



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

PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UMA BANCADA PARA ENSAIOS VIBRATÓRIOS EM DISPOSITIVOS VEICULARES

Pedro Henrique Barbosa Araujo

Universidade de Brasília, Faculdade UnB Gama,
Engenharia Automotiva
Brasília – DF

Evandro Leonardo Silva Teixeira

Universidade de Brasília, Faculdade UnB Gama,
Engenharia Automotiva
Brasília – DF

Maria Alzira de Araújo Nunes

Universidade de Brasília, Faculdade UnB Gama,
Engenharia Automotiva
Brasília – DF

RESUMO: É comum a realização de testes e ensaios durante o desenvolvimento de produto automotivo. Para evitar problemas relacionados à produção de ruídos, vibração e aspereza (problemas de NVH), a indústria automotiva comumente realiza uma série de ensaios vibratórios reproduzindo as condições operacionais que os veículos e seus componentes estão sujeitos. Antes de empregar testes de campo, em geral, a indústria automotiva se utiliza de recursos, equipamentos especiais e bancadas de testes para a realização de ensaios preliminares. Estes dispositivos permitem emular as condições de funcionamento de componentes automotivos em um ambiente operacional com condições controladas. Diante deste contexto, o presente

trabalho apresenta o projeto de uma bancada para realização de ensaios de vibração em componentes automotivos acoplados à massa suspensa de um veículo. A bancada desenvolvida permite converter o movimento rotacional de um motor elétrico em translação vertical oscilatória. A norma Ford Worldwide Design Standard 00.00EA-D11-1 foi utilizada para a definição do intervalo de frequência de ensaio (de 5 a 200 Hz). Os resultados experimentais obtidos permitiram verificar que a bancada é capaz de operar no intervalo de frequência de 28,35 a 201,88 Hz com níveis de aceleração RMS (*root mean square*) de, respectivamente, 3,98 e 233,15 m/s².

PALAVRAS-CHAVE: Componentes Automotivos, Vibração, Bancada de testes

ABSTRACT: It is common to perform experimental tests during the development of automotive product. In order to avoid faults related to noise, vibration and harshness (NVH problems), the automotive industry commonly performs vibration tests. Those tests are usually carried out emulating vibrational conditions that the vehicles and their components are subjected to. Prior to employing field tests, the automotive industry typically uses resources, special equipment and test benches to run preliminary tests. These devices enable the emulation of the operating conditions of automotive components

in a controlled operating environment. In this context, the present work presents the design of a bench for carrying out vibration tests on automotive components connected to the suspended mass of a vehicle. The developed bench converts the rotational movement of an electric motor into oscillating vertical translation. The Ford Worldwide Design Standard 00.00EA-D11-1 was used as a base standard to determine the frequency range (from 5 to 200 Hz). Experimental results highlighted that the bench was able to operate in the frequency range of 28.35 to 201.88 Hz with RMS (root mean square) acceleration levels of respectively 3.98 and 233.15 m / s²

KEYWORDS: Automotive Parts, Vibration, Test Bench

1 | INTRODUÇÃO

Confiabilidade e durabilidade são importantes aspectos a serem considerados no desenvolvimento de produtos automotivos. Para que estes aspectos sejam levantados ou verificados, em geral, é necessária a realização de ensaios e testes em campo. A partir de ensaios e testes de campo é possível compreender os modos de falhas que os componentes automotivos estão sujeitos (Marques, 2013).

Embora os testes de campo sejam importantes para garantir a confiabilidade e a durabilidade de componentes automotivos, eles podem demandar muito tempo além de aumentar consideravelmente os custos do projeto (Araujo, 2018). Por este motivo é comum empregar bancadas experimentais simulando a operação de sistemas e ambientes reais a fim de acelerar o desenvolvimento e reduzir os custos dos testes empregados (Amorim, 2006).

A falha de um produto, mesmo que prontamente reparada pelo serviço de assistência técnica e amparada por termos de garantia e qualidade, causa uma grande insatisfação do consumidor ao privá-lo do uso do produto adquirido (Gradela, 2013). Por este motivo, a indústria automotiva tem investido massivamente em metodologias de testes que permitam identificar, ainda na etapa de desenvolvimento do produto, se o mesmo irá falhar ou não em campo quando exposto aos esforços da aplicação (Marques, 2013).

Considerando o contexto atual em que grande parte das atividades humanas envolve vibrações direta ou indiretamente e que muitas vezes o fenômeno é mal compreendido, é de fundamental importância tanto o estudo deste fenômeno quanto sua influência nos sistemas (Heirich & Simão, 2013). Uma vez que, quando em funcionamento, os veículos estão em constante oscilação, seus componentes sofrem com os efeitos da vibração (Araujo, 2018).

Visando a redução na incidência de falhas devido a problemas de NVH, a indústria automotiva tem desenvolvido estudos para a produção de normas no intuito de garantir reprodutibilidade dos ensaios de vibração em componentes veiculares. Dentre as diversas normas desenvolvidas, destaca-se a norma Ford Worldwide Design

Standard (Ford WDS), utilizada como base para a realização deste trabalho.

A bancada desenvolvida permite avaliar o comportamento de dispositivos mecânicos, elétricos e eletromecânicos automotivos, quando submetido a condições operacionais e ambientes vibratórios. O local de instalação destes componentes consiste em sua fixação na carroceria dos veículos, podendo-se utilizar, ou não, um suporte de fixação. A Figura 1 apresenta um exemplo do local de instalação, onde o equipamento é fixado por suporte com selante de poliuretano no teto do veículo (Araujo, 2018).



Figura 1. Equipamento fixo em suporte no teto do veículo (Araujo, 2018)

A norma Ford WDS define que neste tipo de aplicação o componente deve ser testado no intervalo de frequência de 5 a 200 Hz, com os níveis de aceleração apresentados na Tabela 1. Assim, o foco deste trabalho é o desenvolvimento de uma bancada capaz de realizar ensaios que permita reproduzir as condições de testes no intervalo de frequência estabelecido pela norma acima mencionada. A Tabela 1 especifica dois métodos, onde o método A é utilizado para componentes fixos diretamente no veículo enquanto que o método B para componentes fixos por meio de suportes.

Método	Aceleração (m/s ²)	Frequência (Hz)
A	10 mm-p-p Deslocamento limitado 44.1(4g's) 19.6(2g's) 4.9(0.5g's)	5-15 15-25 25-100 100-200
B	10 mm-p-p Deslocamento limitado 58.9(6g's) 14.7(1.5g's)	5-17.3 17.3 – 100 100-200

Tabela 1. Características dos ensaios de vibração segundo a norma Ford WDS

Neste contexto, o presente trabalho apresenta o desenvolvimento do projeto de uma bancada experimental para testes de vibração em componentes para aplicações automotivas, concebidos para serem fixados na massa suspensa do veículo. O objetivo é a construção de um equipamento capaz de realizar testes com a finalidade de observar a integridade da fixação destes componentes e sua funcionalidade quando expostos a movimentos oscilatórios.

2 | METODOLOGIA

Para realizar o projeto mecânico da bancada foi utilizado *software* CAD (*Computer-Aided Design*) para a modelagem 3D e documentação do projeto. O controle da rotação do motor e, por consequência, da vibração da bancada é realizado por uma aplicação desenvolvida no *software* LabVIEW®. Para verificar o funcionamento da bancada foi realizado um ensaio a fim de observar o seu comportamento no intervalo definido. Tal ensaio foi realizado no intervalo de frequência normatizado de 5 a 200 Hz, com um intervalo de variação de 5 Hz.

2.1 Projeto Mecânico da Bancada

Após uma ampla revisão bibliográfica e pesquisa de mercado de componentes comerciais disponíveis para aquisição foi possível desenvolver o modelo virtual da bancada apresentado na Figura 2.

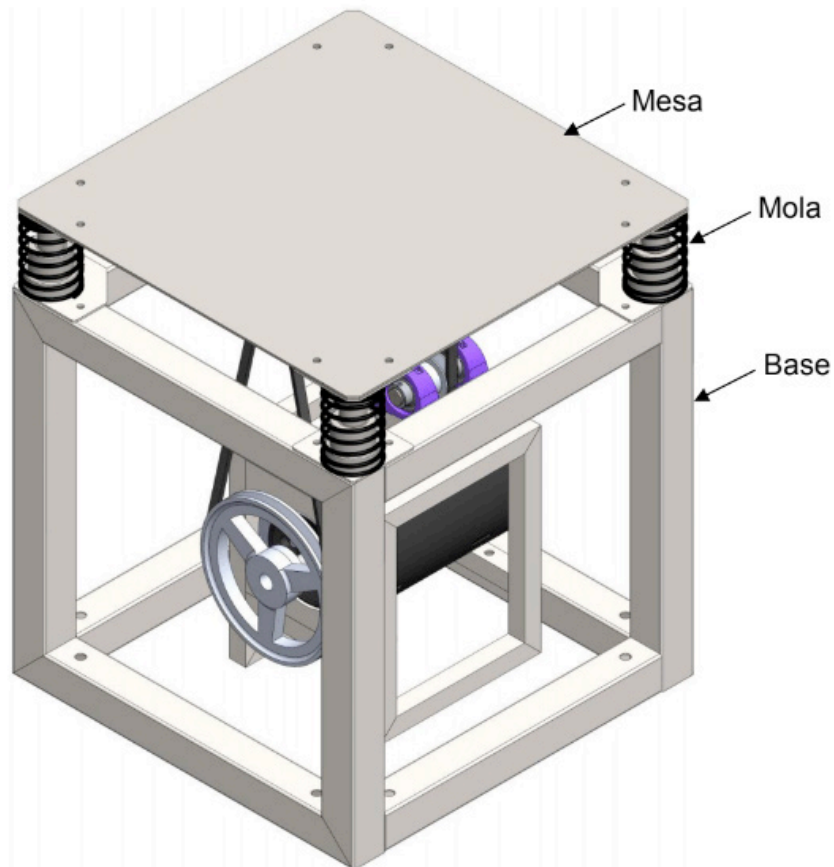


Figura 2. Modelo CAD 3D da bancada para ensaios vibratórios

O funcionamento da bancada é baseado na conversão da energia elétrica em cinética no motor, que transmite a rotação por correia e polias do tipo V ao eixo principal em um sistema com relação teórica de 1:4. O volante de massas fixado no eixo principal com uma massa excêntrica permite gerar um desbalanceamento estático quando o mesmo está em rotação. O eixo principal está apoiado por dois mancais fixados na mesa. Por sua vez, a mesa suspensa nas extremidades por molas recebe o movimento oscilatório de rotação do eixo principal e o transmite ao componente automotivo nela fixado. Na Figura 3 é apresentada a bancada sem a mesa para possibilitar a visualização do eixo principal com seus respectivos mancais.

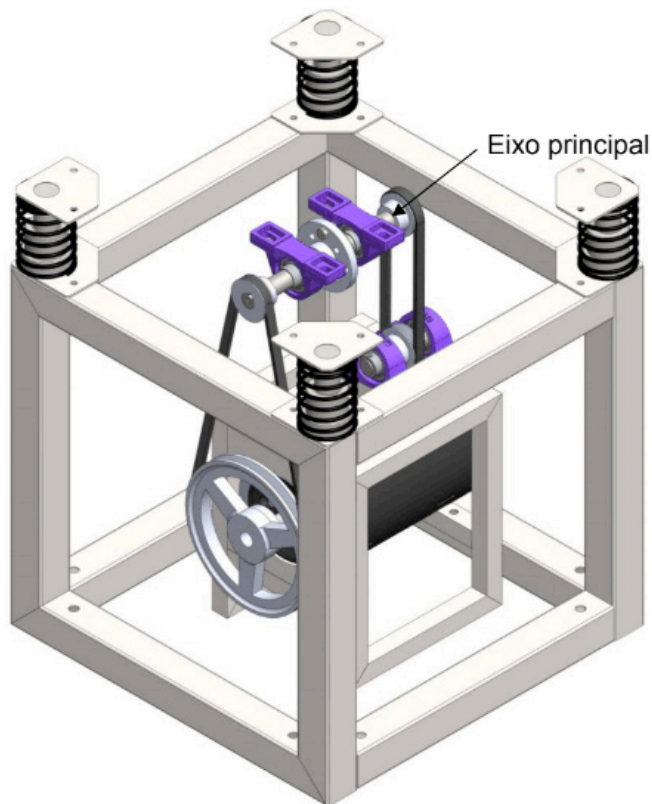


Figura 3. Bancada para ensaios vibratórios sem a mesa de fixação dos componentes

A mesa opera suspensa da base por quatro molas em suas extremidades. Buscando restringir a movimentação horizontal da mesa, foi desenvolvido um sistema com pinos e guias, concêntricos às molas, fixos, respectivamente, na mesa e na base. Como não se dispunha, durante o projeto, de informações complementares sobre as especificações técnicas no material das molas empregadas foi necessário realizar um ensaio de compressão na mola para obter sua constante elástica. Com a realização de um ensaio de compressão foi possível obter o valor de 3.543,4 N/m para a constante elástica da mola.

Devido ao movimento oscilatório da mesa, o sistema deve partir com uma carga vertical que ocasione compressão nas molas de 20 mm. Tal carga foi provida através da montagem de um sistema de transmissão. Como a polia que recebe a rotação do motor está fixa em um extremo do eixo principal foi necessário adicionar outra polia, no extremo oposto, como também conectá-la a um eixo secundário por meio de uma correia. Esta medida foi adotada para evitar desgaste prematuro dos mancais e impedir a rotação do eixo principal inclinado. Na Figura 4 é apresentado o eixo principal, apoiado pelos mancais e conectado às duas correias.

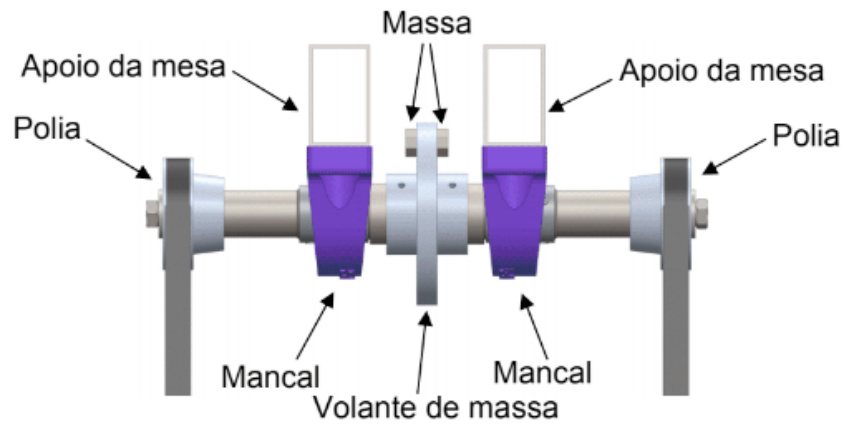


Figura 4. Eixo principal

Na Figura 5 é apresentada a bancada construída. Observa-se que a base é fixada ao chão por chumbadores do tipo *parabolt*.



Figura 5. Bancada para ensaios vibratórios em componentes veiculares

2.2 Projeto de Automação da Bancada

O projeto de automação da bancada visa o desenvolvimento de um *software* capaz de controlar e alterar a frequência de vibração da bancada de acordo com o modelo padronizado pela norma Ford WDS. Assim, a bancada deve permitir a realização dos

testes operando em um intervalo de frequência de vibração de 5 a 200 Hz.

A vibração na mesa varia de acordo com a rotação do motor, que é controlado por um inversor de frequência. A operação do motor através de um inversor de frequência proporciona maior flexibilidade na realização dos ensaios ao permitir o aumento ou diminuição da velocidade, redução ou acréscimo de torque, mudança de direção de rotação, etc (Anabuki, 2005).

A alteração da rotação do motor é realizada variando-se a frequência da sua rede de alimentação elétrica. Isto é feito por meio do *software* desenvolvido que realiza a troca de dados com este inversor a partir da comunicação via interface serial RS-232, conforme apresentado no diagrama da Figura 6.

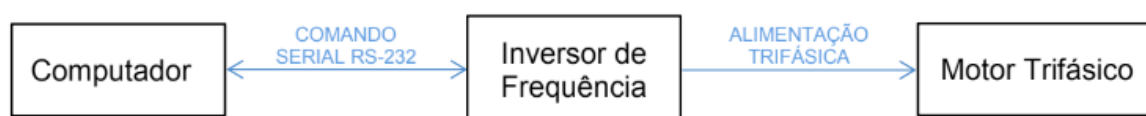


Figura 6. Esquemático de comunicação e atuação do sistema

O motor de indução trifásico utilizado no projeto possui uma potência de 3 CV, trabalha a 3.470 rpm, com frequência de rede a 60 Hz e tensão de alimentação de 380 volts. O inversor de frequência é o modelo CFW 08 da marca WEG, com 3 CV de potência, alimentação trifásica em rede 380 volts e equipado com o *software* do fabricante na versão 5.22. Para comunicação entre o inversor e o computador (mestre) foi utilizada a interface serial XC8. Esta interface é empregada para comunicação serial RS 232. A ligação física é feita por meio de um cabo serial DB9-RJ45.

A comunicação é realizada utilizando o protocolo de transmissão WEG, com taxa de transmissão de 9.600 bits/s, com base na troca de mensagens do tipo pergunta e resposta. O inversor de frequência possui uma série de parâmetros do tipo leitura, regulação, configurações do inversor, dados do motor e funções especiais (WEG, Automação, 2009). Os parâmetros de dados do motor e de configuração do inversor foram previamente configurados e não podem ser alterados pelo *software* desenvolvido, como também as funções especiais, que não são utilizadas neste projeto. Assim, a aplicação desenvolvida permite consultar e alterar, respectivamente, os parâmetros de leitura e de regulação. O parâmetro principal regulado pelo *software* é a frequência da rede de alimentação do motor.

A estratégia de controle utilizada neste projeto é baseada em malha aberta. Como não há sinal de retroalimentação foi necessário empregar o método dos mínimos quadrados (MMQ) a fim de determinar a influência global do erro de medição, bem como a variação na eficiência do sistema de transmissão. Este procedimento matemático permite determinar, a partir de uma série de amostras representativas das variáveis que compõem um determinado fenômeno, uma curva que o expresse matematicamente. A curva obtida deve permitir com satisfatória segurança a realização

de análises e projeções sobre o fenômeno em questão (Almeida, 2015).

A utilização do MMQ permite ajusta o valor de frequência no *software* (sinal de comando) para que a frequência de saída (frequência na mesa) se aproxime da entrada (valor selecionado no *software*). Para isso, busca-se uma relação de linearidade onde a soma dos quadrados dos desvios (diferença entre o valor almejado e o valor atingido) seja minimizada. A Figura 7 apresenta um fluxograma com o procedimento de projeto do *software* de automação desenvolvido.

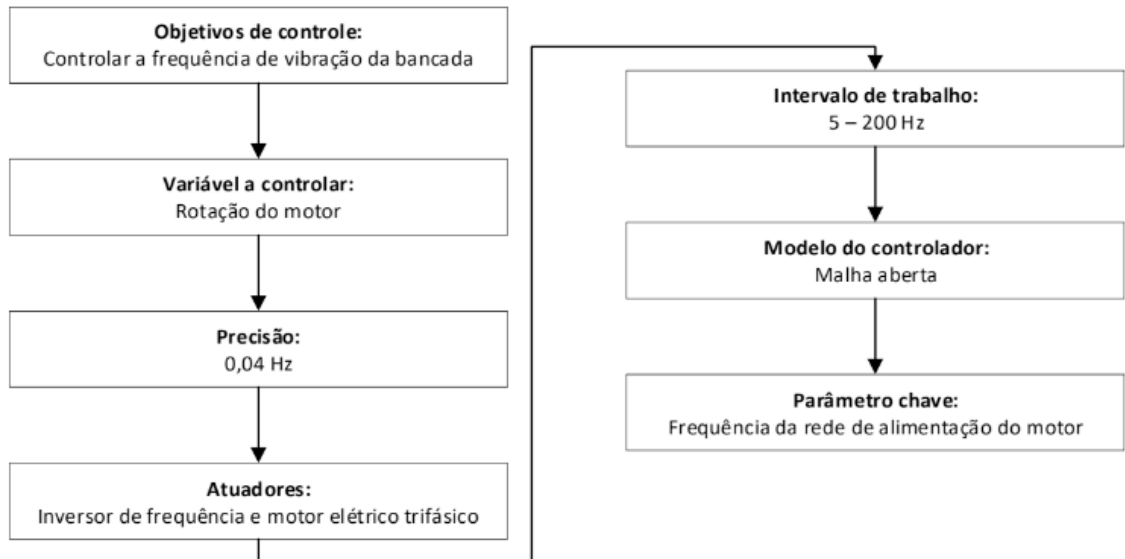


Figura 7. Procedimento do projeto de controle

As três abas de interface do *software* são apresentadas na Figura 8. A aba teste é utilizada para acompanhar alguns parâmetros durante a realização do ensaio, como também para iniciá-lo. A aba de configurações é utilizada para que o usuário insira os parâmetros do ensaio e os salve. Nesta interface também são realizadas as configurações de comunicação e a alteração da relação de transmissão (entre o motor elétrico e o eixo principal), caso o usuário venha a substituir alguma das polias por outra de diâmetro diferente. A aba manual é utilizada para ligar o motor e controlar a frequência de vibração da bancada de forma manual.



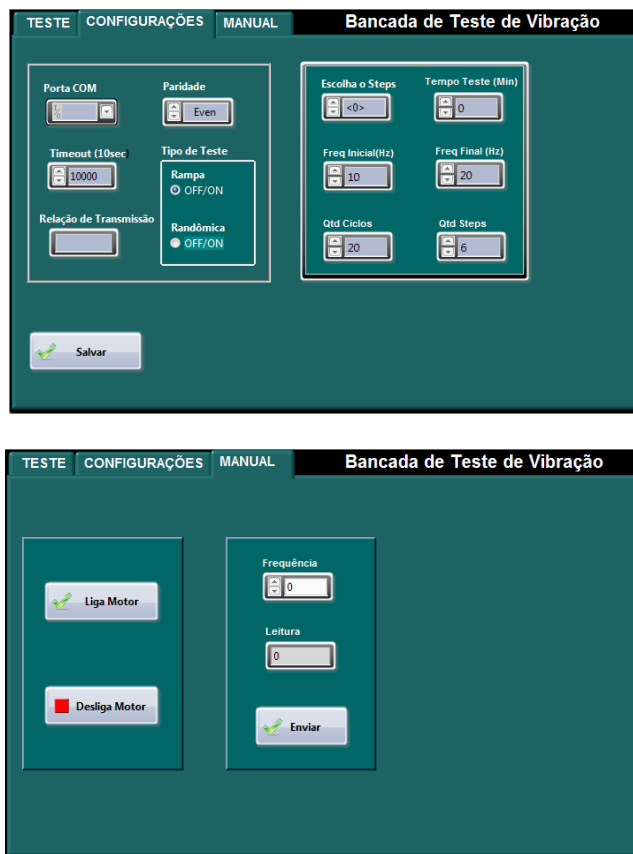


Figura 8. Interfaces da aplicação desenvolvida em ambiente LabVIEW®

A Figura 9 apresenta o fluxograma simplificado de operação do *software*. Este fluxograma inicia com a leitura dos parâmetros selecionados na aba configurações ao acionar o botão “Salvar”. Em seguida, o acionamento do botão “Iniciar” faz com que o *software* envie um telegrama para que o inversor ligue o motor.

Se o “Tipo de Teste” é o modo rampa, o *software* envia um telegrama para que a bancada altere a frequência de vibração para a “Freq Inicial”. Em seguida, o *software* calcula o próximo valor de frequência a ser enviado (Freq. Motor) e, após o tempo de “Timeout” (selecionado na aba configuração), representado neste diagrama pelo valor padrão (10 segundos), envia um novo telegrama para alteração da frequência. Esta frequência a ser enviada é a soma da frequência atual com o incremento (ganho). Este incremento é calculado dividindo o tamanho do intervalo de frequência (range freq.) pelo número de alterações na frequência que ocorrerá durante este ciclo (ciclos). Este ciclo é repetido até que a frequência a ser enviada seja maior que a “Freq. Final”. Com o fim do ciclo, o *software* envia um comando para que o inversor desligue o motor.

Caso o tipo de teste selecionado seja o modo randômico, a aplicação também envia um telegrama para que a bancada altere a frequência de vibração para a “Freq. Inicial”. O LabVIEW® possui uma ferramenta para gerar números aleatórios de 0 a 1, na escala centesimal. Este número é gerado dentro de um *loop*, multiplicado por 200 e comparado com o intervalo de “Freq. Inicial” e “Freq. Final”. Caso esteja dentro do intervalo o *loop* é fechado e o número é salvo para ser enviado após o tempo de

“Timeout”, caso contrário, rodará até gerar um número dentro do intervalo. O ciclo é finalizado quando o tempo em que o ensaio está ocorrendo ultrapassa o “Tempo de Teste”.

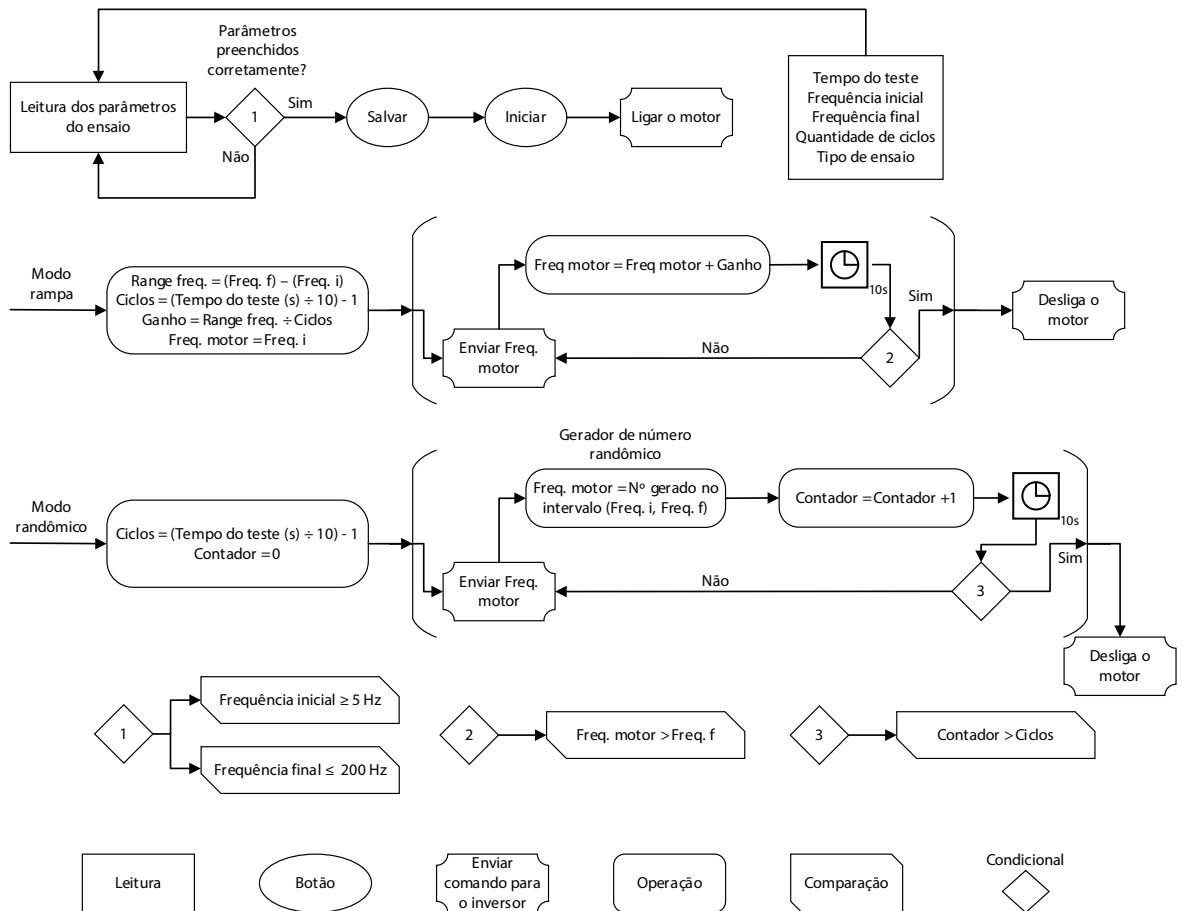


Figura 9. Fluxograma da estrutura simplificada do software desenvolvido

2.3 Procedimento Experimental

A frequência de vibração na bancada é diretamente proporcional a rotação do motor. Assim, a relação entre frequência de vibração e rotação do motor é estabelecida por meio de um sistema de transmissão por correia, que pode apresentar variação de sua eficiência de acordo com a alteração da rotação do motor. Esta variação quer a correção incremental do sinal de comando (isto é da frequência de vibração) sendo necessário, por este motivo, empregar o método dos MMQ. Assim, frequência selecionada no software pelo operador é a entrada do sistema e a frequência em que a mesa da bancada está vibrando, medida através do acelerômetro, é a saída. O diagrama da Figura 10 representa este sistema.



Figura 10. Diagrama com esquemático de entrada e saída do controlador

O procedimento experimental se baseou na análise dos espectros de vibração no centro da mesa. A frequência de vibração é selecionada no *software* da bancada e, no primeiro ensaio, são realizadas 40 medições no intervalo de 5 a 200 Hz, com incremento de 5 Hz em cada. O segundo ensaio difere do primeiro, pois se inicia na frequência de 200 Hz e há o decremento de 5 Hz em cada medição até a frequência de 5 Hz. Cada medição é iniciada após o motor elétrico atingir o fim da sua curva de aceleração, em caso de aumento da frequência, ou desaceleração, em caso de redução da frequência. Esta variação na rotação é controlada por meio de um inversor de frequência e o *software* mostra quando o final da curva é atingido. Em cada medição é coletado o sinal de vibração durante 10 segundos. Foi utilizada uma frequência de amostragem de 1.024 Hz, coletando assim um total de 10.240 amostras.

Após a aplicação do MMQ foram realizadas novas medições a fim de verificar a aplicação do método. Foram selecionadas três frequências para este procedimento: duas onde se encontram os maiores erros entre frequência de entrada no *software* e a de saída na mesa e outra próxima ao ponto com menor erro.

Para isso foram calculados, por meio da função obtida no MMQ, os valores de frequência a serem enviados pelo *software* para obtenção das frequências almejadas na mesa. A eficiência da aplicação do método é validada comparando o erro máximo nestas três medições com o erro máximo obtido nas amostras sem a sua utilização.

2.4 Instrumentação Utilizada no Procedimento Experimental

A cadeia de instrumentação utilizada é composta pelos seguintes dispositivos: acelerômetro, condicionador de sinais, placa de aquisição e o computador. A Figura 11 apresenta o seu esquemático de montagem.

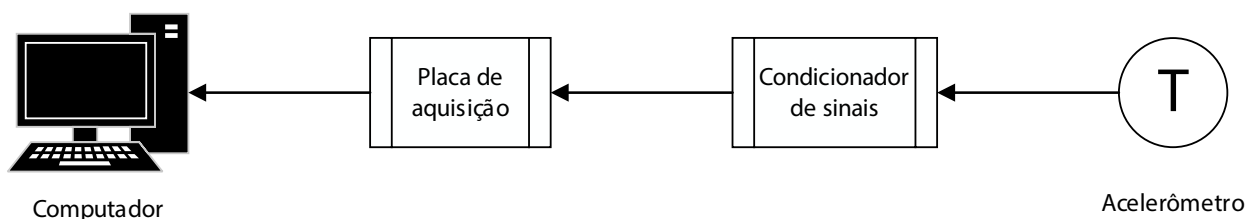


Figura 11. Esquemático da cadeia de instrumentação

O acelerômetro utilizado é um transdutor piezoelétrico uniaxial *type* 4332, fabricado pela Bruel & Kjaer (B&K), que possui faixa de frequência utilizável 1 a 5000 Hz. O condicionador de sinais é um do tipo 2635, também fabricado pela B&K, que possui um ganho ajustável de 0,1 a 1.000 e filtro passa banda de 2 a 100 kHz. A placa de aquisição é a NI USB-6215, fabricada pela National Instruments, que possui uma resolução de 16 bits, taxa de amostragem de 250 kS/s, 16 entradas analógicas, 4 digitais, 2 saídas analógicas e 4 digitais.

Para aquisição dos dados pelo computador foi utilizada a aplicação desenvolvida em ambiente LabVIEW® por Azevedo (2017). Tal aplicação realiza a aquisição dos sinais, apresentando-os no domínio do tempo e seus espectros em frequência além de exporta os sinais em arquivos de extensão “lvm”.

No volante de massa foi conectado, a uma distância de 28 mm do centro, um conjunto de massas de 17 gramas, composto por um parafuso sextavado, com comprimento de 16 mm, uma porca sextavada e duas arruelas de pressão, ambos com bitola do padrão comercial M8. Utilizando a Eq. (1) foi possível calcular a força excêntrica (aproximadamente 750 N) gerada por este conjunto. Tal aparato é apresentado na Figura 12.

$$F = m \cdot e \cdot w^2 \quad (1)$$

Em que F é a força excêntrica, m é a massa excêntrica, e é a distância entre o centro do eixo até a excentricidade e w é a velocidade angular do eixo.

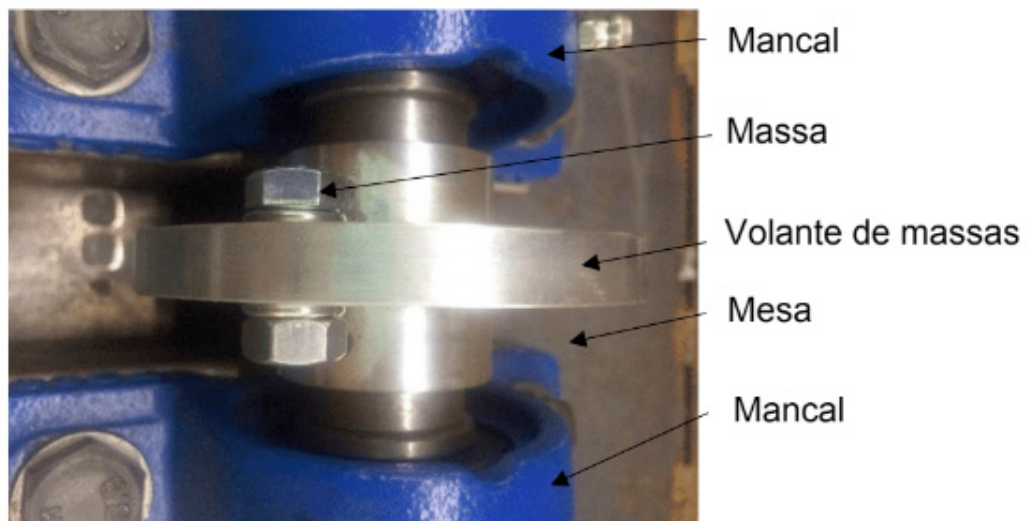


Figura 12. Volante de massa com inserção da massa excêntrica

3 | RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados dos ensaios são apresentados na Figura 13 com os valores de frequências atingidos na mesa da bancada de ensaios e os selecionados no *software*, bem como os erros associados entre eles. No intervalo entre 5 e 25 Hz, verificou-se uma elevada relação sinal-ruído não sendo, portanto possível operar a bancada satisfatoriamente neste intervalo. Contudo, os resultados foram realizados no intervalo entre 30 e 200 Hz.

O primeiro gráfico da Figura 13 apresenta o resultado de um estudo comparativo entre os valores de frequências enviados pelo operador via *software* (eixo horizontal “Frequência selecionada”) com os valores obtidos na bancada pelo acelerômetro (eixo

vertical “Frequência atingida”). Foram utilizados os valores médios dos dois ensaios para obtenção da reta de “Frequência atingida nos ensaios”. A frequência ideal, representada pela linha na cor preta, corresponde ao cenário onde não há perda, ou seja, onde as frequências de entrada e saída são iguais. Ao compararmos as duas, observa-se que a reta de frequência real estará inclinada no sentido anti-horário em relação à reta da frequência ideal.

O segundo gráfico apresenta o erro, diferença entre as frequências de entrada e saída, medida pelo acelerômetro na mesa. A partir deste, constata-se que próximo a 100 Hz o erro aproxima-se de zero. Com o aumento da frequência o erro é elevado até que se detecta, em 200 Hz, o ponto com maior disparidade. Com a redução da frequência (< 100 Hz) observa-se que o módulo do erro também aumenta.

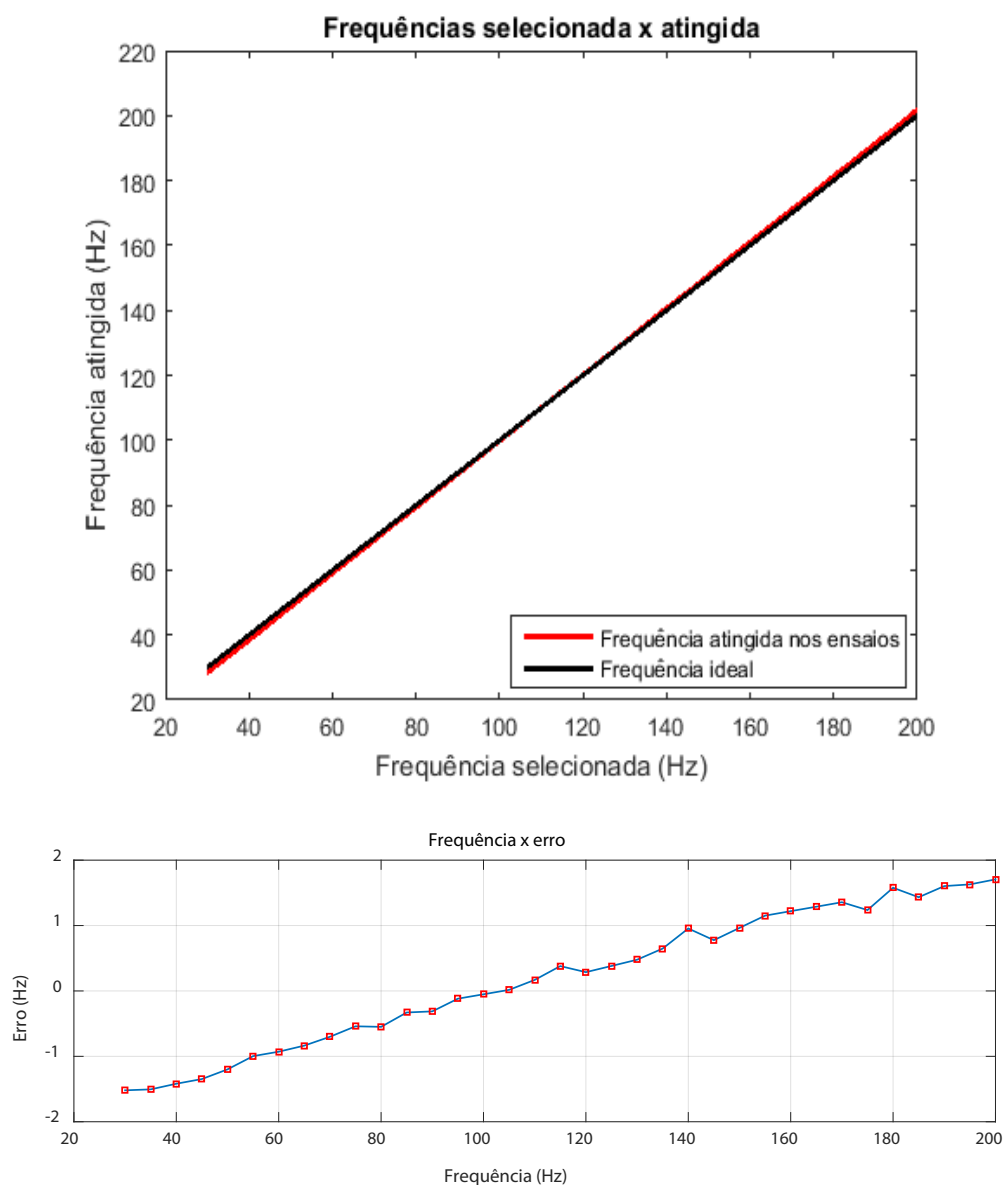


Figura 13. Gráficos de comparação entre as frequências selecionada pelo operador e a obtida pelo acelerômetro na mesa

Utilizando a metodologia do MMQ apresentada anteriormente, foi possível

obter a Eq. (2) para ajuste do sinal de comando (isto é a frequência selecionada pelo operador). Onde y é a frequência selecionada no *software* para obter a frequência x na mesa.

$$y = 0,98.x + 2,07 \quad (2)$$

Foram realizadas novas medições a fim de verificar o ajuste decorrente da utilização do método. Tais medidas foram realizadas nas frequências dos extremos do intervalo (30 e 200 Hz) que, conforme apresentado nos gráficos da Figura 13, são os pontos onde se encontram os maiores erros e em 100 Hz, ponto com baixa discrepância. Os valores de frequência selecionados no *software* foram calculados segundo a Eq. (2).

Os valores de frequência desejada (Freq.), frequência a ser selecionada no *software* (Freq. Enviada), frequência medida pelo acelerômetro na mesa (Freq. Medida), erro entre frequência enviada pelo *software* e obtida na mesa com (Erro) e sem o MMQ (Erro sem o MMQ) e as percentagens destes erros são apresentados na Tabela 2.

Freq. (Hz)	Freq. Enviada (Hz)	Freq. Medida (Hz)	Erro (Hz)	% do erro	Erro sem o MMQ (Hz)	% do erro sem o MMQ
30	31,48	29,71	-0,29	0,96%	-1,52	5,07%
100	100,10	100,12	0,12	0,12%	-0,05	0,05%
200	198,13	199,83	-0,17	0,09%	1,71	0,85%

Tabela 2. Apresentação dos resultados após o ajuste pelo MMQ

A partir da Tabela 2 foi observado que, com a utilização do MMQ, as disparidades entre as frequências desejadas e obtidas foram reduzidas nas extremidades (30 e 200 Hz) e aumentou para a frequência de 100 Hz. Anteriormente à aplicação do método, na frequência de 200 Hz encontrava-se o maior erro (1,71 Hz), após, o erro foi reduzido em, aproximadamente, 90%. Com redução de 81%, na frequência de 30 Hz passou a ser o ponto com maior disparidade (-0,29 Hz) dentro do intervalo verificado. Mesmo com o aumento do erro na frequência de 100 Hz o método se mostrou eficaz, uma vez que, o objetivo de sua utilização é reduzir o erro médio quadrático para toda a faixa de operação da bancada. Com a aplicação do MMQ, o coeficiente de determinação R^2 obtido foi de 99,99%, enfatizando a qualidade das estimativas.

4 | CONCLUSÃO

O objetivo deste trabalho consiste em projetar uma bancada experimental para realização de ensaios de vibração em componentes veiculares. A bancada deve ser

capaz de operar de forma a atender a variação de frequência normalizada pela norma Ford WDS com intervalo de frequência de 5 a 200 Hz. Com base nos resultados obtidos foi possível utilizar a bancada no intervalo de 28,35 a 201,88 Hz. Abaixo de 28,35 Hz a bancada apresentou uma relação sinal-ruído muito elevada. Este ruído pode ser reduzido através de ajustes mecânicos na bancada, como a correção nos alinhamentos dos guias das molas e do eixo principal e a inserção de um tensionador da correia no sistema de transmissão.

A aceleração da vibração na mesa é diretamente proporcional ao peso da massa excêntrica utilizada no volante de massa. Com a utilização de 17 gramas, distante 28 mm do centro do volante, a bancada apresentou níveis de aceleração RMS crescente, entre 3,98 e 237,1 m/s^2 , no intervalo ensaiado. Como o foco deste trabalho está na observação da frequência de vibração, não foram realizados ensaios variando esta massa, sendo este um tema para trabalhos futuros.

Quanto à segunda parte do projeto, o *software* de controle da frequência de vibração se mostrou robusto. Ele permite controlar o teste de acordo com os parâmetros inseridos pelo usuário e é capaz de se comunicar com o inversor de frequência, variando a frequência de vibração na bancada. Com estas considerações, conclui-se que a bancada experimental se apresenta apta para realização de ensaios com intervalo de variação da frequência de vibração entre 28,35 e 201,88 Hz.

5 | AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, minha namorada e minha irmã por todo o apoio, carinho e compreensão durante todo o período de desenvolvimento do projeto. Aos professores Maria Alzira e Evandro Teixeira por toda sabedoria, apoio e paciência ao orientar-me. À Universidade de Brasília e seus Docentes por todo conhecimento que pude adquirir ao longo da graduação. À empresa que fomentou a fabricação do projeto e aos seus colaboradores que contribuíram com o conhecimento técnico.

REFERÊNCIAS

Almeida, R.N., 2015, **O método dos mínimos quadrados: Estudo e aplicação para o ensino médio**, Universidade Estadual do Norte Fluminense, Rio de Janeiro.

Amorim, M.J., 2006, **Desenvolvimento de bancada didático-experimental de baixo custo para aplicações em controle ativo de vibrações**, Universidade Estadual de Campinas, S.Paulo.

Anabuki, D.A., 2005, **Aplicação do controle de um processo de moagem em moinho de bolas através do sistema Labview-compact Fieldpoint - Inversor de frequência**, Universidade Federal de Pernambuco, Pernambuco.

Araujo, P.H.B., 2018, **Projeto de uma bancada para ensaios vibratórios em dispositivos veiculares**, Universidade de Brasília, Distrito Federal.

Azevedo, R.S., 2017, **Desenvolvimento de uma ferramenta virtual para detecção e análise de desbalanceamento**, Universidade de Brasília, Distrito Federal.

Ford Motor Company, 1999, **Worldwide Design Standard – Environmental Requirements**.

Gradela, F.B., 2013, **Identificação das falhas utilizando FMEA no sistema de freios de carros de competição on-road - Fórmula-SAE**, Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, S.Paulo.

Heirich, A.M., and Simão, B.V., 2013, **Desenvolvimento e análise de uma bancada didática para ensaios de vibrações**, Faculdade Horizontina, Rio Grande do Sul.

Marques, V.A.S., 2013, **Desenvolvimento de testes acelerados de fadiga aplicados a atuadores eletrônicos de turbocompressores**, Universidade Federal de Uberlândia, Minas Gerais.

WEG, Automação, 2009, **“CFW-08 Inversor de Frequência. WEG”**, 10 Aug. 2017, <<http://ecatalog.weg.net>>.

DESENVOLVIMENTO DE UM MECANISMO PARA REABILITAÇÃO DO JOELHO UTILIZANDO EVOLUÇÃO DIFERENCIAL

Lucas Antônio Oliveira Rodrigues

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica

Rogério Sales Gonçalves

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica

João Carlos Mendes Carvalho

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica

RESUMO: Este trabalho apresenta um algoritmo desenvolvido para gerar mecanismos de quatro barras funcionais, bem como a aplicação do mesmo para a reabilitação do joelho humano. São abordados os procedimentos computacionais e considerações matemáticas aplicadas no algoritmo, concluindo com a montagem computacional do mecanismo calculado.

PALAVRAS-CHAVE: Mecânica computacional, reabilitação, membro inferior, mecanismos, 4 barras.

RESUMO: Este trabalho apresenta um algoritmo desenvolvido para gerar mecanismos de quatro barras funcionais, bem como a aplicação do mesmo para a reabilitação do joelho humano. São abordados os procedimentos computacionais e considerações matemáticas aplicadas no algoritmo, concluindo com a

montagem computacional do mecanismo calculado.

PALAVRAS-CHAVE: Mecânica computacional, reabilitação, membro inferior, mecanismos, 4 barras.

1 | INTRODUÇÃO

A aplicação de estruturas robóticas e mecanismos conquistou uma importante aplicação no processo de terapia para diversos tipos de pacientes, como as vítimas de Acidente Vascular Cerebral (AVC). O uso destas tecnologias gerou benefícios tais como redução de custos para tratamentos de movimentação e a expansão da gama de possíveis exercícios terapêuticos, o que auxilia pacientes crônicos a melhorar e manter a mobilidade (LUM et al., 2002).

Além disso, sistemas auto-operados são capazes de gerar efeitos positivos no tratamento de lesões. Um estudo evidencia que o uso deste tipo de dispositivo trouxe benefícios funcionais aos pacientes, bem como um benefício psicossocial, uma vez que, ao manterem sua mobilidade, estes podem manter suas atividades com maior autonomia e independência (BATENI; MAKI, 2005)excluding articles unrelated to mobility aids. Bibliographies

were reviewed and ISI Web of Science citation searches were run to identify additional references. Over 1000 articles were selected for further evaluation. We extracted all studies of single-tip canes or pickup walkers addressing: (1.

A proposição de um mecanismo não motorizado auto-operado por um paciente, além de contribuir clinicamente para seu processo de reabilitação dos movimentos da perna através de exercícios ativamente assistidos, contribui para que este tipo de dispositivo torne-se um facilitador da reorganização das atividades funcionais básicas do usuário, assim como uma cadeira de rodas (COSTA et al., 2010).

Há ainda evidências clínicas que o treinamento ativamente assistido pode gerar redução significativa ao dano causado à movimentação do membro conforme estudo realizado em 100 pacientes de AVC agudo (FEYS et al., 1998).

2 | ESTRUTURAS PARA REABILITAÇÃO

Alguns exemplos de aplicações de estruturas robóticas ilustram o engajamento deste ramo da engenharia nos processos de reabilitação conforme apresentado acima. A seguir, foram selecionados sistemas distintos afim de demonstrar a variedade presente nesta área.

Uma das estruturas mais conhecidas para reabilitação do membro inferior é a chamada LOKOMAT (JEZERNIK; COLOMBO; MORARI, 2004), ilustrada na Fig. 1, a qual caracteriza-se pelo uso de atuadores associados às pernas do paciente e uma esteira auxiliar. O uso de esteiras na fisioterapia de pacientes é uma prática tradicional para a reabilitação da marcha humana (WERNIG et al., 1995).

A partir deste princípio, várias estruturas robóticas que utilizam esteiras e exoesqueletos para auxiliar a movimentação dos pacientes foram desenvolvidas com o objetivo de diminuir o uso de recursos humanos para a execução dos exercícios (GALVEZ; REINKENSMEYER, 2005).

Exemplificam-se também as estruturas desenvolvidas sem o uso de esteiras, as quais visam possibilitar aos pacientes movimentar-se em espaço livre, bem como promover independência funcional.

Este é o caso da estrutura conhecida como ReWalk, proposta pela ARGO (GOFFER, 2006) e aprovada para uso comercial nos Estados Unidos. Esta consiste em um exoesqueleto que possui um sistema de braços mecânicos associado a ambas as pernas do usuário, os quais integram motores DC, sensores de movimento e baterias recarregáveis. Basicamente, o sistema monitora os movimentos superiores do corpo e aciona os motores DC de forma a manter a marcha de acordo com o desejado pelo usuário. O sistema é apresentado na Fig. 2.



Figura 1: Paciente utilizando o LOKOMAT (Jezernik, Colombo e Morari, 2004).



Figura 2: Modelo ilustrativo para a estrutura ReWalk (Goffer,2006).

Há ainda exemplos de estruturas cuja movimentação é trabalhada de forma isolada, onde o paciente exercita o membro sob uma plataforma fixa de tal modo que a estrutura é capaz de mover livremente a perna em terapia.

A estrutura denominada *Physiotherabot* (AKDOĞAN; ADLI, 2011) *stroke, muscle disorder, or a surgical operation. In order to control this robot, a "Human-Machine Interface" with a rule-based control structure was developed. The robot manipulator (RM,* constitui um exemplo clássico para este tipo de equipamento. Esta é composta por uma maca adaptada, podendo manter o paciente sentado ou deitado, e possui três atuadores dispostos conforme apresentado na Fig. 3.

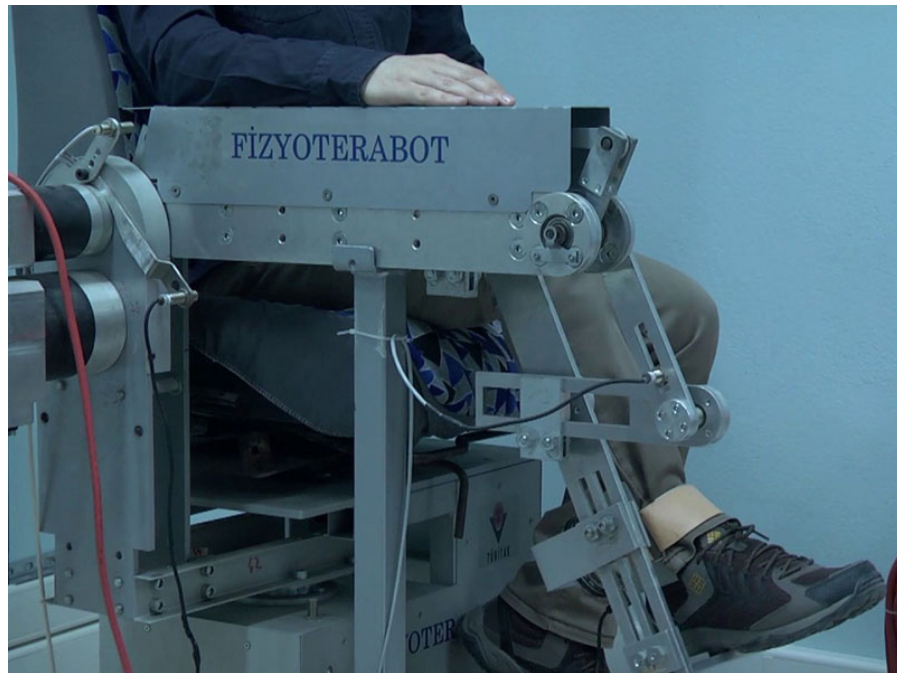


Figura 3: foto de uma paciente utilizando o *Physioterabot* (Akdogan e Adli, 2011).

3 | FLEXÃO-EXTENSÃO DO JOELHO

O joelho é a junta intermediária do membro inferior, sendo uma articulação com 1 grau de liberdade (flexão/extensão), que permite regular a distância do corpo em relação ao chão. A articulação do joelho, contudo, possui um segundo grau de liberdade (rotação sobre o eixo longitudinal da perna) o qual só existe quando o mesmo está flexionado, o qual não será abordado no mecanismo a ser proposto (KAPANDJI, 2000)

Na Figura 4 estão indicados os eixos de referência utilizados para descrever os movimentos que ocorrem no joelho.

O movimento de flexão-extensão é o principal movimento do joelho, sendo que sua amplitude é medida a partir da posição de referência definida a partir do eixo da perna que se situa no prolongamento do eixo da coxa, indicado como eixo ZZ', Fig. 5.

A extensão do joelho é definida como o afastamento da face posterior da perna da face posterior da coxa (KAPANDJI, 2000). Este movimento ocorre principalmente de forma passiva, variando de 5° a 10° a partir da posição de referência, Fig. 6 (c).

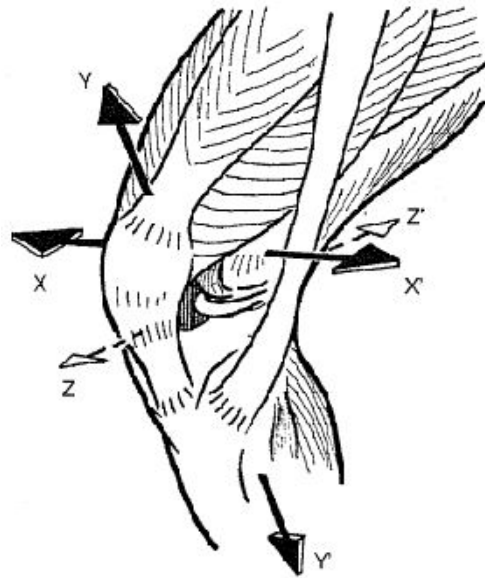


Figura 4: Eixos de referência para parametrização dos movimentos do joelho (KAPANDJI, 2000).

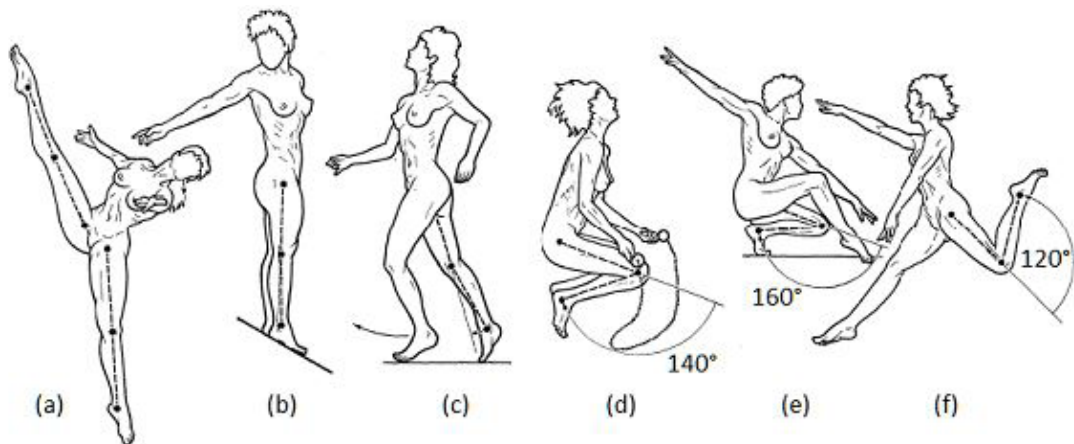


Figura 5: Movimentos de flexão do joelho (KAPANDJI,2000).

Para a flexão do joelho, distingue-se também as amplitudes ativas e passivas deste movimento. A flexão de forma ativa atinge 140° caso o quadril se encontre previamente flexionado, Fig. 5(d), e pode chegar a 120° somente se o quadril estiver em extensão, 5(f).

A flexão passiva pode chegar a uma amplitude de 160° , Fig. 5(e), o que torna o calcanhar capaz de tocar a nádega nesta situação.

4 | MODELAGEM MATEMÁTICA DA ESTRUTURA

Uma vez definido o movimento da articulação a ser trabalhada, define-se então a metodologia selecionada para gerar o modelo matemático da estrutura desejada. O mecanismo a ser desenvolvido será um mecanismo de quatro barras, do tipo manivela-balancim, para transformar uma entrada angular contínua em uma saída angular

oscilatória.

O mecanismo gerado será uma estrutura de base estacionária e trabalhará com a movimentação da perna a partir de uma manivela a ser acionada pelo próprio paciente utilizando as mãos.

4.1 Comprimento das barras

Selecionou-se, então, utilizar a metodologia proposta por Rezende et al. (2010) para se obter os comprimentos de cada barra do mecanismo afim de se obter as saídas angulares desejadas, bem como as tensões geradas pela montagem selecionada. Neste método, considera-se um sistema composto por barras ideais, de massa desprezível e sem efeito de atritos e/ou folgas nas conexões entre os elementos.

Os métodos apresentados adiante utilização como referência a nomenclatura tradicional para análise cinemática de mecanismos de quatro barras, a qual é ilustrada na Fig. 6 abaixo.

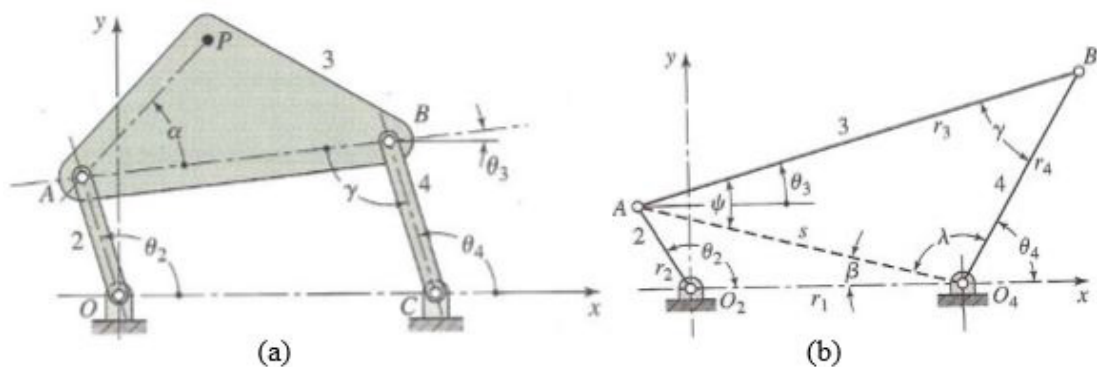


Figura 6: Referência utilizada para os parâmetros de mecanismos de quatro barras (REZENDE et al., 2010)

A posição do ponto de interesse P pode ser calculada utilizando uma abordagem geométrica para a determinação conforme ilustrado na Fig. 6(b). Utiliza-se uma barra imaginária S de ligação entre os pontos A e O_4 como recurso geométrico para auxiliar o cálculo dos parâmetros de interesse. A partir dos comprimentos das barras R_1 a R_5 e dos ângulos indicados como θ_2 e α , os valores de S e dos ângulos θ_3 , θ_4 , β , γ , ϕ podem ser obtidos por meio das Eq. (1) a (5) (UICKER et al., 2003).

$$S = (R_1^2 + R_2^2 - 2R_1 R_2 \cos \theta_2)^{1/2} \quad (1)$$

$$\beta = \cos^{-1}[(R_1^2 - R_2^2 + S^2)/(2SR_1)] \quad (2)$$

$$\phi = \cos^{-1}[(R_3^2 - R_4^2 + S^2)/(2SR_3)] \quad (3)$$

$$\lambda = \cos^{-1}[(R_4^2 - R_3^2 + S^2)/(2SR_4)] \quad (4)$$

$$\gamma = \pm \cos^{-1}[(R_4^2 - S^2 + R_3^2)/(2R_3R_4)] \quad (5)$$

Na Figura 7 é apresentado um diagrama de corpo livre generalizado de um mecanismo de quatro barras, o qual pode ser utilizado para se obter as equações de equilíbrio em x e y , as quais podem ser combinadas para gerar a matriz dinâmica do sistema, Fig. 8, sob a qual é possível obter os esforços aplicados em cada barra, e que serão considerados no algoritmo adiante.

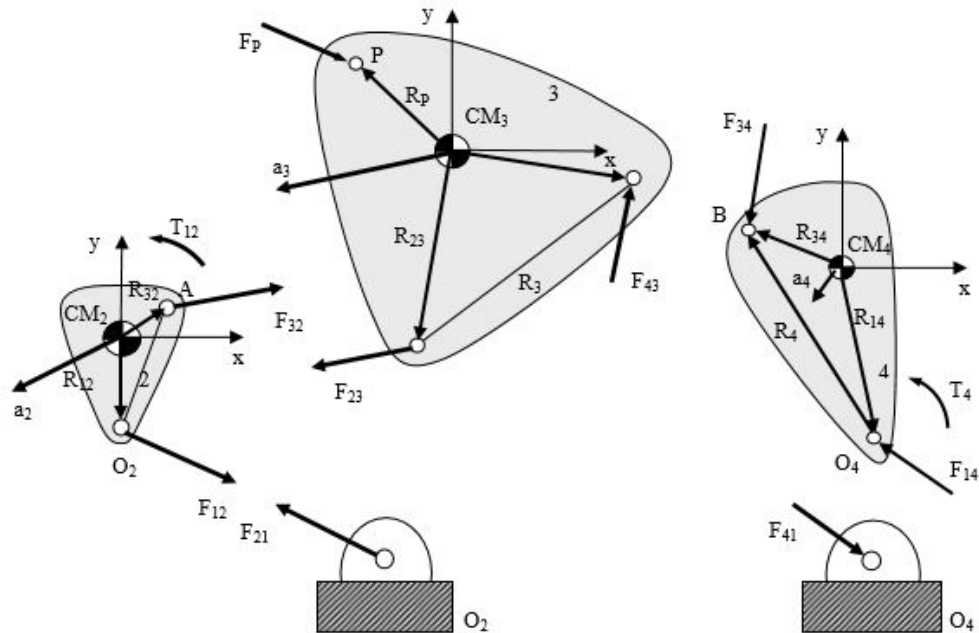


Figura 7: Aplicação do diagrama de corpo livre para o mecanismo de quatro barras.

$$\begin{bmatrix}
 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 -R_{12y} & R_{12x} & -R_{32y} & R_{32x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\
 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & R_{23y} & -R_{23x} & -R_{43y} & R_{43x} & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & R_{34y} & -R_{34x} & -R_{14y} & R_{14x} & 0
 \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix}
 F_{12x} \\
 F_{12y} \\
 F_{32x} \\
 F_{32y} \\
 F_{43x} \\
 F_{43y} \\
 F_{14x} \\
 F_{14y} \\
 T_{12}
 \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix}
 m_2 a_{2x} \\
 m_2 a_{2y} \\
 I_{CM2} \alpha_2 \\
 m_3 a_{3x} - F_{px} \\
 m_3 a_{3y} - F_{py} \\
 I_{CM3} \alpha_3 - R_{px} F_{py} + R_{py} F_{px} \\
 m_4 a_{4x} \\
 m_4 a_{4y} \\
 I_{CM4} \alpha_4 - T_4
 \end{bmatrix}$$

Figura 8: Matriz dinâmica para o mecanismo de quatro barras.

4.2 Análise de singularidades

Para garantir o correto funcionamento de um mecanismo, é de suma importância a realização de uma análise de mobilidade e de possíveis posições de singularidade. Para determinar as possíveis posições de singularidade em mecanismos de cadeia cinemática fechada, será utilizada uma metodologia baseada nas relações da matriz geométrica do sistema, e do problema de autovalores gerado à partir desta (ALTUZARRA et al., 2004, 2006; HERNÁNDEZ et al., 2003).

Para aplicar a metodologia proposta, é necessário inicialmente obter a matriz geométrica do sistema. Primeiramente, aplica-se a Eq. (6) para cada elemento do

mecanismo proposto, utilizando as velocidades nodais $\{\dot{x}_e\}$, resultando na matriz geométrica elementar $[G_e]$.

$$[G_e]\{\dot{x}_e\} = 0 \quad (6)$$

O ponto mais importante da metodologia de Altuzarra et al. (2004) consiste na análise do problema de autovalores obtido através da matriz geométrica do sistema, conforme descrito na Eq. (7). A dimensão F da matriz quadrada $[G]$ obtida corresponde ao grau de liberdade do mecanismo no instante de tempo analisado. O procedimento gera $\{v_i\}$ autovetores e D autovalores, os quais serão utilizados nos procedimentos descritos à seguir para determinar a existência, onde e qual o tipo das singularidades do mecanismo analisado (ALTUZARRA et al., 2004, 2006; HERNÁNDEZ et al., 2003).

$$[G]\{\dot{x}\} = \lambda\{\dot{x}\} \quad (7)$$

Os L autovetores $\{v_i\}$ que correspondem aos autovalores λ nulos compõem vetores linearmente independentes que descrevem os possíveis movimentos do mecanismo. O número de autovalores deve ser igual ao número de graus de liberdade em todas as posições para que a montagem não seja singular.

Além disso, as matrizes formadas pelos autovalores de entradas e saídas do sistema devem possuir posto matricial igual ou número de cada, respectivamente. Caso contrário, isso indicará dependências na entrada ou saída do mecanismo, caracterizando posição de singularidade.

5 | ESTRUTURA GERADA E RESULTADOS

O mecanismo proposto será gerado com o auxílio de um algoritmo de evolução diferencial, o qual possui os mesmos princípios dos algoritmos genéticos tradicionais. Este será implementado utilizando o software MATLAB®.

Os parâmetros de entrada do algoritmo foram os limites inferior e superior para o comprimento de cada uma das barras do mecanismo, os quais foram baseados nas dimensões de um boneco antropomórfico de 1,80 m de altura, utilizado para testes em estruturas de reabilitação no Laboratório de Automação e Robótica da Universidade Federal de Uberlândia. O material a ser aplicado no mecanismo será alumínio e o mesmo será construído utilizando um perfil retangular com 3 mm de espessura.

As restrições aplicadas no algoritmo para escolha da solução ótima consistem nas limitações geométricas descritas nas equações (1) a (5) de forma a garantir que a saída angular do mecanismo seja próxima a amplitude da flexão do joelho, eliminar ângulos com parte imaginária e garantir que o ângulo λ possua uma faixa operacional funcional.

Para garantir a ausência de singularidades, utiliza-se os parâmetros obtidos através do problema de autovalores da Eq. (7) para gerar as restrições necessárias.

As tensões geradas pelas reações calculadas na matriz dinâmica são utilizadas nas restrições de desigualdades, comparando-as com os limites admissíveis para o alumínio para garantir que a estrutura irá suportar as tensões submetidas em todas as posições exploradas pelo mecanismo.

Por fim, utilizou-se uma população inicial de 50 indivíduos, número máximo de interações igual a 200, taxa de perturbação igual a 0,5 e probabilidade de reprodução igual a 0,8. Os melhores resultados obtidos através da execução do algoritmo estão apresentadas na Tab.1.

	Parâmetro	Mínimo [mm]	Máximo [mm]	Selecionado [mm]
Joelho	R_1	150	400	280
	R_2	100	400	140
	R_3	150	400	263
	R_4	150	400	162
	$\Delta\theta_4$ (ângulo de saída)		120°	

Tabela 1: Parâmetros utilizados para encontrar os comprimentos das barras, e ângulo de saída selecionados

Uma vez obtido os comprimentos para as barras, gerou-se uma simulação ponto a ponto para checar a fidelidade da saída angular do mecanismo obtido com o solicitado. o resultado é apresentado na Fig. 9. Observa-se através deste gráfico que a amplitude de saída se aproxima da amplitude da flexão ativa do joelho, conforme esperado.

Após a validação matemática do mecanismo gerado, o próximo passo consiste em gerar o modelo tridimensional. Este foi gerado utilizando o software para CAD SolidWorks®.

Para transmitir o torque até a barra , adicionou-se ao mecanismo proposto um sistema de transmissão por polias sincronizadas, as quais são conectadas e levadas até o alcance das mãos do usuário através de uma barra auxiliar.

A polia conduzida se conecta com a barra através de um eixo comum. A polia condutora está ligada a outra manivela a qual será acionada manualmente pelo paciente. A correia dentada selecionada para o sistema é do tipo GT2 8 mm, devido as baixas tensões solicitadas no sistema e ao baixo custo.

Todas as características de construção citadas, bem como uma sequência de movimentação representando o funcionamento final do mecanismo, são ilustradas na Fig. 10, obtida através do modelo tridimensional construído.

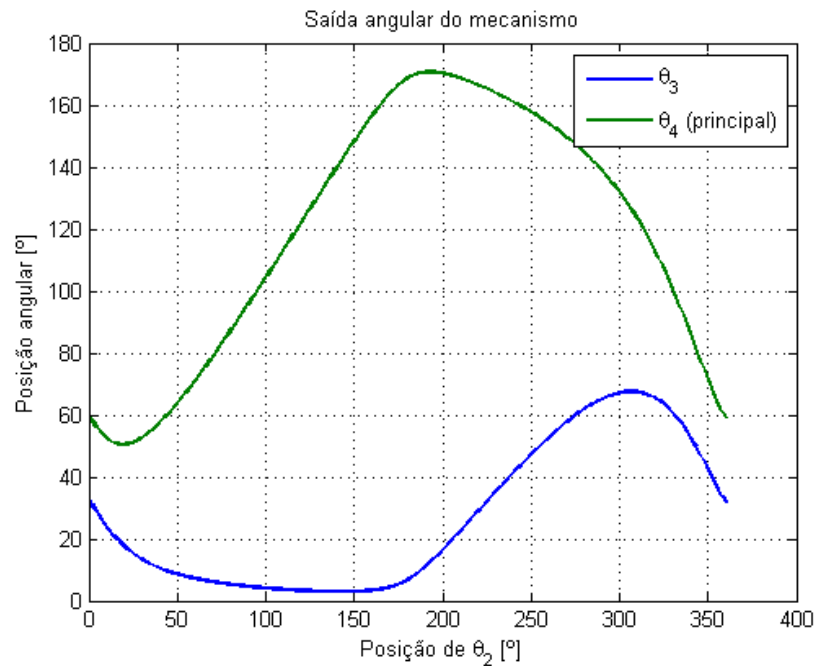


Figura 9: Saída angular do mecanismo obtido pelo algoritmo gerado.

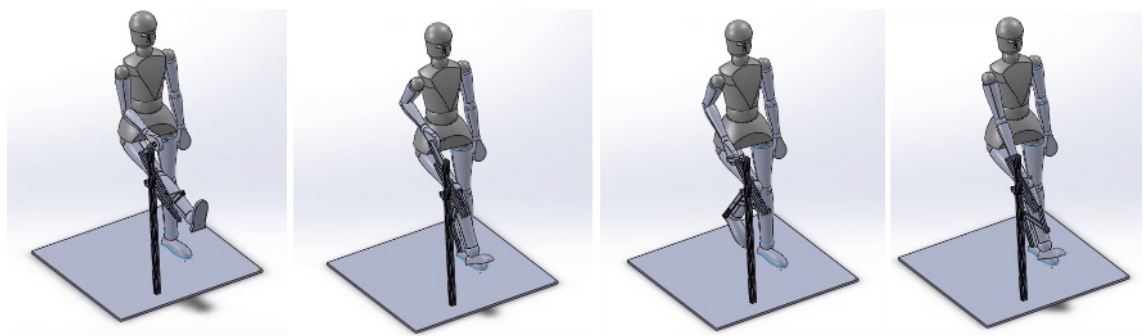


Figura 10: sequência de movimentação gerada a partir do tridimensional construído para o mecanismo de reabilitação do joelho.

6 | CONCLUSÕES

Através dos resultados obtidos das simulações e da movimentação do modelo obtido da estrutura para o joelho, observa-se uma boa adaptação do mesmo a flexão ativa do joelho, o que evidencia a capacidade do projeto proposto de gerar exercícios efetivos para um processo de reabilitação.

A construção de um protótipo em tamanho real para testes experimentais com um boneco de testes, bem como a expansão desta metodologia para gerar mecanismos de reabilitação para as demais articulações do membro inferior, estão previstas para a continuação deste projeto.

7 | AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao Conselho Nacional de Pesquisa e Desenvolvimento (CNPq) e ao Dr. João Gabriel Oliveira de Miranda pelo apoio financeiro ao projeto.

