



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.

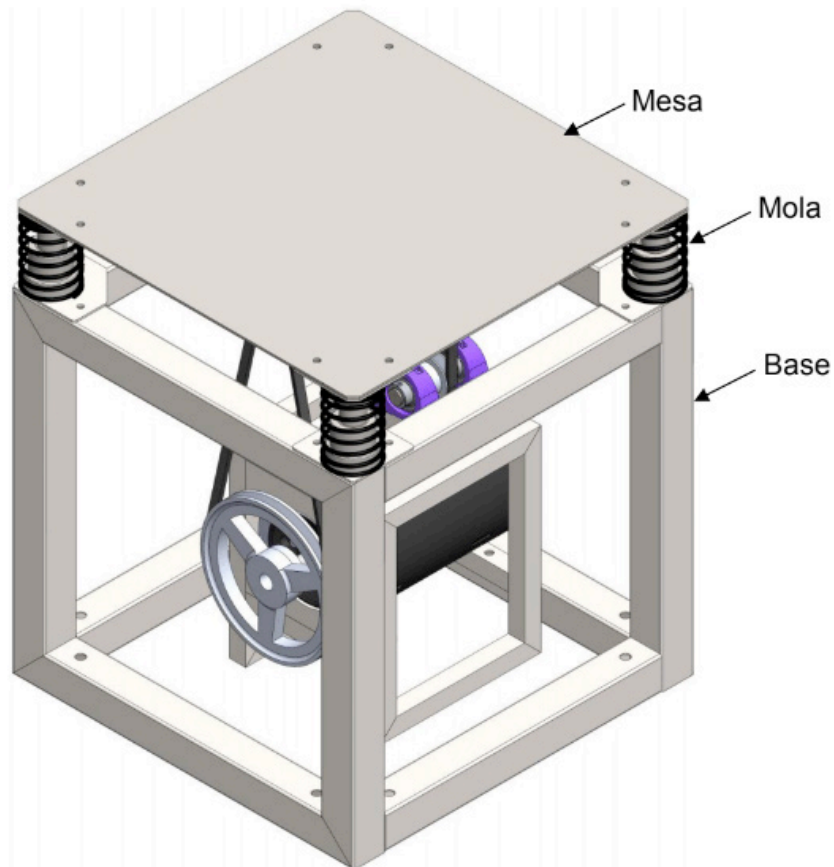


Figura 2. Modelo CAD 3D da bancada para ensaios vibratórios

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.

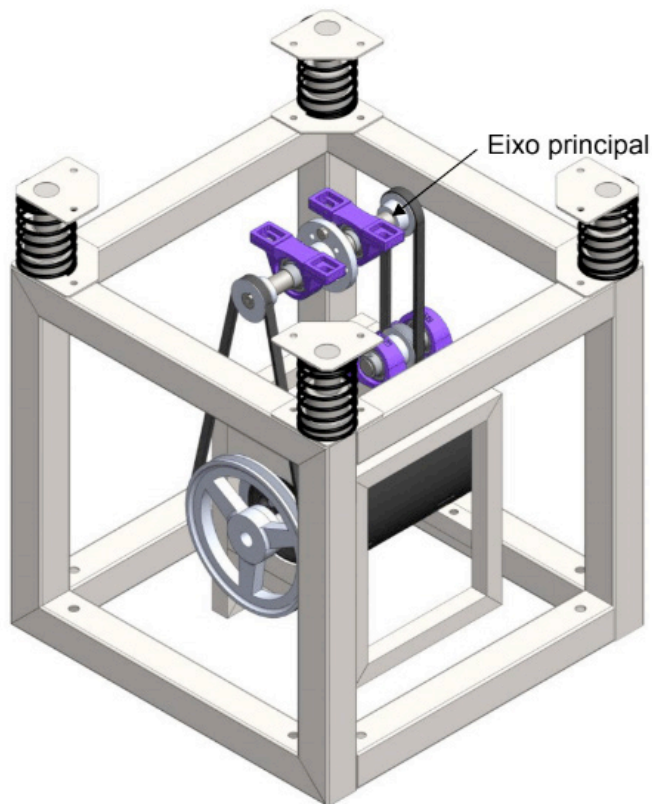


Figura 3. Bancada para ensaios vibratórios sem a mesa de fixação dos componentes

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.

