



**Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Curso de Engenharia Automotiva**

**DESENVOLVIMENTO DE UMA FERRAMENTA
VIRTUAL PARA DETECÇÃO E ANÁLISE DE
DESBALANCEAMENTO EM SIMULADOR DE
MÁQUINA ROTATIVA**

**Autor: Robson da Silva Azevedo
Orientadora: Dra. Maria Alzira Araújo Nunes**

**Brasília, DF
2017**



Robson da Silva Azevedo

**DESENVOLVIMENTO DE UMA FERRAMENTA VIRTUAL PARA DETECÇÃO E
ANÁLISE DE DESBALANCEAMENTO EM SIMULADOR DE MÁQUINA
ROTATIVA**

Monografia submetida ao curso de graduação em engenharia automotiva da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em engenharia automotiva.

Orientadora: Dra. Maria Alzira Araújo Nunes.

**Brasília, DF
2017**

CIP – Catalogação Internacional da Publicação*

Azevedo, Robson da Silva.

Desenvolvimento de uma ferramenta virtual para detecção e análise do defeito de desbalanceamento em simulador de máquina rotativa / Robson da Silva Azevedo. Brasília: UnB, 2017. 80 p. : il. ; 29,5 cm.

Monografia (Graduação) – Universidade de Brasília
Faculdade do Gama, Brasília, 2017. Orientação: Maria Alzira de Araújo Nunes.

1. Desbalanceamento. 2. Análise de Vibrações. 3. Máquinas Rotativas. 4. Ferramenta Virtual. 5. LabVIEW® I. Título.

CDU Classificação

- A ficha catalográfica oficial deverá ser solicitada à Biblioteca pelo aluno após a apresentação.



REGULAMENTO E NORMA PARA REDAÇÃO DE RELATÓRIOS DE PROJETOS DE GRADUAÇÃO FACULDADE DO GAMA - FGA

Robson da Silva Azevedo

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em engenharia automotiva da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em 04 de julho de 2017 apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Prof. Dr: Maria Alzira de Araújo Nunes, UnB/ FGA
Orientador

Prof. Dr: Henrique Gomes de Moura, UnB/ FGA
Membro Convidado

Prof. Dr: Alessandro B. de Sousa Oliveira, UnB/ FGA
Membro Convidado

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais e a toda minha família pelo grande apoio durante essa longa caminhada.

Agradeço a minha orientadora pela oportunidade e por todo tempo, paciência e apoio que me prestou.

Robson da Silva Azevedo

RESUMO

Um dos maiores problemas em máquinas rotativas é o defeito de desbalanceamento de massa. Esse defeito implica em esforços excessivos nos mancais causando redução de suas vidas úteis. O presente trabalho descreve a importância do processo de balanceamento para a redução de vibrações e entra em maiores detalhes sobre o método dos 3 pontos para realização de tal. Ferramentas virtuais que auxiliem na detecção e correção desse defeito são de grande utilidade para a realização e programação de manutenções. Considerando tal problema, foi elaborado neste trabalho uma ferramenta virtual no software LabVIEW® que utiliza de técnicas adotadas para a detecção do defeito de desbalanceamento em sistemas rotativos a partir da análise de vibrações. Nesta primeira etapa os sinais de entrada foram gerados dentro do próprio software com intuito de aprendizagem da utilização dessas técnicas para uma posterior aplicação em bancada experimental. Os sinais de entrada aplicados foram sinais conhecidos com o objetivo de validação da ferramenta virtual onde os resultados obtidos foram satisfatórios.

Palavras-chave: Desbalanceamento, Análise de vibrações, Máquinas rotativas, Ferramenta virtual, LabVIEW®.

ABSTRACT

One of the worst problems in rotative machines is the mass unbalance. This defect implies an excessive effort on bearings reducing its useful life. The present paper describes the importance of balance process to vibration reduction and bring more details about the 3 point method to reach it. Virtual tools that assist on detection and correction of this defects are of great utility for a performing and scheduling maintenance. Considering this problem, a virtual tool was developed for this paper on software LabVIEW® that use adopted techniques for unbalance defect detections on rotatives systems from the vibration analysis. On this first step the input signals are generated by the software itself aiming to learn about these techniques for later application in a experimental bench. The input signals applied were known with the purpose of validating the tool, obtaining satisfactory results.

Keywords: Unbalance. Vibration Analysis. Rotative Machines. Virtual tools. LabVIEW®.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Balanceadora portátil	Erro! Indicador não definido.
Figura 2 – Exemplo de rotor.....	Erro! Indicador não definido.
Figura 3 – Rotor com distribuição irregular de massa em torno do eixo de rotação.(Góz;Silva)	Erro! Indicador não definido.
Figura 4 – Representação gráfica do desbalanceamento de massa.(Sousa,2005)	Erro! Indicador não definido.
Figura 5 – Resultantes R1 e R2 nos mancais.(Góz;Silva)	Erro! Indicador não definido.
Figura 6 – Direções das resultantes nos mancais apontam para o desvio do EPI.(Góz;Silva).....	Erro! Indicador não definido.
Figura 7 – a)Uma massa atuando no plano do CG b)Duas massas equidistantes.(Sousa, 2005)	28
Figura 8 – Resultantes nos mancais provocadas por desbalanceamento estático.(Coelho, 2013).....	28
Figura 9 – Teste estático (Brüel & Kjaer).....	29
Figura 10 – Binário de desbalanceamento.....	29
Figura 11 – Resultantes nos mancais devido ao binário de desbalanceamento.(Coelho, 2013).....	30
Figura 12 – Forma de vibração do rotor com binário de desbalanceamento.(Sousa,2005).	30
Figura 13 – Desbalanceamento quase-estático.(Sousa, 2005).....	31
Figura 14 – Resultantes do desbalanceamento quase-estático.(Coelho, 2013).	31
Figura 15 – Desbalanceamento dinâmico.(Sousa, 2005).....	32
Figura 16 – Resultantes nos mancais devido ao desbalanceamento dinâmico.(Coelho, 2013).	32
Figura 17 – Relação entre velocidade de rotação e flexibilidade do rotor.(Sousa, 2005).....	33
Figura 18 – Representação gráfica do efeito de flexibilidade do rotor.(Góz;Silva).....	34
Figura 19 – Acelerômetro Piezoelétrico.(Souza, 2007).....	37
Figura 20 – Condicionador de sinais	38
Figura 21 – Placa de aquisição	39

Figura 22 – Diagrama de blocos de um VI gerador de sinais gerado pelo LabVIEW®	40
Figura 23 – Painel frontal	40
Figura 24 – Três pontos marcados no rotor.(Soeiro, 2013)	43
Figura 25 – Círculo de raio V_0 .(adaptado: Magalhães, 2013)	44
Figura 26 – Círculo de raio V_1 com centro na posição 1	44
Figura 27 – Círculo de raio V_2 com centro na posição 2	45
Figura 28 – Círculo de raio V_3 e centro na posição 3	45
Figura 29 – Região de intersecção entre os 3 círculos	46
Figura 30 – Vetor V_t traçado da origem até o CG da região de interceptação	46
Figura 31 – Sinal discretizado	49
Figura 32 – Aliasing.(adaptado: Lathi, 2007)	50
Figura 33 – Leakage. (Moura)	51
Figura 34 – Janelamento Hanning.(Nalon, 2009)	51
Figura 35 – Filtro ideal.(Haykin; Múher, 2008)	53
Figura 36 – Filtro real	53
Figura 37 – Filtro <i>Butterworth</i> passa-baixa.(Sousa, 2005)	55
Figura 38 – Aba de aceleração	57
Figura 39 – Controles do sinal de entrada	57
Figura 40 – Controle do número de médias	58
Figura 41 – Controle do filtro passa-banda	58
Figura 42 – Diagrama de blocos da aba da aceleração	59
Figura 43 – Região 1 do diagrama de blocos	59
Figura 44 – Região 2 do diagrama de blocos	60
Figura 45 – Aba de velocidade	61
Figura 46 – Mostrador da velocidade em RMS	61
Figura 47 – Indicadores luminosos e escolha da classe do motor	62
Figura 48 – Diagrama de blocos da aba da velocidade	63
Figura 49 – Região responsável pelo sinal de velocidade	63
Figura 50 – Controle dos indicadores luminosos	64
Figura 51 – Sinal com razão sinal-ruído de 6	65
Figura 52 – Sinal com razão sinal-ruído igual a 1	65
Figura 53 – Sinal com razão sinal-ruído igual a 0,8	66
Figura 54 – Primeiro sinal após a realização das médias	66

Figura 55 – Segundo sinal após a realização das médias	66
Figura 56 – Terceiro sinal após a realização das médias.....	67
Figura 57 – Sinal 1 da simulação 2.....	68
Figura 58 – Resposta da amplitude em frequência	68
Figura 59 – Detalhe da amplitude da resposta em frequência.....	69
Figura 60 – Resposta em frequência da fase	69
Figura 61 – Detalhe da resposta em frequência da fase	69
Figura 62 – Sinal 1 após a passagem pelo filtro passa-banda	70
Figura 63 – PSD do sinal 1	70
Figura 64 – Segundo sinal da simulação 2	70
Figura 65 – Amplitude da resposta em frequência.....	71
Figura 66 – Sinal 2 após passagem pelo filtro passa-banda.....	71
Figura 67 – Densidade espectral de potência do sinal 2	72
Figura 68 – Sinal da bancada com desbalanceamento. (Nery, 2008).....	72
Figura 69 – Sinal bancada com desalinhamento	73
Figura 70 – Rolamento com defeito na pista externa.(Nery, 2008).....	74
Figura 71 – Sinal de entrada.....	74
Figura 72 – Sinal de entrada após a realização da média.....	74
Figura 73 – Sinal após filtro	75
Figura 74 – Densidade espectral de potência do sinal.....	75
Figura 75 – Velocidade de vibração correspondente ao defeito de desbalanceamento	76
Figura 76 – Velocidade de vibração correspondente a máquina com defeito de desbalanceamento. (Nery, 2008).....	76
Figura 77 – Bancada experimental	77
Figura 78 – Acelerômetro B&K 4332.....	77
Figura 79 – Condicionar de sinais.....	78
Figura 79 – Placa de aquisição	78

LISTA DE QUADROS

<i>Quadro 1 – Graus de qualidade de balanceamento (G) para diversos tipos de rotores segundo norma ISO 1940-----</i>	<i>36</i>
<i>Quadro 2 – Recomendações para o uso do janelamento -----</i>	<i>52</i>
<i>Quadro 3 – Classificação dos equipamentos de acordo com a norma ISO 10816 -</i>	<i>61</i>

Sumário

1. INTRODUÇÃO	14
1.1. CONTEXTUALIZAÇÃO	14
1.2. JUSTIFICATIVA	15
1.3. OBJETIVOS	16
1.3.1. Objetivo geral	16
1.3.2. Objetivos específicos	16
1.4. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	16
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	20
3.1. DESBALANCEAMENTO	20
3.1.1. Tipos de desbalanceamento	24
3.1.2. Rotores rígidos e flexíveis	29
3.1.3. Desbalanceamento residual	31
3.2. BALANCEAMENTO DE SISTEMAS MECÂNICOS ROTATIVOS	34
3.2.1. Balanceamento estático	35
3.3. MEDIÇÃO DO DESBALANCEAMENTO	40
3.3.1. Acelerômetro piezoelétrico.....	40
3.3.2. Condicionador e amplificadores de sinais	42
3.3.3. Placa de aquisição.....	42
3.3.4. Software de aquisição de dados	43
3.4. PROCESSAMENTO DIGITAL DE SINAIS	45
3.4.1. Transformada de Fourier	45
3.4.2. Transformada Discreta de Fourier	46
3.4.3. Densidade Espectral de Potência	46
3.4.4. Amostragem de sinais.....	47
3.4.5. Janelas de amostragem	48
3.4.6. Filtros.....	50
4. DESENVOLVIMENTO DO ANALISADOR VIRTUAL	54
4.1. Analisador virtual com auto-gerador	54
4.2. Analisador virtual para aplicação em bancada experimental	74
5. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	78
5.1. CONCLUSÕES PARCIAIS	78
5.2. TRABALHOS FUTUROS	78
5.3. CRONOGRAMA DOS TRABALHOS FUTUROS	79
REFERÊNCIAS	80

1. INTRODUÇÃO

1.1. CONTEXTUALIZAÇÃO

Máquinas rotativas tem vasta aplicação nas indústrias, tornando-se assim de grande importância o estudo de suas formas de defeitos e de manutenção.

Na indústria automotiva não é diferente, existem diversos componentes rotativos presentes em um veículo. É essencial que esses componentes não operem com valores de desbalanceamentos fora de um limite aceitável, isso para que eles se mantenham com níveis de vibração aceitáveis.

Para detecção e diagnóstico de defeitos em sistemas rotativos é bastante comum o uso da análise de vibrações. A partir dela é possível realizar uma avaliação das condições atuais dos defeitos presentes na máquina. (GOZ; SILVA).

A análise de vibrações permite com que a verificação desses defeitos possa ser realizada mesmo com a máquina em operação, diminuindo assim o tempo de parada. Os resultados dessa análise podem ser aplicados em diversas técnicas de manutenção, onde as consequências mais diretas são a redução de custos de manutenção, a redução de imobilizado de estoques e uma maior produtividade. (GOZ; SILVA).

Dentre as técnicas possíveis de se realizar a análise de vibrações, existe a análise espectral, a qual é adotada nesse trabalho. Essa técnica permite analisar os sinais de vibração no domínio da frequência, o que é bastante conveniente para detecção de defeitos em sistemas rotativos, inclusive o de desbalanceamento. (SOUSA, 2005).

Com a evolução da capacidade dos computadores, o uso de softwares especializados para resolução de problemas está cada vez mais presente em processos industriais. Sistemas aplicativos são criados para realização de atividades de monitoração e controle de equipamentos gerando maior agilidade em relação aos métodos tradicionais. (SOUSA, 2005).

Neste trabalho será descrito o desenvolvimento de um sistema aplicativo desenvolvido na plataforma LabVIEW para detecção e análise do defeito de desbalanceamento através da análise de vibrações. O aplicativo aqui será aplicado

em uma bancada rotativa experimental, porém a técnica utilizada é também aplicada a nível industrial.

1.2. JUSTIFICATIVA

O defeito de desbalanceamento é o tipo de defeito mais comum em máquinas rotativas. Por esse motivo, esse é um tema muito discutido e objeto de muito estudo na área acadêmica e de pesquisa.

Existem diversos equipamentos comercializados que são capazes de detectar e analisar esse defeito através da medição de vibração, porém geralmente o uso deles fica restrito a análise de defeitos específicos e seus custos são elevados. Um exemplo de um desses equipamentos é mostrado na Fig (1).



Figura 1. Balanceadora portátil.

Um sistema aplicativo que seja capaz de realizar o diagnóstico de desbalanceamento em máquinas rotativas de maneira rápida e indicando a severidade do defeito, pode ser muito útil no planejamento de manutenções e no ganho de tempo por parte da indústria.

Outra grande vantagem do uso do sistema aplicativo é de que para a realização da coleta de dados de vibração é utilizada uma placa de aquisição A/D,

placa essa, que pode ser também aproveitada em outros setores e para outras aplicações dentro de uma indústria, acarretando numa diminuição de custos. Além de que o uso do sistema aplicativo em computadores portáteis também lhe concede liberdade para realizar medições onde for preciso e possível.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. Objetivo geral

Este trabalho tem como objetivo desenvolver uma ferramenta virtual para detecção e análise do defeito de desbalanceamento em um simulador de máquina rotativa.

1.3.2. Objetivos específicos

- Compreender o defeito de desbalanceamento;
- Compreender e utilizar uma cadeia de instrumentação;
- Analisar o sinal no domínio da frequência;
- Desenvolver uma ferramenta virtual em ambiente LabVIEW;
- Diagnosticar a severidade do defeito do desbalanceamento de acordo com a norma ISO 10816;
- Realizar o balanceamento da bancada experimental;

1.4. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

O capítulo 1 é o responsável por introduzir o assunto ao leitor, assim como descrever quais são os objetivos.

No capítulo 2 é abordado o conteúdo utilizado como base de referência teórica para a construção deste trabalho. Nele são explicitados trabalhos que tratam sobre o estudo do defeito de desbalanceamento e sobre instrumentação virtual.

O capítulo 3 contém a fundamentação teórica, tratando dos conceitos mais relevantes para a construção deste trabalho. Nele contém a teoria sobre o desbalanceamento de massa ,assim como, sobre a aquisição e tratamento de sinais.

O capítulo 4 fica responsável pela descrição do desenvolvimento do sistema aplicativo.

O capítulo 5 apresenta as conclusões parciais e também o cronograma de trabalho para o TCC 2.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Serão apresentados aqui neste capítulo bibliografias que serviram como principais referências para a elaboração deste trabalho. Elas abordam sobre o defeito de desbalanceamento e seus tipos, técnicas de análises de vibrações e instrumentação virtual.

Góz e Silva (2013) e Soeiro (2008) abordam sobre o defeito de desbalanceamento e suas causas. Apresentam também conceitos sobre rotores rígidos e flexíveis, mostrando algumas técnicas de balanceamento de campo para os rotores do primeiro tipo.

Nery (2008) em seu trabalho apresenta diversas técnicas de análise de vibração para detecção de defeitos em máquinas rotativas. Dentre as técnicas listadas por ela se encontram a de análise espectral, envelope, fator de crista, Cepstrum, nível global, etc. É abordado também sobre instrumentação virtual, onde ela desenvolve uma ferramenta virtual capaz de auxiliar no diagnóstico de defeitos, tais como o de desbalanceamento, desalinhamento e em rolamentos.

Sousa (2005) aborda em seu trabalho técnicas para balanceamento estático e de balanceamento em vários planos, sendo eles iguais ao número de mancais ou em maior número. Foi desenvolvido um sistema aplicativo através do software LabVIEW® capaz de realizar a correção do desbalanceamento, armazenamento dos dados em um banco de dados e realização de relatórios.

Silva (2002) em sua dissertação, mostrou a relevância da análise de vibrações para a realização da manutenção preditiva em máquinas rotativas. A correção do desbalanceamento estático foi realizada através do método dos coeficientes de influência.

Coelho (2013) em seu trabalho realiza a correção do desbalanceamento dinâmico em uma bancada experimental através do método dos coeficientes de

influência. Para isso ele desenvolveu uma planilha que realiza os cálculos das massas de correção e suas respectivas posições.

Magalhães (2013) abordou em seu trabalho duas técnicas de correção do desbalanceamento para rotores rígidos: o método dos coeficientes de influência e o método dos 3 pontos, o qual será adotado nesse trabalho.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 DESBALANCEAMENTO

Segundo Oliveira NT (2016) o defeito de desbalanceamento de massa gera um aumento de vibração na frequência de rotação proporcionando demasiados esforços nos mancais dos rotores. Os rotores são componentes de máquinas que operam em uma dada rotação em torno de um eixo de rotação (ER) e um exemplo pode ser visto na Fig. (2).

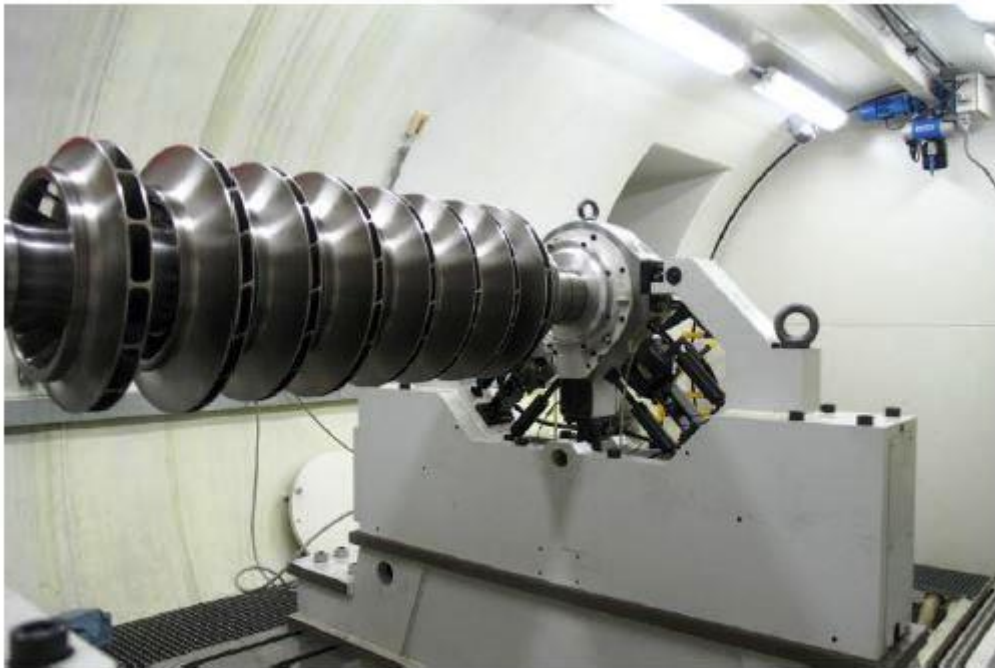


Figura 2. Rotor de um compressor.
FONTE: (FERREIRA; PAIS, 2013).

Alguns exemplos de rotores desbalanceados estão presentes no cotidiano, como em ventiladores vibrando excessivamente por conta de desbalanceamento e também em volantes de veículos vibrando devido ao desbalanceamento presente nas rodas.

Segundo Góz e Silva (2013), o defeito de desbalanceamento se dá devido a uma distribuição não uniforme da massa do rotor em torno do eixo de rotação. Essas imperfeições na distribuição da massa podem ser causadas por diversas razões, como por exemplos, imperfeições geométricas devido às tolerâncias de fabricação,

assimetrias, desgastes e deformações permanentes devidos a efeitos térmicos ou esforços.

Os erros de massa, também chamados de pontos pesados, que ocorrem ao longo de um rotor desbalanceado provocam a mudança da posição do centro de gravidade da seção transversal onde contém o erro. O somatório desses desvios dos centros de gravidade resulta no afastamento do eixo principal de inércia (EPI) do eixo de rotação, quebrando assim a condição ideal de coincidência entre esses dois eixos. Em um rotor desbalanceado, o afastamento do EPI em relação ao ER é mostrado pela Fig. (3). (SOUSA, 2005).

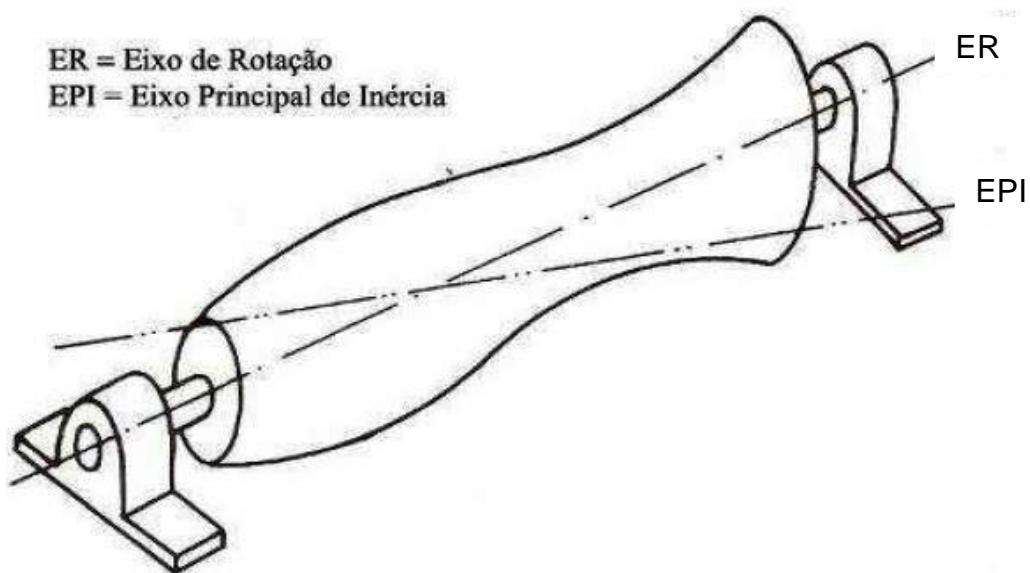


Figura 3. Rotor com distribuição irregular de massa em torno do eixo de rotação.
Fonte: (GÓZ; SILVA, 2013).