REFERÊNCIAS

- AKDOĞAN, E.; ADLI, M. A. The design and control of a therapeutic exercise robot for lower limb rehabilitation: Physiotherobot. **Mechatronics**, v. 21, n. 3, p. 509–522, 2011.
- ALTUZARRA, O. et al. A practical procedure to analyze singular configurations in closed kinematic chains. **IEEE Transactions on Robotics**, v. 20, n. 6, p. 929–940, 2004.
- ALTUZARRA, O. et al. Point-based Jacobian formulation for computational kinematics of manipulators. **Mechanism and Machine Theory**, v. 41, n. 12, p. 1407–1423, 2006.
- BATENI, H.; MAKI, B. E. **Assistive devices for balance and mobility: Benefits, demands, and adverse consequences** *Archives of Physical Medicine and Rehabilitation*, 2005. Disponível em: <<https://www.ncbi.nlm.nih.gov/pubmed/15641004?report=docsum>>
- COSTA, P. et al. Representações sociais da cadeira de rodas para a pessoa. **Rev Lat Am Enfermagem**, v. 18, n. 4, p. 1–8, 2010.
- FEYS, H. M. et al. Effect of a therapeutic intervention for the hemiplegic upper limb in the acute phase after stroke: a single-blind, randomized, controlled multicenter trial. **Stroke (00392499)**, 1998.
- GALVEZ, J. A.; REINKENSMEYER, D. J. Robotics for gait training after spinal cord injury. **Topics in Spinal Cord Injury ...**, v. 11, n. 2, p. 18–33, 2005.
- GOFFER, A. **Gait-locomotor apparatus**, 2006.
- HERNÁNDEZ, A. et al. Kinematic analysis of mechanisms via a velocity equation based in a geometric matrix. **Mechanism and Machine Theory**, v. 38, n. 12, p. 1413–1429, 2003.
- JEZERNIK, S.; COLOMBO, G.; MORARI, M. Automatic gait-pattern adaptation algorithms for rehabilitation with a 4-DOF robotic orthosis. **IEEE Transactions on Robotics and Automation**, v. 20, n. 3, p. 574–582, 2004.
- KAPANDJI, A. **Fisiologia articular**. 5. ed. [s.l.] Editorial Médica Panamericana S.A., 2000.
- LUM, P. et al. Robotic Devices for Movement Therapy After Stroke: Current Status and Challenges to Clinical Acceptance. **Topics in Stroke Rehabilitation**, v. 8, n. 4, p. 40–53, 2002.
- REZENDE, O. P. DE et al. **Análise Dinâmica Computacional de Mecanismos de 4 Barras**. Nono Simpósio de Mecânica Computacional. **Anais...**São João Del-Rei: 2010
- UICKER, J. J. et al. **Theory of Machines and Mechanisms** *Journal of Mechanical Design* Oxford Press, , 2003.
- WERNIG, A. et al. **Corrigendum: Laufband therapy based on “rules of spinal locomotion” is effective in spinal cord injured persons (European Journal of Neuroscience (1995) 7 (823-829))** *European Journal of Neuroscience*, 1995.

DESENVOLVIMENTO DE BENEFICIADORA DE FUSO ROTATIVO

Fábio Gatamorta

Universidade Paulista, Instituto de Ciência Exatas e Tecnologia,
Jundiaí – SP

Danilo Brasil Sampaio

Universidade Paulista, Instituto de Ciência Exatas e Tecnologia,
Jundiaí – SP

Jebson Gouveia Gomes

Universidade Paulista, Instituto de Ciência Exatas e Tecnologia,
Jundiaí – SP

Marco Antônio Pereira Vendrame

Universidade Paulista, Instituto de Ciência Exatas e Tecnologia,
Jundiaí – SP

Gabriel Novelli

Universidade Paulista, Instituto de Ciência Exatas e Tecnologia,
Jundiaí – SP

Atílio Eduardo Reggiani

Universidade Paulista, Instituto de Ciência Exatas e Tecnologia,
Jundiaí – SP

RESUMO: Uma grande parte dos consumidores valorizam a higienização e aparência de um fruto quando faz a opção de compra para o consumo. Por essa razão, o beneficiamento é um item importante no trato com as frutas que

são produzidas agregando valor. Este trabalho apresenta o desenvolvimento e a construção de um equipamento compacto com fuso rotativo de beneficiamento de frutas cítricas, com as etapas de lavagem e polimento de laranjas oferecendo aos consumidores uma melhor qualidade final.

PALAVRAS-CHAVE: Beneficiamento; cítricos, fuso rotativo.

ABSTRACT: Most consumers value the hygiene and appearance of products when make the purchase option. For this reason processing of products is an important step on the fruits. Beside this the processing and refining add value to the rural production. This work presents the development and construction of compact equipment with rotary spindle processing citrus fruits, with the steps of washing and polishing oranges, offering consumers a better final quality.

KEYWORDS: processing of products; citrus fruits; rotary spindle.

1 | INTRODUÇÃO

A laranja é uma das frutas cítricas mais consumidas sendo utilizadas para a produção de diversos subprodutos como suco, polpa, óleo (derivado da casca da laranja), essências e até mesmo álcool, que é produzido através

da fermentação de um líquido retirado ao prensar o bagaço da laranja (CITRUSBR, 2017).

A posição do Brasil no cenário mundial de produção e exportação de laranja e sucos concentrados é de destaque, sendo responsável pelo surgimento de inúmeros empreendimentos e empregos, além de gerar impostos e movimentar estabelecimentos (NEVES, 2010). No Brasil, São Paulo é o estado que mais produz a fruta, seguido pelos estados da Bahia, Minas Gerais, Sergipe e Paraná. São Paulo é também a região que mais emprega (IBGE, 2017). De janeiro a agosto de 2016 a citricultura somou 30.709 admissões, o que a situa como uma das 20 principais geradoras de emprego do Estado de São Paulo. Esses dados fazem parte do Cadastro Geral de empregados e desempregados - CAGED. Compilado pela Associação Nacional dos Exportadores de sucos Cítricos.

A classificação brasileira determina que as fazendas consideradas de grande porte possuem mais de 200.000 pés de laranjas, tem produtividade média de 2,46 caixas por planta e representam 47% da produção de laranjas. Essas fazendas somam 120 produtores e representam 2% do número total de produtores. As de porte médio, entre 20.000 e 129.000 pés, respondem por 32% da produção e somam 1.496 produtores ou 11% do total, com produtividade em torno de 2,16 caixas por pé. Os pequenos produtores (menos de 20.000 árvores) respondem por 21% da produção de laranjas e somam 11.011 produtores, ou 87% do total do número de produtores com menor produtividade, em torno de 1,66 caixas por pé (CITRUSBR, 2017).

Para aumento de produtividade é utilizada a mecanização que, no processo agrícola, depende de fatores tecnológicos e econômicos. Essa expansão traz benefícios ao agronegócio como a redução de mão de obra rudimentar e o oferecimento de empregos de melhor qualidade e melhor remuneração.

A utilização de máquinas para o processo agrícola foi iniciada no Brasil após a segunda grande guerra mundial, para a preparação da terra, no plantio, na colheita e no beneficiamento das culturas.

A máquina para beneficiamento e classificação de laranja é indispensável para quem precisa de qualidade e agilidade após a colheita. Um dos benefícios é o auxílio no processo de seleção, limpeza e classificação dos frutos, reduzindo, assim, o custo da mão de obra e possibilitando ganhos com produtividade. A configuração da máquina varia de acordo com o produto que será beneficiado, oferecendo as seguintes configurações: Linha de Escovas para lavar, secar, polir, linha de secagem com ventiladores e linha para classificação, pode ainda ser por cor específica, peso e tamanho. A produtividade da máquina varia de acordo com as necessidades de beneficiamento. Atualmente as máquinas de beneficiamento de laranjas apresentam uma grande produtividade, porém em consequência disso, o dimensionamento da máquina e o valor dela aumentam junto com a eficiência desse equipamento.

2 | METODOLOGIA

Para a concepção e desenvolvimento do equipamento a condição inicial do equipamento foi sua capacidade definida para operar com a capacidade de beneficiamento de 1 Tonelada/hora. Esses valores de projeto buscaram alinhamento com os consumidores que foram definidos para aplicações do beneficiamento (produtores de pequeno e médio porte). O projeto consiste em um equipamento contendo sistemas de lavagem e polimento.

A estrutura do conjunto é apoiada em uma plataforma que sustenta o sistema de lavagem, polimento e secagem. O equipamento foi concebido estruturalmente através de dois módulos independentes conforme Figura 1. Essa concepção tem o objetivo de facilitar a confecção, o transporte, a montagem e a manutenção do equipamento. Elas são importantes na medida em que o equipamento trabalha em períodos contínuos de operação. Os dois módulos que trabalham conjuntamente junto com dois motores que fazem o transporte e a secagem dos produtos.

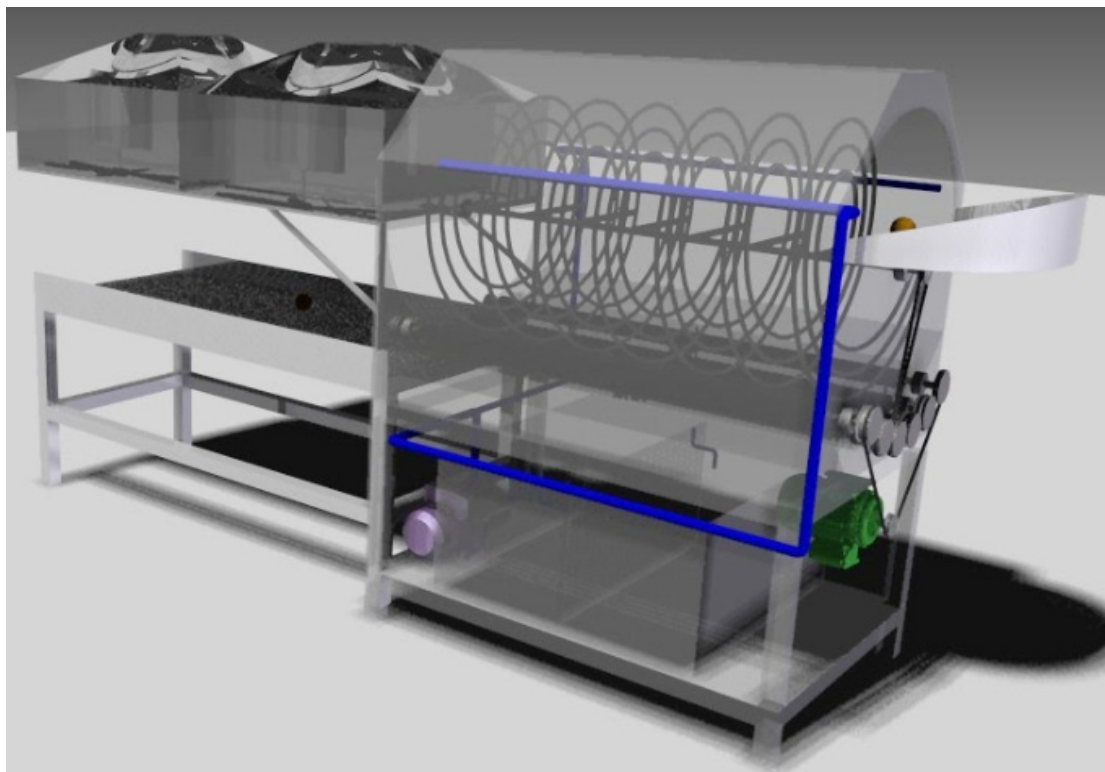


Figura 1. Desenho de conjunto do Beneficiador de fuso rotativo.

O módulo de limpeza possui em seu centro geométrico um fuso transportador que realiza a movimentação dos frutos. Ele é composto por três espiras de formato helicoidal sendo cilíndricas e espaçadas umas sobre as outras. Junto ao helicóide formado pelo alimentador estão roletes transversais alinhados na parte inferior que acompanham a curvatura das espiras que realizam a limpeza por escovação. O ciclo de processamento consiste na entrada das frutas por um bocal, na sequência entram em contato com os cilindros de lavagem instalados longitudinalmente. Nessa região

a fruta é pulverizada por uma solução de limpeza a base de cloro sendo escovada sobre a seção transversal dos rolos. Para o sistema de transmissão responsável pela movimentação do fuso foi adotado um moto redutor acoplado a um sistema de rodas dentadas e correntes. Esse sistema está apoiado na ideia de simplicidade de fabricação aliado ao baixo custo dos componentes mantendo o sincronismo do sistema. O equipamento realiza todas as etapas do ciclo de processamento em seu interior. Os sistemas principais realizam as operações com movimentos rotativos. A Figura 2 apresenta as vistas do sistema de transporte e limpeza desenvolvidos.

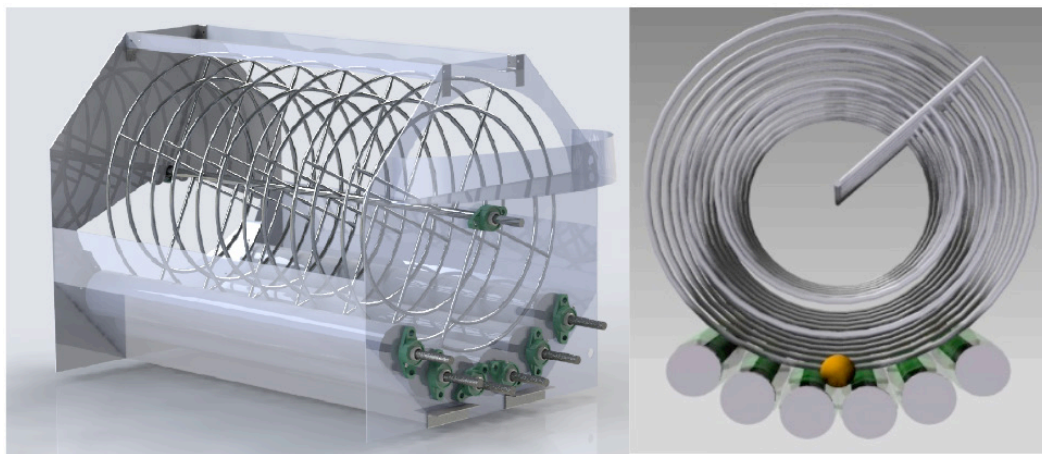


Figura 2. Sistema de limpeza com helicóide transportador e os roletes de limpeza.

3 | DIMENSIONAMENTO

A espiral de transporte foi determinada utilizando valores dimensionais de laranjas adquiridas comercialmente. Foram medidas 50 laranjas com paquímetros convencionais e obtidos valores médios de diâmetro e perímetro. O número de laranjas por perímetro médio foi obtido segundo a equação 1:

$$L_{Pm} = \frac{P_m}{D_l} \quad (1)$$

Onde,

L_{Pm} = laranja por perímetro médio;

P_m = perímetro médio;

D_l = diâmetro da laranja.

O arranjo das laranjas em um setor transversal de 90° previsto nas condições de contorno é formado de acordo ao movimento de rotação do fuso e a ação da gravidade. O número de laranjas dispostas na espira foi determinado pela equação 2:

$$N_l S_t = \frac{1}{4} L_{Pm} \quad (2)$$

Onde,

L_{Pm} = laranja por perímetro médio;

N_l = número de laranjas;

S_t = Setor transversal.

Para limpeza de cada laranja, foi usado um par de roletes formando um colo de contato. Para quantificar o número de roletes presentes nesse arranjo, foi modelada uma equação que relaciona o número de laranjas com o número de roletes. A equação 3 define o número de roletes num setor de 90°.

$$N_l = N_r + 1 \quad (3)$$

Onde,

N_r = Número de roletes.

N_l = Número de laranja para um setor transversal

Com a vazão mássica pré-determinada em 1t/h foi estabelecida a quantidade de laranjas processadas em uma hora, representado na equação 4:

$$\frac{L}{h} = \frac{Q_m}{m_l} \quad (4)$$

Onde:

L/h = Laranjas por hora,

Q_m = massa de laranjas por hora,

m_l = massa média da laranja.

Foi calculada a velocidade de trabalho do fuso, que por sua vez, transporta um número de laranjas a cada revolução. Relacionando o número de laranjas por hora com o número de laranjas por revolução temos a velocidade angular do fuso, representada na equação 5:

$$\omega f = \frac{\frac{L}{h}}{\frac{L}{R}} \quad (5) \quad \omega f$$

Onde:

ωf = Velocidade do fuso;

L/h = Quantidade de laranja;

L/R = Número de laranja em revolução.

Para trabalhar adequadamente dentro das condições de segurança, um painel elétrico foi desenvolvido segundo a Norma regulamentadora – NR10. O uso da norma garante a segurança dos operadores e do equipamento durante a execução de cada ensaio realizado. O conjunto elétrico do motor 1 (transporte e limpeza) é composto por uma chave porta fusível trifásica, um contator, o disjuntor motor, motor, fusível, botão liga desliga e botão de emergência. O conjunto elétrico do motor (sistema de secagem) é composto de uma chave porta fusível trifásica, contator, disjuntor motor,

motor, fusível, botão liga desliga e botão de emergência. A figura 3 apresenta os diagramas elétricos desenvolvidos para o equipamento e seguiram a orientação da Norma garantindo a confiabilidade do equipamento.

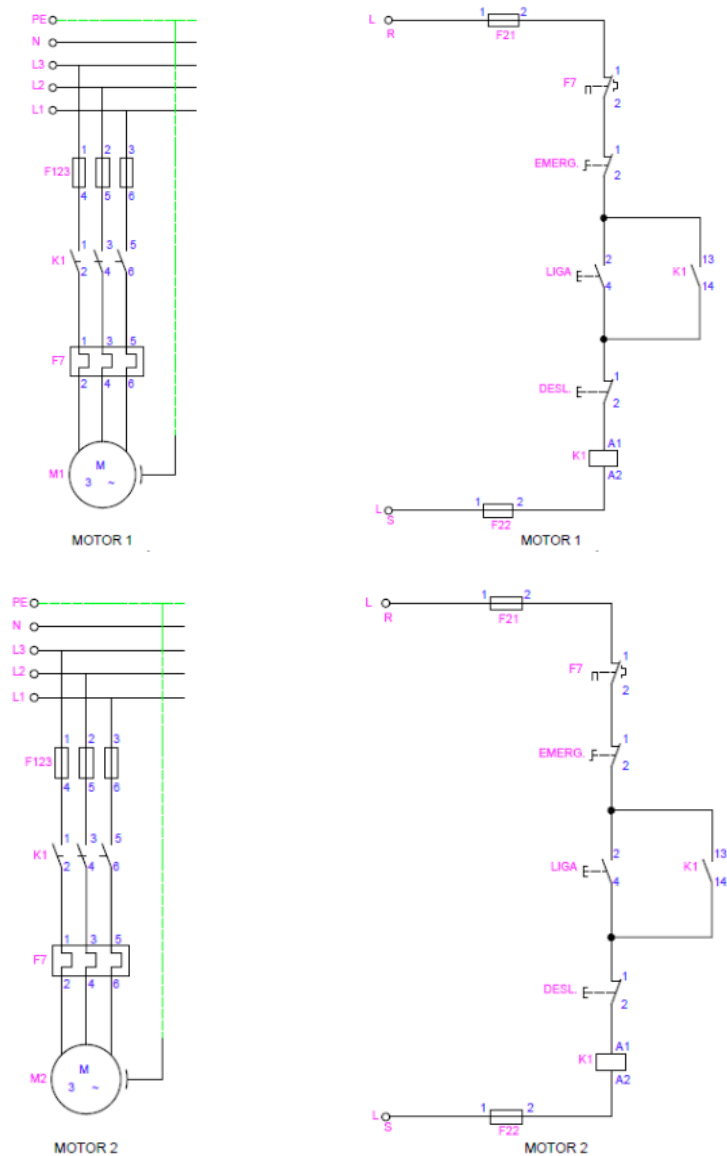


Figura 3. Diagramas elétricos do equipamento.

Para completar o sistema de proteção do equipamento um relê térmico fará a proteção de queima do motor elétrico. O sistema fornece proteção para a ocorrência de picos de energia nas linhas de transmissão evitando a queima do motor e dos elementos de comando

Na construção do fuso responsável pela movimentação dos frutos ao longo da máquina, foi utilizado o processo de soldagem N° 131 da NBR 13043, para união tubos de aço carbono no diâmetro de 10 mm aplicado ao eixo principal de 22 mm.

Todas as peças e componentes foram confeccionados segundo especificação de projeto. A estrutura soldada compõem a parte de sustentação e alinhamento para as espiras de aço carbono com diâmetro de 10 mm para formação do fuso helicoidal, o método utilizado para a soldagem de todas as partes da máquina segue a norma AWS

4 | RESULTADOS E DISCUSSÕES

O equipamento construído foi colocado em operação para validação do projeto. Após os testes iniciais foram realizadas melhorias de acabamento dos componentes. A Figura 4 apresenta o projeto finalizado.



Figura 4. Beneficiadora de fuso rotativo.

Para verificação da eficiência do equipamento foram realizados beneficiamentos de frutos obtidos in natura e realizadas inspeções visuais em amostras obtidas a partir das frutas beneficiadas. Foram beneficiados 500 kg de laranjas em um tempo total de 28 min. Esse resultado permite afirmar que o equipamento atende as especificações de projeto. A Figura 5 apresenta os frutos beneficiados.



Figura 5. Frutos beneficiados pelo equipamento por inspeção visual: a) fruto colhido do pé; b) fruto beneficiado.

5 | CONCLUSÃO

O projeto utilizou parâmetros definidos que foram ordenados e utilizados e a metodologia para o dimensionamento do equipamento se mostrou acertada.

A concepção e *Design* adotados para o maquinário mostrou ser uma solução para os pequenos produtores garantindo uma alta eficiência do beneficiamento mesmo para um espaço reduzido.

Os resultados dos ensaios de lavagem e polimento foram satisfatórios, com

produtividade aproximada de 1 tonelada/hora (definida no projeto); a inspeção visual se mostrou adequada para verificação dos resultados.

REFERÊNCIAS

ABECITRUS - Associação Brasileira Exportadores de Citrus - **anuário 2017, 2018.**

CALLISTER Jr., W. T. – **Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução.** 7ª Edição. RJ: LTC, 2008.

CITRUSBR - Associação Nacional dos Exportadores de Sucos Cítricos, **dados de consumo, 2017.**

IBGE - Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística - **Censo agrícola, 2017.**

NBR 13043 - **Welding - Numbers and names of processes** – Standardization.

NEVES, M. F., et all. **O Retrato da Citricultura brasileira. Centro de pesquisas e marketing e estratégias,** 2011.

NORTON, R L, **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada,** 2.ED.V.0.

NR10 – **Segurança em instalações e serviços em eletricidade,** 2004.

MINI EXTRUSORA DIDÁTICA DE POLÍMEROS UTILIZADOS EM IMPRESSORAS 3D

Marcelo Santos Damas

Tiago Zaquia Pereira

Ueliton Cleiton Oliveira

Acadêmicos do curso de Engenharia Mecânica
– Centro de Universitário de Anápolis -
UniEVANGÉLICA
Anápolis – Goiás

Sérgio Mateus Brandão

Professor Mestre – Centro de Universitário de
Anápolis - UniEVANGÉLICA
Anápolis – Goiás

RESUMO: A extrusão de polímeros é um dos métodos mais utilizados para a transformação de um tipo de material polimérico em outro consumível, esse processo utiliza a extrusora como maquinário de processamento. Esse mecanismo possui complexidades concentradas em seu parafuso de transporte, material a ser extrudado e sistema de monitoramento de temperatura, além da parametrização do processo e consumo de energia. Os polímeros aplicados na impressão 3D precisam possuir características que os tornam “moldáveis” para o processo, tais como termoplasticidade e maleabilidade. Os materiais mais solicitados para moldagem de peças 3D são o ABS (Acronitrilo Butadieno Estireno) e o PLA (Ácido Polilático). A construção de itens através da impressão 3D demandou uma crescente

tecnologia no ramo e por insumos que atendam às necessidades de construção e que possam ser reciclados. Este estudo tem por finalidade a obtenção de uma mini extrusora didática capaz de reciclar o copolímero ABS e/ou o polímero PLA com o formato de filamento de 3 mm de diâmetro, que podem ser utilizados em impressoras 3D. Suas composições mecânicas e eletroeletrônicas essenciais ao seu funcionamento foram construídas, montadas e adquiridas pelo centro de custo do Centro Tecnológico da UniEVANGÉLICA. Após a obtenção do protótipo, obteve-se como resultado um maquinário capaz de atender com eficiência os objetivos propostos.

PALAVRAS-CHAVE: Mini extrusora. Polímeros. Impressora 3D.

ABSTRACT: Extrusion of polymers is a most widely used methods for transforming one type of polymeric material into another consumable, which process uses the extruder as processing machinery. This mechanism has complexities concentrated in its transport screw, material to be extruded and temperature monitoring system, in addition to process parameterization and power consumption. The polymers applied in 3D printing need to have characteristics that make them “moldable” for the process, such as thermoplasticity and malleability. The most requested materials for molding 3D parts are

ABS (Acronitrile Butadiene Styrene) and PLA (Polylactic Acid). The construction of items through 3D printing has demanded a growing technology in the field and for supplies that meet the needs of construction and that can be recycled. The aim of this study was to obtain a miniature didactic extruder capable of recycling ABS copolymer and / or PLA polymer with a 3 mm diameter filament shape, which can be used in 3D printers. Its mechanical and electrical components essential to its operation were built, assembled and acquired by the cost center of the UniEVANGÉLICA Technological Center. After obtaining the prototype, obtained as a result a machine capable of efficiently meeting the proposed objectives.

KEYWORDS: Mini extruder. Polymers. 3d printer.

1 | INTRODUÇÃO

Com a crescente demanda global por energia elétrica se torna notória a necessidade de se desenvolver materiais com propriedades especiais, a fim de substituir outros mais escassos ou que demandam um custo energético muito elevado para se processar.

A utilização de polímeros (macromoléculas obtidas a partir da polimerização formadas a partir de unidades estruturais menores, os monômeros que são unidos entre si por reações químicas que podem ser divididas em três grupos principais: os termofixos, os termoplásticos e os elastômeros [9]) vem crescendo de forma considerável por conta de sua versatilidade e propriedades mecânicas, químicas, entre outras, que podem substituir diversos outros materiais tais como aço, madeira e vidro [9] nas construções em geral, na medicina, na eletrônica entre outros por um custo monetário e energético inferior [5]”ISSN” : “09670661”, “abstract” : “Polymer extrusion is usually a complex process, particularly due to the coupled nature of process parameters, and hence highly prone to fluctuations. Although a number of different approaches have been attempted in research/industry over the last few decades for extrusion control, it is still experiencing some problems in achieving consistent product quality. Presently, most of the polymer processing extruders are equipped with PID controllers mainly for the control of the screw speed and barrel temperatures in their set limits. It seems that only both of these controllers are commonly used as the major aids of process control to achieve the required melt quality. Although, the quality of the melt output (i.e., a thermally homogeneous melt output which is constant in quantity and quality over the time.

Esse crescimento (em conjunto com diversos outros materiais sintéticos) acaba por gerar um volume cada vez maior de resíduos, que ocasionou em medidas governamentais através da Política Nacional de Resíduos Sólidos da lei 12.305/2010 [3] e do Artigo 5º do Decreto 7.404 de 23 de Dezembro de 2010 [8] onde obriga todos os fabricantes, importadores, distribuidores, consumidores e titulares dos serviços públicos de limpeza urbana e de manejo de resíduos sólidos a se responsabilizarem

pelo ciclo de vida do produto perfazendo a logística reversa, ou seja, deve ser feito o reaproveitamento, reciclagem dos resíduos gerados nas indústrias ou um correto descarte ambiental.

Segundo a Associação Brasileira da indústria do Plástico [2] [1], o setor de polímeros, no ano de 2017 alcançou 2,5% de crescimento a mais em relação ao ano de 2016 e pode alcançar 3% em 2018. Em 2017 houve a criação de 4.496 postos de trabalho totalizando 322.679 funcionários divididos em 12.539 empresas de transformação e reciclagem de materiais plásticos. Outro dado a ser considerado é o aumento do consumo de insumos que foi de 3,9% em relação a 2016. Em 2017 também houve crescimento significativo de empresas recicladoras de plástico, ou seja, 10,5% ao ano desde 2007.

A indústria de plásticos tem como principal meio de transformação a extrusão de polímeros que representa 55% dos métodos utilizados vindo em seguida a injeção com 36% [1].

1.1 Extrusão de polímeros

A extrusão é um dos métodos mais utilizados para a transformação de material polimérico em outro. Trata-se de um processo aparentemente simples, porém possui significativas variáveis que o torna um método bastante complexo, por conta dos parâmetros necessários para moldagem: temperatura de fusão, temperatura atingida pela matriz, o tempo de transporte e a pressão de extrusão [19], itens intimamente ligados às exigências construtivas da extrusora. A extrusão de polímeros está envolvida na produção final de diversos produtos, tais como tubos, hastes, filamentos, perfis, etc. Também pode consistir num processo intermediário na injeção moldada, termoformação e sopro [4] where product quality is dependent upon the level of melt homogeneity achieved by the extruder screw. Extrusion is an energy intensive process and optimisation of process energy usage while maintaining melt stability is necessary in order to produce good quality product at low unit cost. Optimisation of process energy usage is timely as world energy prices have increased rapidly over the last few years. In the first part of this study, a general discussion was made on the efficiency of an extruder. Then, an attempt was made to explore correlations between melt thermal stability and energy demand in polymer extrusion under different process settings and screw geometries. A commodity grade of polystyrene was extruded using a highly instrumented single screw extruder, equipped with energy consumption and melt temperature field measurement. Moreover, the melt viscosity of the experimental material was observed by using an off-line rheometer. Results showed that specific energy demand of the extruder (i.e. energy for processing of unit mass of polymer). O processo em si é a fusão por condução térmica e cisalhamento viscoso progressivo de um material polimérico em estado sólido num processo energético intenso.

O processo de extrusão é totalmente submetido às fricções térmicas e reológicas,

propriedades inerentes ao polímero. Como existem diversas variáveis na geometria dos parafusos e no processo de extrusão, todos os componentes da extrusora devem ser construídos de forma a atender as demandas exigidas para cada polímero individualmente. Todavia, na maioria das vezes ocorre adaptações, pois o projeto de uma extrusora serve para aplicação de vários tipos de polímeros, por isso podem ser utilizadas técnicas de monitoramento durante o processo para viabilizar a melhor forma possível de caracterizar a dinâmica térmica da extrusão. Como é inviável alterações no *layout* do maquinário, para cada tipo de polímero é feito o refinamento das margens térmicas, aproximando das temperaturas ideais para cada polímero a fim de se obter o melhor resultado. Além disso, a energia envolvida no processo de extrusão de polímeros é bem inferior àquela utilizada para processo em outros materiais de uso convencional, vidro e aço [4] where product quality is dependent upon the level of melt homogeneity achieved by the extruder screw. Extrusion is an energy intensive process and optimisation of process energy usage while maintaining melt stability is necessary in order to produce good quality product at low unit cost. Optimisation of process energy usage is timely as world energy prices have increased rapidly over the last few years. In the first part of this study, a general discussion was made on the efficiency of an extruder. Then, an attempt was made to explore correlations between melt thermal stability and energy demand in polymer extrusion under different process settings and screw geometries. A commodity grade of polystyrene was extruded using a highly instrumented single screw extruder, equipped with energy consumption and melt temperature field measurement. Moreover, the melt viscosity of the experimental material was observed by using an off-line rheometer. Results showed that specific energy demand of the extruder (i.e. energy for processing of unit mass of polymer).

1.2 A extrusora

A extrusora (Figura 1) é a máquina que processa o material polimérico transportado-o entre um parafuso rotativo e uma camisa / barril / canhão / cilindro (existem outros tipos de extrusão tal como o método que se utiliza de pistão), ela possui um bico extrusor com uma matriz de perfil cilíndrico e composto por um sistema de isolamento térmico.

O sistema de aquecimento da extrusora possui um controlador térmico, a fim de manter temperatura constante e ideal para o processo de extrusão [14], Na medida em que o material avança no interior da camisa em direção à saída, ele é aquecido normalmente em níveis diferentes de temperatura formando uma massa pastosa, que é forçada a uma determinada pressão através de uma passagem localizada no cabeçote e o polímero fundido é expelido pelo orifício do bico extrusor. Se for produção final consiste numa matriz, produzindo perfis com seções não necessariamente simétricas, porém em forma desejada [15]. O mecanismo de aquecimento da mini extrusora possui a capacidade de atingir temperaturas superiores ao do ponto de fusão do polímero

extrudado no processo de extrusão [14].

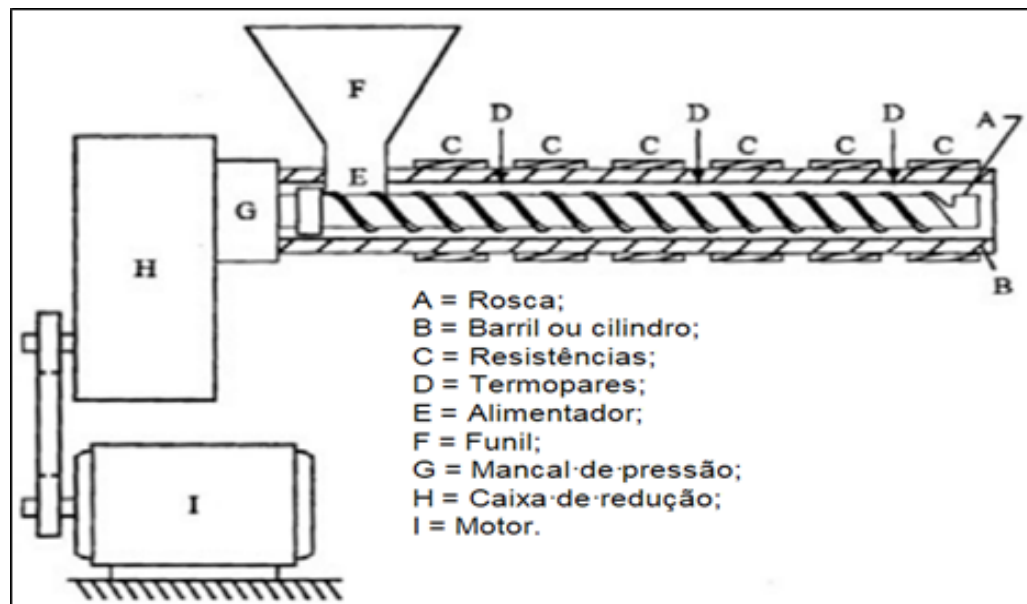


Figura 1 - Esquema de uma extrusora e seus componentes básicos.

Fonte: WEG.

Toda a complexidade construtiva contida na extrusora se concentra em seu parafuso de transporte, no material a ser extrudado e no sistema de monitoramento de temperatura, pois um controle preciso só é alcançado através de um monitoramento preciso [13].

1.2.1 Principais componentes de uma extrusora

A extrusora possui um *design* básico e, dessa forma, poucas diferenças há entre uma máquina e outra. As principais inovações nesse tipo de tecnologia estão concentrados no parafuso transportador e em seu sistema de controle de pressão e temperatura. Existem inúmeros projetos no mercado voltado para o parafuso, componente que pode ser duplo ou unitário, voltado para o controle de temperatura (termopares e sensores infra-vermelhos) e na obtenção de novos materiais com melhores propriedades. Os demais componentes, tais como, motor, caixa de velocidades, funil de alimentação, camisa, cabeçote e matriz servem apenas para dar suporte necessário para o funcionamento do parafuso, [6]. Um esquema básico do funcionamento de uma extrusora é descrito na figura 2.

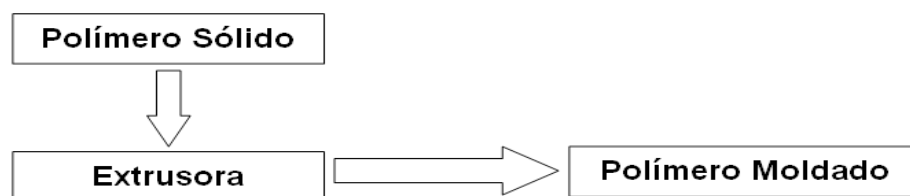


Figura 2 - Esquema da sequência de funcionamento da extrusora

Fonte: Dos autores.

1.2.11 Parafuso Transportador

O parafuso transportador é a peça fundamental em uma extrusora e é dividido em três funções principais/zonas geométricas: (1) ele transporta o material polimérico, (2) auxilia na fusão do mesmo e (3) cria uma pressão de bombeamento no material, sendo essas denominadas como funções primárias. O parafuso transportador também executa a mistura distributiva, que é o rearranjo de diferentes componentes, e dispersiva, que é a redução do tamanho dos grãos, além da homogeneização através do cisalhamento no material [7] sendo essa uma função secundária (Tabela 1).

A resina termoplástica é abastecida na máquina através da tremonha ou funil alimentador na forma de grãos ou pó e transportado ao longo do parafuso enquanto absorve o calor fornecido por resistências elétricas [7].

Funções básicas do parafuso:	Funções secundárias do parafuso:
Transporte de sólidos	Mistura
Derretimento e fusão	Refino por cisalhamento

Tabela 1 – Funções básicas e secundárias do parafuso transportador

Fonte: Dos autores

1.2.1.2 Termopares, sensores e controladores

A principal função da extrusora é fornecer um polímero homogêneo, bem misturado e derretido em temperatura e pressão especificadas, desta forma, para se cumprir esses requisitos é necessário que a extrusora seja equipada com um eficiente número de dispositivos para monitoramento e controle do sistema além de sensores de temperatura e pressão [17].

Mesmo com o desenvolvimento de tecnologias que auxiliaram na melhoria do processo de extrusão, o controle térmico continua sendo um desafio bastante complexo. O controle do processo viabiliza de forma eficiente a fabricação de produtos com boa qualidade, pois traz o uso eficaz do material, energia e tempo necessários no transcurso produtivo [5]”ISSN” : “09670661”, “abstract” : “Polymer extrusion is usually a complex process, particularly due to the coupled nature of process parameters, and hence highly prone to fluctuations. Although a number of different approaches have been attempted in research/industry over the last few decades for extrusion control, it is still experiencing some problems in achieving consistent product quality. Presently, most of the polymer processing extruders are equipped with PID controllers mainly for the control of the screw speed and barrel temperatures in their set limits. It seems that only both of these controllers are commonly used as the major aids of process control to achieve the required melt quality. Although, the quality of the melt output (i.e., a thermally homogeneous melt output which is constant in quantity and quality over the time.

Sensores termopares são amplamente utilizados na mensuração dos campos térmicos encontrados no interior da camisa de extrusão enquanto o polímero derretido flui em seu interior, além desses, podem ser agregados termômetros infravermelhos e softwares para controle de processo e quantificação do consumo de energia. A geometria e velocidade de rotação do parafuso além das temperaturas envolvidas podem impactar de forma significativa o resultado final [4] where product quality is dependent upon the level of melt homogeneity achieved by the extruder screw. Extrusion is an energy intensive process and optimisation of process energy usage while maintaining melt stability is necessary in order to produce good quality product at low unit cost. Optimisation of process energy usage is timely as world energy prices have increased rapidly over the last few years. In the first part of this study, a general discussion was made on the efficiency of an extruder. Then, an attempt was made to explore correlations between melt thermal stability and energy demand in polymer extrusion under different process settings and screw geometries. A commodity grade of polystyrene was extruded using a highly instrumented single screw extruder, equipped with energy consumption and melt temperature field measurement. Moreover, the melt viscosity of the experimental material was observed by using an off-line rheometer. Results showed that specific energy demand of the extruder (i.e. energy for processing of unit mass of polymer).

O controle da temperatura de fusão do material evita variações de viscosidade e degradação do produto através de uma alimentação consistente e contínua. Com o controle da pressão de aplicação é possível uma taxa consistente de fluxo [5] "ISSN" : "09670661", "abstract" : "Polymer extrusion is usually a complex process, particularly due to the coupled nature of process parameters, and hence highly prone to fluctuations. Although a number of different approaches have been attempted in research/industry over the last few decades for extrusion control, it is still experiencing some problems in achieving consistent product quality. Presently, most of the polymer processing extruders are equipped with PID controllers mainly for the control of the screw speed and barrel temperatures in their set limits. It seems that only both of these controllers are commonly used as the major aids of process control to achieve the required melt quality. Although, the quality of the melt output (i.e., a thermally homogeneous melt output which is constant in quantity and quality over the time).

Além desses componentes mencionados, diversos outros acompanham a fabricação de uma extrusora, motor, caixa de engrenagens, tela de peneiramento, sistemas auxiliares de aquecimento/resfriamento, entre outros. Esses não serão detalhados neste trabalho devido a seu uso ser mais empregado em extrusora de grande porte não sendo agregado ao objetivo aqui mencionado.

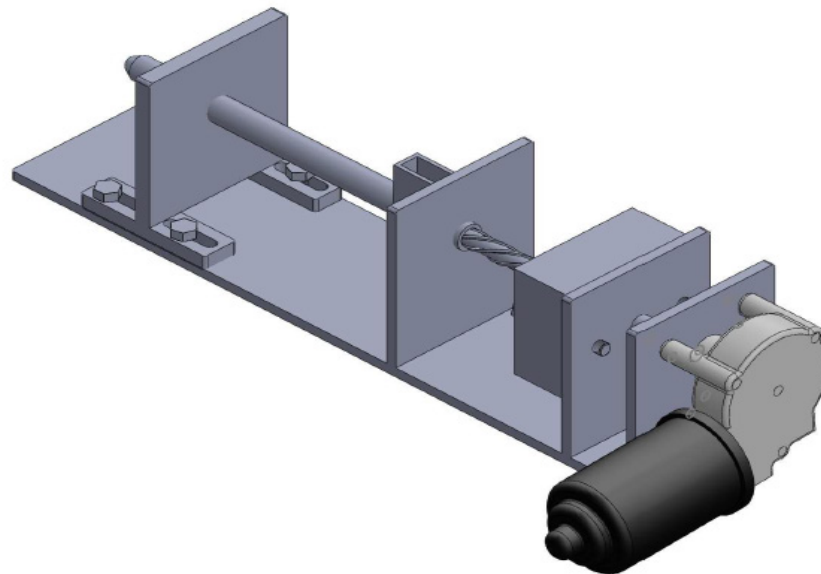


Figura 3 – Modelo de extrusora idealizado – vista ortogonal

Fonte: Acervo próprio

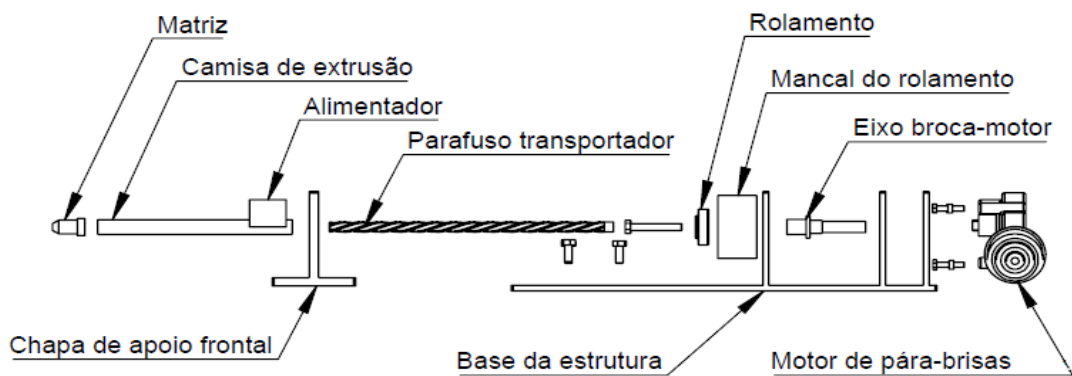


Figura 4 – Modelo de extrusora idealizado – vista explodida com nomenclatura

Fonte: Acervo próprio

1.3 Os polímeros e a impressora 3D

A crescente tecnologia no ramo de impressão 3D com a utilização de polímeros exige a necessidade de se adequar, desenvolver, aplicar e reciclar os materiais utilizados no processo, pois, os polímeros aplicados na impressão 3D precisam possuir características que os tornam “moldáveis” para o processo de impressão, tal como termoplaticidade [12].

Os materiais mais solicitados para moldagem de peças em 3D são o ABS (Acronitrilo Butadieno Estireno) e o PLA (Ácido Polilático). O termoplástico ABS possui boas características mecânicas, tais como resistência ao impacto, resistência à tração, flexibilidade além de leveza, resistência química, elétrica e térmica (até 80°C), resistência à oxidação e preço moderado. Sua utilização é bastante extensa e pode ser

encontrado em autopeças, eletrodomésticos, eletroeletrônicos e brinquedos. O PLA é um termoplástico biodegradável proveniente do ácido láctico fermentado utilizando-se fontes renováveis como o amido de milho e raízes de mandioca. Esse material possui como principais características a rigidez e a resistência. Por sua alta fluidez e baixa contração durante o processo de extrusão é capaz de produzir peças mais precisas em seu dimensionamento, com detalhes mais apurados e melhor acabamento [11].

A impressão 3D tem sido utilizada na construção de peças complexas e que exigem detalhes e acabamentos dificilmente alcançados por outros métodos de fabricação, além disso, esse método possui uma ampla diversidade de construção, ou seja, ao se projetar a impressora, com suas dimensões e limites de materiais que a mesma irá fabricar é possível programar n tipos diferentes de peças que pode ser feita numa única máquina de impressão. Esse método passou de uma ferramenta utilizada somente na fabricação de protótipos para ser utilizada na fabricação de peças e objetos permanentes e isso abrange a indústria de polímeros, metal mecânica, aeroespacial, áreas médicas e muitas outras [16].

Este estudo tem a finalidade de se obter uma síntese e montagem de uma mini extrusora capaz de reciclar o copolímero ABS e/ou o polímero PLA com o formato de filamento de 3 mm de diâmetro após esses serem utilizados em projetos demonstrativos ou gerarem rejeitos durante o processo de impressão focando em suas partes mecânicas e eletroeletrônicas essenciais ao seu funcionamento e obtenção das melhores características no material produzido, o parafuso transportador, termopares, sensores, controladores.

2 | METODOLOGIA

2.1 Materiais

Os materiais utilizados na construção da mini extrusora foram adquiridos no Centro Tecnológico da UniEVANGÉLICA conforme Tabela 1 além do apoio necessário para a sua concepção.

Material	Aplicação	Dimensão (mm)	Quantidade
Chapa de aço 1020	Base da máquina	500 x 100 x 10	01
Chapa de aço 1020	Apoio do motor	110 x 100 x 10	01
Chapa de aço 1020	Apoio do mancal	110 x 100 x 10	01
Chapa de aço 1020	Apoio da camisa	110 x 100 x 10	01
Chapa de aço 1020	Apoio do molde	110 x 100 x 10	01
Tubo de aço galvanizado	Camisa de extrusão	Ø 16 x 2 espessura x 227 comprimento	01
Broca de pua	Parafuso transportador	Ø 12 x 300 comprimento	01

Motor de para-brisas 24 v	Acionamento motriz	-	01
Controlador NOVUS N1030	Controle de temperatura	-	01
Contator		-	01
Mini resistência tipo coleira 350 W, 220 V		-	01
Termômetro laser Minipa Modelo MT-350	Monitoramento de temperatura	-	01
Rolamento W6302-2Z	Apoio do eixo	-	01
Chapa de alumínio	Mancal de rolamento	66 x 50 x 13	01
Barra de alumínio	Molde	Ø 30x40	01

Tabela 2 – Relação dos materiais utilizados na construção da mini extrusora

Fonte: Dos autores

2.2 Método

A primeira etapa da construção da mini extrusora deu-se a partir do corte de chapas de aço para a montagem das paredes de apoio, entre as quais foram instalados todos os componentes da máquina, da chapa de base e corte da camisa de extrusão. Nesta etapa também foram feitas soldagens das chapas de “parede” e na chapa base. Desse modo, foi possível a montagem do conjunto (motor, camisa de extrusão, molde, resistências, acoplamento, funil de alimentação, rolamento, mancal do rolamento e broca de pua). Para a montagem da broca de pua foi necessária a usinagem de seu cabo no perfil quadrado (9,5 x 9,5 mm), em adequação ao acoplamento que faz a conexão ao motor.

Com as chapas cortadas, conforme dimensões citadas, iniciou-se a perfuração para a passagem da camisa da extrusora, instalação do motor e suporte para o molde. A segunda etapa da construção foi a agregação de componentes elétricos, a fim de se obter o controle de temperatura e manter os demais parâmetros (velocidade de extrusão e pressão) constantes, além de sistema de segurança elétrico de sobrecorrente. O principal componente do sistema elétrico é o controlador de temperatura sendo este programável conforme estado que se deseja alcançar.

A partir da instalação de todos os componentes mecânicos e elétricos pôde-se realizar os primeiros testes de operação da mini extrusora.

3 | RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os primeiros testes na mini extrusora, realizados em dezembro de 2017, com o objetivo de avaliar seu desempenho, não foram satisfatórios, devido apresentar

problemas com o controle preciso de temperatura, gerando material muito fluido e degradado na camisa de extrusão, obstruindo o canal de passagem, nesse teste foi utilizado o ABS. O controle da temperatura era realizado manualmente no contator e com auxílio de um termômetro, assim verificou-se a necessidade de um controle automático de temperatura.

Após a aquisição de um controlador de temperatura, foram realizados testes em diversas faixas de temperatura para definição do ponto de fusão ideal para os polímeros utilizados, todavia, por não haver disponibilidade dos pellets nem do ABS nem do PLA optou-se em utilizar o Polipropileno (PP) como material de testes, este devido a suas características físicas (fácil moldagem, alta resistência à fratura por flexão ou fadiga e boa estabilidade térmica) e químicas possibilitou a execução de testes satisfatórios. O PP tem temperatura de fusão em torno de 160°C [10], porém, para a extrusão, a temperatura precisa estar bem abaixo disso, pois se ultrapassar a faixa de temperatura de trabalho acarreta numa fusão fora do parâmetro de moldagem gerando material com baixa viscosidade gerando escórias no interior da camisa vindo a ser de difícil remoção na câmara de extrusão e se estiver abaixo da temperatura de trabalho o material estará em estado sólido, tornando impossível sua extrusão por este método.

Para a execução da modelagem do polímero foi necessário inicialmente conduzir as etapas de pré-aquecimento para a homogeneização térmica na região de moldagem e sobreaquecimento para acelerar o processo de homogeneização para então rebaixar a temperatura até a faixa de trabalho conforme tabela 3 e gráfico 1 a seguir.

Pré-aquecimento		
Tempo (min.)	Temperatura da Resistência (°C)	Temperatura no Molde (°C)
04:23	65	60
07:33	78	61
10:25	89	68
Sobreaquecimento a partir da temperatura de pré-aquecimento		
19:05	106	91,5
Rebaixamento da temperatura até a temperatura de trabalho		
31:37	87,5	81,0

Tabela 3 – Relação de Tempo x Temperatura de pré-aquecimento, sobreaquecimento e temperatura de trabalho

Fonte: Dos autores

Após alterações da temperatura de trabalho, verificou-se a faixa ideal para a moldagem do polímero situada em 82 ± 5 °C, para a resistência e molde na temperatura

ambiente de 24°C.

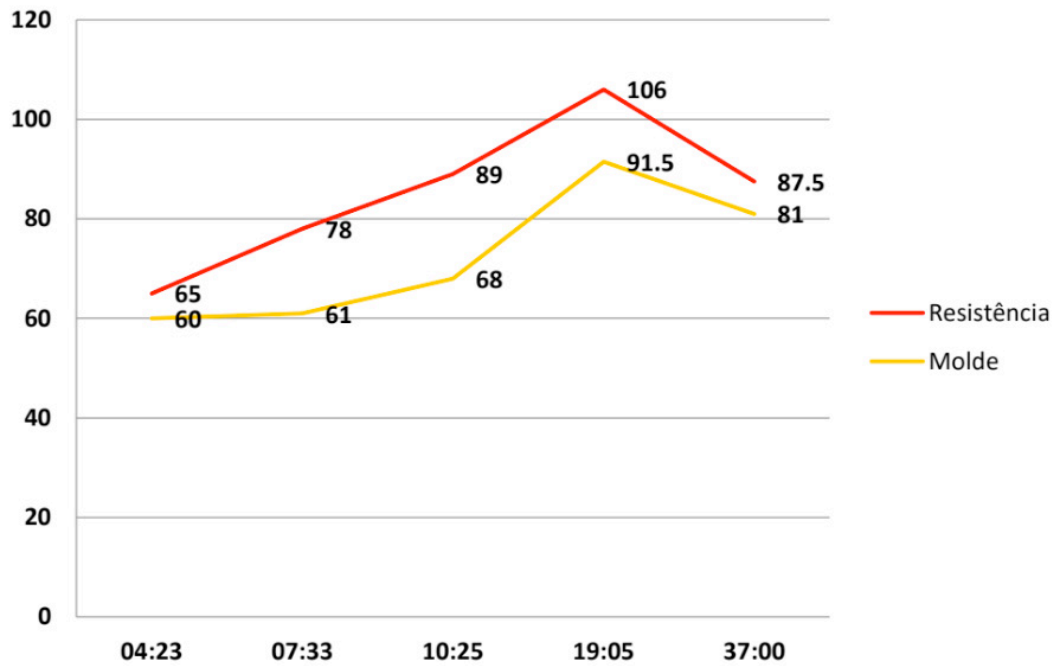


Gráfico 1 – Relação de Tempo x Temperatura de pré-aquecimento, sobreaquecimento e temperatura de trabalho

Fonte: Dos autores

Para a taxa de extrusão foi utilizado 57 gramas de PP em 13:35 minutos (815 segundos), em temperatura ambiente de 24 °C, partindo de 87°C na resistência e molde, resultando em 0,07 g/s com o motor a velocidade constante de 78 rpm.

Outra particularidade observada foi o distanciamento entre o molde e o parafuso transportador. Se essa distância for muito grande, ocorre um acúmulo de material não-extrudado no espaço parafuso-molde e, quando resfriado e posteriormente aquecido até o ponto de fusão, se transforma em material degradado, podendo obstruir o bico extrusor e impedir o funcionamento adequado do equipamento.

Como a velocidade e pressão são considerados constantes nesse experimento a temperatura e o distanciamento parafuso-molde exerceu toda a influência de qualidade no produto final. Após as alterações realizadas, a nova configuração do equipamento e a fase de testes concluída, percebe-se a adequada seleção dos materiais, com resultados satisfatórios no que se refere ao funcionamento da mini extrusora didática e do produto final após a extrusão do polímero. Neste trabalho, foi possível colocar em prática todos os conceitos teóricos envolvidos nas disciplinas do curso de Engenharia Mecânica.

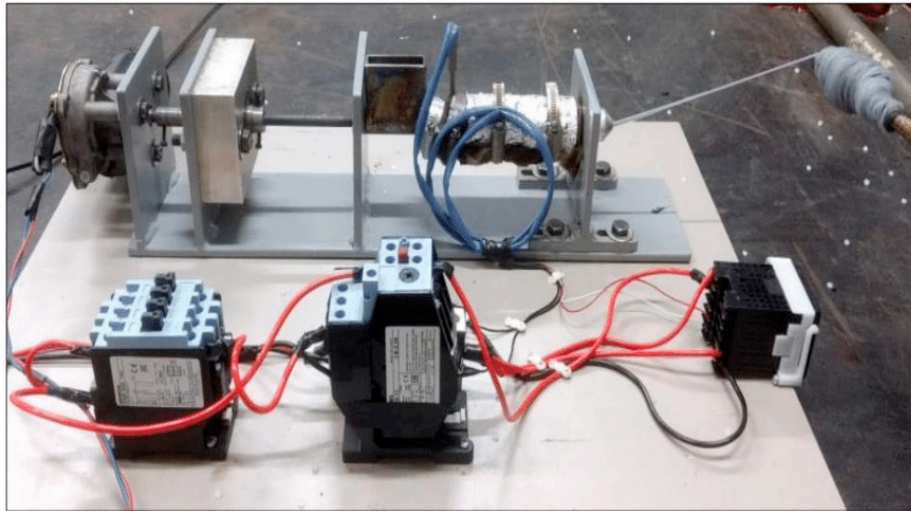


Figura 5 – Vista lateral da mini extrusora finalizada e em operação

Fonte: Acervo próprio

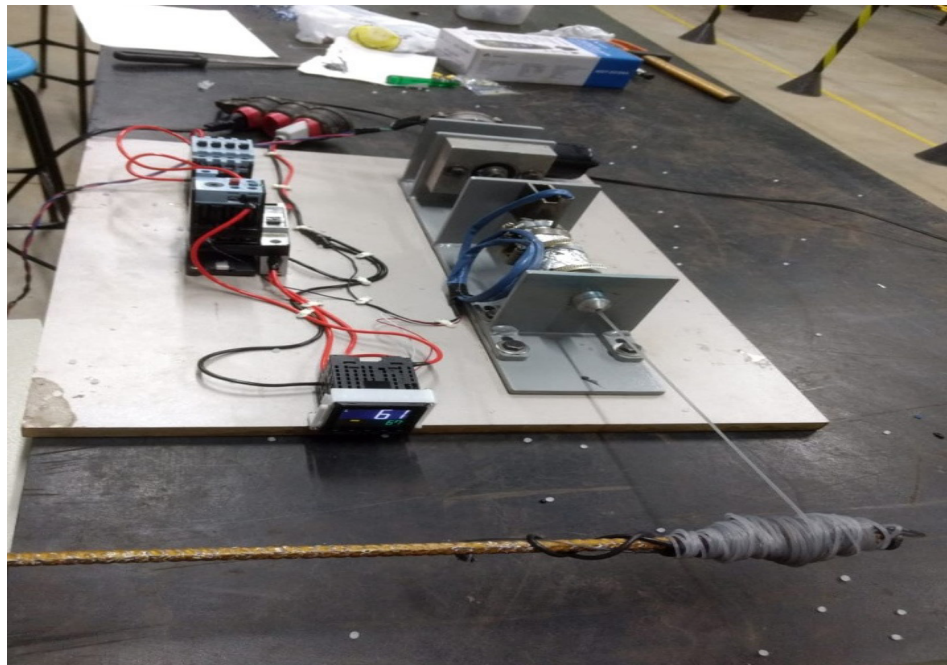


Figura 6 – Vista frontal da mini extrusora finalizada e em operação

Fonte: Acervo próprio

4 | CONCLUSÕES

Pelos dados obtidos neste trabalho conclui-se que a síntese e montagem de uma mini extrusora capaz de reciclar o copolímero ABS e/ou o polímero PLA com o formato de filamento de 3 mm de diâmetro foi bem sucedido. O equipamento em questão demonstrou a capacidade de fundir os grânulos dos polímeros PLA e ABS, transformando-os em filamentos de 3 mm, diâmetro utilizado na impressora 3D do Centro Tecnológico da UniEVANGELICA. Além disso, a mini extrusora servirá para fins de demonstração em aulas práticas dos cursos de Engenharia Mecânica e Elétrica.

Este trabalho possibilitou colocar em prática todos os conceitos teóricos envol-

vidos nas disciplinas do curso de Engenharia Mecânica e preparar os discentes para o mercado de trabalho, através dos percalços encontrados até a finalização do projeto e das dificuldades de trabalho em equipe.

5 | AGRADECIMENTOS

Agradecemos ao Professor Mestre Sérgio Mateus Brandão pelo apoio prestado nesse projeto, facilitando as pesquisas e a aquisição dos materiais necessários para a montagem do maquinário.

Agradecemos aos técnicos do centro tecnológico da UniEVANGÉLICA pelo apoio no desenvolvimento do trabalho.

REFERÊNCIAS

ABIPLAST, “NOTÍCIAS ABIPLAST,” 2018. [Online]. Available: http://abiplast.org.br/noticias/industria-do-plastico-cresce-25-em-2017-e-espera-chegar-a-3-esse-ano/20180207113931_G_727. [Accessed: 09-Aug-2018]. [6]

ABIPLAST, “Perfil 2017 - Indústria Brasileira de Transformação de Material Plástico,” *Perf. 2017*, 2017. [5]

Brasil, *Lei 12.305/2010*. 2010, p. 21. [3]

C. Abeykoon *et al.*, “Process efficiency in polymer extrusion: Correlation between the energy demand and melt thermal stability,” *Appl. Energy*, vol. 135, pp. 560–571, 2014. [8]

C. Abeykoon, “Single screw extrusion control: A comprehensive review and directions for improvements,” *Control Eng. Pract.*, vol. 51, pp. 69–80, 2016. [2]

C. I. Chung, *Extrusion of Polymers*, 2nd Editio. Cincinnati, United States: Hanser Gardner, 2011. [13]

D. Stratiychuk-Dear, K. Looney, P. Oliver, S. Blackburn, and M. Simmons, “Investigating the impact of operating conditions on the extent of additive mixing during thermoplastic polymer extrusion,” *AIP Conf. Proc.*, vol. 1914, 2017. [14]

“Decreto nº 7.404, de 23 de dezembro de 2010,” no. 12, pp. 1–53, 2010. [4]

Dr. Chris Rauwendaal, *Polymer Extrusion*, 5th Editio. Auburn, United States, 2014. [1]

H. H. S. Corporation, “DSC Measurement of Polypropylene,” no. 86, pp. 1–2, 2008. [19]

J. M. J. M. Pearce *et al.*, “Mechanical properties of components fabricated with open-source 3-D printers under unrealistic environmental conditions,” *Mater. Des.*, vol. 58, pp. 242–246, 2014. [17]

M. D. Symes *et al.*, “Integrated 3D-printed reactionware for chemical synthesis and analysis,” *Nat. Chem.*, vol. 4, no. 5, pp. 349–354, 2012. [16]

P. D. Coates, “In-Line Rheological Measurements for Extrusion Process-Control,” *Meas. Control*, vol. 28, no. 1, pp. 10–16, 1995. [12]

P. G. Lafleur and B. Vergnes, *Polymer Extrusion*. 2014. [9]

R. A. S. Ferreira, “Conformação Plástica Fundamentos Metalúrgicos e Mecânicos,” p. 245, 2010. [10]

S. Hwang, E. I. Reyes, K. sik Moon, R. C. Rumpf, and N. S. Kim, “Thermo-mechanical Characterization of Metal/Polymer Composite Filaments and Printing Parameter Study for Fused Deposition Modeling in the 3D Printing Process,” *J. Electron. Mater.*, vol. 44, no. 3, pp. 771–777, 2015. [18]

V. Pistor, A. Chiesa, and A. J. Zattera, “Estudo do reprocessamento de polietileno de baixa densidade (PEBD) reciclado do processamento de extrusão de filmes tubulares,” *Polímeros*, vol. 20, no. 4, pp. 269–274, 2010. [15]

WEG, “Eficiência energética em extrusoras de plástico,” pp. 4–5. [11]

X. P. Dang, “General frameworks for optimization of plastic injection molding process parameters,” *Simul. Model. Pract. Theory*, vol. 41, pp. 15–27, 2014. [7]

ANÁLISE PRELIMINAR PARA PROJETO E DESENVOLVIMENTO DE QUEIMADOR ATMOSFÉRICO PARA FORNO DE FORJAMENTO APLICADO À CUTELARIA

Luís Fernando Marzola da Cunha

Universidade de Brasília, Faculdade do Gama
Área Especial de Indústria Projeção A – UNB,
Setor Leste, 72.44-240, Gama-DF, Brasil

Danilo dos Santos Oliveira

Universidade de Brasília, Faculdade do Gama
Área Especial de Indústria Projeção A – UNB,
Setor Leste, 72.44-240, Gama-DF, Brasil

José Henrique de Oliveira

Universidade de Brasília, Faculdade do Gama
Área Especial de Indústria Projeção A – UNB,
Setor Leste, 72.44-240, Gama-DF, Brasil

Rhander Viana

Universidade de Brasília, Faculdade do Gama
Área Especial de Indústria Projeção A – UNB,
Setor Leste, 72.44-240, Gama-DF, Brasil

RESUMO: Queimadores atmosféricos tem alta aplicabilidade comercial e industrial devido a possibilidade de utilização de diferentes gases, facilidade de manutenção, substituição, pequena dimensão, custo operacional relativamente baixo, controle de temperatura e velocidade de chama. O artigo propõe o dimensionamento preliminar de um queimador atmosférico, utilizado para queima dos gases presentes na mistura que compõem o GLP. No conteúdo deste artigo abordou-se os princípios básicos da dinâmica dos fluídos, termodinâmica, os quais devem ser respeitados para o desenvolvimento

do projeto do queimador atmosférico, visto que o objetivo é relacionar fatores físicos importantes e a sequência que delimita o refinamento do projeto a partir das estimativas iniciais para obtenção de temperatura de chama adiabática controlada. É importante observar que tais estimativas têm caráter de escolha do projetista, escopo e requisitos de cada projeto. A metodologia baseia-se na avaliação integrada dos resultados obtidos por cálculos numéricos, os quais permitem a obtenção das temperaturas adiabáticas de chama dos gases referentes a diferentes razões de mistura e fluxo mássico requerido de acordo com o escopo do projeto, o qual determina a necessidade de atender os requisitos de um forno de forjamento para cutelaria, além da averiguação de compressibilidade do gás ao longo do escoamento.

PALAVRAS-CHAVE: queimador atmosférico, projeto preliminar queimador, temperatura de chama GLP.

ABSTRACT: Atmospheric burners have high commercial and industrial applicability due to the possibility of using different gases, ease of maintenance, replacement, small size, relatively low operating cost, temperature control and flame speed. The article proposes the preliminary design of an atmospheric burner, used to burn the gases present in the

mixture that make up the LPG. In the content of this article the basic principles of fluid dynamics, thermodynamics, which must be respected for the development of the atmospheric burner project, were discussed, since the objective is to relate important physical factors and the sequence that delimits the refinement of the project to from the initial estimates to obtain a controlled adiabatic flame temperature. It is important to note that such estimates have the character of choice of the designer, scope and requirements of each project. The methodology is based on the integrated evaluation of the results obtained by numerical calculations, which allow to obtain adiabatic flame temperatures of the gases referring to different mixing ratios and mass flow required according to the project scope, which determines the need to meet the requirements of a forging furnace for cutlery, in addition to checking the compressibility of the gas along the flow.

KEYWORDS: atmospheric burner, preliminary burner design, LPG flame temperature.

1 | INTRODUÇÃO

O forjamento é um processo de conformação mecânica, o qual consiste na deformação plástica do material induzida por uma força ou tensão externa. O processo de forjamento pode ser realizado em matriz fechada ou aberta e possui excepcionais estruturas granulares e boas propriedades mecânicas. (William D. Callister e Rethwisch 2016)

A temperatura de operação do processo consiste na temperatura do material no ato da conformação mecânica, a qual causará deformação plástica do material. Para que seja possível o forjamento, o metal precisa ter sua temperatura elevada de forma que sua plasticidade (capacidade de deformação sem que haja ruptura) seja elevada do início ao final do processo; um parâmetro relacionado ao fenômeno é a forjabilidade do material, a qual é elevada com a temperatura do material. Os grãos do material são modificados com a temperatura, a elevadas temperaturas de aquecimento os grãos dos aços obtêm estruturas com grãos mais grossos. O forjamento é um processo capaz de refinar os grãos, o aquecimento dos aços podem atingir temperaturas de 1100°C a 1280°C, o que representa valores de 180°C a 200°C abaixo da temperatura de fusão. As temperaturas finais do processo de forjamento podem prejudicar a estrutura granular dos aços se excessivamente elevada, pois os grãos podem crescer durante o esfriamento da peça se as temperaturas finais de forjamento ultrapassarem temperaturas na faixa de 900°C, além de haver possibilidade de decarbonetação e queima do material.

O objetivo principal do queimador é prover a quantidade necessária de calor para que o forno mantenha a temperatura desejada ao longo do processo de forjamento, portanto controlar somente a temperatura de chama não é suficiente, já que há perdas relacionadas a todo o processo. Desta forma, é importante que o projetista conheça a perda de calor associada ao forno; caso sua responsabilidade consista somente no

projeto do queimador, compete ao projetista levantar este requisito de projeto para que seja possível determinar o fluxo mássico capaz de gerar o calor requerido.

2 | METODOLOGIA

O principal fundamento físico que rege o funcionamento de um queimador atmosférico é o *Princípio de Venturi*, como mostrado na Fig. (1) é possível observar a diferença das áreas entre as regiões 1, 2 e 3. Este fenômeno ocorre em dutos fechados com divergência ou convergência de área. A partir da simplificação da equação de *Navier Stokes* (a qual pode ser realizada analisando os termos de compressibilidade e viscosidade, como feito para a mistura do GLP utilizado no queimador do presente artigo), o *Efeito Venturi* pode ser explicado pelos Princípios de Bernoulli e da Continuidade; em síntese, este fenômeno permite ao projetista elevar ou diminuir a velocidade e pressão de um fluido ao longo de um escoamento variando a área da seção dos dutos. Contudo, é imprescindível a análise da compressibilidade do escoamento para que se possa realizar os cálculos preliminares e obter as relações geométricas entre bocal e garganta.

A diferença de pressão é gerada pela velocidade do gás (GLP) na garganta, região (2) na Fig.(1); a posição do orifício de saída em relação à garganta também é importante (Berry *et al.*, 1921). No entanto, para estudos preliminares é importante considerar a velocidade na garganta e ter consciência que este fator tem influência. Sabendo a pressão atmosférica local é necessário controlar a velocidade no interior da garganta a fim de evitar efeitos de compressibilidade, os quais acarretariam em uma análise mais elaborada, do problema, a partir da *Equação de Navier Stokes* (a qual envolve termos de compressibilidade, transiente e viscosidade). O controle da velocidade do gás injetado na garganta possibilita gerar diferença de pressão suficiente para insuflar ar atmosférico no queimador.

A análise será feita para escoamento em regime permanente e a viscosidade do escoamento será negligenciada para esboço preliminar da geometria do queimador, visto que esta pode ser otimizada pela escolha do material e rugosidade da peça e deve fazer parte de uma etapa posterior do projeto, referente ao refinamento e otimização do sistema.

Através do cálculo da temperatura adiabática de chama é possível estimar o calor entregue ao forno, portanto é importante saber as temperaturas referentes às misturas para que seja possível controlar a diferença de pressão e conseqüentemente a entrada de ar atmosférico que comporá a mistura.

O controle da velocidade na garganta é feito por um regulador de pressão, de simples ou duplo estágio, na saída do cilindro, e essa velocidade sofre influência da geometria do bico, já que a perda de carga está relacionada à geometria deste. Pode-se observar algumas possibilidades na Fig. 2 de diferentes geometrias propostas por

Berry *et al.* (1921).

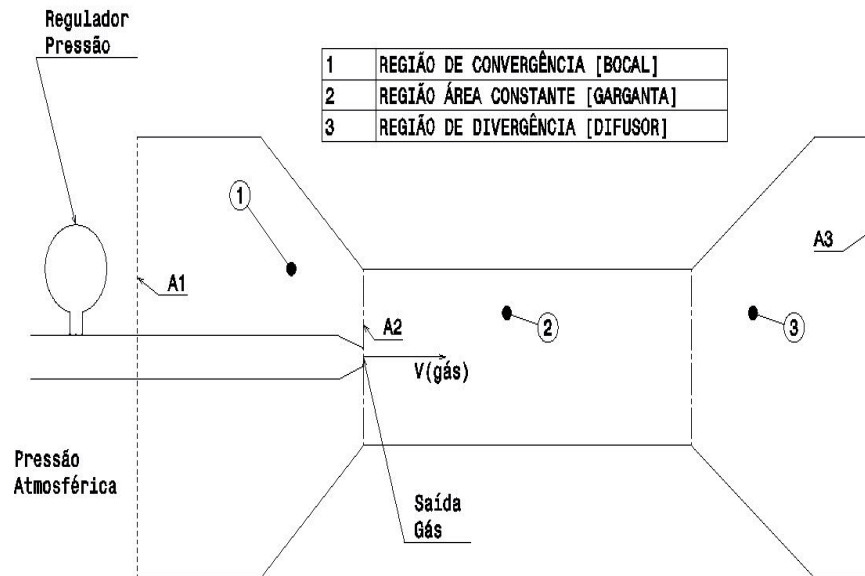


Figura 1. Geometria Básica de um queimador

(Fonte: Próprio Autor)

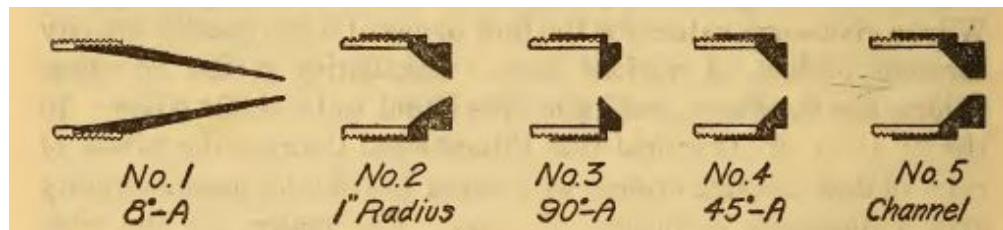


Figura 2. Bicos de saída de gás (Berry *et al.*, 1921)

A metodologia para a análise preliminar do queimador atmosférico para forja de cutelaria será composta pelos seguintes itens de estudo:

- Compressibilidade dos gases presentes na mistura;
- Temperatura adiabática de chama;
- Temperatura de operação requerida;
- Transferência de calor do forno para o ambiente, e;
- Fluxo mássico.

Os resultados dos itens de estudo serão mostrados e discutidos por meio de gráficos plotados, utilizando-se o *software Matlab*[®].

3 | RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados do trabalho serão discutidos por meio de equações da literatura utilizada e gráficos gerados conforme os itens de estudo relacionados na metodologia proposta.

4 | CONCLUSÃO

Compressibilidade dos gases presentes na mistura

É desejável que o escoamento no queimador opere em regime incompressível, o que permite a análise baseada na teoria dos gases ideais, além da simplificação da equação de *Navier Stokes*.

As *Leis de Dalton* das pressões aditivas e *Amagat* dos volumes aditivos (Cengel, 2013), respectivamente, mostram que é possível calcular as pressões reduzidas dos componentes de uma mistura e então analisar a compressibilidade da mistura gasosa onde P_i e V_i são as pressões parciais dos gases que compõem a mistura.

A compressibilidade pode também ser calculada para os gases que compõem a mistura e permite a análise da pressão de operação. Vale salientar que a pressão de operação entregue por reguladores de pressão domésticos é de 2,7 KPa, já que o queimador utilizará gás GLP.

