à esquerda um baixo raio de transição e à direita a ausência desse raio, ou seja, mais uma vez há a presença de canto vivo.

Mesmo sabendo que o novo eixo projetado suporta a carga de impacto é necessário supor a vida em fadiga do mesmo, a simulação para vida em fadiga pode ser vista na Figura 15.

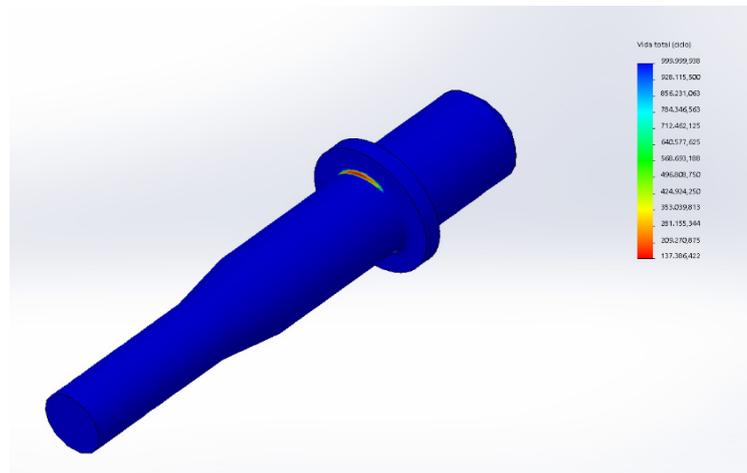


Figura 15 – Resultado da simulação da vida em fadiga

Fonte: Autor (2018)

Supõe-se que o eixo duraria cerca de 137.386,422 ciclos, supondo que cada volta da pista tem apenas duas rampas de angulação de 30°, e que o veículo atual percorre essa pista em 5 minutos, o eixo duraria cerca de 5725 horas em serviço, porém deve-se lembrar sempre que na pista há outros obstáculos.

4 | CONCLUSÃO

Foi possível concluir que o novo eixo suporta as cargas de impacto que causou a falha. Sabendo que existiram vários erros no eixo antigo, indicando falha no projeto do mesmo, após definir a nova geometria como mostrada na Figura 10, e o material como sendo aço AISI 1045 foi possível iniciar a confecção do mesmo, como pode ser

visto na Figura 16, onde também é mostrado em CAD, em montagem com o montante.



Figura 16 – Eixo do montante em CAD e fabricado

Fonte: Autor (2018)

REFERÊNCIAS

ABNT. **NBR NM-ISO 6508-1:2008**. Brasil: 2008. Disponível em: <<http://www.abntcatalogo.com.br/norma.aspx?ID=28981>>. 34 p.

ABNT. **NBR ISO 6892-1:2013 Versão Corrigida**: 2015. Brasil: 2015. Disponível em: <<http://www.abntcatalogo.com.br/norma.aspx?ID=331126>>. 70 p.

GURKAN, I., **Analysis of axle shaft fatigue failure and anti-fatigue system design**, Advances in Science and Technology Research Journal, 2017, Vol.11, pp. 150-163.

NORTON, R.L., **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**, Ed. Bookman, Porto Alegre, Brasil, 2013, pp. 549-569.

RUCKERT, C. O., **Ensaio Mecânicos dos Materiais – Tração**, Escola de Engenharia de São Carlos, São Paulo, Brasil, pp. 22.

SHIGLEY, J.E.; Mischke, C.R.; Budynas, R.G., **Mechanical Engineering Design**, Ed. McGraw-Hill, New York, USA, 2004, pp. 265-344.

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 978-85-7247-246-3