Com o movimento do rotor, forças centrífugas são geradas por causa dos pontos pesados presentes. A magnitude dessas forças dependem do valor da massa excêntrica, da respectiva distância para o eixo de rotação e da velocidade angular do rotor em radianos por segundos, como mostra a EQUAÇÃO 1. A representação gráfica de uma dessas forças analisada separadamente é mostrada através da Fig. (4). (SOUSA, 2005).

$$F_{cent} = m.e.\omega^2 \quad (\text{Eq.1})$$

Onde:

F_{cent} = força centrífuga;

m = massa excêntrica;

e = distância da massa em relação ao eixo de rotação;

ω = velocidade angular [rad/s].

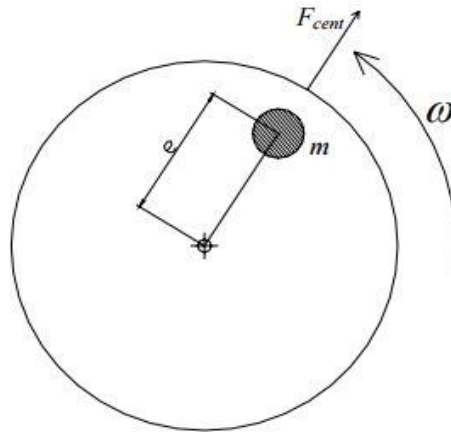


Figura 4. Representação gráfica do desbalanceamento de massa.
FONTE: (SOUSA, 2005).

A combinação de todas as forças centrífugas atuando em um rotor geram resultantes nos mancais cujos módulos e direções dependem das posições em que se encontram os pontos pesados no rotor. A Figura (5) mostra quatro forças centrífugas (F_A , F_B , F_C e F_D) que foram geradas por quatro pontos pesados (A, B, C e D) presentes em um rotor. A combinação delas formam resultantes R_1 e R_2 nos mancais e podem ser vistas com maior detalhe na Fig.(6). (GÓZ; SILVA, 2013).

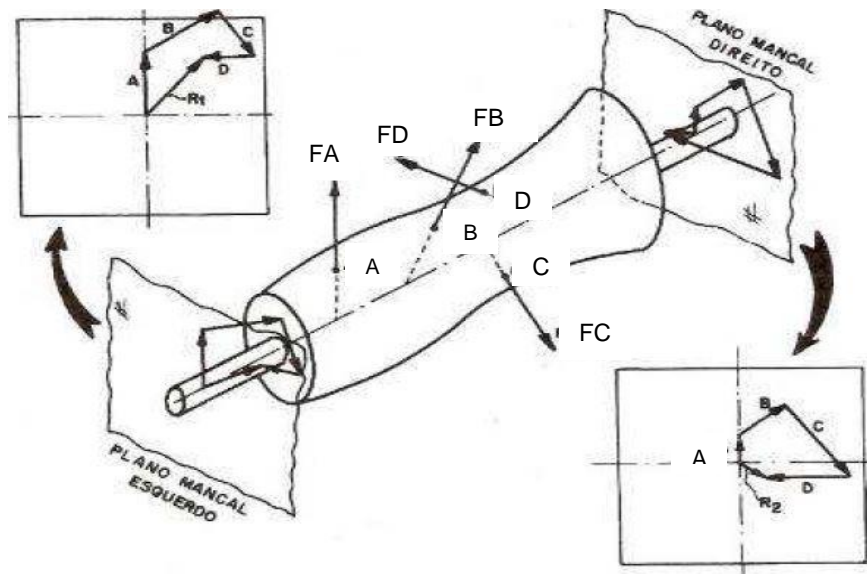


Figura 5. Resultantes R1 e R2 nos mancais.
FONTE: (GÓZ;SILVA).

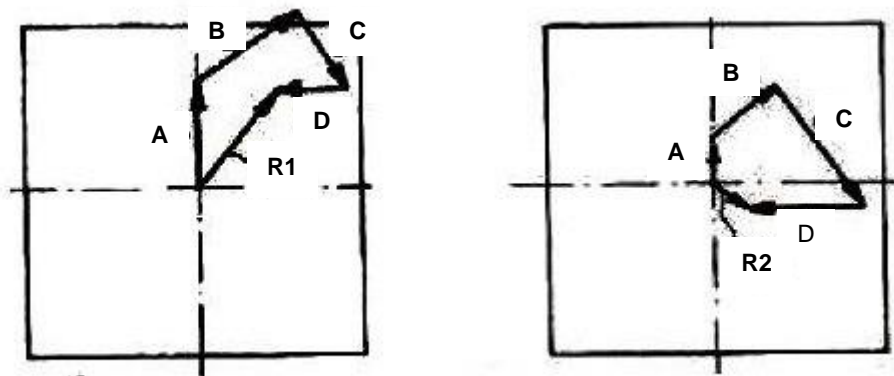


Figura 6. Detalhe das resultantes R1 e R2 no mancal esquerdo e direito.

As resultantes R1 e R2 representam o efeito de todo o desbalanceamento presente no rotor. Cada resultante possui a direção do desvio do eixo principal de inércia e seu módulo é proporcional ao tamanho desse desvio. Em um mesmo rotor, as resultantes podem possuir direções e módulos iguais ou não, dependendo da forma em que o EPI está deslocado, como ilustra a Fig. (7). (GÓZ; SILVA, 2013).

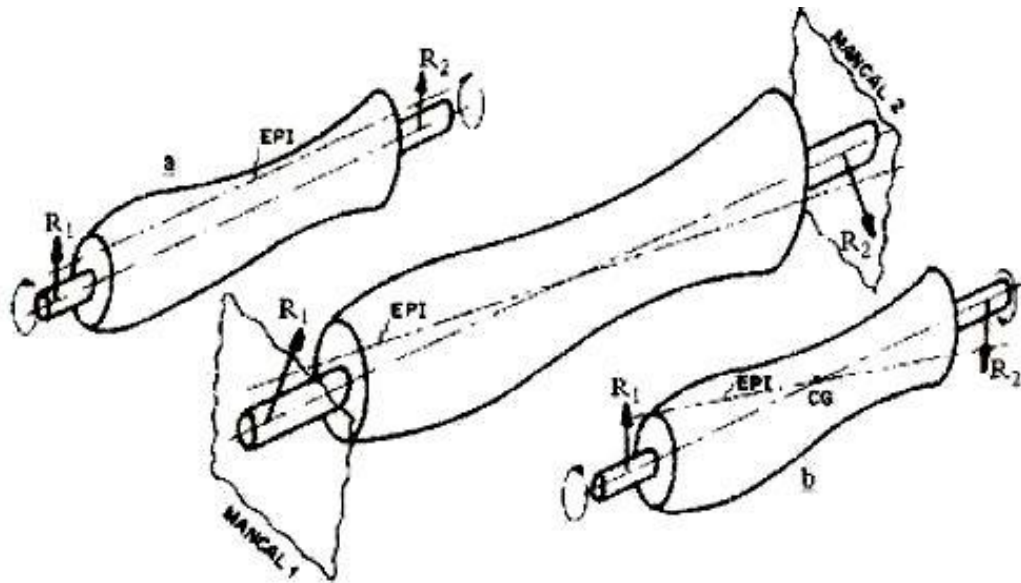


Figura 7. Direções das resultantes nos mancais apontam para o desvio do EPI.
 FONTE: (GÓZ; SILVA,2013).

A principal característica do defeito do desbalanceamento é de que ele sempre ocorre na frequência de rotação do rotor. Isso se deve ao fato das resultantes nos mancais girarem solidárias ao rotor. (SOUSA, 2005).

3.1.1. Tipos de desbalanceamento

De acordo com (Sousa apud Wowk, 1995), existem quatro tipos de desbalanceamento. São diferenciados entre si a partir de uma análise dos vetores resultantes R_1 e R_2 nos mancais. O comportamento desses vetores está relacionado com a forma em que o eixo principal de inércia é deslocado do eixo de rotação.

3.1.1.1. Desbalanceamento Estático

O desbalanceamento estático ocorre quando a massa desbalanceadora atua no mesmo plano radial em que se situa o CG, de forma a deslocar o EPI paralelamente ao ER como mostra a Fig (8a). Duas massas equidistantes em relação ao centro de gravidade e sem defasagem entre si, como mostra a (Fig 8b), correspondem a uma massa atuando no plano do CG, fazendo com que se enquadre também como desbalanceamento estático. (SOUSA, 2005).

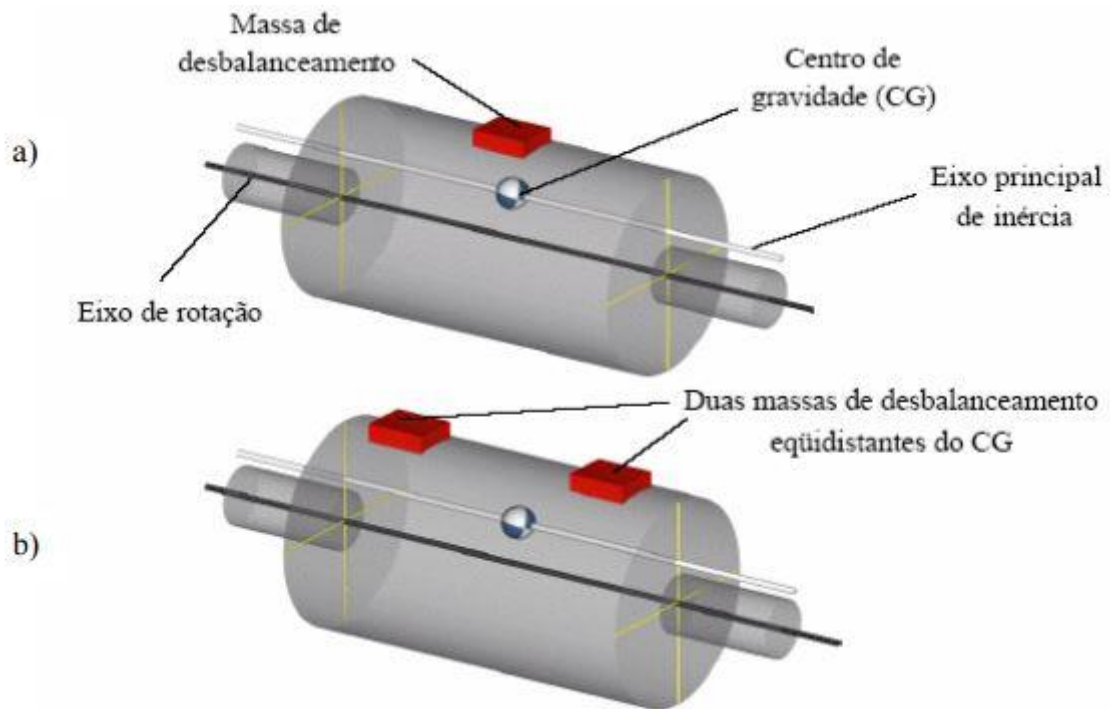


Figura 8. a) Uma massa atuando no plano do CG. b) Duas massas equidistantes.
Fonte: (SOUSA, 2005).

As resultantes $R1$ e $R2$ provocadas pelo desbalanceamento estático têm como características serem paralelas e possuírem módulos e sentidos iguais, como mostra a Fig (9).



Figura 9. Resultantes nos mancais provocadas por desbalanceamento estático.
FONTE: (COELHO, 2013).

Tal desbalanceamento pode ser detectado através de um teste estático. Esse teste consiste em biapoiar o rotor e se houver a presença desse defeito o rotor tenderá a girar para uma posição na qual o ponto pesado fique em baixo, como mostra a Fig (10). (SOEIRO, 2008).

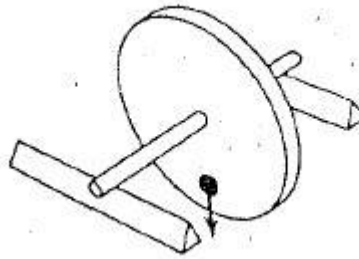


Figura 10. Teste estático.
Fonte: (BRÜEL & KJAER).

3.1.1.2. Binário de desbalanceamento

O binário de desbalanceamento pode ser representado por duas massas excêntricas iguais e equidistantes do CG, porém defasadas em 180° como pode ser visto na Fig. (11). O centro de gravidade não é deslocado do eixo de rotação, no entanto, o EPI é rotacionado em torno do CG. As massas produzem duas forças centrífugas (F_{cent1} e F_{cent2}) opostas e de igual módulo que se anulam, porém por elas não estarem atuando no mesmo eixo geram um momento resultante que provoca então a vibração do rotor. (SOUSA, 2005).

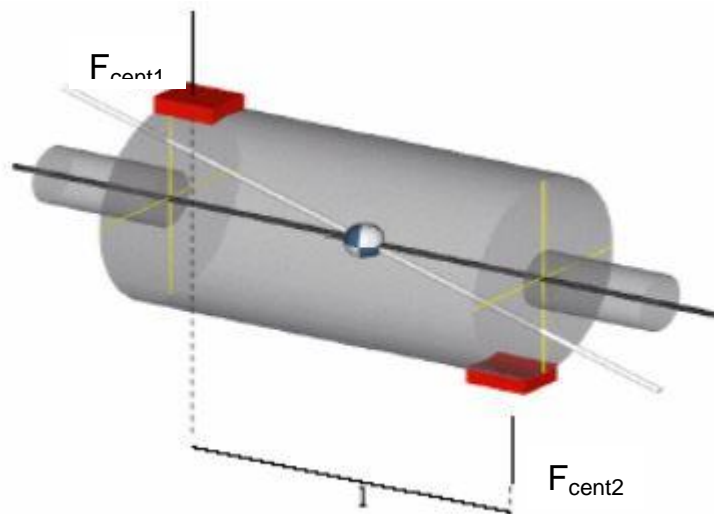


Figura 11. Binário de desbalanceamento.
Fonte: (SOUSA, 2005).

As resultantes $R1$ e $R2$ provocadas por esse tipo de desbalanceamento possuem módulos e direções iguais, porém seus sentidos são inversos. A Fig. (12) ilustra o modo como essas resultantes atuam nos mancais. (GÓZ; SILVA, 2013).

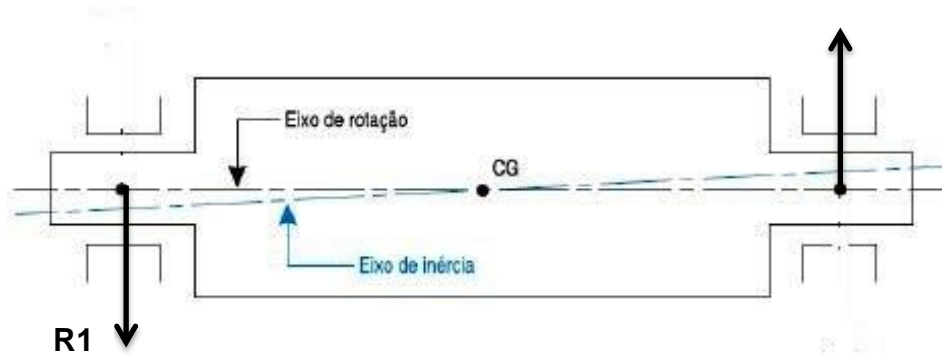


Figura 12. Resultantes nos mancais devido ao binário de desbalanceamento.
 FONTE: (adaptado: COELHO, 2013).

Quando o rotor está em movimento, as suas duas extremidades se deslocam em direções opostas como mostra a Fig. (13). No caso do binário de desbalanceamento, não é possível corrigi-lo adicionando apenas uma massa, pois além de anular as forças centrífugas é necessário também rotacionar o EPI em torno do CG para alinhá-lo com o ER. Isso é realizado através da adição de duas massas de correção contrapostas às massas desbalanceadoras. Esse tipo de correção é denominado como balanceamento em dois planos. (SOUSA, 2005).

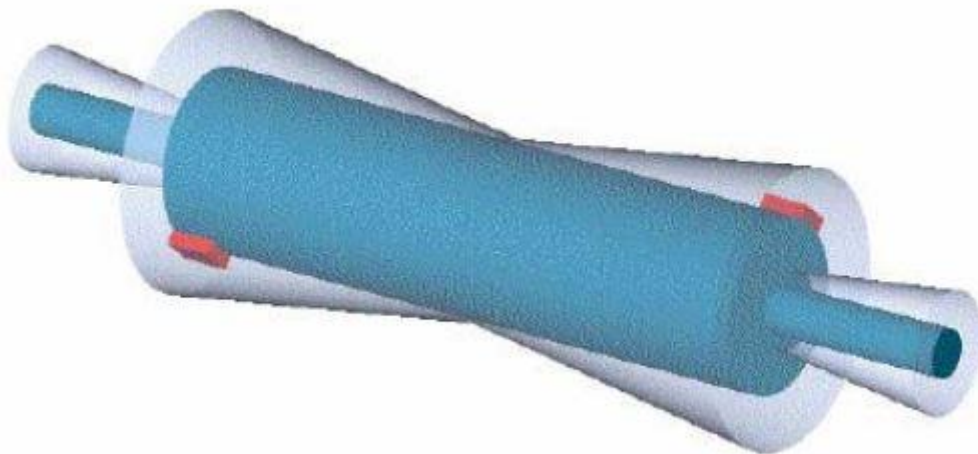


Figura 13. Forma de vibração do rotor com binário de desbalanceamento.
 Fonte: (SOUSA, 2005).

3.1.1.3. Desbalanceamento quase-estático

Segundo Sousa (2005), esse tipo de desbalanceamento ocorre quando o EPI cruza o ER em um ponto diferente do CG, pois o mesmo se encontra deslocado do eixo de rotação. Sua correção deve ser realizada em dois planos. A Fig. (14) mostra um exemplo de desbalanceamento quase-estático.

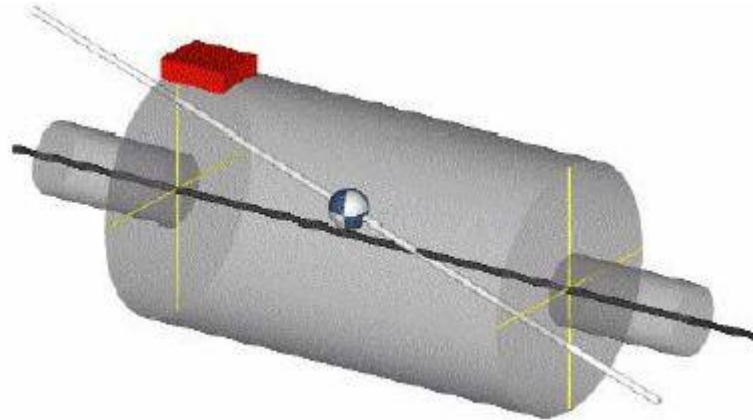


Figura 14. Desbalanceamento quase-estático.
Fonte: (SOUSA, 2005).

As resultantes R1 e R2 nesse tipo de desbalanceamento possuem a mesma direção, porém com sentidos opostos e módulos diferentes, como pode ser visto na Fig. (15).

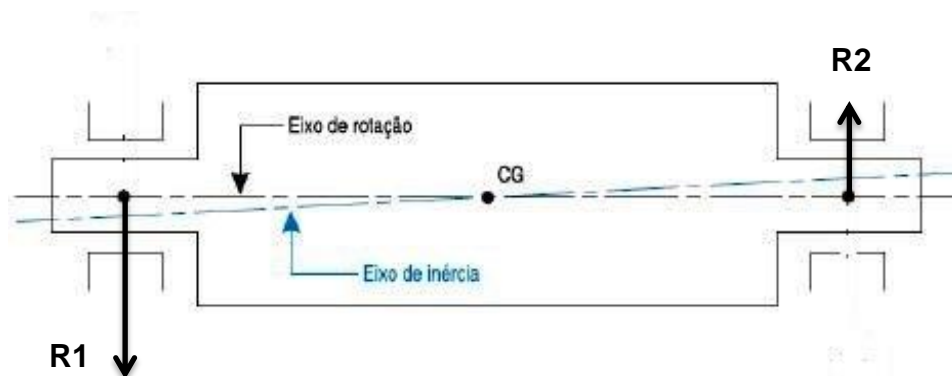


Figura 15. Resultantes do balanceamento quase-estático.
FONTE: (adaptado: COELHO, 2013).

3.1.1.4. Desbalanceamento dinâmico

É o tipo de desbalanceamento mais comum e é caracterizado pelo fato do eixo principal de inércia não cruzar em momento algum o eixo de rotação, como mostra a Fig. (16). Isso ocorre devido às massas estarem defasadas em um ângulo diferente de 180° . Sua correção como a dos dois casos anteriores deve ser realizada em dois planos. (SOUSA, 2005).

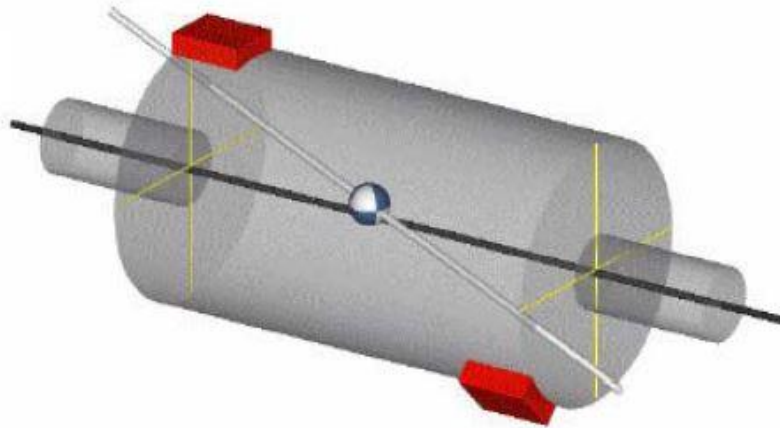


Figura 16. Desbalanceamento dinâmico.
Fonte: (SOUSA, 2005).

Nesse tipo de desbalanceamento as resultantes R_1 e R_2 possuem módulos, direções e sentidos diferentes. A Figura (17) mostra como as resultantes se comportam nos mancais. (COELHO, 2013).



Figura 17. Resultantes nos mancais devido ao desbalanceamento dinâmico.
FONTE: (adaptado: COELHO,2013).

3.1.2. Rotores rígidos e flexíveis

É importante definir a classe de um rotor, pois diferentes técnicas de balanceamento são aplicadas nessas duas classes. A classificação de um rotor como rígido ou flexível passa por questões como sua velocidade de rotação, suas frequências naturais e a flexibilidade dos mancais. (COELHO, 2013).

Segundo Sousa (2005), para que um rotor seja considerado rígido as deformações elásticas que ocorrem durante sua operação não podem ser suficientes de forma a influenciarem significativamente as resultantes R1 e R2 nos mancais.

Rotores flexíveis são aqueles que operam em uma velocidade igual ou superior a 70% de sua primeira velocidade crítica. Vale ressaltar que, é denominada velocidade crítica aquela velocidade de rotação que excita o rotor em alguma de suas frequências naturais. Logo, quando um rotor se aproxima de uma velocidade crítica ele tende a se deformar de forma similar ao modo de vibração correspondente a aquela frequência natural excitada. A Figura 18 mostra a transição de rotor rígido para rotor flexível com o aumento da velocidade de rotação. (SOUSA, 2005).