As Equações (1) e (2) mostram que a pressão e volume da mistura podem ser calculados a partir do somatório dessas propriedades relativas às parcelas representadas por cada uma das moléculas que compõe a mistura {GLP: Buteno [$C_4 H_8$] (31,76%), Propeno [$C_3 H_6$] (30,47 %), Propano [$C_3 H_8$] (14,34 %), Butano [$C_4 H_{10}$] (23,33 %), Pentanos e Etanos compõem cerca de 1 %} (Fogás, 2018).

$$P_m = \sum_{i=1}^k P_i(T_m, V_m) \quad (1)$$

$$V_m = \sum_{i=1}^k V_i(T_m, V_m) \quad (2)$$

$$Z = \frac{Pv}{RT} \quad (3)$$

No diagrama generalizado de compressibilidade de *Nelson-Obert*, Fig. (3) (Cengel, 2013) é possível observar a compressibilidade do gás, representada por Z na Equação (3), em relação à pressão reduzida. Para os gases que compõem a mistura do GLP foram calculados numericamente, através do *software Matlab®*, as pressões reduzidas entre 0 e 10 KPa para cada hidrocarboneto, o mesmo procedimento pode e deve ser realizado para outras misturas gasosas para garantir que a operação ocorra em regime incompressível.

Observando os valores de operação obtidos na Fig. (4) e comparando as pressões pseudoreduzidas correspondentes na Fig. (3) é possível observar que, para qualquer temperatura reduzida, os gases se comportam como incompressíveis neste intervalo

de pressões.

Os valores de pressão reduzida obtidos na Fig. (4), para cada hidrocarboneto presente na mistura, são relativamente próximos, embora a inclinação de cada reta demonstre que há diferença na variação de suas respectivas compressibilidades conforme a pressão de operação se eleva.

É desejável, neste caso, que o projetista opere as pressões contidas em um intervalo que respeite o fator de compressibilidade próximo de 1, pois neste intervalo a temperatura reduzida tem pouca influência na compressibilidade do gás. Caso seja necessário operar a pressões mais elevadas, caberá ao projetista analisar as informações encontradas na Fig. (4) de forma associada às temperaturas pseudoreduzidas do gás ao longo do escoamento.

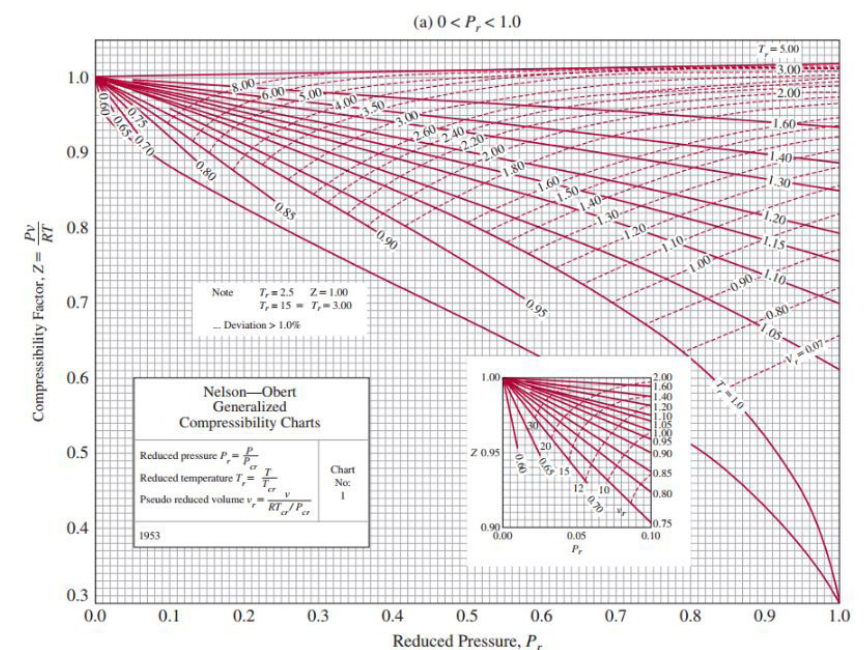


Figura 3. Diagrama de Compressibilidade Nelson-Obert (Cengel, 2013)

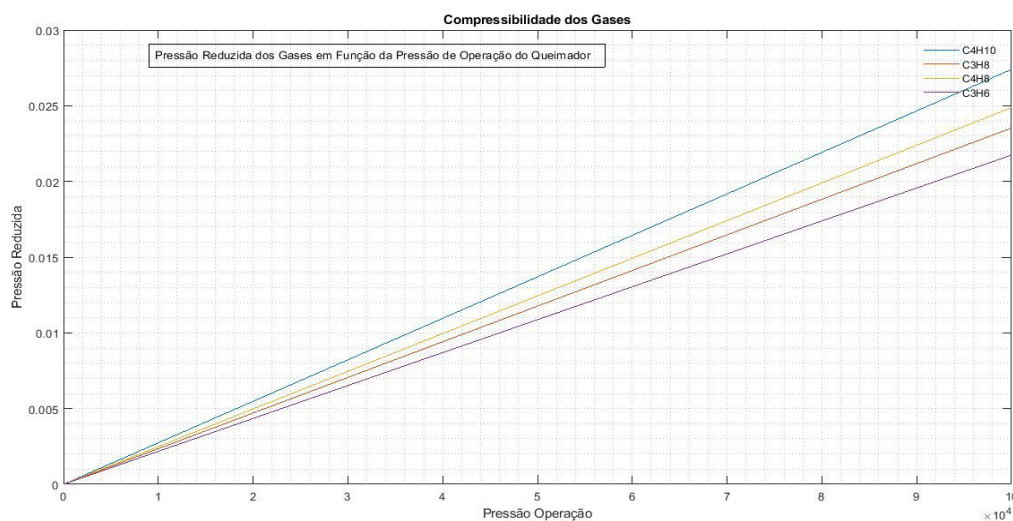


Figura 4. Pressão Reduzida x Pressão de Operação (Fonte: Próprio Autor)

Temperatura Adiabática de Chama

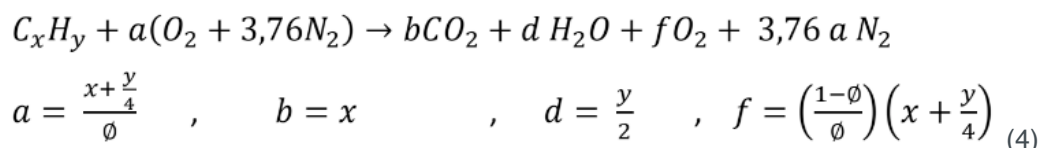
A temperatura adiabática de chama deve ser calculada para toda a faixa de valores das misturas pobres até a estequiométrica, para este tipo de projeto não há interesse nos valores correspondentes as misturas ricas, pois o objetivo é gerar a maior quantidade de calor com menor custo possível, e para este tipo de operação não existem problemas relacionados à escassez de comburente como em algumas situações de propulsão aeronáutica ou espacial.

As reações para misturas pobres e estequiométricas se dão por Turns (2000) para cada hidrocarboneto e o balanceamento pode ser feito em função da Eq. (3) das razões estequiométricas. Os termos a, b, c, d e f , em função dos elementos presentes em cada hidrocarboneto e da razão da mistura, permitem calcular o balanceamento da reação de combustão exposta na Eq.(4).

É possível perceber que a razão da mistura tem influência na quantidade e presente nos reagentes da reação de combustão, assim como na quantidade de presente nos produtos. Observando com atenção a Eq.(4) é possível perceber a relação entre os elementos presentes no hidrocarboneto e a formação de dióxido de carbono, água e oxigênio presentes no produto da reação. Como o objetivo está relacionado a aproveitar o calor proveniente de gases acessíveis comercialmente, não cabe para este presente estudo analisar estas relações, tendo em vista que não seria possível modificar os gases para um projeto que tem como requisito a acessibilidade do combustível no mercado.

As Equações (5) e (6) se complementam, já que a Eq. (5) mostra a igualdade existente entre a entalpia dos produtos e dos reagentes e a Eq. (6) mostra os termos que compõem a entalpia de cada molécula. A entalpia de formação é intrínseca de cada molécula, há dados disponíveis a respeito da entalpia de formação no estado padrão em Nist (2018), assim como outras propriedades das moléculas.

A Equação (7) é utilizada para calcular o calor específico a pressão constante das moléculas presentes na reação, em função da temperatura, a partir dos coeficientes presentes em R. J. Kee (2000). Como é função da temperatura, deve-se calculá-lo para cada incremento de temperatura associado a razão da mistura; é importante ressaltar que para o cálculo da entalpia dos reagentes não há variação de temperatura e, portanto, seus resultados dependem somente da entalpia de formação de suas respectivas moléculas e suas frações parciais. Isso permite desenvolver o cálculo numérico partindo de uma estimativa inicial de temperatura adiabática de chama (Turns, 2000).



$$H_{reagentes} = \sum N_i \bar{h}_i(T) = H_{produtos} = \sum N_i \bar{h}_i(T) \quad (5)$$

$$H = \sum N_i [\bar{h}_{f,i}^0 + \bar{C}_{p,i} (T_{ad} - T_{amb})] \quad (6)$$

$$e, C_p = ru(a_1 + a_2T + a_3T^2 + a_4T^3 + a_5T^4) \quad (7)$$

onde:

$\bar{h}_{f,i}^0$ é a entalpia de formação de cada componente da reação e pode ser encontrado em R. J. Kee (2000);

$\bar{C}_{p,i}$ é o calor específico a pressão constante e deve ser calculado para cada temperatura;

N_i é a fração molar de cada molécula;

T_{ad} é a temperatura adiabática de chama;

T_{amb} é a temperatura ambiente;

ϕ é a razão da mistura $\left(\frac{\text{Razão Real}}{\text{Razão Estequiométrica}} \right)$

Como observado anteriormente, o procedimento numérico necessita de uma estimativa de temperatura adiabática de chama, já que esta não é conhecida, e a partir dos resultados obtidos é possível fazer nova estimativa. O método utilizado para calcular a temperatura adiabática de chama, baseado em (Turns s.d.), consiste em estimar uma temperatura inicial e calcular ; no algoritmo criado 2100[K] foi utilizado como estimativa inicial. O resultado encontrado para deve compor a média aritmética que será calculada entre a estimativa inicial e para que sejam realizados os cálculos para a próxima iteração. Os resultados obtidos para temperatura de chama adiabática convergem com precisão da ordem de 4 casas decimais em cerca 5 e 6 iterações (dependendo da razão da mistura). Para garantir a convergência de resultados para todas as misturas e evitar o tratamento condicional via software, o cálculo numérico para todas as misturas foi efetuado com 10 iterações.

A Figura (5) mostra os resultados para a temperatura adiabática de chama, na qual observa-se que as temperaturas obtidas para cada um dos hidrocarbonetos tem pequeno desvio relativo. Devido a energia liberada por cada uma das moléculas presentes na mistura estar associada a sua quantidade de massa, e fundamentado pela primeira lei da termodinâmica (conservação da energia) (Cengel, 2013), é possível fazer uma aproximação da temperatura adiabática de chama do GLP. A partir da média ponderada das temperaturas encontradas para cada hidrocarboneto presente na mistura obtém-se o valor da temperatura de chama adiabática da mistura que compõe o GLP.

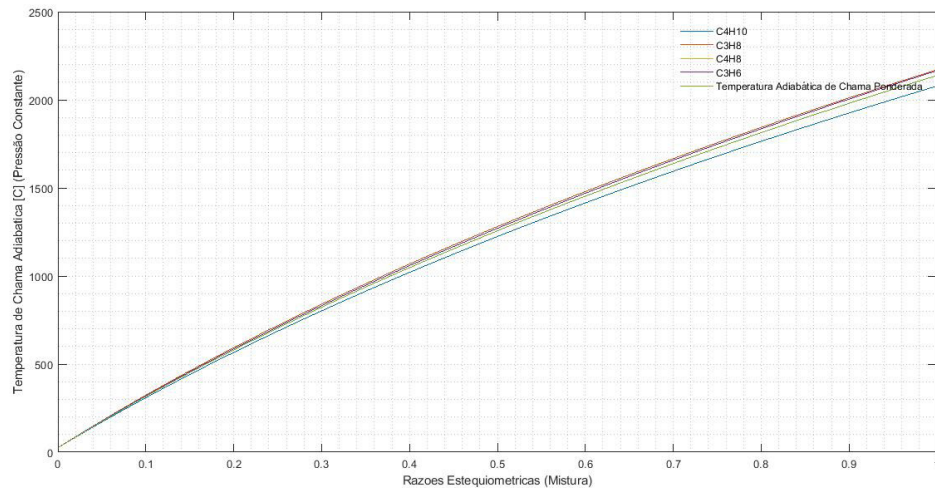


Figura 5. Temperatura Adiabática de Chama (Fonte: Próprio Autor)

Temperatura de operação requerida

O queimador é apenas uma ferramenta utilizada para alcançar os objetivos da atividade fim, portanto, delimitar o intervalo de temperaturas de operação durante o forjamento é muito importante, estas informações auxiliam a delimitar o escopo do projeto dos componentes do sistema.

Observa-se que neste momento já são conhecidos os valores de mistura necessária para alcançar as temperaturas de chama adiabática para o GLP, como mostrado na Fig. (5). Associando essas informações às informações de temperatura da Tab. (1), dada por Bresciani (1997), é possível determinar o intervalo correspondente à mistura de operação para cada temperatura respectivamente, de acordo com o material a ser forjado.

Material	Faixa de Temperatura [°C]
Ligas de alumínio	320-520
Ligas de cobre (latões)	650-850
Aços de baixo teor de carbono	900-1150
Aços de médio teor de carbono	850-1100
Aços de alto teor de carbono	800-1050
Aço liga com manganês ou níquel	850-1100
Aço liga com cromo ou cromo-níquel	870-1100
Aço liga com cromo-molibdênio	850-1050
Aço inoxidável (18/8)	750-1100

Tabela 1. Temperatura de Conformação a quente do Material (Bresciani, 1997)

Transferência de calor do forno para o ambiente

A transferência de calor do forno para o ambiente representa as perdas condutivas, convectivas e por radiação. O projeto de um forno e sua câmara de combustão otimizada exige do projetista bastante atenção durante a escolha dos materiais e suas respectivas dimensões de acordo com a necessidade no mercado.

Por fazer parte de um sistema completo, o queimador precisa de um dimensionamento preliminar do forno. Sendo assim, determinou-se a dimensão interna do forno para cutelaria de 200 x 200 mm, conforme desenho esquemático mostrado na Fig. (6), em que a geometria da câmara de combustão do forno possibilita a inserção de moldes de diferentes geometrias internas para estudos posteriores da influência do ângulo de incidência da chama com as paredes da câmara de combustão. É importante atentar-se a retração linear do material e buscar propriedades do material com o fabricante. A condutividade térmica dos materiais isolantes sofre variações à medida que a temperatura aumenta e isso deve ser levado em consideração durante os cálculos numéricos.

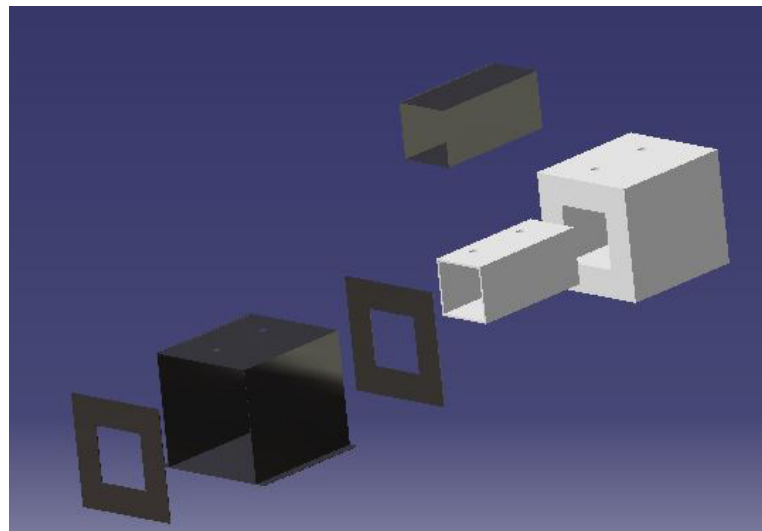


Figura 6. Geometria da Câmara de Combustão do Forno

(Fonte: Próprio Autor)

As Equações (8) e (9) representam, respectivamente, a resistência térmica equivalente ao forno e ao calor perdido pelas paredes do forno. O projetista deve observar a relação entre as duas equações e dimensionar o forno de modo que as perdas sejam as menores possíveis. Neste momento, o projeto começa a ser refinado através dos requisitos e limitações dimensionais, financeiras, construtivas e de disponibilidade e acessibilidade de materiais no mercado.

Quanto maior a resistência à condução obtida pela Eq. (8), menor será a transferência de calor e conseqüentemente perdas do forno encontrados na Eq. (8); isso tem influência direta no projeto do queimador de modo que se permite projetar e construir um sistema com menor custo operacional (menor consumo de combustível).

$$R_{total} = \frac{1}{h_{int}A_{sup}} + \frac{Espessura_{isolante}}{K_{isolante}A_{superficie}} + \frac{Espessura_{chapa}}{K_{aço}A_{superficie}} + \frac{1}{h_{externo}A_{superficie}} \quad (8)$$

$$\dot{Q}_{perdas} = \frac{T_{câmara} - T_{ambiente}}{R_{total}} \quad (9)$$

A Figura (7) permite comparar a perda de calor e temperatura de operação do queimador, embora a análise da taxa de calor, para o projetista, tenha maior relevância se associada ao fluxo mássico. Isso não significa que não tenha importância, pois percebe-se que quanto maior a temperatura de operação, maior será a perda de calor e, conseqüentemente, maior será o fluxo mássico requerido. É importante observar que a temperatura de chama adiabática está estritamente relacionada à razão da mistura, porém, a temperatura de operação dentro da câmara de combustão está associada à temperatura da chama e do fluxo mássico, pois caso o queimador forneça uma chama na temperatura desejada sem atender o fluxo mássico requerido, a temperatura na câmara de combustão não será mantida devido as perdas.

Há diferença entre a taxa de calor perdido para diferentes materiais, portanto, é importante que o projetista do queimador tenha consciência da influência das propriedades isolantes dos materiais presentes no mercado para que possa discutir melhor com o projetista do forno ou ponderar os custos de um projeto inteiramente desenvolvido. A Figura (7) mostra a taxa de calor perdida por materiais de mesma classificação, características, marca e fabricante, porém, de densidades e qualidade diferentes. É possível observar que a manta B4 tem maior inferioridade se comparada a B8 e B10, o que pode, ou não, reduzir a matriz de decisão do projeto às duas com menor taxa. Por estas apresentarem características de isolamento mais próximas, possibilita-se escolher uma a partir de outro parâmetro que não exclusivamente o isolamento térmico, custo ou disponibilidade, por exemplo.

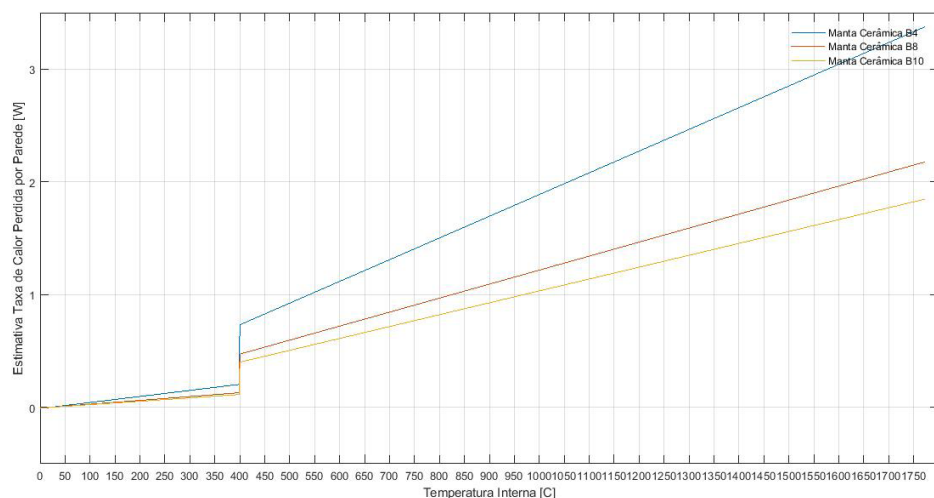


Figura 7. Taxa de Calor Perdido

(Fonte: Próprio Autor)

Fluxo Mássico

Com as perdas da câmara de combustão estimadas é possível calcular o fluxo mássico de ar em função do fluxo mássico de combustível inserido no orifício de entrada. Deve-se atender as seguintes condições de acordo com as relações dadas a seguir nas Eq. (10), (11) e (12).

A taxa de calor da chama deve ser igual ou superior a de perdas do forno. Como o calor gerado pela chama \dot{Q}_{chama} está associado ao fluxo mássico $\dot{m}_{mistura}$, ao calor específico à pressão constante C_p e à variação de temperatura ΔT , é possível calcular o fluxo mássico de comburente em função do fluxo mássico de combustível inserido na garganta através do bico.

$$\dot{Q}_{chama} \geq \dot{Q}_{perdas} \quad (10)$$

$$\dot{Q}_{chama} = \dot{m}_{mistura} c_{p_{mistura}} \Delta T \quad (11)$$

$$\dot{m}_{comburente} = \frac{\dot{m}_{combustivel} \left[\frac{M_{comburente}}{M_{combustivel}} \right]_{estequiometrico}}{\phi} \quad (12)$$

Como as operações de forjamento necessitam de temperatura controlável, porém em regime permanente, a partir do regulador de pressão é possível controlar o fluxo mássico e a velocidade de saída do combustível do orifício coincidente com a garganta do queimador. Com isso, precisa-se então calcular o fluxo mássico de ar necessário para controlar a temperatura a partir da mistura. É importante observar que é possível controlar o fluxo mássico de combustível a partir da troca dos bicos e regulagem de pressão.

A Figura (8) mostra o resultado obtido para o fluxo mássico na qual se observa que, para razões muito pequenas, há grande variação de fluxo mássico requerido; pode-se inferir, portanto, que o controle de temperatura de chama adiabática para intervalos de razões da mistura entre 0 e cerca de 0,1 será difícil (o que representa o intervalo de temperaturas de 0 °C a cerca de 300 °C). Também é possível observar que quanto menor o fluxo mássico de combustível, maior será a facilidade de controle da temperatura a baixas razões da mistura, basta observar o comportamento das linhas de fluxo mássico em função da razão da mistura para cada uma das entradas de combustível.

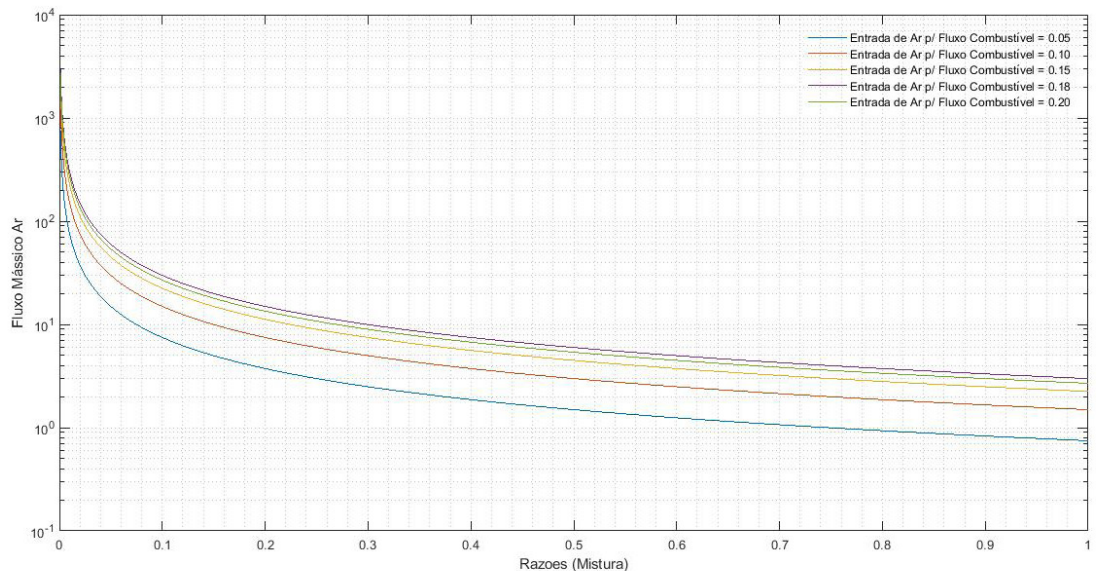


Figura 8. Fluxo Mássico Ar x Razões de Mistura

(Fonte:Próprio Autor)

CONCLUSÃO

Devido à falta de controle da temperatura de chama obtida na saída de queimadores atmosféricos convencionais e do dimensionamento apropriado das câmaras de combustão, grande parte dos cutedeiros operam com sistemas de forjamento de baixa precisão, de forma que se torna difícil o controle da temperatura de conformação mecânica do material durante o processo. Consequentemente não há como controlar com qualidade as microestruturas do material forjado a partir do controle das fases do material durante o processo.

As estimativas de perda de calor da câmara de combustão do forno, Fig. (7), associadas ao intervalo de pressão de operação, definidos pelo fator de compressibilidade, que respeita o regime incompressível, possibilitam ao projetista determinar valores de pressão de operação relacionados às razões da mistura, e por fim, alcançar o fluxo mássico de ar, Fig. (8), necessário para controlar a temperatura de chama e fluxo mássico responsável por compensar as perdas da câmara de combustão.

Ao longo de todas essas análises é possível observar que o projeto do queimador, como de qualquer outra ferramenta, depende das necessidades e requisitos da atividade fim.

A Tabela (1) mostrada permite ao projetista criar o seu primeiro parâmetro delimitador de projeto, associando as informações contidas na Tab. (1) com os resultados obtidos na Fig. (5), pode-se observar a capacidade do combustível escolhido em atingir, ou não, as temperaturas requeridas pelo processo e os respectivos materiais que se deseja conformar.

Os resultados obtidos na Fig. (6) mostram como delimitar o projeto em relação à geometria e dimensão, e permitem calcular as primeiras estimativas de perda do sistema, o que é imprescindível para o desenvolvimento do queimador, assim como para o controle da temperatura adiabática de chama na saída do queimador.

REFERÊNCIAS

Bresciani, Ettore. *Conformação Plástica dos Metais*. Editora da Unicamp, s.d.

Cengel, Yunus A. *Termodinâmica*. McGraw-Hill, s.d.

Fogás. "Fogás." *Fogás*. 20 de April de 2018. <https://www.fogas.com.br/residencia/propriedade-glp/> (acesso em 20 de 2018 de 2018).

Muller, R.J Kee and J.A. *The Chemkin Thermodynamic Database*. San Diego: Sandia National Laboratories Report, 2000.

National Institute of Standards and Technology. 07 de 2018. <https://www.nist.gov/>.

Turns, Stephen R. *An Introduction to Combustion, Concepts and Applications*. McGraw-Hill, s.d.

Walter M. Berry, I. V. Brumbaugh, G. F. Moulton, G. B. Shawn. *DESIGN OF ATMOSPHERIC GAS BURNERS, Bureau of Standards Paper N° 193*. Washington, D C: Edgard Blücher, 1921.

William D. Callister, Jr., e David G. Rethwisch. *Ciência e engenharia de materiais: uma introdução*. Rio de Janeiro: LTC, 2016.

DESENVOLVIMENTO DE UM MARTELETE ELETROMECAÂNICO DESTINADO AO FORJAMENTO DE FACAS ARTESANAIS

Cassiano Arruda

UFU – Universidade Federal de Uberlândia –
Faculdade de Engenharia Mecânica.
Uberlândia - MG.

André Garcia Cunha Filho

UFU – Universidade Federal de Uberlândia –
Faculdade de Engenharia Mecânica.

Antônio Marcos Gonçalves de Lima

UFU – Universidade Federal de Uberlândia –
Faculdade de Engenharia Mecânica.
Uberlândia - MG.

RESUMO: O processo artesanal de fabricação de facas é constituído basicamente de três etapas principais: escolha de um aço de boa qualidade, forjamento e acabamento. Destes processos, o forjamento é o que demanda maior conhecimento das propriedades do material, pois estas definirão a qualidade final do produto. Neste contexto, pode ser citado o aço damasco como sendo um material que possui não somente as características desejadas em uma faca, como também é de uma beleza única, fato que eleva consideravelmente seu valor agregado. Entretanto, a produção do damasco é fisicamente muito difícil, pois demanda de elevado esforço físico, podendo ser inviável para quem deseja fabricá-lo. Portanto, este trabalho destina-se a concepção e análise deste tipo de ferramenta haja vista seu custo e

facilidade de fabricação, tornando-a viável para os cuteleiros locais, já que, após uma pesquisa no mercado brasileiro, nenhum fabricante de martetele eletromecânico de pequeno porte foi encontrado.

PALAVRAS-CHAVE: Martetele, eletromecânico e aço damasco.

ABSTRACT: Handcrafting process of knives consists basically of three main steps: choosing a good quality steel, forging and finishing process. From these processes, forging demands specific knowledge of material's properties, since it will define the final quality of the product. In this context, damascus steel can be cited as being a material that has not only the characteristics desired within a knife, but also of a unique beauty, factor that considerably increases value-added. However, the production of damascus is physically very difficult, due to the high physical effort demanded possibly making it may infeasible for those who wish to manufacture it. Therefore, this work aims to present the design of an electromechanical forging hammer having low cost, small size and ease to be built, making it possible for local cutlery makers to afford or build it. After researching Brazilian market, no manufacturer of such machines was found.

KEYWORDS: Hammer, electromechanical and damascus steel.

1 | INTRODUÇÃO

Segundo Pazini (2011), a fabricação do aço damasco ocorre através do caldeamento de várias camadas alternadas de ferro maleável e de aços temperáveis com alto teor de carbono. Este processo consiste na soldagem destes metais através do choque mecânico em alta temperatura e é realizado por meio do uso de um martetele, de uma prensa hidráulica ou através do martelo manual e da bigorna, sendo este último extremamente desgastante fisicamente. Sendo assim, é de extrema importância para um couteleiro, a utilização de uma máquina no processo de caldeamento.

Atualmente é possível encontrar no mercado diversos tipos de marteteletes e é notável que estes podem ser divididos em dois grandes grupos, sendo o primeiro referente aos marteteletes de grande porte encontrados nas indústrias, que normalmente possuem um funcionamento pneumático ou hidráulico. O segundo grupo envolve todos os marteteletes eletromecânicos de pequeno porte. No Brasil, quando se deseja adquirir um equipamento deste último tipo, altos valores de comprar são envolvidos. Para contornar esta dificuldade, couteleiros usualmente os concebem por meio de adaptações rudimentares que resultam em máquinas pouco eficientes, mas que apresentam baixos custos devido sua simplicidade. Neste contexto, este trabalho tem o objetivo de contribuir para a melhoria dos marteteletes do segundo grupo fazendo uso de conceitos da engenharia mecânica. Desta maneira, os pequenos e médios produtores de facas artesanais poderão usufruir de uma máquina mais eficiente, a qual é capaz de suprir suas necessidades apresentando vantagens econômicas. Sendo assim, este trabalho tem como propósito a elaboração, o desenvolvimento e a análise de um martetelete eletromecânico baseado em ideias já existentes, com o fim de obter um estudo cinemático e dinâmico do funcionamento desta máquina viabilizando uma futura otimização.

Neste contexto, Zhang (2013) mostra que a análise do movimento de um martetelete permite controlar parâmetros que influenciam diretamente na velocidade, deslocamento e energia cinética do mesmo. Esta análise pode ser realizada por meio do programa computacional Solidworks®, que oferece dados a serem utilizados para modificar o martetelete, economizando energia e melhorando sua eficiência.

2 | METODOLOGIA

Neste capítulo serão apresentados os conceitos que fundamentam todas as análises cinemáticas e dinâmicas do martetelete eletromecânico, bem como todas as suposições realizadas para permitir uma análise analítica do problema.

É mostrado também, o processo de amadurecimento da máquina, onde a partir de uma versão inicial concebida por um couteleiro local, é proposta uma primeira melhoria no que tange a característica do mecanismo.

2.1 Concepção do Martetele

O ponto de partida para a concepção do martetele foi baseado nas necessidades e na idealização de um produtor local, sendo sua ideia representada no programa computacional Solidworks® e mostrada na Fig. 1. Esta imagem não contempla o motor elétrico que gerará toda a potência do mecanismo, porém o mesmo será fixado à viga em meia altura de tal maneira que uma correia seja conectada à polia.



Figura 1. Primeira versão do martetele

A polia, vista na parte de trás do mecanismo, transmitirá o movimento para o excêntrico por meio de um eixo e este é ligado a um mecanismo absorvedor de impacto formado por quatro barras e uma mola. Este mecanismo de absorção é necessário para suavizar o efeito do impacto do martelo em seus componentes mecânicos e elétricos. Um impacto seco, apesar de gerar grande deformação na peça forjada, é nocivo para toda a máquina. Este martelo deslizará dentro de uma guia para garantir movimento puramente vertical.

A partir desta idealização, duas mudanças principais foram feitas. A primeira é a substituição do excêntrico por uma manivela que possui dimensões menores, de modo que o movimento é suavizado pela remoção de massa. Já a segunda alteração é o reposicionamento da mola no mecanismo de absorção, de modo que, quando houver impacto, a mola será comprimida, ao invés de tracionada, veja a Fig. 2.

A partir deste último conceito, as análises cinemáticas e mecânicas serão realizadas.

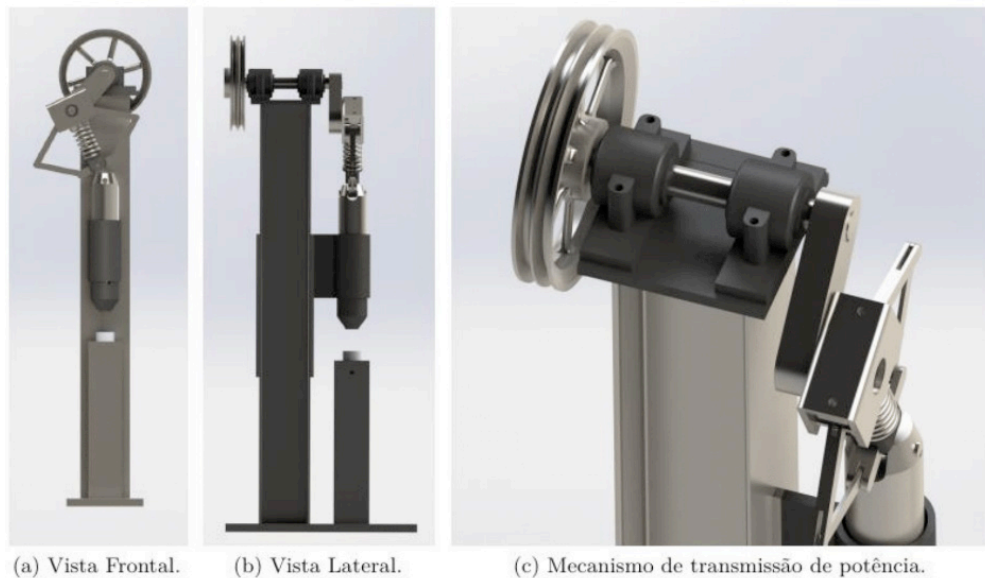


Figura 2. Segunda versão do martelete

2.2 Análise Cinemática

A primeira análise realizada neste trabalho, foi a simulação por meio do programa computacional Solidworks[®] da cinemática dos componentes mecânicos do martelete. Desta avaliação, é possível descrever completamente todo o campo de deslocamento, velocidade e aceleração de qualquer ponto móvel. Desta maneira, estes dados serão utilizados para validar as equações do movimento que serão encontradas a partir de um modelo analítico. Neste caso, aspectos como massa não são considerados, bem como as geometrias dos componentes. O que é feito, é utilização de vetores no espaço que representam estes componentes. Desta maneira, o deslocamento dos pontos principais do mecanismo é definido por estes vetores posição, como pode ser visto na Fig. (3). Outro ponto importante a destacar, é que será visto mais a frente que o mecanismo de absorção de impacto será simplificado de maneira drástica a uma simples barra.

O sistema de referência utilizado no estudo do mecanismo de barras é o de coordenadas cartesianas inercial (x-y-z), cuja origem é o ponto A, como mostrado na Fig. (3), e sua base canônica é definida pelos vetores unitários $(\vec{i}, \vec{j}, \vec{k})$ os quais são constantes em módulo e direção e, desta maneira, apresentam derivadas em função do tempo nulas.

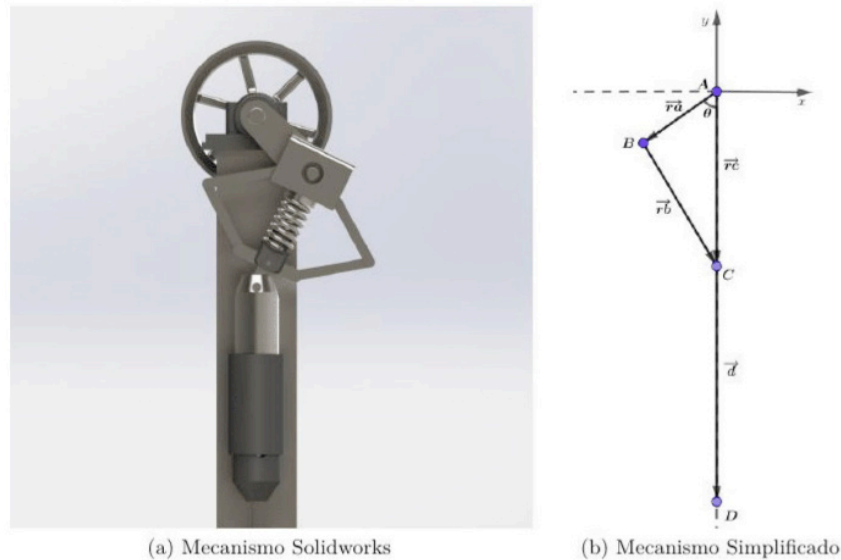


Figura 3. Simplificação do mecanismo

Na Figura 3, o vetor \vec{r}_c é o vetor que tem origem no ponto A e define a posição de C. Este vetor foi criado para facilitar a análise do movimento e não representa nenhum componente do martetele. Desta maneira, este vetor representará o deslocamento puramente vertical do elemento martelo em relação ao referencial inercial (x-y-z).

O conjunto de componentes que caracterizam o movimento do martelo podem ser associados ao conjunto (Manivela (\overline{AB}) - Biela (\overline{BC}) - Pistão (\overline{CD})), onde a manivela corresponde ao componente que rotaciona, a biela ao mecanismo de absorção de impacto e o pistão ao martelo. Os pontos de interesse para a análise cinemática são o ponto B, o ponto C e o centro de gravidade da biela, pois os mesmos serão importantes para a análise dinâmica do movimento e permitirão obter a potência necessária do motor para movimentar o martetele, como será apresentado a frente.

O vetor \vec{r}_a , que representa a manivela do mecanismo, é um vetor rotativo, logo possui módulo constante. Desta maneira a grandeza utilizada para quantificar seu movimento é o ângulo θ que é aquele entre o vetor \vec{r}_a e $-\vec{j}$ do eixo de referência. O módulo da velocidade angular da manivela é representado por $\dot{\theta} = \omega$, que representa a variação de θ com o tempo, a qual é consequência da velocidade de rotação do motor. Tem-se que $\vec{\omega} = \dot{\theta}\vec{k}$ logo possui a direção, \vec{k} , ou seja, perpendicular ao plano (x-y), o qual é representado na Fig. 3. O sentido de $\vec{\omega}$ obedece a regra da mão direita.

É imposta como condição de operação uma rotação de 100 RPM ao módulo da velocidade angular da manivela, que equivale à $3,3333 \pi$ rad/s. Para representar a dependência do tempo, o ângulo θ pode ser descrito como segue.

$$\theta = \omega t + \varphi \quad (1)$$

onde φ representa o ângulo de fase, que para esta análise é 0 rad.

O martelo executa um movimento de translação pura, sendo assim, o movimento do deste pode ser caracterizado pelo ponto C, que é a extremidade superior do martelo. A seguir é definido a posição, a velocidade e a aceleração deste ponto.

Segundo Flores & Pimenta (2007), para um sistema semelhante (Manivela-Biela-Pistão), a posição do ponto C é definida pela Eq. (2).

$$r_c(t) = r_a \cos(\theta) + r_b \sqrt{1 - \frac{r_a^2}{r_b^2} \sin^2(\theta)} \quad (2)$$

Os valores de r_a e r_b equivalem aos comprimentos da manivela e da biela, respectivamente, e valem, para o martelete em estudo, $r_a = 0,1586$ m e $r_b = 0,2540$ m.

Sendo posicionado um sistema de referência (X-Y) não inercial no ponto C, a ponta do martelo tem posição $\langle 0\vec{i} - 0,43\vec{j} \rangle$ em relação a este sistema, pois 0,43 metros corresponde ao comprimento do martelo.

A expressão que representa a velocidade do ponto C, pode ser encontrada derivando-se a Eq. (2) em relação ao tempo.

$$v_c(t) = \frac{dr_c(t)}{dt} = -r_a \omega \sin(\omega t) - \frac{r_a^2 \omega \cos(\omega t) + \sin(\omega t)}{r_b \sqrt{1 - \frac{r_a^2}{r_b^2} \sin^2(\omega t)}} \quad (3)$$

E a aceleração, derivando duas vezes a Eq. (2).

$$a_c(t) = \frac{dv_c(t)}{dt} = -r_a \cos(\omega t) \omega^2 - \frac{r_a^4 \sin^2(\omega t) \cos^2(\omega t) \omega^2}{r_b^3 (1 - \frac{r_a^2}{r_b^2} \sin^2(\omega t))} - \frac{r_a^2 \cos^2(\omega t) \omega^2}{r_b \sqrt{1 - \frac{r_a^2}{r_b^2} \sin^2(\omega t)}} + \frac{r_a^2 \sin^2(\omega t) \omega^2}{r_b \sqrt{1 - \frac{r_a^2}{r_b^2} \sin^2(\omega t)}} \quad (4)$$

Como a biela executa um movimento plano geral, que pode ser composto por translação e rotação simultaneamente, cada ponto pertencente ao segmento da biela apresenta valores diferentes de posição, velocidade e aceleração em relação ao sistema de referência (x-y-z). Sendo assim, as equações do movimento da biela são definidas para seu centro de gravidade. O mesmo está presente no eixo de simetria vertical da biela e tem altura de 183,8 mm a partir do pino inferior que faz contato com o mecanismo.

Para escrever o vetor posição do CG da biela, foi utilizado um sistema de referência não inercial (X-Y), o qual tem origem no ponto C e que, conseqüentemente, translada verticalmente. Sendo assim, para definir a posição de C em relação a (x-y), é necessário primeiramente definir sua posição em relação a (X-Y) e a posição do sistema de referência não inercial (X-Y) em relação ao sistema inercial (x-y), pois o deslocamento de C será caracterizado pela soma destes dois movimentos, como a seguir.

Posição de C em relação a (x-y) = Posição de C em relação a (X-Y) + Posição de (X-Y) em relação a (x-y).

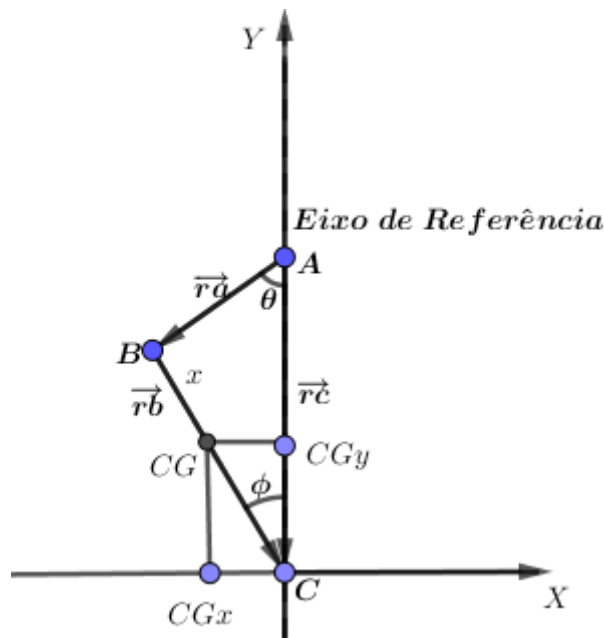


Figura 4. Localização do CG da biela

Para descrever a posição do CG em termos de \vec{i} e \vec{j} , a distância entre os pontos B e CG foi chamada de x conforme ilustrado na Fig. (4). A decomposição da posição do CG está representada nas Eqs. (5) e (6).

$$r_b \vec{j}_{XY} = (r_b - x) \cos(\phi) \quad (5)$$

$$r_b \vec{i}_{XY} = (r_b - x) \sin(\phi) \quad (6)$$

Portanto, em relação ao sistema de referência inercial (x-y-z), a posição do CG da biela está contida nas Eqs. (7) e (8).

$$r_b \vec{i} = \frac{(r_b - x) r_a \sin(\omega t)}{r_b} \quad (7)$$

$$r_b \vec{j} = r_a \cos(\omega t) + x \sqrt{1 - \sin^2(\theta)} \frac{r_a^2}{r_b^2} \quad (8)$$

As velocidades e as acelerações de cada componente são dadas através da derivada primeira e derivada segunda da posição em relação ao tempo e são apresentadas nas Eqs. (9), (10), (11) e (12).

$$\vec{v}_b \vec{i} = \frac{dr_b \vec{i}}{dt} = \frac{(r_b - x) r_a \cos(\omega t) \omega}{r_b} \quad (9)$$

$$\vec{a}_b \vec{i} = \frac{dv_b \vec{i}}{dt} = -\frac{(r_b - x) r_a \sin^2(\omega t) \omega^2}{r_b} \quad (10)$$

$$\vec{v}_{b,j} = \frac{d\vec{b}_j}{dt} = -r_a \sin(\omega t) \omega - \frac{x r_a^2 \sin(\omega t) \cos(\omega t) \omega}{\sqrt{1 - \frac{r_a^2 \sin^2(\omega t)}{r_b^2}} r_b^2} \quad (11)$$

$$\vec{a}_{b,j} = \frac{d\vec{v}_{b,j}}{dt} = -r_a \cos(\omega t) \omega^2 - \frac{x r_a^4 \sin^2(\omega t) \cos^2(\omega t) \omega^2}{(1 - \frac{r_a^2 \sin^2(\omega t)}{r_b^2}) \frac{3r_b^4}{2}} - \frac{x r_a^2 \cos^2(\omega t) \omega^2}{\sqrt{1 - \frac{r_a^2 \sin^2(\omega t)}{r_b^2}} r_b^2} + \frac{x r_a^2 \sin^2(\omega t) \omega^2}{\sqrt{1 - \frac{r_a^2 \sin^2(\omega t)}{r_b^2}} r_b^2} \quad (12)$$

Tendo definido a cinemática do problema, a massa, bem como a geometria dos componentes serão contempladas para se determinar a dinâmica do mecanismo.

2.3 Análise Dinâmica

A partir da análise cinemática apresentada, foi desenvolvido também uma análise dinâmica, separando-se novamente os componentes do movimento e analisando os diagramas de corpo livre.

As massas dos componentes, que são apresentadas a seguir, serão parametrizadas pelos seus comprimentos, para facilitar futura otimização.

Massa 1 = Massa da manivela + massa do eixo + massa da chaveta entre a manivela e o eixo: 7,1700 kg.

Massa 2 = Massa da biela + massa do pino entre a manivela e a biela: 7,2693 kg.

Massa 3 = Massa do martelo + massa do pino entre a biela e o martelo: 19,4809 kg.

Para a parametrização da massa, foi definida uma constante para representar a área da seção transversal do martelo, admitida constante, e da mesma maneira para a biela e para o martelo. Sendo d a densidade.

$$d = \frac{m}{V} \quad (13)$$

$$A_{a1} = \frac{m_1}{d_{manivela} r_a} = 5,8712^{-6} [m^2] \quad (14)$$

$$A_{a2} = \frac{m_2}{d_{biela} r_b} = 3,7168^{-6} [m^2] \quad (15)$$

$$A_{a3} = \frac{m_3}{d_{martelo} r_c} = 5,8837^{-6} [m^2] \quad (16)$$

A massa pode ser reescrita como parâmetro do comprimento, utilizando-se a constante criada.

$$m_{prmt1} = d A_{a1} r_a = 45,2084 r_a \quad (17)$$

$$m_{prmt2} = d A_{a2} r_b = 28,6194 r_b \quad (18)$$

$$m_{prmt3} = dA_{a3}r_c = 45,3044r_c \quad (19)$$

A partir da análise de forças de cada corpo, é possível notar que, na manivela, estão presentes a força peso devido sua massa, uma força F_1 que é a força resultante na mesma e F_{12} que é a força de reação entre a manivela e a biela, a qual é transmitida por meio de um pino.

Já na biela, as forças presentes são F_{12} que é a força de reação apresentada anteriormente, F_2 que é a força resultante na biela F_{23} que é a força de reação entre a biela e o martelo, a qual também é transmitida por um pino, e P_2 que é a força peso devido a massa da biela. A relação entre estas formas é apresentada nas Eqs. (20), (21) e (22).

$$\vec{F}_{12} = \vec{F}_2 + \vec{P}_2 - \vec{F}_{23} \quad (20)$$

$$F_{12} \vec{i} = F_2 \vec{i} - F_{23} \vec{i} \quad (21)$$

$$F_{12} \vec{j} = F_2 \vec{j} + P_2 \vec{j} - F_{23} \vec{j} \quad (22)$$

Por último, as forças presentes no martelo são P_3 que é a força peso deste, $P_3 \vec{j}$ que é a componente vertical da força de reação entre o martelo e a biela e F_3 que é a força resultante no martelo. Como na Eq. (23).

$$F_{23} \vec{j} = -P_3 \vec{j} + F_3 \vec{j} \quad (23)$$

Para a determinação das forças, o martelo é analisado. Através de sua aceleração $a_c(t)$, é possível escrever F_3 como na Eq. (24). Sendo g o módulo da aceleração gravitacional.

$$\vec{F}_3 = m_{prmt3} \vec{a}_c(t) \quad (24)$$

E a força peso como na Eq. (25).

$$\vec{P}_3 = m_{prmt3} \vec{g} \quad (25)$$

Então, a força de reação $F_{23} \vec{j}$ é apresentada na Eq. (26).

$$F_{23} \vec{j} = m_{prmt3} (a_c(t) + g) \vec{j} \quad (26)$$

A força F_{23} pode ser encontrada como nas Eqs. (27) e (28).

$$\vec{F}_{23} = \frac{F_{23} \vec{j}}{\sqrt{1 - \text{sen}^2(\omega t) \frac{r_a^2}{r_b^2}}} \quad (27)$$

$$F_{23} \vec{i} = F_{23} \text{sen}(\phi) \vec{i} = F_{23} \text{sen}(\theta) \frac{r_a}{r_b} \vec{i} \quad (28)$$

Através da força de reação F_{23} e da aceleração da biela $a_b \vec{i}$ e $a_b \vec{j}$ já apresentadas, é possível escrever F_2 como nas Eqs. (29) e (30).

$$F_2 \vec{i} = m_{prmt2} a_b \vec{i} \quad (29)$$

$$F_2 \vec{j} = m_{prmt2} a_b \vec{j} \quad (30)$$

Então, F_{12} é descrita como nas Eqs. (31) e (32).

$$F_{12} \vec{i} = m_{prmt2} a_b \vec{i} - F_{23} \text{sen}(\theta) \frac{r_a}{r_b} \vec{i} \quad (31)$$

$$F_{12} \vec{j} = m_{prmt2} a_b \vec{j} + m_{prmt2} g \vec{j} - m_{prmt3} (a_C(t) + g) \vec{j} \quad (32)$$

A partir da F_{12} , é possível obter o torque na manivela. Seja $F_{12} p$ a componente de F_{12} que é perpendicular a manivela, então, $F_{12} p \vec{i}$ e $F_{12} p \vec{j}$ são as decomposições desta força.

A direção perpendicular à manivela é dada pelo versor da velocidade da mesma, como nas Eqs. (33) e (34).

$$\text{vet}_v \vec{i} = -\omega r_a \cos(\omega t) \vec{i} \quad (33)$$

$$\text{vet}_v \vec{j} = \omega r_a \text{sen}(\omega t) \vec{j} \quad (34)$$

Seja $movv$ o módulo do vetor velocidade.

$$movv = \sqrt{(\text{vet}_v \vec{i})^2 + (\text{vet}_v \vec{j})^2} \quad (35)$$

Seja $v \vec{i}$ a componente horizontal do versor da velocidade e $v \vec{j}$ a componente vertical do versor da velocidade.

$$v \vec{i} = \frac{\text{vet}_v \vec{i}}{|movv|} \quad (36)$$

$$\vec{v}v_j = \frac{vet_v j}{|movv|} \quad (37)$$

$$F_{12p} \vec{i} = F_{12} \vec{i}vvi \quad (38)$$

$$F_{12p} \vec{j} = F_{12} \vec{j}vvj \quad (39)$$

Então, a componente de F_{12} perpendicular a manivela é:

$$\vec{F}_{12p} = F_{12p} \vec{i} + F_{12p} \vec{j} \quad (40)$$

A partir da força perpendicular à manivela, o torque, T , é apresentado na Eq. (41).

$$T = r_a F_{12p} \quad (41)$$

E a potência, P , necessária para movimentar o martetele é descrita na Eq. (42)

$$P = T\omega \quad (42)$$

3 | RESULTADOS E DISCUSSÃO

A partir do desenvolvimento apresentado, foi possível obter valores de importantes grandezas que caracterizam o martetele. A seguir são apresentados os comportamentos destas grandezas em função do tempo, as quais poderão ser utilizadas, juntamente com as equações apresentadas para aprimorar a máquina em questão.

A Figura 5 apresenta a velocidade do martetele. No gráfico são comparados os valores obtidos através do modelo analítico e a simulação feita pelo Solidworks®.

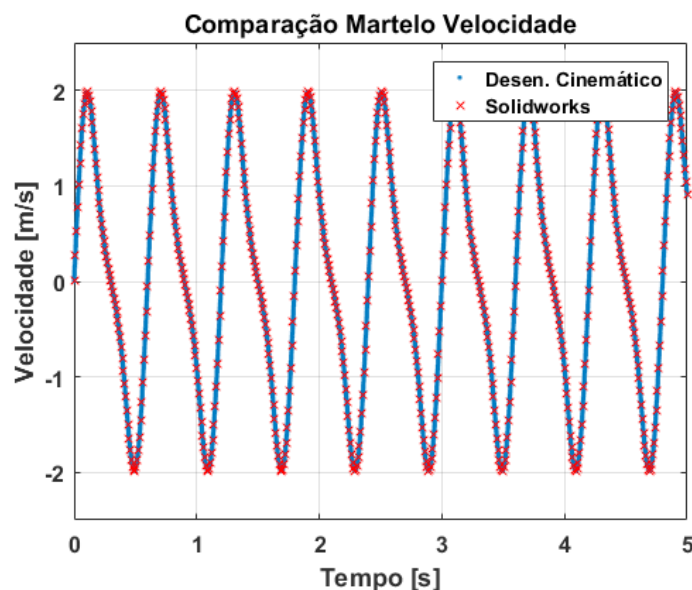


Figura 5. Velocidade do martetele

A partir do desenvolvimento apresentado, foi obtido o valor da força resultante no martetele e a potência do motor necessária para movimentar a máquina. Estes gráficos

são apresentados na Fig. (6) e Fig. (7), respectivamente.

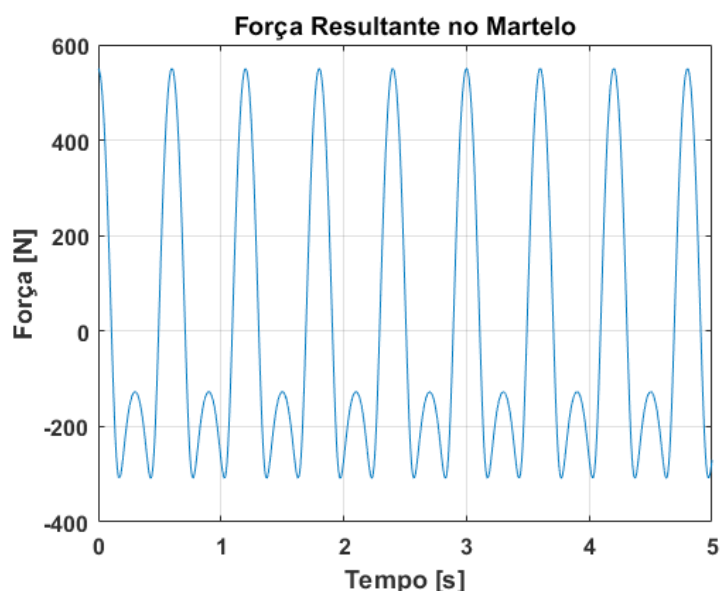


Figura 6. Força resultante no martelo

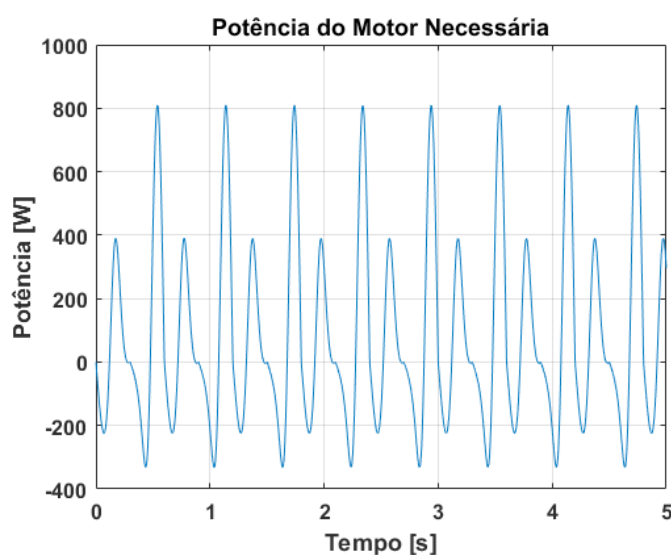


Figura 7. Potência necessária do motor

Sendo 809,1 W a potência máxima necessária para movimentar o martetele, valor que corresponde a aproximadamente 1,1 CV, conclui-se que é necessário um motor com potência acima de 1,1 CV para que a máquina funcione como na situação apresentada.

4 | CONCLUSÃO

O trabalho apresentado apresenta a concepção de um martetelele eletromecânico, o qual poderá ser utilizado no processo de caldeamento de facas de aço damasco. Esta concepção, juntamente com a análise cinemática e dinâmica feita, possibilitarão uma futura otimização do mesmo, contribuindo então com o projeto de um martetelele

eficiente e acessível para pequenos e médios produtores de facas. Além disso, após a conclusão do projeto, será iniciado o processo de construção, seguido de uma análise experimental, de modo que, este trabalho forneça toda a informação necessária para que os cutedeiros da região tenham acesso à um martelete eficiente.

REFERÊNCIAS

Flores, P. e Pimenta Claro, J. C., 2007, "Cinemática de Mecanismos", Ed. Almedina, S.A., Coimbra, Portugal.

Pazini, H., 2011, "Propriedades Mecânicas da Liga de Aço Damasco SAE 5160+UHB 15N20", UNIJUI – Universidade Regional do Noroeste do Rio Grande do Sul, Brazil.

Zhang, Y. J., 2013, "Study on Dynamic Simulation of Hydraulic Die Forging Hammer Based on VPT", Advanced Materials Research, College of electrical & information engineering, Xuchang University, 461000, China.

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

Bruno Barbieri

UFPR – Universidade Federal do Paraná
Curitiba – Paraná

Vinicius Segalla

UFPR – Universidade Federal do Paraná
Curitiba – Paraná

Marcio Catapan

UFPR – Universidade Federal do Paraná
Curitiba – Paraná

Maria Lúcia Okimoto

UFPR – Universidade Federal do Paraná
Curitiba – Paraná

Isabella Sierra

UFPR – Universidade Federal do Paraná
Curitiba – Paraná

RESUMO: O presente estudo propõe a otimização do processo de escaneamento 3D a laser, estudando a influência da cor da superfície na qualidade do modelo gerado pelo escaneamento, uma vez que esse é uma importante ferramenta para o desenvolvimento de novas tecnologias e para a engenharia reversa. O estudo foi realizado utilizando oito cores de uma superfície do mesmo material (Espuma Vinílica Acetinada) e um objeto padrão com três cores diferentes. Após o escaneamento, a imagem obtida foi tratada em software para que, em seguida, fosse medida sua qualidade para então ser comparada com

os outros escaneamentos. Posteriormente todos os dados obtidos relativos à comparação dos escaneamentos foram tabelados e assim plotado um gráfico comparativo. Concluiu-se que a combinação do objeto branco e a superfície vermelha gera um modelo com uma malha 4,65% mais refinada, quando comparada com o objeto vermelho e a superfície azul, que apresentou o pior resultado.

PALAVRAS-CHAVE: Escaneamento 3D; otimização; cor da superfície

ABSTRACT: This study proposes the optimization of the 3D laser scanning process, studying the influence of surface color on the quality of the model generated by scanning, since this is a valuable tool for the development of new technologies and for reverse engineering. The study was performed using eight colors of a surface of the same material (Ethylene-vinyl acetate) and a standard object with three distinct colors. After the scanning, the image obtained was treated in software so that its quality was measured and then compared with the other scans. Subsequently all the data obtained regarding the comparison of the scans were tabulated and an information graph was plotted. Finally, it was concluded that the combination of the red object and the violet surface generates a model with a mesh 4.65% more refined, when compared to the red object and the blue surface,

that presented the worst result.

KEYWORDS: 3D scanning; optimization; surface color.

1 | INTRODUÇÃO

O Escâner 3D a Laser é uma tecnologia que captura digitalmente a forma de objetos físicos usando uma emissão de luz de laser. O Escâner cria uma nuvem de pontos a partir da superfície de um objeto, realizando assim uma varredura a laser 3D para capturar o tamanho e a forma de um objeto físico no mundo digital como uma representação tridimensional.

A forma do objeto aparece como milhares de pontos (nuvem de pontos) no monitor do computador à medida que o laser se move e captura de toda forma de superfície do objeto. Depois que os grandes arquivos de dados da nuvem do ponto são criados, eles são registrados em uma representação tridimensional do objeto e processados com softwares adequados para uma aplicação específica. Novamente, usando o software especializado, os dados da nuvem de pontos são usados para criar um modelo 3D da geometria da peça. O modelo permite a reprodução precisa do objeto digitalizado.

A digitalização a laser é ideal para a medição e inspeção de superfícies contornadas e geometrias complexas que requerem grandes quantidades de dados para sua descrição precisa. Macháček (2010) enaltece que a digitalização a laser é a maneira mais rápida, precisa e automática de adquirir dados digitais 3D para engenharia reversa. Os escâneres de mão são os mais utilizados quando não se buscam uma elevada precisão de medições, mas sim a captura da geometria e rapidez no escaneamento. No entanto, um problema ainda persistente é o tempo necessário para realizar as operações de escaneamento, desde o próprio escaneamento até o tratamento da imagem final, sendo este o mais longo. Dessa forma, buscam-se meios de otimizar os processos de escaneamento, para melhorar a qualidade do modelo gerado e reduzir o tempo de tratamento.

2 | REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Estudos Relacionados

Com o objetivo de buscar meios de otimização dos processos de escaneamento para melhorar a qualidade dos modelos gerados pelo escâner, Voisin et al. (2007) estudou a influência da luz ambiente para os scanners 3D com base em luz estruturada. Eles mostraram que a luz ambiente pode introduzir erros em dados digitalizados da maioria dos escâneres 3D comerciais com base em padrões projetados e iluminação estruturada. Eles também propuseram uma explicação física para o erro sistemático observado em manchas coloridas.

Voegtle et al. (2008) estudaram a influência de diferentes materiais de objetos

realistas e cores de objetos nas medições de scanners a laser terrestres. Eles mostraram que as placas de teste cinzas provaram uma dependência significativa entre o brilho do objeto digitalizado e a precisão obtida. Outro resultado importante é a enorme diferença entre as medidas no dia e na noite.

Lichti e Harvey (2002) estudaram a influência do material de superfície refletora nas medidas do escâner a laser do tempo de voo. Seus resultados não mostraram erros de alcance significativos devido a diferentes propriedades do material, mas apresentaram mudanças na distribuição da medição do intervalo e na intensidade do sinal de retorno.

Amiri Parian e Gruen (2005) realizaram um teste de precisão da nuvem pontual do escâner a laser usando a imagem de intensidade do laser. Eles se concentraram em outras fontes de erros, como excentricidade do centro de varredura, erro de eixo horizontal, erro de rotação e resolução de rotação horizontal e vertical.

Boehler e Marbs (2004) investigaram a precisão do scanner laser através de diferentes alvos de teste. Eles propuseram o desvio de pontos únicos da superfície do objeto como uma indicação para a precisão. Eles também estudaram influências de refletividade superficial, condições ambientais e efeitos de borda.

O objetivo desta pesquisa se assemelha aos estudos citados a cima. Ou seja, buscar métodos de analisar e melhorar a qualidade dos modelos gerados pelo escaneamento e estudar os parâmetros que podem influenciar nessa qualidade de escaneamento. No entanto, antes de realizar esse estudo, precisa-se definir o escâner a laser que irá ser utilizados nos testes e estudar suas características e funcionalidades.

2.2 Escâner 3D

Existem inúmeras variedades de Escâneres atualmente, desde o mais simples ao mais completo, como mostrado em TEODOR e ŽIVČÁK (2013). O Escâner a laser utilizado nesse estudo foi o ZScanner 700 CX, cujas especificações técnicas podem ser visualizadas no Tabela 1.

Como especificado no manual do escâner (ZScanner 700 CX SpecSheet 2009), o ZScanner 700 CX foi o primeiro Escâner de Mão a Laser Colorido, fornecendo a captura de dados totalmente em cores. Os dados 3D em cores permitem modelos conceituais mais realistas e informativos e a visualização em 3D.

Especificação	Dados
Peso	1,3 Kg
Dimensões	172 x 260 x 216 mm
Medições	18000 medidas/s
Classe do Laser	II (eye safe)
Resolução	0,1 mm em Z
Acurácia XY	Acima de 50 microns
ISSO	20 mim
Resolução da Textura	50 a 250 DPI

Profundidade de Cor	24 bits
Profundidade de Campo	30 cm

Tabela 1. Especificações do Escâner

Para realizar o escaneamento é necessário utilizar softwares computacionais. Cada escâner possui um software específico, utilizado para realizar o escaneamento. Para tratar a imagem, coletar dados e realizar outras análises do modelo gerado pelo escaneamento, são necessários outros softwares adicionais. Para a realização desse estudo, foi preciso selecionar quais softwares seriam necessários e como esses auxiliarão no objetivo dessa pesquisa.

2.3 Softwares Utilizados

Zscan

Segundo dados do fabricante, o ZScan é o software utilizado pelo ZScanner 700 CX para capturar o objeto, gerar a malha e exportá-lo em diferentes formatos. Ele também permite a edição de superfícies e um tratamento simples do objeto. O ZScan aproveita a arquitetura moderna do computador, pois quase todas as operações são tratadas mutuamente para aproveitar os processadores dual-core.

Meshmixer

Utiliza-se o software Meshmixer para remover impurezas presentes no escaneamento e para padronizar o volume de material escaneado (volume do objeto) a ser analisado, de modo a obter resultados mais precisos na comparação da qualidade dos modelos gerados pelo escaneamento.

Rapidform Explorer

Para identificar a qualidade dos modelos escaneados e comparar com os outros, foi utilizado o Rapidform Software (explorer v.2). No software visualiza-se o número de pontos da nuvem de pontos e o número de triângulos presentes na malha gerados pelo escaneamento do modelo sobre uma dada área da superfície registrado do material escaneado.

2.4 Configuração do Software de Escaneamento

Para a realização dos experimentos foi estabelecido um padrão de configurações (Tabela 2) do software de escaneamento. Desse modo, nenhum teste teria suas configurações alteradas para que não haja interferência nos resultados obtidos nos escaneamentos e para gerar conclusões mais precisas.

Configuração	Dados
Resolução da Superfície	0,98 mm
Resolução da Textura	150,00
Limite de Hardware	8192 x 8192

Tabela 2. Configuração do Escâner

3 | CONFIGURAÇÕES DO EXPERIMENTO

Assim como os estudos apresentados anteriormente, Zaimovic-Uzunovic e Lemes (2010), realizaram um estudo sobre a influência dos parâmetros da superfície nos escaneamentos 3D a laser, para determinar como as características da superfície podem influenciar nos resultados do modelo gerado, de modo a buscar meios de otimizar os processos de escaneamento. Com o mesmo objetivo nesta pesquisa, foram testadas e avaliadas diferentes cores de superfície para um mesmo objeto padrão para estudar como a cor da superfície pode influenciar nos resultados obtidos no escaneamento.

Para a realização dos testes foram necessárias 8 cores de superfície do mesmo material (azul, vermelho, amarelo, verde, lilás, laranja, preto e branco), o escâner a laser ZScanner 700 CX, um local padrão (local onde seria realizado todos os testes para que as condições do ambiente não interferissem nos resultados), um objeto padrão (Figura 1) e o mesmo operador para realizar todos os testes, pois como o escâner é de mão, os resultados podem ser diferentes caso outra pessoa realizasse o escaneamento.

O estudo foi realizado com o mesmo objeto em todos os testes. No entanto, realizou-se os testes com 3 cores desse objeto padrão (preto, branco e vermelho), para analisar como cada cor reage a variação de cor da superfície. Segundo os estudos de Nawangpalupi et al. (2014), a cor do objeto vermelha apresenta melhores resultados na qualidade do escaneamento quando comparadas com as cores verde e azul, por isso, no presente estudo foram realizados testes com o objeto de cor vermelha para analisar como tal cor reage a variação da cor da superfície e se é possível melhorar ainda mais seus resultados.



Figura 1. Objeto Padrão

A preparação desse experimento é fundamental para o processo de análise, pois o processo de escaneamento possui inúmeros parâmetros e variáveis que podem alterar os resultados obtidos. Desta forma, é necessário estabelecer padrões nas análises e fixar alguns desses parâmetros para avaliação. A seguir será explicado como foi realizada essa preparação.

3.1 Preparação

Segundo o manual do escâner, o ZScanner 700 CX é um escâner que utiliza pontos refletivos como referência para capturar e gerar o modelo 3D. Esses pontos podem estar na superfície e/ou no objeto. No entanto, o posicionamento desses pontos refletivos pode interferir na qualidade do escaneamento.

De modo que apenas a cor da superfície possa interferir, as superfícies devem ser do mesmo tamanho e os pontos refletivos devem estar posicionado igualmente em todas as superfícies.

Para isso, foram cortadas as 8 superfícies de E.V.A (Espuma Vinílica Acetinada), Figura 2, com as mesmas dimensões (300 x 300 mm). Essas superfícies foram empilhadas e com uma agulha, foi marcado o posicionamento de cada ponto refletivo simultaneamente em todas as superfícies.



Figura 2. Superfícies

Após ter preparado todas as superfícies e unificado todos os outros parâmetros citados, realizou-se os escaneamentos de cada objeto 3 vezes em cada superfície. Depois de gerar os 3 modelos, realizou-se a remoção de impurezas e a remoção da superfície residual capturada pelo escâner, para analisar apenas a área do objeto capturada no escaneamento. Por fim, coletou-se os dados de número de pontos da nuvem de pontos, área digitalizada do objeto e número de triângulos da malha, de cada um dos 3 modelos, e foi calculado a média de cada um dos dados coletados.

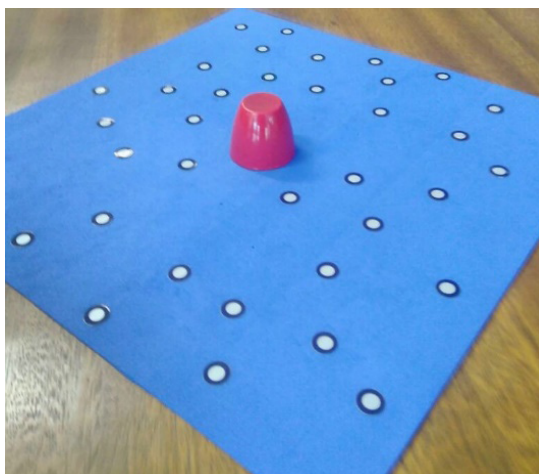


Figura 3. Posicionamento do Objeto para Escaneamento

Como explicado na preparação do experimento, os posicionamentos dos pontos refletivos devem ser os mesmos em todas as superfícies, pois o escâner utiliza os pontos para se localizar conforme sua movimentação. Segundo as recomendações do fabricante do escâner, o espaçamento entre os pontos refletivos deve ser entre 2 a 5 cm e seu posicionamento deve ser de modo aleatório. Respeitou-se, desse modo, essas recomendações e esse posicionamento foi padronizado em todas as superfícies, como citado anteriormente, e o objeto padrão foi posicionado no centro de cada superfície (Figura 3).

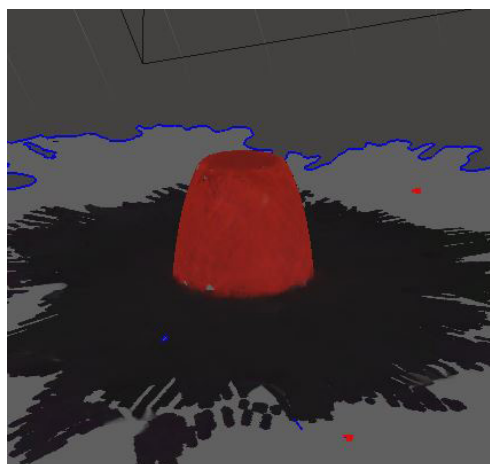


Figura 4. Tratamento no Meshmixer

Após o escaneamento, o modelo gerado (Figura 4) foi transferido para o software Meshmixer. Aqui foi realizado a limpeza e tratamento do modelo, removendo a

superfície capturada pelo escâner e outros resíduos do escaneamento. Desse modo, após o tratamento, apenas o objeto foi exportado para análise e coleta dos dados.