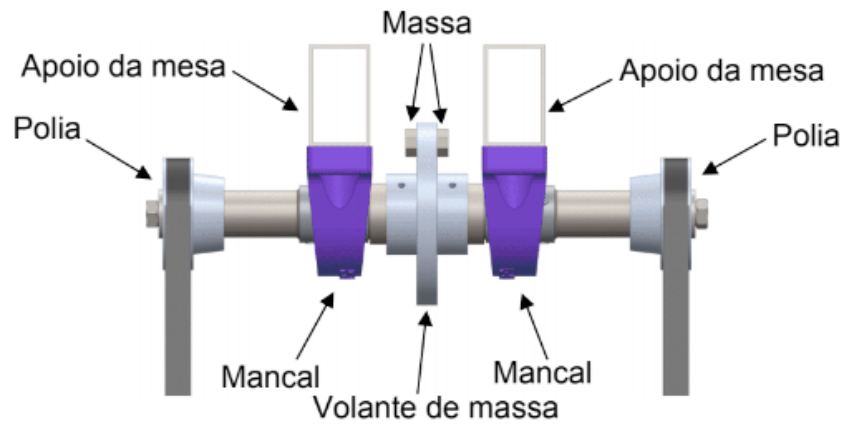


Figura 4. Eixo principal

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.

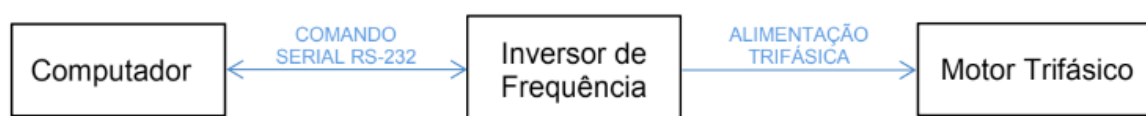


Figura 6. Esquemático de comunicação e atuação do sistema

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 ajustar 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.

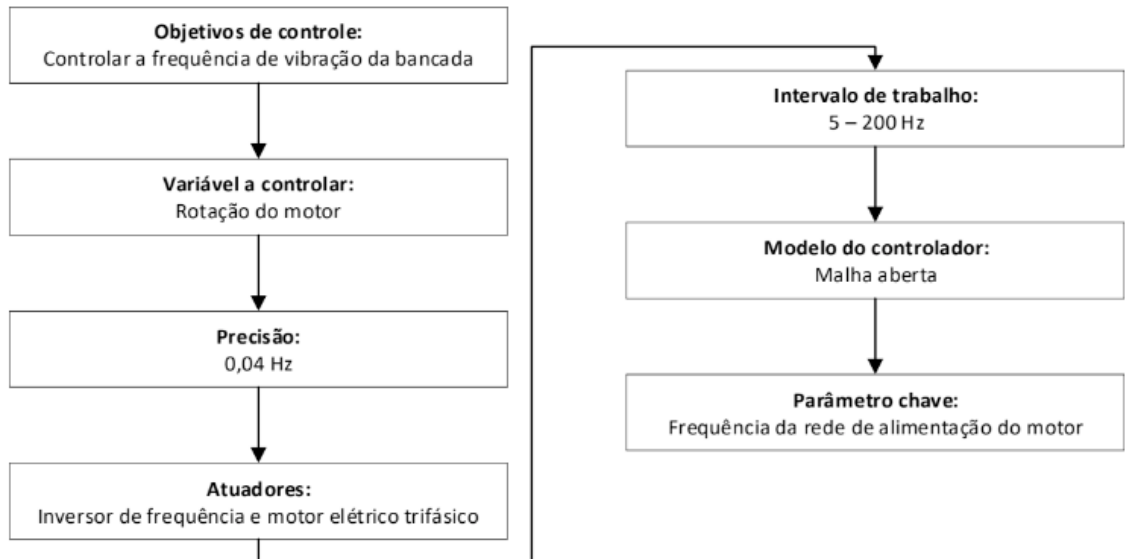


Figura 7. Procedimento do projeto de controle

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.