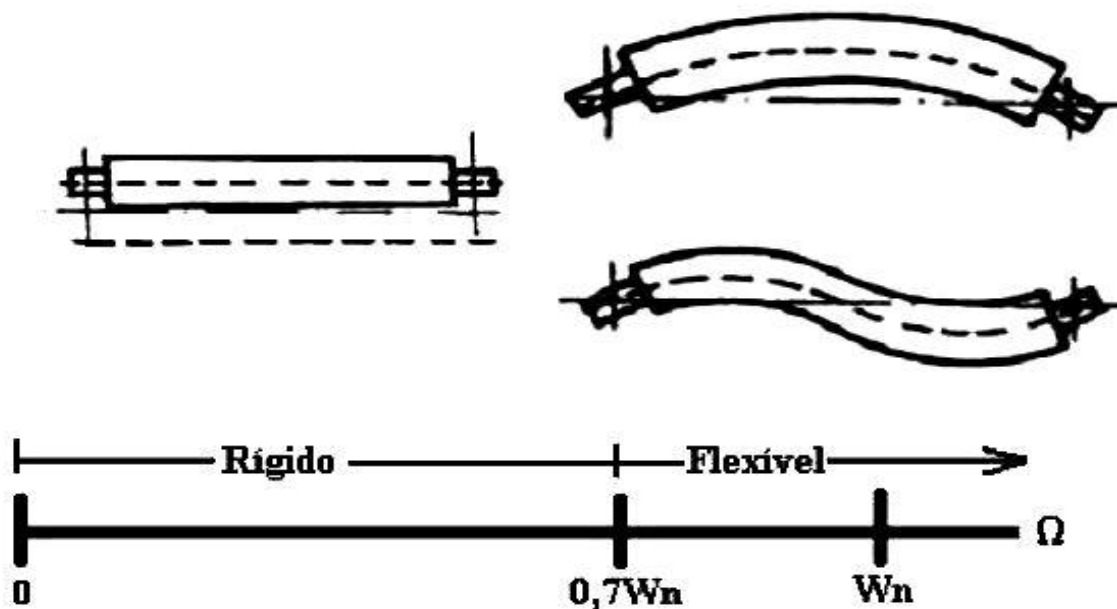


Figura 18. Relação entre velocidade de rotação e flexibilidade do rotor.
 FONTE: (SOUSA, 2005).

De acordo com Góz e Silva (2013), a questão da flexibilidade dos mancais também influencia na rigidez do conjunto rotor-eixo, pois quanto mais flexíveis são os mancais mais os rotores podem ser considerados rígidos. A Figura 19 ilustra a relação entre a flexibilidade dos mancais, a rigidez do rotor e a velocidade de rotação.

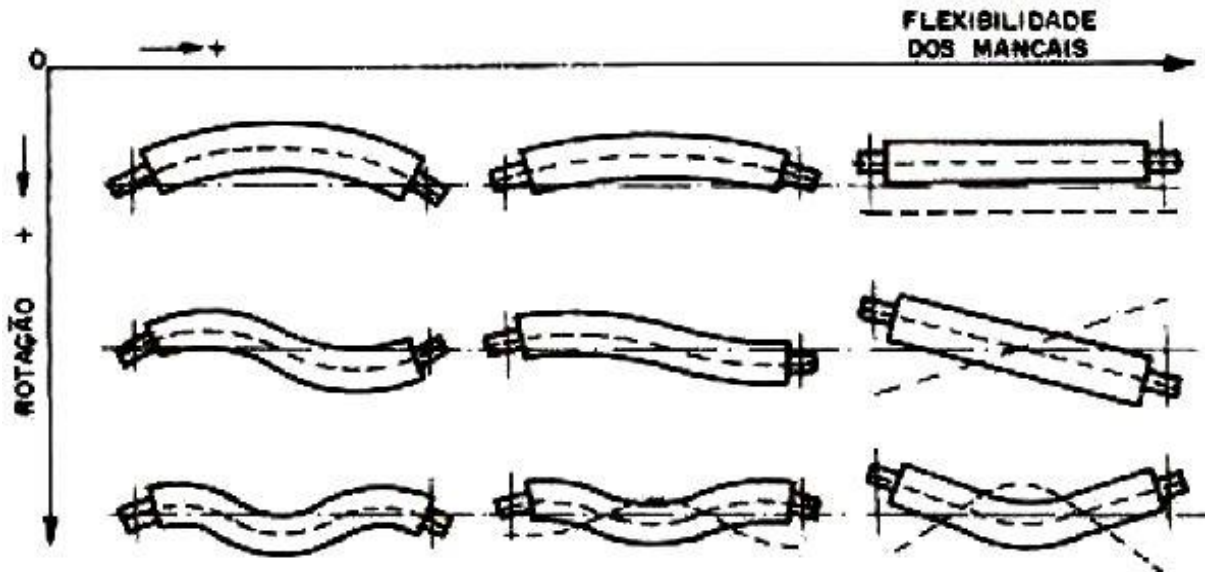


Figura 19. Representação gráfica do efeito da flexibilidade do rotor.
 FONTE: (GÓZ e SILVA, 2013).

Quando se trata da correção do desbalanceamento, há uma diferença na quantidade de planos de balanceamento necessários para os dois tipos de rotores. O processo de balanceamento de um rotor rígido necessita de no máximo dois planos de balanceamento, enquanto que para rotores flexíveis o número de planos tem de ser $N+2$, onde N representa o número de velocidades críticas pelas quais o rotor passa até chegar a sua velocidade de trabalho. (SOUSA, 2005).

O rotor da bancada experimental a ser adotada nesse trabalho é classificado como rotor rígido, pois o mesmo trabalha em rotação abaixo de sua 1ª frequência natural e, portanto o seu balanceamento necessitará de no máximo dois planos.

3.1.3. Desbalanceamento residual

Mesmo que o processo de balanceamento seja feito de uma boa forma haverá sempre um resíduo de desbalanceamento, o qual é chamado de desbalanceamento residual. A questão agora é saber até onde esse resíduo é prejudicial. Com essa informação fica possível ter critério para o balanceamento. Tal critério determina que o valor do desbalanceamento residual atuando no rotor seja menor do que um valor aceitável de desbalanceamento para aquele tipo de rotor. Esse valor aceitável é conhecido como desbalanceamento residual permissível (U) e seu valor é calculado de acordo com a EQUAÇÃO 2. (GÓZ; SILVA, 2013).

$$U = \text{massa} \times \text{distância}. [\text{g}.\text{mm}]$$

$$(\text{Eq. 2}).$$

Como todo desbalanceamento, U também pode ser representado por uma massa situada a uma determinada distância do eixo de rotação.

O desbalanceamento residual permissível depende também da massa do rotor, onde se tem que rotores com massas maiores implicam em desbalanceamentos residuais permissíveis também maiores. A partir daí, definiu-se então o desbalanceamento residual específico (e), o qual leva em consideração a massa do rotor e o seu valor é calculado de acordo com a EQUAÇÃO 3. (GÓZ; SILVA).

$$e = \frac{U}{\text{massa do rotor}} \cdot \left[\frac{\text{g. mm}}{\text{Kg}} \right] \quad (\text{Eq. 4}).$$

Outro fator de grande importância é a rotação do rotor. Sabe-se que a força centrífuga aumenta com o quadrado da rotação e isso implica na questão de que quanto maior a rotação menor deve ser o desbalanceamento residual. (GÓZ; SILVA, 2013).

Depois de muitos estudos e anos de experiência, os especialistas decidiram que o produto entre o desbalanceamento residual específico e a velocidade angular do rotor (em rad/s) dever ser constante. Essa constante é denominada como qualidade de balanceamento e tem a letra G como seu símbolo. Por seu valor ser uma constante, um aumento da velocidade angular resultaria na diminuição do resíduo específico e vice-versa. (COELHO, 2013).

$$G = e \cdot \omega = \text{constante} \text{ [g.mm/Kg.s]} \quad (\text{Eq. 4})$$

Onde:

ω = velocidade angular.

Os valores de qualidade de balanceamento são estabelecidos segundo a norma ISO 1940/1: Balance Quality Requirements of Rotating Rigid Bodies. Os valores de G variam entre 0,4 e 4000 e são definidos de acordo com o tipo do rotor e sua aplicação. O QUADRO 1 reproduz a indicação da norma ISO 1940. (GÓZ; SILVA, 2013).

Quadro 1. Graus de Qualidade de balanceamento (G) para diversos tipos de rotores pela norma ISO 1940/1.

G	e.ω [mm/s]	Tipos de Rotores- Exemplos Gerais
4000	4000	Conjunto girabrequim de motores marítimos lentos com número ímpar de cilindros.
1600	1600	Conjunto girabrequim de motores grandes de 2 tempos montados rigidamente.
630	630	Conjunto girabrequim de motores grandes de 4 tempos montados rigidamente.
		Conjunto girabrequim de motores marítimos com montagem flexível.
250	250	Conjunto girabrequim de motores rápidos a diesel com quatro cilindros, montados rigidamente.
100	100	Conjunto girabrequim de motores rápidos à Diesel com seis ou mais cilindros.
		Motores completos (gasolina ou diesel) para carros, caminhões ou locomotivas.
40	40	Roda de carro, aro de roda, conjunto de roda, eixos de tração.
		Conj. girabrequim de motores rápidos de quatro tempos (diesel ou gasolina), com 6 ou mais cilindros, com montagem flexível.
		Conjunto girabrequim para motores de carro, caminhões e locomotivas.
16	16	Conjunto de eixos(de propulsão, cardã) com requisitos especiais.
		Partes de máquina de moagem.
		Partes do maquinário agrícola.
		Componentes individuais de motores (diesel ou gasolina) para carros, caminhões e locomotivas.
		Conjunto girabrequim de motores de 6 ou mais cilindros com requisitos especiais.
6,3	6,3	Partes ou máquinas de plantas de processamento.
		Engrenagens de turbinas marítimas (serviço mercante).
		Tambores centrífugos.
		Cilindros de máquinas de papel; cilindros de gráficas.
		Ventiladores.
		Rotores de bombas.
		Rotores montados de turbina de aviões, à gás.
		Volantes.
		Máquinas-ferramenta e partes genéricas de maquinaria.
		Rotores elétricos médios e grandes (h>80mm) sem requisitos especiais.
		Rotores elétricos usados com isoladores ou em locais insensíveis a vibração.
		Componentes individuais de motores sob condições especiais.
2,5	2,5	Turbinas a vapor e a gás, incluindo as usadas na marinha mercante.
		Rotor rígido de turbo-gerador.
		Winchester para computadores.
		Turbo compressores.
		Acionamentos de máquinas ferramentais.
		Rotores elétricos médios e grandes com requisitos especiais.
		Rotores elétricos pequenos com requisitos especiais.
Bombas acionadas por turbinas.		
1	1	Gravadores e motores de toca-discos.
		Conjunto de retífica.
		Armaduras elétricas pequenas com requisitos especiais.
0,4	0,4	Mandris, rebolos e armaduras de retíficas de precisão.
		Girosópios.

A partir do momento em que se obtém o valor da qualidade de balanceamento para determinado tipo de rotor, o valor do desbalanceamento residual permissível pode ser calculado de acordo com a EQUAÇÃO 5.

$$U = 1000.G.m/\omega.$$

(Eq. 5)

3.2. BALANCEAMENTO DE SISTEMAS MECÂNICOS ROTATIVOS

De acordo com a norma ISO 1940-1, o balanceamento é o processo no qual a distribuição de massa de um rotor é verificada e, se necessário, ajustada de forma a assegurar que o desbalanceamento residual ou as forças nos mancais estejam dentro dos limites especificados na frequência correspondente a velocidade de rotação. O desbalanceamento no rotor gera esforços dinâmicos que se propagam para as partes da máquina que o suporta, acarretando assim no mínimo, na redução da vida útil dos rolamentos.

Para se balancear um rotor é necessário que se aplique nele um desbalanceamento conhecido, ou seja, uma massa conhecida (chamada de massa de teste) em uma posição radial também conhecida. O desbalanceamento intencional aplicado à máquina obviamente não pode ser grande a ponto de gerar vibrações muito prejudiciais a ela. Para evitar que isso ocorra, o valor da massa de teste (m_t) é calculado de acordo com a EQUAÇÃO 6, a qual leva em consideração a massa do rotor e a sua velocidade angular de rotação. (COELHO, 2013).

$$m_t = \frac{90 \cdot P}{\left(\frac{\text{RPM}}{1000}\right)^2 \cdot R} \quad (\text{Eq. 2}).$$

Onde:

m_t = massa de teste [g];

P = peso do rotor [Kg];

RPM = rotação do rotor [RPM];

R = raio da posição da massa de teste [mm].

O procedimento de correção é realizado através da medição de vibração nos mancais. Por esse fato, é de grande importância que o sinal de vibração medido seja realmente devido ao desbalanceamento, lembrando que, a vibração característica do desbalanceamento tem direção radial e é senoidal cuja frequência é igual a de rotação do rotor. O uso de filtros de sinais se torna importante para que se amenizem os efeitos de vibrações de outras origens e também os ruídos. (SOEIRO, 2008).

Neste trabalho o tipo de balanceamento a ser adotado é o balanceamento estático também conhecido como balanceamento em um único plano.

3.2.1. Balanceamento estático

Na prática, qualquer desbalanceamento real é uma combinação entre uma parcela estática com uma parcela dinâmica. Esse tipo de balanceamento é conveniente em rotores que possuem um diâmetro muito maior do que seu comprimento, como por exemplos, volantes, polias, engrenagens e rebolos, pois nesses casos a parcela dinâmica do desbalanceamento causada pelo momento resultante pode ser desprezada, isso se a rotação não for alta. (GÓZ; SILVA, 2013).

O balanceamento estático é realizado em um único plano, adicionando-se ou retirando-se massa de forma que seja provocada uma força centrífuga igual em módulo e direção, porém de sentido contrário à causada pela massa desbalanceadora. (SOUSA, 2005).

Como já mostrado anteriormente (item 3.2.2.1), o desbalanceamento estático provoca resultantes iguais em direção, magnitude e sentido nos mancais. Isso dá a liberdade para que as medições feitas durante o processo de balanceamento sejam realizadas em apenas um dos mancais. (GÓZ; SILVA, 2013).

Existem dois métodos mais comuns para realização do balanceamento estático em rotores rígidos, sendo eles o método dos coeficientes de influência e o método dos 3 pontos. Neste trabalho o método escolhido para ser aplicado será o método dos 3 pontos.

3.2.1.1. Balanceamento estático pelo método dos 3 pontos.

As vantagens desse método são de que ele não necessita de equipamentos para a medição de fase, pois trabalha somente com as amplitudes de vibração e a medição da vibração pode ser realizada de qualquer parâmetro, seja ele o deslocamento, a velocidade ou a aceleração. A única ressalva é que se mantenha sempre o mesmo padrão em todas as medições. A sua desvantagem é que para sua realização são necessárias quatro medições. (SOEIRO, 2013).

Os procedimentos que devem ser seguidos para a realização desse método serão mostrados nos X passos abaixo:

-1º Passo: Marcar 3 pontos no rotor separados em 120° , como mostra a Fig. (20). Denominá-los como 1, 2 e 3, onde eles correspondem a 0° , 120° e 240° , respectivamente.

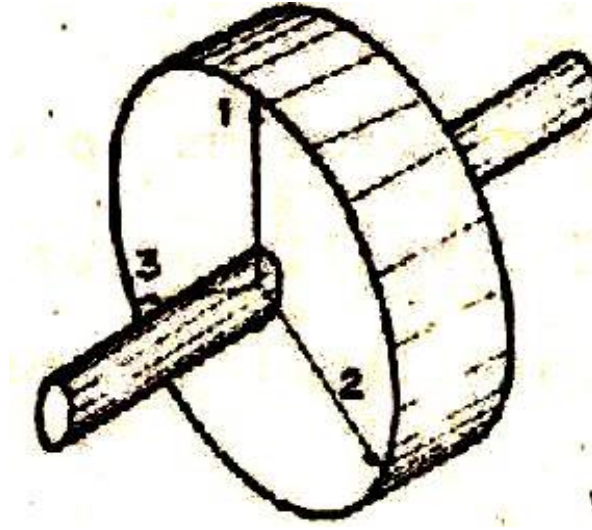


Figura 20. Os três pontos marcados no rotor. (Soeiro, 2013).

-2º Passo: Ligar o rotor e medir a amplitude em RMS da vibração original proveniente do desbalanceamento e chamá-la de V_0 ;

-3º Passo: Adicionar a massa de teste na posição 1, ligar o rotor e medir a amplitude em RMS de vibração chamando-a agora de V_1 ;

-4º Passo: Retirar a massa de teste da posição 1 e posicioná-la agora na posição 2. Medir a amplitude de vibração em RMS e chamá-la de V_2 .

-5º Passo: Posicionar a massa de teste agora na posição 3, medir a amplitude de vibração em RMS e chamá-la V_3 ;

-6º Passo: Desenhar um círculo de raio igual a V_0 e marcar as posições 1, 2 e 3 de maneira idêntica as feitas no rotor, como mostra a Fig. (21).

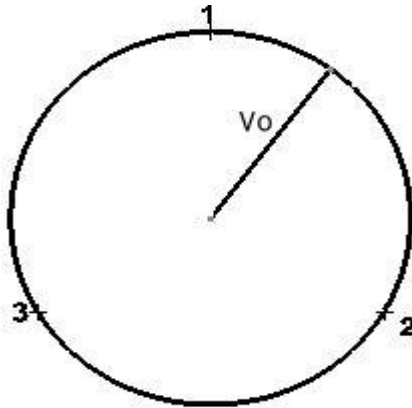


Figura 21. Círculo de raio V_0 . (adaptado: Magalhães, 2013).

-7º Passo: Desenhar um círculo com o seu centro na posição 1 e de raio igual V_1 , como mostra Fig. (22).

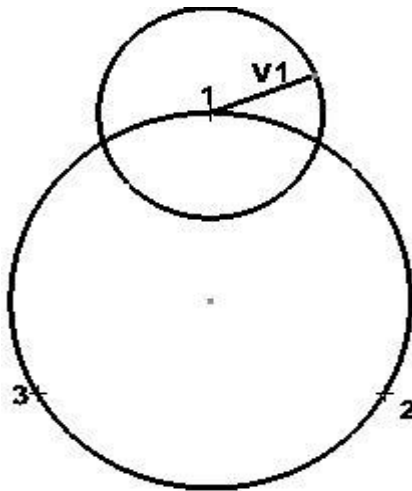


Figura 22. Círculo de raio V_1 com centro na posição 1.

-8º Passo: Desenhar agora um círculo com centro na posição 2 e de raio igual a V_2 , de acordo com a Fig. (23).

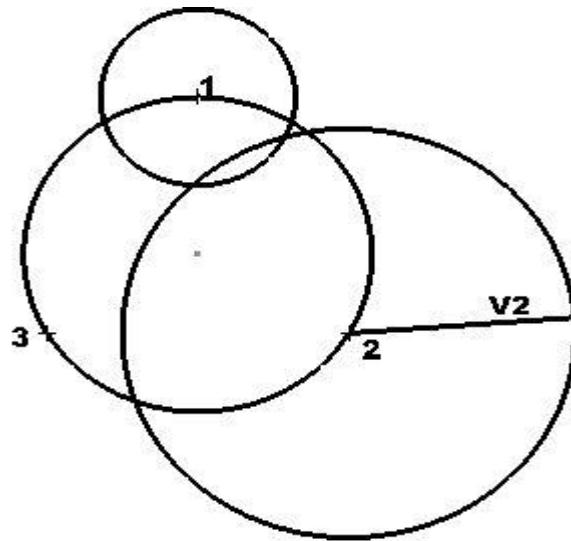


Figura 23. Círculo de raio V_2 com centro na posição 2.

-9º Passo: Desenhar um círculo com centro na posição 3 e com raio igual a V_3 , de acordo com a Fig. (24).

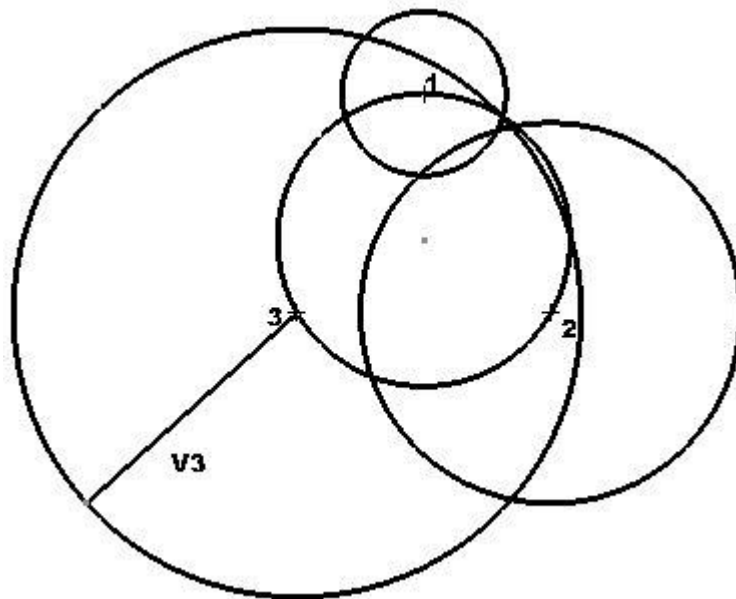


Figura 24. Círculo de raio V_3 e centro na posição 3.

-10º Passo: Se não houver erros grosseiros, na figura desenhada existirá uma região onde os três círculos desenhados em 1,2 e 3 se interceptam, seja em um ponto ou uma região delimitada pelos três. Geralmente na prática, é mais comum que ocorra a região que é delimitada pelos três círculos. Sua forma é como mostra a Fig. (25).

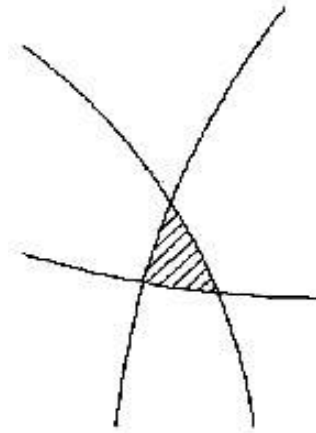


Figura 25. Região de intersecção entre os 3 círculos.
 FONTE: (MAGALHÃES, 2013).

Um vetor agora deve ser traçado da origem do círculo original de raio V_o até o ponto de intersecção ou no caso da região até o seu centro geométrico. Esse vetor é chamado de vetor de correção (V_t) e é mostrado na Fig. (26).

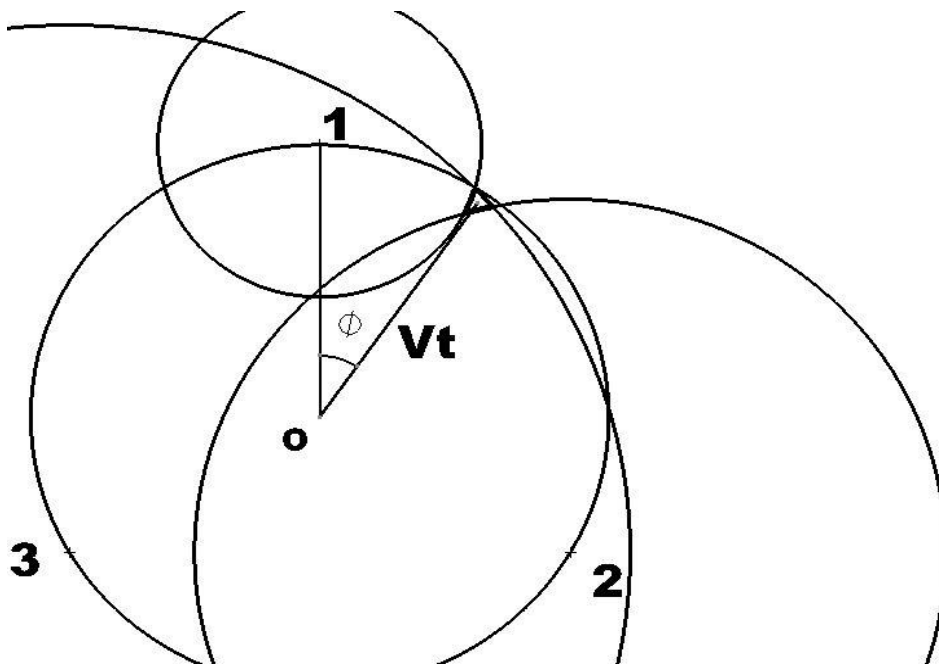


Figura 26. Vetor V_t traçado da origem até o CG da região de interceptação.

A magnitude de V_t é utilizada para o cálculo da massa de correção do desbalanceamento (m_c), cujo valor é fornecido de acordo com a EQUAÇÃO 7.

$$m_c = m_t \cdot (V_o / V_t) \quad (\text{Eq. 7})$$

O ângulo \varnothing formado no sentido horário entre a posição 1 e o vetor V_t determina a posição onde deve ser colocada a massa de correção.