Figura 5. Análise de Dados no Rapidform

O software Rapidform foi utilizado para análise e coleta dos dados. O modelo foi exportado para esse programa, onde foi gerada a malha (Figura 5) e nuvem de pontos do modelo pós-tratado. O software possibilitou a coleta dos dados do número de triângulos da malha, número de pontos da nuvem de pontos e área da superfície escaneada do objeto. Esses dados foram então armazenados em uma tabela para serem comparados com os outros modelos. Cada modelo escaneado passou por essas etapas, como esquematizado no Tabela 3, para que cada um fosse comparado nas mesmas condições.

Cor da Superfície	Modelos Gerados	Coleta de Dados
Branco	1° Modelo; 2° Modelo; 3° Modelo	Dados do 1°; 2°; 3°
Preto	1° Modelo; 2° Modelo; 3° Modelo	Dados do 1°; 2°; 3°
Azul	1° Modelo; 2° Modelo; 3° Modelo	Dados do 1°; 2°; 3°
Vermelho	1° Modelo; 2° Modelo; 3° Modelo	Dados do 1°; 2°; 3°
Amarelo	1° Modelo; 2° Modelo; 3° Modelo	Dados do 1°; 2°; 3°
Verde	1° Modelo; 2° Modelo; 3° Modelo	Dados do 1°; 2°; 3°
Lilás	1° Modelo; 2° Modelo; 3° Modelo	Dados do 1°; 2°; 3°
Laranja	1° Modelo; 2° Modelo; 3° Modelo	Dados do 1°; 2°; 3°

Tabela 3. Esquematização do Experimento

3.2 Análise

A análise da qualidade dos modelos 3D é uma parte fundamental do estudo tratado nesse artigo. A análise foi feita pela comparação entre o número de pontos gerados na nuvem de pontos e a área da superfície do objeto escaneado, para calcular a densidade da nuvem de pontos. Desse modo, o modelo que apresentar um maior valor na relação, número de pontos da nuvem de pontos por área escaneada, apresenta uma maior densidade da nuvem de pontos e conseqüentemente uma melhor qualidade, conforme orientado em Macháček, P. (2010). Desta forma, o modelo

3D possui um maior detalhamento e precisão geométrica quando comparada com o objeto real. Diminuindo a necessidade de um tratamento de imagem e otimizando o processo de escaneamento.

4 | RESULTADOS

Depois de realizar os 64 testes, os dados foram registrados em uma tabela para cada objeto (Tabela 4 para o objeto branco e Tabela 5 para objeto vermelho) e com isso foi gerado um gráfico comparativo. Não foi possível gerar um modelo com o objeto preto, pois o escâner a laser não conseguiu capturar o objeto, devido à absorção da luz do laser pela cor preta do objeto. Com a superfície branca, o escâner não conseguiu capturar os pontos refletivos devido a maior refletividade da cor branca, quando comparada com as demais cores. Desse modo não foi possível capturar o objeto com a superfície branca.

Cor da Superfície	Média do nº de pontos da nuvem de pontos	Média da área da região escaneada (mm ²)	Densidade da nuvem de pontos (triângulos/Volume)
Branco	-	-	-
Preta	3432,667	3709,433	0,925408
Azul	3432	3721,038	0,922331
Vermelho	3366,333	3639,288	0,925031
Amarelo	3423	3633,631	0,942263
Verde	3409,667	3720,891	0,916357
Lilás	3406,333	3665,81	0,929286
Laranja	3512,333	3672,06	0,956574

Tabela 4. Resultados para o Objeto Branco

Cor da Superfície	Média do nº de pontos da nuvem de pontos	Média da área da região escaneada (mm ²)	Relação da nuvem de pontos (triângulos/Volume)
Branco	-	-	-
Preta	3409,333	3659,877	0,931698
Azul	3374,5	3691,767	0,914031
Vermelho	3373,667	3669,451	0,919398
Amarelo	3374	3649,079	0,924670
Verde	3351,667	3635,887	0,921181
Lilás	3368	3624,883	0,929122
Laranja	3437	3682,236	0,933399

Tabela 5. Resultados para o Objeto Vermelho

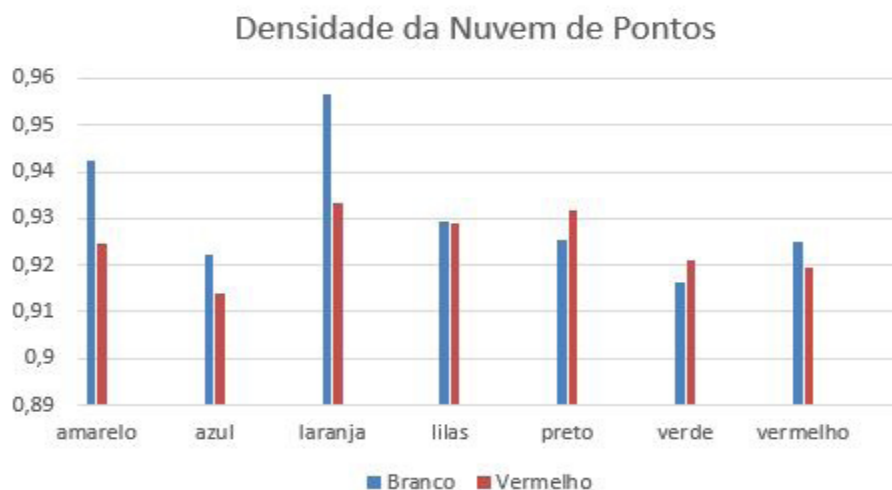


Gráfico 1. Resultados da Densidade da nuvem de pontos

Os dados mostram que para um objeto branco, utilizando-se uma superfície laranja pode-se obter um modelo 3D com melhor qualidade, quando comparada com a superfície preta usual, com uma densidade da nuvem de pontos 4,4% maior que a combinação do objeto branco com a superfície verde, que obteve o pior resultado para o objeto branco.

Já o objeto vermelho mostrou uma menor divergência entre os resultados para as diferentes cores de superfície, como mostra o Gráfico 1. O melhor resultado foi obtido utilizando também a superfície laranja, no entanto, obteve-se uma densidade da nuvem de pontos 2,1% maior que a combinação do objeto vermelho com a superfície azul, que apresentou o pior resultado para o objeto vermelho.

Contudo, comparando as reações de cores entre objeto e superfície, os resultados mostram que a combinação do objeto branco com a superfície laranja obteve um resultado ainda melhor na geração da malha que a combinação do objeto vermelho com a superfície laranja. Sendo assim, essa combinação é a mais recomendada para se obter um melhor resultado no escaneamento.

5 | CONCLUSÕES

Com base nos resultados, pode-se concluir que a cor da superfície e a relação das cores do objeto com as cores da superfície em que ele se encontra podem influenciar na qualidade dos modelos gerados pelo escaneamento. Tal descoberta confirma o objetivo tratado nesse artigo, de descobrir métodos para gerar um modelo 3D com melhor qualidade, otimizando o processo de escaneamento 3D a Laser.

A descoberta presente nesse estudo confirma que os métodos usualmente utilizados para realizar um escaneamento 3D não são os melhores e mais adequados. Esse estudo e todos os outros estudos citados nesse artigo mostram que ainda existem inúmeras variáveis e parâmetros a serem estudados e novos métodos de otimização

a serem descobertos.

REFERÊNCIAS

- AMIRI PARIAN, J.; GRUEN, A., Integrated Laser Scanner and Intensity Image Calibration and Accuracy Assessment. In: International Archives of Photogrammetry, Remote Sensing and Spatial Information Sciences, Vol. 36, Part 3, 2005
- BOEHLER, W.; BORDAS, V. M.; MARBS A., Investigating Laser Scanner Accuracy. In: Proceedings of XIXth CIPA WG 6, International Symposium, Antalya, Turkey, 2004
- LICHTI, D.; HARVEY, B., The effects of reflecting surface material properties on time-of-flight laser scanner measurements, Symposium on Geospatial Theory, Processing and Applications, Ottawa, 2002
- MACHÁČEK, P., Problems of 3D Scanning and Scanned Data, 2010.
- NAWANGPALUPI, C. B, FRANSISCUS H., ARTHAYA, B. e PUTRA, A. I., Parameter Identification of Scanning Quality in 3D Laser Scanner: Hardware and Light Intensity Settings. 7° International Seminar on Industrial Engineering and Management.
- TEODOR, T. e ŽIVČÁK, J., A Comparison of the Outputs of 3D Scanners. 24th DAAAM International Symposium on Intelligent Manufacturing and Automation, 2013.
- VOEGTLE, T.; SCHWAB, I.; LANDES, T. , Influences Of Different Materials On The Measurements Of A Terrestrial Laser Scanner (TLS), The International Archives of the Photogrammetry, Remote Sensing and Spatial Information Sciences. Vol. XXXVII. Part B5, 2008
- VOISIN, S.; FOUFOU, S.; TRUCHETET, F.; PAGE, D.; ABIDIB, M., Study of ambient light influence for threedimensional scanners based on structured light, Optical Engineering, Vol. 46, 2007
- ZAIMOVIC-UZUNOVIC, N. e LEMES, S., Influences of Surface Parameters on Laser 3D Scannig. 10° International on Measurement and Quality Control, Set 2010.
- ZCORPOTATION, Self-Positioning Handheld 3D Scanner User Guide, User Manual ZScanner 700 CX, (2009).

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

Silas Fernandes Caze

Discente do curso de Engenharia Elétrica
Unifanor I Wyden silascaze@gmail.com **Lucas
de Sousa Camelo**

Discente do curso de Engenharia Mecânica
Unifanor I Wyden lucascamelo10@gmail.com

Wictor Gomes de Oliveira

Discente do curso de Engenharia Mecânica
Unifanor I Wyden wictor99@live.com

Bruno de Oliveira Carvalho

Mestre em Administração de Empresa pela
Universidade de Fortaleza (Unifor). Professor do
curso de Engenharia Mecânica UniFanor I Wyden
– bcarvalho@fanor.edu.br

RESUMO: Introdução: O presente trabalho é sobre o estudo e desenvolvimento de um sistema de freios para um veículo de competição da categoria Baja SAE Brasil. Com base em cálculos previamente definidos em literatura faremos um dimensionamento das necessidades do projeto buscando encontrar as especificações necessárias para os componentes do sistema. Quanto maior a eficiência de frenagem, melhor será o desempenho e a estabilidade do veículo na frenagem, reduzindo a probabilidade de ocorrer travamento das rodas elevando a segurança veicular conforme afirma GILLESPIE (1992) e o veículo deve possuir um sistema de freio hidráulico que atue em todas as rodas e seja atuado por um único pé conforme RATBSB

(2018). A importância desse procedimento é para evitar o processo da tentativa e erro na busca por peças para a montagem do veículo e conseqüente redução de custo com a otimização dos gastos. Incentivando a aplicação dos conhecimentos adquiridos na faculdade em um projeto real. **Metodologia:** Foi empregado o método da pesquisa por bibliografia onde buscamos literaturas sobre o tema. Foi empregado o conhecimento do livro utilizando dados iniciais estimados baseados em informações sobre outras equipes na busca de encontrar uma configuração mais próxima do real para definirmos uma especificação para os componentes. Reunimos as fórmulas e as aplicamos em uma planilha eletrônica do Microsoft Excel. Dessa forma poderemos alterar os dados e termos os resultados calculados através da automatização da planilha. Isso nos ajuda reduzindo o tempo empregado. Com base nos resultados obtidos fizemos um gráfico com as informações mais importantes: força máxima de frenagem na dianteira, força máxima de frenagem na traseira, linha de proporcionalidade e o *target* de frenagem que representa a desaceleração requerida para o projeto. Aplicando as regras impostas pela SAE para a categoria Baja SAE Brasil que, para o sistema de freios, exige que existam pelo menos duas linhas de pressão de freio para que o veículo possa parar mesmo com a perda de uma

delas (NRBSB) sendo que as 4 rodas devem travar simultaneamente em um situação em que for requerido o máximo de capacidade de frenagem. Sendo essas importantes para a configuração e para os cálculos da planilha. Com base na planilha fizemos um gráfico que mostra como vai se comportar o sistema conforme ele é acionado. Assim podemos prever o funcionamento do conjunto antes mesmo de montá-lo no veículo.

Resultados e Discussão: Partimos de valores estimados e chegamos a valores mais próximos da realidade fazendo estimativas e acompanhando os resultados mostrados em um gráfico. Fazendo uma análise de forma visual ficou mais fácil identificar o que deveria ser refinado. Assim determinamos o aro do pneu em 10 polegadas, o peso total de 594 lb, a altura do CG em 37 polegadas e a distância entre eixos de 55 in e diâmetro de cilindro de freio em 1,46 in. **Conclusões:** Com esse estudo conseguimos prever o comportamento do sistema de freios do veículo através de simulações e ainda definirmos especificações para os componentes que serão usados no projeto. Evitando a compra errada ou inadequada de peças e consequentemente otimizando o gasto total. Essa é uma experiência real que nos proporciona colocar em prática o que é ensinado na faculdade. Sendo de grande importância para os estudantes.

PALAVRAS-CHAVE: Baja. SAE. Engenharia. Projeto de freios.

INTRODUÇÃO

O objetivo desse estudo é desenvolver um sistema de freios para um veículo da categoria Baja SAE Brasil. Usamos os conhecimentos adquiridos em literatura sobre o tema para projetarmos esse sistema se apoiando em dados e cálculos com o intuito de prever seu funcionamento. Evitando fazer uso do processo de tentativa e erro que não representa o sentido de se fazer engenharia. Dessa forma não perderemos muito tempo e dinheiro com ações desnecessárias e até incompatíveis com o projeto. Proporcionando maior agilidade e confiabilidade no produto finalizado.

METODOLOGIA

Consideramos inicialmente alguns dados: distância entre eixos de 1,8m, peso total do veículo com o motorista de 350kg, altura do CG em relação ao solo de 20 in, a relação de distribuição de peso nos eixos dianteiro e traseiro de 70%/30%, raio dos pneus de 11,5 in, um *target* de 0,5g para a desaceleração e o atrito com o solo de 0,7. Aplicamos esses valores na planilha seguimos estimando números para as outras variáveis que são a pressão de linha do freio e o ganho de frenagem que é calculado de acordo com a quantidade de pinças de freio. Para atendermos as normas da SAE escolhemos usar duas linhas sendo uma para frente com duas pinças de freio e uma linha para a traseira com uma peça de freio. Usamos as seguintes fórmulas retiradas do livro de GILLESPIE (1992) na nossa planilha:

$$F_{xmf} = \frac{\mu_p(W_{fs} + \frac{h}{L}F_{xr})}{1 - \mu_p \cdot \frac{h}{L}} \quad (\text{Força máxima no eixo dianteiro})$$

$$F_{xmr} = \frac{\mu_p(W_{rs} - \frac{h}{L}F_{xf})}{1 + \mu_p \cdot \frac{h}{L}} \quad (\text{Força máxima no eixo traseiro})$$

onde:

μ_p = coeficiente de atrito (pneu/estrada)

F_{xr} = força de frenagem na traseira

F_{xf} = força de frenagem na dianteira

$$W_f = \frac{c}{L}W + \frac{h \cdot W}{L \cdot g} \cdot D_X = W_{fs} + W_d \quad (\text{Peso na dianteira})$$

$$W_r = \frac{b}{L}W - \frac{h \cdot W}{L \cdot g} \cdot D_X = W_{rs} - W_d \quad (\text{Peso na traseira})$$

onde:

W_{fs} = Peso na dianteira (estático) $W_{FS} = W \cdot \frac{c}{L}$

W_{rs} = Peso na traseira (estático) $W_{RS} = W \cdot \frac{b}{L}$

W_d = Transferência de carga dinâmica $W_d = \frac{h \cdot W}{L \cdot g} \cdot D_X$

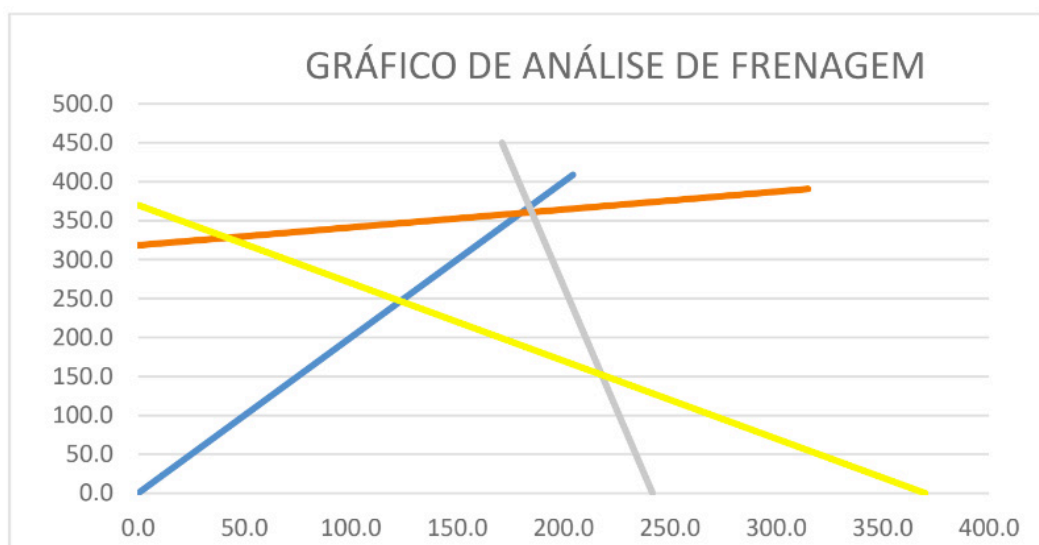
$$G = A_r \cdot r \quad (\text{Ganho de Frenagem})$$

Onde:

A_r = Área do cilindro de roda

r = Raio da roda

Aplicando os valores nas formulas conseguimos fazer o seguinte gráfico:



F_{xmf} (Força Máxima de Frenagem na Frente – Linha laranja)

Representa a força máxima de frenagem onde ocorre o travamento das rodas dianteiras. Os valores são mostrados no eixo vertical em lbf.

Fxmr (Força Máxima de Frenagem na Traseira – Linha cinza)

Representa a força máxima de frenagem onde ocorre o travamento das rodas traseiras. Os valores são mostrados no eixo horizontal em lbf.

Linha de Proporcionalidade (Linha azul)

Representa a força aplicada nos eixos de acordo com a variação de pressão nas linhas de freio.

Target (Linha amarela)

Informa o ponto onde a aceleração solicitada ocorre durante a frenagem.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Após seguidas alterações encontramos no gráfico uma situação ideal que nos permite uma frenagem com travamento das quatro rodas em uma situação máxima fazendo coincidir a linha de proporcionalidade com a força de frenagem máxima na dianteira e na traseira e também conseguimos atingir o *target* de desaceleração antes do travamento das rodas. Obtivemos assim uma visão geral do projeto com a definição de valores para pontos importantes que servirão de parâmetro para os outros sistemas como chassis e suspensão. Ficamos com os seguintes dados para o nosso projeto:

NOME	VALOR	UNIDADE
ENTRE-EIXOS	55	in
PESO TOTAL	594	Lb
PESO NA DIANTEIRA	114	Lb
PESO NA TRASEIRA	480	Lb
GANHO DE FRENAGEM NA DIANTEIRA	39,1818	In-lbf/psi
GANHO DE FRENAGEM NA TRASEIRA	39,1818	In-lbf/psi
DIÂMETRO DO CILINDRO MESTRE	1,46	In
ALTURA DO CENTRO DE GRAVIDADE	20	In
RAIO DO PNEU	11,5	In
DESACELERAÇÃO REQUERIDA	0,5	g
COEFICIENTE DE ATRITO	0,7	-----
GRAVIDADE	32,2	ft/s ²

CONCLUSÕES

Com os dados sobre o veículo nas mãos podemos fazer melhores escolhas e termos uma boa base para os outros sistemas do projeto. Conhecendo as necessidades reais que encontramos temos uma redução nos custos de montagem e produção. Evitamos assim o processo de tentativa e erro aplicando os conhecimentos adquiridos na faculdade sobre elaboração de planejamento envolvendo custos, logística, patrocínios, parcerias e outras variáveis. Nesse processo temos uma vivência muito

valiosa na formação dos participantes e futuros profissionais da área.

REFERÊNCIAS

GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. SAE International. 1992.

SAE Brasil. **RATBSB - Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil. Emenda 0**. SAE Brasil. Janeiro de 2018.

ANÁLISE EXPERIMENTAL DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE AMORTECEDORES TIPO STOCKBRIDGE

Marcos José Mannala

Institutos Lactec

Curitiba – Paraná

Marlon Elias Marchi

Institutos Lactec

Curitiba – Paraná

Marcio Tonetti

Copel Geração e Transmissão S.A.

Curitiba – Paraná

curvas que ilustram o comportamento dinâmico do amortecedor no domínio da frequência, bem como parâmetros vibracionais como, por exemplo, frequências naturais. Por isso, este trabalho propôs analisar experimentalmente o comportamento dinâmico de amortecedores tipo Stockbridge.

PALAVRAS-CHAVE: Amortecedor dinâmico de vibração, stockbridge, vibração em cabos aéreos.

RESUMO: Este artigo integra o projeto de P&D COPEL/ANEEL intitulado Aumento da Capacidade de Transmissão de Linhas Aéreas: Novas técnicas de projeto com trações elevadas. Este projeto contempla o estudo do comportamento dos cabos condutores, quando tracionados com níveis de tração que superam os critérios usuais de projeto. No entanto, problemas com vibrações eólicas são potencializados ao longo dos cabos condutores à medida que a tração é elevada. Estas vibrações provocam danos devido à fadiga por flexão e por abrasão nos pontos de suspensão dos cabos, podendo causar a interrupção da transmissão de energia. Para isso, foram desenvolvidos dispositivos absorvedores de vibrações como o amortecedor tipo Stockbridge, um dos mais utilizados e focos de vários estudos. Alguns destes estudos se baseiam em ensaios de vibrações que permitem levantar

1 | INTRODUÇÃO

As linhas aéreas de transmissão elétrica estão sujeitas à ação dos ventos, os quais, induzem vibrações eólicas de alta frequência (na ordem de 5 a 120 Hz) e de baixa amplitude (Júnior, 2010). Essas vibrações em níveis indesejados podem causar danos devido a fadiga por flexão e por abrasão nos pontos de suspensão do cabo, levando-o à ruptura (Sauter, 2003). A consequência direta é a falha na transmissão de energia elétrica o que, por sua vez, aumenta os custos de manutenção, pode resultar em sérios acidentes e gerar prejuízos econômicos e sociais para o país (Labegalini et al., 1992).

Para reduzir os danos mecânicos causados pelas vibrações eólicas e assim, aumentar a

vida útil dos cabos é necessário reduzir as amplitudes de vibrações das linhas a níveis considerados seguros pelas normas internacionais (Júnior, 2010). Para isso, foram desenvolvidos dispositivos absorvedores, sendo o amortecedor tipo Stockbridge um dos mais utilizados atualmente (Labegalini et al, 1992).

O amortecedor stockbridge (Figura 1) foi desenvolvido em 1925 por George H. Stockbridge. Este dispositivo consiste em duas massas inerciais presas na extremidade de um cabo flexível denominado de cabo mensageiro, o qual se encontra acoplado a um grampo para fixação no cabo condutor (Labegalini et all, 1992).

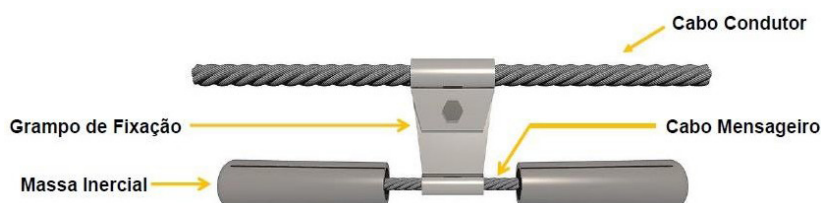


FIGURA 1. Amortecedor tipo Stockbridge simétrico.

O Stockbridge dissipa energia basicamente por dois mecanismos: pelo amortecimento histerético (devido ao deslizamento interno dos planos cristalinos dos fios que compõem o cabo mensageiro) e pelo amortecimento coulombiano (devido ao atrito entre os fios do cabo mensageiro) (Labegalini et al, 1992).

As principais vantagens do dispositivo Stockbridge são: simples construção, baixo custo e boa eficiência na redução de vibrações no ponto de fixação (Labegalini et al, 1992). Contudo, a sua eficiência é limitada a uma estreita faixa de frequências, localizada em torno das suas frequências naturais (Oliveira, 2011).

Dentro os tipos de amortecedores Stockbridge conhecidos, destacam-se o simétrico e o assimétrico. Os dispositivos simétricos possuem massas e comprimentos dos cabos mensageiros iguais em relação ao grampo de fixação. Considerando a faixa de operação das vibrações eólicas, este absorvedor possui dois graus de liberdade, os quais, correspondem ao primeiro e segundo modo de vibração do absorvedor. Já os amortecedores assimétricos possuem massas e comprimentos de cabos mensageiros diferentes em relação ao grampo de fixação. Este dispositivo pode ter quatro ou mais modos de vibração dentro da faixa de ação das vibrações eólicas, tornando-o mais eficiente (Vecchiarelli et al., 2000).

O amortecedor Stockbridge é acoplado ao cabo condutor próximo aos isoladores. No ponto de acoplamento, o absorvedor exerce uma força e um momento concentrados. Se as características do Stockbridge não estiverem devidamente ajustadas às características dinâmicas do cabo condutor, este terá seu comportamento dinâmico alterado, podendo gerar deslocamentos elevados e, conseqüentemente, danos nos pontos de ancoragem (Vecchiarelli et al., 2000).

Portanto, a resposta de um condutor é fortemente influenciada pelo comportamento dinâmico do amortecedor acoplado (Vecchiarelli et al., 2000). Com o intuito de

melhor prever a resposta dinâmica de uma linha de transmissão, sujeita a vibrações eólicas e com amortecedores tipo Stockbridge acoplados, de início é necessário compreender o comportamento mecânico deste dispositivo amortecedor como um sistema mecânico isolado e sujeito a excitações harmônicas. Nesse sentido, este trabalho realizou experimentos, nos quais, o Stockbridge é ensaiado isoladamente em uma máquina excitadora que simula movimentos harmônicos com amplitudes de aceleração constante. O objetivo geral é compreender melhor a resposta dinâmica do amortecedor tipo Stockbridge assimétrico a partir de ensaios experimentais. Para isso, com base nos dados obtidos em laboratório, os seguintes objetivos específicos foram realizados: levantar curvas de resposta no domínio da frequência, identificar as frequências naturais e analisar o comportamento dinâmico do Stockbridge assimétrico em amplitudes de acelerações distintas.

2 | MATERIAIS E MÉTODOS

Nesta seção são apresentados os materiais e o procedimento experimental empregado na realização dos ensaios mecânicos de vibração do amortecedor tipo Stockbridge.

2.1 Amortecedor Stockbridge

O amortecedor utilizado nos ensaios de vibração foi o Stockbridge assimétrico (Figura 2).



FIGURA 2. Stockbridge assimétrico utilizado nos ensaios.

2.2 Bancada de Ensaios

A Figura 3 mostra o desenho esquemático da bancada experimental empregada nos ensaios de vibração do amortecedor Stockbridge assimétrico.

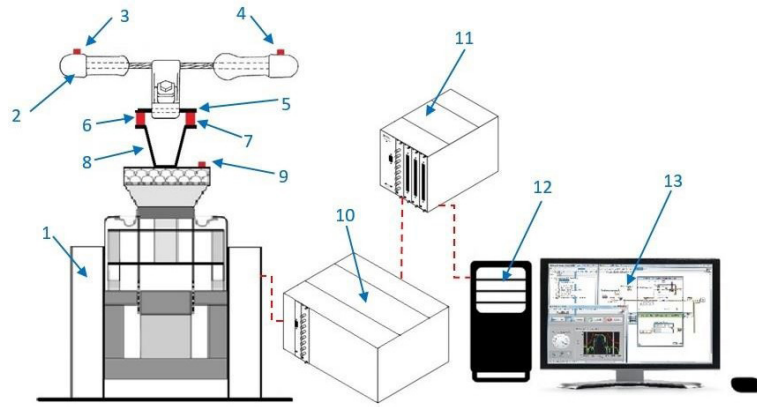


FIGURA 3. Desenho esquemático da bancada de ensaios.

Os equipamentos e recursos da bancada, indicados na Figura 3 pela respectiva numeração, são:

(1) excitador eletrodinâmico ou *shaker*; (2) amortecedor tipo Stockbridge assimétrico; (3) e (4) acelerômetros do tipo ICP; (5) base de aço para acoplamento do amortecedor; (6) e (7) células piezoelétricas com capacidade de medição de 445N pico cada; (8) base de aço e em formato V; (9) acelerômetro do tipo ICP; (10) amplificador de potência do *shaker*; (11) condicionador de sinal com módulos de aquisição de sinais dos acelerômetros e das células piezoelétricas; (12) computador desktop com placa condicionadora de sinais; (13) programa *LabView*[®].

A bancada de ensaios da Figura 3 permite gerar um movimento harmônico com amplitude de aceleração controlada. Assim para uma determinada aceleração da base de excitação do *shaker*, obtém-se a resposta do Stockbridge em uma dada faixa de frequência.

Os sinais obtidos pelos acelerômetros, o controle da frequência de excitação e da amplitude de aceleração do *shaker*, bem como o processamento dos dados são realizados por um condicionador de sinal, o qual, é controlado por uma placa condicionadora de sinais através de um computador desktop e do programa *LabView*[®].

3 | MÉTODOS

Os ensaios em laboratório consistiram em deslocar, verticalmente e com amplitude de aceleração constante, a base de excitação onde o Stockbridge se encontrava rigidamente fixo. Os valores de aceleração constante da base variaram de 0,2 a 0,8 m/s², com incrementos de 0,2 m/s².

Para cada amplitude de aceleração da base, mantida como constante, o *shaker* promovia a excitação do amortecedor na faixa de 5 a 120 Hz, sendo a sua resposta vibracional obtida, processada e registrada pelo sistema de aquisição, controle e processamento de dados. Desse modo, foram obtidos no domínio da frequência as

amplitudes de aceleração de três acelerômetros, sendo um da base de deslocamento do *shaker* (seta 9 da Figura 3) e os outros dois, das extremidades externas das massas menor e maior (setas 3 e 4, respectivamente, da Figura 3).

Os dados obtidos foram armazenados e convertidos em arquivos com extensão .txt. Em seguida, estes dados foram manipulados através do programa *Matlab* com o intuito de gerar curvas referentes ao comportamento dinâmico do amortecedor Stockbridge como, por exemplo, curvas de resposta no domínio da frequência de cada acelerômetro.

4 | RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados experimentais são apresentados na Figura 4 e mostram o comportamento dinâmico do Stockbridge em quatro patamares de aceleração.

As Figuras 5a e 5b mostram as curvas de força no domínio da frequência referentes aos lados da massa maior e menor, respectivamente. Já as Figuras 12 e 14 exibem as curvas de resposta no domínio da frequência dos lados da massa maior e menor do amortecedor, respectivamente. A Figura 4 ilustra as quatro amplitudes de acelerações mantidas nos ensaios do Stockbridge. As Figuras 5a e 5b correspondem as curvas de Impedância Mecânica obtidas para o Stockbridge ensaiado. As frequências naturais do amortecedor estão resumidas na Tabela 1, de acordo com a respectiva amplitude de aceleração.

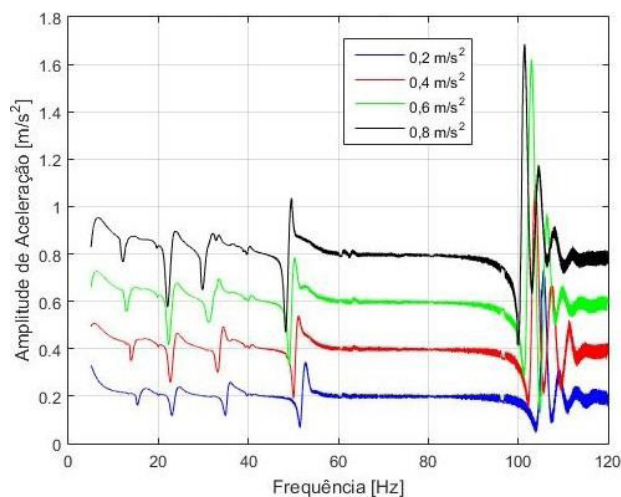


FIGURA 4. Curva de resposta no domínio da frequência referente a base na qual o amortecedor se encontrava fixado.

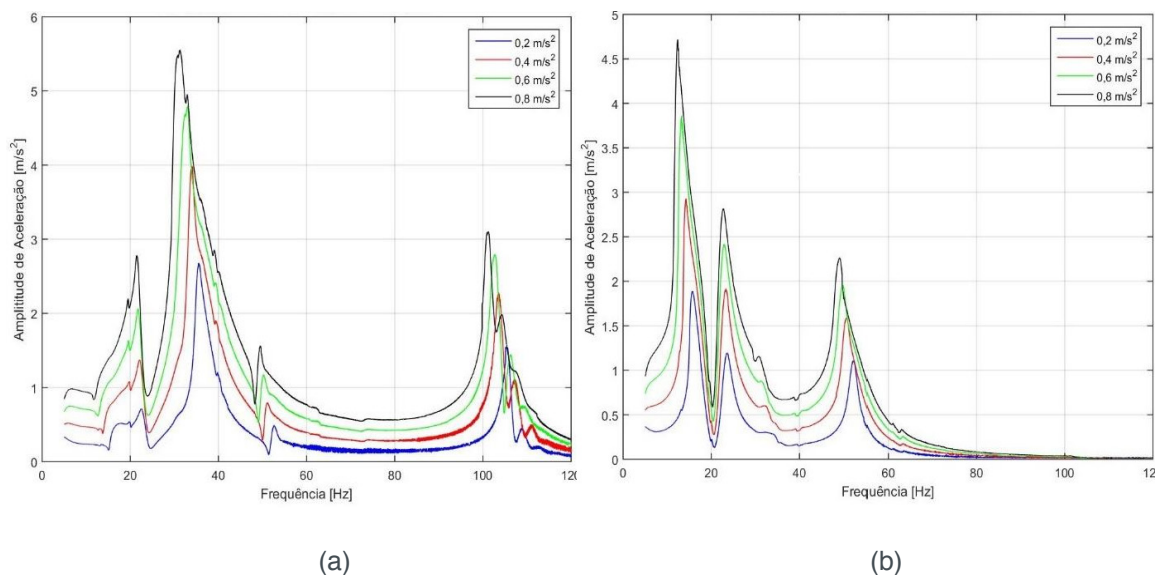


FIGURA 5. Curvas de resposta no domínio da frequência, sendo (a) referente à resposta do lado da massa menor e (b) referente à resposta do lado da massa maior do amortecedor Stockbridge.

Amplitude de Aceleração [m/s^2]	Frequências Naturais (Hz)				
	1	2	3	4	5
0,2	15,37	23,02	34,94	51,59	103,9
0,4	13,96	22,62	33,22	50,02	102,2
0,6	12,84	22,31	31,20	49,17	101,4
0,8	12,14	22,03	29,81	48,31	100,1

TABELA 1. Frequências naturais do amortecedor Stockbridge assimétrico ensaiado.

A partir dos resultados obtidos nos ensaios experimentais do amortecedor assimétrico, exibidos nas Figuras 4 e 5 e na Tabela 1, pode-se constatar que:

- O Stockbridge assimétrico tem pelo menos 5 frequências naturais na faixa de 5 a 120 Hz;
- Em face da intensidade da força e das amplitudes de acelerações, as frequências naturais 1, 3 e 4 são dominantes na massa maior. Já as frequências naturais 2 e 5 geram amplitudes de movimento mais significativas na massa menor;
- À medida que a amplitude de aceleração aumenta, todas as frequências naturais do amortecedor diminuem;
- À medida que a amplitude de aceleração aumenta, as faixas de frequência em torno das frequências naturais se tornam mais estreitas, diminuindo a eficiência do stockbridge;
- Os maiores valores de amplitude de aceleração registrados ocorrem na primeira e na segunda frequência natural.

5 | CONCLUSÃO

Com base nas constatações a respeito dos dados experimentais, conclui-se que o Stockbridge assimétrico apresenta um comportamento não linear. Esta não linearidade se deve a diminuição da frequência natural do dispositivo com o aumento da amplitude de aceleração do movimento imposto ao amortecedor.

Outro comportamento que corrobora nesta linha é o fato de que a largura da faixa de frequência, nos pontos de ressonância do amortecedor, diminui com o aumento da aceleração.

Portanto, uma modelagem matemática utilizando equações lineares, como é usualmente feito, não representa a contento o comportamento da amostra testada. Desse modo, torna-se interessante desenvolver uma análise não linear do comportamento dinâmico do Stockbridge tipo assimétrico.

6 | AGRADECIMENTOS

Este trabalho apresenta parte dos resultados obtidos durante a execução do projeto P&D de número PD-6491-0243/2011, intitulado “Aumento da Capacidade de Transmissão de Linhas Aéreas: Novas técnicas de projeto com trações elevadas” da COPEL Geração e Transmissão S.A., executado pelos Institutos LACTEC e integrante do Programa de Pesquisa e Desenvolvimento do Setor Elétrico Brasileiro regulamentado pela ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica).

REFERÊNCIAS

Júnior, O. H. S. Vibrações em cabos aéreos de linhas de transmissão: estudo teórico e experimental por meio de modelos lineares e não lineares. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica. PUC-PR. Curitiba, 2010.

Labegalini, P. R.; Labegalini, J. A.; Fuchs, R. D.; Almeida, M. T. Projetos mecânicos das linhas aéreas de transmissão. Edgard Blucher. São Paulo, 1992.

Melo, F. B. N. Desenvolvimento de um dispositivo de fixação para caracterização mecânica das ligas NiTi. Universidade de Brasília. Departamento de Engenharia Mecânica. Brasília, 2011.

Oliveira, H. S. Análise dinâmico de um stockbridge pseudoplástico. Projeto de graduação. Universidade de Brasília: Faculdade de Tecnologia. Departamento de Engenharia Mecânica. Brasília, 2011.

Sauter, D. Modeling the dynamic characteristics of slack wire cables in stockbridge dampers. Vom Fachbereich Mechanik der Technischen Universität Darmstadt zur Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.) genehmigte. Darmstadt, 2003.

Vecchiarelli, J; Currie, I. G.; Havard, D. G. Computational analysis of aeolian conductor vibration with a stockbridge. Journal of Fluids and Structures, v. 14, n. 1, pp. 489- 509, 2000.

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

Carlos Henrique da Silva

Universidade Nove de Julho
São Paulo – SP

Felipe Martins Silva

Universidade Nove de Julho
São Paulo – SP

Fernando Luiz Alhem dos Santos

Universidade Nove de Julho
São Paulo – SP

Jardson da Silva David

Universidade Nove de Julho
São Paulo – SP

Juliana Lopes Cardoso

Universidade Nove de Julho
Fundação de Apoio ao Instituto de Pesquisas
Tecnológicas
São Paulo – SP

Milton Zanotti Junior

Universidade Nove de Julho
Universidade de São Paulo
São Paulo – SP

RESUMO: Com o objetivo foi verificar a posição exata, entre as condições aberta e fechada, das lâminas de uma chave seccionadora de rede de distribuição elétrica de média tensão e indicar a ocorrência de mau fechamento, neste trabalho é apresentado um sistema de monitoramento da posição utilizando sensor de ultrassom.

O sistema de monitoramento, inicialmente, apresentou valores de distância diferentes dos valores corretos. Considerando que os desvios foram provocados pela inclinação das lâminas chave, que refletem o sinal de ultrassom, considerou-se o uso de um servomotor para reposicionar o sensor de ultrassom e direcionar as reflexões do sinal. Novas avaliações indicaram que os desvios dos valores distância medidos passaram a ocorrer apenas quando a chave está completamente aberta e por interferência da haste de movimentação de fenolite, o que não prejudica a avaliação do mau fechamento da chave seccionadora.

PALAVRAS-CHAVE: proteção de sistemas elétricos. redes de distribuição de energia elétrica. sensor. ultrassom.

ABSTRACT: The goal of this work was verifying the exact position of the blades of a disconnect switch, used in medium voltage transmission lines, between open and closed positions and warn the occurrence of uncompleted close. This was reached using a position monitoring system with ultrasound sensors. Initially, the position monitoring system presented inaccurate distance values, because of the slope of the blades during the disconnect switch opening. A servomotor was used to correct the position of the sensors and keep them perpendicular to the blades. The ensuing evaluations indicated

that inaccurate distance values were observed only after complete opening of the disconnecter switch, because of the interference of the phenolic rod, which did not jeopardize the monitoring of the disconnecter switch close.

KEYWORDS: electric system protection. transmission and distribution system. sensor. ultrasound.

1 | INTRODUÇÃO

A chave seccionadora ou seccionador de barramento é um dispositivo mecânico de manobra destinado a isolar ou “seccionar” partes, subsistemas ou equipamentos de circuitos elétricos com corrente de intensidade desprezível (menor que 500 mA para sistemas até 460 kV). São instaladas em pontos estratégicos do sistema de distribuição de energia, visando seccionar a rede para minimizar os efeitos das interrupções programadas ou não, estabelecer seccionamento visível em equipamentos como religadores automáticos e chaves à óleo e estabelecer by pass (passagem secundária, em inglês) em equipamentos como reguladores de tensão (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 1992).

A chave seccionadora tripolar é utilizada como equipamento de manobra nas subestações abrigadas. Os defeitos mais comuns em chaves seccionadoras são, principalmente, problemas de esforços mecânicos ou de isolamento, sendo eles (SOUZA, 2002; FULCHIRON e BIASSE, 2009):

- quebra da alavanca de manobra ou eixo de acionamento (quando acionado com motor);
- quebra ou envelhecimento das molas de contrabalanço (quando presentes);
- desnivelamento do garfo;
- falhas dos isoladores.

Os defeitos mecânicos listados levam ao impedimento do acionamento da chave ou ao seu mau posicionamento, provocando um mau fechamento. O fechamento incorreto da chave causa aquecimento entre seus contatos, que pode diminuir sua vida útil. Em casos mais graves, pode levar ao derretimento da região de contato e, conseqüentemente, o desligamento do sistema (SILVA, BORDONALLI, *et al.*, 2006; ELETROSUL, 1985).

Neste trabalho, propõe-se a construção de um sistema de monitoramento de estado da chave seccionadora de operação vertical (tipo faca) utilizando sensor de ultrassom, a fim de monitorar a sua posição e evitar o mau fechamento.

2 | MATERIAIS E MÉTODOS

2.1 Sistema de Monitoramento

A chave seccionadora utilizada neste trabalho é uma chave seccionadora tripolar de média tensão (13,8 kV) de comando único e acionada manualmente (Figura 1).

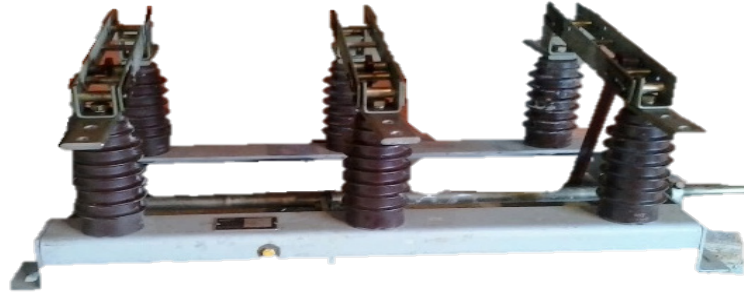


Figura 1 – Chave seccionadora tripolar de média tensão utilizada para desenvolvimento do sistema de monitoramento

Fonte: próprios autores.

O sistema de monitoramento é composto por uma plataforma de prototipagem eletrônica Arduino, um sensor de ultrassom para medição da distância, um termistor para a medição da temperatura e correção da velocidade do som, um servomotor para ajustar a posição do ultrassom na chave e uma central sinalizadora. A central sinalizadora é composta por um buzzer, para alertar sobre o mau fechamento, leds de sinalização e um mostrador LCD, ligado por um adaptador I²C, em que são exibidos os valores de distância e temperatura medidos na chave.

A espessura da lâmina da chave seccionadora utilizada é de 4,1 mm. Sabendo que a sensibilidade do sensor de ultrassom está relacionada com o tamanho do objeto e o comprimento da onda emitida (λ), a reflexão somente irá ocorrer se o objeto tiver dimensões maiores que o comprimento de onda.

Calculando comprimento de onda para a frequência de 40 kHz de emissão do sensor utilizado, com a velocidade do som de 346,3 m s⁻¹ a 25 °C, temos, na equação 1 (HAYNES, 2016; GRAY, 1957):

$$\lambda = \frac{v}{f} = \frac{346,3}{40000} = 8,6 \text{ mm}$$

Assim, a frequência do sinal do ultrassom está inadequada para a medição da distância diretamente da lâmina da chave seccionadora. Para garantir que haja reflexão do sinal, uma peça plástica de (4,3 x 7,4) cm foi manufaturada em impressora 3D e posicionada entre as lâminas da chave, ampliando a área de reflexão do som como um anteparo (Figura 2).

**Anteparo para
reflexão do sinal de
ultrassom**



Figura 2 – Peça para reflexão do sinal de ultrassom

Fonte: próprios autores.

Para posicionar o servomotor na chave, foi utilizado um suporte *pan tilt* de câmera adaptado, de forma a permitir o movimento *tilt* (inclinação). Dois suportes de plástico, construídos em impressora 3D foram utilizados para adaptação do suporte, de forma a permitir sua fixação na chave e o posicionamento do ultrassom (Figura 3).



Figura 3 – Suporte tilt do servomotor adaptado para acomodar o sensor de ultrassom

Fonte: próprios autores.

O sensor de ultrassom, juntamente com o resistor NTC utilizado para a medição de temperatura (FRADEN, 2010) foram instalados em uma placa padrão de tamanho adequado ao suporte (Figura 4).

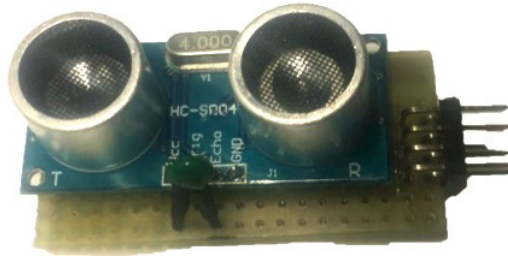


Figura 4 – Placa com sensor de ultrassom e resistor NTC adaptada para o suporte do servomotor

Fonte: próprios autores.

Utilizando o servomotor, o Arduino foi programado inicialmente para movimentá-lo entre 130° e 140° , medindo simultaneamente a distância. Na menor distância encontrada, o servomotor retorna ao respectivo ângulo e manter essa posição até que a distância se altere com a movimentação das lâminas da chave. Em seguida, um novo ciclo de busca da menor distância é iniciado.

2.2 Ensaios de Determinação da Distância das Lâminas de Fase da Chave Seccionadora

A avaliação o funcionamento do sistema de monitoramento utilizando ultrassom foi feita por meio da medição de distância das lâminas de fase da chave seccionadora, de forma a verificar se era possível identificar as posições fechada, mal fechada e aberta da chave, juntamente com a exatidão da medida.

Para que fosse possível a medição de distância pré-determinadas pelo sensor de ultrassom e de forma a facilitar a obtenção da curva de calibração de distâncias, foi montado um dispositivo formado por duas barras corrosadas, que posiciona dois anteparos em madeira por seis porcas de apoio (Figura 5).

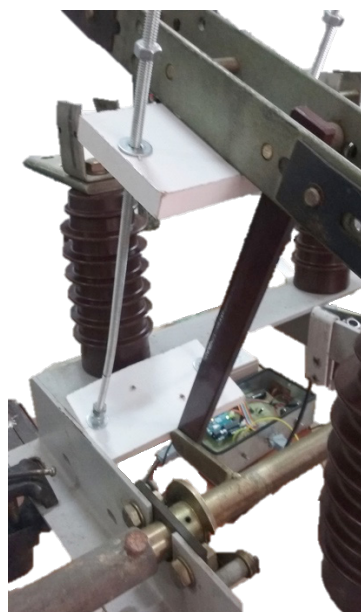


Figura 5 – Dispositivo de apoio para medição de distância posicionado sobre o sensor de ultrassom como anteparo e sob a lâmina de fase para sustentação

Fonte: próprios autores

O dispositivo foi utilizado como anteparo para se fixar valores conhecidos de distância e realizar medições utilizando o ultrassom. Dessa forma, foi possível mensurar o desvio envolvido entre os valores de distância medidos pelo sensor e os valores medidos com uma trena.

O dispositivo de apoio também foi utilizado para manter fixa a posição das lâminas da chave seccionadora durante as medições, de forma a garantir a correta medição da distância em diferentes posições.

3 | RESULTADOS

3.1 Determinação do Desvio nas Medidas de Distância

O sensor de ultrassom foi posicionado inicialmente na base da chave, paralelo às lâminas, a 24 cm da lâmina de fase na posição fechada. Esse valor de distância inicial, chamado de offset, foi descontado dos valores medidos de distância para que o valor final representasse a distância percorrida pela lâmina de fase a partir de sua posição original.

Partindo da posição fechada foi verificado que, ao abrir a chave, as medidas de distância feitas pelo ultrassom correspondiam à posição da chave apenas até o momento em que a chave se afasta 2 cm de sua posição inicial. Acima disso, a distância indicada pelo ultrassom era muito superior à posição verdadeira da chave, conforme apresentado na Tabela 1.

Mostrador (cm)	Trena (cm)	Trena menos <i>offset</i> (cm)	Desvio
0	24,4	0,4	-0,4
1	24,6	0,6	0,4
2	25,8	1,8	0,2
3	26,8	2,8	0,2
8	29,6	5,6	2,4
26-27	33,0	9	18

Fonte: Próprios autores.

Vale ressaltar que o posicionamento do medidor na chave, indicado na Figura 6, deve ser adequado também para evitar interferências de partes da chave diferentes da lâmina. A melhor posição para o sensor é aquela em que o sinal de ultrassom não sofre interferência do isolador de apoio ou da haste de fenolite (ELECTFREAKS, 2014).

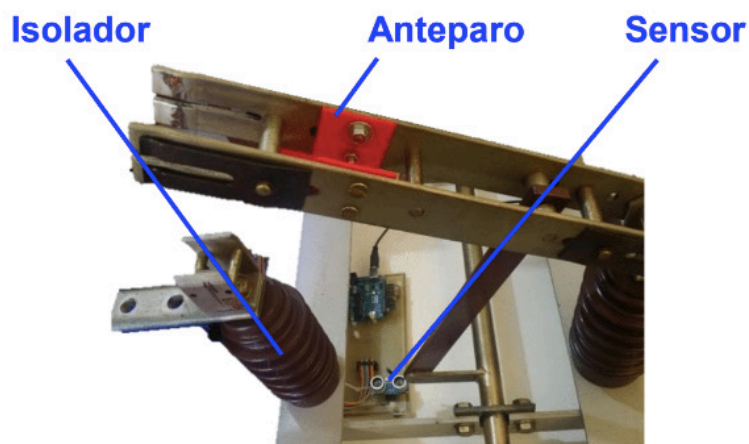


Figura 6 – Posicionamento inicial do sensor de ultrassom na chave seccionadora

Fonte: Próprios autores

Fez-se, então uma análise da reflexão do sinal, utilizando um emissor laser e posicionando um espelho no anteparo da chave. A reflexão do laser observada indicou que, com o afastamento da lâmina de sua posição fechada, a reflexão era direcionada para os isoladores e dos isoladores para o sensor. Dessa forma, pode-se perceber que a distância percorrida pelo sinal refletido se tornava maior que a distância percorrida pela chave.

Uma solução foi reposicionar o sensor de ultrassom, de forma que ele se mantivesse sempre paralelo ao anteparo, o que permite medir a distância com a menor reflexão possível de seu sinal. Para tanto, o sensor de ultrassom foi posicionado em um suporte *pan tilt* movimentado por um servomotor.

Para controlar o servomotor pelo Arduino, sem retirar nenhuma das funcionalidades anteriormente incluídas, foi necessário reduzir o número de saídas digitais utilizadas. Considerando que o display de cristal líquido é o dispositivo que ocupa o maior número de saídas digitais, empregou-se um circuito adaptador com barramento I²C.

Outra dificuldade verificada na medição da distância foi a instabilidade da resposta do sensor de ultrassom, para distâncias acima de 10 cm, mesmo quando o alvo da medida estivesse estático. Para minimizar os efeitos dessa instabilidade, uma rotina com amostragem da distância e cálculo de média e desvio padrão foi desenvolvida e implementada no código do Arduino.

Na Tabela 2 são apresentados os resultados das medições de posição das lâminas da chave feitas com o sistema de monitoramento por ultrassom utilizando o servomotor para ajustar a posição do sensor de ultrassom. O valor do *offset* foi reduzido, devido a altura do suporte *tilt*.

Mostrador (cm)	Trena (cm)	Trena menos <i>offset</i> (cm)	Desvio
0	23	1	0,7
1	24,3	2,3	0,9
4	26,3	4,3	0,7

8	28,5	6,5	1
18*	46	24	5,9

Tabela 2 – Resultados das medições de distância da lâmina da chave a 25 °C, utilizando *offset* de 22 cm, com sensor posicionado paralelamente à chave

* chave completamente aberta

Fonte: Próprios autores.

Nota-se que o desvio em posições até 7,5 cm foi de aproximadamente 1 cm, pouco maior do que verificado anteriormente, exceto para a posição completamente aberta. O desvio do valor correto de distância para a chave completamente aberta, com o uso do servomotor, diminuiu em mais de 50 %.

3.2 Curva de calibração da distância

Utilizando apenas o circuito com os sensores de ultrassom e de temperatura, foram feitas medidas sucessivas de distância do anteparo, variando de 22 cm a 40 cm. Utilizou-se 22 cm como valor inicial por ser a distância entre o sensor e as lâminas de fase, quando a chave se encontra fechada. Os resultados obtidos são apresentados na Figura 7. O desvio da medida de distância foi calculado subtraindo os valores indicados pelo ultrassom dos valores medidos pela trena.

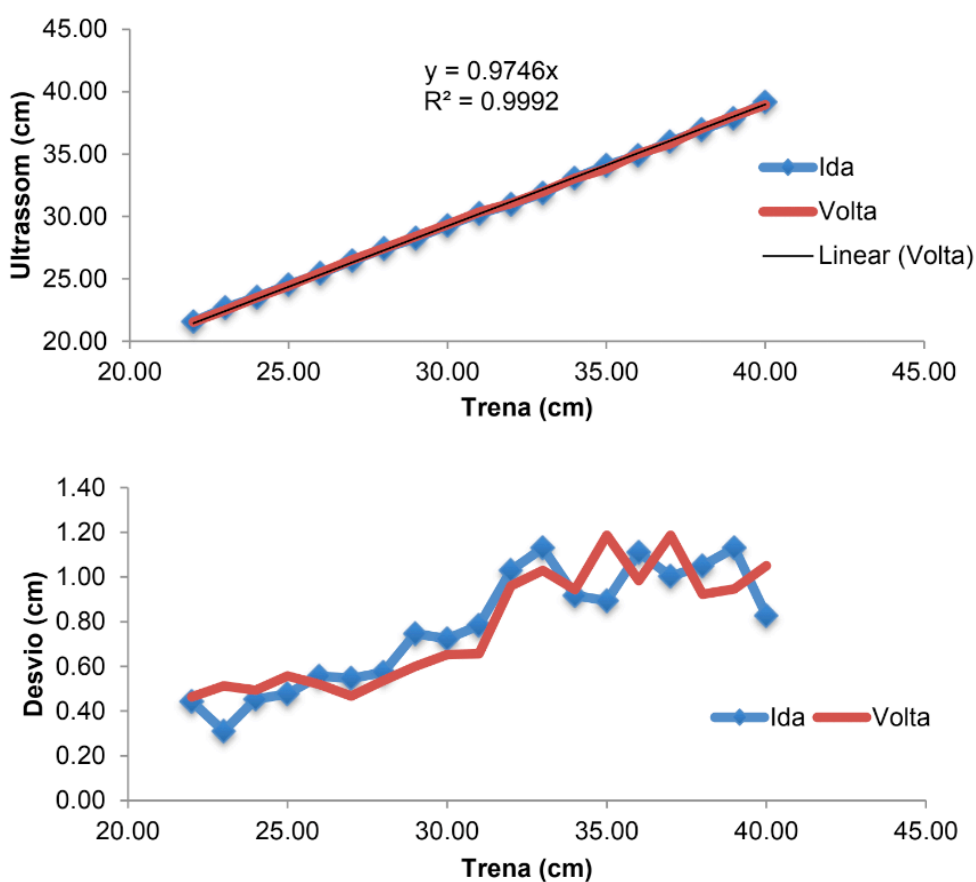


Figura 7 – Resultados das medidas de distância com sensor de ultrassom em comparação com as medidas de uma trena e respectivos desvios, utilizando um anteparo de madeira (fora da chave seccionadora)

Fonte: Próprios autores.

Verifica-se nos resultados da comparação entre os valores medidos pela trena em relação aos valores indicados pelo ultrassom, na Figura 7, que a distância medida pelo ultrassom é bastante próxima à distância indicada pela trena, uma vez que o coeficiente linear da reta ajustada nos pontos experimentais é aproximadamente um. O desvio é positivo, isto é, os valores indicados pelo ultrassom são poucos menores que o valor indicado pela trena e nota-se, também, que o desvio é maior em distâncias mais afastadas do sensor, conforme apresentado na comparação entre os valores medidos com a trena e os valores de desvio.

Posicionando o sensor de ultrassom no servomotor e instalando o conjunto na chave seccionadora, foram feitas medidas de distância entre o sensor e a lâmina de fase. Medidas de distância utilizando uma trena também foram tomadas. Os resultados das medidas são apresentados na Figura 8.

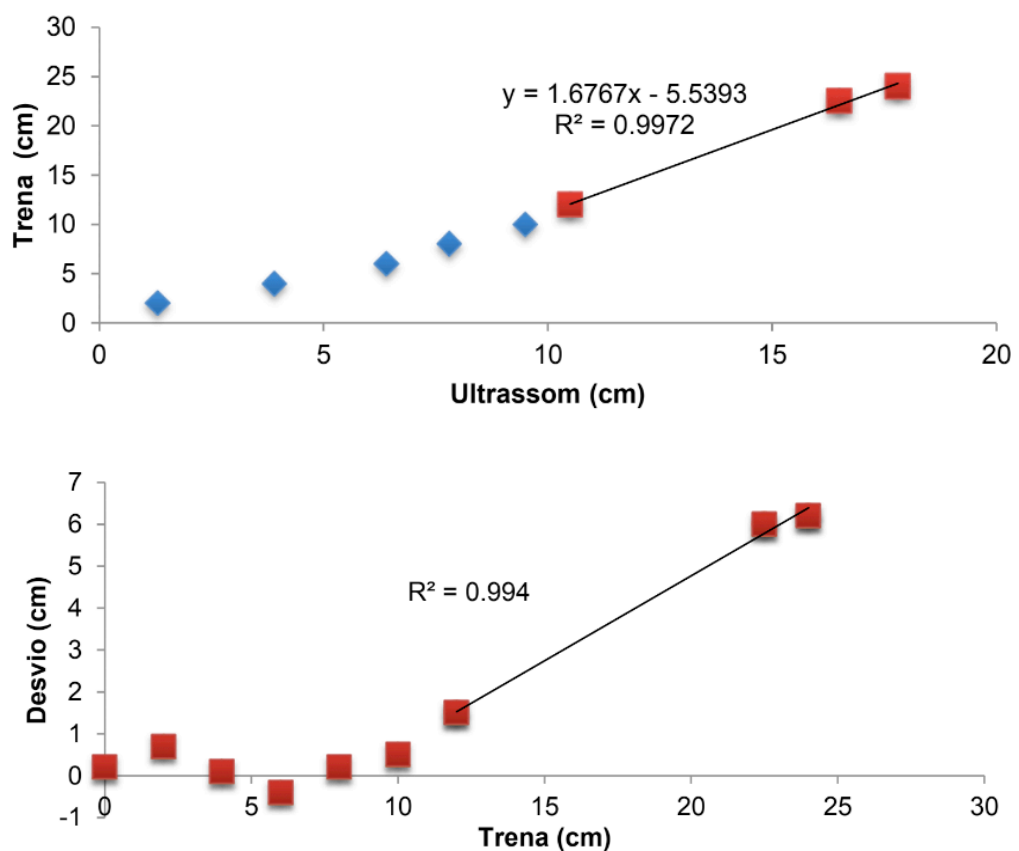


Figura 8 - Resultados das medidas de distância com sensor de ultrassom em comparação com as medidas de uma trena (descontando o offset) e respectivos desvios

Fonte: Próprios autores.

O desvio da medida de distância, apresentado graficamente na Figura 8, foi calculado subtraindo os valores indicados pelo ultrassom dos valores medidos pela trena (descontando o *offset*).

Verifica-se na comparação entre os valores medidos pela trena em relação aos valores indicados pelo ultrassom, na Figura 8, que a distância medida pelo ultrassom é bastante próxima à distância indicada pela trena em valores de distância menores que 10 cm. Acima de 10 cm de distância, o ultrassom passa a identificar valores menores

que os da trena, até a posição de chave completamente aberta. Também ocorreu dificuldade na medida de distância da chave entre as posições 11 cm e 15 cm, devido à movimentação da haste de fenolite da chave, que ficou no caminho entre o sensor e a lâmina.

A mudança no desvio dos valores de distância é facilmente visualizada no gráfico que compara os valores medidos com a trena e os valores medidos pelo sensor. Até 10 cm, o desvio similar ao desvio das medidas feitas fora da chave. Acima de 10 cm, nota-se que o desvio aumenta linearmente com a distância. Nas medidas realizadas na chave seccionadora, o desvio foi tanto positivo (valores medidos pelo sensor menores que os da trena) quanto negativo, mas predominantemente negativo.

Considerando que desvios até de 1,5 cm são aceitáveis, fez-se uma regressão linear apenas nos valores medidos acima de 10 cm, de forma a obter uma equação de correção das medidas do ultrassom. A linearidade do desvio é confirmada pelo valor do R^2 , acima de 0,99.

Com a equação de reta obtida, a cada medida feita pelo ultrassom, acima de 10 cm, é calculado um valor de distância corrigido pela equação. Considerando essa correção, novas medidas de distância foram feitas na chave e os resultados de desvio são apresentados na Figura 9.

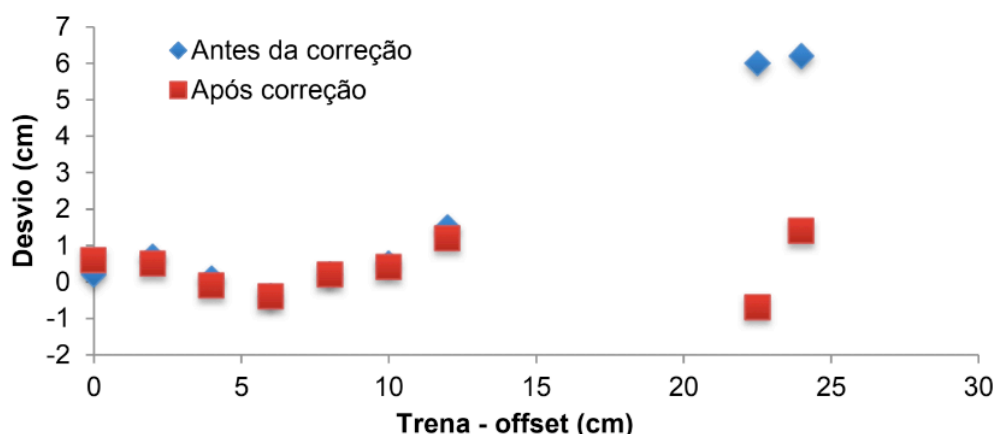


Figura 9 - Desvios das medidas de distância com sensor de ultrassom em comparação com as medidas de uma trena, na chave seccionadora, antes e após aplicar a correção

Fonte: Próprios autores.

Os valores de desvio em medidas acima de 10 cm foram bastante reduzidos com esse método de correção, passando para desvio menor que 1,5 cm.

4 | CONCLUSÃO

Foi identificado, durante os ensaios de calibração da distância, que existe uma posição com a chave aberta suscetível a falha de leitura de distância, devido à haste de fenolite. Essa região de chave aberta pode se tornar imperceptível em caso

de manobra manual da chave seccionadora e mais evidente em caso de manobra automática por motor de acionamento.

A região crítica de identificação de mau fechamento da chave seccionadora está dentro da região com medição de distância mais precisa do sistema desenvolvido, com desvios nos valores medidos de até 1,5 cm. Esse desvio é considerado aceitável para a chave seccionadora da dimensão estudada, indicada para redes distribuição de média tensão.

REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **5460**. Sistemas elétricos de potência. São Paulo, p. 63. 1992.

ELECFREAKS. Ultrasonic range module HC-SR04, 2014. Disponível em: <www.micropik.com/PDF/HCSR04.pdf>. Acesso em: 31 maio 2016.

ELETROSUL. **Instrução de Manutenção - Chaves Seccionadoras 69 kV - II/CS/002**, 1985.

FRADEN, J. **Handbook of Modern Sensors: Physics, Designs and Applications**. 4^a. ed. New York: Springer, 2010.

FULCHIRON, D.; BIASSE, J.-M. **Medium Voltages Disconnectors and Safety**. 20th International Conference on Electricity Distribution. Praga: IEEE. 2009. p. 4.

GRAY, D. E. **American Institute of Physics Handbook**. 2^a. ed. [S.l.]: McGraw-Hill Book Company Inc., 1957. Disponível em: <<https://archive.org/details/AmericanInstituteOfPhysicsHandbook>>. Acesso em: 31 maio 2015.

HAYNES, W. M. Speed of Sound in Dry Air. In: FRANCIS, C. P. A. **CRC Handbook of Chemistry and Physics**. Boca Raton: [s.n.], 2016. Disponível em: <<http://www.hbcnetbase.com/>>. Acesso em: 31 maio 2015.

SILVA, R. et al. CTEEP. **Sensoriamento de Fechamento de Chaves Seccionadoras Utilizando Sensores Ópticos**, p. 4, 2006. Disponível em: <<http://ctEEP.riweb.com.br/Download.aspx?Arquivo=Z3Eog25z4xGHGebAkF1ETA==>>>. Acesso em: 22 maio 2016.

SOUZA, A. F. D. **Sistema para monitoração da operação de chaves seccionadoras de alta tensão baseado na análise das correntes do motor de acionamento**. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, p. 113. 2002.

CÁLCULO DE LINHA DE VIDA UTILIZANDO MÉTODO DE SULOWSKI

Walter dos Santos Sousa

Universidade Federal do Pará, Faculdade de Engenharia Mecânica
Tucuruí – Pará

Caroline Moura da Silva

Universidade Federal do Pará, Faculdade de Engenharia Mecânica
Tucuruí – Pará

Érika Cristina de Melo Lopes

Universidade Federal do Pará, Faculdade de Engenharia Mecânica
Tucuruí – Pará

Gilton Carlos de Andrade Furtado

Eletronorte
Tucuruí – Pará

Lana Ritiele Lopes da Silva

Universidade Federal do Pará, Faculdade de Engenharia Mecânica
Tucuruí – Pará

Michele da Costa Baía

Universidade Federal do Pará, Faculdade de Engenharia Mecânica
Tucuruí – Pará

RESUMO: Os grandes números de acidentes de trabalho expressam o risco ao se desenvolver atividades de maneira inadequada. Por este motivo é necessário à implantação de alguns roteiros a se obedecer para minimizar todos os riscos existentes. Para as atividades realizadas

em altura, a Norma Regulamentadora 35 delimita as prevenções necessárias para a execução do trabalho, ao definir as responsabilidades de empregadores e trabalhadores para resguardar e manter a saúde e integridade física de todos os envolvidos no processo. Sendo assim, utiliza-se em alguns casos, a linha de vida (linha de ancoragem) em conjunto com o cinto de segurança para salvaguarda a vida dos trabalhadores quando submetidos a fatores de riscos, como quedas. O presente artigo tem como objetivo apresentar as etapas necessárias para o dimensionamento da linha de vida utilizada em um caminhão do tipo munck, tendo como base normas regulamentadoras e as equações matemáticas de Sulowski. Bem como, demonstrar os resultados obtidos após a realização dos cálculos.

PALAVRAS-CHAVE: Linha de vida, Quedas, Equipamentos de proteção individual.

ABSTRACT: Large numbers of occupational accidents express the risk by improperly carrying out activities. For activities carried out at a time, Regulatory Norm 35 delimits the necessary preventions for the execution of the work, in defining the responsibilities of employers and workers to safeguard and maintain the health and physical integrity of all those involved in the process. Therefore, the lifeline (anchoring line) is used in some cases in conjunction with the

seat belt to safeguard workers' lives when subjected to risk factors such as falls. The present article aims to present the necessary steps for the dimensioning of the lifeline used in a truck of the munck type, based on regulatory norms and the mathematical equations of Sulowski. As well, demonstrate the results obtained after performing the calculations.

KEYWORDS: Lifeline, Regulatory Norm 35, Personal protective equipment.

1 | INTRODUÇÃO

Acidente de trabalho é toda lesão corporal ou perturbação da capacidade funcional que, no exercício do trabalho, ou por motivo dele, resulta de causa externa, súbita, imprevista ou fortuita, que cause a morte ou a incapacidade permanente ou temporária para o trabalhador.

O ministério do trabalho estabelece algumas normas para eliminar, neutralizar ou sinalizar os riscos que os trabalhadores são expostos em seu ambiente de trabalho.

A NR 35 discute sobre as prevenções necessárias para evitar acidentes ocasionados por trabalho em altura, definindo as responsabilidades do empregador e do trabalhador. Através da legislação a norma determina, que a empregador, deve assegurar todas as medidas de proteção necessárias para salvaguardar a integridade física e a saúde dos trabalhadores. Estabelece os requisitos mínimos de proteção, envolvendo o planejamento, a organização e a execução, de forma a garantir a segurança e a saúde dos trabalhadores envolvidos direta e indiretamente com esta atividade.

Segundo o INBEP (Instituto Brasileiro de Educação Profissional), o EPI (Equipamento de Proteção Individual) é definido pela NR-06 do Ministério do Trabalho e Emprego (MTE) como sendo: “todo dispositivo ou produto, de uso individual utilizado pelo trabalhador, destinado à proteção de riscos suscetíveis de ameaçar a segurança e a saúde no trabalho”. Esses são responsáveis pela proteção e integridade do indivíduo com o intuito também de minimizar os riscos ambientais do ambiente de trabalho e promover a saúde, bem-estar e evitar os acidentes e doenças ocupacionais. O sistema de retenção de queda (linha de vida, cinto de segurança e trava- quedas/talabartes) não evita a queda, mas a interrompe depois de iniciada. Esse sistema tem como principais características controlar as forças, energias e deslocamentos produzidos pela queda.

Para o sistema de retenção de quedas, são necessários equipamentos de proteção individual, entre eles está o cinturão de segurança. O cinturão deve ser do tipo paraquedista e equipado de dispositivo para conexão em sistema de ancoragem (linha de vida, entre outros) estabelecido na análise de risco, podendo ser duplo, dependendo da atividade a ser realizada, conforme NBR 15836. Em todo o período de exposição ao risco de queda, o trabalhador deve permanecer conectado ao sistema de ancoragem. Os cinturões de segurança devem possuir um dispositivo de ligação que prenda os elementos de união. Para isso são utilizados dispositivos trava- quedas e/ou

talabartes, os mais utilizados são os trava-quedas guiado e retrátil. A utilização desse equipamento é indicada para trabalhadores encarregados de atividades realizadas em alturas. Este funciona com o travamento imediato, quando ocorre a queda o dispositivo já impede a sua continuação.

O talabarte usado em sistemas de retenção de quedas deve atender a NBR 15834. Em sistemas de posicionamento ou de restrição de movimentação, deve atender a NBR 15835. Em ambas as normas, seu comprimento é limitado a dois metros.

O talabarte é a extensão do cinto de segurança, através dele ocorre a ligação do cinto de segurança com a linha de vida. A Linha de Vida deve possuir cálculo e projeto bem definidos, determinando a situação, montagem e instalação.

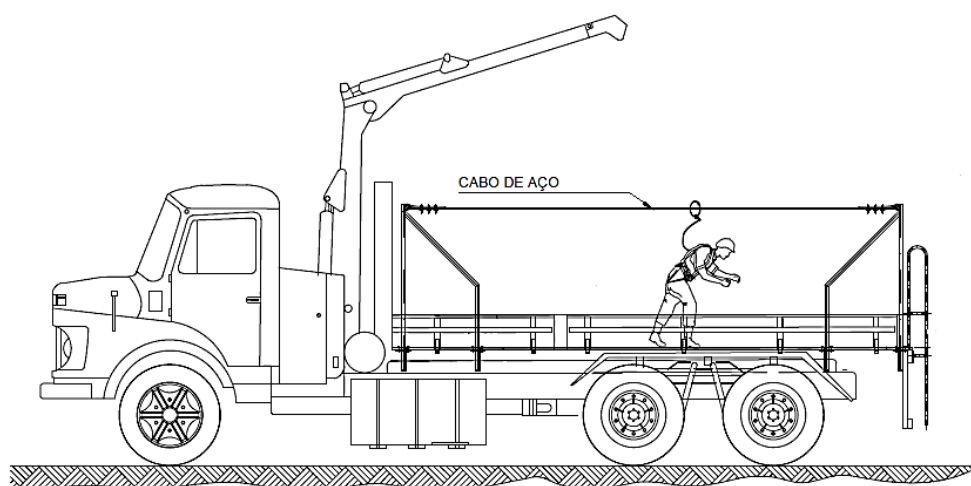


Figura 1: Linha de vida em um caminhão

Fonte: Cortesia da UHE Tucuruí (2018).

2 | METODOLOGIA

1º Passo: Determinação da força de reação horizontal do cabo de aço.

As forças de reação na ancoragem dependem do ângulo que o cabo fará com uma linha imaginária horizontal, a força horizontal será sempre maior que a força na vertical. O Esforço na linha vai depender do peso do trabalhador e de sua altura de queda em relação a linha de vida.