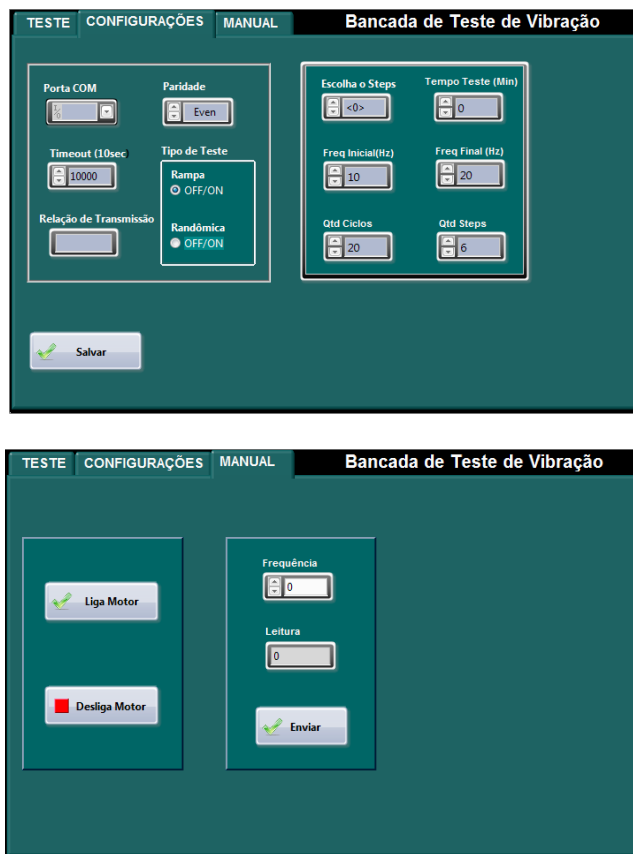


Figura 8. Interfaces da aplicação desenvolvida em ambiente LabVIEW®

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”.