-11º passo- Retirar a massa de teste do rotor e colocar agora a massa de correção na posição indicada pelos cálculos. Após isso, ligar a máquina e realizar a medição do valor do desbalanceamento residual, onde deve ser feita uma verificação se esse valor se encontra abaixo do valor permitido para aquele determinado tipo de rotor. Caso não esteja abaixo, deve-se então repetir o método até que se obtenha um resultado satisfatório.

A realização do balanceamento por esse método será feita com o auxílio do software Catia®.

3.3. MEDIÇÃO DO DESBALANCEAMENTO

Para se medir a vibração causada pelo desbalanceamento necessita-se de um sistema de aquisição de dados. Esse sistema é composto por sensores de vibração, como acelerômetros, condicionador de sinais, placa de aquisição A/D e um computador com software de aquisição de sinais instalado. (NERY, 2008).

Um sistema de aquisição de dados de vibração é mostrado na Fig. (27).

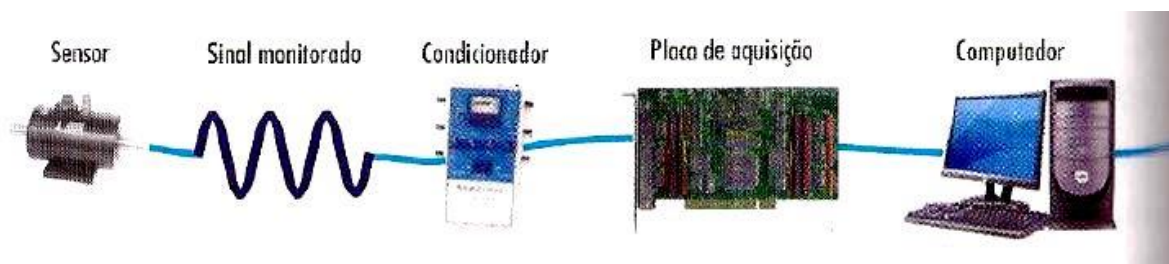


Figura 27. Cadeia de medição.
FONTE: (SILVA, 2012).

3.3.1. Acelerômetro piezoelétrico

Para aplicações em análise de vibração esse é o modelo de acelerômetro mais utilizado. A sua finalidade é de transformar os movimentos vibratórios em sinais elétricos e isso se torna possível devido ao uso de cristais piezoelétricos. (SILVA, 2012).

Os elementos piezoelétricos possuem a propriedade de produzir tensão elétrica em um eixo quando comprimido ou tracionado em outro. A configuração mais comum de um acelerômetro desse tipo é mostrada na Fig. (28). (NERY, 2008).

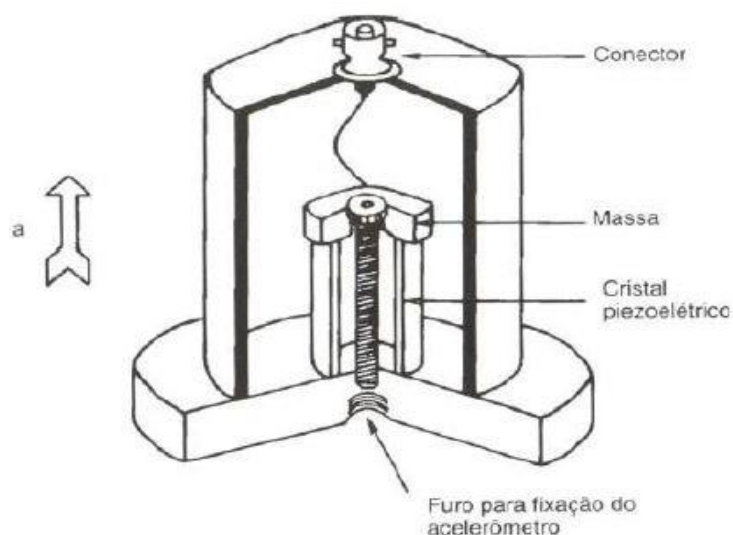


Figura 28. Acelerômetro piezoelétrico.
FONTE: (SOUZA, 2007).

A função dessa massa acoplada ao cristal piezoelétrico é para que no momento em que o acelerômetro sofre com acelerações, ela se movimenta tracionando ou comprimindo o cristal, produzindo assim, uma tensão elétrica proporcional a força gerada na massa. (NERY, 2008).

A única componente da aceleração que produz tensão elétrica é a componente que causa a compressão ou tração do cristal cuja direção é representada pela seta na Fig. (28). Para o caso em que se necessita medir acelerações em três eixos diferentes ao mesmo tempo, é necessário o uso de um acelerômetro com três cristais independentes posicionados perpendicularmente entre si. (NERY, 2008).

Há ainda uma necessidade de que se converta o sinal elétrico gerado em aceleração. A sensibilidade de um acelerômetro é o parâmetro responsável por relacionar a tensão produzida com a aceleração correspondente. Ela é expressa em termos da tensão por unidade de aceleração [mV/g]. (NERY, 2008).

O acelerômetro a ser adotado nesse trabalho para captação de sinais de vibração é do tipo piezoelétrico e uniaxial.

3.3.2. Condicionador e amplificadores de sinais

Os sinais adquiridos pelos acelerômetros por vezes podem ser ruidosos e possuírem amplitudes muito baixas para a leitura no conversor analógico-digital (ADC). O papel do condicionador de sinais é de preparar o sinal para que ele chegue de forma adequada para o ADC.

Com ele pode-se amplificar o valor de tensão entregue pelo sensor e realizar uma filtragem no sinal eliminando ruídos e evitando o aliasing. O aliasing é evitado configurando o condicionador de sinais como um filtro passa-baixa com frequência de corte igual a frequência de Nyquist. Um exemplo de um modelo de um condicionador de sinais é na Fig. (29). (National Instruments).



Figura 29. Condicionador de sinais.
FONTE: (NERY, 2008).

3.3.3. Placa de aquisição

Os sinais captados pelos sensores são analógicos e para que possam ser manipulados por um computador ou equipamento digital é necessário que sejam convertidos em sinais digitais. A placa de aquisição atua como um conversor analógico-digital fornecendo a representação digital de um sinal analógico, em um dado instante de tempo. Ela trabalha coletando amostras periódicas do sinal, em

uma taxa estipulada, para transferi-las para o computador através dos barramentos onde o sinal original será reconstruído e poderá ser visualizado e processado. Um exemplo de placa de aquisição é mostrado na Fig. (30). (National Instruments).



Figura 30. Placa de aquisição NI 6009.
FONTE: (NATIONAL INSTRUMENTS).

3.3.4. Software de aquisição de dados

O software de aquisição de dados realiza a interface gráfica entre a placa de aquisição e o computador. Existem diversos softwares no mercado, porém neste trabalho será adotado o LabVIEW por este estar disponível e licenciado no LabNVH.

O LabVIEW é um software que trabalha com linguagem gráfica e que é capaz de realizar monitoração, simulação de atividades, controle de sistemas, aquisição, processamento e análise de sinais em um único ambiente de programação. (OKADA, 2012).

No seu código a informação é passada através de fluxo de dados, onde se utilizam ícones com funções predefinidas ao invés de linhas de texto para criar suas aplicações. O código fica contido no diagrama de blocos e é lá onde se controla tudo o que aparecerá para o usuário no painel frontal. A Fig. (31) ilustra um exemplo de diagrama de blocos contendo a programação e a Fig. (32) o respectivo painel frontal que contém a interface com o usuário. (COSTA, 2016).

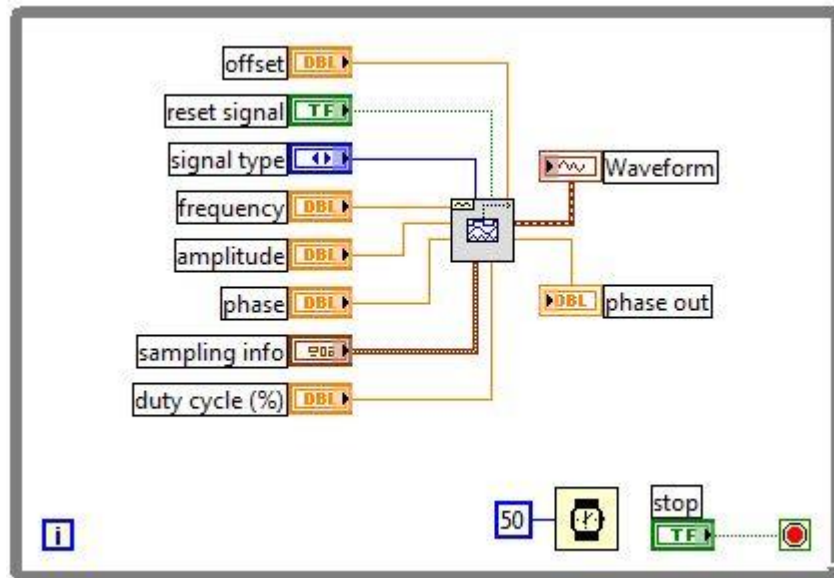


Figura 31. Diagrama de blocos de um vi gerador de sinais já pronto gerado pelo LabVIEW.

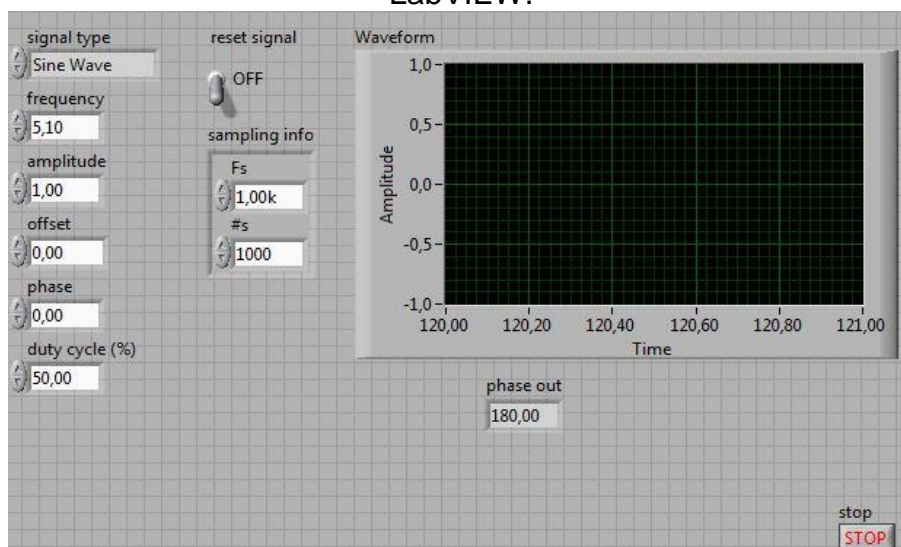


Figura 32. Painel frontal.

Um VI será desenvolvido nesse trabalho para aplicação na detecção e análise do defeito de desbalanceamento.

3.4 PROCESSAMENTO DIGITAL DE SINAIS

Ao se trabalhar com máquinas rotativas, o sinal obtido no domínio do tempo não consegue descrever de forma tão clara o que se passa naquela máquina. Em tal domínio é possível apenas se ter uma ideia da periodicidade e amplitude do sinal. (MOURA).

A análise dos sinais no domínio da frequência permite obter informações interessantes e específicas do sinal que não poderiam ser vistas com o sinal no domínio do tempo. Grande parte da teoria voltada à análise de vibrações em máquinas rotativas se dá no domínio da frequência. Esse domínio permite analisar amplitudes de vibração em frequências específicas, o que torna então bastante conveniente a mudança de domínios. A mudança é realizada através do processamento digital de sinais. (MOURA).

3.4.1. Transformada de Fourier

De acordo com Nalon (2009), a transformada de Fourier (FT) consiste na decomposição de sinais aperiódicos no domínio do tempo contínuo em somas de senóides com frequências apropriadas, mudando assim o sinal do domínio do tempo para o domínio da frequência. A FT é definida então pela equação X8.

$$X(F) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j2\pi Ft} dt \quad (1)$$

Onde:

$X(F)$ = Espectro de frequências.

$x(t)$ = sinal no domínio do tempo.

F = Frequência do sinal.

A transformada de Fourier é uma transformação inversível, ou seja, sabendo-se a FT de um sinal qualquer, é possível obter o sinal $x(t)$ que a deu origem. A transformada inversa de Fourier é dada pela equação X9. (NALON, 2009).

$$x(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} X(F) e^{j2\pi Ft} dF \quad (3)$$

3.4.2. Transformada Discreta de Fourier

A transformada Discreta de Fourier (DFT) é uma ferramenta que foi desenvolvida para que se tornasse possível realizar computacionalmente a análise de sinais discretos no domínio da frequência. A DFT torna sinais aperiódicos em sinais periódicos com período igual ao número de amostras N do sinal. Sua expressão é dada pela equação X10. (NALON, 2009).

$$X(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n) e^{-j2\pi kn/N}, \quad k = 0, 1, 2, \dots, N-1 \quad (4)$$

Onde:

$x(n)$ = Sinal discretizado.

3.4.3. Densidade Espectral de Potência

De acordo com Nalon (2009), a densidade espectral de potência (PSD) reflete a distribuição de energia de um sinal aleatório. Ela define a potência média por unidade de banda em função da frequência de um sinal de potência.

É importante definir a PSD pelo fato de que nem todos os sinais possuem a transformada de Fourier, pois a existência da FT está relacionada com a existência de uma função determinística que represente o sinal. A densidade espectral de potência é muito aplicada a sinais aleatórios e pode ser definida pela equação X11.

$$G_x = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{|X_T(\omega)|^2}{T} \quad \text{Eq. (11).}$$

3.4.4. Amostragem de sinais

O processo de amostragem de sinais consiste em gerar um sinal de tempo discreto a partir de um sinal de tempo contínuo. Do sinal em tempo contínuo, em intervalos dados pelo período de amostragem (T_a), são coletadas amostras de informação de amplitude do sinal, como mostra a Fig. (33). Essa operação é comumente usada para que um sinal possa ser manipulado por um computador ou micro controlador. No computador, o sinal original é reconstruído a partir de suas amostras coletadas. Para que esse sinal seja reconstruído de uma forma correta, é preciso que ele tenha sido coletado a taxa de amostragem (f_a) suficiente, onde $f_a = 1/T_a$. (LATHI, 2007).

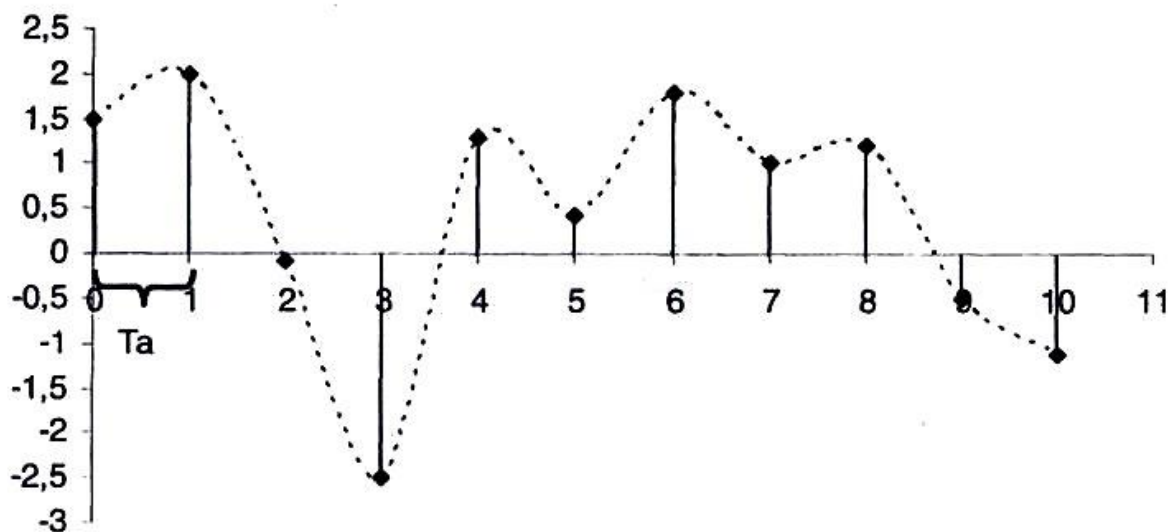


Figura 33. Sinal discretizado, onde os pontos representam as amostras.

A taxa de amostragem ou frequência de amostragem nada mais é que, o número de amostras coletadas do sinal por segundo. Quanto maior essa taxa de amostragem, menor é o intervalo de tempo entre uma amostra e outra, podendo assim, representar o sinal com maior fidelidade. Porém, no mundo real isso é limitado pelos dispositivos de conversão de sinal analógico para digital. (LATHI, 2007).

De acordo com o teorema de Nyquist, para que haja uma correta aquisição do sinal e para que se evite o fenômeno chamado de aliasing é necessário que a frequência de amostragem do sinal (f_a) seja maior ou igual a duas vezes a

frequência máxima (f_m) contida no sinal, como mostra a equação 12. (HAYKIN; MOHER, 2008).

$$f_a \geq 2f_m \quad (12)$$

O fenômeno de aliasing é mostrado na Fig. (34), onde deixa nítido que um número pequeno de amostras coletadas do sinal resulta em um sinal reconstruído que não condiz com o original.

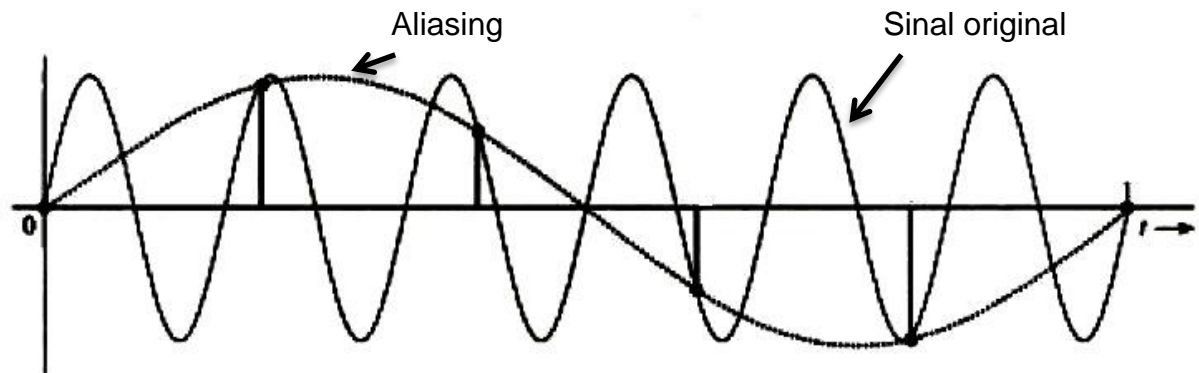


Figura 34. Surgimento do aliasing.
Fonte: (adaptado LATHI, 2007).

3.4.5. Janelas de amostragem

São técnicas aplicadas nos sinais amostrados para diminuir o efeito do vazamento espectral (Leakage). Efeito esse, causado por descontinuidades no sinal amostrado fazendo com que haja um vazamento de energia em torno da frequência do sinal (Fig. 35). O vazamento ocasiona numa diminuição da amplitude do sinal naquela frequência, fazendo com que a real situação seja subestimada. (MOURA).

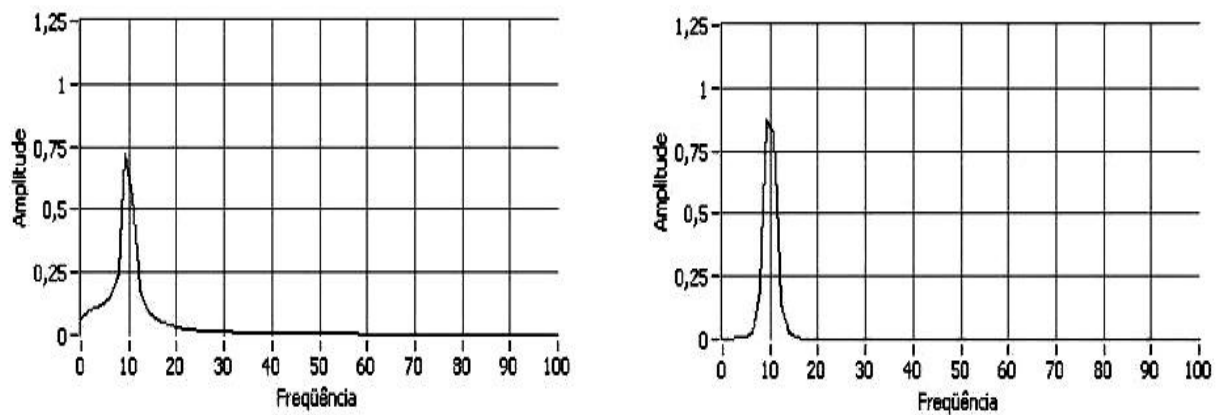


Figura 35. Sinal antes e após o janelamento.
Fonte: (NERY, 2008).

Segundo Nery (2009), as chamadas janelas de amostragem são funções matemáticas que multiplicam os sinais amostrados, forçando-os a ter um início e um final com valores nulos, diminuindo assim o vazamento no espectro de frequência. Um exemplo de uma função janela muito utilizada é a função Hanning que é mostrada na Fig. (36).

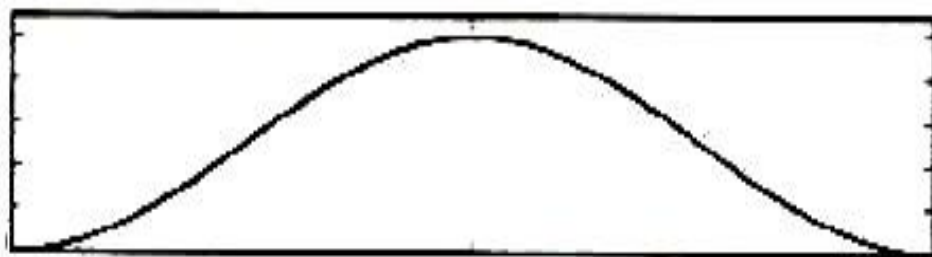


Figura 36. Janelamento Hanning.
Fonte: (NALON, 2009).

De acordo com Nery (2009), existem recomendações no que tange o uso dessas janelas. As mesmas são mostradas na Fig. (37).

Tipo de sinal	Hanning	Kaiser-Bessel	Flat Top	Retangular
Periódico	Em geral, é a melhor.	Para precisão em frequência.	Para precisão em amplitude.	Apenas se houver um número inteiro de ciclos dentro de T , o que é bastante difícil de alcançar na prática.
Transiente				É a mais adequada (exceção: Janela exponencial em testes modais com o martelo de impacto).
Aleatório	É a melhor.	Para precisão em frequência.	Não é recomendada.	Não é recomendada.

Figura 37. Recomendações para uso de janelamento.
Fonte: (NERY, 2009).

Neste trabalho faz-se uso do janelamento Hanning por ser o melhor em se tratando de sinais aleatórios.

3.4.6. Filtros

O filtro é um sistema que seleciona características específicas desejadas de um sinal. Tais características podem ser bandas de frequência de interesse ou até mesmo a eliminação de componentes de frequências indesejadas, como por exemplo, bandas relacionadas ao ruído. São caracterizados por terem uma faixa passante e uma faixa filtrada, onde as frequências dentro da faixa passante são transmitidas com pouca (ou nenhuma) distorção, enquanto que as componentes do sinal que estão na faixa filtrada são rejeitadas. (HAYKIN; MOHER, 2008).

3.4.6.1. Filtros ideais

Filtros ideais são aqueles cujo ganho é unitário dentro de uma faixa de frequência ($-B < f < B$) e ganho nulo para as demais bandas, como mostra a Fig. (38).