A energia da queda será absorvida pelo cabo de aço, gerando um impacto sobre o mesmo. Sendo assim, o cabo de aço, o cinto de segurança, absorvedor de energia e o talabarte sujeitam-se a uma deformação elástica.

O pesquisador Sulowski (1991) levando em consideração todos estes pontos, apresenta uma solução matemática Eq. 1 para estas questões, apresentando uma fórmula determinada de modo experimental para o cálculo da força máxima de impacto, combinando trabalhos de pesquisa teóricos e dados experimentais.

$$F = 9,8 \times m + 4,5 \times \sqrt{k \times f \times m} \times \frac{a \times b \times s}{c} \quad (1)$$

Onde:

F = Força de Impacto em Newtons (N);

m = massa do trabalhador e roupas + massa das ferramentas + massa dos EPIs (kg);

k = Módulo da corda (N)

f = Fator de queda H/L;

H = Altura de queda livre (m);

L = Comprimento do Talabarte (m);

a = Fator de redução do trava-quedas;

b = Fator de redução do Cinto de Segurança (1);

s = Fator de redução do absorvedor de queda (80% a 70% redução);

c = Fator de Conversão corpo rígido/ manequim.

2º Passo: Cálculo da energia da queda.

A Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) publicou a NBR 14629/2010, relativa ao equipamento de proteção individual contra queda de altura – absorvedor de energia. A norma estipula em teste dinâmico de queda, com a utilização de uma massa rígida de 100 kg, ao ser parada por um sistema de segurança, não pode gerar sobre o corpo do trabalhador uma força maior que 6 kN (aproximadamente 600 kgf), o que nos oferece uma margem de segurança de no mínimo cinquenta por cento e a distância total de parada H_t deve ser $H_t < (2L1 + 1,75 \text{ m})$, sendo L1 o comprimento total do absorvedor de energia, incluindo o talabarte.

3º Passo: Comprimento L do talabarte. O talabarte utilizado tem comprimento de 1, 10 metros.

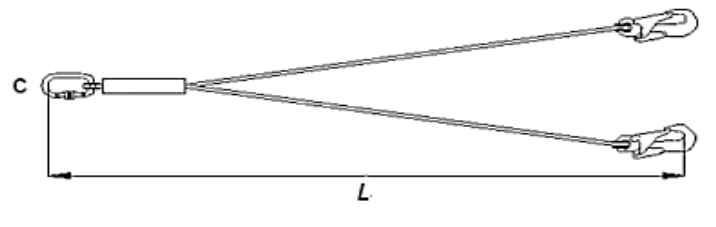


Figura 2: Talabarte.

Fonte: Barbosa (2017).

4º Passo: Fator de queda (H/L)

O fator de queda (f) representa o grau de gravidade proporcional de uma queda. Trata-se da relação entre a altura de queda livre (H) e o comprimento da corda disponível (L) para repartir a força choque da queda. Calcula-se a partir da seguinte

Eq. 2, sendo:

H= 1,55 m (metragem arranjada a partir do caminhão *Munck*);

L = 1,10 m (comprimento do talabarte).

$$f = \frac{H}{L} = \frac{1,55}{1,10} = 1,4 \quad (2)$$

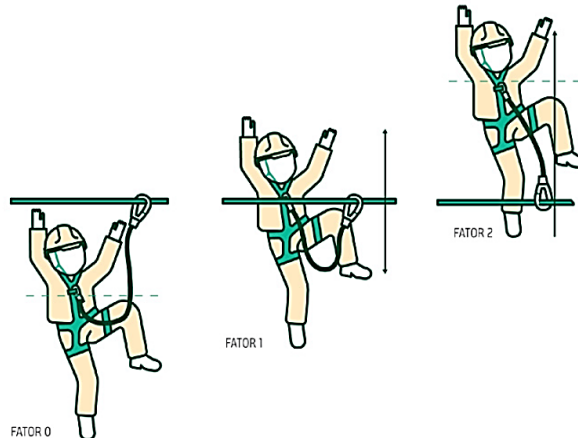


Figura 3: Fator de queda.

Fonte: Modificado de *Sampaio e Simon (2017)*.

A NR 35.5.3.4 – Estabelece que é obrigatório o uso de absorvedor de energia nas seguintes situações:

1. Quando o fator de queda for maior que 1;
2. Quando o comprimento do talabarte for maior que 0,9m.

5° Passo: Módulo de corda (k)

O módulo de corda do talabarte adotado no sistema de captura de queda deve ser conhecido e estabelecido em função do tipo de material de fabricação do mesmo. O módulo de corda será obtido pela metodologia de Sulowski (1991), Fig. 4.

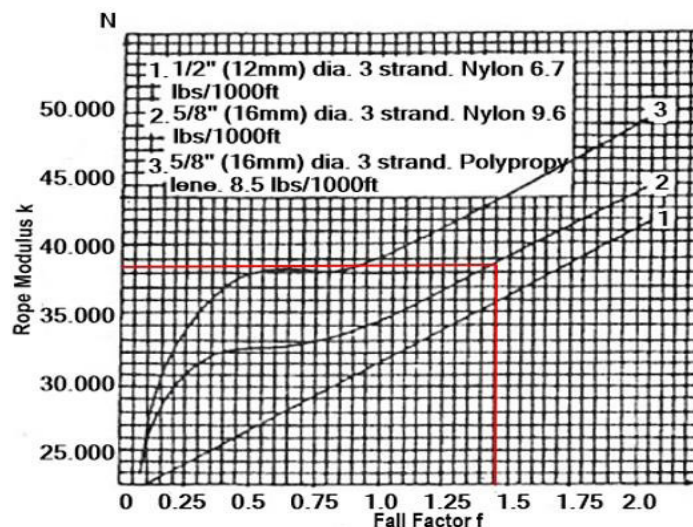


Figura 4: Módulo de corda.

Dado $f = 1,4$ e a condição '2' equivalente ao tipo de corda escolhida - corda de Nylon 16 mm, temos $k = 38.500$.

6° Passo: Fator de redução da trava quedas (a)

O fator de redução do trava-queda " a " é obtido por testes práticos ou via fabricante. O fator de redução na força máxima de captura do elemento em queda (ou impacto) pelo uso do trava-quedas é o resultado da dissipação da energia de queda pela fricção entre o trava-quedas e o cabo de aço.

Na Tabela 1 são apresentados os valores do fator " a " para três tipos básicos de trava-quedas, obtidos experimentalmente.

Tipo de Trava-queda	a variação	a recomendado*
Tipo inercial, linha de vida com cabo de aço	0,5 a 0,7	0,7
Tipo inercial, linha de vida sintética	0,75 a 0,9	0,9
Tipo de Fricção	0,5 a 0,75	0,7
Alavanca mecânica	0,9 a 1,0	1,0

Tabela 1: Fator de redução do trava-queda.

Fonte: Modificado de Sulowski (1991)

O fator de redução de trava-queda utilizado foi 0,7 (Tipo inercial, linha de vida com cabo de aço).

7° Passo: Fator de redução do cinto de segurança (b)

O cinto de segurança tipo paraquedista, devido à propriedade elástica do material de fabricação, tem a capacidade de reduzir a força máxima de impacto cujo fator de redução " b " é obtido na Tabela 2. O valor selecionado foi de $b = 0,8$.

Tipo de cinto	a variação	a recomendado*
Abdominal	0,8 a 0,9	0,9
Paraquedista	0,5 a 0,8	0,8
Outro tipo	N/A	1,0

Tabela 2: Fator de redução do cinto de segurança.

Fonte: Modificado de Sulowski (1991).

8° Passo: Fator de redução do absorvedor de energia (s)

O absorvedor de energia é um dispositivo que acoplado ao cinto de segurança tem a função de dissipar a energia produzida em uma queda e diminuir a força exercida sobre o corpo do trabalhador quando ele é amparado pela linha de vida. Os

absorvedores de energia mais comuns são aqueles que se constituem de uma fita de poliamida ou poliéster dobrada e costurada.

O absorvedor começa a abrir com uma força geralmente entre 200 kgf e 300 kgf, as costuras se rompem e a fita se alonga conforme é desdobrada. Durante esse processo, e num espaço muito curto de tempo o trabalhador é desacelerado gradativamente, evitando uma parada brusca com elevada desaceleração. A Tabela 03 apresenta os valores do fator de redução para tipos diferentes de absorvedores de energia, sendo que para o tipo de absorvedor utilizado $s=0,6$ (Costura que rasga).

Tipo de absorvedor de energia	a variação	b recomendado*
Costura que rasga (Rose)	0,2 a 0,6	0,6
Tecido sintético que rasga (Zorba)	0,3 a 0,7	0,7
Tecido de rasgar com costura metálica (zorba)	0,2 a 0,6	0,6
Sem absorvedor	N/A	1,0

Tabela 3: Fatores de redução de absorvedores.

Fonte: Modificado de Sulowski (1991).

9º Passo: Fator de Conversão corpo rígido/ manequim (c)

Outro item da Equação de Sulowski é o fator relativo ao peso rígido em relação ao manequim articulado, obtido através $H=1,55\text{m}$ e utilizando condição 3 da Fig.6. Portanto, $c=1,9$.

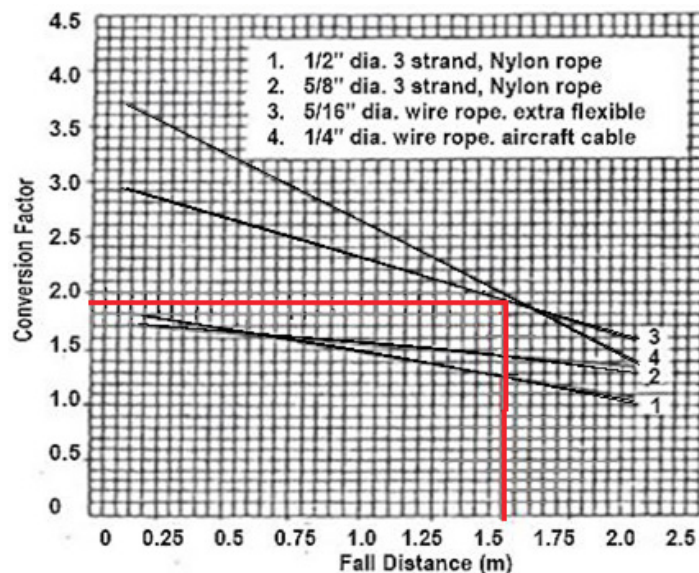


Figura 5: Fator de conversão de "c" em função da distância de queda.

Fonte: Modificado Sulowski (1991).

Assumir $c = 1$ quando um cinto de segurança abdominal é empregado ou quando a distância de queda "H" exceder 2 metros.

10º Passo: Cálculo da Força de Impacto.

Dados	
Módulo da corda (k)	38500
Fator de queda (f)	1,4
Massa do trabalhador + massa das ferramentas + massa dos EPIs (m)	100 kg
Fator de redução do trava-queda(a)	0,7
Fator de redução do cinto de segurança (b)	0,8
Fator de redução do absorvedor de queda (s)	0,6
Fator de Conversão corpo rígido/ manequim (c)	1,9

Tabela 4: Dados para o cálculo da força de impacto.

Fonte: Autoria própria.

$$F = 9,8 \times m + 4,5 \times \sqrt{k \times f \times m} \times \frac{a \times b \times s}{c}$$

$$F = 9,8 \times 100 + 4,5 \times \sqrt{38.500 \times 1,4 \times 100} \times \frac{0,7 \times 0,8 \times 0,6}{1,9}$$

$$F = 980 + 4,5 \times (2,321.64) \times (0,18) = 980 + 1.880,52 = 2860.52 \text{ KN}$$

$$F = 2860.52 \div 9.81 = 291,6 \text{ kgf}$$

11° Passo: Cálculo da linha de vida segundo Normas Regulamentadoras

O vão da linha que será projetado foi arredondado para um comprimento de 6 metros, então será utilizado um cabo de aço com comprimento em balanço de 6,06 metros.

Observação: Quando se está projetando uma linha de vida que tenha limites de zona livre de queda, quanto mais esticada tiver que ser a linha maior será a tensão na ancoragem.

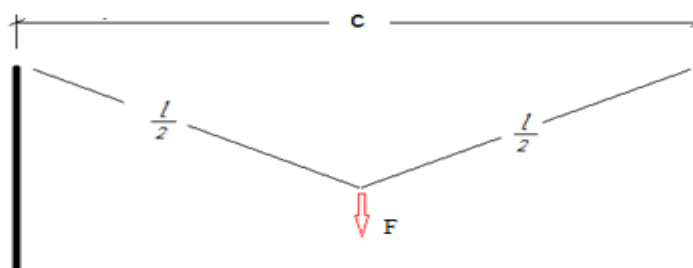


Figura 6: Comprimento da linha de vida.

Fonte: Modificado de Barbosa (2017).

Onde:

C = comprimento do vão;

L= comprimento do cabo;

y = flecha;

F= força peso.

Determinando esforços envolvidos, a linha no meio é seccionada, já que as reações e esforços serão iguais em ambos os lados:

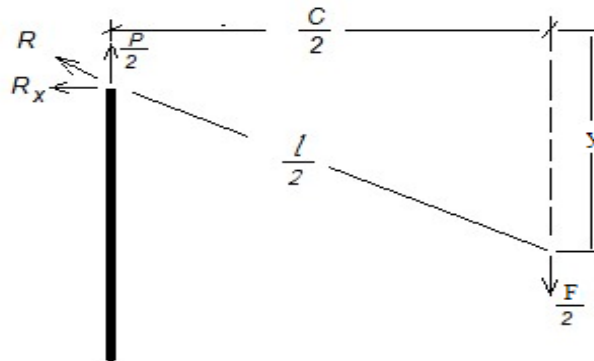


Figura 7: Seccionamento da linha de vida.

Fonte: Modificado de Barbosa (2017).

Então temos:

$$\sum Fy \rightarrow Ry - \frac{F}{2} = 0 \rightarrow Ry = \frac{F}{2} \quad (3)$$

$$\sum M \rightarrow -\frac{F}{2} \cdot \frac{C}{2} + Rx \times y \rightarrow Rx = \frac{F \times C}{4 \times y} \quad (4)$$

Do triângulo retângulo:

$$\left(\frac{C}{2}\right)^2 + y^2 = \left(\frac{l}{2}\right)^2 \quad (5)$$

11º Passo: Determinação da flecha (y):

Comprimento do vão, C= 6 m

Comprimento do cabo em balanço, l = 6,06

$$y^2 = \left(\frac{l}{2}\right)^2 - \left(\frac{C}{2}\right)^2 = \sqrt{\left(\frac{6,06}{2}\right)^2 - \left(\frac{6}{2}\right)^2} = 0,425m \cong 425mm$$

12º Passo: Tensão de ruptura do cabo, considerando C = L.

$$R^2 = Rx^2 + \frac{F^2}{2} = \left(\frac{F \times C}{4 \times y}\right)^2 + \frac{F^2}{2} \quad (6)$$

$$R = \sqrt{\frac{F^2 \times C^2}{16y^2} + \frac{F^2}{4}} = \sqrt{\frac{F^2}{4y^2} \times \left(\frac{C^2}{4} + y^2\right)} = \frac{F}{2y} \sqrt{\left(\frac{L}{2}\right)^2} \quad (7)$$

$$R = \frac{F \times L}{4 \times y} \quad (8)$$

Utilizando a equação de Sulowski podemos concluir que o indivíduo foi capturado pela linha de vida com uma força sobre o cabo de aço de 291,6 *kgf* e considerando $F = P$ temos a tensão de ruptura igual a:

$$R = \frac{F \times l}{4 \times y} = \frac{291,6 \times 6,06}{4 \times 0,425} = 1039,5 \text{ kgf}$$

A NR 18 item 18.16.2.1 – Estabelece que os cabos de aços devem ter carga de ruptura equivalente a, no mínimo, 5 vezes a carga máxima de trabalho a que estiverem sujeitos e resistência à tração de seus fios de, no mínimo, 160 kgf/mm^2 . Portanto, a tensão de ruptura com o fator de segurança F_s do cabo de aço é:

$$F_s = 1039,5 \times 5 = 5.197,5 \text{ kgf}$$

Então o cabo de aço deve ter tensão de ruptura maior que 5197.5 *kgf*, atendendo a esta condição escolhe-se o cabo de aço conforme a Fig.9.

Cabo de aço classe 6x19 - alma de fibra

Diâmetro		Massa Aprox. (kg/m)	Carga de Ruptura Mínima (tf)	
mm	pol.		IPS	EIPS
3,2	1/8"	0,036	0,61	-
4,8	3/16"	0,082	1,37	-
6,4	1/4"	0,142	2,50	2,73
8,0	5/16"	0,230	3,90	4,30
9,5	3/8"	0,343	-	6,10
11,5	7/16"	0,479	-	8,30

Figura 8: Cabo de aço recomendado para o projeto

Fonte: CIMAF

Neste caso, o cabo de aço adequado conforme os cálculos é 6/19 *Seale* alma de fibra com diâmetro de 9,5 mm (3/8") e carga de ruptura de 6,10 tf. O fator de segurança encontrado é de 5,9. O que indica que o cabo de aço está de acordo com a NR 18.

12º Passo: Cálculo mecânico da base (tubos) e Diagrama de Corpo Livre dos tubos.

A Linha de Vida terá como base de apoio dois tubos que estarão a uma distância

de 6 metros um do outro. Para a seleção do tipo de tubo adequado utiliza-se cálculos de reações de forças e o diagrama indicando as forças.

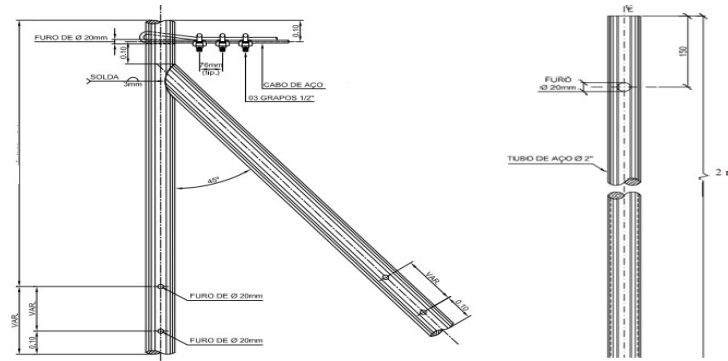


Figura 9: Exemplo de base (tubos).

Fonte: Cortesia da UHE Tucuruí (2018).

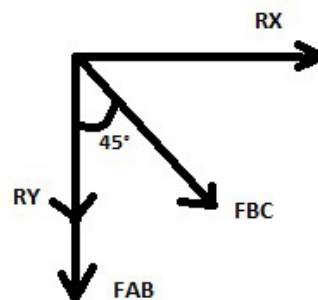


Figura 10: Diagrama de corpo livre dos tubos.

Fonte: Autoria própria.

Cálculo das forças de reação nos tubos:

$$R_x = \frac{F \times C}{4 \times y} = \frac{291,6 \times 6}{4 \times 0,425} = 1029,2 \text{ kgf} \quad (9)$$

$$R^2 = R_x^2 + R_y^2 \therefore R_y \cong 146 \text{ kgf} \quad (10)$$

$$\sum F_x = 0 \therefore R_x + F_{BCx} = 0 \therefore R_x + F_{BC} \cdot \cos 45^\circ = 0 \therefore F_{BC} = -1456 \text{ kgf} \quad (11)$$

$$\sum F_y = 0 \therefore -F_{AB} - F_{BC} \cdot \sin 45^\circ - R_y = 0 \therefore F_{AB} = 883,5 \quad (12)$$

Tensão admissível no cabo de aço (σ_{ADM}):

$$\sigma_{ADM} = \frac{\sigma_{ESC}}{F_S} \quad (13)$$

Tomando o aço 1020 como referência, têm-se uma tensão de escoamento média de $\sigma_{ESC} = 350 \text{ MPa}$. Considerando um fator de segurança $F_S = 5$, obtém-se $\sigma_{ADM} = 60 \text{ MPa}$.

Como hipótese simplificadora, considera-se que o tubo BC está sujeito à cargas apenas axiais. Logo, para determinação da menor área A_{BC} :

$$\sigma_{ADM} = \frac{F_{BC}}{A_{BC}} \therefore 60 \times 10^6 = \frac{1456 \times 9,81}{A_{BC}} \therefore A_{BC} = 0,00024m^2 \quad (14)$$

Conforme a NBR 5590, os tubos utilizados em aplicações mecânicas e usinagem possuem as características apresentadas na Figura 11. Para o projeto, selecionou-se tubos de diâmetro nominal de 60,3 mm. Assim, para determinação do diâmetro interno máximo, tem-se:

$$A_{BC} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d_{MÁX}^2) \therefore d_{MÁX} = 0,058 m \therefore d_{MÁX} = 58 mm \quad (15)$$

De acordo com os valores obtidos nos cálculos, a partir da Figura 11, observa-se que o tubo com diâmetro interno de 52,48 mm, ou seja, com espessura de 3,91 mm, já estaria seguro para o projeto da estrutura da linha de vida.

NBR 5590 (ASTM A-53) / A106 A / API 5L B						
Norm. pol. (")	Diâmetro		Esp. Parede mm	Peso Kg/m	Denom. Conf. API 5L	Sched Nº
	Ext. mm	Int. mm				
2"	60,3	52,48	3,91	5,44	STD	40
		49,22	5,54	7,48	XS	80
		42,82	8,74	11,11	-	160
		38,16	11,07	13,44	XXS	-

Figura 11: Tubo de condução com e sem costura.

Fonte: AçoTubo.

3 | RESULTADOS E DISCUSSÃO

A partir dos dados obtidos das normas e dos cálculos, o melhor cabo para o projeto é o 6x19 *Seale* alma de fibra com diâmetro de 9,5 mm (3/8") e carga de ruptura de mínima 6,10 tf.

O fator de segurança calculado é de 5,9. O que indica que o cabo de aço está de acordo com a NR 18 item 18.16.2.1. Ao término foi feito o cálculo mecânico para saber a espessura interna e externa do tubo.

Vale destacar que um tubo de diâmetro interno de 52,48 mm e espessura de 3,91 mm já estaria seguro para o projeto estrutural da linha de vida. No entanto, um tubo mais espesso é mais recomendado para aplicações com soldagem. Diante disso, recomenda-se o tubo de diâmetro interno de 49,22 mm e espessura de 5,54 mm da Tabela 11.

4 | CONCLUSÃO

O estudo prévio dos riscos ao qual o trabalhador estará submetido na execução

de um serviço em altura é de fundamental importância para se desenvolver uma forma de manter a integridade do funcionário. Para atividades desenvolvidas nos caminhões do tipo *Munck*, as linhas de vida são uma estrutura de grande importância quando utilizados a outros EPI's como o talabarte e o cinto de segurança. Utilizando a metodologia de cálculo de Sulowski, a linha de vida foi dimensionada com um cabo de 3/8" de diâmetro e alma de fibra 6x19 *Seale*, com limite de ruptura de 6,10 toneladas força. Os tubos para a base de apoio recomendados são de diâmetro externo de 60,3 mm e espessura de 5,54 mm.

REFERÊNCIAS

Catálogo Grupo AçoTubo. São Paulo. Disponível em: <http://acotubo.com.br/wp-content/uploads/2016/08/ACO_005_Catalogos_Acotubo2016_OnLine_02_TubosAco.pdf>. Acesso em 25 Jul 2018.

Catálogo Manual Técnico de Cabos, CIMAF. São Paulo, agosto 2012. Disponível em: <<https://www.aecweb.com.br/cls/catalogos/aricabos/CatalogoCIMAF2014Completo.pdf>>. Acesso em 25 de Jul 2018.

Barbosa, J. “Dinâmica da queda - Impactos sobre o trabalhador e a linha de vida”. Disponível em: <<https://consultoriaengenharia.com.br/seguranca-ocupacional/dinamica-da-queda-trabalho-em-altura/>>. Acesso em 20 Jul 2018.

NR 35, 2014. “Norma Regulamentadora 35: Trabalho em Altura”. Disponível em: <<http://www.guiatrabalhista.com.br/legislacao/nr/nr35.htm>>. Acesso em 20 Jul 2018

Sampaio, J.C.A. e Simon, W.R., 2017, “Guia prático para cálculo de linha de vida e de restrição para a indústria de construção”. Serviço Social da Indústria. Disponível em: <https://cbic.org.br/wpcontent/uploads/2017/12/guia_pratico_para_calculo_de_linha_de_vida_e_restricao_para_industrin_da_construcao.pdf>. Acesso em 17 Jul 2018

Sulowski, A.C. Collective fall protection for construction workers. Informes de la construcción. Espanha, v 66, 9 p., 2014. Disponível em: <http://informesdelaconstruccion.revistas.csic.es/index.php/informesdelaconstruccion/article/viewfile/2991/3314>. Acesso em 17 Jul 2018

Tuuti, 2016. “Como funciona um talabarte de posicionamento”. Disponível em: <<https://www.epi-tuuti.com.br/blog/comofunciona-um-talabarte-de-posicionamento/>>. Acesso em 25 Jul 2018.

CÁLCULO DOS TEMPOS DE PENETRAÇÃO E DESVIO DE CALOR DO MODELO X23

Luís Henrique da Silva Ignacio

Instituto Federal Goiano
Rio Verde - Goiás

Fernando Costa Malheiros

Universidade do Estado de Minas Gerais
Ituiutaba – Minas Gerais

Alisson Augusto Azevedo Figueiredo

Universidade Federal de Uberlândia
Uberlândia – Minas Gerais

Henrique Coelho Fernandes

Universidade Federal de Uberlândia
Uberlândia – Minas Gerais

Gilmar Guimarães

Universidade Federal de Uberlândia
Uberlândia – Minas Gerais

RESUMO: Normalmente os problemas práticos em condução de calor envolvem modelos transientes e tridimensionais. As soluções analíticas obtidas nestes casos podem apresentar certa complexidade, requerendo uma habilidade específica para a sua implementação e uso. Em alguns casos, os problemas tridimensionais podem ser reduzidos a bi ou unidimensionais sem perda de precisão. Em outros, problemas unidimensionais com geometria finita podem ser reduzidos a problemas de geometria mais simples como a semi-infinita. Tais simplificações são realizadas tendo como base os valores dos tempos de

penetração e desvio de calor. Neste estudo foram calculados os tempos de penetração e desvio de calor para o modelo X23 em várias posições. O objetivo do estudo é simplificar o modelo em um semi-infinito, denominado X20. As soluções diretas dos modelos foram obtidas usando Funções de Green.

PALAVRAS-CHAVE: tempo de penetração de calor, tempo de desvio de calor, X23, X20, Funções de Green.

ABSTRACT: Normally the practical problems in heat conduction involve transients and three-dimensional models. The analytical solutions obtained in these cases can present certain complexity, requiring a specific skill to implement and use. In some cases, the three-dimensional problem can be reduced to a bi or one-dimensional without loss of accuracy. In others, one-dimensional problems with finite geometry can be reduced to simple geometry problems as the semi-infinite. Such simplifications are realized based on the values of the heat penetration and deviation times. In this study was calculated the heat penetration and deviation times of the X23 model in many positions. The aim of the study is to simplify the model in a semi-infinite, called X20. The direct solutions of the models were obtained using Green's functions.

KEYWORDS: heat penetration time, heat

deviation time, X23, X20, Green's functions.

1 | INTRODUÇÃO

O uso de soluções analíticas tem um papel extremamente importante na análise térmica de diversas aplicações práticas, desde problemas de engenharia a aplicações em medicina. Por exemplo, a modelagem de problemas térmicos é sempre necessária em vários processos de fabricação onde a geração de calor esteja presente. Neste exemplo ou na maioria dos processos reais os problemas são multidimensionais e as condições de contorno são normalmente não homogêneas. As soluções analíticas obtidas nestes casos podem apresentar certa complexidade, requerendo uma habilidade específica para a sua implementação e uso (FERNANDES et al., 2015).

Todavia, vários problemas térmicos multidimensionais ou com geometrias complexas podem ser simplificados, dependendo da observação da ocorrência dos fenômenos físicos presentes no processo. Em alguns casos, problemas tridimensionais podem ser reduzidos a problemas bi ou unidimensionais sem perda de precisão. Em outros casos, problemas unidimensionais com geometria finita podem ser reduzidos a problemas de geometria mais simples como a semi-infinita. A possibilidade física de análise dessas condições permitem a obtenção de soluções simplificadas e com a mesma confiança e precisão da formulação mais geral e complexa.

O potencial de uso dessas simplificações é grande e abrangente podendo, por exemplo, ser aplicado na solução de problemas inversos, obtendo-se estimativas de fluxo de calor em regiões inacessíveis à instrumentação utilizando soluções analíticas suficientemente simples. Tais simplificações são realizadas tendo como base os valores dos tempos de penetração e desvio de calor.

O presente trabalho propõe calcular os tempos de penetração e desvio de calor para várias posições em uma placa plana com espessura L , com um imposição do fluxo de calor imposto em $x=0$ e superfície oposta sujeita a um meio convectivo. O intuito do estudo é determinar por quanto tempo o modelo X23 pode ser simplificado em um modelo X20.

2 | FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Problema direto

O problema direto relacionado ao problema em estudo é mostrado na Fig. (1a). Uma placa plana de espessura L inicialmente a uma temperatura de equilíbrio é submetida instantaneamente em um tempo $t > 0$ a um fluxo de calor q'' , em $x = 0$ enquanto a face oposta é exposta a um meio convectivo com um coeficiente de troca de calor, $h = 5$ [W/m²K] e temperatura = 25°C. Esse problema é descrito pelas Eq. (1),

(2) e (3) da difusão de calor mostradas a seguir.

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial \theta}{\partial t} \quad (x, t) \in (0, L) \times (0, \infty) \quad (1)$$

$$-k \frac{\partial \theta}{\partial x} \Big|_{x=0} = q(t) \quad -k \frac{\partial \theta}{\partial x} \Big|_{x=L} = h\theta \quad (2)$$

$$\theta(x, 0) = 0 \quad (3)$$

Nas Eq. (1), (2) e (3) a variável θ é definida como $\theta(x, t) = T(x, t) - T_\infty$. Os parâmetros k e α são, respectivamente, a condutividade e a difusividade térmica do material e h é o coeficiente de transferência de calor por convecção.

O problema térmico dado pelas Eq. (1), (2) e (3) pode ser resolvido usando o método das funções de Green (COLE et al., 2010). Nesse caso a solução é dada pela Eq. (4).

$$\theta(x, t) = \alpha \int_0^t G(x, t | 0, \tau) \frac{q(\tau)}{k} d\tau \quad (4)$$

Onde a $G(x, t | x', \tau)$ é a função de Green, denominada G_{X23} , e é dada pela Eq.(5).

$$G_{X23}(x, t | x', \tau) = \frac{2}{L} \sum_{m=1}^{\infty} e^{-\beta_m^2 \alpha (t-\tau) / L^2} \frac{\beta_m^2 + B_2^2}{\beta_m^2 + B_2^2 + B_2} \cos(\beta_m x / L) \cos(\beta_m x' / L) \quad (5)$$

Sendo β_m os autovalores do problema, obtidos através da solução da equação transcendental mostrada na Eq. (6).

$$\beta_m \tan(\beta_m) = B_2, \text{ sendo } B_2 = \frac{hL}{k} \quad (6)$$

Substituindo a função de Green, mostrada na Eq. (5), na Eq. (4) e considerando o fluxo de calor constante, obtém-se a solução analítica do modelo X23, mostrada na Eq. (7).

$$\theta_{X23} = \frac{2q_0 L}{k} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{\beta_m^2 + B_2^2}{\beta_m^2 + B_2^2 + B_2} \frac{\cos(\beta_m x / L)}{\beta_m^2} \left[1 - e^{-\beta_m^2 \alpha t / L^2} \right] \quad (7)$$

Observa-se que a solução mostrada na Eq. (7) envolve um somatório que é função do número de autovalores β_m . Estes autovalores, por sua vez devem ser calculados através da solução da equação transcendental dada pela Eq. (6). Caso o problema real abordado envolva as três dimensões, a solução do campo de temperatura envolveria três somatórios e o cálculo de três equações transcendentais (FERNANDES et al., 2015). Uma alternativa é a abordagem do problema considerando a placa finita como um meio semi-infinito, ou seja, com espessura muito grande. A Figura (1.b) apresenta

um representação desse modelo.

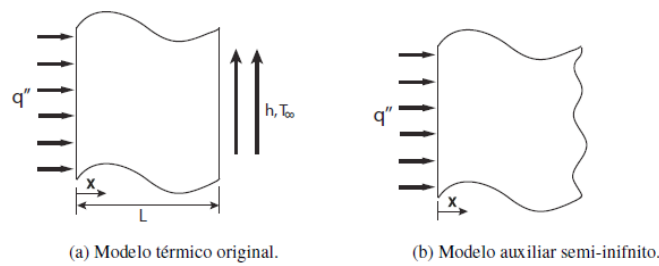


Figura 1. Representação dos modelos trabalhados.

Obviamente, somente em determinadas condições físicas e ou geométricas e para determinadas posições da placa a evolução de temperatura será a mesma para os dois modelos. Nestas condições, como o fluxo de calor imposto em $x = 0$ é o mesmo nos dois modelos, o modelo semi-infinito, aqui denominado de modelo auxiliar, poderia ser usado para a estimativa do fluxo de calor aplicado no problema original. A função de Green para o modelo semi-infinito do problema auxiliar é dada por Cole et al. (2010) e é mostrada na Eq. (8).

$$G_{X20}(x, t | x', \tau) = \frac{1}{\sqrt{4\pi\alpha(t-\tau)}} \left[e^{-\frac{(x-x')^2}{4\alpha(t-\tau)}} - e^{-\frac{(x+x')^2}{4\alpha(t-\tau)}} \right] \quad (8)$$

Substituindo a função de Green, mostrada na Eq. (8), na Eq. (4) e considerando o fluxo de calor constante, obtem-se a solução analítica do modelo X20, mostrada na Eq. (9).

$$\theta_{X20} = \frac{q_0}{k} \sqrt{4\alpha t} \operatorname{ierfc}\left(\frac{x}{\sqrt{4\alpha t}}\right) \quad (9)$$

2.2. Tempos de penetração e desvio de calor

Observa-se que as soluções analíticas dos modelos térmicos da placa plana (problema original) e semi-infinito (problema auxiliar), mostradas nas Eq. (7) e (9), representam soluções exatas de seus respectivos modelos. Todavia, o comportamento dessas soluções é idêntico em determinadas condições físicas e/ou geométricas num certo intervalo de tempo. De fato, uma vez determinadas estas regiões e este intervalo, ambas as soluções podem ser usadas indistintamente. Ainda, uma vez identificado esse comportamento, cada solução na realidade verifica a outra. A este tipo de verificação dá-se o nome de verificação intrínseca (COLE et al., 2014), pois cada solução exata é obtida e implementada numericamente de forma independente. Duas variáveis fundamentais para o estabelecimento físico desta verificação são dadas pelos chamados tempos de penetração de calor e tempo de desvio de calor que indicam, respectivamente, a influência da condição de contorno ativa e da condição de

contorno inativa no interior da placa plana.

Ou seja, nesse trabalho, o tempo de penetração de calor determina quanto tempo leva para que uma determinada posição x seja influenciada pela pelo fluxo de calor $q(t) = q_0$, nesse caso, o tempo em que a temperatura em um determinado ponto começa a mudar em uma fração de 10^{-n} em relação à temperatura em $x = 0$ (COLE et al., 2014; DE MONTE et al., 2008). Já o tempo de desvio de calor representa o tempo gasto para que o efeito da convecção de calor influencie em uma determinada posição x , ou seja, o instante em que o modelo X23 diverge do X20.

de Monte et al. (2008) define em seu trabalho uma relação para a obtenção do tempo de penetração de calor, a qual é mostrada na Eq. (10).

$$\frac{\theta_{X20}(x,t)}{\theta_{X20}(0,t)} = 10^{-n} \quad (10)$$

Nota-se que é a Eq. (10) é uma relação entre a temperatura na posição em que se deseja calcular o tempo de penetração de calor e a temperatura em $x = 0$. Ambas temperaturas são calculadas pela expressão do modelo semi-infinito, pois a definição de tempo de penetração de calor leva em consideração apenas a condição de contorno ativa que é preservada por este modelo. Nela é aplicada uma fração aceitável de mudança na temperatura na posição x analisada e assim possa ser usada nos cálculos. O expoente n define a dimensão desta variação aceitável.

Já para o tempo de desvio de calor de Monte et al. (2008) sugere em seu trabalho uma outra relação de temperatura, a qual é mostrada na Eq. (11).

$$\frac{\theta_{X23}(x,t) - \theta_{X20}(x,t)}{\theta_{X20}(0,t)} = 10^{-n} \quad (11)$$

Nota-se que o numerador desta relação é a diferença de temperatura entre os modelos finito e semi-infinito, por esta razão o tempo de desvio de calor determina o instante em que o modelo de placa plana finita diverge da placa semi-infinita. Trabalha-se com $\theta(x,t)$, pois para a aplicar a Eq. (11) a condição de contorno em $x = L$ deve ser homogênea. De forma análoga ao tempo de penetração de calor, na Eq. (11) também é aplicado um limite de ordem decimal aceitável, o qual tem dimensão definido pelo expoente n . O tempo de desvio de calor será o primeiro valor de tempo que atinja o limite definido através de tal expoente.

3 | RESULTADOS

Os cálculos dos tempos de penetração e desvio de calor foram realizados considerando dois materiais: o Policloreto de Vinila (PVC) e o Metal Duro ISO K10. Foram escolhidos estes materiais, pois eles apresentam características térmicas opostas, sendo o PVC um bom isolante e o Metal Duro um bom condutor. As

propriedades térmicas de ambos materiais são mostradas na Tab. (1).

Propriedades Térmicas	PVC	Metal Duro Iso K10
α (m ² /s)	1.17×10^{-7}	4.36×10^{-5} ^{(1) (2)}
k (W/mK)	0.15	130 ⁽¹⁾

Tabela 1. Propriedades térmicas do PVC e metal duro ISO K10.

⁽¹⁾ Engqvist et al. (2000) ⁽²⁾ Brito et al. (2009)

Considerou-se um placa plana com comprimento $L=10$ mm. Os tempos foram calculados para cinco posições, espaçadas de 2 e 2 mm e começando em $x=2$ mm. Para o expoente n foram atribuídos três valores: 2, 4 e 10.

Utilizando as Eq. (9) e (10) calculou-se os tempos de penetração de calor para os materiais anteriormente apresentados, como mostrado na Tab. (2).

x(mm) \ n	PVC			Metal Duro		
	2	4	10	2	4	10
2	3.3134	1.3217	0.4426	0.0089	0.0036	0.0012
4	13.2534	5.2866	1.7701	0.0356	0.0142	0.0048
6	29.8200	11.8949	3.9828	0.0801	0.0320	0.0107
8	53.0133	21.1465	7.0804	0.1423	0.0568	0.0191
10	82.8333	33.0414	11.0632	0.2224	0.0887	0.0297

Tabela 2. Tempos de penetração de calor [s].

Uma vez determinados os valores dos tempos de penetração do calor, pode-se calcular os respectivos tempos adimensionais de penetração de calor, definidos por $t_{pen}^+ = \alpha t_{pen} / x^2$, apresentados na Tab. (3).

x(mm) \ n	PVC			Metal Duro		
	2	4	10	2	4	10
2	0.0970	0.0387	0.0130	0.0971	0.0393	0.0131
4	0.0970	0.0387	0.0130	0.0971	0.0387	0.0131
6	0.0970	0.0387	0.0130	0.0970	0.0388	0.0130
8	0.0970	0.0387	0.0130	0.0970	0.0387	0.0130
10	0.0970	0.0387	0.0130	0.0970	0.0388	0.0130

Tabela 3. Tempos adimensionais de penetração de calor.

Nota-se que os tempos adimensionais de penetração de calor são dependentes apenas do valor do expoente n , assim ele pode ser considerado como um parâmetro do modelo unidimensional de condução de calor.

Já para o cálculo dos tempos de desvio de calor foram utilizadas as Eq. (7), (9) e (11), os quais são apresentados na Tab. (4).

		PVC			Metal Duro		
		2	4	10	2	4	10
x(mm)	n						
	2	266.5070	107.0080	35.9754	0.6836	0.2867	0.0958
	4	220.6730	84.8890	28.4250	0.5657	0.2273	0.0763
	6	169.2000	65.0100	21.7629	0.4357	0.1739	0.0584
	8	123.5760	47.7740	15.9891	0.3202	0.1277	0.0429
10	82.8333	33.1810	11.1035	0.2224	0.0888	0.0298	

Tabela 4. Tempos de desvio de calor [s].

Os tempos adimensionais de desvio de calor foram calculados através da equação $t_{desv}^+ = \alpha t_{desv} / (2L - x)^2$, e são mostrados na Tab. (5).

		PVC			Metal Duro		
		2	4	10	2	4	10
x(mm)	n						
	2	0.0922	0.0386	0.0130	0.0920	0.0386	0.0129
	4	0.0967	0.0387	0.0130	0.0964	0.0387	0.0130
	6	0.0970	0.0387	0.0130	0.0970	0.0387	0.0130
	8	0.0970	0.0387	0.0130	0.0970	0.0387	0.0130
10	0.0970	0.0387	0.0130	0.0970	0.0387	0.0130	

Tabela 5. Tempos adimensionais de desvio de calor.

Os tempos adimensionais de desvio de calor também dependem apenas do expoente n e apresenta valores iguais aos obtidos para os tempos adimensionais de penetração de calor.

Tomando como exemplo a posição x=2 mm no PVC e o expoente n=2 pode-se afirmar que de 0 a 266.5070 segundos as soluções X23 e X20 são seguramente equivalentes e que o fluxo de calor leva 3.3134 segundos para atingir tal posição. Mantendo o mesmo material e o expoente, mas mudando para a posição x=10 mm, nota-se que o tempo de penetração e desvio são iguais, isto ocorre, pois, esta posição coincide com o comprimento L da placa plana, que é onde está o contorno inativo do modelo.

4 | AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o apoio das agências de pesquisa governamentais brasileiras CAPES, CNPq e FAPEMIG.

5 | RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.

REFERÊNCIAS

BRITO, R. F., CARVALHO, S. R., DE LIMA E SILVA, S. M. M., FERREIRA, J.R. **Análise térmica em ferramenta de metal duro revestida.** V Congresso Brasileiro de Engenharia de fabricação, 2009

COLE, K. D., BECK, J. V., HAJI-SHEIKH, A., LITKOUHI, B. **Heat Conduction Using Green's Functions.** Taylor & Francis Group, Washington, 2^a ed., 2010.

COLE, K. D., BECK, J. V., WOODBURY, K. A., DE MONTE, F. **Intrinsic verification and a heat conduction database.** Int. J. Heat and Mass Transfer, v. 78, p. 36–47, 2014.

DE MONTE, F., BECK, J. V., AMOS, D. E. **Diffusion of thermal disturbances in two-dimensional cartesian transient heat conduction.** Int. J. Heat and Mass Transfer, v. 51, p. 25–26, 2008.

ENGQVIST, H., HOGBERG, H., BOTTON, G.A., EDERYD, S., AXÉN, N. **Tribofilm formation on cemented carbides in dry sliding conformal contact.** Wear, v. 239, p. 219–228, 2000.

FERNANDES, A. P., DOS SANTOS, M. B. and GUIMARÃES, G. **An analytical transfer function method to solve inverse heat conduction problems.** Applied Mathematical Modelling, v. 39, p. 6897–6914, 2015.

TEMPO DE MISTURA EM TANQUES COM IMPULSORES MECÂNICOS EQUIPADOS COM CHICANA PADRÃO E MODIFICADA

Murilo Antunes Alves Lucindo

Universidade Santa Cecília
Santos – SP

Breno Dantas Santos

Universidade Santa Cecília
Santos – SP

Juliana Sanches da Silva

Universidade Santa Cecília
Santos – SP

Marcos Bruno Santana

Universidade Santa Cecília
Santos – SP

Deovaldo de Moraes Júnior

Departamento de Engenharia Química,
Universidade Santa Cecília
Santos – SP

Vitor da Silva Rosa

Departamento de Engenharia Química,
Universidade Santa Cecília
Santos - SP

RESUMO: A potência consumida e o tempo de mistura são os principais parâmetros de projeto em tanques com impulsores mecânicos, os quais podem ser usados como reatores químicos. A literatura não possui muitas informações sobre o tempo de mistura com chicanas padrões e, praticamente, sem informações em condições não padronizadas. O estudo teve por objetivo avaliar experimentalmente o tempo de mistura

na agitação de água em tanque com impulsores mecânicos equipado com uma chicana padrão e uma chicana modificada. A unidade experimental possuía um tanque com volume 10 litros, 1 motor elétrico com potência de 1 HP, impulsor axial com 4 pás inclinadas a 45°, impulsor radial tipo turbina Rushton, 1 chicana padrão Rushton e 1 chicana modificada com orifícios. O tempo de mistura foi determinado experimentalmente, em função do tipo de impulsor e do tipo de chicana, através do equilíbrio térmico após adição de água quente. Com os resultados obtidos geraram-se funções de potência para predição do tempo de mistura com Reynolds entre 10000 e 100000. Concluiu-se que a melhor condição para um tanque industrial com condições similares a do estudo ocorre com o uso da chicana modificada e do impulsor radial, fornecendo os menores tempos de mistura.

PALAVRAS-CHAVE: Tanque com agitação; Tempo de mistura; Chicana modificada;

ABSTRACT: The power consumption and the mixing time are the main design parameters in tanks with mechanical impellers, which can be used as chemical reactors. The literature does not have much information on the time of mixing with standard baffles and, practically, without information in nonstandard conditions. The aim of the study was to evaluate the mixing time in

the tank water shaking with mechanical impellers equipped with a standard baffle and a modified baffle. The experimental unit had a tank with a 10-liter volume, an electric motor with a power of 1 HP, axial impeller with 4 inclined blades at 45 °, Rushton turbine type radial impeller, a Rushton standard baffle and a modified chicanery with holes. The mixing time was determined experimentally, according to the type of impeller and the type of baffle, through the thermal equilibrium after addition of hot water. With the results obtained power functions were generated to predict the time of mixing with Reynolds between 10000 and 100000. It was concluded that the best condition for an industrial tank with similar conditions to the study occurs with the use of modified baffle and impeller radial, providing the shortest mixing times.

KEYWORDS: Agitation tanks; Mixing time; Modified Baffle;

INTRODUÇÃO

Os tanques com impulsores mecânicos são equipamentos largamente utilizados nas indústrias químicas, petroquímicas, farmacêuticas e alimentícias como reatores químicos, flotadores, extratores, trocadores de calor, diluidores, concentradores e decantadores (Rosa, et. al. 2017).

Em tanques com agitação e mistura, o projeto dessas unidades depende do tipo de aplicação ao quais os tanques serão submetidos como as supracitadas, no entanto, há dois parâmetros comuns em praticamente todas as aplicações: a) consumo de potência pelo impulsor mecânico e b) Tempo de mistura.

A determinação do consumo de potência é imprescindível para o dimensionamento do motor elétrico que seja capaz de realizar a mistura nas condições exigidas no projeto. O tempo de mistura é um parâmetro que quantifica a qualidade da mistura de tal modo que quanto menor for esse tempo, mais rápido será a homogeneização das fases presentes durante a agitação (Paul e Antiemo-Ubeng, 2004).

O projeto de um tanque com agitação e mistura deve conciliar o melhor tempo de mistura com o menor consumo possível de potência pelo impulsor mecânico. Todavia, determinar de forma satisfatória o tempo de mistura depende de equações que não podem ser obtidas de forma analítica devido a complexa geometria do tanque, das propriedades físicas do fluido, do tipo de impulsor mecânico e da reologia do fluido em agitação (newtoniano e não-newtoniano).

Prochazka e Landau (1961) propuseram uma expressão para o tempo de mistura em tanques equipados com impulsor radial tipo turbina com 6 pás planas, como apresentado na Eq. 1.

$$NT_M = 0,905(D_a/D_t)^{2,57} \cdot \log(X_0/X_c) \quad (1)$$

Sendo N a rotação do impulsor mecânico, D_a o diâmetro do impulsor, D_t o diâmetro interno do tanque, X_0 um valor inicial para o grau de não homogeneização (o qual varia entre 1 e 3, sendo recomendado o melhor valor como 2) e X_c uma média integral do valor final do grau de não homogeneização (sendo função da concentração

inicial e concentração final após a homogeneização), o qual é 0,05 para a maioria das configurações.

A Eq 2 apresenta a expressão para o impulsor axial com pás inclinadas.

$$NT_M = 2,02(D_a/D_t)^{2,20} \cdot \log(X_0/X_c) \quad (2)$$

Uhl e Gray (1966) apresentaram uma expressão (Eq. 3) mais prática para estimativa do tempo de mistura como função apenas do número de Reynolds para diversas configurações.

$$NT_M = KRe^a = K \frac{ND_a^2 \rho}{\mu} \quad (3)$$

Com K e a sendo parâmetros obtidos experimentalmente em função do tipo do tanque, do tipo de impulsor mecânico e da presença ou não de chicanas. A Figura 1 apresenta as curvas do número de potência para alguns impulsores mecânicos a partir da Eq. 3.

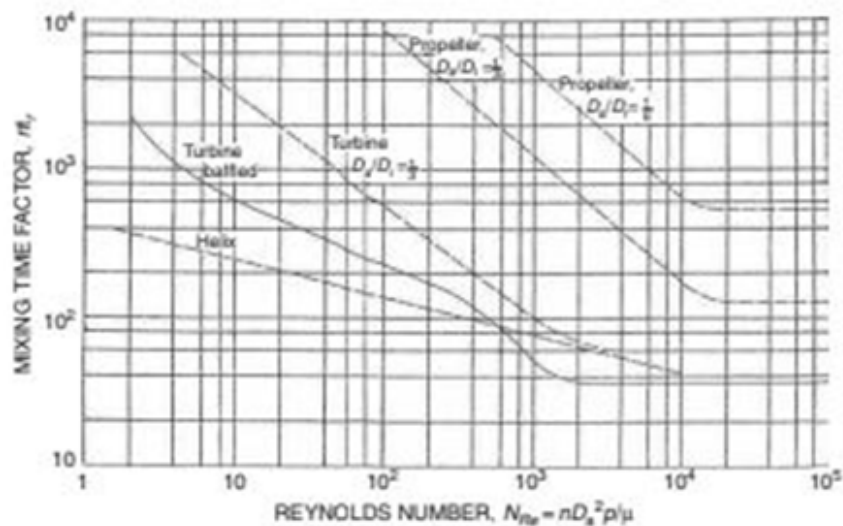


Figura 1 - Tempo de mistura em função do número de Reynolds (McCabe, Smith e Harriot, 2005)

Fasano et. al. (1974) determinaram uma expressão para o tempo de mistura em condições turbulentas (Reynolds acima de 10000) e em tanques com chicanas padronizadas por Rushton, Costich e Everett (1950), como apresentado na Equação 4.

$$T_M = \frac{4,065}{aN \left(\frac{Da}{Dt}\right)^b \left(\frac{Dt}{H}\right)^{0,5}} \quad (4)$$

As constantes a e b foram determinadas experimentalmente para diferentes tipos de impulsores. As constantes são válidas para as seguintes hipóteses: a) os fluidos que serão misturados devem ser newtonianos e com pouca variação entre a

sua viscosidade e a sua massa específica, b) O volume de fluido a ser inserido no tanque não deve ser mais que 5% do volume útil do tanque e c) O tanque deve estar agitado durante a inserção dos fluidos. Na Tabela 1 estão apresentados os valores das constantes a e b para o impulsor radial com 6 pás planas e impulsor axial com 4 pás inclinadas a 45°.

Tipo de impulsor	a	b
Radial com 6 pás planas	1,06	2,17
Axial com 4 pás inclinadas a 45°	1,01	2,30

Tabela 1 - Constantes a e b para a Eq. 4.

As chicanas são imprescindíveis durante a agitação, pois evitam a formação de vórtices, os quais aumentam de forma expressiva os valores do tempo de mistura, tornando a homogeneização das fases mais lenta (Tatterson, 2001).

Industrialmente, grande parte dos custos do projeto de uma unidade de agitação está na compra de materiais, os quais geralmente são vendidos por peso. Os tanques industriais possuem volumes entre 100 m³ até 2000 m³, de modo que seus acessórios vão seguir a mesma proporção. Há falta de estudos na literatura corrente sobre possíveis modificações na unidade de agitação, como nas chicanas e verificar o impacto em variáveis como o tempo de mistura e o consumo de potência.

Deste modo, este artigo teve por objetivo modificar uma chicana padrão inserindo orifícios ao longo do seu perfil axial e analisou o tempo de mistura em função do tipo de impulsor mecânico agitação de água. O trabalho também comparou o tempo de mistura obtido com a chicana modificada com os determinados experimentalmente com a chicana padrão.

METODOLOGIA

A unidade experimental, localizada no laboratório de operações unitárias da Universidade Santa Cecília, está apresentada na Figura 2.

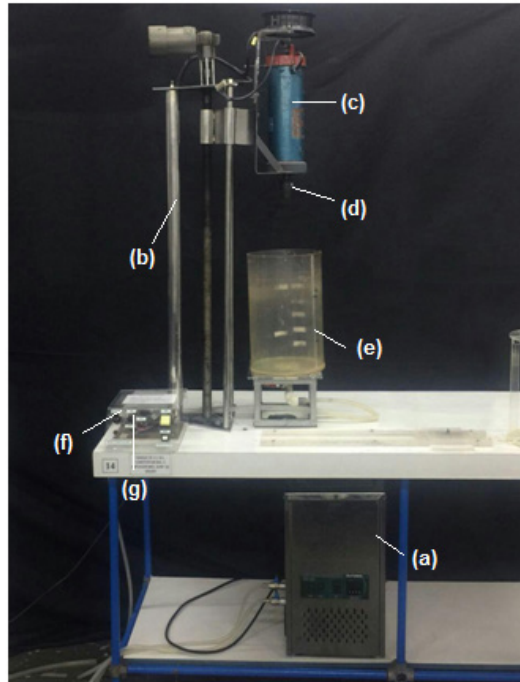


Figura 2 - Foto da unidade. (a) Banho Termostático; (b) Estrutura metálica para sustentação do equipamento; (c) Cooler para resfriamento do impulsor; (d) Suporte para encaixe de impulsor; (e) Tanque cilíndrico com volume de 10 litros; (f) Motor elétrico em balanço sobre rolamentos com potência de 1 hp; (g) Potenciômetro

A unidade experimental consistiu basicamente de um tanque em acrílico com volume útil de 10 litros, um motor elétrico com potência de 1 hp em balanço sobre rolamentos, um banho termostático e 1 serpentina espiral de cobre (colocada no fundo do tanque) para manter a temperatura do fluido constante durante os ensaios.

Os impulsores mecânicos utilizados no estudo foram um axial com 4 pás inclinadas a 45° (Figura 3a) e um impulsor radial tipo turbina com 6 pás planas (Figura 3b).



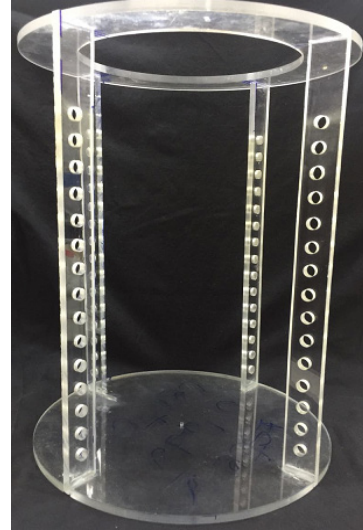
(a) (b)

Figura 3 - (a) Impulsor axial com 4 pás inclinadas; (b) Impulsor radial tipo turbina com 6 pás planas

Na Figura 4a está apresentada a chicana padrão utilizada e na Figura 4b a chicana modificada no presente estudo.



(a)



(b)

Figura 4 - (a) Chicana padrão; (b) Chicana modificada

Na literatura corrente não há equações para definir o diâmetro dos orifícios e a quantidade dos mesmos na chicana modificada. Desse modo, foi proposta três equações a partir da padronização de Rushton, Costich e Everett (1950): (a) diâmetro dos orifícios (Eq. 5), (b) número de orifícios (Eq. 6) e (c) distância entre os centros de simetria dos orifícios (Eq. 7).

$$\phi = \frac{1}{3}J \quad (5)$$

$$N_o = \frac{H}{2\phi} \quad (6)$$

$$D_o = \frac{2}{3}J \quad (7)$$

Sendo ϕ o diâmetro dos orifícios, N_o o número de orifícios, D_o a distância entre os centros de simetria dos orifícios, J a largura das chicanas e H a altura do nível de líquido. No presente estudo, foram utilizadas 4 chicanas colocadas de forma diametralmente opostas entre si contendo 15 orifícios por chicana, com cada orifício tendo 8 mm e distância entre centros de 16 mm. O fluido utilizado nos experimentos foi água destilada, sendo que na Tabela 1 estão apresentadas as suas propriedades físicas.

Propriedade física	Polinômio	Range para T (°C)
μ (Pa.s)	$\mu(T_m) = 1,5 \cdot 10^{-3} e^{-0,02T_m}$	10 - 90
c_p (J/kg°C)	$c_p(T_m) = 1 \cdot 10^{-5} T_m^2 - 7 \cdot 10^{-4} T_m + 4190$	10 - 90
ρ (kg/m ³)	$\rho(T_m) = -3,2 \cdot 10^{-3} T_m^2 - 1,8 \cdot 10^{-1} T_m + 1000,2$	10 - 90

Tabela 1. Propriedades físicas da água (Rosa, et. al., 2017)

Na Tabela 2 estão apresentadas os valores das principais dimensões do tanque: diâmetro do tanque (D_t), diâmetro do impulsor (D_a), largura da chicana (J), altura do nível de líquido (H), largura da pá do impulsor (W) e distância do impulsor ao fundo do tanque (E).

Parâmetros	Dimensão (mm)	Relações dimensionais
D_t	233,7	$D_t/D_t = 1,0$
H	233,7	$D_t/H = 1,0$
D_a	77,9	$D_a = D_t/3$
J	23,37	$J = D_t/10$
W	15,58	$W = D_a/5$
E	77,9	$E = D_a$

Tabela 2. Valores das dimensões geométricas do tanque

Procedimento experimental

Inicialmente foi colocada água no interior do tanque e com o auxílio da serpentina em espiral e do banho termostático a temperatura da água foi mantida constante em 20°C em todos os ensaios.

Foram realizados 10 experimentos por impulsor mecânico variando-se a rotação do impulsor entre 150 rpm a 1050 rpm, totalizando 20 experimentos com a chicana padrão. Analogamente, repetiram-se os mesmos experimentos com a chicana modificada. Visando minimizar os erros experimentais, todos os ensaios foram realizados em triplicata, com um total de 120 experimentos.

Em cada ensaio, o tempo de mistura foi medido de forma experimental do seguinte modo: com o tanque preenchido de água a 20°C, de forma simultânea, em um recipiente externo colocou-se 500 ml de água, a qual foi aquecida até 98°C. Nesse momento, com a rotação ajustada por um tacômetro, despejou-se a água quente no tanque e com um termopar tipo J (colocado em uma posição oposta da alimentação da água quente) foi medido o tempo, com o auxílio de cronômetros, até a massa de fluido no tanque alcançar um novo degrau de estabilização térmica.

Quando a temperatura permaneceu com praticamente 99% sem variação, esse ponto era o tempo de mistura experimental.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

A Tabela 3 apresenta alguns dos resultados obtidos nos ensaios para a determinação experimental do tempo de mistura com o impulsor axial, com a chicana padrão e chicana modificada. Analogamente, na Tabela 4, está parte dos os resultados dos ensaios com o impulsor radial.

Chicana padrão		Chicana modificada	
Reynolds	Tempo de mistura (s)	Reynolds	Tempo de mistura (s)
15674,25	34,09	13528,62	49,18
27010,18	12,59	22796,26	19,88
35556,86	12,945	31957,38	9,31
46851,99	9,55	43568,54	9,075
56907,23	14,665	54540,60292	5,04
64641,63	9,465	65292,9167	8,92
77172,89	10,82	75419,42748	5,195
86459,25	10,6	83871,23729	5,285
93857,77	7,6	96511,30126	6,41
111899,32	7	107376,812	5,81

Tabela 3 – Resultados da medição experimental do tempo de mistura – Impulsor axial

Chicana padrão		Chicana modificada	
Reynolds	Tempo de mistura (s)	Reynolds	Tempo de mistura (s)
12458,68393	23,745	12770,53497	18,63
20972,11796	13,64	22683,72204	12,24
32081,11113	11,2	33563,15801	5,23
43577,52039	9,015	43191,40283	5,17
53805,98483	10,6	54404,55549	3,67
63927,90277	7,425	63929,82478	5,97
75115,28575	9,8	75330,64353	5,43
83888,47183	8,7	87583,85994	3,27
97796,97259	6,825	96960,23424	3,67
111234,1388	6,635	110443,0548	4,91

Tabela 4 – Resultados da medição experimental do tempo de mistura – Impulsor radial

Os resultados apresentados nas Tabelas 3 e 4 foram utilizados para a proposta de um modelo para a predição do tempo de mistura nas 4 situações estudadas. O modelo proposto está apresentado na Equação 8.

$$T_m = KRe^\alpha \quad (8)$$

A Equação 8 é uma função de potência que geralmente possui um bom ajuste de dados experimentais em processos envolvendo agitação e mistura (Rosa, 2017). Na Tabela 5 estão apresentados os valores da constante K e expoente α obtidos através da regressão múltipla linear para as 4 condições estudadas.

	Constante K	Expoente a	R ²
Chicana padrão - Impulsor Axial	9258,073	-0,61	0,73
Chicana modificada - Impulsor axial	343000	-0,97	0,82
Chicana padrão - Impulsor radial	2202,67	-0,50	0,86
Chicana modificada - Impulsor radial	9769,29	-0,69	0,74

Tabela 5 – Constante K e expoente a da Eq. 8.

Observou-se que os modelos possuem um ajuste satisfatório na predição dos dados experimentais com um coeficiente de determinação (r^2) variando entre 0,73 e 0,86 com Reynolds na faixa de 10000 a 1000000. Na Figura 5 foi realizada uma comparação do tempo de mistura em função do tipo de chicana com o impulsor axial e de forma análoga, na Figura 6, com o impulsor radial.

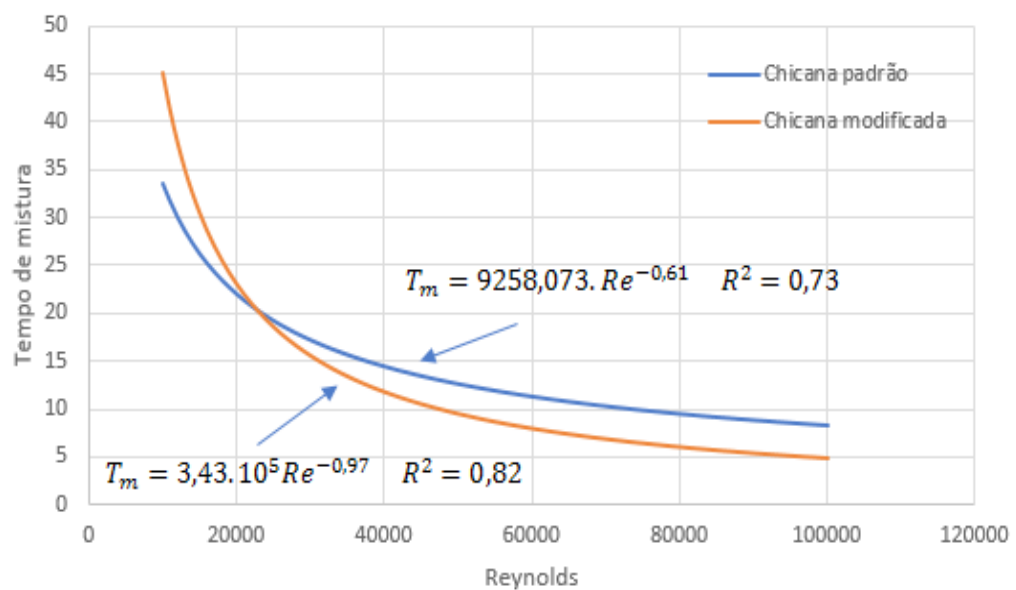


Figura 5. Comparação do tempo de mistura entre chicanas – Impulsor axial

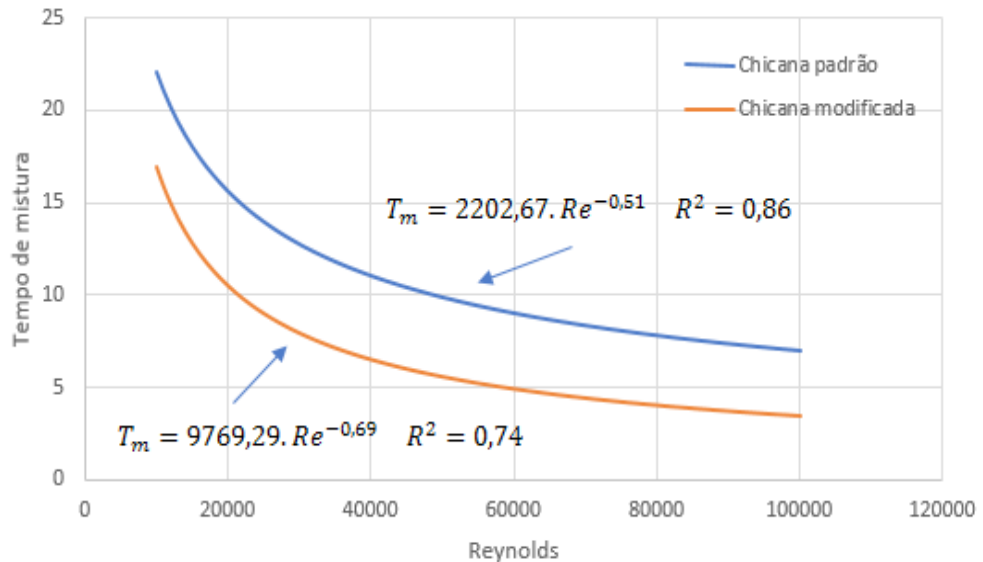


Figura 6. Comparação do tempo de mistura entre chicanas – Impulsor radial

Notou-se na Figura 5 que o tempo de mistura diminuiu em média 75% com o uso da chicana modificada. Em relação ao impulsor radial, conforme apresentado na Figura 6, a diminuição do tempo de mistura é de 100%. Provavelmente, devido a chicana modificada possuir orifícios, há a presença de mais zonas de recirculação, o que favorece a qualidade da mistura. Analisando apenas a variável tipo de chicana, o engenheiro deve escolher a chicana modificada em virtude do baixo tempo de mistura e também pela mesma possuir menor massa, diminuindo assim o custo do processo.

Na Figura 7 foi comparado o tempo de mistura entre os impulsores axial e radial com a chicana padrão e, na Figura 8, analogamente a comparação entre os impulsores com a chicana modificada.

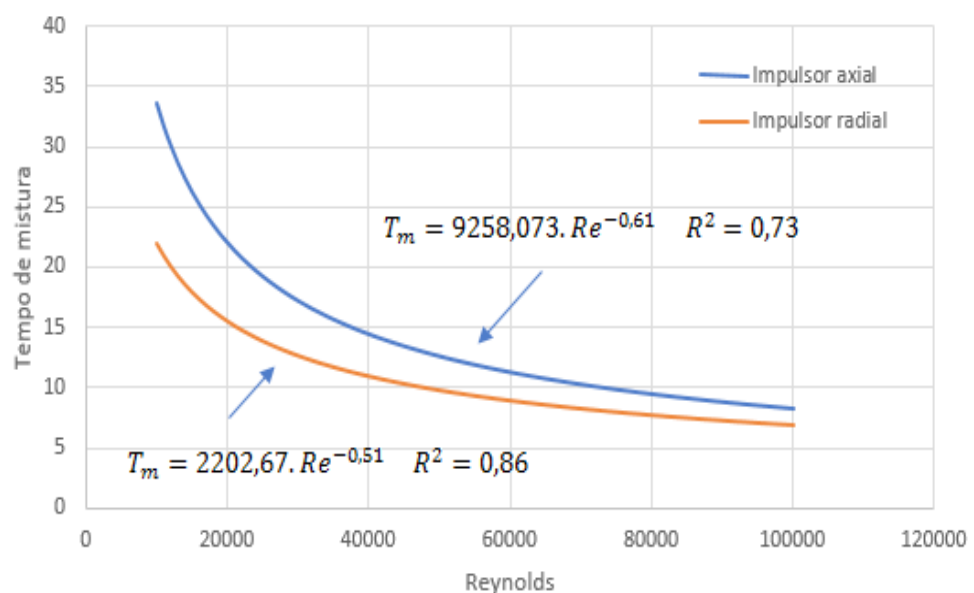


Figura 7. Comparação do tempo de mistura entre impulsores – Chicana padrão

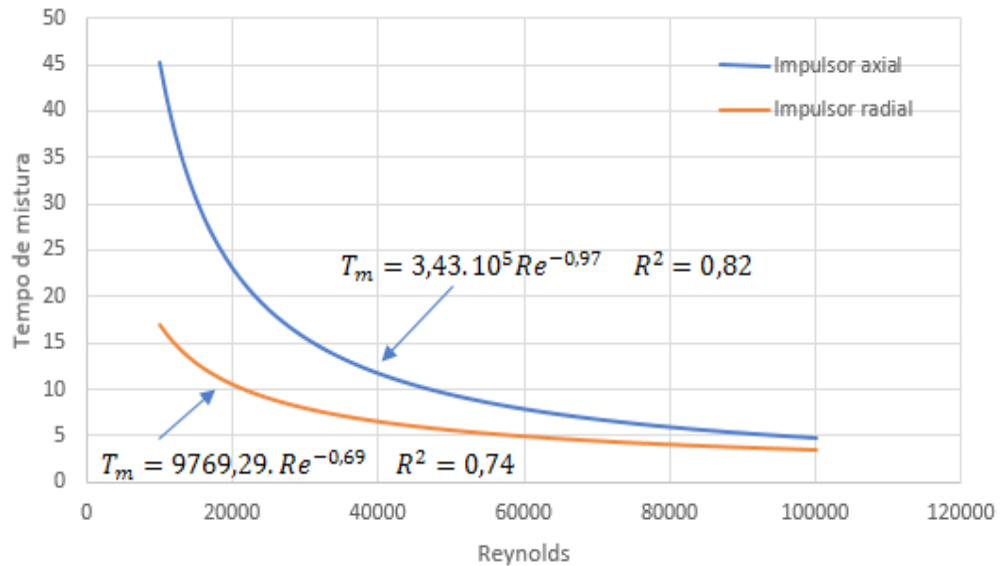


Figura 8. Comparação do tempo de mistura entre impulsores – Chicana modificada

Em relação aos impulsores, conforme observado nas Figuras 7 e 8, o impulsor radial fornece os menores tempo de mistura quando comparado com o impulsor axial, independentemente do tipo de chicana. Isso ocorre devido a intensa turbulência gerada pelo impulsor radial.

De forma prática, o engenheiro deve optar pelo projeto com a chicana modificada conforme discutido e utilizar o impulsor radial. No entanto, se o processo não demandar um tempo de mistura muito baixo, o engenheiro pode optar pelo impulsor axial, pois o mesmo consome menos potência do motor elétrico.

CONCLUSÃO

O presente estudo permitiu concluir que:

- Observou-se que o modelo proposto por Fasano não possuiu um ajuste satisfatório aos dados observados, portanto, não sendo indicado para estimativa do tempo de mistura em tanques com as condições estudadas no presente estudo;
- O modelo proposto no presente estudo, baseado em uma função de potência, possuiu um ajuste aos dados experimentais de forma satisfatória com valor de R^2 entre 0,73 e 0,86 para os impulsores axiais e radiais e com as chicanas padrão e modificadas;
- As equações propostas são válidas para agitação e mistura com Reynolds entre 10000 e 100000 com água;
- Comparando o tempo de mistura entre as chicanas padrão e modificada, foi observado que o impulsor radial fornece tempos de mistura 100% menor que os fornecidos pelo impulsor axial;

e. Em relação ao tipo de impulsor mecânico, os menores tempos de mistura foram encontrados com a chicana modificada;

f. Portanto, o engenheiro ao projetar uma unidade de agitação similar as condições estudadas, deve escolher a chicana modificada em virtude dos baixos tempo de mistura e por possuir uma massa menor que a versão padrão, diminuindo os custos do processo. O impulsor a ser escolhido deve ser o radial. Caso o processo não demande um tempo de mistura muito baixo, ele pode optar pelo uso do impulsor axial, o qual consome menos energia durante a agitação.

REFERÊNCIAS

Fasano, J.B., A. Bakker, and W.R. Penny, “**Advanced Impeller Geometry Boosts Liquid Agitation**”, Chem Eng., Vol.10, No. 8, Aug 1974.

Ludwig, E.E. “**Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants.**” Vol.1, 4º Ed. Houston; Gulf Publishing Company, 1995.

McCABE, W.L., SMITH, J.C., HARRIOT, P., “**Unit Operations of Chemical Engineering**”, 7º Ed, United States of America, McGraw-Hill, 2005.

MORAES JUNIOR, D., MORAES, M.S., “**Laboratório de Operações Unitárias I**”, 1º Ed., Brasil, Edição do Autor, 2011.

Paul, E. L., e Atiemo-Ubeng, S. M., “**Handbook of mixing**”, 1ª Ed., Wiley-Interscience, 2004;

Prochazka, J. and Landau, J. Collect Czech. Chem. Commun., 26, p. 2961, 1961;

Rosa, V.S., Taqueda, M. E. S., Paiva, J. L., Moraes, M. S., Moraes Júnior, D. “**Nusselt’s correlations in agitated tanks using the spiral coil with Rushton turbine and PBT 45° impeller. Comparison with tanks containing vertical tube baffles.**” Applied Thermal Engineering, 110, p. 1331-1342, 2017;

Rosa, V.S. “**Transferência de calor e scale-up de tanques com impulsores mecânicos em operação com fluidos não-newtonianos.**” Tese de doutorado, Universidade de São Paulo, 2017.

Rushton, J.H., Costich, E.W., Everett, H.J., “**Power Characteristics of Mixing Impellers.**” *Chemical Engineering Process*, 46(8), 1950.