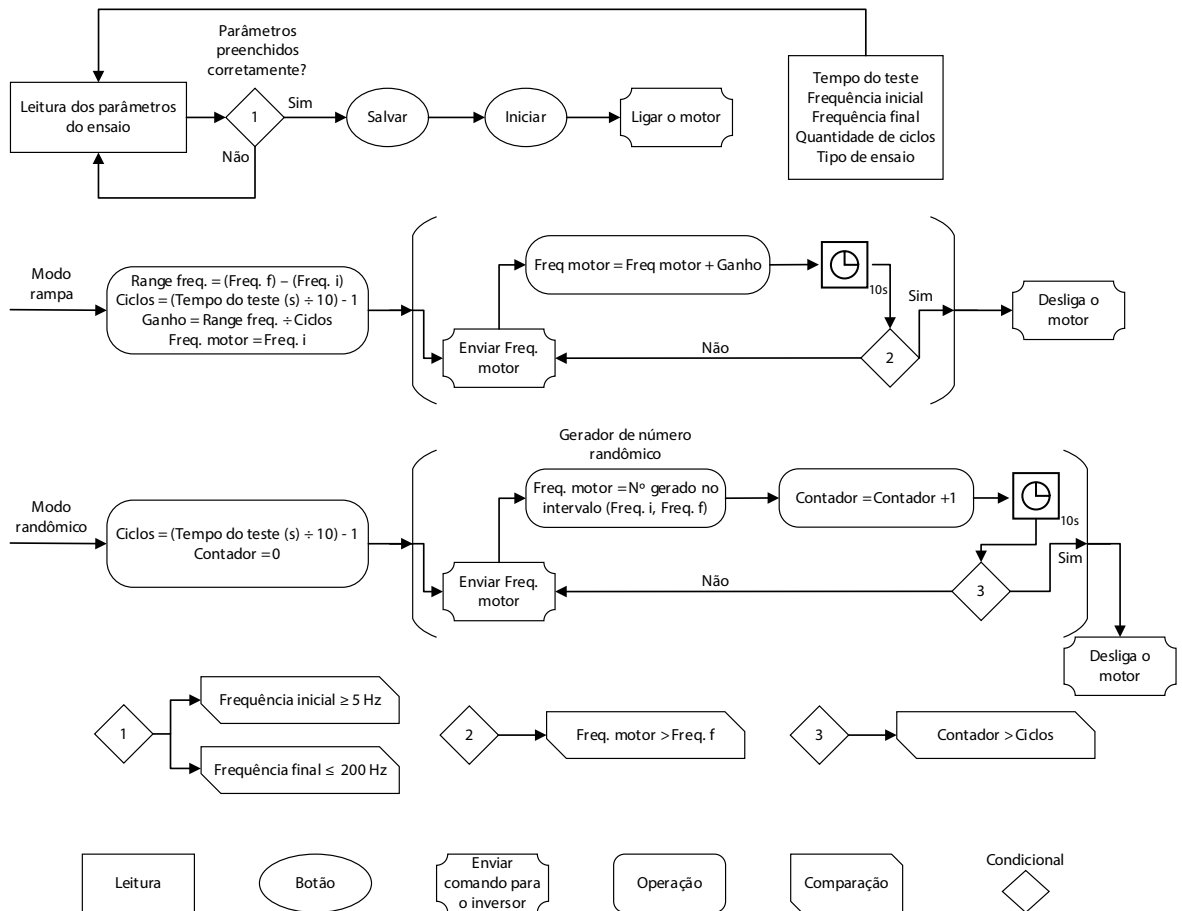


Figura 9. Fluxograma da estrutura simplificada do *software* desenvolvido

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.

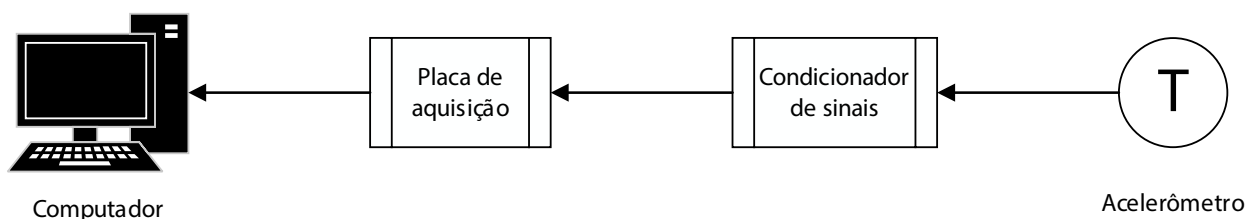


Figura 11. Esquemático da cadeia de instrumentação

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.

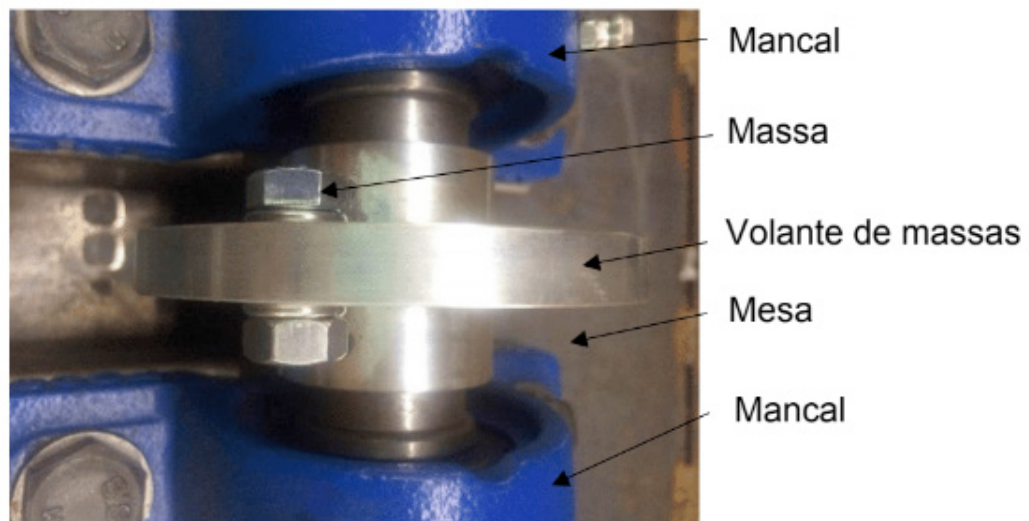


Figura 12. Volante de massa com inserção da massa excêntrica

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.