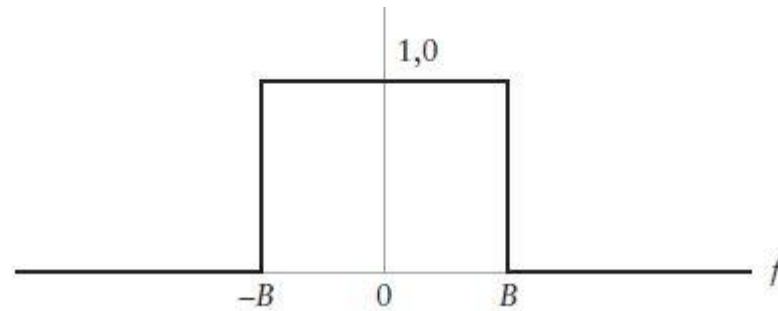


Figura 38. Filtro ideal.
Fonte: (HAYKIN; MOHER, 2008).

3.4.6.2. Filtros reais

Nos filtros reais, em sua resposta de frequência, o ganho não acontece de forma repentina como nos filtros ideais e sim de forma gradual com a chamada banda de transição. Possui também uma faixa de atenuação a qual corresponde a faixa filtrada onde o ganho do filtro tende a zero. As oscilações que ocorrem dentro da banda passante são chamadas de ripple. A Fig. (39) mostra um filtro passa-banda real. (LATHI, 2007).

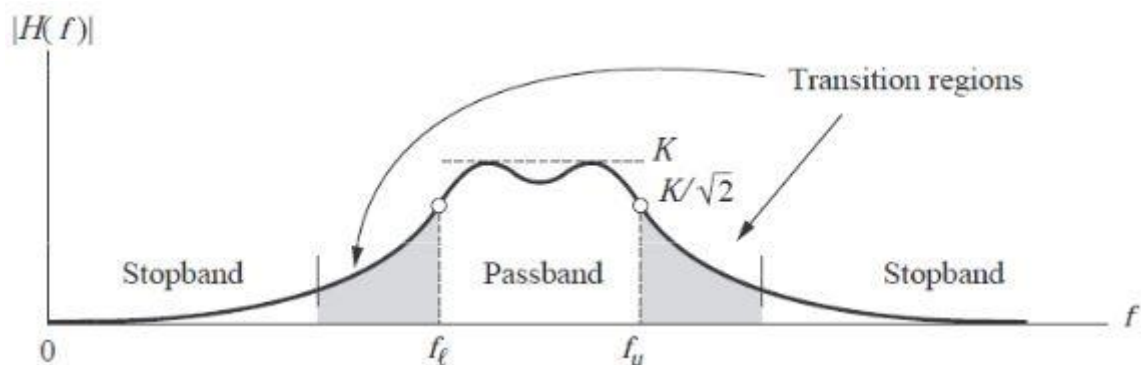


Figura 39. Filtro real.

3.4.6.3. Tipos de filtros

De acordo com Sousa (2005), existem diversos tipos de filtros e alguns deles são:

- Filtro passa-baixa: filtro que permite a passagem de frequências abaixo de sua frequência de corte.
- Filtro passa-banda: permite a passagem dentro de uma banda de frequências delimitada por uma frequência de corte inferior e uma frequência de corte superior.

- Filtro passa-alta: permite a passagem de frequências acima da frequência de corte.

3.4.6.4. Filtros *BUTTERWORTH*

Segundo Sousa (2005), o filtro *Butterworth* é desenvolvido de tal maneira a ter uma resposta em frequência o mais plana possível em sua banda passante. Devido a isso, esse modelo de filtro não possui ripple nessa região.

A função de transferência que representa esse filtro é mostrada na equação X13.

$$H|j\omega| = \frac{1}{1 + \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^{2N}} \quad (3)$$

Onde:

$H|j\omega|$ = Função de transferência;

ω = Frequência;

ω_n = Frequência de corte;

N = Ordem do filtro.

A banda de transição do filtro *Butterworth* pode ser ajustada de acordo com a mudança da ordem do filtro, onde o crescimento da ordem faz com que a largura de banda decresça, se aproximando assim de um filtro ideal. (Sousa, 2005). A Fig. (40) mostra a variação da largura de banda de transição em função da variação da ordem do filtro.

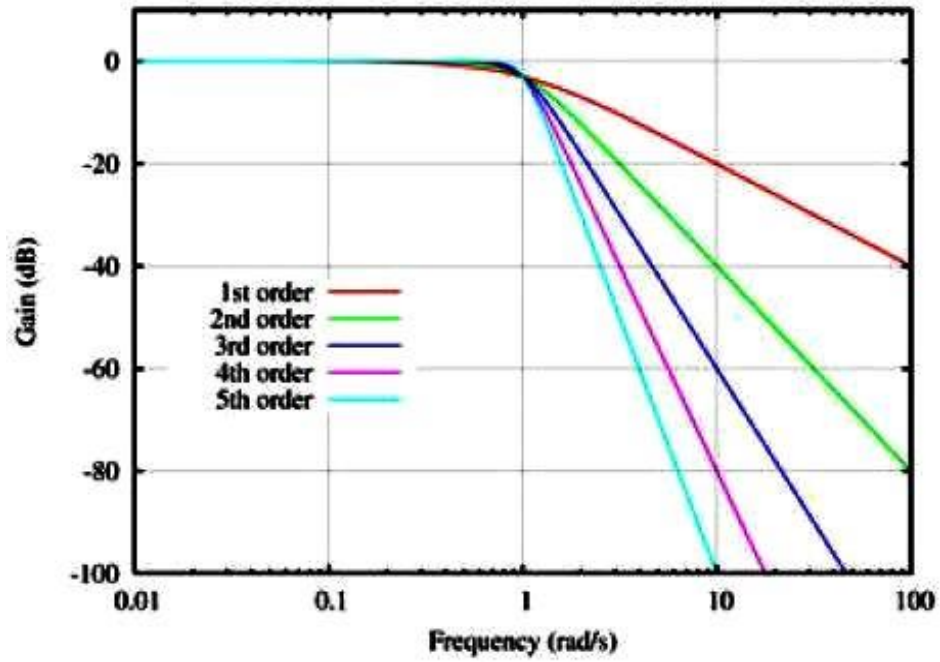


Figura 40. Filtro *Butterworth* passa-baixa.
Fonte: (SOUSA, 2005).

4. DESENVOLVIMENTO DO ANALISADOR VIRTUAL

Com o intuito de detectar, analisar e de quantificar a severidade do defeito de desbalanceamento em uma máquina rotativa foi desenvolvido neste trabalho uma ferramenta virtual em LabVIEW® capaz de suprir tais necessidades. Os procedimentos que foram realizados para sua elaboração serão mostrados neste capítulo.

O analisador virtual é uma ferramenta capaz de realizar a aquisição de dados experimentais e o pós-processamento dos dados, ou seja a visualização do sinal de aceleração no domínio do tempo e da frequência, a visualização do sinal de velocidade no domínio da frequência, além de indicar através de um mostrador o valor RMS da velocidade de vibração correspondente na frequência de rotação do rotor.

A construção da ferramenta virtual será dividida em duas etapas. A primeira etapa consiste em desenvolver o analisador virtual utilizando um sinal de entrada de vibração conhecido, o qual é gerado por um gerador de sinais no próprio LabVIEW®. Essa parte foi denominada de analisador com auto-gerador (item 4.1) e foi desenvolvida com intuito de aprendizagem e desenvolvimento da ferramenta. A segunda etapa (item 4.2) corresponde ao analisador que será aplicado na aquisição de dados da bancada experimental, cujo nome atribuído é de analisador virtual para aplicação em bancada experimental.

4.1. Analisador virtual com auto-gerador

A interface do analisador virtual com o usuário é separada em duas abas, sendo a primeira chamada de aba de aceleração e a segunda chamada de aba de velocidade.

Na primeira aba (Fig. 41) existe gráficos para a visualização do sinal de aceleração no domínio do tempo (número 1 da Fig. 41), para a visualização do sinal após a realização da média síncrona (número 2 da Fig 41), a visualização do sinal após a passagem por um filtro passa-banda (número 3 da Fig 41) e para a visualização do espectro em frequência desse sinal (número 4 da Fig 41), além dos controles dos filtros e do sinal gerado. A aba de aceleração pode ser vista na Fig. (41).

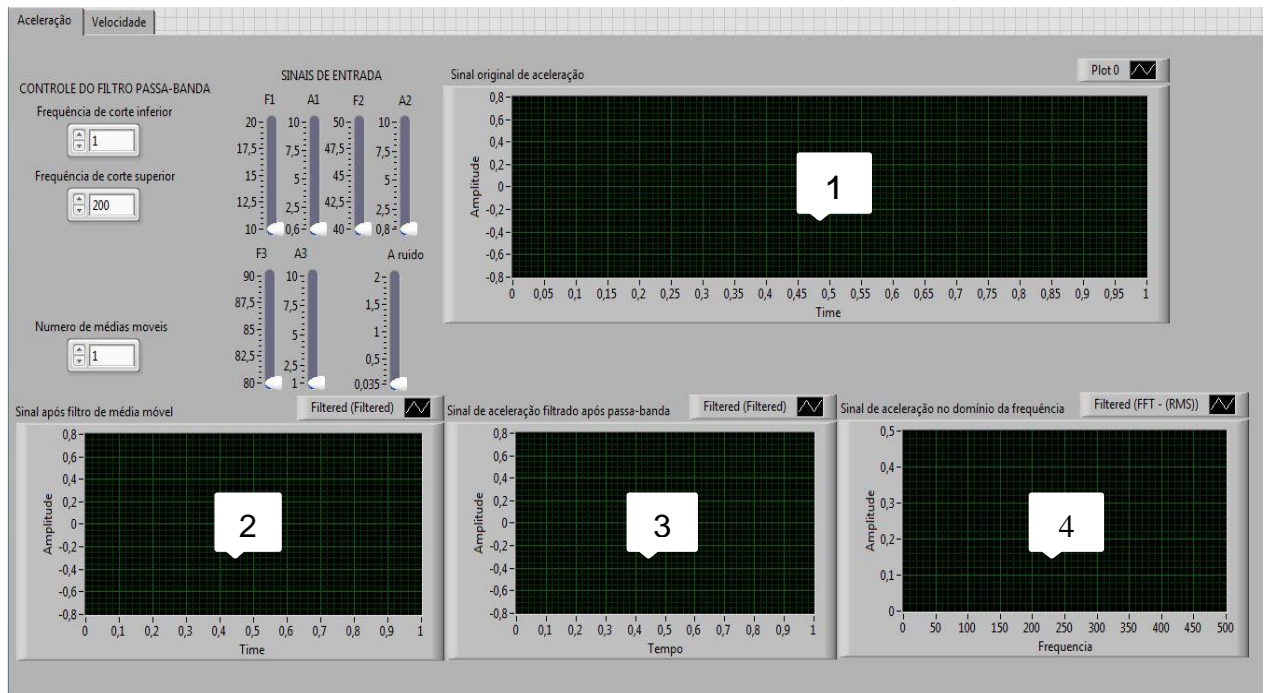


Figura 41. Aba de aceleração.

Nessa primeira etapa, os sinais de entrada aplicados ao analisador são gerados dentro do próprio LabVIEW®. Nela pode ser aplicado como sinal de entrada até uma soma de três senóides mais um ruído. A Fig. (42) mostra com mais detalhe o controle do sinal onde é possível variar tanto as amplitudes das senóides e do ruído quanto as frequências das senóides.



Figura 42. Controles do sinal de entrada.

Sendo que A1 e F1, A2 e F2, A3 e F3 representam as amplitudes e frequências das senóides respectivamente, enquanto que A ruído representa a amplitude do ruído branco a ser aplicado ao sinal.

A quantidade de vezes em que a média é realizada no sinal de entrada pode ser controlada pelo usuário através de um comando presente na aba de aceleração que é mostrado na Fig. (43).

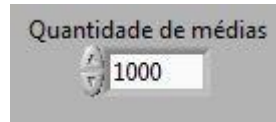


Figura 43. Controle do número de médias.

As frequências de corte do filtro digital passa-banda são ajustadas pelo usuário. A Fig. (44) mostra o controle desse filtro, o qual também se encontra na aba de aceleração.

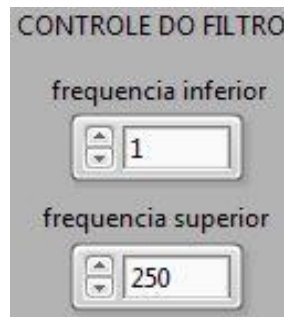


Figura 44. Controle do filtro passa-banda.

O diagrama de blocos que contém a programação responsável pela aba de aceleração é mostrado na Fig. (45).

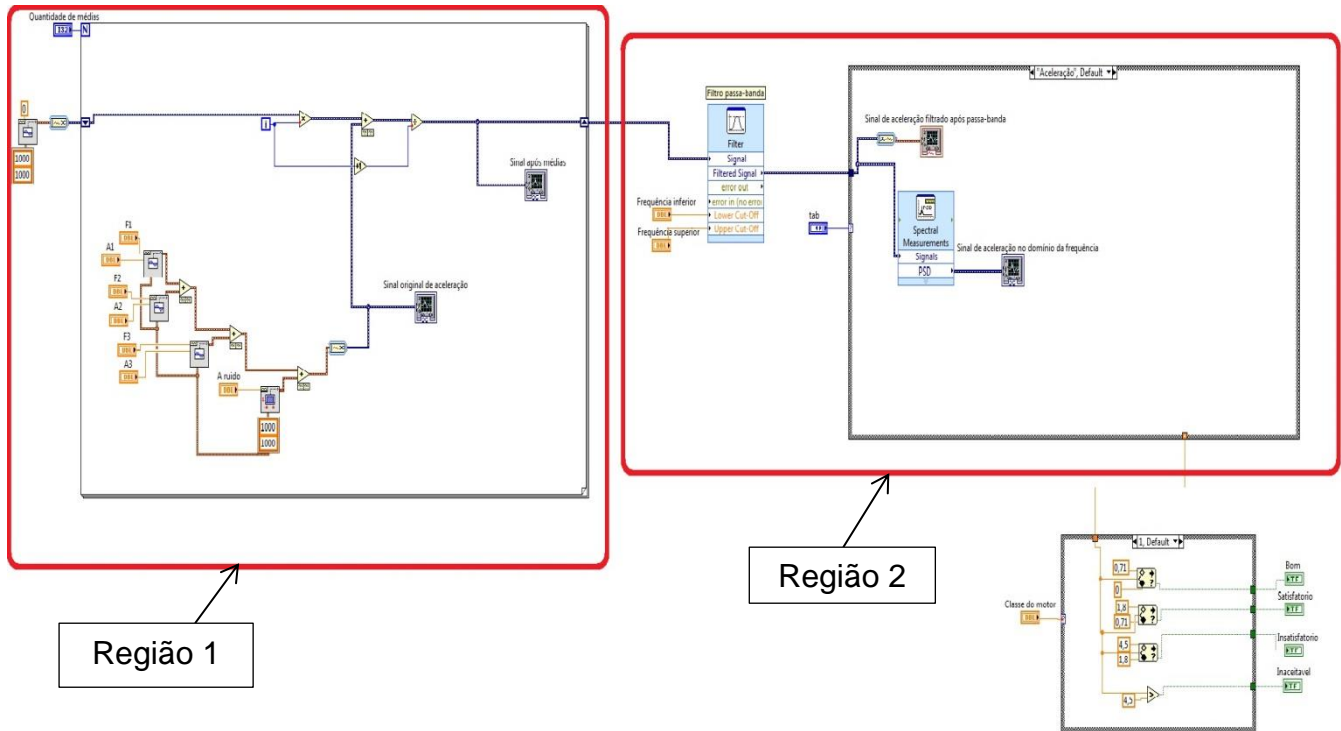


Figura 45. Diagrama de blocos da aba da aceleração.

A região de número 1 indica a parcela da programação responsável pela geração do sinal de entrada, seus controles e a realização das médias. Essa parcela pode ser vista com maior detalhe na Fig. (46).

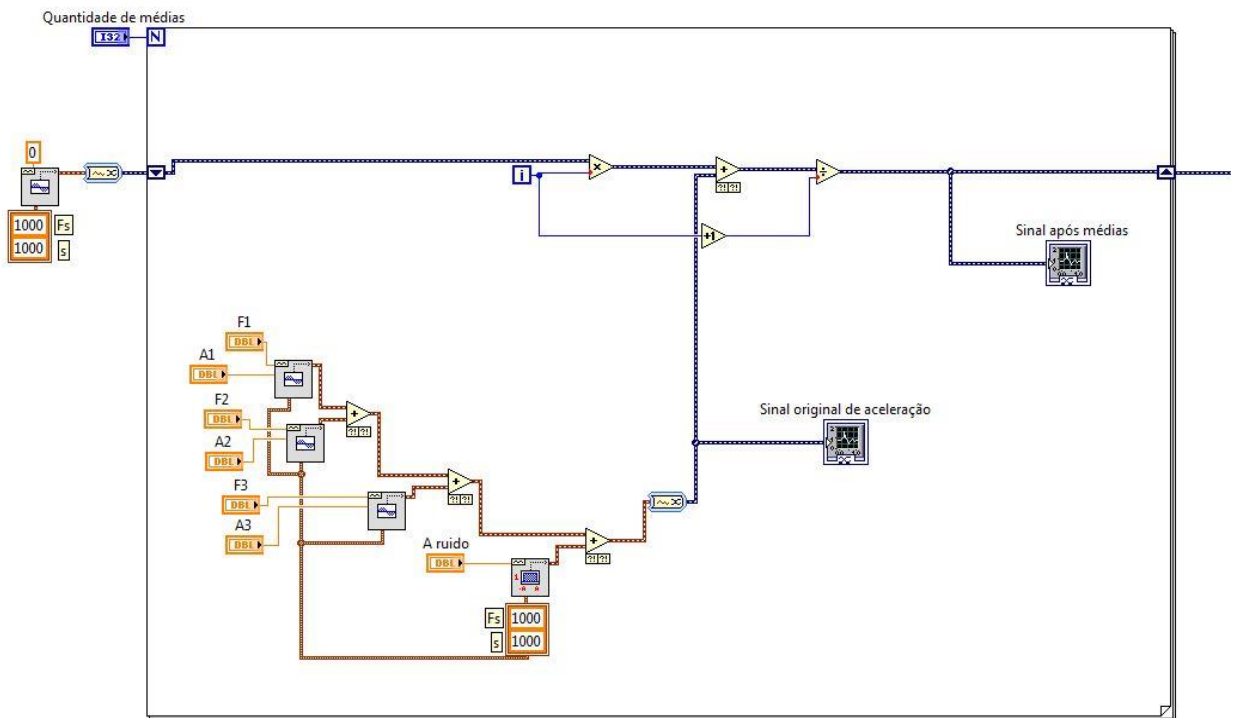


Figura 46. Região 1 do diagrama de blocos.

A região de número 2 separa a parcela responsável pelo filtro e seus controles, além da realização da PSD. O filtro adotado é um filtro *Butterworth* passa-bandas. A Fig. (47) detalha de melhor forma essa região.

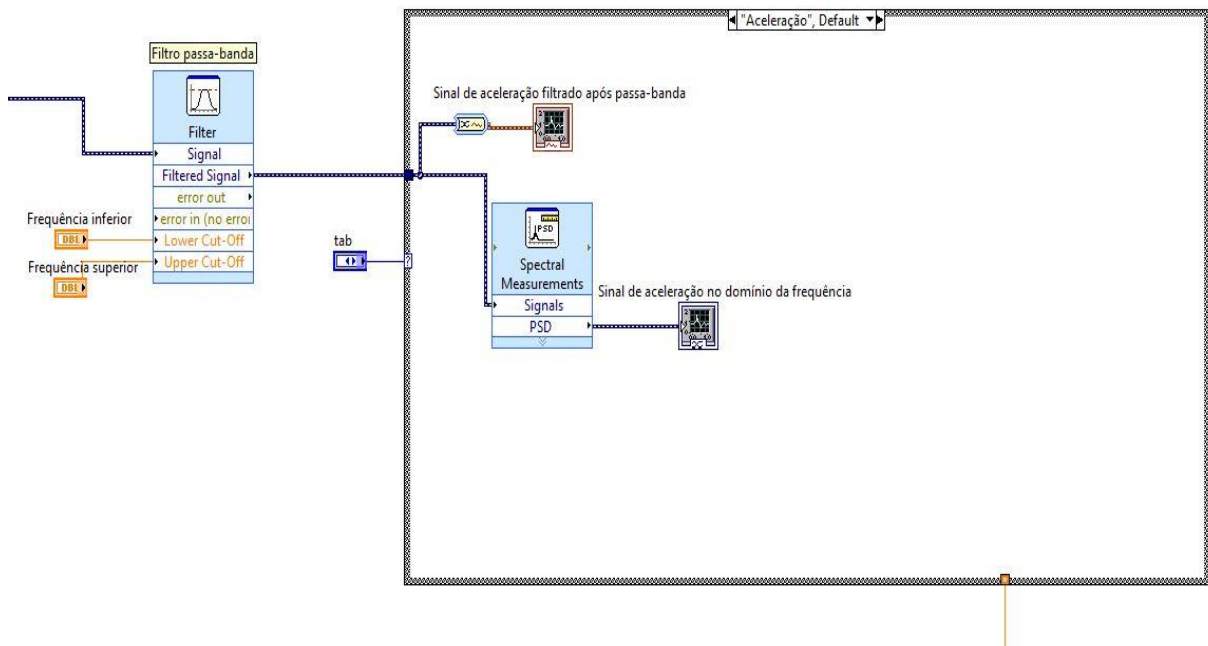


Figura 47. Região 2 do diagrama de blocos.

Na aba de velocidade tem presentes um gráfico para mostrar o sinal da velocidade no domínio da frequência, um mostrador pra indicar o valor RMS da velocidade de vibração, além de indicadores de severidade do desbalanceamento. A Fig. (48) ilustra essa aba.

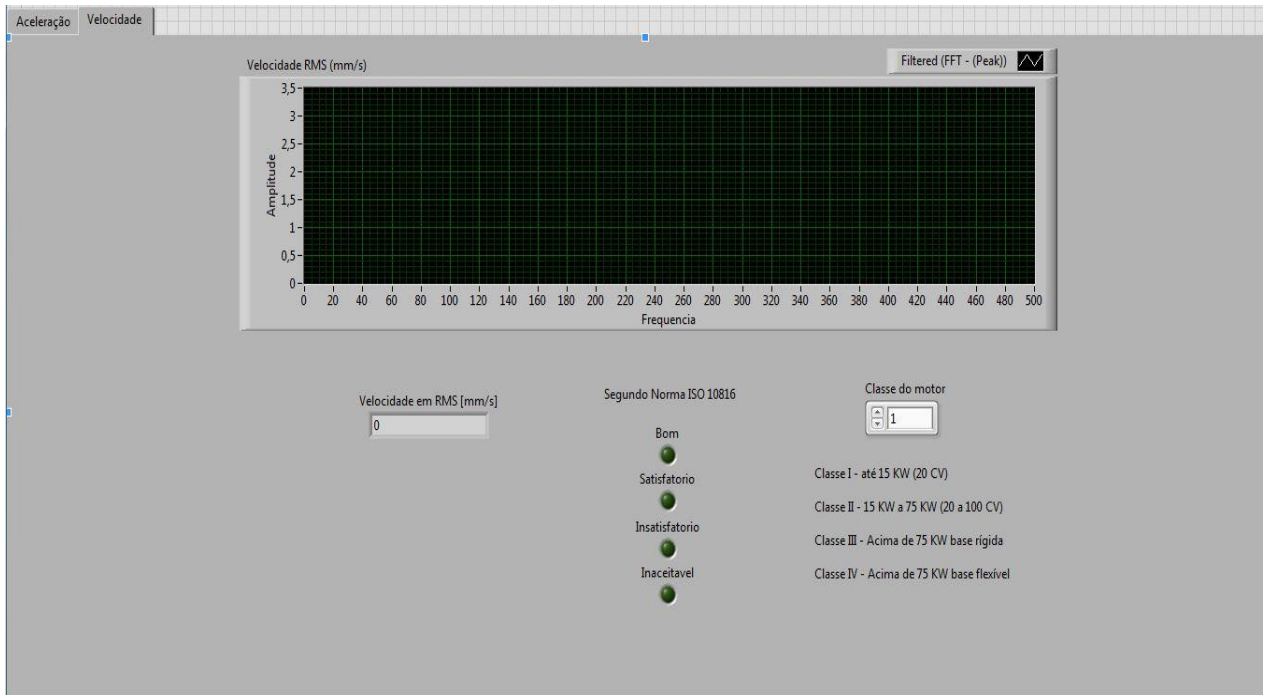


Figura 48. Aba de velocidade.