Tatterson, G.B., “**Fluid Mixing and Gas Dispersion in Agitated Tanks**”, McGraw-Hill Book Co, 1991.

Uhl, V. W. and J. B. Gray., “**Mixing Theory and Practice**”, 1, Academic press, New York, 1966;

A SEGURANÇA DE VOO A PARTIR DA MANUTENÇÃO E OS RISCOS GERADOS PELOS FATORES HUMANOS

Daniel Alves Ferreira Lemes

UniEvangélica - Centro Universitário de Anápolis
– GO

Kennedy Carlos Tolentino Trindade

UniEvangélica - Centro Universitário de Anápolis
– GO

Anna Paula Bechepeche

UniEvangélica - Centro Universitário de Anápolis
– GO

RESUMO: O presente artigo descreve uma análise dos erros ocorridos na manutenção aeronáutica, ligados aos fatores humanos, que podem influenciar na segurança de voo. Os procedimentos adotados para o desenvolvimento deste trabalho foram: pesquisas em artigos e documentos, apreciações em relatórios de acidentes aeronáuticos e noções de conhecimentos adquiridos na área de manutenção aeronáutica. Os estudos realizados têm como principais objetivos: descrever os fatores humanos que podem impactar a segurança de voo, confrontar os erros humanos com os fatores influenciadores, exemplificar com estudos de casos tirados de relatórios de acidentes aéreos e demonstrar como é feito o treinamento para prevenir erros ligados à ação humana. As abrangências de como os acidentes estão ligados a fatores humanos são mostrados e como se precaver através de métodos como MRM (Maintenance

Resource Management), fornecendo procedimentos corretos e necessários para identificar condições dissimuladas, ameaças e fatores de risco sistemáticos, antes que causem danos às pessoas ou propriedades. Conclui-se então que existe a necessidade da realização de cursos e treinamentos para todo o pessoal envolvido na manutenção aeronáutica, resultando no aumento da consciência situacional, participação efetiva na segurança de voo e aumento significativo no preenchimento de relatórios de prevenção.

PALAVRAS-CHAVE: Fatores humanos, segurança de voo, manutenção.

ABSTRACT: The present article describes an analysis of the errors occurred in aeronautical maintenance, related to human factors, that can influence flight safety. The procedures used for the development of this work were research on articles and documents, critique in aeronautical accident reports and knowledge acquired in the aeronautical maintenance area. The main objectives of the studies are: to describe the human factors that can impact flight safety, to confront human errors with influencing factors, to exemplify with case studies drawn from crash reports and to demonstrate how training can prevent errors involving human action. The comprehensiveness to which accidents are linked to human factors are shown and how

to prevent through methods such as MRM (Maintenance Resource Management), providing correct and necessary procedures to identify hidden conditions, threats and systematic risk factors before they cause damage to people or property. It is conclusive to say that there is a need for training for all people involved in aeronautical maintenance, effective participation in flight safety and a significant increase on completing the prevention reports.

KEYWORDS: Human factors, flight safety, maintenance.

INTRODUÇÃO

A preocupação com a segurança de voo faz parte da rotina dos aeródromos, aeroportos e hangares de manutenção, já que este tema integra uma importante parte das operações aéreas existentes mundialmente. Para se obter índices cada vez menores de acidentes aéreos, existe todo um planejamento pelos órgãos responsáveis, envolvendo todos mantenedores e pessoas que trabalham com a aviação, como os controladores de tráfego, pilotos, mecânicos e tripulação até o pessoal que auxilia indiretamente na aviação. Atualmente, os fatores humanos são levados bastante em consideração, devido o aumento considerável de acidentes causados por erro humano. As causas dos acidentes aéreos com influências humanas são fatores que preocupa toda sociedade internacional de segurança de voo.

De acordo com um levantamento feito pelo CENIPA – Centro de Investigação e Prevenção de Acidentes Aeronáuticos, entre 2006 e 2015 foram registrados 1294 acidentes, sendo que em média, ocorreram 130 acidentes por ano, porém o maior pico de acidentes ocorreu em 2012 e o menor pico em 2006, onde apresenta uma pequena diminuição nos últimos quatro anos. Já o número de incidentes graves, foi registrado dentro do mesmo período 526 ao todo, uma media de 53 por ano, contendo um maior número de ocorrência em 2012 e menor número em 2007. Na grande maioria destes acidentes, os fatores humanos são as principais causas influenciadoras. Todos os elementos coletados pelo CENIPA são separados por tipo de acidentes e regiões, servindo para fornecer além de laudos técnicos, dados para auxiliar os profissionais da área de segurança da aviação no sentido de dar um direcionamento nas tomadas de decisões, além de auxiliar nas decisões assumidas para impedir futuros acidentes aeronáuticos.

As medidas adotadas pelos profissionais da área de segurança devem estar em constante evolução, pois à medida que vão ocorrendo os acidentes, aparecem novos desafios, que exigem alcances mais profundos com relação a segurança. O desafio agora é desacelerar os índices crescentes de acidentes por erros humanos e descobrir meios de melhorar a atuação dos profissionais, de forma a trabalhar uma consciência de segurança de voo. Este estudo acadêmico vem aprofundar e melhorar etapas da segurança operacional da aviação, deixando os profissionais envolvidos um passo a frente das situações que poderiam causar incidentes graves ou até mesmo

acidentes fatais.

O Presente trabalho acadêmico tem também como temática um estudo sobre segurança de voo, os riscos gerados pelos fatores humanos dentro da manutenção, visando esclarecer os fatores de riscos, a metodologia na prevenção de acidentes e como fatores humanos influenciam na segurança de modo geral. Sabe-se que o ambiente de manutenção aeronáutica, pela alta complexidade e perícia das intervenções mecânicas, torna elevadas as possibilidades de erros humanos, podendo causar assim, tanto um incidente como um acidente aeronáutico envolvendo operadores ou não. Para isso existem algumas medidas adotadas em aeródromos e hangares de manutenção que são utilizadas para atenuar estes possíveis erros.

Para eficácia e credibilidade do trabalho, com os dados coletados de uma pesquisa qualitativa em vários relatórios de acidentes aeronáuticos, será realizada uma análise visando a correção das falhas dos métodos utilizados atualmente, tendo de tal modo como saber os principais fatores influenciadores, onde se gera portanto, uma política de prevenção.

METODOLOGIA

Partindo-se do princípio que os fatores humanos influenciam a segurança de voo, seja em qualquer empresa, desde a manufatura da peça indo até o gerenciamento de cabine, a manutenção está diretamente ligada a este princípio. Através de pesquisa, em diversos relatórios de investigação de acidentes, gerados pelo CENIPA-Centro de Investigação e prevenção de Acidentes Aeronáuticos, serão identificados os principais fatores humanos que colocam em riscos a aviação e que podem afetar a segurança de voo. Focando-se nesses dados será feita uma análise para verificar os principais pontos em que a segurança é afetada, juntamente com os procedimentos para prevenir futuros erros humanos a fim de aplicar-se uma metodologia de trabalho segura e consciente na manutenção aeronáutica. O trabalho visa de forma preventiva, auxiliar as empresas no gerenciamento dos recursos humanos, seja através de palestras, treinamentos ou intervenção direta no modo de trabalho.

OBJETIVO

Mostrar e identificar os principais riscos gerados pelos fatores humanos na segurança de voo, durante a manutenção de aeronaves. Abordar de forma sistêmica e objetiva o gerenciamento dos riscos, a sua prevenção e métodos de treinamentos.

DESENVOLVIMENTO

Atualmente os meios de transportes aéreos se comparados aos meios terrestres são mais seguros e oferecem uma maior comodidade, porém quando ocorrem acidentes comovem uma grande parte da sociedade e especialistas da área, provocando uma

busca concreta a respeito de suas causas. De acordo com as investigações do CENIPA (Centro de Investigação e Prevenção de Acidentes Aeronáuticos), os acidentes por falhas mecânicas têm diminuído, porém os fatores por falhas humanas não seguem o mesmo curso, aumentando consideravelmente ao invés de decair.

As condições de trabalho e fatores físicos e psicológicos estão diretamente ligados à correta manutenção das aeronaves; segundo pesquisas, é de suma importância a confiança e a troca de informações a respeito de tudo que ocorre na manutenção, bem como assumir responsabilidades por toda intervenção feita em uma aeronave e se precaver das violações em um espaço de manutenção [3]. O objetivo é sempre a melhoria e explanação de ideias a fim de evitar erros causados pelos fatores humanos. Nas últimas décadas os fatores humanos têm sido amplamente estudados, pois estes têm influenciado negativamente na segurança operacional.

Aproximadamente 15% dos acidentes fatais envolvendo aeronaves da aviação geral têm fatores técnicos como causas principais, enquanto que quase três quartos dessas ocorrências tiveram a operação e manutenção como fator contribuinte mais relevante - Air Safety Institute (2013).

Os erros humanos na manutenção aeronáutica abrangem uma das principais causas de acidentes na aviação. Nota-se que a influência de fatores materiais, ligados a falhas mecânicas, vem diminuindo significativamente nas últimas décadas, enquanto que a influência de erros humanos continua em patamares elevados. Quando ocorrem novas análises de dados da aviação e estas mostram que os índices de acidentes têm diminuído, deve se levar em consideração a melhoria de vários fatores humanos dentro da manutenção, tendo em vista que, o conhecimento desses fatores humanos deve ser de forma ampla e proativa, fazendo com que sempre a segurança de voo esteja à frente dessas interferências humanas prejudiciais. É importante também que, por proação, o conhecimento dos fatores humanos deve ser aplicado e integrado durante as fases de certificação do pessoal operacional (mantenedores e tripulantes).

A aplicação do estudo científico das analogias entre homem e máquina, propondo a uma segurança e eficácia no modo como se interagem, tem melhorado a eficiência do trabalho consideravelmente se confrontarmos aos fatores humanos. Deve-se continuamente aplicar os conhecimentos diários adquiridos na atualização dos profissionais envolvidos, como mecânicos, pilotos, comissários e todos que realizam algum serviço aeroviário, a fim de atuarem com consciência em prol da segurança do voo. O processo de identificação de fatores que influenciam negativamente à segurança de voo passa por estes estudos realizados, onde a investigação ao identificar as causas possíveis, trata de encontrar uma maneira de extinguir estes fatores, através de melhorias no processo de atuação dos profissionais envolvidos. É de grande importância que todo estudo realizado e as melhorias no processo sejam expandidas ao maior número de pessoas envolvidas possíveis, a fim de criar uma consciência de segurança operacional.

Todas as aeronaves são projetadas para voar com segurança por tempo ilimitado,

desde que sua manutenção seja realizada com perícia, observando suas inspeções periódicas, encontrando possíveis piores. A Detecção destas com antecedência, antes de se tornar arriscado a operação da aeronave, faz com que seja realizada uma manutenção adequada e preventiva, resguardando o componente de partes mais severas, que tornaria também menos financeiramente viável devido os altos custos de materiais aeronáuticos.

Não é novidade que diversos fatores humanos influenciam na segurança da aviação e na engenharia aeronáutica. Porém os erros também são comuns em outras áreas podendo ter influências negativas nas indústrias, na construção civil, na engenharia naval, entre outras, cada uma com sua especificidade e atuação. Entretanto todas tem algo em comum, que é a busca incessante pela segurança e meios de diminuir acidentes causados por fatores humanos. A expressão fatores humanos tem vários conceitos, entre eles o DOC 9683 refere-se como:

“fatores humanos é uma expressão que ainda há de definir-se claramente, dado que quando tais palavras são utilizadas na linguagem cotidiana normalmente se referem a qualquer fator relacionado aos seres humanos. O elemento humano é a parte mais flexível, adaptável e valiosa do sistema aeronáutico, mas é também a mais vulnerável a influências que podem afetar negativamente seu comportamento” (TISSOT APUD DOC9683, 1998, p17).

Pode-se observar que os erros humanos na aviação são influenciados pelos fatores humanos, que estão enquadrados desde a parte do cansaço físico até o desgaste mental, onde o profissional da área submetido a pressões psicológicas devido à agilidade da operação acaba cometendo erros que podem ser irreversíveis e até fatais. O erro humano pode ter diversas variáveis de origem, a má capacitação profissional da pessoa envolvida, o descumprimento de ordens técnicas relativas ao serviço realizado e o despreparo para tal serviço solicitado são causadores de acidentes aéreos. Por isso a importância de numa investigação de acidentes aéreos realizarem as primeiras análises por fatores onde se tem a atuação humana. Na verdade, a visão de segurança atualizada sugere que o erro humano deve ser o ponto de partida na investigação e prevenção de acidentes, não é regra, entretanto facilitará o processo de investigação.

ESTUDOS DE CASOS

Através de uma apreciação feita em vários acidentes relatados e documentados pelo CENIPA, entre janeiro de 2014 a fevereiro de 2017, pode-se concluir que os erros humanos tem maior potencialidade para afetar a segurança de voo em comparação com as falhas técnicas ocorridas.

Em Junho de 2014 em Itaí-SP uma aeronave de modelo EMB-810C da Embraer sofreu um acidente por falta de combustível. Todos envolvidos sobreviveram, porém

causando grandes danos a aeronave. Os fatores contribuintes foram: Indisciplina de voo, Julgamento de pilotagem e Planejamento de voo. Todos por erros humanos.

Em 29 de Janeiro de 2015 em Boa Vista-RR uma aeronave modelo 182D da fabricante CESSNA AIRCRAFT sofreu um acidente ao colidir com fios de alta tensão. Todos sobreviveram, sendo que a aeronave sofreu danos substanciais. Nesta situação a aeronave estava com certificado de aero navegabilidade cancelado e inspeção anual de manutenção vencida. Acidente causado por negligência humana.

Em 10 de março de 2015 na cidade do Rio de Janeiro-RJ um helicóptero do modelo R22 da fabricante ROBINSON HELICOPTER sofreu um acidente por perda de componente em voo. Na investigação notaram que a ponta de umas das pás do rotor de cauda havia se soltado. Este elemento do rotor é essencial para manter a aeronave estável em voo sem entrar em auto rotação. Foi realizado um pouso forçado, e todos saíram ilesos do acidente. A aeronave estava com toda documentação e manutenção em dia, sendo que os fatores contribuintes para o acidente foram a aplicação de comandos e também perda das propriedades mecânicas do adesivo (TIPCAP) que ocorreu ao longo do tempo de operação desde a sua montagem inicial. Inicialmente não se nota influência de fatores humanos neste acidente, porém a falta de inspeção por parte dos mantenedores na ponta da pá, onde se soltou o adesivo contribuiu indiretamente para o acidente.

Em 06 de abril de 2015 na cidade de Maringá-PR uma aeronave AB-115 da fabricante AERO BOERO sofreu um acidente quando o piloto tentava realizar um pouso. Houve perda de controle da aeronave, a mesma vinda a pilonar. Não houve feridos. Os possíveis fatores contribuintes foram: Instrução, julgamento de pilotagem, pouca experiência do piloto, e supervisão gerencial. Todos estes fatores possuem influência humana.

Em 11 de junho de 2015 na cidade de Goiânia-GO uma aeronave modelo 172^a da fabricante CESSNA AIRCRAFT após um toque e arremetida, ocorreu uma falha em motor, forçando o piloto a realizar um pouso forçado. Após investigações foi concluído que a causa do acidente foi pane seca. Um dos fatores contribuintes foi o mal planejamento do voo. Acidente causado também por influência humana.

Em 14 de novembro de 2016 na cidade de Triunfo-RS uma aeronave no modelo A188-B da fabricante CESSNA AIRCRAFT, sofreu acidente quando o piloto tentava realizar um pouso. O piloto notou que houve um súbito abaixamento da asa esquerda, vindo o trem de pouso a quebrar. Este acidente teve vários fatos que influenciaram, além de toda documentação de navegabilidade do piloto estar irregular, a manutenção periódica da aeronave estava vencida desde 16 de janeiro de 2016. Já neste caso, um fator humano, a falta de manutenção, influenciou veementemente para o acidente, já que se tivessem realizado a manutenção em seu prazo estabelecido, possivelmente evitaria este acidente.

Em 08 de fevereiro de 2017 na cidade de Caravelas-BA uma aeronave no modelo 210R da fabricante CESSNA AIRCRAFT, saiu da pista e veio a colidir com uma cerca

de isolamento do aeródromo. Durante a investigação foi observado que havia uma desconexão na linha de alimentação hidráulica, causando assim o vazamento de todo o fluido hidráulico da aeronave, como consequência o trem de pouso da aeronave não travou, forçando a mesma a realizar um pouso forçado ocasionando o acidente. Um dos fatores contribuintes foi também a falta da devida manutenção.

Como se pode observar nos casos relatados acima existe uma forte influência de vários fatores humanos, desde o mal planejamento do voo à supervisão gerencial. Ao analisar estes e vários outros relatórios do CENIPA, observa-se o que já foi citado anteriormente, que as primeiras medidas tomadas na investigação começam pela parte humana propriamente dita, iniciando pela documentação do piloto até os relatórios de voo e de manutenção.

Nota-se se através destas análises alguns principais fatores humanos contribuintes destacados :

- Erros de manutenção e inspeção;
- Julgamento de pilotagem;
- Equipes envolvidas diretamente na manutenção não seguiram os procedimentos das devidas ordens técnicas específicas da aeronave em manutenção;
- Planejamento do voo;
- Supervisão gerencial.

Os fatores pertinentes acima, na maioria das vezes, têm elos entre si, causando uma sequência de erros e situações problemáticas que acabam se direcionando aos acidentes aéreos. Os erros causados na manutenção nem sempre são descobertos no primeiro instante, após um giro de inspeção. Geralmente se manifesta como uma discrepância não intencional da aeronave, como falha técnica ou degradação física, que inicialmente são atribuídas a ação do tempo ou de decorrência normal do desgaste e funcionamento do sistema. Porém com uma averiguação técnica, encontram-se as falhas, e comumente essas falhas tem ligações com os fatores humanos.

Na manutenção o erro humano acontece de duas formas básicas. No primeiro caso, a falha procede de um problema peculiar da aeronave que não existia antes que a tarefa de manutenção se iniciasse. Sempre no processo de manutenção em aeronave existe a possibilidade para erro humano, que pode derivar em uma discrepância indesejada na aeronave. Alguns exemplos dessas discrepâncias são: a inversão de cabos de comandos e o esmagamento de conexões elétricas depois de reinstalados os equipamentos. O segundo caso seria a análise equivocada de uma condição não desejada, realizada em uma inspeção periódica, como por exemplo, numa inspeção visual dos pinos do comando de voo, passando despercebida uma trinca, que pela ordem técnica pertinente seria inadmissível. Estes erros podem ter sido causados por vários motivos, tais como capacitação ineficiente do profissional, pressões psicológicas

no trabalho, má supervisão gerencial. Todos estes fatores ligados à ação humana na manutenção.

Assim, vimos como os fatores humanos podem influenciar na segurança de voo de uma aeronave, partindo-se desde a manutenção, onde é o princípio em que se deve quebrar o elo. O termo Segurança de Voo derivou-se da expressão Flight Safety. O significado deste termo nada mais é do que: Realizar o voo de uma aeronave sem acidentes ou incidentes.

Em todos os ambientes empresariais, a segurança de voo deve ser considerada como um investimento, tal como a segurança do trabalho é vista hoje em dia. A capacidade de operação de uma empresa depende da saúde de seus funcionários, se algum deles sofre acidente a empresa terá que arcar com despesas médicas, psicológicas entre outras; assim a Segurança de Voo deve ser observada, uma manutenção da precaução contra acidentes aéreos, que além de envolver custos adicionais, pode colocar a vida de inúmeras pessoas em risco. A figura abaixo apresenta o quantitativo de acidentes ocorridos entre 2006 e 2015.

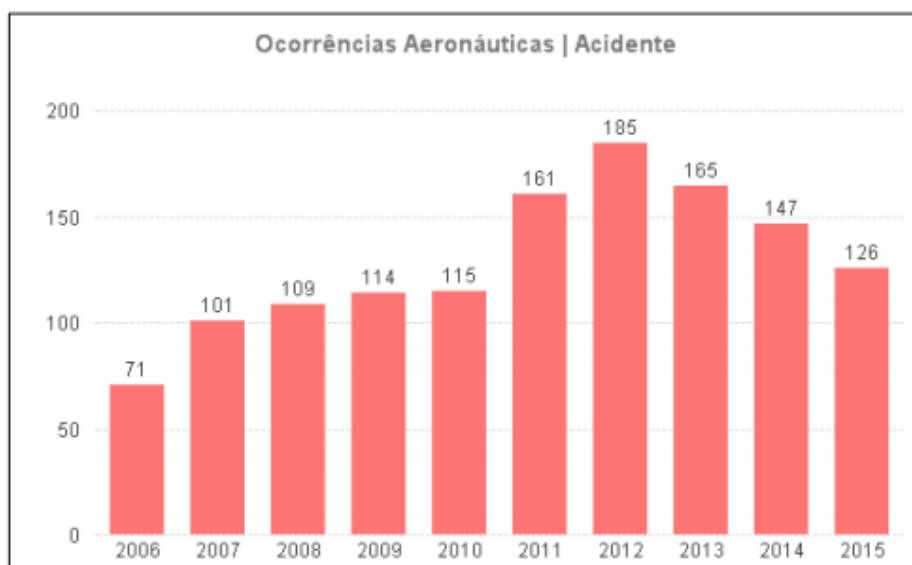


Figura 1: Ocorrências aeronáuticas entre 2006 a 2015

Fonte: CENIPA- Panorama de Ocorrências aeronáuticas 2016 (p.13)

De acordo com a International Civil Aviation Organization (ICAO) os fatores humanos são: o estudo das capacidades e das limitações humanas oferecidas pelo local de trabalho, a interação entre o homem e os equipamentos utilizados, os procedimentos escritos e verbais, as regras que devem ser seguidas, as condições ambientais ao seu redor e as interações com as outras pessoas. Esses fatores citados acima podem influenciar de maneira negativa a saúde do indivíduo, afetando assim o seu modo de trabalho, seja por estresse ou qualquer outro sentimento gerado em que possa implicar na segurança do trabalho.

Para explicar como acidentes podem ocorrer, utiliza-se o modelo de Heinrich, conhecida popularmente como Efeito Dominó, é também conhecido como Teoria da

Causa Única, devido à contribuição predominante da falha humana no processo. Esta teoria fala de como as peças, ou fatos vão se alinhando, de maneira que quando uma peça cai, todas as outras irão juntas, ou seja, não é apenas um fator que causa um acidente, mais sim um conjunto de variáveis que por algum motivo não foram removidas. De maneira lógica, ao pensar que ao retirar uma peça dessa fileira de dominó, não acarretaria o desfecho final. Este é o papel da Segurança de Voo, por meio dessa metáfora, retirar a peça da fileira de dominós, seja por meio de cursos, elevação da capacidade cognitiva do indivíduo, a motivação, a melhora do ambiente de trabalho e a conscientização da importância deste assunto.

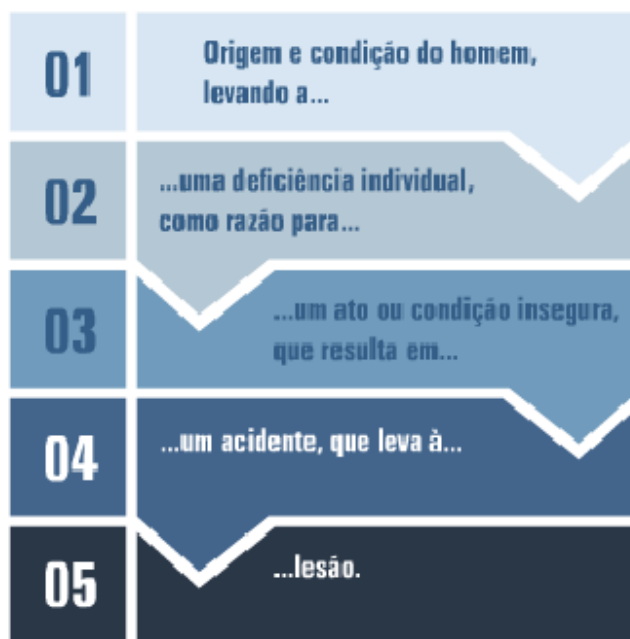


Figura 2: Teoria de Heinrich

Fonte: Curso básico de prevenção de acidentes aeronáuticos – CENIPA(2015)

No Brasil, o órgão responsável pela investigação e prevenção de acidentes aeronáuticos é o CENIPA (Centro de Investigação e Prevenção de Acidentes).É uma Organização do comando da Aeronáutica prevista pelo Decreto n 6.834, de 30 de abril de 2009, cuja finalidade é planejar, gerenciar, controlar e executar as atividades relacionadas com a prevenção e investigação de acidentes aeronáuticos.

Através disto, o CENIPA utiliza-se por meio de reportes voluntários de ocorrências que podem vir a provocar um acidente ou incidente. Os instrumentos que contribuem significativamente para a mitigação das ocorrências aeronáuticas: Relatório de Prevenção (RELPREV), Relatório ao CENIPA para a Segurança de Voo (RCSV), reportes de Risco da Fauna e do Risco Baloeiro.

Na maioria das empresas aéreas, inclusive no meio militar, a promoção de segurança é apoiada no uso facultativo e integrado de Relatórios de Prevenção (RELPREV), que por meio destes consegue identificar possíveis falhas futuras e podem ser uteis para o aprendizado organizacional.

O fator humano na manutenção é um dos casos a ser estudados, pois a partir de seus atos, acidentes futuros podem ocorrer. Nas figuras abaixo, pode-se observar o percentual de fatores contribuintes identificados em investigações de acidentes e incidentes aeronáuticos, ocorridos entre 2006 e 2015.

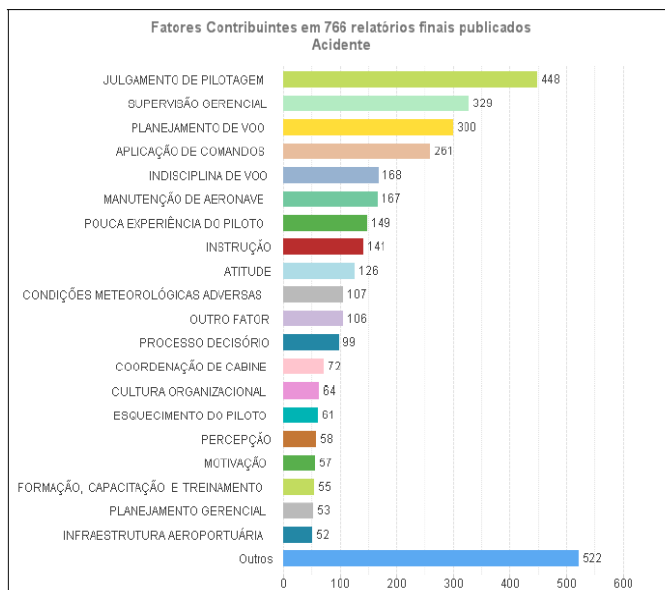


Figura 3: Percentual de fatores contribuintes identificados em investigações de acidentes aeronáuticos, ocorridos entre 2006 e 2015

Fonte: CENIPA- Panorama de Ocorrências aeronáuticas 2016 (p.31)

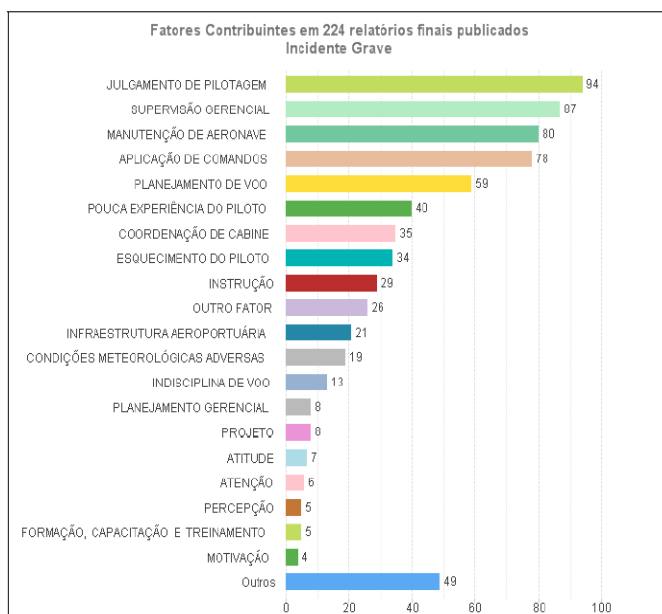


Figura 4: Percentual de fatores contribuintes identificados em investigações de incidentes graves, ocorridos entre 2006 e 2015

Fonte: CENIPA- Panorama de Ocorrências aeronáuticas 2016 (p.32)

Os dados foram retirados de relatórios finais, feitos após toda a investigação do acidente ou incidente pelo CENIPA. Em ambas as figuras acima, mostram um elevado índice de acidente ou incidente grave causado devido à manutenção de aeronave.

Segundo a International Civil Aviation Organization (ICAO), o elemento humano é “a parte mais flexível, adaptável e valiosa dentro do sistema aeronáutico, mas é também a que está mais vulnerável às influências externas que poderão vir a afetar negativamente o seu desempenho”.

Devido à estes índices, é necessário investir na segurança de voo a partir da manutenção, pois os fatores humanos estão ligados diretamente à uma má manutenção; como despreparo técnico, falta de motivação, estresse e até mesmo o reconhecimento por parte do empregador pode contribuir de maneira positiva ou negativa. É necessário treinamento competente para abranger todo o sistema.

RECOMENDAÇÕES DA ICAO PARA UM TREINAMENTO EFETIVO

Através dos anos podemos acompanhar acidentes relacionados aos erros de pilotos por meio de gerenciamento de cabine ou até mesmo por causa do controle de tráfego aéreo. Esses acidentes podem ter ocorrido em virtude de uma escolha errada do piloto, um procedimento não eficaz, uma falha de comunicação entre controle e piloto ou até mesmo por questões de orgulho, não seguindo os procedimentos corretos após uma falha no avião. Esses fatos sempre as pessoas envolvidas estão presentes, porém o erro gerado pela manutenção faz com que a falha muitas vezes não ocorra na hora, mas sim dias ou meses após, como podemos observar no relatório final do CENIPA.

Como podemos constatar no relatório, conforme ANEXO A – Relatório Final Simplificado, o incidente ocorreu muito tempo depois da referida manutenção, o motor estava com 842 horas e 08 minutos voadas após a última revisão geral e 13 horas e 20 minutos voadas após a última Inspeção Anual de Manutenção. É necessário prevenir através de treinamentos técnicos e motivacionais, pois a segurança de voo depende do correto manutenção das aeronaves.

Para cada setor da aviação, seja para tripulação, controladores de tráfego aéreo ou técnicos de manutenção existe certo tipo de treinamento, isso é ditado em normas internacionais. Antigamente o treinamento para a manutenção de aeronaves baseava-se no Gerenciamento de Recursos de Tripulantes (CRM), porém por ser diretamente ligado ao gerenciamento de cabine, cujo público alvo são os tripulantes da aeronave, o CRM não foi aceito na aplicação aos técnicos de manutenção.

Algumas práticas internacionais são distintas no que se refere à aplicação do treinamento, pois são fatores relacionados à cultura do local, fisiologia, ergonomia, ciências sociais e ciências comportamentais. Outros fatores também influenciam; como o conhecimento a respeito do assunto e formação profissional.

O curso a ser ministrado é de total responsabilidade da empresa de manutenção, estas porém, podem desenvolver seu próprio curso ou contratar uma instituição para a formação adequada de seus mantenedores. O treinamento deve ser realizado para todos os setores da manutenção.

- Pessoal de gestão (superior, médio e supervisor);
- Investigadores de acidentes / incidentes;
- Inspetores de manutenção;
- Instrutores de segurança de voo;
- Engenheiros de programas de planejamento e manutenção;
- Engenheiros de Manutenção Aeronáutica (AME) e mecânica;
- Pessoal de controle de qualidade;
- Suprimento;
- Compras;
- Operadores de equipamentos terrestres;

O treinamento de pessoal não deve ser tratado de maneira que seja desprezado pelos seus discentes. Alguns tópicos são considerados na norma internacional, como por exemplo:

- Deve ser visto como importante pelo público alvo;
- Demonstrar a sua importância e as mudanças devido à sua aplicação;
- O instrutor deve estar aberto para críticas, de forma a melhorar as técnicas de treinamento;
- E demonstrar as diferenças de habilidade e experiência.

O conhecimento dos ouvintes deve ser levado em conta, pois será isto que determinará o foco do treinamento. Para uma formação adequada, deve-se seguir os tópicos conforme recomendação internacional:

- Clareza na aprendizagem teórica e prática entre instrutor e instruído;
- Utilização de briefing, debriefing e exercícios práticos;
- Aprendizagem baseada na experiência no decorrer do cotidiano, utilização de exercícios em grupo; e
- Habilidade, conhecimentos necessários.

Seguindo esses conceitos, o curso a ser ministrado, deve gerar interesse por parte de todos. O instrutor deve ser motivado para que seus alunos demonstrem interesse em colocar em prática os assuntos abordados.

Uma das maneiras de se elevar a consciência situacional, condição em que seus mantenedores e tripulação fiquem mais atentos, é através do curso de MRM (Maintenance Resource Management). Tem como foco abordar assuntos do cotidiano

relacionados à aviação em geral e fatos ocorridos na organização. Cada empresa pode criar seu modo operante, técnicas que englobe discussões e atividades em grupo, despertando assim o interesse de seus ouvintes.

O Gerenciamento de Recursos de Manutenção é um método que visa melhorar a comunicação, a eficácia no trabalho realizado reduzindo assim os erros de manutenção e a segurança nas operações de manutenção. O MRM é usado também para mudar a cultura de segurança da empresa, ou seja, permite que o indivíduo tenha um pensamento positivo a respeito do assunto, fazendo assim que não tenha receio de reportar erros durante a manutenção, pois o reporte não terá caráter punitivo e sim para que sirva de contribuição a segurança aeronáutica. O curso melhora não só a parte psicológica dos funcionários, mas também aumenta a interação entre eles, melhorando assim o fluxo das informações.

O segredo para um programa bem sucedido começa pela motivação e a vontade de se querer realiza-lo, deve ser visto como algo bom e único pelos seus ouvintes e apoiado pelos seus administradores.

RESULTADOS

Após análise que inúmeros Relatórios Finais gerados pelo CENIPA e pesquisas em artigos chega-se à alguns resultados que iremos mostrar adiante.

Os fatores humanos são os principais causadores de acidentes e incidentes aeronáuticos, alguns são identificados instantaneamente, pois a decisão da tripulação mediante a uma falha do equipamento pode ocasionar o acidente [4]. Ao contrário, o erro na manutenção ou a falha de um processo na fabricação, muitas vezes só será identificado após anos de utilização da aeronave.

Portanto é necessário que a empresa invista na prevenção, e um dos métodos mais simples é a confecção de relatórios de prevenção, os quais fazem com que os mantenedores, tripulações, controladores e todos os envolvidos direta ou indiretamente com a aviação, estejam com sua consciência situacional elevada, garantindo assim que não haja prejuízo material e o mais importante às vidas.

As empresas que investiram em CRM e MRM; assim também no meio militar, obtiveram um aumento significativo de reportes voluntários e conseqüentemente uma queda nos índices de ocorrências com aeronaves. É primordial que as empresas estejam atentas à motivação de seus funcionários, pois um mecânico ou piloto sem o comprometimento adequado pode acarretar falhas no seu julgamento.

CONSIDERAÇÕES FINAIS

O desenvolvimento do presente estudo; através de pesquisas em artigos e documentos aeronáuticos, possibilitou uma análise de como os procedimentos de segurança adotados cotidianamente são de suma importância para se antecipar a

qualquer tipo de situação dentro de hangares, oficinas de manutenção e aeródromos, que possa ocasionar um incidente ou até mesmo acidente aéreo. Além disso, também permitiu uma pesquisa de campo, onde se obteve dados relativos aos principais fatores contribuintes, fatores humanos influenciadores, e métodos capazes de diminuir os riscos à aviação.

Ao levantar dados do CENIPA – Centro de Investigação e Prevenção de Acidentes Aeronáuticos, relacionados à aviação, investigando as causas dos acidentes, observa-se uma grande influência humana nos possíveis erros, tanto erros na manutenção como na operacionalidade da aeronave em questão. Então, conclui-se que os processos de segurança de voo não foram devidamente todos realizados, ou existiu uma quebra de sequência por parte de algum militar envolvido ocasionando os acidentes analisados.

Os métodos de treinamento visando à segurança de voo que foram analisados e estabelecidos pelos órgãos responsáveis, se mostram efetivos até certo momento, pois a sequência de repetições dos procedimentos adotados traz um excesso de confiança ao operador, tornando ineficaz a segurança de todo um trabalho, uma vez que essa confiança excessiva faz com que o mesmo operador deixe de utilizar processos importantes como, as consultas às ordens técnicas entre outros, devido à confiança na memória ou pelo aumento da experiência profissional. Os métodos de treinamentos voltados à segurança operacional defendem justamente o contrário, que independente do quanto conheça o processo, do quanto sejam experientes profissionalmente, deve-se seguir a risca todas as etapas de segurança, evitando assim, possíveis erros humanos ligados à quebra sequencial. Então a importância do assunto, torna-se necessário o desenvolvimento de formas de se evitar possíveis quebras de sequência devido ao excesso de confiança. Uma das formas discutidas por esse trabalho acadêmico seria a realização semanal de reuniões de operadores para se discutir possíveis incidentes e fatos ocorridos tanto no voo como na manutenção rotineiras, tendo como objetivo único transparecer quais fatores contribuíram para o incidente como as ações corretivas a serem tomadas para se evitar posteriores acidentes.

Nesse sentido observa-se que a utilização correta de métodos de segurança se torna extremamente necessário, mantendo assim uma operação aérea sólida e segura tanto em voo nos translados aéreos como no solo nos ambientes de manutenção. Conseqüentemente com a evolução das tecnologias que envolvem a aviação, é necessário que os órgãos que tratam da segurança em voo evoluam na mesma proporção ou até mesmo esteja mais à frente, para que os artifícios usados para manter a aviação segura sejam suficientes para assegurar a integridade física dos que utilizam da aviação.

REFERÊNCIAS

BAUER, Rosana Conceição. **A dissonância cognitiva, na base dos erros humanos e dos erros do**

sistema. **Conexão SIPAER**, Brasília, DF, v. 4, n. 2, p.103-128, mar. 2013.

BOTTO, Livia Cardoso Junqueira. **Reconhecimento no trabalho: relevância para a saúde e segurança na atividade aérea. Conexão SIPAER**, Rio de Janeiro, RJ, v. 6, n. 1, p.43-47, abr. 2015.

BRASIL. CENIPA. Comando da Aeronáutica. **Curso básico de prevenção de acidentes aeronáuticos**. Brasília: ANAC, 2014. 140 p.

BRASIL. CENIPA. Comando da Aeronáutica. **O que é investigação?** 2017. Disponível em: <<http://www2.fab.mil.br/cenipa/index.php/investigacoes>>. Acesso em: 15 mai. 2017.

BRASIL. CENIPA. Comando da Aeronáutica. **Missão**. 2017. Disponível em: <<http://www2.fab.mil.br/cenipa/index.php/missao>>. Acesso em: 22 maio 2017.

BRASIL. CENIPA. Comando da Aeronáutica. **Relatório final simplificado: A-115/CENIPA/2014**. 2014. Disponível em: <<http://prevencao.potter.net.br/detalhe/51596/PTESM>>. Acesso em: 30 mar. 2017.

BRASIL. CENIPA. Comando da Aeronáutica. **Relatório final simplificado: A-014/CENIPA/2011**. 2011. Disponível em: <<http://prevencao.potter.net.br/detalhe/52982/PTBMR>>. Acesso em: 30 mar. 2017.

BRASIL. CENIPA. Comando da Aeronáutica. **Relatório final simplificado: IG-035/CENIPA/2015**. 2015. Disponível em: <<http://prevencao.potter.net.br/detalhe/53152/PTYPB>>. Acesso em: 30 mar. 2017.

BRASIL. CENIPA. Comando da Aeronáutica. **Relatório final simplificado: A-056/CENIPA/2015**. 2015. Disponível em: <<http://prevencao.potter.net.br/detalhe/53198>>. Acesso em: 31 mar. 2017.

BRASIL. CENIPA. Comando da Aeronáutica. **Relatório Final Simplificado: A-086/CENIPA/2015**. 2015. Disponível em: <<http://prevencao.potter.net.br/detalhe/53324/PTBHC>>. Acesso em: 31 mar. 2017.

BRASIL. CENIPA. Comando da Aeronáutica. **Relatório final simplificado: A-149/CENIPA/2016**. 2016. Disponível em: <<http://prevencao.potter.net.br/detalhe/66048/PRLFA>>. Acesso em: 31 mar. 2017.

BRASIL. CENIPA. Comando da Aeronáutica. **Relatório final simplificado: A-025/CENIPA/2017**. 2017. Disponível em: <<http://prevencao.potter.net.br/detalhe/66394/PRORL>>. Acesso em: 01 abr. 2017.

BRASIL. CENIPA. Comando da Aeronáutica. **Relatório final simplificado: A-214/CENIPA/2014**. 2014. Disponível em: <<http://prevencao.potter.net.br/detalhe/52945/PTBQD>>. Acesso em: 29 maio 2017.

COMMITMENT, Corporate Safety Culture. **Operator's: Flight Safety Handbook. 2000**. Disponível em: <https://flightsafety.org/files/OFSH_english.pdf>. Acesso em: 15 maio 2017.

FCA58-1 OCORRÊNCIAS AERONÁUTICAS. CENIPA. Comando da Aeronáutica. **Ocorrências Aeronáuticas: Panorama Estatístico da Aviação Brasileira**. 2016. Disponível em: <http://www.cenipa.aer.mil.br/cenipa/Anexos/panorama_2016.pdf>. Acesso em: 20 maio 2017.

ICAO -HUMAN FACTOR TRAINING MANUAL, 1998, Montreal. **Doc 9683-AN/950**. Montreal, Canada: Atc Training, 1998. 302 p.

INTERNATIONAL CIVIL AVIATION ORGANIZATION (ICAO). **Doc 9824-AN/450**. Human Factors

Guidelines for Aircraft Maintenance Manual. Montreal, Canadá: Atc Training, 2003. 147 p.

LIMA, Gustavo Pedro Vieira; SILVA, Tammyse Araújo da. **Fatores Humanos no Gerenciamento da Segurança Operacional. Conexão SIPAER**, Goiânia, Go, v. 7, n. 1, p.13-24, jan. 2016.

LIMA, Renato; RIBEIRO, Selma Leal de Oliveira. **Reporte de erros e violações na aviação: a avaliação de condutas inaceitáveis. Conexão SIPAER**, São José dos Campos, Sp, v. 4, n. 2, p.6-24, mar. 2013.

SERRA, Paulo Roberto Serra. **Fatores Humanos em manutenção de aeronaves. IPEV**, São José dos Campos, SP,v.1, n.9, p.46-54, set.2004.

SOUZA, Fernanda Evelin Camarço de; SOUZA, Amilton Barreira de. **O processo educativo envolvido na implantação do Corporate Resource Management na Gol Linhas Aéreas Inteligentes. Conexão SIPAER**, São Paulo, SP, v. 6, n. 1, p.29-34, abr. 2015.

TISSOT, Izabela. Fatores humanos na aviação civil. **ANAC - Carta de Segurança Operacional**, São Paulo, SP, v. 5, n. 1, p.5-6, maio 2014.

ANEXO A – Relatório Final Simplificado



COMANDO DA AERONÁUTICA CENTRO DE INVESTIGAÇÃO E PREVENÇÃO DE ACIDENTES AERONÁUTICOS



ADVERTÊNCIA

O único objetivo das investigações realizadas pelo Sistema de Investigação e Prevenção de Acidentes Aeronáuticos (SIPAER) é a prevenção de futuros acidentes aeronáuticos. De acordo com o Anexo 13 da Organização de Aviação Civil Internacional (OACI), da qual o Brasil é país signatário, o propósito desta atividade não é determinar culpa ou responsabilidade. Este Relatório Final Simplificado, cuja conclusão baseia-se em fatos, hipóteses ou na combinação de ambos, objetiva exclusivamente a prevenção de acidentes aeronáuticos. O uso deste Relatório Final Simplificado para qualquer outro propósito poderá induzir a interpretações errôneas e trazer efeitos adversos à Prevenção de Acidentes Aeronáuticos. Este Relatório Final Simplificado é elaborado com base na coleta de dados, conforme previsto na NSCA 3-13 (Protocolos de Investigação de Ocorrências Aeronáuticas da Aviação Civil conduzidas pelo Estado Brasileiro).

RELATÓRIO FINAL SIMPLIFICADO

1. Informações Factuais

1.1. Informações Gerais

1.1.1 Dados da Ocorrência

DADOS DA OCORRÊNCIA			
Nº DA OCORRÊNCIA	DATA - HORA	INVESTIGAÇÃO	SUMA Nº
214/A/2014	30/DEZ/2014 - 20:00 (UTC)	SERIPA IV	A-214/CENIPA/2014
CLASSIFICAÇÃO DA OCORRÊNCIA	TIPO DA OCORRÊNCIA	COORDENADAS	
ACIDENTE	FALHA DO MOTOR EM VOO	20°08'37"S	055°11'38"W
LOCALIDADE	MUNICÍPIO	UF	
PONTE DO GREGO	AQUIDAUANA	MS	

1.1.2 Dados da Aeronave

DADOS DA AERONAVE		
MATRÍCULA	FABRICANTE	MODELO
PT-BQD	BEECH AIRCRAFT	N35
OPERADOR	REGISTRO	OPERAÇÃO
PARTICULAR	TPP	PRIVADA

1.1.3 Pessoas a Bordo / Lesões / Danos Materiais

PESSOAS A BORDO / LESÕES / DANOS À AERONAVE							
A BORDO		LESÕES					DANOS À AERONAVE
		Ileso	Leve	Grave	Fatal	Desconhecido	
Tripulantes	1	1				Nenhum	
Passageiros	1	1				Leve	
Total	2	2				<input checked="" type="checkbox"/> Substancial	
						<input type="checkbox"/> Destruída	
Terceiros						<input type="checkbox"/> Desconhecido	

2. Histórico do voo

A aeronave decolou do aeródromo da Fazenda Bandeirantes (SJDX), no município de Aquidauana, MS, com destino ao aeródromo da Estância Teruel Ipanema (SSIE), no município de Campo Grande, MS, com um piloto e um passageiro a bordo.

Quinze minutos após a decolagem houve uma falha de motor, acarretando um pouso forçado em uma área de campo no município de Aquidauana, MS.

A aeronave teve danos substanciais.

O piloto e o passageiro saíram ilesos.



Figura 1 – Visão frontal da aeronave após o pouso forçado. |

3. Comentários/Pesquisas

Quando nivelado no FL055, quinze minutos após a decolagem, o piloto percebeu queda na pressão de óleo do motor, seguida por trepidação e disparo de RPM da hélice. Na sequência ocorreu o travamento do motor.

O motor Continental IO-520-BB(6) que equipava a aeronave contava com 842h08min após a última revisão geral e 13h20min após a última Inspeção Anual de Manutenção (IAM).

Os indícios encontrados no motor, principalmente um furo na parte superior da semicarcaça esquerda, na altura do cilindro 6, portanto na parte frontal, apontavam para uma falha de motor. Conseqüentemente este foi submetido à inspeção e desmontagem em oficina homologada pela ANAC para análise por especialista do Instituto de Aeronáutica e Espaço (IAE), do Departamento de Ciência e Tecnologia Aeroespacial (DCTA), acompanhado pelos investigadores do Quarto Serviço Regional de Investigação e Prevenção de Acidentes Aeronáuticos (SERIPA IV).



Figura 2 – Visão do dano no motor.

O resultado dessa análise foi a identificação de que a falha no motor foi iniciada no cilindro 5 ou no cilindro 6. Foi observado também que ocorreu o rompimento dos parafusos que mantêm as bielas desses cilindros solidárias à árvore de manivelas. Pelo fato de não terem sido encontrados todos os segmentos desses parafusos durante a desmontagem, não foi possível determinar a causa primária da falha.

Folga ou desgaste excessivo nas bronzinas das bielas, rompimento do parafuso da cabeça da biela ou perda de torque da porca desse mesmo parafuso são possibilidades que remetem à folga excessiva entre a cabeça da biela e o moente da árvore de manivelas, o que pode culminar nos danos que foram observados durante a desmontagem deste motor.

As hipóteses que poderiam explicar essa falha recaem sobre a manutenção da aeronave, quer seja pela reutilização de itens de troca obrigatória na revisão geral, quer seja pela montagem final do motor durante a revisão geral, no que tange ao assentamento correto de bronzinas e aplicação correta de torques.]

3.1 Fatores Contribuintes

- [Manutenção da aeronave.]

4. Fatos

- [o piloto estava com o Certificado Médico Aeronáutico (CMA) válido;
- o piloto estava com o Certificado de Habilitação Técnica (CHT) válido;
- a aeronave estava com o Certificado de Aeronavegabilidade (CA) válido;
- a aeronave estava dentro dos limites de peso e balanceamento;
- as cadernetas de célula, motor e hélice estavam atualizadas;
- o piloto decolou do aeródromo da Fazenda Bandeirantes (SJDx), no município de Aquidauana, MS, com destino ao aeródromo da Estância Teruel Ipanema (SSIE), no município de Campo Grande, MS;
- as condições meteorológicas no momento do acidente eram favoráveis ao voo visual;
- a falha do motor foi iniciada no cilindro 5 ou 6;

3 de 4

- i) ocorreu o rompimento do parafuso que mantém as bielas desses cilindros solidárias à árvore de manivelas;
- j) a aeronave teve danos substanciais no motor, no trem de pouso, fuselagem e asa direita; e
- k) o piloto e o passageiro saíram ilesos.

5. Ações Corretivas adotadas

[Nada a relatar.]

6. Recomendações de Segurança

[Não há.]

Em, [23 de junho de 2016.]



VANTAGENS DA MANUTENÇÃO PREDITIVA PARA UNIDADES DE ARMAZENAMENTO E TRANSPORTE DE DERIVADOS DE PETRÓLEO

Luriane Pamplona dos Santos Barbosa

Faculdade Estácio de Belém

Belém – Pará

Rodrigo de Cássio Vieira da Silva

Faculdade Estácio de Belém

Belém – Pará

Thiago Eymar da Silva Oliveira

Faculdade Estácio de Belém

Belém – Pará

Arielly Assunção Pereira

Faculdade Estácio de Belém

Belém – Pará

Roger Barros da Cruz

Faculdade Estácio de Belém

Belém – Pará

RESUMO: Este artigo demonstra uma abordagem sobre as vantagens que a Certificação SPIE (Serviço Próprio de Inspeção de Equipamentos), na busca da melhor estratégia de manutenção dos equipamentos, recomendada a diversas empresas do ramo industrial que pretendam adotar esta certificação como desafio (inovação). Quando se trata de equipamentos da linha industrial o custo com manutenção é relevante, a ponto, deste impactar diretamente na produtividade. Através das técnicas advindas com o SPIE tem-se a possibilidade de influenciar positivamente

e contribuir para a organização do processo, lucratividade, produtividade e segurança. As técnicas de manutenção preditiva aplicadas neste artigo têm como objetivo a realização de estudo a partir da coleta de dados e análise de relatórios técnicos bem como pesquisas, observações, classificação e interpretação de fatos ocorridos em inspeções e manutenções de dois tanques do tipo esfera de armazenamento de gás GLP. O método principal abordado será um grupo de técnicas desenvolvidas pela manutenção preditiva que compõem o SPIE, no intuito de descrever um caso de integração de informações, critérios e práticas, criando uma consistência maior determinante para o aumento do intervalo de manutenção sem prejudicar o estado físico do equipamento sendo assertivo na determinação do novo intervalo, aumentando a confiabilidade na gestão do ativo.

PALAVRAS-CHAVE: Gestão da Manutenção, Serviço Próprio de Inspeção de Equipamento, Redução de Custos.

ABSTRACT: This article demonstrates an approach to the advantages of the SPIE (Self Inspection of Equipment) Certification, the search for the best equipment maintenance strategy, recommended to several companies in the industrial sector that wish to adopt this certification as a challenge (innovation). When it comes to equipment of the industrial line the

cost with maintenance is relevant, to the point, of this directly impact on productivity. Through the techniques that come with SPIE, one has the possibility to positively influence and contribute to the organization of the process, profitability and productivity. The predictive maintenance techniques applied in this article have the objective of carrying out a study from data collection and analysis of technical reports as well as research, observations, classification and interpretation of facts occurred in inspections and maintenance of a tank ball type tank of LPG gas. The main method will be a group of techniques developed by the predictive maintenance that integrate the SPIE, in order to describe a case of integration of information, criteria and practices, creating a greater consistency determinant for the increase of the maintenance interval without damaging the physical state of the equipment being assertive in determining the 'new' interval, generating reliability in asset management.

KEYWORDS: Maintenance Management, Self-Service Equipment Inspection, Cost Reduction.

1 | INTRODUÇÃO

De acordo com a Norma ABNT-NBR 5462-1994 Manutenção é: “Definida como o conjunto de ações técnicas e administrativas, destinadas a manter ou recolocar um item em um estado no qual ele possa desempenhar sua função requerida”. Manutenção que permite garantir uma qualidade de serviço desejado, com base na aplicação sistemática de técnicas de análise, para reduzir ao mínimo a manutenção preventiva e a manutenção corretiva que nada mais é do que uma manutenção preventiva baseada na condição do equipamento.

Redução dos custos de manutenção sempre foi um desafio para a engenharia, já que a manutenção é um fator estratégico para a indústria, conforme demonstrado pelos dados fornecidos pela Associação Brasileira de Manutenção – (ABRAMAN, 2013), o Brasil teve um custo de manutenção por faturamento bruto correspondente a 4,7% do PIB contra a média mundial de 4,2%, baseando-se nisso e buscando diversas ferramentas para redução dos custos com manutenção, serão exploradas neste trabalho as vantagens da Certificação SPIE, concedida pelo INMETRO e presente como Anexo II da Norma Regulamentadora -13, para dois tanques de armazenamento de GLP, que se baseia na dilatação dos prazos de paradas dos equipamentos para manutenção, a partir de históricos de inspeções e manutenções rastreáveis garantidores da continuidade operacional do equipamento controlado com segurança e plena eficiência (ABRAMAN, 2013).

O objetivo geral deste trabalho é mostrar que através do Sistema de manutenção preditiva podemos aplicar várias técnicas que visam reduzir os custos com a manutenção na indústria de derivados de Petróleo, demonstrando que as estratégias mais adequadas poderão ser aplicadas depois de um histórico de dados presentes.

Objetivos específicos deste trabalho visam aplicar a certificação SPIE que técnicas de manutenção preditiva adequadas para acompanhar o desenvolvimento do equipamento resultando em aumento da confiabilidade dos equipamentos e redução os custos com manutenção tendo como objeto de estudo um grupo de equipamentos da linha de produção e armazenamento de Gás GLP. Com históricos de relatórios técnicos reais, resultados de estudos teóricos e fazendo uma análise de degradação material no ambiente podemos estender esse intervalo de manutenção preditiva.

O Gás Liquefeito de Petróleo (GLP) é uma substância que provém da mistura de hidrocarbonetos sendo os mais relevantes, o butano e o propano, advindo da refinação do petróleo através do processo de craqueamento catalítico. Sendo que apenas se torna liquefeito quando armazenados em botijões ou tanques pressurizados (esferas) de aço a pressões de 6 a 8 kgf/cm². Por segurança, estes recipientes são projetados na construção, o uso de materiais com a capacidade mecânica para aguentar pressões de até 17 kgf/cm². Estes recipientes são projetados para suportar até 85% de sua capacidade, pois os 15% é de espaço livre para a vaporização natural do produto que ocorre com a troca de calor entre a parede e o GLP na forma líquida (PETROBRÁS, 2018). São classificados na NR-13 como vasos de pressão, equipamentos que contêm fluidos sob pressão interna ou externa, diferente da atmosférica. Devido estarem expostos a diversas condições de ambiente e processos se faz necessário prever possível deterioração, através de pesquisas em literatura técnica e históricos de inspeções externas e internas.

2 | REFERÊNCIAL TEÓRICO

2.1 Surgimento da necessidade da inspeção de equipamentos.

Entre os anos 1870 a 1910, nos EUA ocorreram cerca de 10.000 explosões de caldeiras (média de 250/ano) segundo dados da Associação Norte-americana de Engenheiros Mecânicos (ASME). Nos anos posteriores foram registrados aproximadamente 1300 e 1400 acidentes ocasionados por explosões de caldeiras e vasos de pressão, gerando um número absurdo de 50.000 mortes e deixando cerca de 2 milhões de feridos anualmente.

Com a situação crítica, ficava evidente para a sociedade que precisavam urgentemente regulamentar os projetos, fabricação e materiais das caldeiras e vasos de pressão, bem como capacitar a equipe operacional para acompanhar as condições físicas e deterioração das caldeiras.

Após a ocorrência de um acidente em uma fábrica em Massachussets - EUA, em 1905, onde a caldeira explodiu atravessando um teto de dois andares chegando a vizinhança, deixando 58 mortos e 117 feridos, foi iniciado a primeira regulamentação em 1908, criando o primeiro código estadual norte-americano de projeto e fabricação de caldeiras.

Em 1911 foi criada uma comissão pela ASME, com o objetivo de unificar as informações úteis e gerar um único documento. Em 1914, em uma memorável reunião foi finalmente aprovada a Seção I do seu largamente reconhecido “Boiler and Pressure Vessels Code” (Código de Caldeiras e Vasos de Pressão) que regulamenta o projeto e construção de Caldeiras (CHAINHO, 2011).

Mais tarde em 1919, foi fundada a National Board (Comissão Nacional de Inspetores de Caldeiras e Vasos de Pressão), com o objetivo de capacitar os profissionais para acompanhar as condições físicas e deterioração das caldeiras.

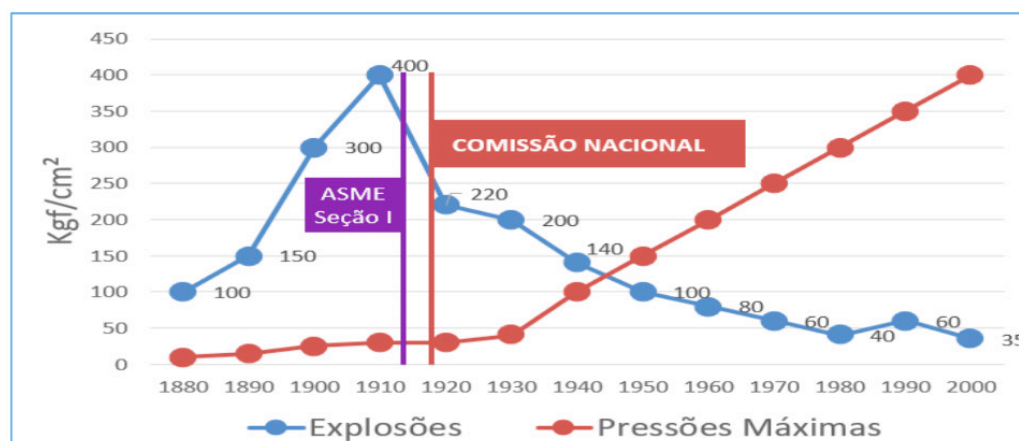


Figura 1: Gráfico do impacto da seção I do código ASME e da Fundação National Board.

Fonte: Adaptado de: CHAINHO (2011).

A figura 1, demonstra o forte impacto dos dois acontecimentos na ocorrência de explosões de caldeiras e vasos de pressão, onde os números de acidentes foram reduzidos a partir de então, mesmo com a elevação das pressões de trabalho, decorrente da evolução tecnológica advinda ao longo dos anos, o número de explosões foram reduzindo bruscamente graças as medidas de segurança adotadas a partir dos fatos ocorridos (CHAINHO, 2011).

2.2 A Elaboração da Norma Regulamentadora 13

A primeira regulamentação brasileira para Caldeiras e Vasos de Pressão foi a lei 6514 que se transformou na Norma Regulamentadora de número 13 (Caldeiras e Vasos de Pressão) pelo Ministério do Trabalho e Emprego (M.T.E) (CHAINHO, 2011).

No Brasil, após a ocorrência de vários acidentes graves envolvendo estes equipamentos (caldeiras e vasos de pressão), foi formado a Comissão Tripartite com representantes dos Trabalhadores, Empresas e Governo pelo Ministério do Trabalho, teve como missão reformular a NR-13, de forma que ela pudesse realmente expressar as reais necessidades das empresas brasileiras e assim pudesse garantir a segurança na operação das caldeiras e vasos de pressão. A NR-13 nasceu em 8 de junho de 1978 regulamentada pelo Ministério de Trabalho e Emprego do Brasil (M.T.E, 1978). A última revisão da NR-13 publicada no Diário Oficial da União (D.O.U) em 28/04/2014, portaria nº 594 incluiu um capítulo somente de equipamentos que fazem parte das caldeiras e vasos de pressão (M.T.E, 2014).

2.3 A criação do SPIE – Serviço Próprio de inspeção de Equipamentos

Em 1954, ocorreu um grande acidente na refinaria de Cubatão que era responsável por 80% dos suprimentos de quase todo mercado Brasileiro. Este acidente provocou a morte de 3 pessoas e grandes danos a instalação, comprometendo gravemente os suprimentos do mercado, abalando a sobrevivência da Petrobrás (criada a apenas 4 anos) no monopólio estatal do petróleo. A partir deste acontecimento que tomou grandes proporções, a Petrobrás se posicionou quanto o papel da inspeção de equipamentos sendo melhor compreendido e alocados recursos necessários para sua efetiva atuação, a demais diversos acidentes contribuíram para esta mudança de pensamento.

Estes acontecimentos marcaram sem dúvida o nascimento da Inspeção de Equipamentos no setor industrial brasileiro (CHAINHO, 2011).

Em 1994, foi revisada e incorporada a NR-13 o anexo II que trata dos requisitos necessários para a implementação do SPIE. O anexo estabelece intervalos de manutenção maiores que os usuais para as organizações que possuem o SPIE, possibilita a extensão dos prazos máximos de inspeção e ao mesmo tempo mantém a confiabilidade do equipamento por mais tempo. Com este prazo dilatado, resulta diretamente na redução de custos significativos com inspeção em serviço e de paradas nas linhas de produção. O SPIE foca em estratégia incorporada na prevenção de acidentes.

O Instituto Brasileiro do Petróleo, (IBP, 2001) se submeteu a um processo de credenciamento sendo aprovado pelo Inmetro para implementar o processo de certificação da SPIE em nome do governo brasileiro. Sendo publicado no mesmo ano pelo Inmetro a portaria nº 16 onde descreve os requisitos básicos para a obtenção da certificação SPIE (CHAINHO, 2011).

O SPIE é certificado pelo INMETRO ou um organismo credenciado ao Instituto Brasileiro do Petróleo (IBP), e possui alguns benefícios relacionado ao aumento dos intervalos de manutenção como: Primeiramente assegurar a vida; Estender a vida útil dos ativos além do limite estabelecido no projeto; Redução de paradas inesperadas da produção, conseqüentemente aumentando a confiabilidade do equipamento; Redução de vazamentos e descontroles operacionais contribuindo para a preservação do meio ambiente; Melhorar a qualidade dos produtos e serviços através da manutenção dos parâmetros operacionais; Redução de Custos decorrentes de prêmios com seguro, perdas de produção, dentre outros.

2.3 Os requisitos necessários para implementação do SPIE

Para obter a Certificação de SPIE, as empresas têm de seguir 62 requisitos que são regulamentados pelo Ministério do Trabalho e Inmetro. Além disso, o Instituto realiza avaliações anuais para verificar se o SPIE continua mantendo o perfil avaliado

anteriormente. O processo todo é acompanhado e avaliado periodicamente pela Coordenação Geral de Acreditação Cgcre/INMETRO.

Os SPIEs devem ter alguns requisitos mínimos atendidos, para obter a certificação, abaixo listamos as mais importantes segundo (NR-13, MTE, 1994):

Todos os profissionais sejam eles próprios (concursados), com dedicação exclusiva, formação, qualificação e treinamentos compatíveis, bem como os profissionais contratados para realização dos END (Ensaio Não Destrutivo) devem ser certificados no SNQC (Sistema Nacional de Qualificação e Certificação de Pessoas) gerido pela ABENDI (Associação Brasileira de Ensaio Não Destrutivo), organismo acreditado pelo INMETRO (Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia) do Ministério do Desenvolvimento, Indústria e Comércio Exterior, como Organismo de Certificação de Pessoas, conforme a Norma ABNT NBR ISO 17024, para qualificação e certificação de pessoas em END, baseada nos critérios da Norma ABNT NBR ISO 9712, além disso outros serviços eventuais devem contar com pessoal selecionado e avaliado seguindo critérios do pessoal próprio.

Deve existir um responsável formalmente designado; Deve existir pelo menos um “Profissional Habilitado” (PH); Para o devido dimensionamento do efetivo mínimo, deve ser seguido o roteiro de cálculo presente no anexo A da Portaria INMETRO 537/2015; Deve-se manter um arquivo técnico atualizado e mecanismos para distribuição de informações quando requeridas; Deve-se contar com procedimentos escritos para as principais atividades executadas; Deve-se ter aparelhagem condizente com a execução das atividades propostas. Cabe destacar os principais ensaios não destrutivos utilizados ao longo do processo de certificação, bem como da manutenção desta certificação:

Inspeção visual A inspeção visual é uma técnica subjetiva executada apenas com a visão, podendo ou não receber auxílio de instrumento óptico (CARVALHO, 2008), junto à abertura de flanges, podendo ser verificada a condição interna e externa do equipamento na região próxima a esse local. A inspeções visual interna e externa dos equipamentos são regidas pela norma Petrobras N-2414 Inspeção em Serviço em Esferas de Armazenamento;

Medição de espessura por Ultrassom: Método utilizado para determinar a espessura e a vida remanescente do equipamento ou o sistema do equipamento, através de uma estimativa da sua taxa de corrosão. Pode ser realizada a frio ou a quente, desde que aplicadas às devidas correções. A norma vigente para este ensaio é a ABNT NBR 15824:2012 - Ensaio não destrutivo - Ultrassom - Medição de espessura.

Inspeção por ACFM: A técnica de medição de campo magnético alternado ACFM (Alternating Current Field Measurement) foi desenvolvida para determinar as dimensões de trincas e monitorar o seu crescimento. Depende da medição de dois campos magnéticos próximos da superfície não exigindo contato elétrico. Na técnica a corrente de entrada é induzida no material fazendo com que o sistema seja sem contato

elétrico, conforme consta na norma regente deste ensaio a ABNT NBR 15248:2012 – Ensaio não destrutivo – Inspeção por ACFM (Alternating Current Field Measurement)

Inspeção por Líquido Penetrante: O líquido penetrante é um exame que permite detectar descontinuidades e defeitos que afloram a superfície de um material. Sua aplicação é nos materiais não magnéticos (CARVALHO, 2008). As normas que regem este ensaio não destrutivo são ABNT NBR NM 327:2011 - Ensaio Não Destrutivo - Líquido Penetrante – Terminologia e a ABNT NBR NM 334:2012 - Ensaio Não destrutivo - Líquidos Penetrantes - Detecção de descontinuidades;

Cada ensaio é definido através de uma análise criteriosa para se obter resultados esperados, sendo estes essenciais para avaliação da condição física do equipamento.

Se após todos os ensaios descritos acima for encontrado algum processo de deterioração no equipamento, os demais equipamentos associados a este, também devem ser inspecionados (SANTINI, 2016).

As principais vantagens apresentadas pela certificação Serviço Próprio de Inspeção de Equipamentos (SPIE) são as seguintes:

Estender os prazos de inspeção das caldeiras e vasos de pressão; Possibilidade de ampliar a campanha operacional de unidades de processo; Redução no número de intervenções de inspeção, com conseqüente redução nos custos de inspeção e de manutenção; Redução no número de partidas e paradas dos equipamentos e instalações, com conseqüente redução dos riscos de acidentes durante os transientes e a ocorrência de determinados modos de falha; Melhor distribuição das inspeções ao longo das campanhas e paradas; Gastos menores com lucro cessante e descarte de inventários; Maior faturamento e lucratividade em função da redução de dias sem; Maior segurança operacional decorrente de inspeções mais eficientes, executadas por pessoal próprio altamente capacitado e com conhecimento e experiência nas unidades de processo que irão controlar; Redução do risco de acidentes e de contaminações ambientais; Redução de prêmios de seguro; Grande aceitação pelos órgãos de fiscalização facilitando a solução compartilhada de questões pendentes; Facilita a integração entre as áreas/setores da organização/empresa; Melhora a imagem da organização/empresa junto à sociedade e ao mercado; Reconhecimento de uma organização independente (IBP), com grande representatividade no mercado; Reconhecimento do Inmetro, Ministério do Trabalho e Emprego e da sociedade.

3 | METODOLOGIA

- Pesquisa por referenciais teóricos de histórico de Inspeções e Manutenções dos equipamentos esferas EF-47001 e EF-47002;
- Pesquisa por teorias desenvolvidas sobre Manutenção com foco em Manutenção Preditiva e a certificação SPIE;

- Análise do setor de Manutenção Preditiva em Processos da Indústria de Derivados de Petróleo;
- Estudo de dados de trabalhos desenvolvidos em unidades que possuem processamento, armazenamento e transporte de derivados de petróleo que operam no Brasil;
- Foi utilizada a metodologia “Cálculo de Efetivo Mínimo” conforme manda a Portaria INMETRO nº 537/2015 para sabermos se o efetivo mínimo calculado atende plenamente as necessidades das instalações da unidade.

$$I = [F_i (1 + F_{ti} + F_t) H_{hiq}] / T$$

Equação 1: Equação Paramétrica para Cálculo de Efetivo Mínimo de Inspetores do SPIE.

Fonte: Portaria INMETRO nº 537/2015.

$$E = F_e (1 + F_{te} + F_t) \cdot H_{heq} / T$$

Equação 2: Equação Paramétrica para Cálculo de Efetivo Mínimo de Engenheiros do SPIE.

Fonte: Portaria INMETRO nº 537/2015.

3.4 Estudo de Caso

Os equipamentos objetos deste estudo estão instalados na Empresa A e classificados como vasos de pressão do tipo categoria I, segundo o item a - 13.5.4.5 da norma regulamentadora NR-13. “As inspeções de segurança periódicas interna e externa dos vasos de pressão devem obedecer aos seguintes prazos máximos a seguir:”

Segundo o Anexo II da NR-13, para estabelecimentos que possuam ou não possuam SPIE, deve ser conforme citado abaixo:

Categoria do Vaso	Exame Externo	Exame Interno
I	1 ano	3 anos
II	2 anos	4 anos
III	3 anos	6 anos
IV	4 anos	8 anos
V	5 anos	10 anos

Tabela 1: para estabelecimentos SEM SPIE.

Fonte: NR-13, MTE (1994).

Categoria do Vaso	Exame Externo	Exame Interno
I	3 anos	6 anos
II	4 anos	8 anos
III	5 anos	10 anos
IV	6 anos	12 anos
V	7 anos	a critério

Tabela 2: Para estabelecimentos COM SPIE.

Fonte: NR-13, MTE (1994)

Conforme exposto acima os vasos de pressão ao passarem por inspeções periódicas internas são submetidos a ensaios não destrutivos complementares que têm como objetivo avaliar a condição de integridade dos equipamentos conforme preconiza o item b do Anexo II da NR-13.

3.5 Roteiro das Inspeções

A inspeção é realizada por amostragem das regiões a serem inspecionadas, porém ao longo de cada ciclo máximo de 6 anos de operação, as amostragens inspecionadas devem abranger a inspeção de todos os componentes, garantindo sua efetiva avaliação de vida remanescente. Se a inspeção de uma determinada área do equipamento indicar a presença de danos relevantes, essa área deve ser ampliada.

Todas as inspeções realizadas nos equipamentos deste estudo obedecem ao plano de inspeção criado exclusivamente para cada equipamento, além disso seguem um roteiro de inspeções utilizando técnicas específicas.

Inicialmente é realizada a inspeção visual com o objetivo de verificar as condições externas e internas dos vasos, suas conexões e acessórios, bem como o isolamento térmico, a pintura, os suportes e os travamentos. Também são verificados sinais de desalinhamentos, vibrações excessivas e vazamentos. Ensaio como ACFM e ENDs, tais como LP e PM, podem ser requeridos para complementar a inspeção visual.

3.6 Relatórios de inspeção

Após a inspeção de cada equipamento foi emitido um Relatório de Inspeção, com páginas numeradas, que passa a fazer parte da sua documentação, e deve conter no mínimo: identificação do(s) equipamento(s), fluido(s) de serviço do equipamento e respectivas temperaturas e pressão de operação; data de início e término da inspeção; tipo de inspeção executada; descrição dos exames ENDs executados: os critérios de aceitação de cada END devem estar de acordo com as normas específicas do projeto; resultado das inspeções; parecer conclusivo quanto à integridade do equipamento ou da tubulação até a próxima inspeção; recomendações e providências necessárias; data prevista para a próxima inspeção; nome legível, assinatura e número do registro no conselho profissional do PH e nome legível e assinatura dos técnicos que participaram

da inspeção.

O Relatório é o documento final que registra as condições reais do equipamento em análise, neste caso as Esferas de Armazenamento de GLP.

As recomendações decorrentes da inspeção devem ser registradas e implementadas pelo empregador, com a determinação de prazos e responsáveis pela execução.

4 | RESULTADOS

Aplicando a metodologia “Cálculo de Efetivo Mínimo de Inspetores e Engenheiros” foi possível encontrar o quantitativo de profissionais necessários para uma unidade SPIE. Os seguintes valores de efetivo mínimo necessário abaixo em destaque, constata assim que a empresa possui a quantidade mínima necessária de inspetores e engenheiros lotados na unidade:

Efetivo Calculado				Atualização
Qtde de Hh Inspetor		Qtde de Hh Engenheiro		
Mínimo Parcial	0,49	Mínimo Parcial	0,08	12/11/2018
Mínimo	0,49	Mínimo	0,08	
Mínimo Arredondado	1,00	Mínimo Arredondado	1,00	

Tabela 3: Valores Calculados de Efetivo Mínimo de Inspetores e Engenheiros para a Empresa A.

Fonte: AUTORES,2018.