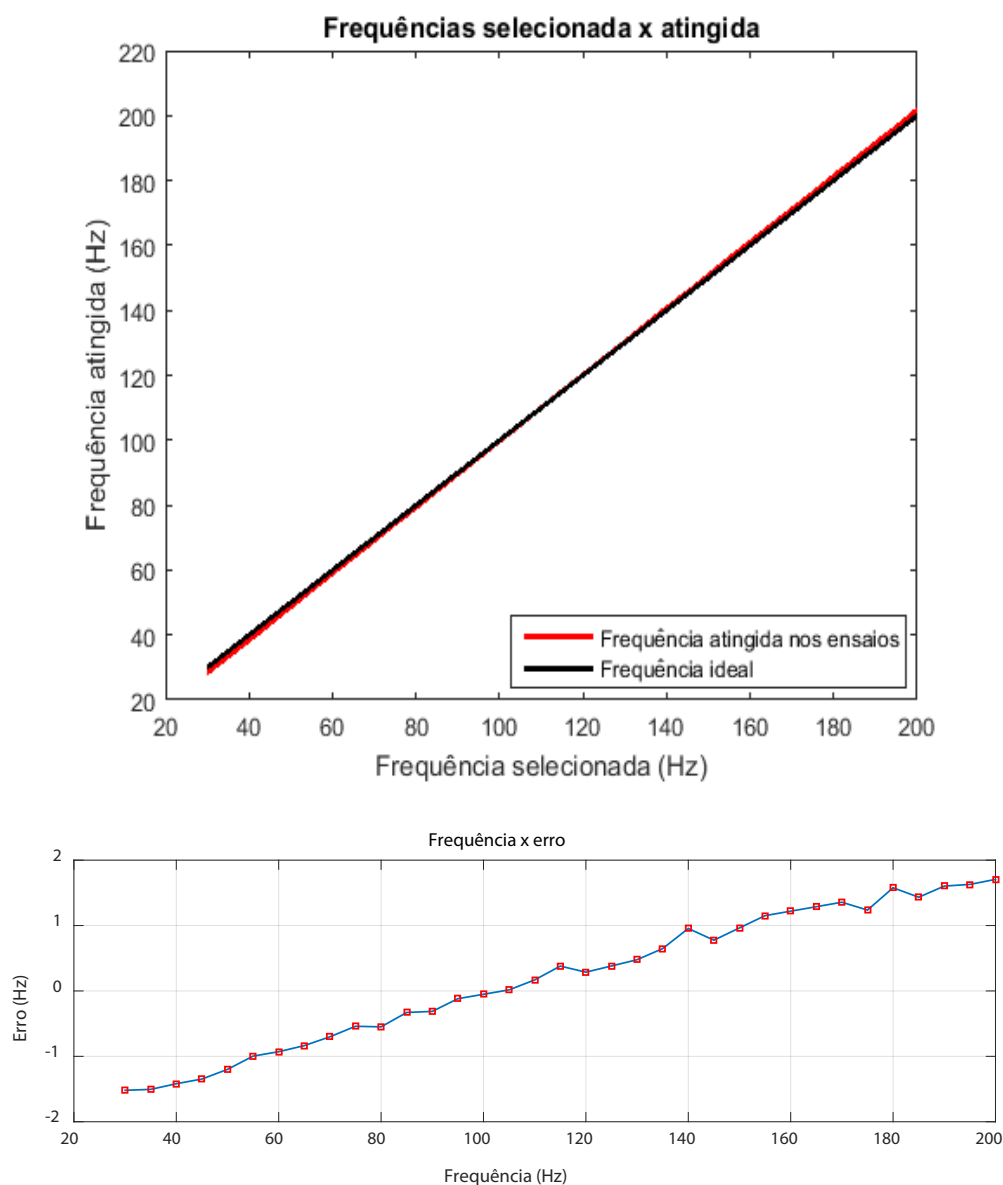


Figura 13. Gráficos de comparação entre as frequências selecionada pelo operador e a obtida pelo acelerômetro na mesa

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/s², 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>>.

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