O mostrador que tem como função indicar ao usuário o valor RMS da velocidade de vibração na frequência de rotação pode ser visualizado em detalhe na Fig. (49).

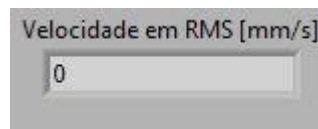


Figura 49. Mostrador da velocidade em RMS.

A fim de indicar a severidade do defeito de desbalanceamento, foram adicionados na aba de velocidade indicadores luminosos que trabalham de acordo com a norma ISO 10816.

Nessa norma há uma classificação que vai gradualmente do nível bom até o inaceitável, sendo que essas classificações variam de acordo com os níveis de velocidade de vibração, a potência do motor e a forma de fixação da máquina. O quadro 4 abaixo mostra quais são e como são feitas essas classificações.

Quadro 4. Classificação dos equipamentos de acordo com a Norma ISO 10816.

Nível	Classe I- até 15 KW (20 CV)	Casse II-15 a 75 KW (20 a 100	Classe III- acima de 75 KW	Classe IV- acima de 75 KW

		CV)	base rígida	base flexível
Valor da velocidade RMS de vibração em (mm/s)				
Bom	Até 0,71	Até 1,12	Até 1,8	Até 2,8
Satisfatório	0,71 a 1,8	1,12 a 2,8	1,8 a 4,5	2,8 a 7,1
Insatisfatório	1,8 a 4,5	2,8 a 7,1	4,5 a 11,2	7,1 a 18
Inaceitável	Acima de 4,5	Acima de 7,1	Acima de 11,2	Acima de 18

O usuário deve selecionar a classe a qual a máquina pertence. Uma legenda indicando as características de cada classe foi adicionada para auxiliar na escolha correta. A Figura 50 mostra os indicadores luminosos, o controle da classe do motor e a legenda mostrada ao usuário.

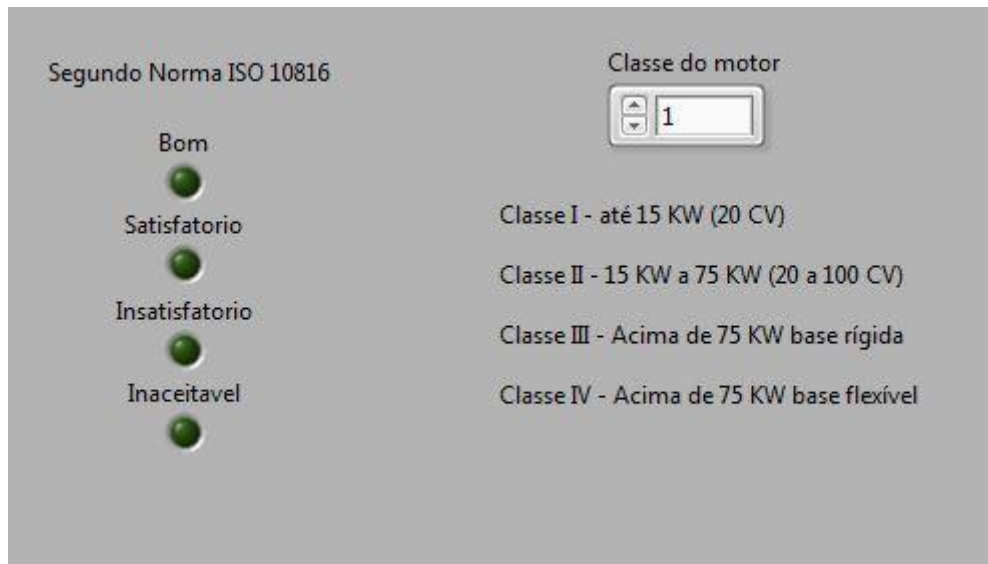


Figura 50. Indicadores luminosos e escolha da classe do motor.

O diagrama de blocos que contém a programação responsável pela aba da velocidade é mostrado na Fig. (51).

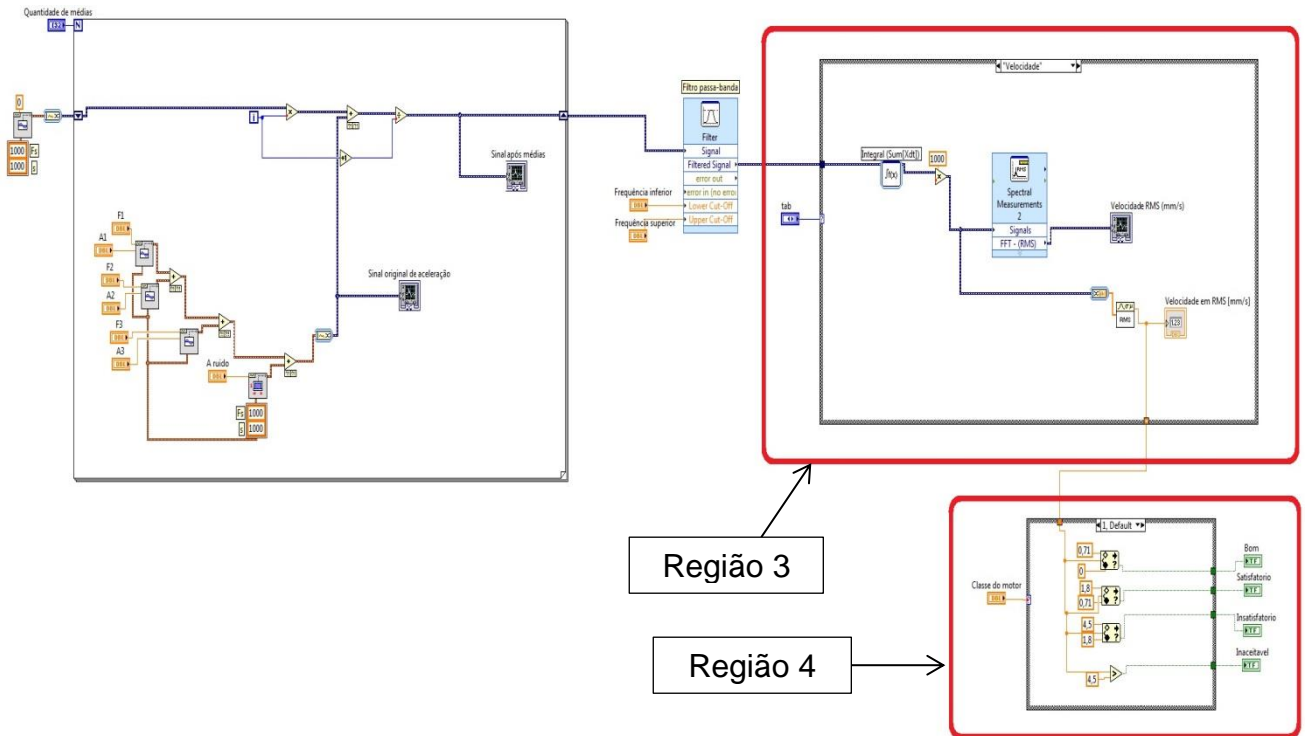


Figura 51. Diagrama de blocos aba da velocidade.

A região 3 indica a programação utilizada para obtenção do sinal de velocidade. Nela contém a integração do sinal realizada para passar o sinal de aceleração para velocidade e após o sinal é então multiplicado por 1000 para se obter as suas unidades em mm/s. É realizado ainda uma FFT para a visualização no domínio da frequência. A Figura 52 mostra com mais detalhe essa região.

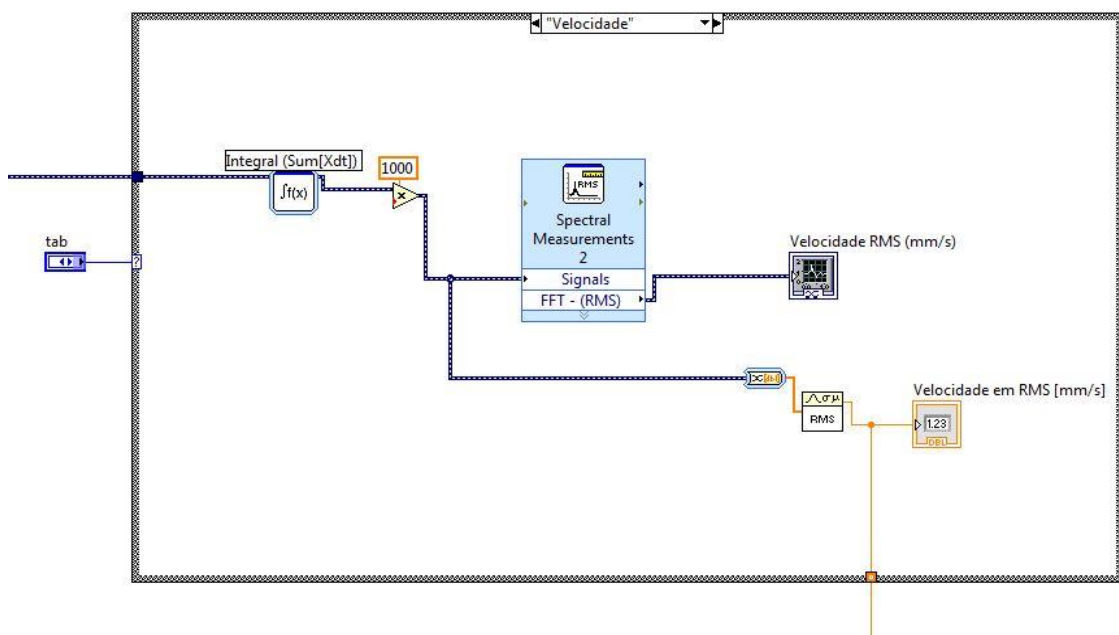


Figura 52. Região responsável pelo sinal de velocidade.

A região 4 indica a parcela da programação responsável pelo controle dos indicadores luminosos, como pode ser visto mais detalhadamente na Fig. (53).

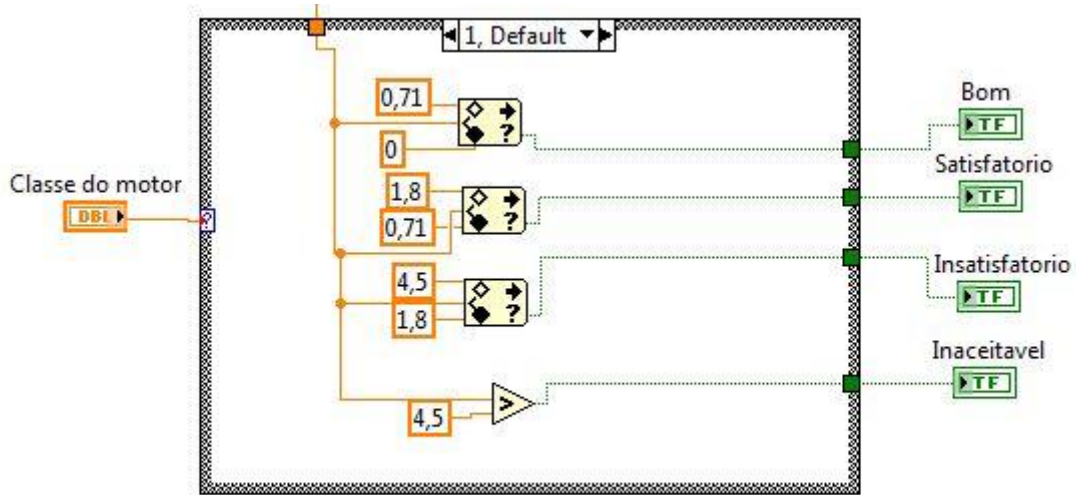


Figura 53. Controle dos indicadores luminosos.

Foram realizadas três diferentes simulações aplicando sinais de entrada para mostrar importantes etapas de funcionamento do analisador virtual. A primeira simulação consistiu em aplicar como sinal de entrada um tom puro com diferentes razões sinal-ruído para mostrar o efeito da média realizada no sinal.

O objetivo da segunda simulação foi de separar componentes desejáveis do sinal a partir de um filtro passa-banda e mostrar a densidade espectral de potência do sinal de aceleração. A terceira etapa tem como objetivo simular uma condição de desbalanceamento. Para isso, foi considerado um sinal encontrado na literatura onde nele estão presentes também frequências de outros tipos de defeitos de máquinas rotativas.

- Simulação 1:

O sinal de entrada aplicado foi uma senóide de frequência 20 Hz somado a um ruído branco, ambos com 1000 amostras e frequência de amostragem de 1 KHz. A verificação foi realizada para três diferentes razões de sinal-ruído, onde a primeira foi o caso de uma razão muito maior que 1, a segunda uma razão igual a 1 e a terceira quando a razão foi menor que 1.

No primeiro sinal aplicado, a senóide possui uma amplitude de 3 enquanto que o ruído branco tem uma amplitude de 0.5, resultando assim em uma razão sinal ruído de 6. O sinal de entrada com essas configurações é mostrado na Fig. (54).

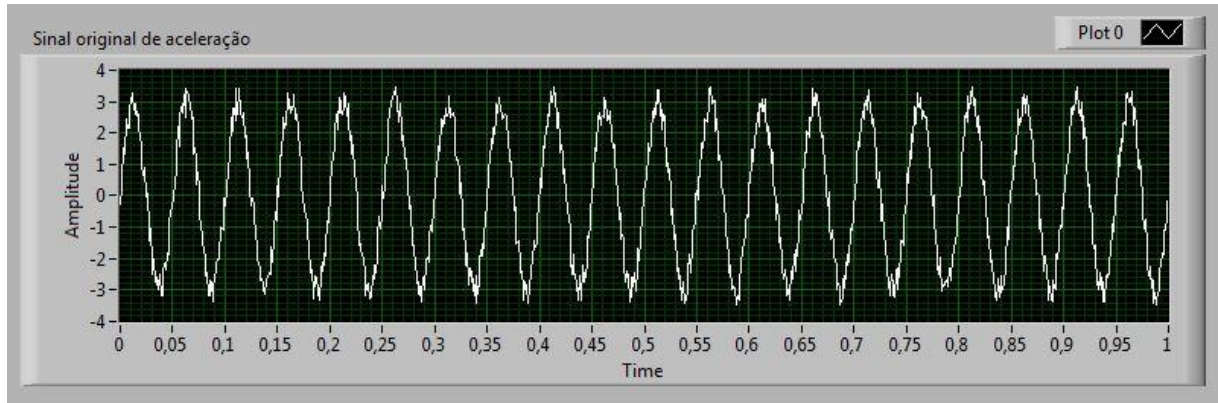


Figura 54. Sinal com razão sinal-ruído de 6.

O segundo sinal aplicado foi uma senóide de amplitude 1, assim como o ruído, resultando então em uma razão sinal-ruído igual a 1. A Figura 55 mostra esse sinal.

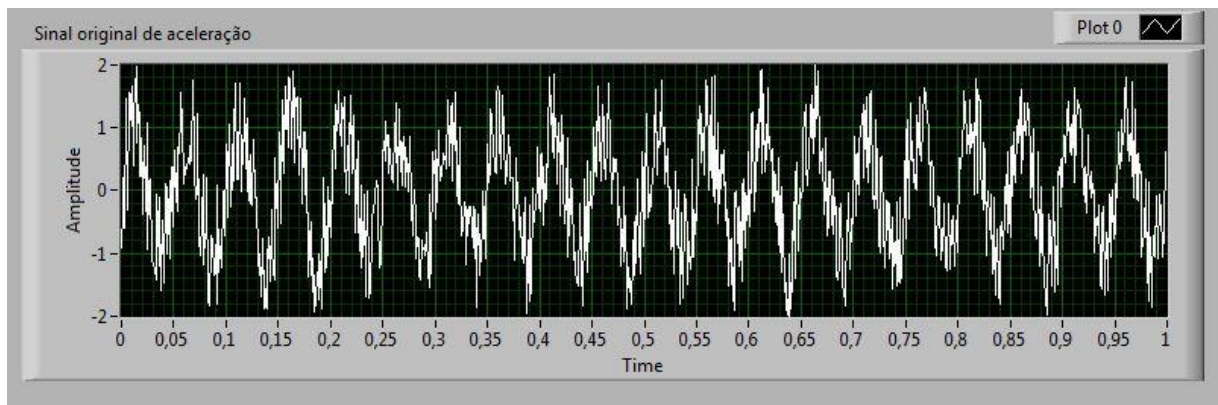


Figura 55. Sinal com razão sinal-ruído igual a 1.

O terceiro e último sinal aplicado como entrada nessa primeira etapa foi uma senóide cuja amplitude agora vale 0.8, enquanto que a amplitude do ruído vale 1, o que resultou em uma razão sinal-ruído de 0.8. O sinal correspondente a essas configurações é mostrado na Fig. (56).

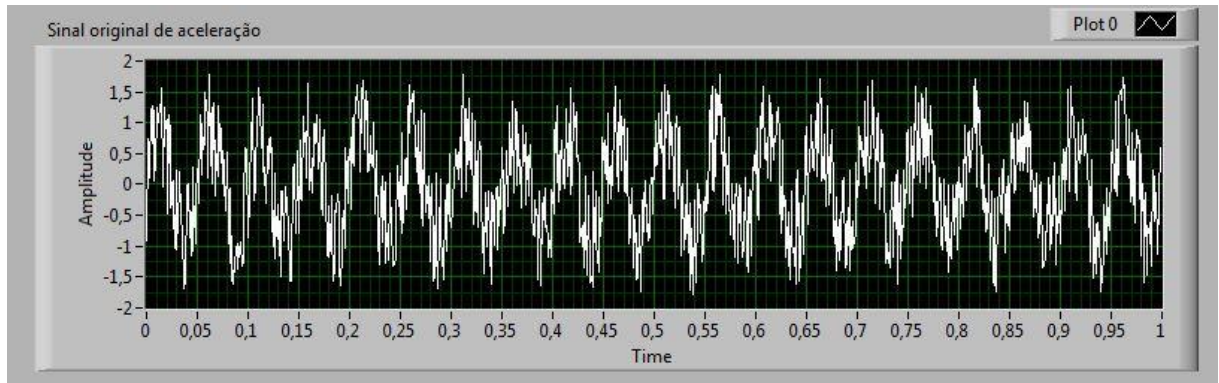


Figura 56. Sinal com razão sinal-ruído igual a 0,8.

O primeiro sinal de entrada após a realização da média pode ser visualizado na Fig. (57). A média foi realizada 100 vezes.

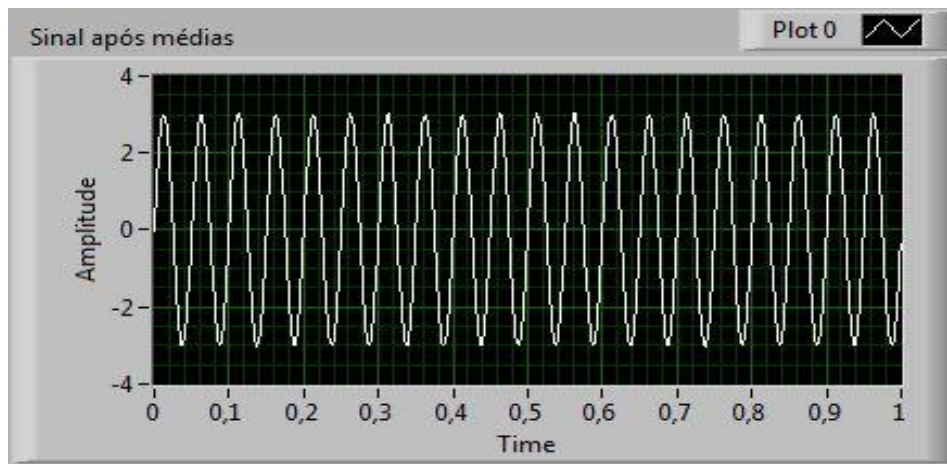


Figura 57. Primeiro sinal após a realização das médias.

Para o segundo sinal a quantidade de médias realizadas foi de 500, devido a uma menor razão sinal-ruído. O resultado do sinal pode ser visto então na Figura 58.

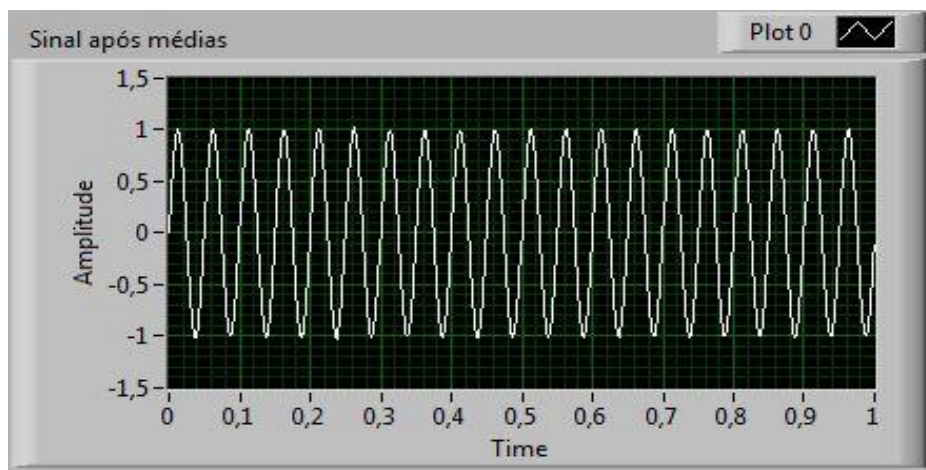
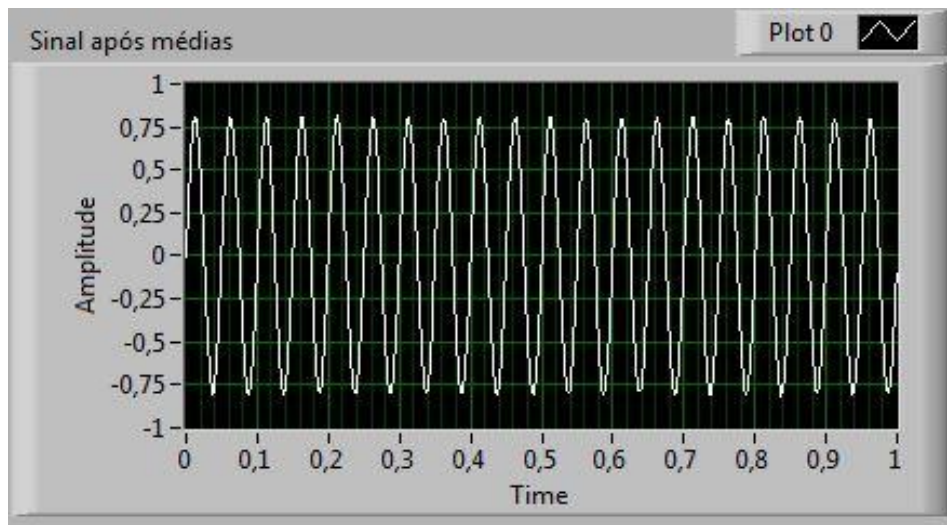


Figura 58. Segundo sinal após a realização das médias.

O terceiro sinal aplicado nessa etapa possui a pior razão sinal-ruído dentre eles. Foram realizadas 1500 médias e o sinal de saída pode ser visto na Figura 59.



- Simulação 2:

Devido à necessidade em selecionar bandas específicas de frequências, um filtro passa-banda foi então aplicado para tal finalidade. Nessa etapa foram aplicados como entrada dois diferentes sinais, ambos com razão sinal-ruído maior que 1.

O primeiro sinal aplicado é constituído de uma soma entre duas senóides de diferentes frequências mais o ruído branco. O segundo é composto pela soma entre 3 senóides de frequências diferentes mais o ruído branco. O objetivo dessa simulação é de escolher e separar uma dessas frequências, visto que o desbalanceamento possui uma frequência específica, além de mostrar a densidade espectral de potência desse sinal.