O objeto do estudo de caso em questão trata-se dos equipamentos Tanque / Esfera de Armazenamento de GLP EF-47001 e EF-47002 instalados na empresa A (TA-BELÉM) e identificados nas Figura 2, Tabela 3 e Gráficos 1/2/3/4/5/6, onde serão mostradas abaixo:



Figura 2: Esferas de Armazenamento de GLP.

Fonte: Autores, (2018).

A figura 2 retrata o atual estado físico dos equipamentos que operam há 36 anos sem danos ou limitações de capacidade, conforme consta nos laudos dos relatórios de inspeções externas e internas realizados ao longo desses anos, histórico valioso conciliando técnicas de manutenção preditiva e garantindo confiabilidade à unidade.

Segue abaixo a ficha técnica dos equipamentos.

Ficha Técnica dos Equipamento EF-47001 / EF-47002			
Dia	EF-47001/EF-47002	Pressão de Operação Esférica	1,72 MPa a 17 kgf/cm ²
Identificação do Equipamento	Esfera de GLP EF-47001 / EF-47002	Pressão Teste Hidrostático	(kgf/cm ²) 22, 20
SPIE Responsável	SPIE NORTE	Temperatura De Projeto	AMBIENTE (°C)
Setor Operacional Responsável	Gerência TA-NORTE	Diâmetro Nominal	18, 24 m
Localização	TA-BELÉM	Total do volume	3.180 m ³
Serviço	Armazenamento de GLP	PMTA¹	17, 50 kgf/cm ²
Tipo do Equipamento	Vaso esférico	Classe do Fluido	A
Ano Fabricação	1982	Temperatura De Trabalho	10 A 38 ° c
Fabricante	Confab	Altura Máxima Utilizada	18, 24 m
Início de Operação	1982	Espessura Calota Superior	50, 40 mm
Norma Fabricação/Ano	ASME VIII div 2 Ed 1980	Espessura Calota Inferior	53, 20 mm
Período Inspeção Prog. Externa	3 anos	Espessura Zona Equatorial	52, 90 mm
Período Inspeção Prog. Interna	6 anos	Fluido	GLP
Categoria NR 13	I	Dispositivo de Segurança:	PSV-47001A/B/C-PSV-47002A/B/C
Pressão de Projeto	17, 50 kgf/cm ²	Grupo Equipamento-Rac Inmetro²	B

Tabela 3: Ficha técnica dos Equipamentos.

⁽¹⁾ PMTA – Pressão Máxima de Trabalho Admissível

⁽²⁾ RAC – Requisitos de Avaliação da Conformidade

Fonte: MAGALHÃES, (2018).

A partir dos estudos de documentos de Projetos, Ficha Técnicas, Relatórios de Inspeções realizadas e Boletins de Medição (BM) das inspeções e manutenções dos equipamentos citados acima, obteve-se os seguintes resultados:

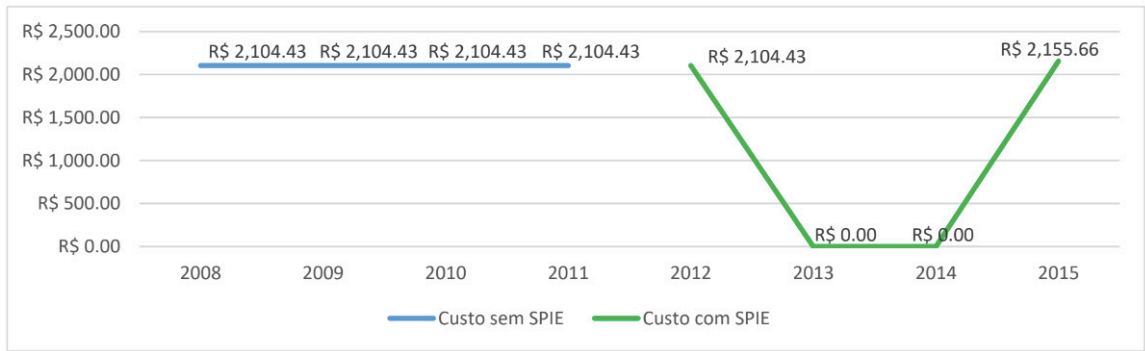


Gráfico 1: Custos com Inspeção Externa do Equipamento EF-47001.

Fonte: AUTORES, (2018).

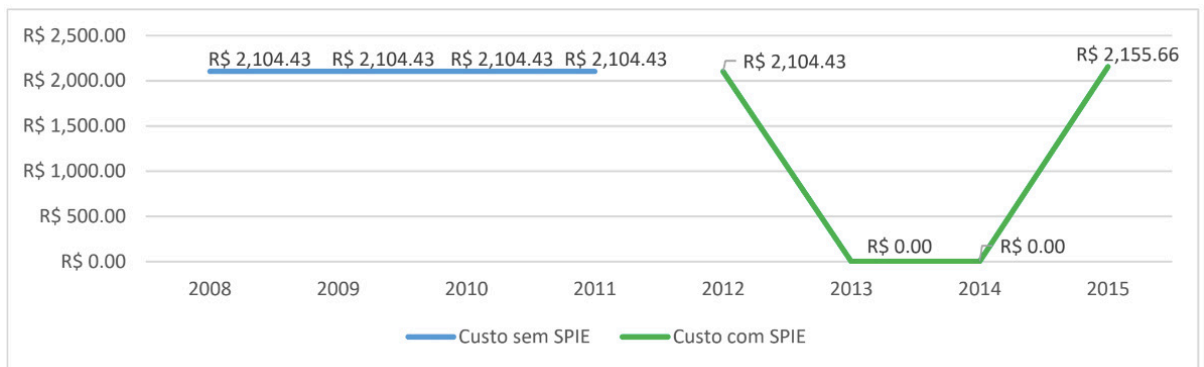


Gráfico 2: Custos com Inspeção Externa do Equipamento EF-47002.

Fonte: AUTORES, (2018).

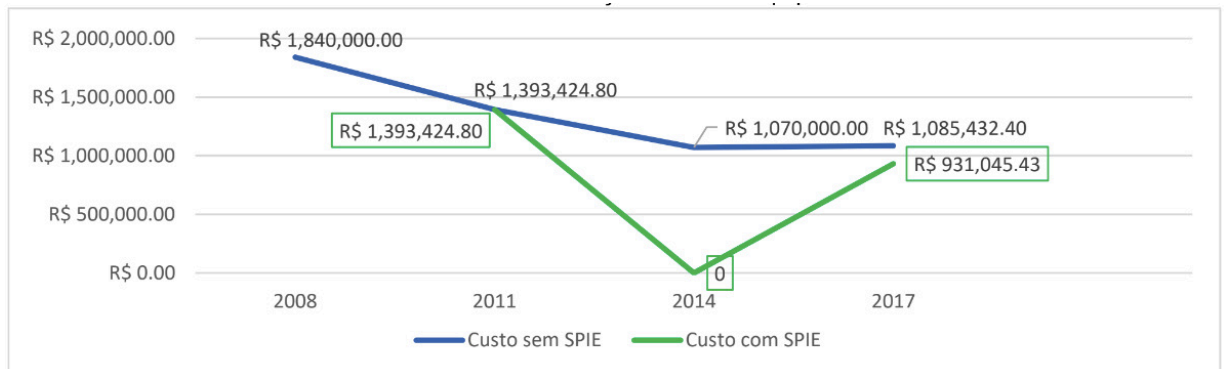


Gráfico 3: Custos com Manutenção Geral do Equipamento EF-47001.

Fonte: AUTORES, (2018).

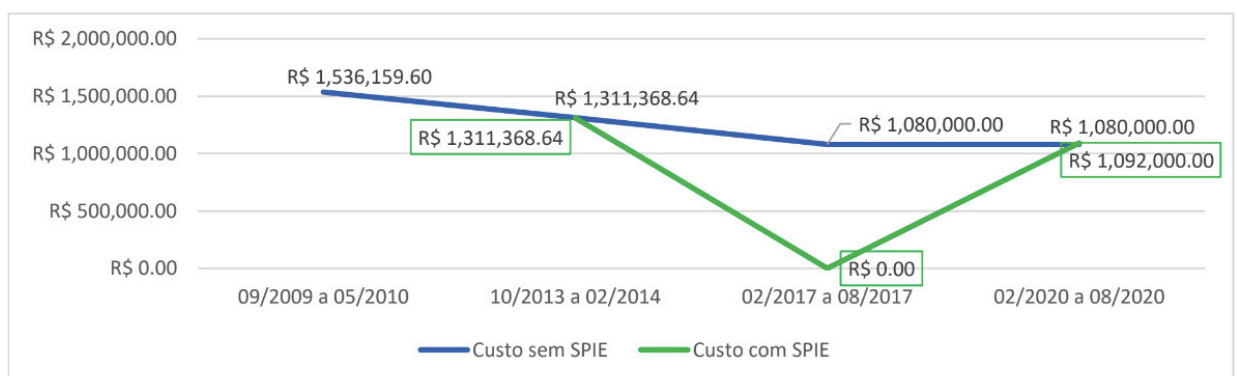


Gráfico 4: Custos com Manutenção Geral do Equipamento EF-47002 com projeção para 2020.

Fonte: AUTORES, (2018).

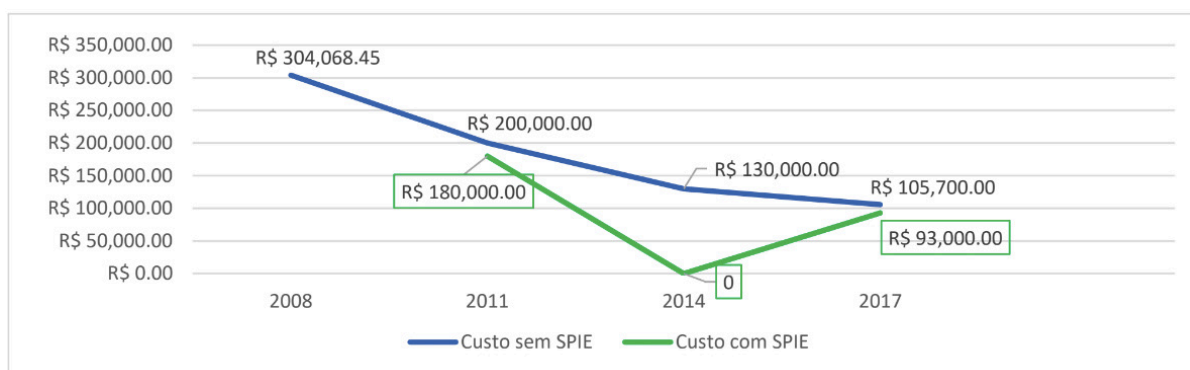


Gráfico 5: Custos com Inspeção Interna do Equipamento EF-47001.

Fonte: AUTORES, (2018).

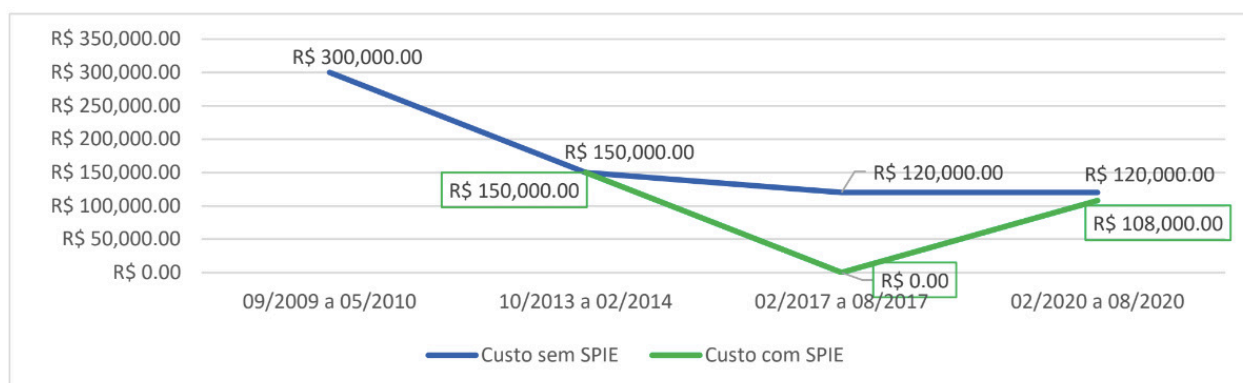


Gráfico 6: Custos com Inspeção Interna do Equipamento EF-47002.

Fonte: AUTORES, (2018).

5 | ANÁLISE DE RESULTADOS

Os gráficos 1 e 2 demonstram a mudança na periodicidade de inspeções e manutenções dos equipamentos aqui estudados, após a obtenção da certificação SPIE, onde a periodicidade de inspeções externas anuais ocorridas durante o intervalo de 2008 a 2011, passou a ser trienal a partir de 2012 com a obtenção da certificação SPIE, conforme preconiza o Anexo II da NR-13, evidenciando a economia gerada com a postergação dos serviços de inspeção externa.

Os gráficos 3 e 4 demonstram a crescente queda nos custos com inspeção e manutenção advinda desde antes da obtenção da certificação, devido já ser adotado o uso de técnicas preditivas como ensaios de ultrassom, ACFM e líquido penetrante, algo que contribuiu para a criação de um histórico de integridade e confiabilidade estratégicos para a obtenção da certificação, com isso a mudança na periodicidade de inspeções e manutenções dos equipamentos se tornou ainda mais viável, neste caso a periodicidade de inspeção interna e manutenção geral que até 2012 era de 3 anos passou a ser 6 anos com a certificação SPIE, conforme contido no Anexo II da NR-

13, cabe frisar que foi projetado um cenário do valor de custo para 2020 visualizando assim a economia gerada com a filosofia SPIE.

Importante também destacar que a postergação dos prazos de 3 para 6 anos impacta diretamente na quantidade de pessoas expostas a riscos de acidente e permite uma continuidade operacional dos equipamentos sem afetar o faturamento da empresa, mesmo sendo equipamentos que operam há 36 anos, algo que poderia vir a ser um fator limitante. Bem como mostrado nos gráficos 1, 2, 5 e 6 os equipamentos passaram a ser monitorados por uma equipe própria de inspeção de equipamentos que acompanha a rotina destes de maneira mais próxima do que em outros momentos onde eram trazidos profissionais deslocados de outras unidades.

A presença constante de uma equipe responsável pelo serviço de inspeção de equipamentos demonstra a mudança na qualidade dos serviços antes realizados por profissionais não lotados na unidade e que por consequência não viviam a rotina da mesma.

A vantagem financeira da certificação SPIE fica clara ao compararmos a periodicidade de realização de inspeções externas nos gráficos 1 e 2, verificou-se uma economia de 50% nos custos com inspeções externas, ressalta-se que não houve redução no valor de execução do serviço, mas sim um aumento de intervalo entre os serviços. Vantagem também perceptível no comparativo dos valores presentes nos gráficos 4 e 5 já que a periodicidade de manutenções gerais passou a ser de 6 anos, gerando uma economia de 69% dos custos com manutenção geral realizado para cada equipamento.

Os gráficos 5 e 6 mostram uma economia de 45% dos custos com inspeção interna, já na primeira inspeção pós certificação visualizadas nos intervalos de 2011 a 2014 para o equipamento EF-47001 e 2014 a 2017 para o equipamento EF-47002. Na segunda campanha de inspeção interna pós certificação para a esfera EF-47001 verificou-se uma economia de 60%, devido as vantagens advindas com a certificação. Como a segunda campanha de inspeção interna da EF-47002 será apenas em 2020, criou-se uma projeção para o intervalo 2017 a 2020 estimando-se uma provável economia de 55% dos custos com inspeção interna.

Além disso, os resultados obtidos pós-levantamento e análise minuciosa dos relatórios estudados demonstram o real valor agregado à unidade que possui a certificação SPIE, distintamente de outras certificações que demandam um alto investimento financeiro para serem implementadas e mantidas, enquanto que o SPIE não demanda tamanho investimento se já possui os profissionais, conforme normativa. A certificação SPIE reduz os custos com manutenção, conforme os dados coletados nos boletins de medição aqui apresentados, além de reduzir o tempo de mão de obra exposta a riscos, equipamentos passam a operar por mais tempo, propiciando maior margem de lucro para a empresa, sem comprometer a integridade física e operacional da unidade. Tudo isso baseado e sustentado pelo histórico de inspeções, contendo os registros que detalham a condição de integridade dos equipamentos.

6 | CONCLUSÃO

Concluimos a partir do estudo desenvolvido que o surgimento da certificação Serviço Próprio de Inspeção de Equipamentos (SPIE) foi de grande valia para a indústria petroquímica e posteriormente para as demais indústrias, algo evidenciado por meio do estudo de cenários antes e pós-certificação da empresa A que possui um vasto histórico de inspeções e dados que constata esta benéfica mudança de realidade com a redução de paradas dos equipamentos para manutenção, maior disponibilidade operacional, aumento do lucro da empresa, menor tempo de exposição de profissionais a riscos de acidentes e maior garantia do controle de integridade dos equipamentos. Benefícios estes atestados por um corpo técnico de profissionais preparado e bem dimensionado, conforme preconizam as normas vigentes, aliado a um conjunto técnicas de manutenção preditiva já praticadas e consolidadas em históricos de inspeções e manutenções rastreáveis contendo registros de relatórios técnicos reais, bem como de estudos e análises da degradação material no ambiente podendo assim estender o intervalo de paradas com segurança e garantindo a confiabilidade de operação dos equipamentos estudados.

Por hora, vê-se assim a oportunidade de aplicação da metodologia SPIE para unidades com as mesmas características da empresa A que buscam redução de custos com manutenção, sabendo-se da necessidade que as mesmas terão de investir na organização de históricos de manutenção e inspeção, controle e rastreabilidade, além de qualificar a mão de obra própria, visando aperfeiçoar o controle do processo de manutenção com profissionais cada vez mais capacitados e conhecedores dos equipamentos a serem mantidos.

REFERÊNCIAS

- ABRAMAN – Associação Brasileira de Manutenção. Documento Nacional 2005. **A situação da manutenção no Brasil**. In: Congresso Brasileiro de Manutenção, 20, 2005, Belo Horizonte. Anais... Belo Horizonte, 2005.
- ABNT. Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR 5462: Confiabilidade e manutenibilidade**. Rio de Janeiro, 1994.
- ASME, American Society Mechanical Engineering. [s.n.], Disponível em: <<https://www.asme.org/about-asme/engineering-history>>. Acesso em: 09/04/2018>.
- CARVALHO, N. F. **Apostila de Inspeção de Vasos de Pressão. Petrobras**, Curso de Formação de Engenheiros de Equipamentos Inspeção, 2008.
- CHAINHO, J. A. P. **História da inspeção de equipamentos**. Apostila, 2011, Rio de Janeiro.
- INMETRO - Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial. **Portaria Inmetro Nº. 537/2015 Instrução Normativa Inmetro para SPIE**.
- INMETRO - Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial. **Portaria Inmetro**

Nº. 582/2015 RAC - Requisitos de Avaliação da Conformidade para SPIE.

KARDEC, A.; FLORES, J.; SEIXAS, E. **Gestão Estratégica e Indicadores de Desempenho.** Manutenção Coleção. RJ: Qualitymark, p. 41 – 43, 2002.

MAGALHÃES, F. C. **Relatório de Inspeção SAP Petrobrás 60038870**, 2018.

PEREIRA, A. C. **Relatório de Inspeção SAP Petrobrás 60009301**, 2018.

PEREIRA, A. C. **Relatório de Inspeção SAP Petrobrás 60035184**, 2018.

MORAIS, B. M. “**Certificação de SPIE como estratégia preventivista de acidentes**”. Disponível em: < <https://www.ibp.org.br/personalizado/uploads/2015/08/Certifica%C3%A7%C3%A3o-de-SPIE-como-estrat%C3%A9gia-preventivista-d.pdf>>. Acesso em: 09/04/2018.

MOUBRAY, J. **Manutenção Centrada em Confiabilidade.** São Paulo: Ed. SPES Engenharia de Sistemas Ltda. Tradução de Kleber Siqueira, p. 426, 2000.

MTE – Ministério do Trabalho e Emprego. Portaria nº. 1.084/2017 - **NR-13 Norma Regulamentadora para Caldeiras, Vasos de Pressão e Tubulação.**

SANTINI, J. B. S. P. **Procedimento para Inspeção de Tubulações conforme NR-13 Caldeiras, Vasos de pressão e Tubulações**, 2016.

MEDIÇÃO DO TEOR DE UMIDADE EM ÓLEO LUBRIFICANTE DE TURBINAS

Isabella Fenner Rondon

Acadêmica de Engenharia Elétrica, UFMS, Campo Grande-MS. Fone: (67) 99202-5442, isabella.fenner@gmail.com.

Josivaldo Godoy da Silva

Doutor em Automação e Controle, UFMS, Campo Grande –MS. Fone: (67) 99957-7142, josivaldog@gmail.com.

RESUMO: Este trabalho teve como objetivo determinar o teor de umidade em óleo lubrificante de mancais de turbina de usina hidrelétrica até 0,45% do volume total. A umidade no óleo lubrificante faz surgir ácidos, tais como o sulfúrico e o sulfídrico, que agredem o metal patente e prejudicam a lubrificação hidrodinâmica dos mancais. O transdutor capacitivo utilizado foi desenvolvido com quatro sensores capacitivos ligados em Ponte de Wheatstone e um circuito de condicionamento de sinais. O transdutor capacitivo apresentou boa resposta como um coeficiente de correlação de 0,9987, repetitividade de 0,03, resolução de 276 mV, sensibilidade de 5,53 V/ml, boa estabilidade com a temperatura até +55 °C e nenhuma histerese.

PALAVRAS-CHAVE: Óleo lubrificante; permissividade dielétrica; umidade.

MOISTURE CONTENT MEASUREMENT IN LUBRICATING OIL TURBINES

ABSTRACT: This study aimed to determine the moisture content in lubricating oil power plant turbine bearings up to 0.45% of the total volume. Moisture in lubricating oil raises acids such as sulfuric acid and hydrogen sulfide, which harm the white metal and damage the hydrodynamic lubrication of bearings. O capacitive transducer used was developed with four capacitive sensors connected in Wheatstone bridge and a conditioning circuit signals. The capacitive transducer showed good response as a correlation coefficient of 0.9987, repeatability of 0.03, 276 mV resolution, sensitivity of 5.53 V/ml, good stability with temperature up to 55 °C

1 | INTRODUÇÃO

1.1 Consequências da umidade no óleo lubrificante

O ambiente úmido de usinas hidrelétricas provoca alterações importantes nas propriedades do óleo lubrificante utilizado em mancais de turbinas de usinas hidrelétricas. O óleo lubrificante contém enxofre que ao se combinar quimicamente com a água na presença de calor gerado pelo movimento relativo das peças metálicas produzem ácidos, tais como o sulfúrico e o sulfídrico.

O ácido sulfúrico diminui a rugosidade do

metal patente que ocupa a superfície do mancal que é o principal responsável pela lubrificação hidrodinâmica e a espessura da película de óleo que separa as partes metálicas que têm movimento relativo, resultando na aproximação das mesmas (DELFORGE, 2000). Além disso, ele arranca o metal patente de algumas regiões do mancal e expõe o bronze que se encontra em sua camada inferior.

A região que contém metal patente possui coloração cinza escuro e deveria cobrir toda a superfície do mancal, a região dourada expõe o bronze que se encontra na camada inferior do mancal e a região com coloração branca indica a presença de sulfeto de cobre. O sulfeto de cobre é um sal gerado pelo contato do ácido sulfídrico com o bronze e é prejudicial, pois inutiliza o mancal e exige a substituição do mesmo (DELFORGE, 2000).

A Figura (1) mostra um mancal danificado em decorrência da presença de umidade no óleo lubrificante.

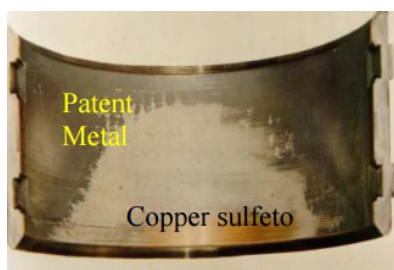


Figura 1 – Mancal inutilizado

Fonte: Extraído da apostila de (DELFORGE, 2000)

1.2 Importância da determinação do teor de umidade

Devido aos problemas provocados pela presença de água no óleo lubrificante é importante realizar um monitoramento do teor de umidade no óleo de forma contínua, não destrutiva e em linha. Este monitoramento tem como objetivos: planejar manutenções, trocar ou recuperar o óleo contaminado em épocas adequadas, reduzir custos e riscos de paradas não programadas e permitir a obtenção de informações por meio de métodos físico-químicos (HIGUTI 2001).

O teor de umidade que deve ser detectado no óleo lubrificante é menor que 0,5% em volume, sendo desejável um método de medição que apresente resolução de 0,1%. Assim, verifica-se uma demanda considerável por instrumentos capazes de realizar uma caracterização de líquidos homogêneos e não-homogêneos com elevada sensibilidade e acurácia (HIGUTI 2001).

1.3 Técnicas desenvolvidas para a medição de umidade

Uma metodologia precisa e robusta para medir a quantidade de água em óleo lubrificante por meio de técnicas ultra-sônicas foi desenvolvida utilizando uma célula de medição com um transdutor duplo-elemento que elimina o problema da difração

acústica. Foram realizados experimentos para medir concentrações que variam de 0% a 10% em volume de água em óleo. Entretanto, devido às dificuldades de controlar todas as condições o método tornou-se insensível para detecção de pequenas concentrações de água em óleo (HIGUTI, 2001).

A Petrobras desenvolveu fontes de variações em diferentes tipos de medidores de Bottom Sedimentary and Water (BS&W). A medição da vazão de água salgada e do óleo produzido é fundamental para o controle da depleção do reservatório e otimização da produção de petróleo (PETROBRAS, 1998).

Nestes experimentos foram utilizados sensores de Ultra-Som, Coriolis e Gama-Densitômetro, sendo que os testes destes medidores indicaram o desempenho e a robustez em relação a diferentes fontes de variações, bem como, suas combinações (efeito sinérgico).

O Ultra-Som mede a velocidade do som nos hidrocarbonetos e na água e possui uma forte dependência em relação à temperatura. Na faixa de temperaturas que variam entre +20 oC a +50 oC, o comportamento da velocidade do som no fluido é linear em relação à temperatura. O Coriolis apresentou bom desempenho com erro relativo de 2%. A distribuição espacial das fases não comprometeu os resultados. O Gama-Densitômetro apresentou bom desempenho com erro relativo de 5%. O comportamento em relação ao escoamento óleo-água foi considerado homogêneo (CÁRDENAS, et al. 1999).

Cárdenas et al. desenvolveram um sensor capacitivo para detectar a água existente em um tanque contendo óleo cru, pois o óleo ao ser extraído de fontes subterrâneas é acompanhado de água. O sensor foi testado em campo e obteve-se bom desempenho (CÁRDENAS, et al. 1999).

Um microsensor capacitivo foi desenvolvido com técnica de micromachine (MEMS) para a determinação de umidade. O dispositivo é constituído basicamente por um resistor de platina na forma de um filme fino e de uma microestrutura de nitrito/silicone recoberta com um filme de polímero (poliamida). Os dados experimentais indicaram baixa histerese para umidade relativa (> 65%), coeficiente de linearidade de 0,9989 e grande estabilidade (LEE, 2003).

A empresa Vaisala Group industrializou os modelos MMT 330 e MMT 318 de sensores de umidade em óleo. A série MMT 330 mede a umidade e a transmissão de temperatura em óleo MMT 330. O dispositivo considerado “inteli-gente” realiza medidas contínuas de umidade, apresenta configuração versátil e armazena o histórico de um ano do óleo monitorado. O sensor opera na faixa de -40 oC a +180 oC e a série MMT 318 mede a umidade e a transmissão de temperatura para o óleo MMT 318. O sensor foi desenvolvido para aplicação em sistemas de lubrificação hidráulica e em óleo de transformadores, indicando a margem de saturação do óleo. O sensor realiza medidas na faixa de -70 oC a +180 oC e possui pequeno tamanho (VAISALA GROUP, 2009).

Arregui et al. realizaram um estudo sobre a sensibilidade óptica de quatro diferentes hidrogéis em relação à umidade. Os hidrogéis investigados foram de

poli-hidroxietil metacrilato, poliacrilamida, poli-N-vinil pirolidinome e agarose sendo depositados sobre a superfície de uma fibra óptica por meio de polimerização direta e os materiais foram analisados com diferentes fontes de luz, temperatura e umidade relativas. O aumento do tamanho dos poros dos hidrogéis melhora significativamente a sensibilidade e o tempo de resposta destes materiais com a umidade (ARREGUI, et al. 2003).

Wang et al. desenvolveram dois sensores de umidade, sendo um construído com material compósito nanocristalino de LaFeO₃ e o outro com resina de acrílico com polímero quaternário. Ambos os sensores foram avaliados e comparados entre si em relação à sensibilidade, histerese e tempo de resposta. Com isto, verificou-se que a frequência influencia a linearidade das curvas de resistência com a umidade relativa e também a relação entre a capacitância e a umidade relativa (WANG, et al. 2004).

Kharaz e Jones desenvolveram um sistema multi-ponto distribuído de detecção de umidade desenvolvido com base no princípio da utilização do espectro de absorção de um reagente colorimétrico (cloreto de cobalto), imobilizado sobre a superfície do núcleo de uma fibra óptica multimodo, empregando uma fina película de gelatina. Dois comprimentos de onda de detecção são utilizadas para fornecer a intensidade de referenciamento. A atenuação da luz no comprimento de onda de referência é somente 0,2 dB. O sistema foi testado na faixa de umidade de 20-80% RH e temperatura 25-50 °C. A resolução conseguida foi de 2% RH e a constante de tempo foi 1s. A repetibilidade foi tão boa quanto a resolução da medição (KHARAZ, 1995).

Os trabalhos apresentados indicam a importância do assunto, mas fica claro que nenhuma pesquisa atendeu de forma plena os requisitos de custo, desenvolvimento nacional e faixa de operação. Desta forma, implementou-se um transdutor capacitivo com custo reduzido, projeto simples e de excelente potencial para aplicação industrial com objetivo de oferecer uma contribuição nacional.

2 | FUNDAMENTOS TEÓRICOS

A Equação (01) mostra a variação de permissividade dielétrica e a variação da capacitância devido a contaminação do óleo lubrificante à temperatura constante considerando apenas um sensor capacitivo.

$$C_f = C_0 + \frac{A}{D} (\xi_f - \xi_0) \quad (01)$$

Sendo C_f : a capacitância equivalente do dielétrico contendo óleo lubrificante contaminado com água; C_0 : a capacitância do dielétrico contendo apenas óleo lubrificante puro; ξ_f : a permissividade dielétrica equivalente de óleo lubrificante contaminado com água; ξ_0 : a permissividade do óleo lubrificante puro.

A Equação (02) define o volume de água V_A nos dielétricos de sensores capacitivos idênticos à temperatura constante.

$$V_A = \frac{V_D}{N} \left(\frac{\xi_F - \xi_0}{\xi_0} \right) \cdot n \quad (02)$$

Sendo V_A : o volume de água total; V_d : o volume do dielétrico sujeito a variação de temperatura; N : a relação entre a permissividade relativa de água pura e do óleo lubrificante puro; n : o número de sensores capacitivos contendo umidade.

Fazendo-se:

$$k_1 = \frac{V_d}{N} \cdot \frac{1}{\xi_0} \cdot n$$

Obtém-se a Equação (03).

$$V_A = k_1 (\xi_f - \xi_0) \quad (03)$$

Entretanto, verificou-se que V_d sofre alteração devido a variação da temperatura adulterando a resposta na Equação (02).

Para garantir a estabilidade com a temperatura, desenvolveu-se o transdutor capacitivo constituído de matriz com quatro sensores capacitivos c_1 , c_2 , c_3 e c_4 ligados em Ponte de *Wheatstone*. Estes sensores foram submetidos à mesma variação de temperatura devido à proximidade no transdutor. Além disso, os sensores c_1 e c_4 foram submetidos ao óleo lubrificante contaminado com água, enquanto os sensores c_2 e c_3 foram submetidos ao óleo lubrificante puro. A Figura (2) apresenta a Ponte de *Wheatstone* de sensores capacitivos.

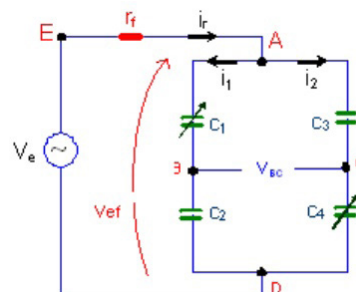


Figura 2 – Transdutor capacitivo

Fonte: Circuito elaborado para simulação

Sendo V_e : a tensão de alimentação por meio de um oscilador de Wien; r_f : a resistência elétrica inserida em série com a ponte de sensores para evitar curto-

circuito; V_{BC} : a diferença de potencial (ddp) entre os terminais de saída B e C da ponte de sensores capacitivos; i_r : a corrente elétrica do circuito; i_1 e i_2 : as correntes elétricas nos ramos ABD e ACD; V_{ef} : a ddp entre os pontos A e D.

Determinação de V_{BC} , considerando as permissividades dielétricas de c_1 , c_2 , c_3 e c_4 segundo a Equação (04).

$$V_{BC} = V_{eF} \left(\frac{\xi_2 \xi_3 - \xi_1 \xi_4}{\xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \xi_4} \right)$$

$$\xi_1 = \xi_4 = \xi_f \pm \Delta \xi_{fT}$$

e

$$\xi_2 = \xi_3 = \xi_0 \pm \Delta \xi_{0T}$$
(04)

Sendo $\Delta \xi_{TT}$: a variação da permissividade dielétrica equivalente devido a variação de temperatura e $\Delta \xi_{0T}$: a variação da permissividade dielétrica do óleo puro devido a variação da temperatura.

Substituindo as permissividades dielétricas sujeitas a variação de temperatura na Equação (04), obtém-se a Equação (05).

$$V_{BC} = -\frac{V_e}{2} (\xi_r - \xi_0)$$
(05)

Fazendo-se:

$$k_2 = \frac{V_e}{2}$$

Obtém-se a resposta VBC do transdutor capacitivo segundo a Equação (06).

$$V_{BC} = -k_2 (\xi_r - \xi_0)$$
(06)

Verifica-se que VBC não é afetado pela variação da temperatura nos sensores capacitivos devido a compensação da Ponte de *Wheatstone*.

Encontrando uma relação entre V_A na Equação (02) e V_{BC} na Equação (06) obtém-se a Equação (07).

$$V_A = -\frac{k_1}{k_2} V_{BC}$$
(07)

3 I MATERIAIS E MÉTODOS

Este transdutor capacitivo foi desenvolvido utilizando-se uma estrutura mecânica de sustentação, quatro câmaras para a inserção tanto de óleo lubrificante puro de

referência, quanto de óleo lubrificante contaminado com água, quatro sensores capacitivos c_1 , c_2 , c_3 e c_4 , quatro pivôs móveis e um circuito de condicionamento de sinais microcontrolado.

A estrutura mecânica de sustentação do transdutor capacitivo foi desenvolvida em acrílico por apresentar boa isolamento elétrica, resistência mecânica suficiente, além de permitir a usinagem e a colagem de peças entre si. A cola utilizada foi a S330 com catalisador.

Foram desenvolvidas quatro câmaras idênticas de acrílico para a inserção de óleo. Cada uma das câmaras possui quatro lados e formato cônico que tem a função de direcionar a água para o fundo da mesma onde se localiza o sensor capacitivo.

Em duas câmaras receptoras (1 e 4) introduziu-se óleo lubrificante contaminado com água, enquanto nas outras duas câmaras (2 e 3) introduziu-se óleo lubrificante puro para servir de referência.

As câmaras receptoras dos sensores capacitivos c_1 e c_4 foram coladas lado a lado e o mesmo se fez com as duas câmaras dos sensores capacitivos c_2 e c_3 . As quatro câmaras possuem medidas idênticas apresentando 10 cm de altura, 9 cm de largura (na parte superior), bem como, possui quatro lados iguais. Além disso, as câmaras podem conter diversos volumes de óleo até o limite de 300 ml cada uma delas.

Na fase seguinte, desenvolveram-se quatro sensores capacitivos idênticos c_1 , c_2 , c_3 e c_4 utilizando-se aço inox ABNT tipo 304. Cada sensor capacitivo possui duas placas (superior e inferior) planas e paralelas. A placa metálica superior mediu 12 mm de comprimento, 8 mm de largura e 1,5 mm de espessura e encontra-se fixada a um pivô móvel. A placa metálica inferior do sensor capacitivo contém 14 mm de comprimento, 10 mm de largura e 2,5 mm de espessura. Além disso, esta mesma placa possui um rebaixo central para captação de água que mede 12 mm de comprimento, 7 mm de largura e 1,0 mm de profundidade.

Os sensores capacitivos c_1 e c_4 foram imersos em óleo lubrificante contaminado com água, enquanto os sensores capacitivos c_2 e c_3 foram imersos no mesmo tipo de óleo lubrificante, mas em estado puro, para fornecer sinal de referência. O óleo lubrificante empregado foi o Móbil DTE-HM utilizado nos mancais de turbinas e reguladores de velocidade da Usina Hidrelétrica de Ilha Solteira - SP.

A contaminação de cada amostra de óleo lubrificante utilizada foi realizada com auxílio de uma pipeta com escala adequada.

As contaminações das amostras de óleo foram aumentadas progressivamente em valores padronizados iniciando em 0% e terminando em 0,45% do volume total da câmara receptora que foi de 300 ml.

Nos experimentos, utilizou-se água mineral para misturar ao óleo lubrificante mantendo-se a marca e o fornecedor, com objetivo de eliminar diferenças na composição da água.

Foram desenvolvidos quatro pivôs móveis em acrílico sendo fixada na extremidade de cada um deles a placa superior de cada um dos sensores capacitivos. Estes pivôs

foram desenvolvidos para permitir a regulagem da abertura entre as placas do sensor considerando a viscosidade e a sensibilidade desejada do transdutor capacitivo.

A Figura (3) mostra a foto dos quatro pivôs e das quatro placas metálicas superiores desenvolvidos.



Figura 3 – Fotos do pivôs e das placas metálicas superiores

Fonte: Foto obtida da implementação do projeto

Sendo A, B, C e D: os quatro pivôs móveis; E, F, G e H: as quatro placas metálicas superiores dos sensores capacitivos.

Cada pivô móvel mede 304 mm de diâmetro e 140 mm de comprimento. Além disso, eles permitem realizar um ajuste fino de espaçamento de 1 a 4 mm entre as placas metálicas de cada sensor capacitivo. A regulagem de espaçamento permite alterar a sensibilidade, fazer a compensação de capacitância da ponte e mesmo utilizar óleos com viscosidades diferentes. Cada um destes pivôs móveis foi travado individualmente na parte superior do transdutor capacitivo com objetivo de evitar que se deslocassem durante a calibração e garantir a realização dos experimentos.

A Figura (4) mostra uma câmara receptora de óleo lubrificante, o pivô móvel, o óleo lubrificante e o sensor capacitivo.

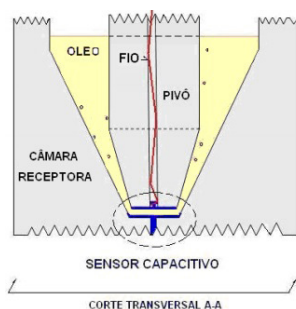


Figura 4 – Câmara receptora de óleo

Fonte: Desenho elaborado para desenvolvimento da teoria

A Figura (5) apresenta a foto das quatro câmaras de óleo bem como as quatro placas inferiores dos sensores capacitivos.

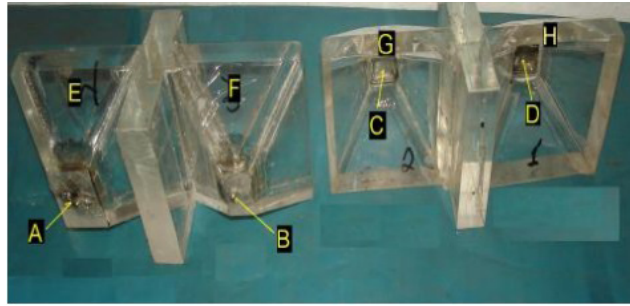


Figura 5 – Foto das câmaras de óleo e das placas metálicas inferiores

Fonte: Foto extraída da implementação do projeto

A alimentação da ponte de sensores capacitivos foi realizada por meio de um oscilador de Wien capaz de gerar tensão de 13,8 V com uma frequência de 27,4 kHz. A resposta da ponte de *Wheatstone* (V_{BC}) foi conectada ao circuito de condicionamento de sinais constituído por um buffer desenvolvido com CI OPAGP (Burr-Brown) e um amplificador de instrumentação desenvolvido com CI INA 129P (Burr-Brown) que provocou um ganho de 300. Foi utilizado o CI OPAGP no detector de pico, pois este apresenta baixo ruído e baixas correntes de polarização e *offset*.

A saída do circuito de condicionamento foi desenvolvido com microcontrolador ATMEGA8 (Atmel) e com objetivo de apresentar em *display* o teor de umidade no óleo lubrificante. À medida que se aumentou o teor de umidade no óleo lubrificante ocorreu a variação da resposta do circuito de condicionamento de sinais.

A Figura (6) mostra a foto do transdutor capacitivo implementado.

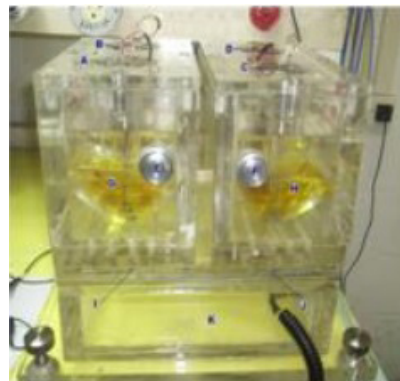


Figura 6 – Transdutor capacitivo

Fonte: Foto extraída da implementação do projeto (2012)

4 | RESULTADOS OBTIDOS

A Tabela (1) apresenta os resultados obtidos com o transdutor capacitivo.

A(%)	$V_1(V)$	$V_2(V)$	$V_3(V)$	$V_4(V)$	$V_m(V)$	DP	Re
0,00	5,98	6,00	5,99	5,98	5,98	0,01	0,03
0,05	5,72	5,74	5,75	5,73	5,74	0,01	0,03

0,10	5,53	5,54	5,57	5,55	5,55	0,02	0,06
0,15	5,41	5,42	5,43	5,43	5,42	0,02	0,06
0,20	5,13	5,14	5,17	5,16	5,15	0,01	0,03
0,30	4,46	4,48	4,49	4,49	4,48	0,01	0,03
0,45	3,50	3,50	3,52	3,51	3,51	0,01	0,03

Tabela 1 – Resposta do transdutor capacitivo.

Fonte: Resultados obtidos da calibração do transdutor (2012)

Sendo A : a concentração de água adicionada ao óleo lubrificante; V_1 , V_2 , V_3 e V_4 : as tensões de resposta do circuito de condicionamento conectado à saída da ponte de sensores capacitivos; V_m : a tensão média aritmética das medidas V_1 , V_2 , V_3 e V_4 ; DP : o desvio padrão e $Re(95\%)$: a repetitividade. A Figura (7) mostra a resposta do transdutor capacitivo em relação a umidade.

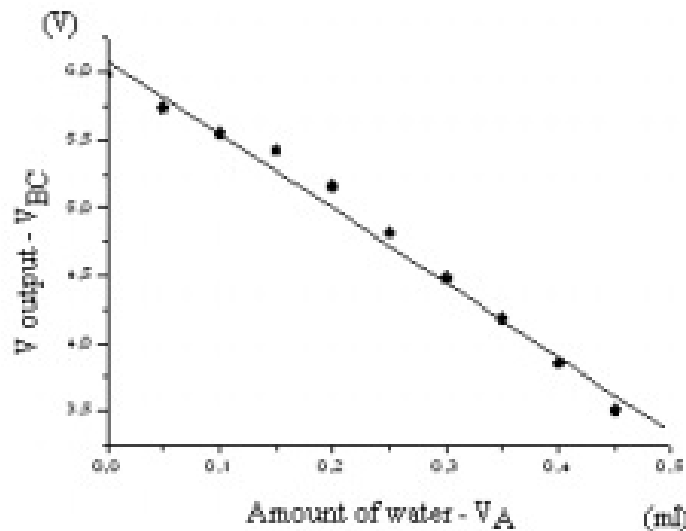


Figura 7 – Resposta do transdutor acoplado ao circuito de condicionamento de sinais

Fonte: Gráfico obtido a partir dos resultados tabelados (2012)

A resposta do transdutor capacitivo apresentou boa linearidade na faixa de interesse, com coeficiente de correlação linear de 0,9987. Além disso, verificou-se boa estabilidade com a temperatura na faixa de +15 °C a +55 °C, pois acima desta temperatura o acrílico utilizado começa a derreter.

5 | CONCLUSÃO

A proposta de implementar um transdutor capacitivo capaz de medir o teor de umidade na faixa de 0% a 0,45% em óleo lubrificante utilizado em mancais de turbinas e de reguladores de velocidade de usina hidrelétrica atendeu aos requisitos.

O transdutor pode operar com tensões superiores a 27,6 Vac geradas por um circuito de oscilação, provocando o aumento da sensibilidade da ponte de sensores

capacitivos e a redução do ganho do amplificador do circuito de condicionamento de sinais. Além disso, esta ponte poderá operar com frequências diversas segundo a conveniência.

Com o sistema de medição, obteve-se um coeficiente de correlação de 0,9987, resolução de 276 mV, repetitividade de $\pm 0,03$ e sensibilidade de 5,53 V/ml. Em relação à faixa de operação, o dispositivo apresentou boa estabilidade térmica na faixa de +15 °C a +55 °C devido à temperatura suportada pelas peças de acrílico.

O transdutor capacitivo apresentou diversas vantagens, tais como: facilidade de implementação, custo reduzido comparado aos equipamentos importados e boa precisão. Além disso, os resultados mostraram que o transdutor capacitivo poderá contribuir significativamente para a coleta de dados industriais em tempo real, sendo necessário substituir o acrílico utilizado por um polímero de alta estabilidade térmica.

REFERÊNCIAS

HIGUTI, R. T. Caracterização de Líquidos por Ultra-Som. São Paulo, Brasil, 2001. p.1 a 4. Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica) – Curso de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Universidade de São Paulo – USP.

PETROBRAS. Estudo teórico experimental do impacto de fontes de variações em quatro tipos de medidores de BS&W, 1998. Disponível em: <http://www2.petrobras.com.br/tecnologia2/port/boletim_tecnico/v41_n3-4_jul-dez-1998/pd/art5integra.pdf>. Acesso em: 10/08/2006.

CARDENAS, R. PEFIA, R. RUB, J. R.; VILLEGAS, S.; SERPA, S; NAHUELQUIN, J. Detection of oil in water and water in oil emulsions inside a phase separator washing tank. Instrumentation and Measurement Technology Conference, 1999. IMTC/99. Proceedings of the 16th IEEE p. 332 a 337, v.3, Issue, 1999.

ESTUDO SOBRE GESTÃO DE LUBRIFICAÇÃO PARA ALTO DESEMPENHO DE MÁQUINAS AGRÍCOLAS

Fernanda do Carmo Silvério Vanzo

Faculdade Pitágoras, Departamento de Engenharia Mecânica

Uberlândia - Minas Gerais

Vicente Severino Neto

Faculdade Pitágoras, Departamento de Engenharia Mecânica

Uberlândia - Minas Gerais

RESUMO: As máquinas agrícolas representam um recurso estratégico e fundamental para a economia seja na vertente da sustentabilidade, seja no produto interno bruto, e estão cada vez mais presente em diversas atividades onde o seu funcionamento adequado é vital para desenvolvimento de determinadas atividades. Neste contexto, a falha do equipamento ou a sua quebra se torna prejudicial para os resultados esperados. O presente estudo corresponde a um levantamento bibliográfico sobre a importância da gestão de lubrificação na manutenção do desempenho de máquinas agrícolas e a economia gerada devido à redução de quebras de equipamentos devido à falta de lubrificação.

PALAVRAS-CHAVE: lubrificação, máquinas agrícolas, desempenho, gestão

ABSTRACT: Agricultural machinery represents a strategic and fundamental resource for the

economy whether in terms of sustainability or in gross domestic product, and is increasingly present in several activities where its proper functioning is vital for the development of certain activities. In this context, the failure of the equipment or its breakdown becomes detrimental to the expected results. The present study corresponds to a bibliographical survey about the importance of lubrication management in the maintenance of the performance of agricultural machinery and the savings generated due to the reduction of equipment breaks due to lack of lubrication.

KEYWORDS: lubrication, agricultural machinery, performance, management

1 | INTRODUÇÃO

De acordo com Lino (2001-2), nos últimos anos, o setor de máquinas agrícolas sofreu grandes transformações, principalmente em se tratando de tecnologia, onde antes era restrita a outros setores. A indústria de máquinas agrícolas é a principal responsável por este avanço devido à crescente penetração do capital no campo, onde há competitividade entre as empresas que buscam atender às necessidades dos agricultores e liderar este lucrativo mercado. Com isto, o maquinário vem

evoluindo constantemente e máquinas como pulverizadores, tratores, colhedoras e implementos agrícolas se tornaram sofisticados e de alto desempenho, exigindo uma correta gestão de lubrificação das mesmas.

Segundo Carreteiro (2006), a lubrificação pode ser definida como o fenômeno da redução do atrito entre duas superfícies que estejam em movimento relativo, por meio da introdução de uma substância entre as mesmas. Esta substância pode ser sólida, como a grafita, por exemplo, configurando um caso de lubrificação sólida. Entretanto, o mais usual é a lubrificação fluida, sendo usado um óleo mineral, originado do petróleo. Embora de pouco emprego prático, outros fluidos podem ser usados, inclusive ar ou água, em casos especiais. Muito conveniente é o emprego, no caso de bombas, do próprio líquido a ser bombeado como lubrificante.

De acordo com Carreteiro (2006), a função precípua do lubrificante é possibilitar que o movimento se faça com um mínimo de aquecimento, ruído e desgaste. Isto é possível substituindo-se o atrito direto entre as duas superfícies que, em geral, são metálicas, pelo denominado atrito fluido. A espessura do fluido entre as superfícies em movimento deve ser superior à soma das alturas das rugosidades superficiais das mesmas.

Segundo Lino (2001-2), a lubrificação é um dos principais itens de manutenção de máquinas agrícolas e deve, portanto, ser entendida e praticada para conservá-las e manter o seu rendimento, aumentando a vida útil das mesmas. De modo geral, os componentes das máquinas agrícolas que necessitam de lubrificação são: mancais de atrito, mancais de rolamento, eixos sem fim, eixos telescópicos, engrenagens, correntes, pistões, juntas universais e bombas.

A implantação de sistemas organizados de lubrificação reduz os custos de manutenção. Entretanto, somente 20 % das médias e grandes empresas em nosso país possuem métodos operacionais de lubrificação racionalmente planejados. Nas indústrias de pequeno porte, a lubrificação ainda é considerada como atividade de nível inferior. Carreteiro (2006) enuncia que, com os equipamentos modernos, a tarefa de lubrificar sofreu transformação devido ao elevado custo de investimento inicial, importando na máxima produtividade das máquinas pela redução ao mínimo possível do desgaste acompanhado de um menor número de paradas de produção.

Neste contexto, o presente estudo corresponde a um levantamento bibliográfico sobre a importância da gestão de lubrificação na manutenção do desempenho de máquinas agrícolas e a economia gerada devido à redução de quebras de equipamentos devido à falta de lubrificação.

2 | PRINCIPAIS FALHAS NA LUBRIFICAÇÃO

Segundo Lino (2001-1), “falhas na lubrificação podem causar vários tipos de problemas para os motores de tratores, veículos e máquinas agrícolas, e normalmente

são devidas à utilização de óleos de baixa qualidade, intervalos de troca muito longos e filtragem inadequada”.

“A utilização de óleos de baixa qualidade, trocas a intervalos muito longos e filtragem inadequada poderão provocar depósito de verniz, formação de borra, diminuição da vida do óleo e do filtro, aumento de desgaste de anéis, cilindros, mancais e válvulas, anéis presos e aumento dos custos de manutenção” (Lino 2001-1).

De acordo com Lino (2001-1), a presença de água e de outros contaminantes poderá causar mudanças nas condições do óleo tais como diminuição ou aumento da viscosidade, o que prejudica o rendimento do equipamento, visto que a viscosidade é característica fundamental de interação entre os elementos mecânicos do mesmo.

“A presença de água no óleo pode ocorrer devido a trincas no cabeçote, vazamentos na junta do cabeçote, ventilação do cárter deficiente, temperatura do óleo muito baixa, serviço intermitente (liga/desliga) e contaminações externas. Já a presença de outros contaminantes é devido a problemas na filtragem do óleo ou do ar de alimentação do motor” (Lino 2001-1).

3 | PRÁTICAS DE LUBRIFICAÇÃO

Segundo Lino (2001-1), alguns tipos de lubrificação podem ser feitas no local de trabalho, onde um eficiente aliado para este tipo de serviço é usar o comboio de manutenção, o qual corresponde a um veículo utilizado exclusivamente para deslocamento até as máquinas e relubrificação das mesmas, evitando a necessidade de deslocar os equipamentos até uma oficina central de lubrificação. Este comboio pode ser adquirido ou mesmo construído pelo produtor.

Carreteiro (2006) enuncia que a lubrificação dita perfeita é a junção de seis fatores: tipo certo, qualidade certa, quantidade certa, condição certa, local certo e ocasião certa. A coordenação desses fatores mediante um correto controle é o que se chama de lubrificação organizada. O conceito de lubrificação organizada está condicionada ao cumprimento dos seguintes princípios fundamentais:

- Número mínimo e adequado de lubrificantes, que atenda às exigências dos equipamentos;
- Sistemática correta de armazenagem, manuseio e distribuição dos lubrificantes;
- Controle dos serviços de lubrificação;
- Controle do consumo de lubrificantes;
- Codificação e identificação dos lubrificantes.

3.1 Organização da lubrificação

Segundo Carreteiro (2006), a lubrificação organizada de forma a permitir resultados deve ser estruturada em quatro grandes etapas:

- Levantamento dos equipamentos existentes;
- Programação das intervenções;
- Codificação e identificação dos lubrificantes;
- Controle.

3.1.1 Levantamento dos equipamentos

A base para se estruturar uma gestão eficaz de lubrificação consiste em conhecer quais equipamentos necessitam de lubrificação e suas respectivas características.

Carreteiro (2006) enuncia que, nesta etapa, deve ser feito o levantamento de todos os pontos a serem lubrificados. As informações colhidos em cada equipamento deverão constar em uma ficha própria, contendo: nome do equipamento, número de inventário, localização do equipamento, partes a lubrificar, número e localização de pontos, capacidade dos depósitos, métodos de aplicação do lubrificante, frequência de aplicação, períodos de troca, serviços a serem executados, lubrificantes recomendados e respectivos códigos e tipos de acionamento.

Uma vez concluída a etapa do levantamento dos dados, estes devem ser analisados para verificar os seguintes pontos:

- Verificação do respeito aos lubrificantes recomendados;
- Estudo dos métodos de aplicação do lubrificante e as ferramentas utilizadas;
- Levantamento das especificações dos lubrificantes;
- Racionalização da diversidade de lubrificantes.

3.1.2 Programação das intervenções

Segundo Carreteiro (2006), o programa de lubrificação é elaborado em função do número de homens/hora necessário para cada tarefa. Desta forma, os pontos a serem lubrificados deverão ser computados pelos respectivos períodos de lubrificação definidos: diário, semanal, quinzenal, mensal, bimestral, trimestral, semestral, anual, entre outros.

Em relação ao roteiro das intervenções para lubrificação dos equipamentos, Carreteiro (2006) diz que o roteiro deve ser elaborado considerando a distribuição geográfica dos equipamentos, visando otimizar distâncias a serem percorridas, tempos de deslocamento e lubrificação, para se obter o máximo de produtividade em homem/hora.

O calendário anual de intervenções tem por objetivo permitir a programação diária

das atividades de lubrificação. A Figura (1) apresenta as etapas para a organização do calendário de programação de intervenções para lubrificação.

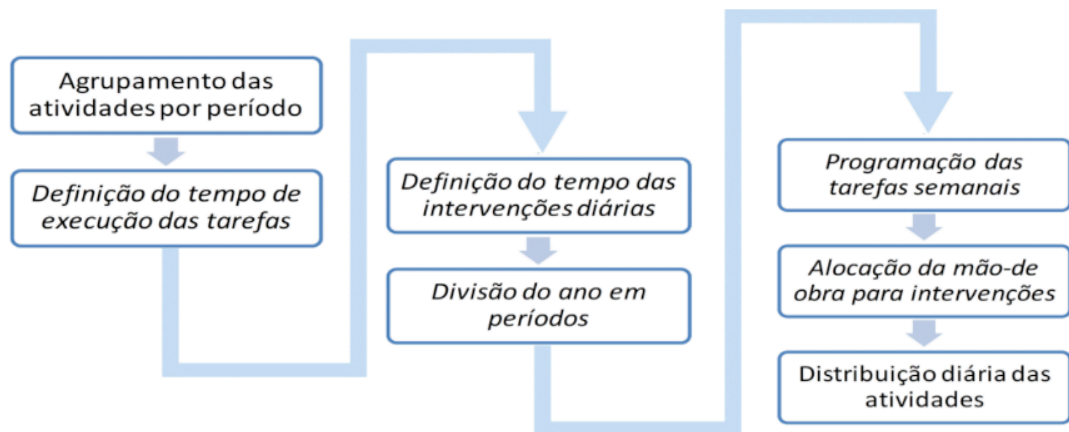


Figura 1 - Etapas de organização do calendário de intervenções (Adaptado de Carreteiro, 2006)

Sobre a periodicidade das intervenções de lubrificação, Bormio (2003-2) enuncia que as trocas de óleo do motor devem ser realizadas nas seguintes condições:

- Trocar a cada 100 horas quando se usa a máquina sob condições predominantes de “anda e para”, em longos e frequentes períodos em marcha lenta (utilizando a tomada de potência para acionar máquinas que requerem pouca potência), sob alta temperatura, cargas e esforços adicionais (quando se usa implementos que exigem carga maior do que o trator possa oferecer);
- Trocar a cada 200 horas quando a máquina opera normalmente, com acoplamento de implementos que foram dimensionados para a mesma;
- Trocar a cada 6 meses para óleo de base mineral quando o número de horas não for atingido;
- Trocar a cada 12 meses para óleo sintético quando o número de horas não for atingido;
- Para motores inativos, o óleo deverá ser trocado no máximo entre 3 e 6 meses;
- Ou ainda, há a possibilidade de seguir as orientações do fabricante, as quais são encontradas no próprio manual da máquina.

De acordo com Bormio (2003-2), também é muito importante acompanhar o nível do óleo do motor através da vareta de nível e recompor o nível do óleo quando este atingir o patamar mínimo. A recomposição do nível de óleo deve ser feita utilizando-se o mesmo tipo de óleo lubrificante para garantia da eficácia do equipamento e evitar contaminações.

Bormio (2003-2) define que é recomendado respeitar as seguintes orientações:

- Não se misturar óleos com características diferentes, já que a utilização de elementos químicos diferentes para uma mesma finalidade de aditivação

pode ocasionar aparecimento de ácidos corrosivos que irão destruir principalmente os mancais de liga do motor;

- Completar o nível quando a marca mínima for atingida e, antes de completar, verificar o tempo de utilização do óleo, pois a próxima troca pode estar muito próxima e completar não prolonga o tempo de substituição do óleo usado;
- Utilizar sempre óleo com a viscosidade correta;
- Quando substituir o óleo, deve-se também substituir o filtro, para se diminuir o risco de contaminação do lubrificante por um filtro usado;
- Examinar sempre se não há vazamentos de óleo. Caso houver, corrigir imediatamente. A tampa de enchimento e a vedação da vareta de nível em seu tubo são pontos onde normalmente ocorrem vazamentos e grande penetração de contaminantes externos.

Em seu trabalho, Bormio (2003-1) indica que a troca do óleo lubrificante do sistema de transmissão deve ser feita conforme as recomendações dos fabricantes, pois os mesmos estabelecem um período ideal de troca com uma certa margem de segurança, podendo ser estendido ou antecipado dependendo das condições de uso ou da conveniência. Deste modo, pode-se simular duas situações. Considerando que o óleo utilizado seja de classificação correta, trabalhando sob condições normais, e que a troca deva ser feita com 750 horas de trabalho.

A Figura (2) apresenta o reservatório de óleo do sistema de transmissão. A tampa representada pela seta branca é fundamental para garantir que o óleo não seja contaminado por água ou outros agentes contaminantes presentes no ar.

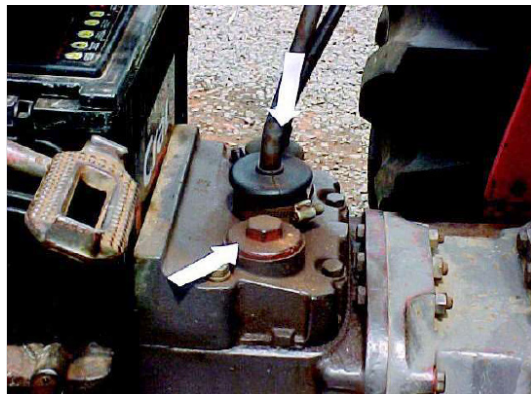


Figura 2 - Reservatório de óleo do sistema de transmissão (Revista Cultivar Máquinas nº 26)

Segundo Cimma Ltda. (2006), o nível do óleo lubrificante dos redutores finais dos eixos traseiro, dianteiro e do diferencial dianteiro (caso houver) deverá ser verificado a cada 250 horas em local plano. A troca deverá ser feita a cada 500 horas ou de acordo com as recomendações do fabricante.

Bormio (2004-4) afirma que, quando a lubrificação é feita em locais onde se utiliza graxas, deve-se seguir rigorosamente as orientações do fabricante. Estas orientações

são encontradas nos manuais da máquina, que trazem uma tabela de lubrificantes recomendados e aprovados para o produto.

De acordo com Bormio (2004-4), normalmente para fins agrícolas, é indicado o uso da graxa de lítio por ser uma graxa multifuncional, que serve para lubrificar rolamentos e articulações. Os graus de consistência mais utilizados são o 2 e o 3, mas antes de se escolher ou aplicar a graxa em qualquer máquina ou equipamento, é necessário observar os seguintes pontos fundamentais para que a lubrificação seja eficiente:

- Utilize sempre a graxa recomendada pelo fabricante, graxas não são todas iguais como se apregoa e acredita em muitas empresas;
- Para evitar a aplicação de graxa errada, deve-se verificar a especificação no recipiente de graxa;
- Utilize o plano de lubrificação do fabricante para lubrificações diárias, semanais, entre outras;
- Mantenha limpas as bombas de aplicação e reservatórios de graxas, evitando o contato com poeira, para diminuição da contaminação do lubrificante;
- Antes da aplicação, limpe com um pano o pino graxeiro, o que evitará que a sujeira acumulada externamente entre no sistema;
- Com um estilete, verifique o funcionamento da esfera de vedação do pino graxeiro. Pinos graxeiros danificados devem ser substituídos;
- Após a aplicação, não limpe o excesso de graxa sobre o pino graxeiro, a camada excessiva funcionará como vedação à penetração de sujeira;
- Aplica-se graxa nova até que toda a graxa velha tenha sido expulsa do reservatório. Isto é percebido devido à diferença de coloração da graxa nova com a velha;
- Faça uma estimativa da necessidade de utilização de graxa para aproximadamente seis meses. Graxas armazenadas por períodos mais longos podem trazer problemas de lubrificação. Isto será provocado pela separação do óleo do sabão metálico por ação da gravidade e quando se aplica somente o sabão metálico, não se tem lubrificação. Desta forma, seria interessante que a cada mês os recipientes armazenados sofressem um giro de 180°.

A Figura (3) apresenta o exemplo de uma articulação presente em uma máquina agrícola. A figura da esquerda representa a articulação e o pino graxeiro antes da lubrificação. A figura da direita apresenta o sistema após a lubrificação.

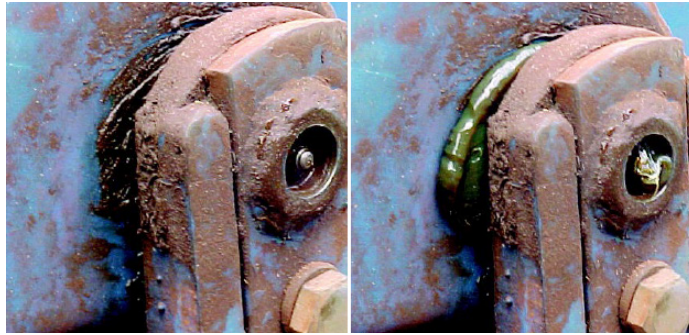


Figura 3 - Articulação de máquina agrícola (Revista Cultivar Máquinas nº 29)

3.1.3 Controle do consumo de lubrificantes

Carreteiro (2006) afirma que o controle do consumo de lubrificantes deve ser feito de duas formas:

- Controle de estoque: pode ser feito manual ou eletronicamente, via ficha de estoque. A ficha de estoque deve ser individual e permitir a identificação de dados como: datas de entrada e saída do produto, estoque existente, ponto de ressuprimento, localização do item no almoxarifado, entre outros;
- Controle de consumo: pode ser feito manual ou eletronicamente, via ficha de consumo. O objetivo deste controle é permitir a identificação de dados como: consumo em um determinado período (anual, mensal, quinzenal), por área, tipo de produto e equipamento.

Controlar o estoque está ligada à estratégia de se evitar paradas de equipamentos por indisponibilidade do lubrificante no estoque local. Já o controle de consumo está ligado à estratégia de se racionalizar o consumo de lubrificantes, identificando pontos de otimização e, conseqüentemente, redução de custos.

3.1.4 Codificação e identificação dos lubrificantes

Segundo Carreteiro (2006), nas empresas de grande porte, é importante que se utilizem uma codificação e uma classificação dos lubrificantes de modo a simplificar a identificação e a aplicação dos lubrificantes. A identificação pode ser feita conforme a política interna de identificação da empresa. Normalmente, é utilizada uma combinação de cores, figuras geométricas e números. Este tipo de codificação é largamente utilizado na aplicação dos produtos. A criação de plaquetas metálicas ou adesivos para serem fixados próximos aos pontos a lubrificar é o método mais comumente usado.

4 | ANÁLISE DE ÓLEO

De acordo com Bormio (2001-3), quando se pretende ter controle sobre as

condições de manutenção de máquinas e prevenir paradas indesejáveis durante o trabalho, pode-se utilizar um método altamente eficaz e confiável que é a análise do óleo lubrificante. Esta análise tem por objetivo obter informações sobre o óleo usado que serão utilizadas pela manutenção preventiva ou preditiva de equipamentos mecânicos lubrificados.

Segundo Bormio (2001-3), comparando o número de problemas detectados no óleo lubrificante de motores, os tratores agrícolas analisados rotineiramente apresentaram 18,4 % de problemas enquanto no grupo de tratores onde não era aplicada a técnica, apareceram problemas em 70 % das análises realizadas. Assim, fica evidente a diminuição do número de quebras e da necessidade de manutenção de emergência durante o trabalho dos tratores devido as informações fornecidas pelas análises. Assim, pode-se obter em torno de 45 % de economia no consumo do lubrificante, isso porque o controle do lubrificante permite que este seja utilizado além do tempo estabelecido pelo fabricante do motor com absoluta segurança.

A Figura (4) apresenta a imagem de um viscosímetro cinemático utilizado em laboratórios de análise de óleo.



Figura 4 - Viscosímetro cinemático (Revista Cultivar Máquinas nº 5)

De acordo com Bormio, (2001-3) é fundamental o auxílio de um profissional competente e experiente, pelo menos na fase de implantação da técnica.

Segundo Bormio (2001-3) a eficiência desta técnica é incontestável quando aplicado em máquinas agrícolas que constantemente ficam sujeitas a contaminação por poeira, água, por exemplo, advindas do ambiente de trabalho altamente contaminado. Os motores à combustão são os equipamentos em que o óleo lubrificante sofre maior contaminação ou deterioração. Neste caso, os testes mínimos necessários em uma análise de óleo usado de um motor são o de odor, aparência, viscosidade, presença de água, quantidade de fuligem, ponto de fulgor e presença de metais, e se fazendo necessário, podem ser realizados ainda outros testes como o TBN (índice de basicidade total), o TAN (índice de acidez total), densidade, corrosão, entre outros. O objetivo de se fazer testes adicionais é a proteção dos equipamentos mecânicos, permitindo

que uma avaria seja evitada com a eliminação precoce de causas da mesma. Como exemplo de avaria, cita-se a penetração de poeira no motor devido a um problema qualquer no sistema de filtragem e que, a longo prazo, irá acarretar desgaste acelerado nas peças móveis e, conseqüentemente, a sua falência.

A Figura (5) apresenta resultados da análise de óleo e as possíveis causas de cada um dos problemas identificados.

Resultado do ensaio	Causas prováveis
Contaminação por água	<ol style="list-style-type: none"> 1 - Condensação: operações a baixa temperatura, ventilação inadequada do cárter, uso excessivo em marcha lenta, períodos curtos em serviços intermitentes. 2 - Elevado vazamento de gases: anéis ou camisas gastas, restrições no sistema de escape. 3 - Vazamento de refrigerante: juntas de cabeçote vazando, cabeçote apertado com torque indevido, bloco ou cabeçote rachados.
Redução da viscosidade	<ol style="list-style-type: none"> 1 - Uso de produto menos viscoso. 2 - Diluição pelo combustível: alimentação excessiva de combustível, bicos injetores gotejando, alimentação de ar ou sistema de escape obstruído.
Aumento da viscosidade	<ol style="list-style-type: none"> 1 - Uso de produto mais viscoso. 2 - Contaminação por água, e por fuligem do combustível. 3 - Degradação: refrigeração inadequada, operação com mistura pobre, períodos de drenagem excessivamente prolongado.
Contaminação por insolúveis	<ol style="list-style-type: none"> 1 - Fuligem do combustível: operação com mistura rica, bicos injetores defeituosos, entrada de ar de admissão obstruída. 2 - Entrada de poeira: manutenção inadequada do filtro de ar, vazamento de ar no sistema de admissão. 3 - Desgaste metálico: geralmente relacionado com a quantidade de impurezas aspiradas, manutenção inadequada dos filtros de ar.

Figura 5 - Problemas evidenciados em análise de óleo e suas possíveis causas (Revista Cultivar Máquinas nº 5)

Segundo Bormio (2003-2), a substituição do óleo lubrificante de um motor dentro do prazo só pode ser desprezada quando houver controle do estado do mesmo, através de análises e acompanhamento de suas características, pois à medida que trabalha, o óleo lubrificante tem suas características originais modificadas. A principal característica alterada é a viscosidade, que pode sofrer uma alteração máxima de aproximadamente 10 % em relação ao valor de medição do óleo novo. A queda da viscosidade normalmente é causada pela contaminação por combustível que passa pelos anéis do pistão e se deposita no cárter, afinando o óleo lubrificante.

De acordo com Bormio (2003-2), a contaminação varia de motor para motor, onde um motor novo está menos suscetível à contaminação do que um motor já usado, pois à medida que envelhece, a contaminação aumenta, o desgaste natural também contribui para isto. As principais causas são devido ao fato de que os bicos injetores

passam a gotejar, a bomba injetora se desregula e os cilindros perdem compressão. Um óleo de motor com 6 % de Diesel sofre queda de viscosidade de aproximadamente um grau SAE, ou seja, um óleo SAE 30 passa a ser um óleo SAE 20, inadequado para o trabalho indicado. A consequência desta alteração é o desgaste acelerado por quebra do filme de lubrificação, causando contato direto das peças e menor tempo de vida ao motor.

Bormio (2003-2) enuncia que uma das principais causas do aumento da viscosidade é o tempo excessivo de utilização do óleo lubrificante, onde o espessamento do óleo acontece devido ao acúmulo de produtos insolúveis provenientes da combustão, desgaste natural, ar de admissão ou por um meio qualquer como fuligem, poeira, metais de desgaste e resíduos de oxidação por umidade (água). Estes elementos, além de espessarem o óleo lubrificante, dificultando o movimento, também são abrasivos e causam desgaste por se interporem entre as peças em movimento. Os aditivos, que são elementos que melhoram o desempenho do óleo, também se esgotam deixando de desempenhar suas funções como proteger de ferrugem, corrosão, entre outros.

5 | CONSIDERAÇÕES FINAIS

A lubrificação é uma operação de suma importância a fim de se evitar o desgaste prematuro de peças e manter o funcionamento adequado de máquinas agrícolas, reduzindo o risco de custos elevados por manutenção, menor produção e tempo perdido com máquinas paradas para manutenção. No entanto, para se ter uma lubrificação eficaz, é necessário ter profissionais treinados e determinados para cumprir a tarefa.

O uso adequado de lubrificantes bem como o respeito aos seus períodos de troca em máquinas agrícolas, ajudam a diminuir o desgaste excessivo, o superaquecimento e até a perda total de componentes da máquina e, conseqüentemente, reduz os gastos com manutenção corretiva, aumentando a vida útil de motores, transmissão e outros componentes importantes das máquinas.

REFERÊNCIAS

- Bormio, M. R. **Desgaste mínimo**. Revista Cultivar Máquinas, Pelotas, RS, ano III, n. 26, p. 6-10, dez. 2003-1.
- Bormio, M. R. **Hora da troca**. Revista Cultivar Máquinas, Pelotas, RS, ano III, n. 16, p. 6-8, jan. / fev. 2003-2.
- Bormio, M. R. **Proteção da máquina**. Revista Cultivar Máquinas, Pelotas, RS, ano I, n. 5, p. 14-15, set. / out. 2001-3.
- Bormio, M. R. **Proteção e vida longa**. Revista Cultivar Máquinas, Pelotas, RS, ano III, n. 29, p. 10-12, abr. 2004-4.
- Carreiro, R. P.; Belmiro, P. N. A. **Lubrificantes e lubrificação industrial**. Rio de Janeiro: Interciência IBP, 2006.
- Cimma LTDA. **Transmissão lubrificada**. Revista Cultivar Máquinas, Pelotas, RS, ano VI, n. 55, p. 24-25, ago. 2006.
- Fernandes, A. C.; Bernardes, A. M.; Gonçalves, W. S. **Check List**. Revista Cultivar Máquinas, Pelotas, RS, ano IX, n. 83, p. 18-21, mar. 2009.
- Lino, A. C. L. **Lubrificantes especiais**. Revista Cultivar Máquinas, Pelotas, RS, ano I, n. 4, p. 8-10, jul. / ago. 2001-1.
- Lino, A. C. L. **Porque lubrificar?** Revista Cultivar Máquinas, Pelotas, RS, ano I, n. 2, p. 17-18, mar. / abr. 2001-2.
- The Lubricant Company. "**Rarus Compressor Oil**". Acesso: 13 de Setembro de 2015. <<http://www.thelubricantcompany.co.uk/news/company-news/324/mobil-introduce-shc-rarus-compressor-oil>>.