As duas senóides que compõem o primeiro sinal possuem como amplitudes e frequências 0.6 e 0.8, 15 Hz e 58 Hz, respectivamente. O ruído aplicado a ele possui uma amplitude de 0.035. A Figura 60 ilustra o sinal de entrada com essas características.

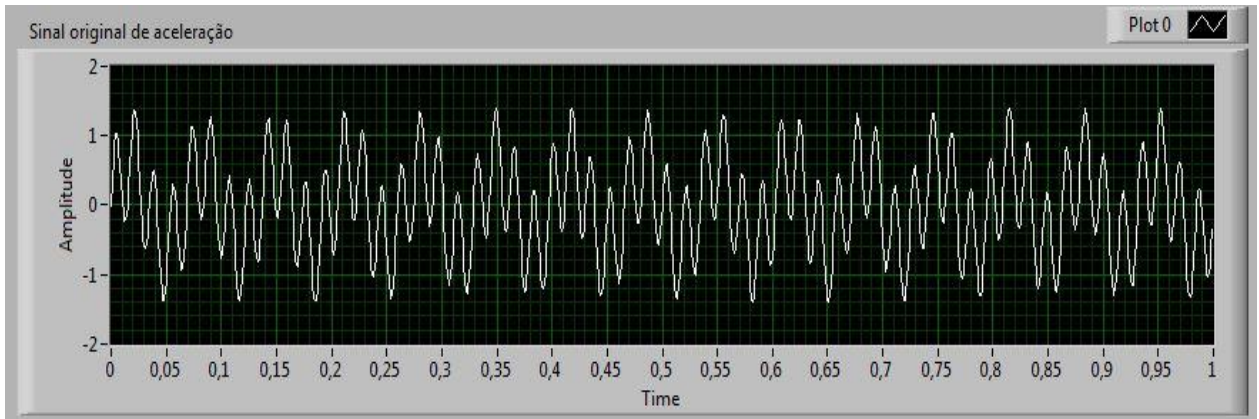


Figura 60. Sinal 1 da simulação 2.

Selecionando a frequência de interesse desse sinal como sendo a de 58 Hz, as frequências de corte inferior e superior do filtro passa-banda foram ajustadas para selecionar tal frequência. As frequências de corte foram ajustadas em 29 Hz e 115 Hz.

Como para a realização do método dos três pontos o parâmetro mais importante é a amplitude da velocidade de vibração, o filtro foi selecionado então pelo critério de uma banda passante o mais plana possível para que haja pouca atenuação na amplitude da frequência de interesse.] [A ordem do filtro foi determinada com a ajuda do software MATLAB.

A ordem do filtro obtido foi igual a 4 e sua resposta em frequência da amplitude pode ser vista na Figura 61.

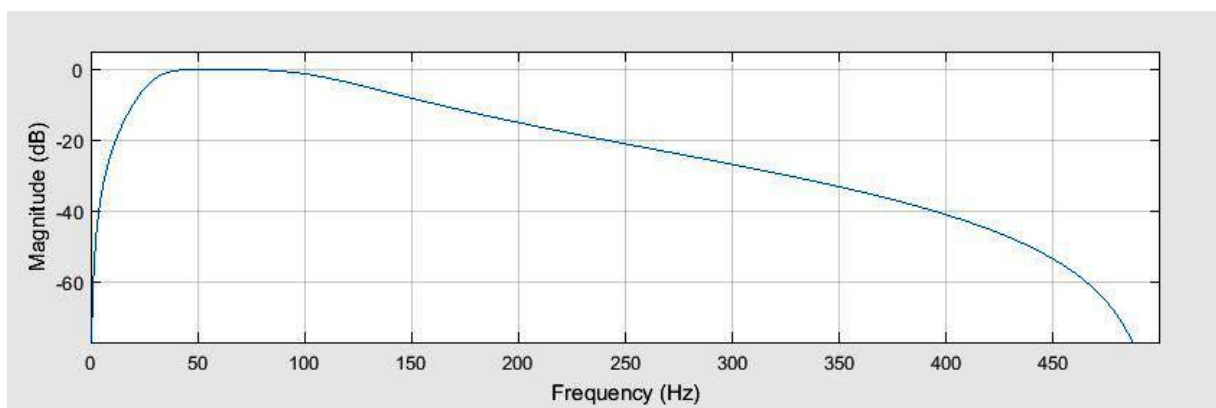


Figura 61. Resposta da amplitude em frequência.

A Figura 62 ilustra com mais detalhes o ganho do filtro na frequência de interesse.

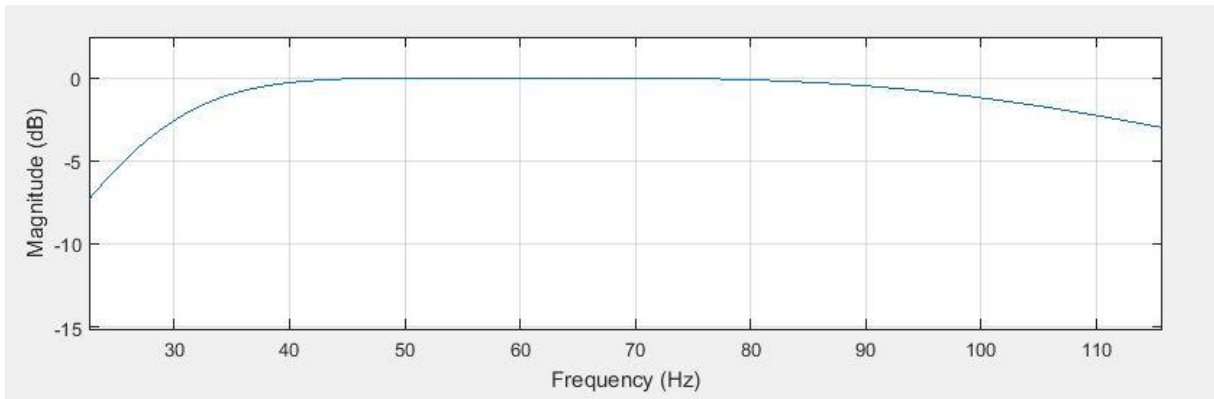


Figura 62. Detalhe da amplitude da resposta em frequência.

A resposta em frequência da fase pode ser vista na Fig. (63).

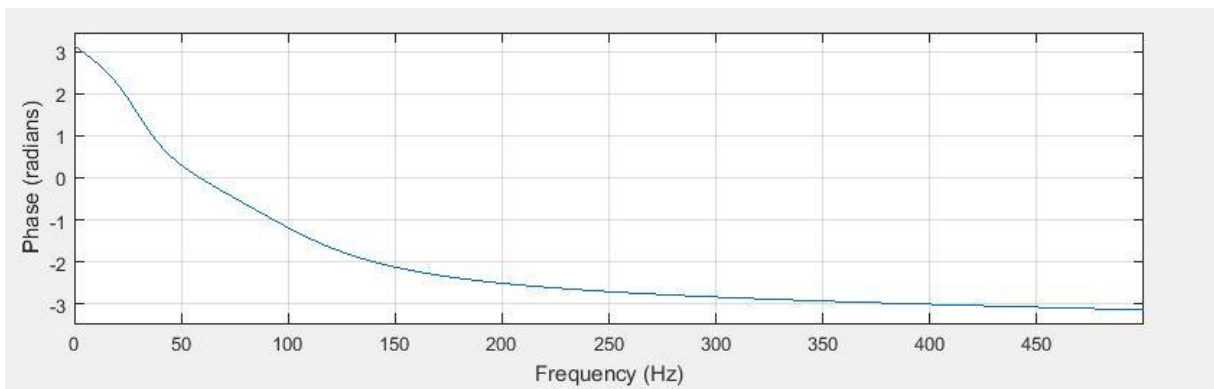


Figura 63. Resposta em frequência da fase.

A Figura (64) mostra com detalhe a resposta em frequência da fase.

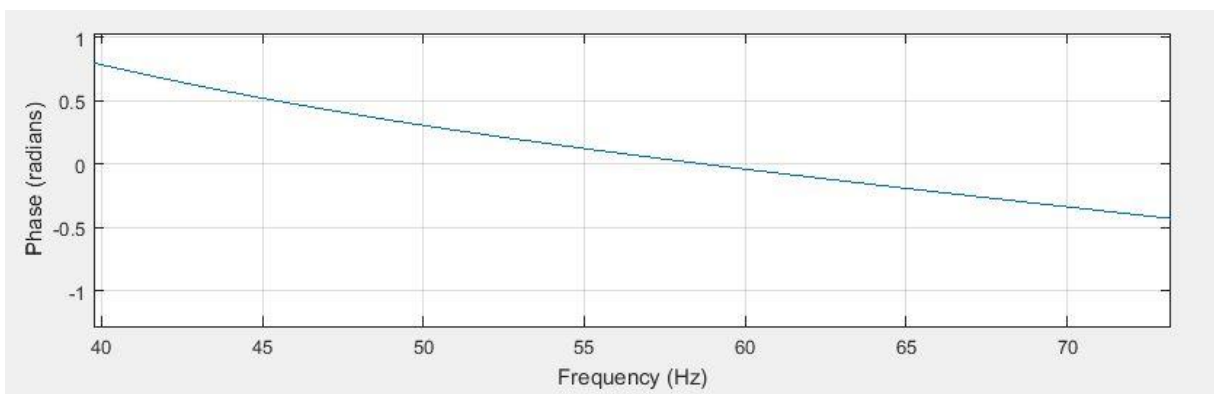


Figura 64. Detalhe da resposta em frequência da fase.

O sinal após a passagem pelo filtro pode ser visto na Fig. (65).

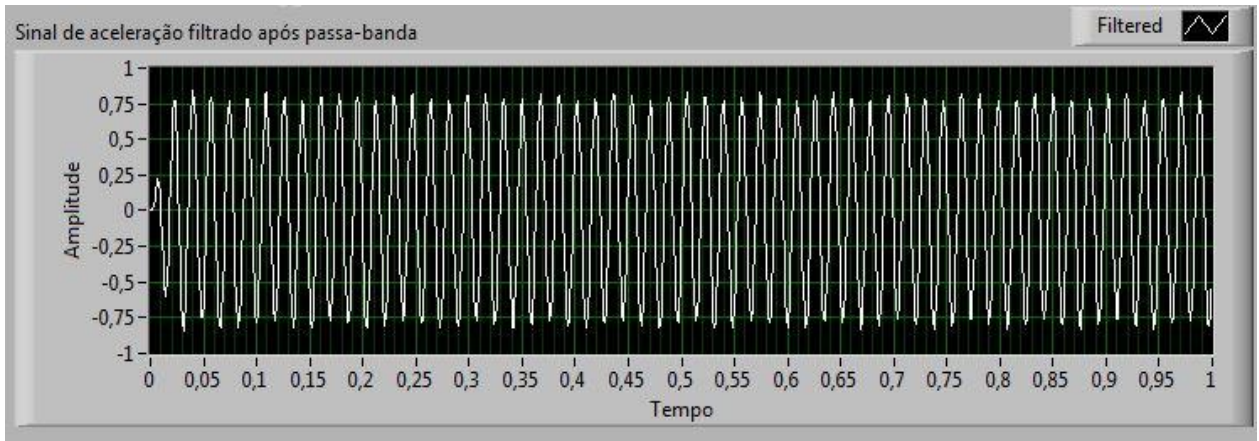


Figura 65. Sinal 1 após passagem pelo filtro passa-banda.

Foi realizada a PSD do sinal para a visualização do espectro de frequências . A Figura (66) mostra a densidade espectral de potência.

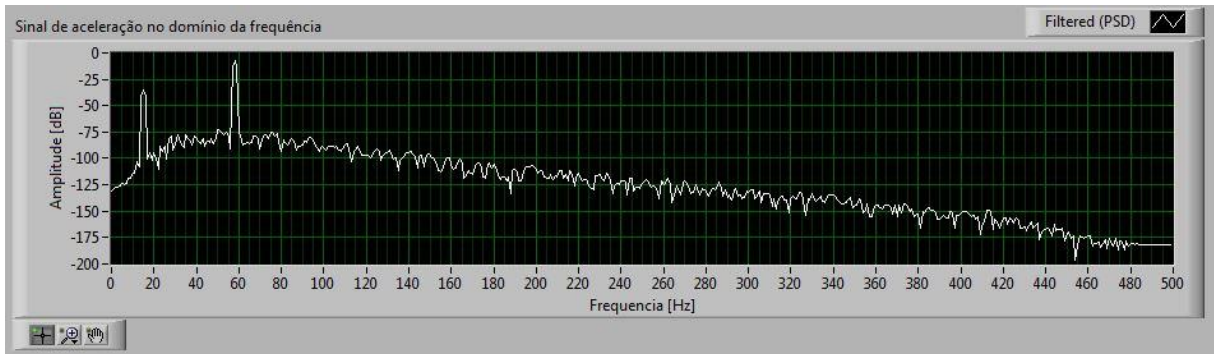


Figura 66. PSD do sinal 1.

O segundo sinal dessa etapa é composto por três senóides cujas amplitudes e frequências são 0,6, 0,8, 1, 20 Hz, 58 Hz, 100Hz, respectivamente. A amplitude do ruído aplicado é de 0,035. O sinal de entrada é mostrado na Fig. (67).

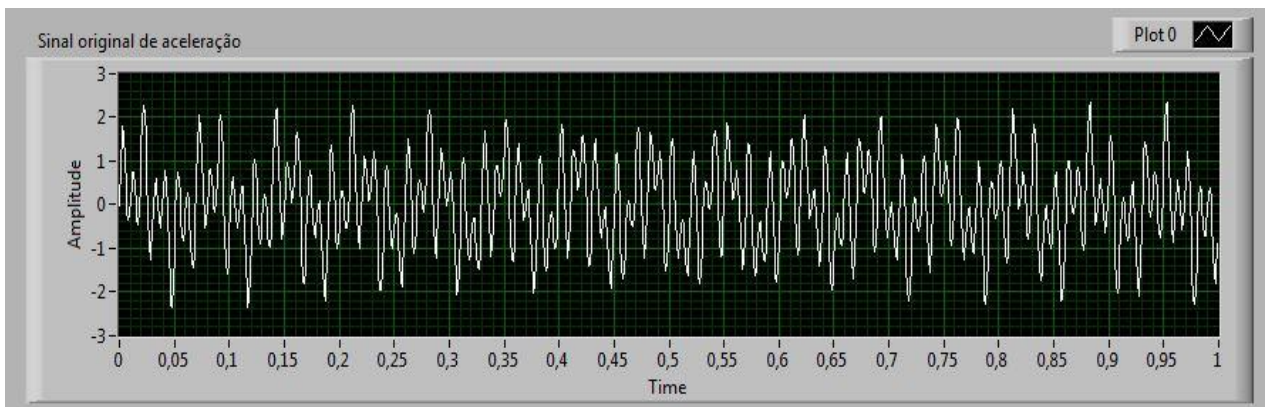


Figura 67. Segundo sinal da simulação 2.

Agora a frequência de interesse escolhida foi a de 100 Hz. Para essa frequência de interesse, as frequências de corte inferior e superior selecionadas foram de 71Hz e 142Hz. A ordem do filtro é de 6, resultando em uma resposta em frequência da amplitude mostrada na Fig. (68).

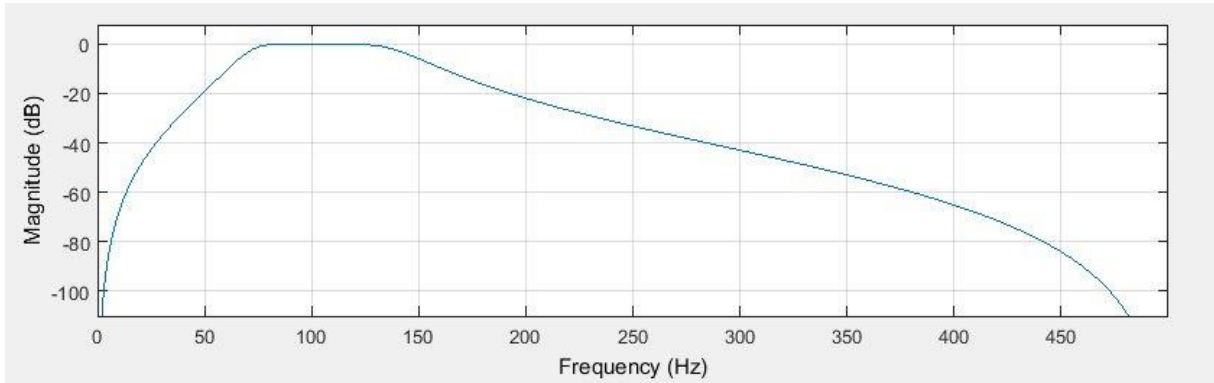


Figura 68. Amplitude da resposta em frequência.

O sinal após a passagem pelo filtro passa-banda pode ser visto na Fig. (69).

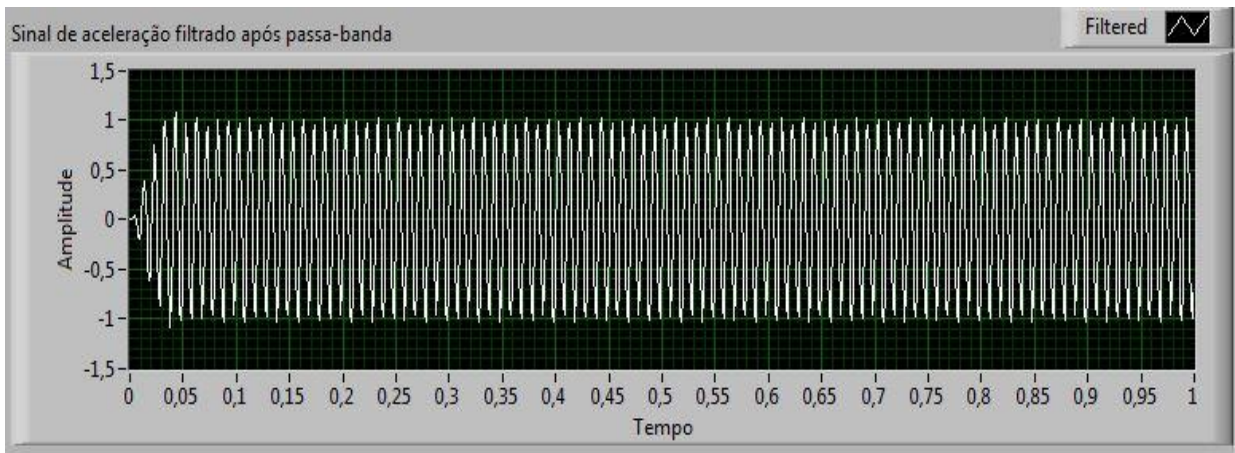


Figura 69. Sinal 2 após passagem pelo filtro passa-banda.

Esse sinal no domínio da frequência pode ser visualizado na Fig. 70, com o uso da densidade espectral de potência. Nesse domínio as componentes de frequências do sinal são evidenciadas.

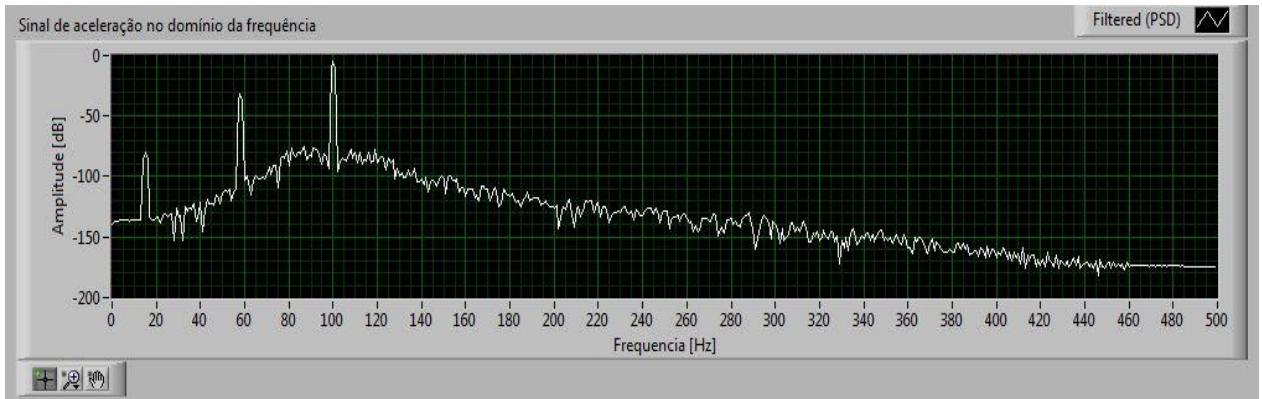


Figura 70. Densidade espectral de potência do sinal 2.

- Simulação 3 :

Nessa simulação alguns valores de amplitude de aceleração e de frequências correspondentes a defeitos em máquinas rotativas foram utilizadas como sinais de entrada no analisador virtual.

Esses valores foram baseados nos resultados apresentados por (Nery, 2008) em seu trabalho de conclusão de curso, onde ela coletou dados experimentais em uma bancada rotativa e analisou diversos tipos de defeitos.

O objetivo dessa simulação é de conseguir separar o sinal correspondente ao defeito de desbalanceamento dos demais defeitos e apresentar seu valor de velocidade de vibração e de severidade.

A frequência correspondente ao defeito de desbalanceamento analisado por (Nery, 2008) ocorre na frequência de 20 Hz e a amplitude do sinal de aceleração da bancada desbalanceada pode ser visualizada na Fig. 71.

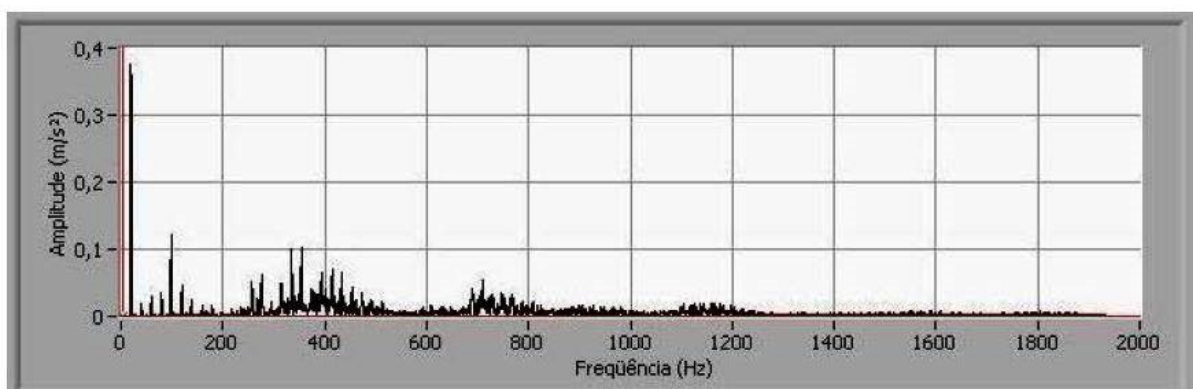


Figura 71. Sinal da bancada com desbalanceamento.
FONTE: (NERY, 2008).

O valor de amplitude de aceleração correspondente ao defeito de desbalanceamento é de aproximadamente $0,38 \text{ m/s}^2$.

De acordo com (Nery, 2008) o defeito de desalinhamento possui componentes de frequência na frequência de rotação e nas suas duas primeiras harmônicas, sendo portanto as frequências de 20, 40 e 60 Hz. O espectro em frequência do sinal de aceleração correspondente ao defeito de desalinhamento analisado por (NERY, 2008) pode ser visto na Fig. (72).

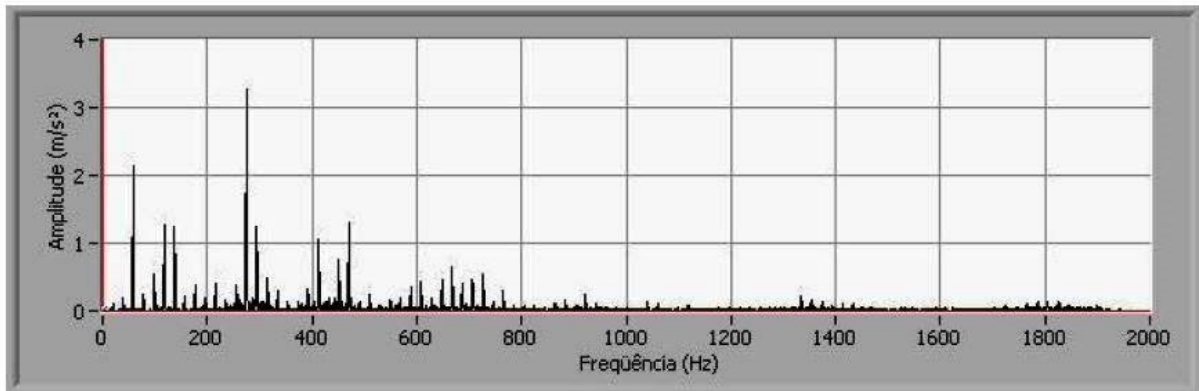


Figura 72. Sinal da bancada com desalinhamento
FONTE: (NERY, 2008).

Os valores de amplitude de aceleração nas frequências em que atua o defeito de desalinhamento são de aproximadamente 0.05, 0.1 e 2.2 m/s².

Foram analisados também por (Nery, 2008), defeitos nas pistas interna e externa de rolamentos. Suas frequências e amplitudes de aceleração podem ser vistos nas Figuras 73 e 74.

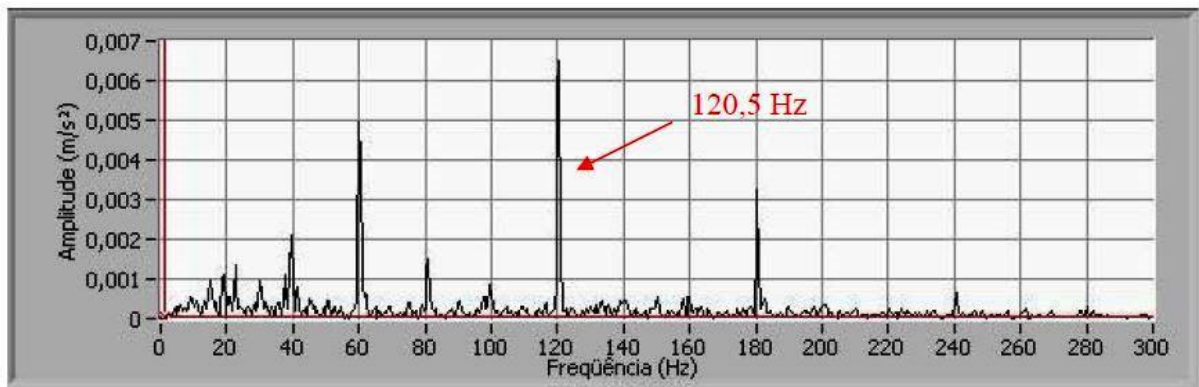


Figura 73. Rolamento com defeito na pista interna.
FONTE: (NERY,2008).

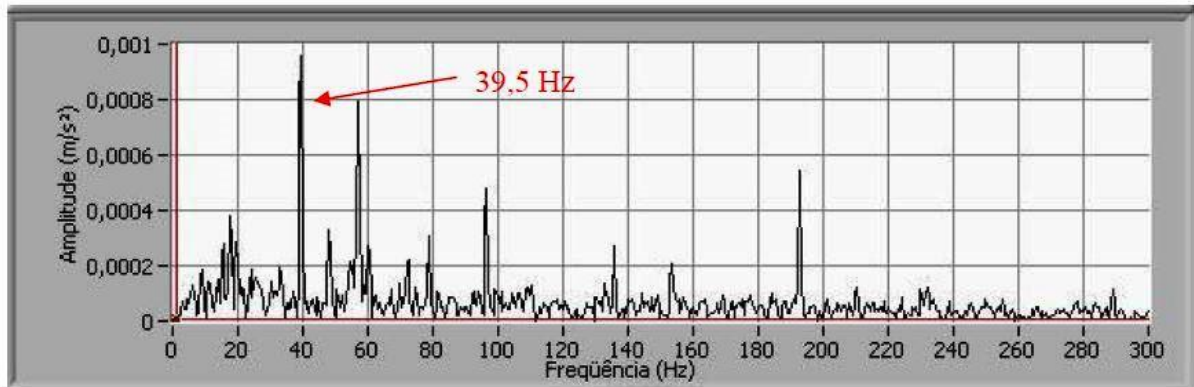


Figura 74. Rolamento com defeito na pista externa.
FONTE: (NERY,2008).

Um sinal de entrada com as características (amplitudes e frequências) dos defeitos apresentados na simulação 3 foi gerado no analisador. Um ruído branco com amplitude de 0.38 foi também aplicado a esse sinal de entrada, o qual pode ser visto na Fig. (75).

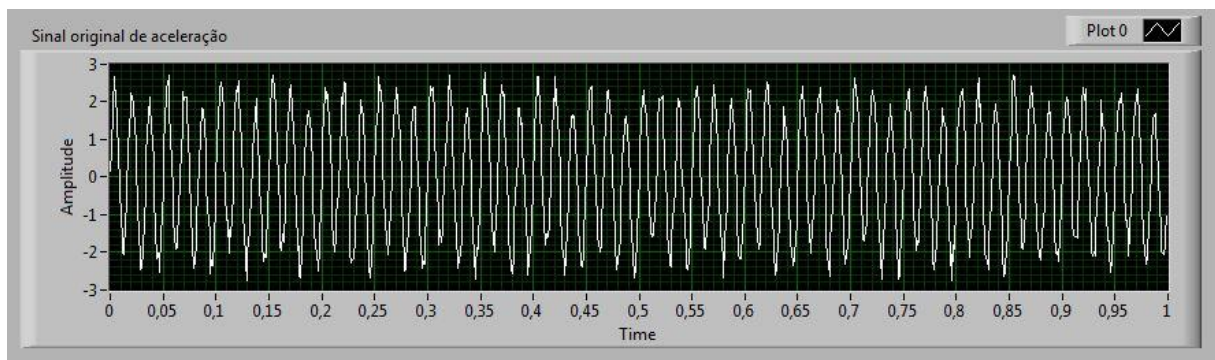


Figura 75. Sinal de entrada.
FONTE: (AUTOR).

Foram realizadas 300 médias nesse sinal de entrada para a diminuição a quantidade de eventos aleatórios no sinal. O sinal após a realização das médias pode ser visto na Fig. 76.

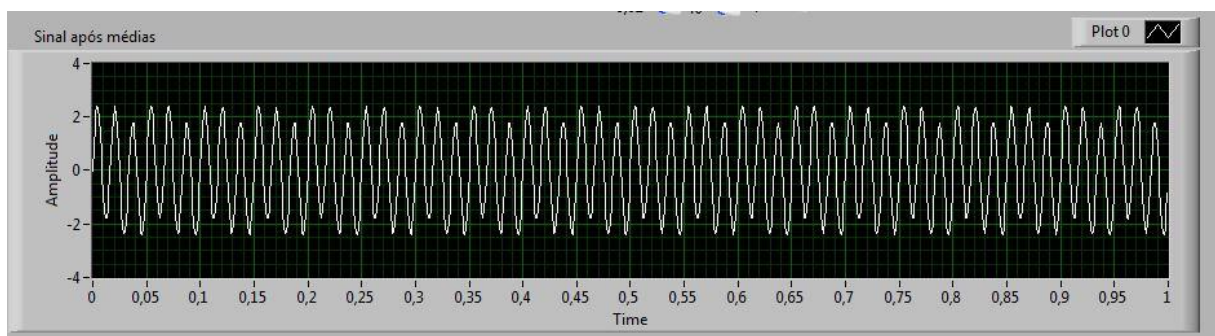


Figura 76. Sinal de entrada após realização da média.

O sinal foi então aplicado ao filtro passa-bandas. As frequências de corte foram ajustadas em 14 Hz e 28 Hz para selecionar a banda de frequência correspondente ao defeito de desbalanceamento. O sinal após a passagem pelo é mostrado na Fig. 77.

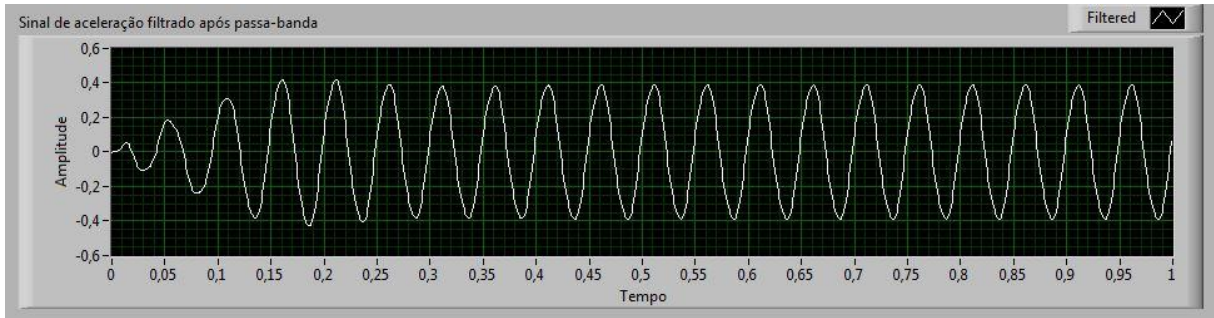


Figura 77. Sinal após filtro.

O espectro em frequência do sinal de aceleração pode ser visto na Fig. 78.

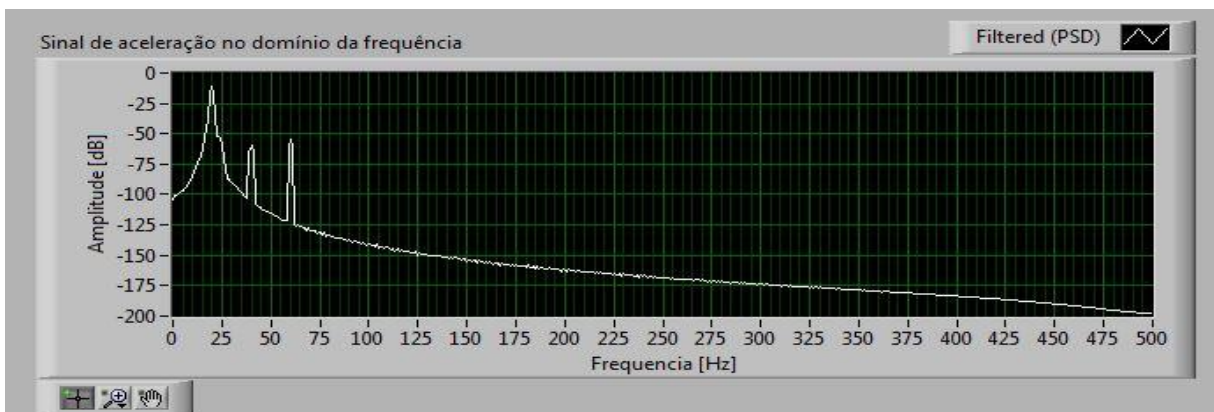


Figura 78. Densidade espectral de potência do sinal.
FONTE: (AUTOR).

O sinal da velocidade no domínio da frequência, o valor RMS da velocidade e o nível de severidade do defeito é mostrado na Fig. (79).

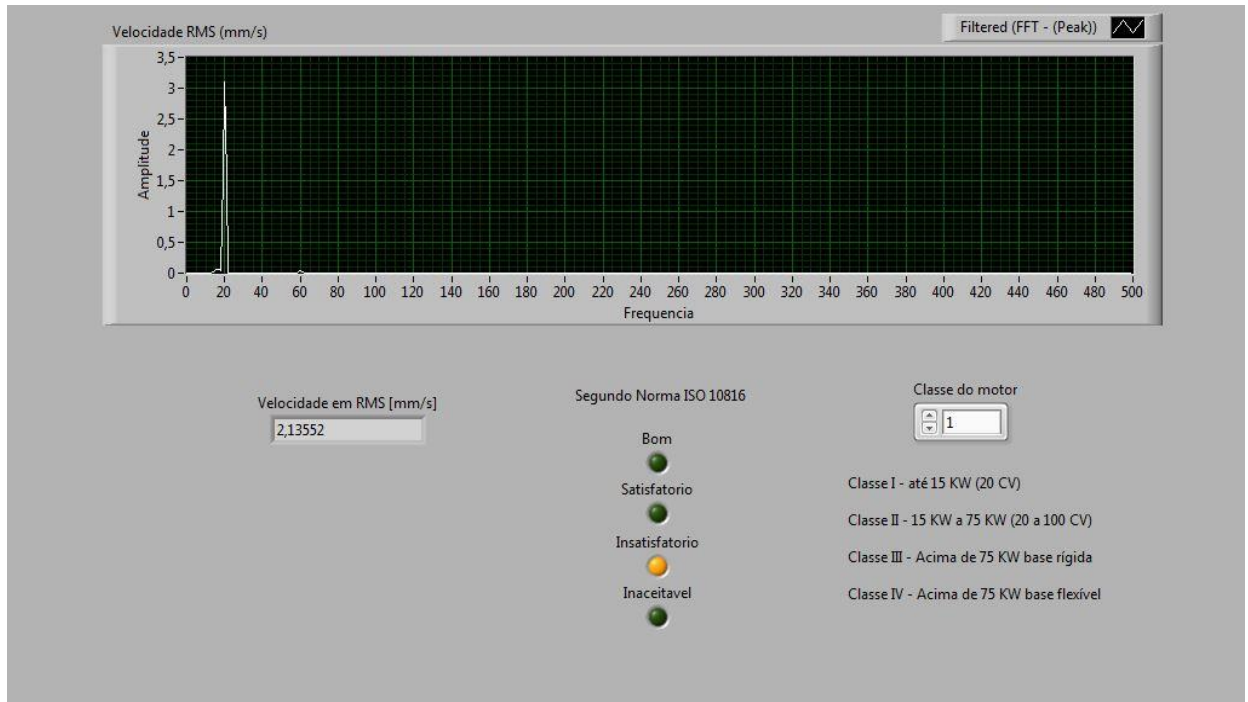


Figura 79. Velocidade de vibração correspondente ao defeito de desbalanceamento.
 FONTE: (AUTOR).

A velocidade de vibração devido ao defeito de desbalanceamento obtido por (Nery, 2008) em seu trabalho pode ser visto na Fig. (80).

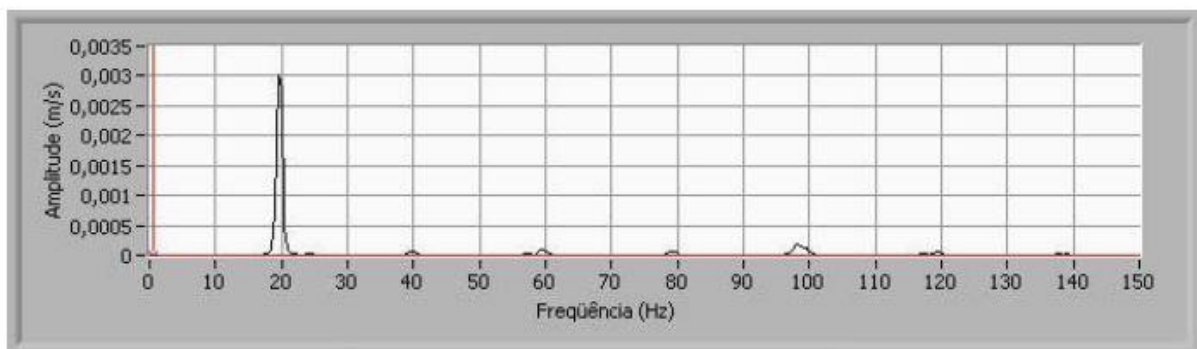


Figura 80. Velocidade de vibração correspondente a máquina com defeito de desbalanceamento.
 FONTE: (NERY,2008).

4.2. Analisador virtual para aplicação em bancada experimental

Esta segunda etapa do analisador virtual ocorrerá no TCC 2. Aqui o analisador trabalhará com dados que serão adquiridos da bancada experimental através de um sistema de aquisição de dados (DAQ). A bancada experimental a ser utilizada nesse trabalho se encontra no laboratório de acústica e vibrações (NVH) do campus do Gama da UnB e ela pode ser vista na Fig. 81.

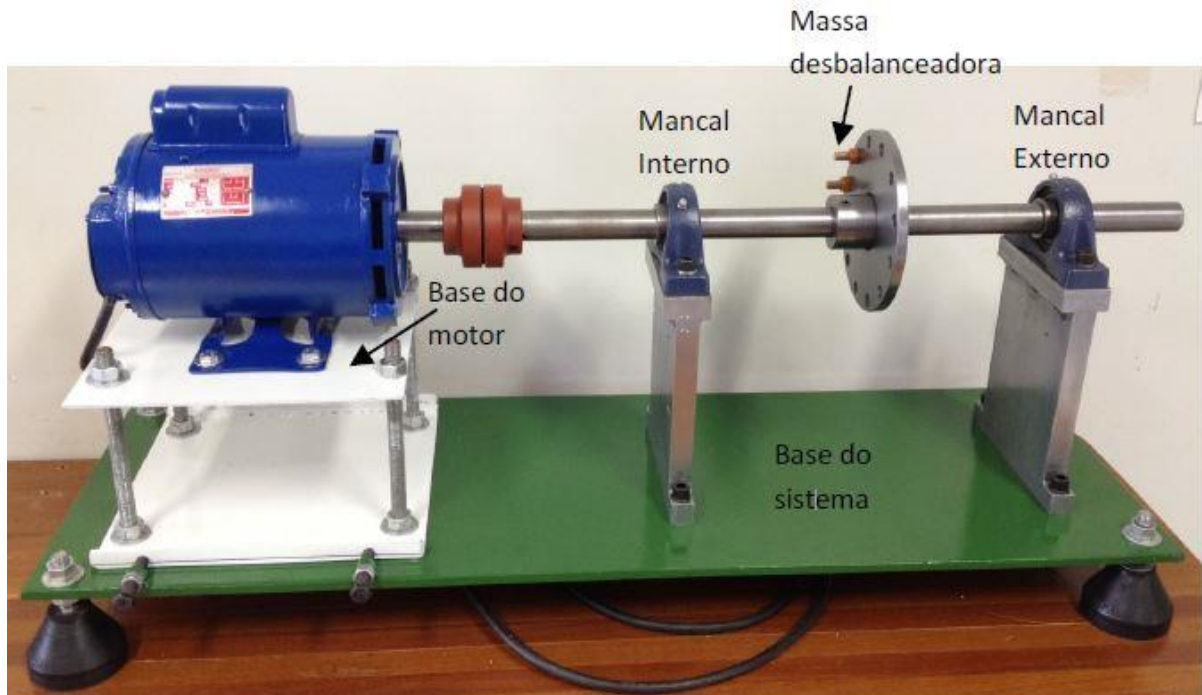


Figura 81. Bancada experimental.

Os componentes da cadeia de medição a ser utilizada nessa etapa com suas respectivas características serão mostrados a seguir:

- Acelerômetro:



Figura 82. Acelerômetro B&K 4332.

- Fabricante: Brüel & Kjaer;
- Modelo: Type 4332;
- Tipo: Piezoelétrico;
- Sensibilidade: 51,8 mV/g;
- Faixa de frequência: 1 a 5 KHz.

- Condicionador de sinais:



Figura 83. Condicionador de sinais.

- Fabricante: Brüel & Kjaer;
- Modelo: Type 2626;
- Filtro analógico: 0.3 a 30KHz.

- Placa de aquisição:



Figura 84. Placa de aquisição.

- Fabricante: National Instruments;
- Modelo: NI 9234;

- Canais: 4 canais;
- Taxa de amostragem por canal: 51,4 KS/s;
- Faixa dinâmica: 102 dB;
- Resolução: 24 bits;
- Faixa de tensão: $\pm 5V$.

5. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

5.1. CONCLUSÕES PARCIAIS

Com a realização deste trabalho notou-se a importância da análise de vibrações e sua capacidade na detecção de defeitos em máquinas rotativas a partir de valores de amplitude de vibração e suas frequências correspondentes. Nota-se também a importância da correção do desbalanceamento em sistemas rotativos para a redução dos níveis de vibração.

A realização desse trabalho permitiu ainda uma maior familiarização com o software LabVIEW®, o qual serviu como base para a construção da ferramenta virtual.

O principal objetivo desse trabalho foi o desenvolvimento de uma ferramenta virtual capaz de gerar sinais (comandado pelo próprio usuário) para a realização de simulações e a implementação de alarmes visuais que indicam os níveis de severidade do defeito de desbalanceamento de acordo com a norma ISO 10816. Tais alarmes podem ser utilizados para a realização de monitoramento em máquinas rotativas.

A validação do VI ocorreu aplicando-se sinais de entrada conhecidos, os quais foram coletados de bibliografias e verificando suas saídas.

5.2. TRABALHOS FUTUROS

- Criar um VI capaz de realizar a aquisição de sinais a partir de um sistema DAQ, processamento e visualização dos dados e, salvá-los.
- Realizar a aquisição de sinais a partir de um shaker pertencente ao laboratório de NVH para calibração do acelerômetro e validação do VI.
- Aquisitar sinais de vibração nos mancais da bancada experimental.
- Induzir o defeito de desbalanceamento na bancada experimental e buscar sua correção através do método dos 3 pontos.

5.3. CRONOGRAMA DOS TRABALHOS FUTUROS

ATIVIDADES	2017					
	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
Construção do VI						
Aquisição de sinais do shaker						
Aquisição de sinais na bancada						
Indução e correção do desbalanceamento na bancada						

REFERÊNCIAS

- BALANCHANDRAN, B.; MAGRAB, E. B.(2009)”*Vibrations*”. Editora Cengage Learning.
- BRÜEL & KJAER.”*Static and dynamic balancing of rigid bodies*”.
- COELHO, G. A. T. (2013).Balanceamento dinâmico de um simulador de máquinas rotativas. 44 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.
- COSTA, C.(2016). Apostila de laboratório - software LabVIEW.
- GÓZ, R. D.; SILVA, T. C. (2013). R&T Análise de vibrações e balanceamento.
- HAYKIN, S. ; MOHER, M.(2008). Introdução aos sistemas de comunicação. Editora Bookman, 2008.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, ISO 1940-1. “*Mechanical Vibration – Balance Quality Requirements for rotors in constant (rigid) state; Part 1 – Specification and verification of balance tolerances*”.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, ISO 10816. “*Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts*”.
- LATHI, B. P. (2007) Sinais e sistemas Lineares. 2ª edição. Editora Bookman.
- LANDIM, D. L. (2013) Balanceamento de rotores usando os métodos dos 3 pontos e do coeficiente de influência . Projeto de Graduação em Engenharia Naval e Oceânica. Universidade Federal do Rio de Janeiro .
- MOURA, H. G. Processamento digital de sinais – Conceitos básicos. Apostila da disciplina de Integração e Testes.
- NALON, J. A.(2009) Introdução ao processamento digital de sinais. Editora LTC.
- NERY, R. T. C. (2008) Desenvolvimento de uma ferramenta virtual para análise de vibração em máquina rotativa: aplicação em uma bancada didática. - Universidade Federal do Pará, Pará.
- OKADA, R. T. (2012) Avaliação experimental de medidas de aceleração. 55f. Trabalho (Graduação)- Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia do campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá.
- OLIVEIRA NT, J. P. (2016). Balanceamento de rotores pelo método de otimização *four run method accelerated* com aplicação em hidrogenador. CILAMCE-2016, Brasília-Distrito Federal-Brasil.
- SOEIRO, N. S. (2008). Fundamentos de vibrações e balanceamento de rotores.
- SOUSA, W. dos S. (2005). Desenvolvimento de um sistema aplicativo em LabVIEW para o monitoramento de máquinas rotativas com um módulo de balanceamento de rotores. 115f. Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade Federal do Pará, Pará.
- SILVA, B. T. V. da. (2012). Bancada para análise de vibração; análise de falhas em máquinas rotativas. 69f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica na área de automação) – Universidade de Taubaté, departamento de Engenharia Mecânica.
- WOWK, V. (1995). Machinery Vibration – Balancing. McGraw – Hill.