6 | AUTORIZAÇÕES / RECONHECIMENTO

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

APLICAÇÃO DE TÉCNICA PARA AUMENTO DO TEMPO MÉDIO ENTRE FALHAS EM VENTILADORES INDUSTRIAIS

Fernanda do Carmo Silvério Vanzo

Faculdade Pitágoras, Departamento de
Engenharia Mecânica
Uberlândia - Minas Gerais

Edmar Antônio Onofre

Faculdade Pitágoras, Departamento de
Engenharia Mecânica
Uberlândia - Minas Gerais

RESUMO: O processo de ventilação é importante para atividades na indústria devido ao fato de estar diretamente relacionado à retirada de gases liberados no processo e no interior dos equipamentos utilizados na produção. As paradas indesejadas geram perdas na produção, por esse motivo, devem ser evitadas. No entanto, para algumas intervenções de manutenção, é necessário que o equipamento esteja parado. Por isto, é de extrema importância que sejam desenvolvidas atividades que visem minimizar a necessidade de intervenção da manutenção com o equipamento parado. A análise de vibração permite a visualização de características de falhas de equipamentos que contenham rolamentos. A solução proposta no trabalho em questão corresponde a substituição de elementos mecânicos de um ventilador, acarretando aumento de confiabilidade e disponibilidade do equipamento, além da

diminuição dos custos de produção.

PALAVRAS-CHAVE: vibração, confiabilidade, disponibilidade

ABSTRACT: The ventilation process is important for activities in the industry due to the fact that it is directly related to the removal of gases released in the process and inside the equipment used in the production. Unplanned breakdowns generate production losses, so they should be avoided. However, for some maintenance operations, the equipment must be stopped. Therefore, it is extremely important to develop activities aiming to minimize the need for maintenance intervention with the equipment stopped. Vibration analysis allows the visualization of equipment failure characteristics that contain bearings. The solution proposed in the work in question corresponds to the replacement of mechanical elements of a fan, resulting in an increase in reliability and availability of equipment, as well as a decrease in production costs.

KEYWORDS: vibration, reliability, availability

1 | INTRODUÇÃO

No processo fabril industrial, existe uma grande necessidade de utilização de ventiladores para diversas atividades. Devido

à criticidade que normalmente os ventiladores possuem nos processos produtivos onde estão inseridos, existe uma preocupação relacionada a quebras ou falhas dos mesmos, visto que elas geram paradas inesperadas. O trabalho em questão trata especificamente da aplicação de uma técnica que visa minimizar falhas em geral de um ventilador do tipo de exaustão, conseqüentemente reduzindo os custos de produção e de manutenção.

O processo de ventilação é importante para atividades na indústria devido ao fato de estar diretamente relacionado à retirada de gases liberados no processo e no interior dos equipamentos utilizados na produção. Sendo assim, foi identificada a necessidade de se ter uma manutenção preditiva e corretiva com maior qualidade para minimizar impactos e efeitos que podem ter resultados indesejados no processo produtivo.

O ventilador de exaustão tem a função de retirar ar de um ambiente fechado, visando diminuir a temperatura do ambiente e retirar impurezas do ar, renovando o ar do ambiente mantendo-o propício para a execução do processo. Este processo evita constantemente a proliferação de bactérias e fungos, além de ter um papel importante em manter a integridade física dos colaboradores, evitando questões como incêndio, carga térmica elevada, evitando grandes quantidades de impurezas, odores, fumaça, fuligem, ou seja, de modo geral também as substâncias indesejadas no ambiente de produção.

As paradas indesejadas geram perdas na produção, por esse motivo, elas devem ser evitadas. No entanto, para algumas intervenções de manutenção, é necessário que o equipamento esteja parado. Por isto, é de extrema importância que sejam desenvolvidas atividades que visem minimizar a necessidade de intervenção da manutenção com o equipamento parado. Assim, devem ser priorizadas as técnicas de manutenção que permitam o monitoramento on-line das condições do equipamento para que as paradas para intervenção sejam reduzidas ao mínimo necessário. Uma destas técnicas, por exemplo é a análise de vibração, que tem por objetivo maximizar a vida útil de ventiladores, polias, rolamentos, mancais, entre outros elementos mecânicos.

No caso do ventilador de exaustão em questão, é importante que se estabeleçam técnicas de manutenção que não exijam a parada total do equipamento, porque o processo de emissão de gases é constante e a parada do ventilador impactaria o processo de retirada dos gases do ambiente.

O presente trabalho trata de um estudo realizado visando o aumento do tempo médio entre falhas do um ventilador de exaustão. O princípio do estudo é coletar parâmetros de funcionamento do ventilador por meio da aplicação da análise de vibração, ou seja, trata-se de um monitoramento onde não há necessidade de que o equipamento esteja parado para sua realização.

A motivação para a realização do trabalho surgiu a partir das constantes quebras que foram registradas no rolamento do ventilador.

Segundo o setor de Produção da empresa, as perdas anuais por paradas não programadas de equipamentos somam aproximadamente R\$ 800 000,00, valor este considerado indesejável para a empresa, visto que configura prejuízo. As perdas por paradas indesejadas dos ventiladores correspondiam a aproximadamente 5% do valor total de perdas produtivas da empresa.

Assim, o objetivo do trabalho em questão era desenvolver técnicas capazes de aprimorar o rendimento do rolamento utilizado por meio da identificação e minimização das causas raízes de sua quebra e, por consequência, permitir a redução dos custos com paradas indesejadas de produção. A Fig. (1) apresenta um rolamento do tipo autocompensador de rolos de dupla carreira, o mesmo modelo utilizado no ventilador.



Figura 1: Rolamento autocompensador de rolos de dupla carreira (SKF, 2015)

2 | REFERENCIAL TEÓRICO

As exigências atuais do mercado para aumento da produtividade, padrões de qualidade, flexibilidade e confiabilidade tem influenciado as ações das indústrias para o aprimoramento de suas políticas de manutenção.

O setor de manutenção está presente em todas as indústrias, independente do seu porte ou área de atuação. Uma vez que ações e gestão eficientes acarretarão em confiabilidade e disponibilidade dos processos produtivos, evitando a degradação e falhas dos equipamentos e instalações, o setor de manutenção é frequentemente considerado um segmento estratégico na atuação das indústrias.

Atualmente, o trabalho da manutenção está ganhando novas diretrizes e responsabilidades. Os profissionais desta área precisam estar qualificados e equipados para evitarem falhas e não apenas corrigi-las (Kardec & Nascif, 2009).

Quando um equipamento não apresenta o desempenho previsto, é utilizado o termo falha para identificar essa situação. Segundo Xenos (2004), a falha é o término da capacidade de um item desempenhar a função requerida. É a diminuição total ou parcial da capacidade de uma peça, componente ou máquina de desempenhar sua função durante um período de tempo, quando o item deverá ser reparado ou substituído.

Nesse sentido, pode-se afirmar que, os períodos de indisponibilidade dos

equipamentos afetam a capacidade produtiva, aumentando os custos operacionais. Além disso, podem apresentar comprometimentos significativos para a imagem institucional das empresas, visto que paradas produtivas podem impactar na indisponibilidade de produtos no mercado e mesmo impacto no preço repassado ao consumidor.

A manutenção, sobretudo nas indústrias, vem se destacando e ganhando espaço dentro do ambiente produtivo, principalmente no foco de redução de custo devido à confiabilidade dos equipamentos no processo industrial, estando diretamente associada às falhas dos equipamentos e ao tipo de manutenção aplicado.

O termo manutenção possui origem no vocabulário militar, no qual o significado era “manter, nas unidades de combate, o efetivo e o material em um nível constante” (Monchy apud Guelbert, 2004).

Para Slack (1999) a manutenção está relacionada a “forma pela qual as organizações tentam evitar as falhas, cuidando de suas instalações físicas”.

Duffuaa, Raouf e Campbell (1999) destacam que a manutenção está relacionada a um conjunto de atividades aplicadas a um determinado equipamento ou sistema para preservá-lo em um estado no qual pode desempenhar as funções para as quais foi projetado.

Segundo Xenos (2004), é função da manutenção “fazer tudo que for preciso para assegurar que um equipamento continue a desempenhar as funções para as quais foi projetado, em um nível de desempenho exigido”.

Dessa forma, pode-se afirmar que Manutenção compreende um conjunto de ações a serem tomadas para eliminação de falhas (ocorridas e potenciais), conservação e recuperação dos equipamentos, assegurando as características especificadas, além de garantir a saúde e segurança de seus usuários e a preservação do meio ambiente.

Historicamente, o advento da Manutenção acompanha o desenvolvimento técnico-industrial da humanidade. Após a Revolução Industrial, a Manutenção passou por um processo de evolução, sendo apontada como a mais importante função da Engenharia atualmente (Arcuri Filho, 2001).

“Toda evolução tecnológica dos equipamentos, processos e técnicas de manutenção, a necessidade de controles cada vez mais eficientes e de ferramentas de apoio à decisão, o desenvolvimento de estudos relativos ao desgaste e controle das falhas e suas consequências, a dependência de equipes treinadas e motivadas para enfrentar estes desafios, o desenvolvimento de novas técnicas e, conseqüentemente, os custos de manutenção em termos absolutos e proporcionalmente as despesas globais, transformaram as áreas de manutenção em um segmento estratégico para o sucesso empresarial” (Nunes, 2001).

Entretanto, existem vários tipos de manutenção. Dentre elas: Corretiva, Preventiva, Preditiva e Engenharia de Manutenção.

- **Manutenção corretiva:** realiza o reparo após a falha ter ocorrido. Uma falha no equipamento pode causar perda total ou parcial da capacidade operacio-

nal do equipamento. Se essa falha ocorrer, ela deve ser corrigida de alguma forma;

- **Manutenção preventiva:** utilizada para prevenir e evitar as consequências das falhas. Através de um planejamento, previne a falha do equipamento com ajustes e substituições de peças antes da apresentação da falha;
- **Manutenção preditiva:** tenta antecipar a falha, medindo parâmetros de evolução do problema antes que ocorra. Através de um planejamento e de diversas técnicas (análise de vibração, ferrografia, termografia etc.) prediz o momento que a falha ocorrerá. Sua principal característica é permitir o acompanhamento de parâmetros com o equipamento em funcionamento;
- **Engenharia de manutenção:** tem como objetivo deixar de ficar consertando continuamente para procurar as causas básicas, modificar situações permanentes de desempenho, deixar de conviver com problemas crônicos e desenvolver a manutenibilidade.

Sabe-se que, em qualquer empresa será necessário conviver com todos os tipos de manutenção. Entretanto, o que determinará a utilização de um ou outro tipo é a importância ou criticidade do equipamento em questão.

Considera-se que no Brasil a manutenção corresponda a mais de 4% do faturamento bruto das empresas, conforme pode ser verificado na Fig. (2). Através deste rápido cálculo mostrado chega-se (em uma análise macro) a um valor de R\$ 4,2 milhões perdidos pelas empresas brasileiras anualmente devido a problemas relacionados às falhas em rolamentos causadas por causas diversas. É importante ressaltar que não estão contabilizados nesta rápida análise os lucros cessantes das empresas, além de nenhuma outra variável que possa estar envolvida no contexto. Fala-se apenas em gastos com reposição de material e mão de obra envolvida.

Ano	Custo Total da Manutenção / Faturamento Bruto
2009	4,14 %
2007	3,89 %
2005	4,10 %
2003	4,27 %
2001	4,47 %
1999	3,56 %
1997	4,39 %
1995	4,26 %

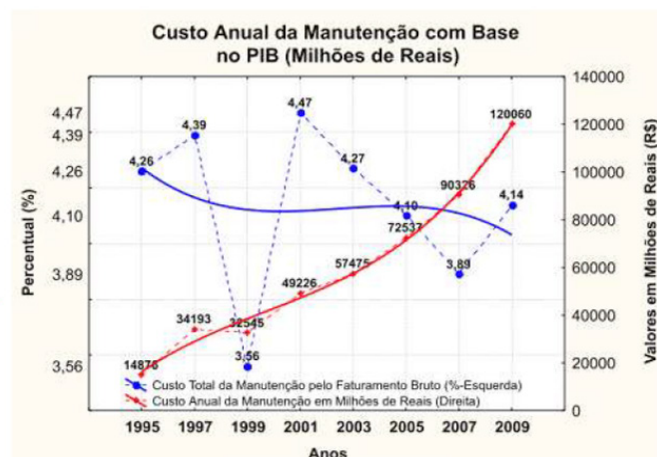


Figura 2: Custo anual da manutenção com base no PIB e custo total da manutenção / faturamento bruto (Adaptado de Abramam, 2009)

Neste contexto, torna-se primordial a aplicação de uma solução de engenharia de manutenção eficaz que vise diminuir o impacto de falhas em rolamentos nos custos

das empresas.

3 | METODOLOGIA

O trabalho foi desenvolvido visando definir estratégias que permitissem a diminuição do alto índice de quebra dos rolamentos, ou seja, a diminuição do tempo médio entre falhas nos ventiladores de exaustão da empresa onde o estudo de caso foi realizado.

Em uma análise prévia, identificou-se que uma das causas raízes das constantes quebras do ventilador e perda de confiabilidade do equipamento estava ligada à amplitude da vibração mecânica do equipamento.

Assim, o trabalho foi dividido em etapas, sendo elas:

- Levantamento das especificações dos elementos mecânicos (rolamentos, buchas e mancais) utilizados no ventilador;
- Análise de vibração do equipamento;
- Especificação de novos elementos mecânicos (rolamentos, buchas e mancais) para o ventilador;
- Substituição dos elementos mecânicos no ventilador;
- Acompanhamento dos resultados.

3.1 Especificação dos Elementos Mecânicos

As análises da causa das falhas de rolamentos bem como de outros elementos mecânicos podem ser bastante facilitadas utilizando-se guias desenvolvidos pelas próprias empresas fabricantes dos mesmos. Nestes guias, pode-se encontrar figuras que ilustram a falha ocorrida, bem como as prováveis causas e as formas de evitar os danos. No entanto, é interessante que se identifique quais são as especificações dos elementos mecânicos utilizados. A Fig. (3) apresenta as especificações do rolamento utilizado no ventilador.

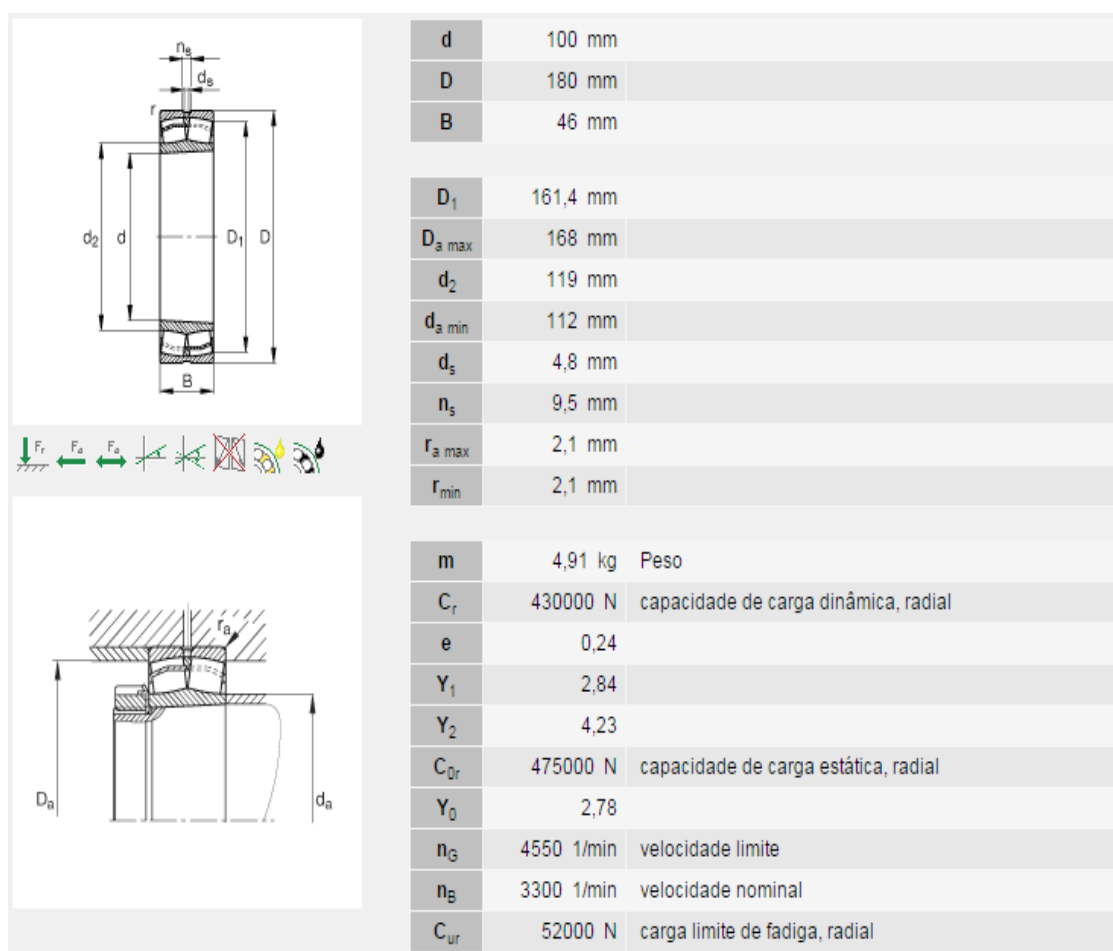


Figura 3: Especificação do rolamento a ser substituído (SKF, 2015)

3.2 Análise de Vibração do Rolamento

O próximo passo foi a realização da análise de vibração no ventilador em questão, utilizando-se um aparelho específico para tal estudo. O equipamento usado foi do fabricante SKF, modelo Microlog Analyzer GX. Este tipo de analisador permite, a partir da coleta de dados, analisar variáveis dinâmicas e estáticas. A coleta das informações é feita a via acelerômetros instalados estrategicamente em diversas posições do equipamento. A Fig. (4) apresenta os gráficos em frequência obtidos na análise de vibração para o rolamento autocompensador.

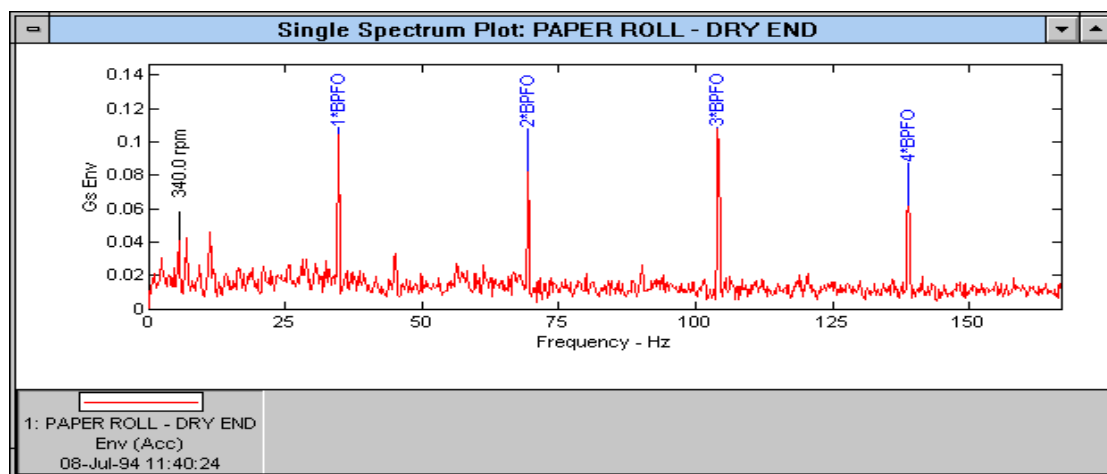


Figura 4: Gráfico do rolamento autocompensador de rolos com dupla carreira

O eixo das ordenadas do gráfico apresenta as unidades em envelopes de aceleração, que corresponde a múltiplos da aceleração g da gravidade (valor aproximado de $9,80665 \text{ m/s}^2$). Esta unidade é muito comumente utilizada para se avaliar o comportamento vibratório de rolamentos e outros componentes mecânicos. O eixo das abscissas apresenta as unidades em Hz, ou seja frequência. O cruzamento entre amplitude de vibração (eixo das ordenadas) e frequência onde ocorre a vibração (eixo das abscissas) permite a interpretação dos dados e a consequente análise do comportamento vibratório do elemento.

Observa-se, pelo gráfico, que existem picos de vibração no equipamento, o que pode danificá-lo. Assim, conclui-se que, a partir da condição de vibração do rolamento em questão, devem ser especificados novos elementos mecânicos que visem minimizar os impactos de vibração no ventilador.

3.3 Especificação de Novos Elementos Mecânicos

A partir da condição de trabalho do equipamento, pesquisou-se sobre um rolamento que compensasse o desalinhamento radial, porém sendo axialmente livre. Exemplos de rolamentos que podem atender a esta condição são os de rolos cilíndricos ou de agulhas.

Espera-se, como resultados da substituição do rolamento, atingir menores temperaturas de operação e reduzir os níveis de vibração. Como consequência, serão atingidos ainda aumento de confiabilidade e da vida útil do rolamento e do equipamento.

Neste contexto, o rolamento selecionado foi o rolamento de rolos toroidais CARB. A Fig. (5) apresenta o rolamento com as setas indicativas da capacidade de autocompensação radial e deslocamento axial do rolamento.

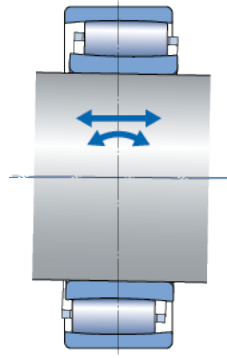


Figura 5: Rolamento CARB (SKF, 2015)

A substituição dos rolamentos demanda também a substituição das buchas e mancais, pelo fato de existir incompatibilidade entre os mancais e buchas. Os mancais e buchas compatíveis com o rolamento CARB são:

- Mancal SNL K7;
- Bucha específica para rolamentos CARB.

A Fig. (6) apresenta o mancal do tipo SNL K7.



Figura 6: Mancal SNL K7 (SKF, 2015)

O custo total da implementação da solução desenvolvida foi de R\$ 3.750,00. Portanto, um valor reduzido em comparação ao prejuízo anual de paradas não programadas que a empresa vinha sofrendo.

3.4 Substituição dos elementos mecânicos

O próximo passo do projeto foi substituir os elementos mecânicos pelos novos especificados.

4 | ANÁLISE DOS RESULTADOS

Após a substituição dos elementos mecânicos, realizou-se a análise de vibração para verificar de forma quantitativa os resultados obtidos. A Fig. (7) apresenta os resultados obtidos com a análise de vibrações do ventilador.



Figura 7: Gráfico comparativo da vibração antes e depois

Percebe-se, pelo gráfico, que existe uma melhoria no comportamento vibratório do rolamento.

Destaca-se ainda, como resultado do estudo, uma redução significativa no orçamento padrão da empresa. Um dos principais ganhos conseguidos com o trabalho em questão foi o aumento do tempo médio entre falhas de 3 para 26 meses. Quantificando-se esse ganho, foram obtidos os seguintes resultados:

- Redução do trabalho da manutenção (mão de obra): R\$ 3.600,00 anuais;
- Redução do custo com sobressalentes de manutenção (rolamentos, buchas e mancais): R\$ 14.000,00 anuais;
- Aumento de produção de 1500 toneladas por ano.

O trabalho apresentado considerou a substituição dos elementos mecânicos para somente um dos ventiladores da empresa. Os resultados podem ser ainda mais significativos com a extensão da solução proposta para todos os ventiladores da empresa.

Assim, os resultados obtidos com a substituição dos rolamentos, mancais e buchas são:

- Aumento do tempo médio entre falhas de 3 meses para 26 meses;
- Maior confiabilidade do equipamento;
- Maiores intervalos de lubrificação;
- Aumento da vida útil;
- Redução da influência de vibrações;
- Aumento do controle de riscos de incêndio no processo produtivo.

5 | CONSIDERAÇÕES FINAIS

O gerenciamento estratégico da atividade de manutenção consiste em buscar a eliminação das falhas, por meio da aplicação de técnicas que visem garantir que o equipamento cumpra sua função com confiabilidade e disponibilidade.

Os rolamentos representam uma causa significativa de gastos de manutenção nas indústrias. Assim, a redução de falhas neste elemento mecânico representa uma oportunidade significativa de redução de custos da manutenção com os componentes mecânicos.

Mediante as circunstâncias apresentadas no trabalho, pode-se afirmar que atendeu às expectativas, sendo possível fazer a padronização da solução proposta para todos os ventiladores da empresa. A eficiência da solução proposta foi verificada a partir do acompanhamento do aumento do tempo médio entre falhas para o equipamento.

REFERÊNCIAS

ABRAMAN. “**Documento nacional 2009 - A situação da manutenção no Brasil**”. Acesso: 23 de Maio de 2015. <<http://www.abraman.org.br>>.

Arcuri Filho, R. **Manutenção é coisa séria**. Revista de Manutenimento Mundial. n.5, 2001.

Duffua, S.O., Raouf, A, Campbell, J.D. **Planning and control of maintenance systems: modeling and analysis**. New York: John Wiley & Sons, 1999.

Guelbert, M. **Estruturação de um sistema de manutenção em uma empresa do segmento automotivo**. Dissertação (Mestrado Profissionalizante em Engenharia), Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2004.

Kardec, A.P.; Nascif, J.X. **Manutenção: função estratégica**. Rio de Janeiro: Qualitymark: Petrobrás, 2009.

Nunes, E.L. **Manutenção centrada em confiabilidade (MCC): análise da implantação em uma sistemática de manutenção preventiva consolidada**. Dissertação (Mestrado Engenharia de Produção). Universidade Federal de Santa Catarina, 2001.

Slack, N. et al. **Administração da Produção**. São Paulo: Atlas, 1999.

SKF - SKF DO BRASIL. “**Tabela interativa de especificação de rolamentos**”. Acesso: 21 de Setembro de 2015. <<http://www.skf.com/br/products/product-tables/index.html>>.

Xenos, H.G.P. **Gerenciando a Manutenção Produtiva**. Nova Lima: INDG Tecnologia e Serviços Ltda., 2004.

6 | AUTORIZAÇÃO / RECONHECIMENTOS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

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%.

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

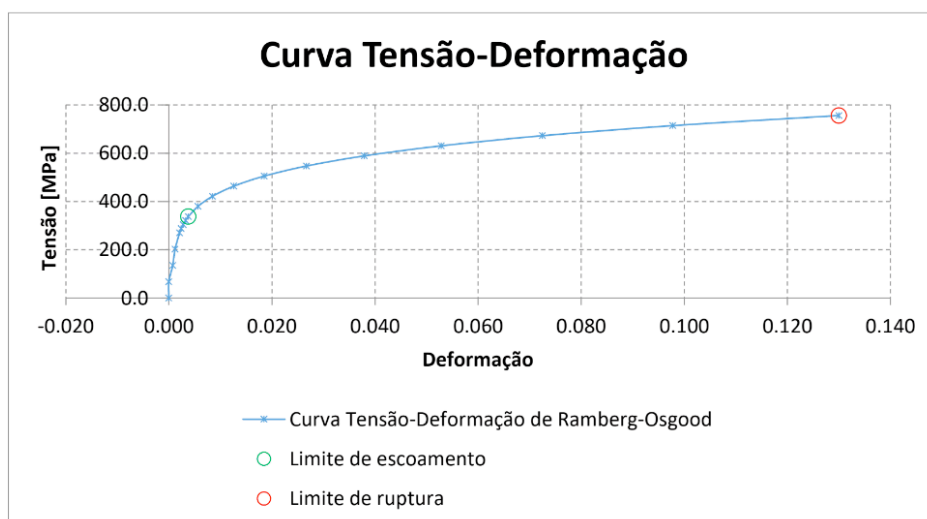


Figura 5 – Curva tensão deformação gerada pelo teste

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.

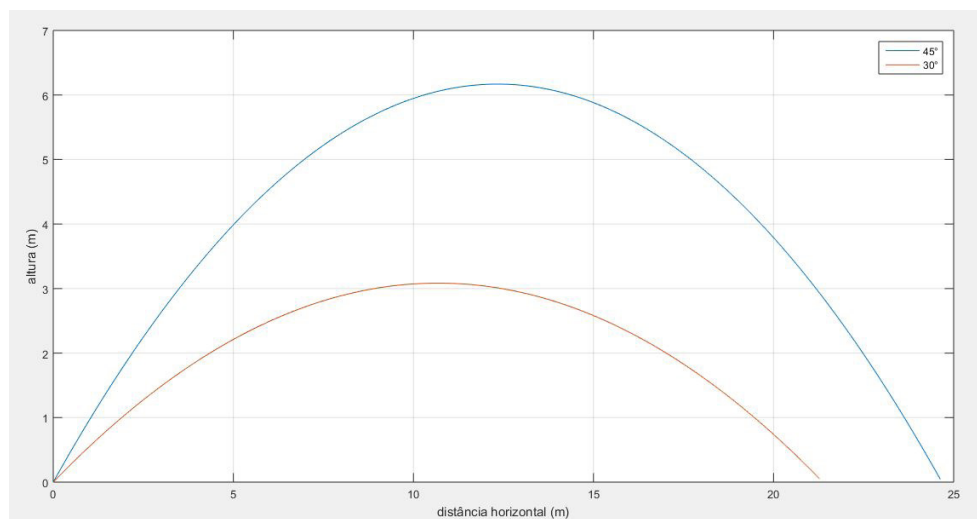


Figura 6 - Trajetória do carro em rampa para os ângulos de 45° em azul e 30° em vermelho

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.

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

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

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

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).

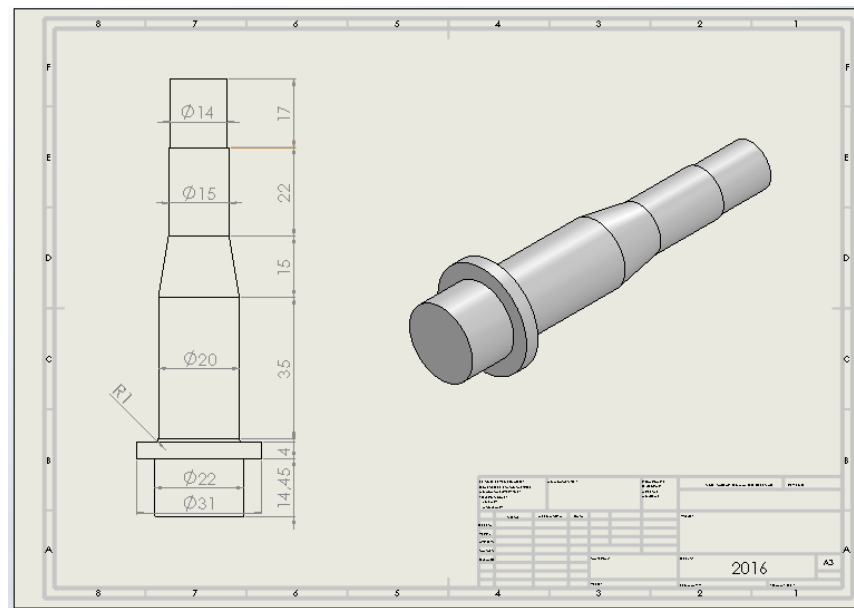


Figura 8 – Dimensões do eixo rompido

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.

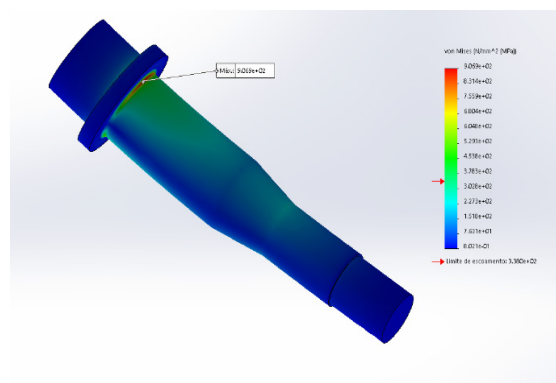
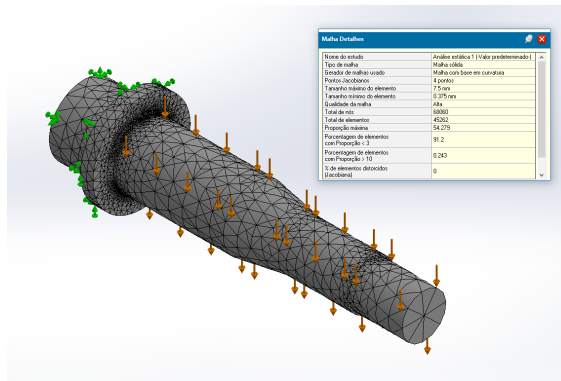


Figura 9 – (a) Condições de contorno; (b) Resultado da simulação



Fonte: Autor (2018)

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

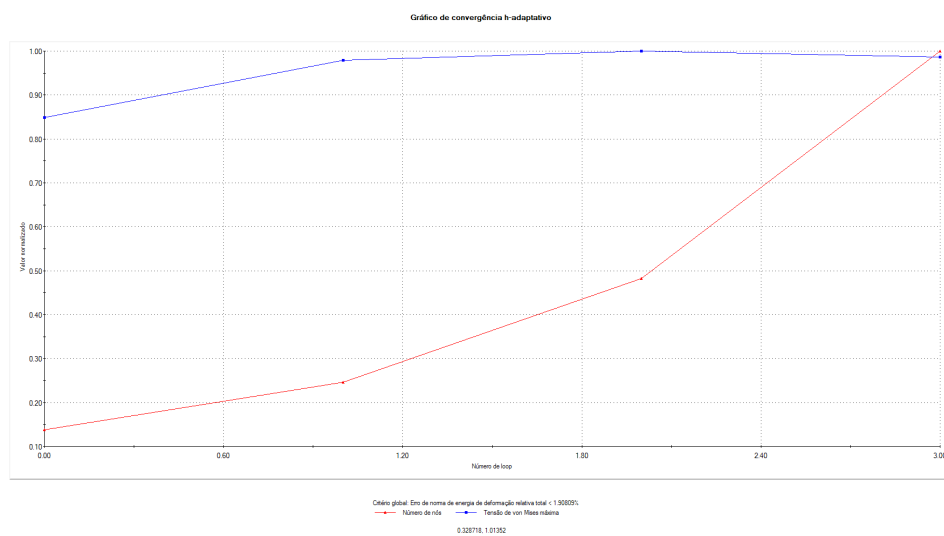


Figura 10 – Gráfico de convergência

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.

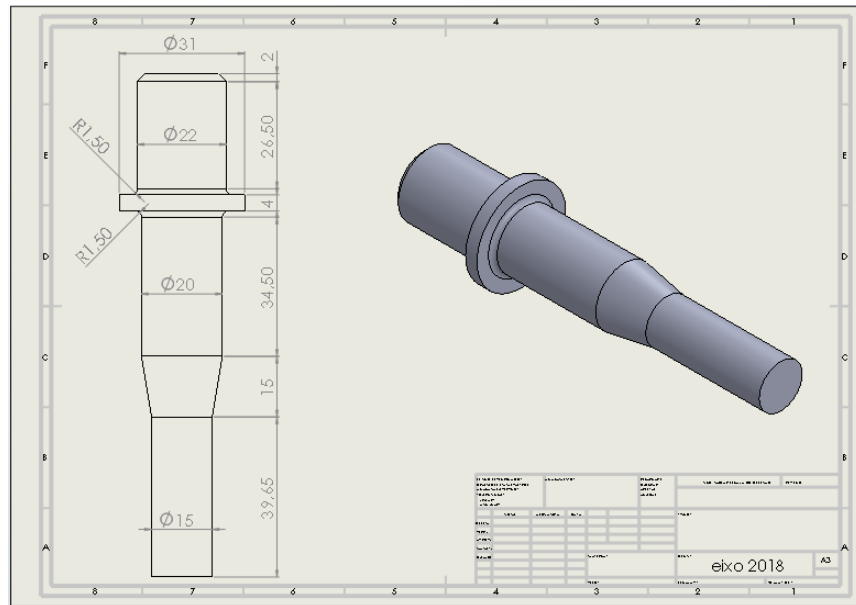


Figura 11 – Dimensões do eixo novo

Fonte: Autor (2018)

A simulação foi realizada utilizando as mesmas condições de contorno da simulação anterior, porém com as diferenças que agora as forças são representadas pelas setas roxas, e o material é o aço AISI 1045, as condições de contorno e as condições de malha do novo eixo **são mostradas na Figura 12(a)** e o resultado da simulação na Figura 12(b).

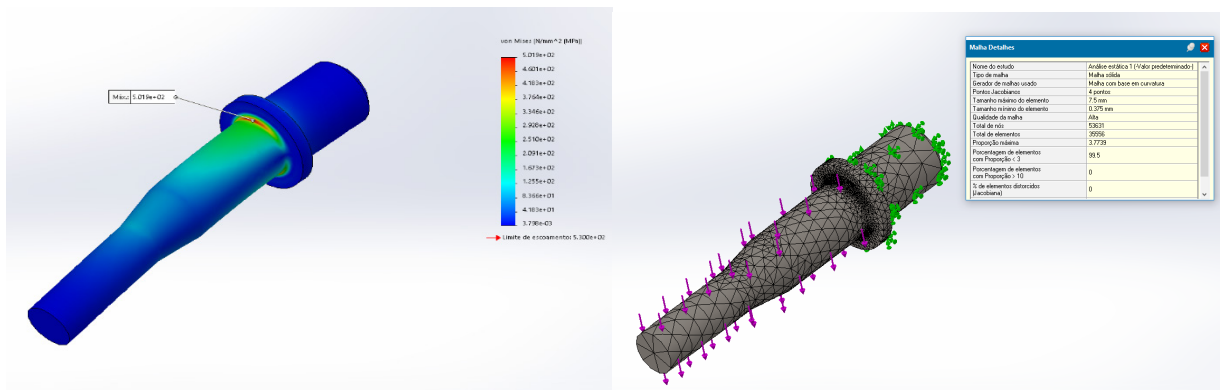


Figura 12 – (a) Condições de contorno e malha para o novo eixo; (b) Resultado da simulação

Fonte: Autor (2018)

O Gráfico de convergência pode ser vista na Figura 13, convergindo com 3 loops, com uma precisão, novamente, de cerca de 98%.

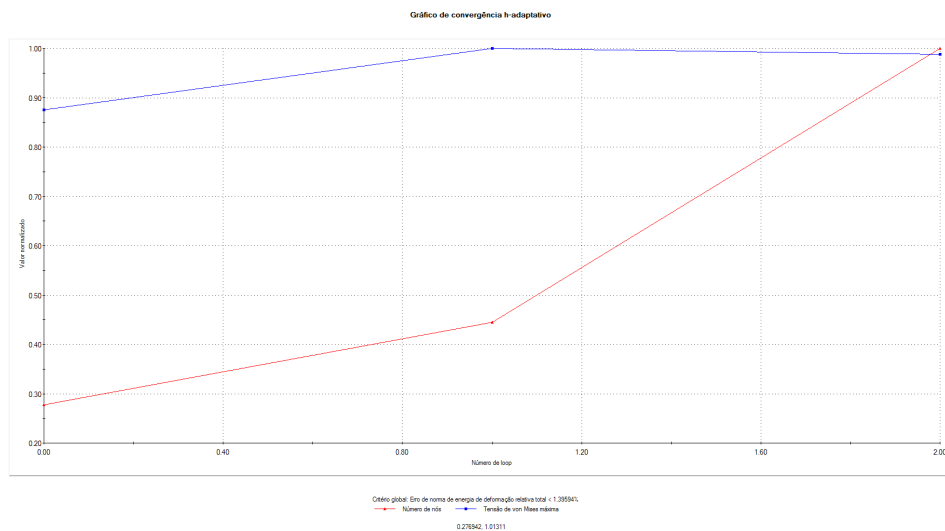


Figura 13 – Gráfico de convergência

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.

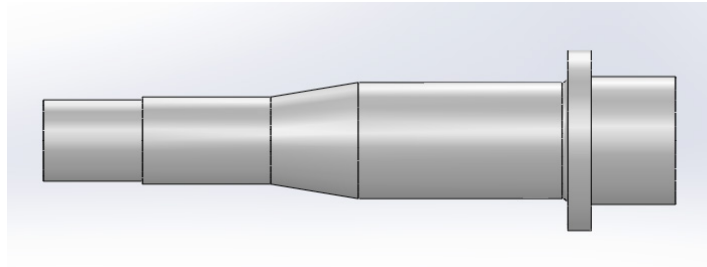


Figura 14 – Principais erros da geometria

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.

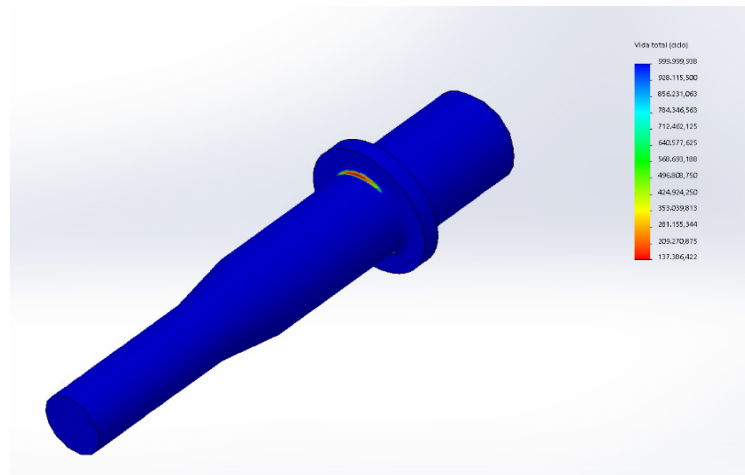


Figura 15 – Resultado da simulação da vida em fadiga

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.

ANÁLISE DE COMPORTAMENTO DE FALHAS DE UM ROTOR DINÂMICO UTILIZANDO SISTEMA IMUNOLÓGICO ARTIFICIAL

Estevão Fuzaro de Almeida

UNESP – Univ. Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira
Ilha Solteira/SP.

Luiz Gustavo Pereira Roéfero

UNESP – Univ. Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira
Ilha Solteira/SP.

Fábio Roberto Chavarette

UNESP – Univ. Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira
Ilha Solteira/SP.

Roberto Outa

Fatec Araçatuba - Faculdade de Tecnologia de Araçatuba
Araçatuba/SP.

UNESP – Univ. Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira
Ilha Solteira/SP.

RESUMO: O conceito de Monitoramento da Integridade Estrutural (do inglês, *Structural Health Monitoring* – SHM) é baseado em um mecanismo de detecção de falhas utilizado nas indústrias, e em outras aplicações, que envolve a observação de uma estrutura ou de um sistema mecânico. Esta observação ocorre através da resposta dinâmica de medições periódicas, posteriormente relacionadas a análise estatística, determinando a integridade do

sistema. Diante disso, esse projeto de pesquisa propõe a análise de comportamento de falhas relacionadas ao desbalanceamento de um rotor dinâmico utilizando a teoria de Sistemas Imunológicos Artificiais com base no Algoritmo de Seleção Negativa. Tomou-se a situação normal/ótima de operação do rotor e, fazendo a frequência variar de 4Hz a 48Hz, com passo de 2Hz, gerou-se um banco de dados (*baselines*) de sinais que recebem a denominação de Sinais Próprios. A partir da introdução de falhas (massas desbalanceadoras), captaram-se novos sinais denominados de Sinais Não-Próprios. Esses são comparados com os Sinais Próprios a fim de se verificar a afinidade entre os sinais utilizando um desvio-padrão de 3% e assim classificá-los como falha ou não-falha. A ideia futura é gerar um banco de dados completo, isto é, que seja capaz de classificar e diagnosticar o tipo de falha no sistema.

PALAVRAS-CHAVE: Monitoramento da Integridade Estrutural, Sistema Imunológico Artificial, Detecção de Falhas

ABSTRACT: The Structural Health Monitoring (SHM) concept is based on a fault detection mechanism used in industries and other applications that involves the observation of a structure or a mechanical system. This observation occurs through the dynamic response of periodic measurements, later

related to statistical analysis, determining the integrity of the system. Therefore, this research project proposes the analysis of failure behavior related to the imbalance of a dynamic rotor using the theory of Artificial Immunological Systems based on the Negative Selection Algorithm. The normal/optimum operating conditions of the rotor were taken and, by varying the frequency from 4Hz to 48Hz, with a 2Hz step, a database of signals (baselines) was generated receiving the designation of Own-Signals. From the introduction of faults (unbalancing masses), new signals called Non-Own Signals were captured. These are compared with the Own-Signals in order to verify the affinity between the signals using a standard deviation of 3% and thus classify them as failure or non-failure. The future idea is to generate a complete database, that is, to be able to classify and diagnose the type of system failure.

KEYWORDS: Structural Health Monitoring, Artificial Immune System, Fault Detection

1 | INTRODUÇÃO

Atualmente o nosso sistema de vida está relacionado em diferentes conceitos, a maioria, ligados a máquinas e equipamentos, cuja finalidade é prover o conforto e o bem-estar humano. As industriais produzem peças de equipamentos com níveis aceitáveis de qualidade e é por isso que se deve pensar no conceito e confiabilidade em projetos de máquinas e na manutenção. A predição de detecção de falhas é um dos principais fatores que reduzem os custos de produção, pois é possível analisar o estado da peça e prever a parada na linha de produção.

O chamado Monitoramento da Integridade Estrutural (do inglês, *Structural Health Monitoring* – SHM) é uma área de conhecimento que surgiu com o intuito de detectar falhas estruturais em estados iniciais a fim de se evitar acidentes catastróficos que podem levar a perdas materiais e de vidas humanas. Diante do avanço da Engenharia e da necessidade da construção de componentes seguros, a teoria de SHM tem sido desenvolvida e aprimorada ao longo das décadas (Lima, 2014). Falhas não são interessantes devido a variação extremamente sensível que provocam nos parâmetros espaciais da estrutura. Isso pode ocasionar uma redução da rigidez estrutural, uma redução da massa e também pode aumentar o amortecimento, modificando totalmente o comportamento dinâmico da estrutura (Turra *et al.*, 2013).

O princípio básico de funcionamento do SHM envolve a análise e a observação de um sistema estrutural no decorrer do tempo. Essas observações podem ser realizadas através de medições dinâmicas utilizando sensores, geralmente utilizam-se transdutores que recebem o sinal e o transportam para um conversor analógico-digital e que posteriormente é interpretado por algum sistema digital como um computador auxiliado por *software* especializado e relacionado a análise estatística, determinando a integridade estrutural do sistema (Farrar & Worden, 2013).

A grande vantagem dos Sistemas Imunológicos Artificiais, em comparação às Redes Neurais, por exemplo, é o fato de que eles proporcionam estabilidade

e plasticidade. A estabilidade é a capacidade de o sistema aprender através da experiência, já a plasticidade é definida como a capacidade de continuar o aprendizado com a inclusão de novos padrões, mas sem perder o que fora previamente aprendido em conhecimentos prévios. Já nas Redes Neurais, a inclusão de um novo padrão requer a reinicialização do processo, acabando com tudo o que já era de conhecimento do sistema.

Um sistema SHM recebe classificação em 4 níveis, sendo: detecção do dano; detecção e localização do dano; detecção, localização e avaliação do dano; detecção, localização, avaliação do dano e predição da vida útil da estrutura (Doebbling *et al*, 1998). Existem técnicas variadas de pós-processamento utilizadas em SHM. Uma delas, e que será utilizada nesse projeto de pesquisa, é o chamado Algoritmo de Seleção Negativa (ASN). Esse algoritmo recebe esse nome por ser inspirado na seleção negativa dos linfócitos T que ocorre no timo (glândula linfoide primária, responsável pelo desenvolvimento e seleção de linfócitos T) e que é responsável por discriminar células próprias e não-próprias no organismo. Esse algoritmo é executado em duas fases: *sensoriamento* e *monitoramento* (De Castro, 2001).

Na fase de sensoriamento é determinado um conjunto-base (*baselines*) de detectores do sistema. Concluída essa etapa, parte-se para a fase de monitoramento que é responsável pela análise de sinais em condição desconhecida e a comparação desses sinais com o pacote de *baselines*.

As Figuras 1 e 2 representam os fluxogramas de sensoriamento e monitoramento, respectivamente.

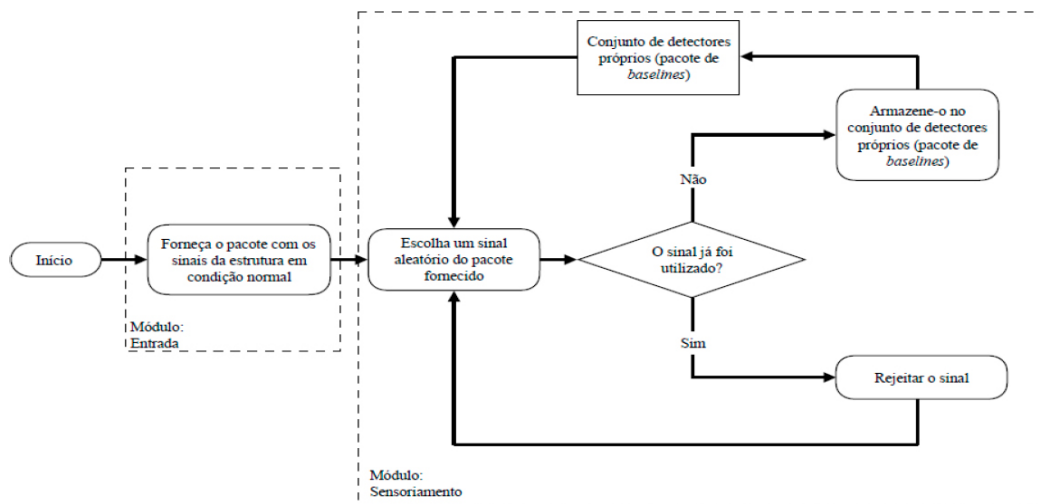


Figura 1. Fluxograma da fase de sensoriamento do Algoritmo de Seleção Negativa (ASN) (Lopes *et al*, 2018)

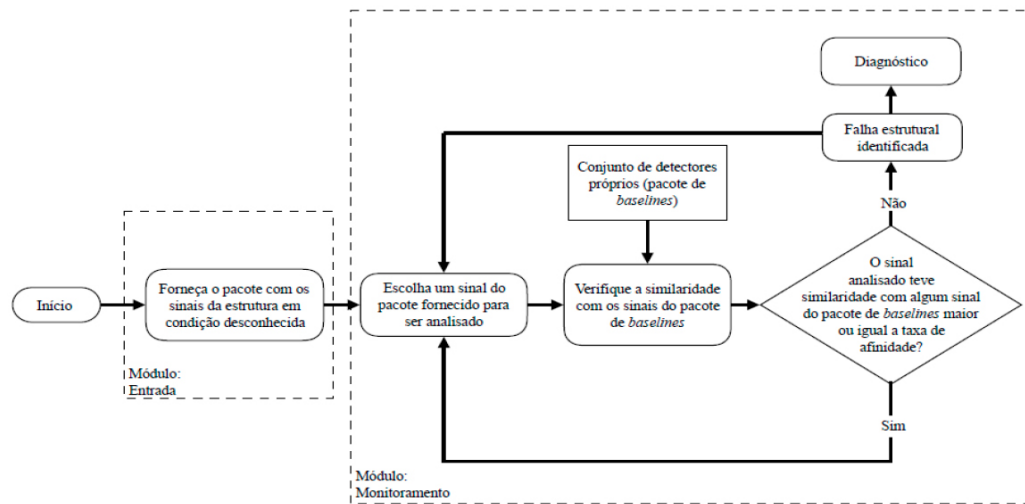


Figura 2. Fluxograma da fase de monitoramento do Algoritmo de Seleção Negativa (ASN) (Lopes *et al*, 2018)

Diante do exposto até então, objetiva-se, através desse projeto de pesquisa, estudar a detecção de falha baseada no desbalanceamento do eixo de um rotor dinâmico utilizando um acelerômetro de 3 eixos MMA8452Q com *software* implementado em *Arduino*.

2 | METODOLOGIA

A metodologia e os materiais empregados nesse projeto de pesquisa podem ser divididos em 3 partes: elétrica, mecânica e *software* computacional.

A parte elétrica consiste em um *Arduino UNO* com um acelerômetro *MMA8452Q* de três eixos conectado a um computador com um *software* da mesma empresa. A parte mecânica é composta por motor, inversor de frequência, mancais, eixo e massas desbalanceadoras de 50g que são introduzidas ao sistema por meio de um disco raiado. Já a parte computacional utiliza do *software* da própria *Arduino* para programar a coleta de dados captados pelo acelerômetro de 3 eixos e gerar um banco de dados com base na variação de frequência de rotação do motor.

A Figura 3 a seguir apresenta o equipamento utilizado para a captação dos dados. Na primeira parte (a) pode-se observar o motor, o inversor de frequência, o eixo acoplado aos mancais, o disco raiado no qual serão inseridas as massas de 50g, e o sistema elétrico composto por acelerômetro, *Arduino UNO* e *protoboard*. Na segunda parte (b) pode-se observar em maiores detalhes a posição em que fora colocado o acelerômetro para captação dos sinais. E na última parte (c) pode-se observar a parte elétrica em maiores detalhes, sendo composta basicamente por um circuito resistivo.

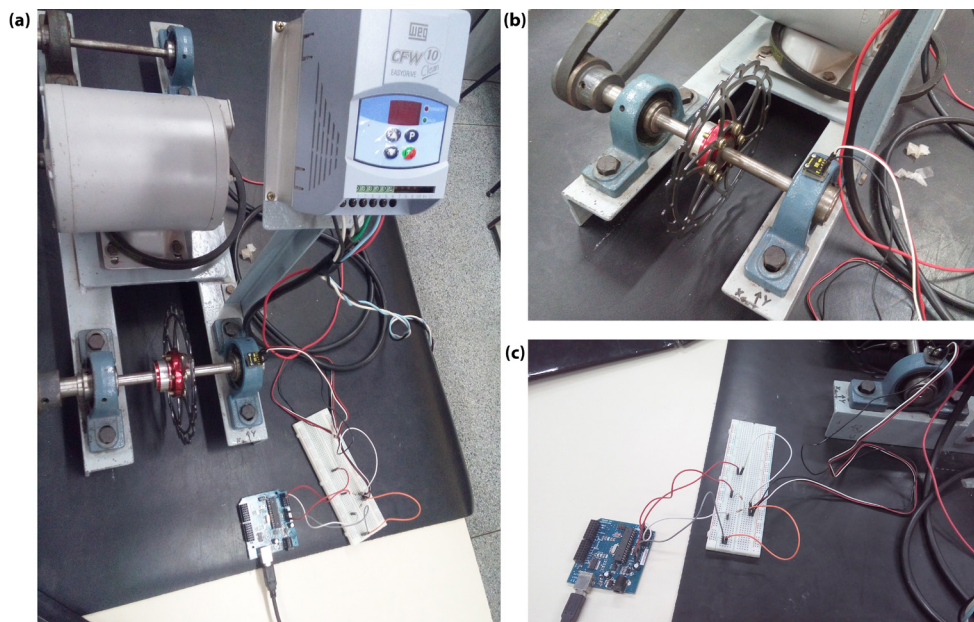


Figura 3. Aparato experimental utilizado na detecção de falha por SHM

2.1 Procedimento experimental

Primeiramente é realizada a montagem do experimento, tomando-se o devido cuidado com a posição dos fios de modo a não ocorrerem acidentes, principalmente por estar sendo utilizada uma máquina rotativa. Montado o experimento conforme a Fig. (3), e plugando-se o *Arduino* à entrada USB de um computador, pode-se enviar e carregar o programa referente ao acelerômetro de três eixos *MMA8452Q*. A partir do momento em que o programa é carregado, o acelerômetro já está pronto para captar os dados espaciais de aceleração.

Escolheu-se o posicionamento do acelerômetro sobre um dos mancais pois sabia-se que os sinais ali captados seriam corretos dado que os mancais são recém-adquiridos, isto é, não haveria interferência alguma na captação de sinais.

A primeira coleta de dados foi necessária para se gerar a *baselines* do ASN: fazendo o motor variar sua rotação entre 4Hz e 48Hz, com passo de 2Hz, captaram-se duas amostras de sinais com 399 elementos para cada passo, obtendo-se 46 sinais que recebem o nome de Sinais Normais.

A segunda coleta de dados foi feita adicionando-se uma falha ao sistema (massa desbalanceadora de 50g posicionada no disco raiado centrado no eixo): fazendo-se o motor varia sua rotação entre 4Hz e 14Hz, com passo de 2Hz, captaram-se dez amostras de sinais com 399 elementos para cada passo, obtendo-se 60 sinais que recebem o nome de Sinais Não-Próprios I, referentes a uma massa desbalanceadora.

E a terceira coleta de dados foi feita adicionando-se uma segunda massa no disco raiado de modo com que as massas fiquem com uma angulação de 120° entre si: fazendo-se o motor varia sua rotação entre 4Hz e 14Hz, com passo de 2Hz, captaram-se dez amostras de sinais com 399 elementos para cada passo, obtendo-se 60 sinais que recebem o nome de Sinais Não-Próprios II, referentes a duas massas

desbalanceadoras.

Para cada conjunto de sinais referentes a um passo de 2Hz, têm-se acelerações nos eixos x, y e z. Porém, é necessário se trabalhar com uma grandeza de aceleração geral e aplicar a Transformada de Fourier sobre ela, de modo a compactar o sinal passando-o para o domínio da frequência. Sendo assim, na montagem das matrizes que formarão as *baselines*, realizou-se uma operação algébrica tomando-se a raiz quadrada da soma dos quadrados das acelerações nos eixos e em seguida aplicou-se a Transformada de Fourier sobre esse sinal, reservando sua parte real (magnitude). Esse sinal obtido que será guardado e utilizado nas *baselines* para cada conjunto referente à cada frequência de rotação do motor.

Com o pacote de *baselines* gerado pelos Sinais Normais e com os Sinais Não-Próprios I e II, podem-se realizar testes com o ASN de modo a verificar se seu funcionamento está de acordo com o esperado e se os sinais foram bem coletados.

Esse teste é realizado por *software* e consiste na aplicação dos Fluxogramas apresentados nas Fig. (1) e Fig.(2). Primeiramente são carregados os Sinais Normais (definidos como Sinais Próprios pelo ASN) que receberão proteção e monitoramento pelo algoritmo. Posteriormente são carregados os Sinais Não-Próprios I, referentes a uma massa desbalanceadora. A partir daí, o ASN avalia a similaridade entre os Sinais Não-Próprios I e os Sinais Normais: caso a similaridade seja superior a um determinado limiar (definido ao se fazer uma divisão entre o número de cadeias próprias e o número total de cadeias, englobando cadeias próprias e não-próprias), isso indica que houve um reconhecimento do conjunto próprio (*baselines*), e esse sinal deve ser rejeitado. Caso a similaridade seja inferior a esse limiar, esse sinal é classificado como falha estrutural, gerando um diagnóstico.

Para os Sinais Não-Próprios II, referentes as duas massas desbalanceadoras a 120° de angulação, o procedimento empregado fora o mesmo.

3 | RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os testes foram realizados usando uma cadeia de Sinais Normais na ordem de 46 sinais, captados sobre um *range* de frequências de vibrações de 4Hz até 48Hz com passo de 2Hz. Foram utilizados 60 Sinais Não-Próprios captados sobre um *range* de captação de 4Hz até 14Hz também com passo de 2Hz, entretanto foi adicionada uma massa desbalanceadora ao sistema.

Variaram-se o número de sinais próprios utilizados nas simulações visando analisar qual a porcentagem de acerto do algoritmo ao se variar a *baseline* do sistema

O Algoritmo de Seleção negativa realizou uma análise ponto a ponto na onda após a aplicação da Transformada de Fourier, pois é bem mais fácil realizar a diferenciação entre ondas quando elas se encontram no domínio da frequência, sendo possível detectar os picos de ressonância do sistema.

Os resultados estão mostrados na Tab. 1 e correspondem à consideração de um desvio padrão entre os sinais de 3%.

Testes	Número Total de Sinais	Sinais Próprios	Sinais Não-Próprios	Taxa de Afinidade	Porcentagem de acerto
1°	106	46	60	43.3962%	100%
2°	100	40	60	40.0000%	100%
3°	90	30	60	33.3333%	100%
4°	80	20	60	25.0000%	100%
5°	70	10	60	14.2857%	100%

Tabela 1. Testes de detecção para uma massa desbalanceadora

Foi então adicionada uma segunda massa ao eixo do rotor de modo a promover um desbalanceamento diferente do primeiro caso. A segunda massa formava 120° de angulação com relação a primeira e variou-se a *baseline* do sistema de acordo com o mesmo critério definido na primeira parte do experimento. Os resultados são encontrados na Tab. 2 e, assim como na primeira parte do experimento, considerou-se um desvio padrão de 3% entre os sinais.

Testes	Número Total de Sinais	Sinais Próprios	Sinais Não-Próprios	Taxa de Afinidade	Porcentagem de acerto
1°	106	46	60	43.3962%	100%
2°	100	35	60	36.8421%	100%
3°	90	25	60	29.4118%	100%
4°	80	15	60	20.0000%	100%
5°	70	5	60	7.6923%	100%

Tabela 2. Testes de detecção para duas massas desbalanceadoras a 120°

Podemos perceber que em todos os testes de ambas as partes do experimento, o Algoritmo de Seleção Negativa apresentou 100% de acerto na detecção das falhas. Este resultado demonstra a efetividade e a robustez do método de análise empregado, tornando-o completamente apto para desempenhar tal função no ramo industrial ou aeronáutico.

Para avaliar o motivo do acerto perfeito do software, julgou-se interessante a análise dos gráficos da Transformada de Fourier do sinal com frequência de 14Hz para todas as condições impostas. A frequência de análise foi escolhida aleatoriamente e os gráficos encontram-se mostrados na Fig. (4).

Podemos evidenciar que tanto o sinal coletado com apenas uma massa desbalanceadora (b), quanto o sinal coletado com duas massas desbalanceadoras (c) do sistema diferem acentuadamente do Sinal Normal (Próprio) (a), sendo que os primeiros apresentam picos de amplitude bastante notórios. Devido a este fato, o algoritmo conseguiu identificar com facilidade a natureza dos Sinais Não-Próprios referentes às massas desbalanceadoras utilizadas nos testes.

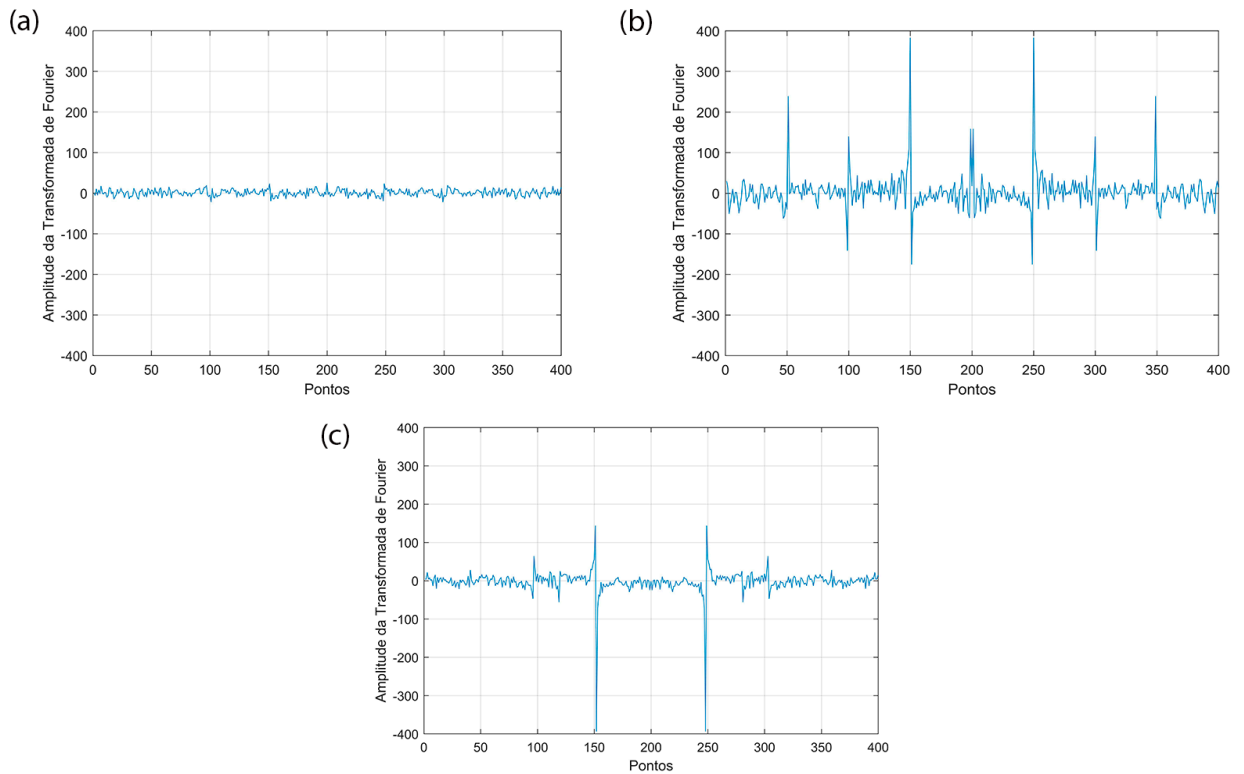


Figura 4. Transformada de Fourier (a) Sinal Normal (b) Sinal Não-Próprio com 1 massa (c) Sinal Não-Próprio com 2 massas

4 | CONCLUSÃO

Conclui-se com base nos resultados que a coleta de sinais com um dispositivo relativamente barato (*Arduino*) foi bem fundamentada e realizada no que diz respeito às teorias de Monitoramento da Integridade Estrutural e Sistemas Imunológicos Artificiais pelo Algoritmo de Seleção Negativa. A análise da saúde das máquinas é de suma importância para a predição e prevenção de falhas estruturais que podem ocasionar acidentes e até mesmo catástrofes. Visando melhorar o trabalho, pretende-se fazer com que o ASN além de classificar um sinal como falha ou não-falha, possa identificar o motivo da falha através de um diagnóstico: a ideia é trabalhar com um pacote vasto que abranja tanto sinais próprios, em condições normais de funcionamento, quanto sinais de falha que possam abranger diversas situações (massas desbalanceadores, mancais em mau funcionamento, eixo trincado, etc). Dessa forma, o ASN poderá dar um diagnóstico completo sobre a saúde de um sistema com base na análise dos componentes que o formam.

5 | AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao Laboratório SISPLEXOS, onde fora desenvolvido o projeto, bem como à UNESP pelo suporte técnico e acadêmico.

6 | AUTORIZAÇÕES/RECONHECIMENTO

O(s) autor(es) é(são) o(s) único(s) responsável(veis) pelo material impresso contido neste artigo.

REFERÊNCIAS

De CASTRO, L. N. **Engenharia imunológica: desenvolvimento e aplicação de ferramentas computacionais inspiradas em sistemas imunológicas artificiais**. 2001.

DOEBLING, S.W., FARRAR, C. AND PRIME, M., 1998. **A summary review of vibration-based damage identification methods**. Vol. 30, pp. 91–105.

FARRAR, C.R.; WORDEN, K.; **Structural Health Monitoring: A machine Learning Perspective**, 1^o ed., John Wiley & Sons, United Kingdom, 2013. 643p.

LIMA, F.P.A., CHAVARETTE, F.R., SOUZA, S.S.F. AND M., L.M.L., 2017. Monitoring and Fault Identification in Aeronautical Structures Using an Wavelet-Artificial Immune System Algorithm, **Springer International Publishing**, Cham, pp. 203–219. ISBN 978-3-319-55852-3.

LOPES, K.; CHAVARETTE, F. R.; BUENO, C. G. G. ; LOPES, M. L. M. . Monitoramento da Integridade Estrutural utilizando Sistemas Imunológicos Artificiais. **In: X Congresso Nacional de Engenharia Mecânica**, Salvador, Bahia, 2018.

TURRA, A. E.; BAPTISTA, F. G.; LOPES JUNIOR, V.; VIEIRA, J. Detecção de dano em placas de alumínio utilizando impedância Eletromecânica. **In: Simpósio Brasileiro De Automação Inteligente-SBAI**, 11., 2013, Fortaleza. Anais ... Fortaleza: SBMAC/SBA, 2013. p. 1-6.

DESAFIOS DA IMPLEMENTAÇÃO DO PROGRAMA BAJA SAE E DO GERENCIAMENTO DA EQUIPE NO CENTRO UNIVERSITÁRIO UNIFANOR

Victor Gomes De Oliveira

Discente do curso de Engenharia Mecânica -
UniFanor | Wyden
wictor99@live.com

João Paulo Correia Teixeira

Discente do curso de Engenharia Mecânica -
UniFanor | Wyden
joaopaulocorreia_@hotmail.com

Vitor Fernandes Mendes Martins

Discente do curso de Engenharia Mecânica -
UniFanor | Wyden
away_00@live.com

Tulio Rosine Martins De Souza

Discente do curso de Engenharia Mecânica
UniFanor | Wyden - tulioronaldo@hotmail.com

Bruno De Oliveira Carvalho

Mestre em Administração de Empresas pela
Universidade de Fortaleza (Unifor). Professor do
curso de Engenharia Mecânica UniFanor | Wyden
bcarvalho@fanor.edu.br

INTRODUÇÃO

A SAE (Sociedade dos engenheiros da mobilidade) organiza diversas competições estudantis voltadas para a tecnologia da mobilidade. Entre elas está o programa Baja SAE, que desafia os estudantes a projetar e construir um veículo Off Road (SAE BRASIL, 200?). A equipe Baja Fanor iniciou os seus trabalhos em julho de 2017 com 25 estudantes de engenharia

e atualmente visa participar de competições a partir de novembro de 2018. Diversos desafios são encontrados durante a execução do projeto, principalmente quando se trata de sua implementação, como aspectos técnicos do projeto, recursos monetários, patrocínios, marketing, capital humano, legislações e logística, fazendo-se necessário o gerenciamento da equipe por parte do capitão. Ele é responsável por coordenar a equipe e fazer com que o planejamento seja seguido, bem como dar suporte a todas as áreas. Cabe ao Capitão também, junto aos Diretores de cada sistema, definir o planejamento do projeto: cronograma, custos, definições de projeto e construção, testes, etc (FERREIRA, 2011). Esse relato apresenta a experiência dos responsáveis pelo gerenciamento da equipe nesse período de implementação do projeto. **Metodologia:** Foi utilizada pesquisa documental como principal fonte de informação, pesquisa com os membros da equipe e relatórios do projeto num período de 10 meses (julho de 2017 a abril de 2018). Adicionalmente, websites da SAE e bibliografias referentes, como artigos científicos e trabalhos de conclusão de curso, com o intuito de melhor relatar a experiência vivida pelos membros da equipe Baja Fanor. **Resultados e Discussões:** Visando prover a equipe com estudantes tecnicamente capacitados para a implementação do projeto, a presente instituição de ensino lecionou uma

diversidade de cursos extracurriculares abrangendo todos os aspectos referentes ao projeto de veículos. Na formação da equipe foi feito um processo seletivo onde 52 estudantes de engenharia se voluntariam. A equipe foi estruturada de forma a definir responsáveis pelos principais sistemas de projeto que compõem o veículo. Foram eles: Gerência, freios, suspensão, powertrain (motor e transmissão), elétrica, CAD, chassi, manufatura, auditoria e marketing. Dessa forma, os desafios encontrados pelo gerenciamento da equipe começam a surgir, dando apoio técnico aos diversos sistemas, como pesquisas, cálculos, definições, modelagem e testes. Também se fez necessário gerenciar a participação e a contribuição dos membros ao longo do tempo; naturalmente a motivação é alta no início e decai de acordo com que os desafios vão se revelando e as circunstâncias mudando. Para isso os membros foram avaliados quanto à frequência nas reuniões, contribuição com a equipe e empenho, fazendo-se necessário o desligamento de 11 membros no período, sempre com o consenso da equipe remanescente. O presente número demonstra tanto o desafio técnico como gerencial. A SAE normatiza alguns aspectos do veículo que devem obrigatoriamente atender a essas definições. Assim, a equipe deve garantir que todas as definições de projeto estão em concordância com a norma, composta por 127 páginas que detalham os principais aspectos referentes à competição e à segurança. Para tornar o projeto realidade, uma vez que este deve ser também construído pelos estudantes e que o custo do protótipo facilmente ultrapassa a faixa dos R\$ 20.000 (ou até mais de R\$ 100.000 considerando os custos da implementação de uma oficina apropriada) deve-se coletar patrocínios e promover arrecadações, no caso promovemos sorteios de produtos e crowdfunding online, situações que exigem marketing apropriado. **Conclusões:** O gerenciamento de uma equipe Baja SAE é uma atividade multidisciplinar que envolve todos os desafios que empresas do mercado de trabalho encontram, provando a eficácia do projeto. A aplicação de ferramentas de gestão são extremamente recomendadas e naturalmente se fazem necessárias.

PALAVRAS-CHAVE: Baja. SAE. Engenharia. Automotiva

REFERÊNCIAS

FERREIRA, Elkis Gomes. **Influências do Projeto Baja SAE no ensino da engenharia e no desenvolvimento do aluno.** 2011. 1 CD-ROM. Trabalho de conclusão de curso (bacharelado - Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2011. Disponível em: . Acesso em: 10/04/2018

SAE BRASIL. **Baja SAE Brasil.** Disponível em: <http://portal.saebrasil.org.br/programasestudantis/baja-sae-brasil>. Acesso em 10/04/2018.

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

