

UNESP
FACULDADE DE ENGENHARIA DO CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

GUARATINGUETÁ

2012

UNESP
FACULDADE DE ENGENHARIA DO CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

JUAREZ ANTONIO LEITE

**BANCADA MULTIFUNCIONAL PARA SIMULAÇÃO DE MECANISMOS DE
FALHAS EM MÁQUINAS**

Dissertação apresentada à
Faculdade de Engenharia do
Campus de Guaratinguetá,
Universidade Estadual Paulista,
para a obtenção do título de
Mestre em Engenharia Mecânica
na área de Projetos.

Orientador: Prof. Dr. Mauro Hugo Mathias

Guaratinguetá
2012

Leite, Juarez Antonio
L533b Bancada multifuncional para simulação de mecanismos de
falhas em máquinas / Juarez Antonio Leite . – Guaratinguetá :
[s.n.], 2012
113 f. : il.
Bibliografia: f. 101-103

Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual Paulista,
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2012
Orientador: Prof. Dr. Mauro Hugo Mathias

1.Maquinas – Manutenção e reparos I. Título

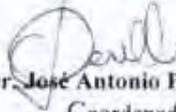
CDU 67.02

JUAREZ ANTONIO LEITE

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
"MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA"

PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: PROJETOS

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. MAURO HUGO MATHIAS
Orientador / Unesp-Feg


Prof. Dr. JOSÉ ELIAS TOMAZINI
Unesp-Feg


Prof. Dr. FRANCISCO CARLOS PARQUET BIZARRIA
UNITAU

Agosto de 2012

DADOS CURRICULARES

JUAREZ ANTONIO LEITE

NASCIMENTO	05.11.1968 – CARAPICUIBA / SP
FILIAÇÃO	Valdomiro Leite Maria das Dores Leite
2003 / 2007	Curso de Graduação Engenharia de Produção Mecânica, na Universidade Paulista – do Campus de Campinas.
2012	Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível de Mestrado, na UNESP- FEG – Universidade Estadual Paulista – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

Dedico este trabalho

A DEUS

A minha mãe

Ao meu pai (in memorian)

À minha amada esposa Rosângela

Ao meu querido filho Victor

pelo incentivo e

colaboração durante minha caminhada.

Aos amigos:

Luis Donizete da Silva e sua família minha gratidão

Everton Coelho de Medeiros minha eterna gratidão

Ao meu orientador

Prof. Dr. Mauro Hugo Mathias

Pela paciência, dedicação, competência, minúcia e

firmeza na orientação do presente trabalho.

AGRADECIMENTOS

Aos professores do curso de Pós-Graduação da FEG/UNESP.

Aos colegas do departamento de Mecânica da FEG/ UNESP.

Aos meus colegas da SEW redutores , em especial ao Daniel M. Paganini.

Aos meus colegas da THK, em especial ao Rodrigo Quini Vilcher.

Aos meus amigos da CAUTEC Usinagem, em especial ao Aureo e Celso.

Aos meus amigos da BRM Rolamentos, em especial a Priscila Fedele.

Aos meus amigos da ETNA Automação , em especial a Gildazio de Souza.

Aos meus amigos da IMETEX, em especial a Sr. Ernst e Edinice.

Aos meus amigos da VIBRASTOP, em especial a Adriana Kolbe.

Aos meus amigos da REXNORD, em especial Fernanda T. Lugtenburg.

Aos meus amigos da 3R Usinagem, em especial a Rafael R. Silva Filho.

Aos meus amigos da ALSTOM, pelo apoio e incentivo.

Aos meus amigos da ENGLISH SPACE, em especial a Rosângela Duarte.

Ao meu amigo Norberto Scavone Augusto.

Ao meu amigo Rafael Moreira.

E aos que me perdoarão pelo esquecimento.

Aos funcionários da Biblioteca da FEG/UNESP, pela cooperação.

Ao Departamento de Mecânica da FEG/UNESP pela colaboração durante a preparação do material e Lúcia Helena de Paula Coelho carinho e gratidão.

LEITE, J. A; **BANCADA MULTIFUNCIONAL PARA SIMULAÇÃO DE MECANISMOS DE FALHAS EM MÁQUINAS** 2012. 113 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

RESUMO

No meio industrial o monitoramento da condição de operação de máquinas rotativas é essencial para acompanhar o desempenho operacional de suas máquinas. Máquinas rotativas são equipamentos utilizados nos diversos ambientes do setor produtivo, tornando-se, portanto elementos indispensáveis às atividades da indústria de manufatura. A avaliação do comportamento dinâmico de máquinas através da análise de vibrações na indústria moderna é fundamental para atender a demanda por máquinas de altas velocidades e estruturas mais leves. O desenvolvimento de bancadas de ensaio de avaliação do desempenho de máquinas é um recurso fundamental para a otimização de projeto e avaliação dos principais mecanismos de falhas. No mercado existem empresas que desenvolvem bancadas comerciais para atender o meio acadêmico e o setor industrial. Muitos destes produtos apresentam custo elevado e são de aplicação limitada. A proposta deste trabalho foi o desenvolvimento de uma bancada multifuncional com recursos para o estudo e análise dos principais mecanismos de falhas em máquinas através de ferramentas de processamento de sinais vibração aplicadas ao monitoramento de máquinas. O produto desenvolvido foi validado e constitui uma importante ferramenta para o desenvolvimento de pesquisas na área de processamento de sinais de vibração com aplicação a detecção de falhas em engrenagens, rolamentos, etc.

Palavras-chave: **Bancada multifuncional, análise de sinais, técnicas de manutenção.**

LEITE, J. A. **MULTIFUNCTIONAL BENCH FOR SIMULATION MECHANISMS OF FAILURE IN MACHINES** 2012. 113 f. Thesis (Master degree in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012

ABSTRACT

In the industrial segment the monitoring of the condition of rotating machinery is essential to follow up the operational performance of machines. Rotating machinery equipment are used in many areas of the productive sector, therefore being indispensable elements to the activities of the manufacturing industry. The evaluation of the dynamic behavior of machinery through vibration analysis is fundamental in modern industry in order to meet the demand for high speed machines and lighter structures. The development of test benches to evaluate the performance of machines is a key resource for the optimization of projects and to evaluate the major failure mechanisms. In the market there are companies that develop benches to meet the academic and the industrial sector needs. Many of these products are expensive and have a limited application. The purpose of this study was to develop a multifunctional test bench with resources for the study and analysis of the major failure mechanisms in machines using signal processing tools applied to monitoring of machinery vibration. The product was validated and is an important tool for the development of research in the area of signal processing of vibration with application to fault detection in gears, bearings, etc..

KEYWORDS: Multifunctional bench, signal analysis, maintenance techniques.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1	- Bancada de ensaios de falhas em mancais de rolamento (UNESP, 2012).....	22
FIGURA 2	- Bancada de ensaios de múltiplas funções (UNESP, 2012).....	22
FIGURA 3	- Bancada de ensaios de múltiplas funções – objeto deste trabalho	23
FIGURA 4	- Sinal de vibração com os parâmetros de medição do sinal temporal.....	30
FIGURA 5	- Comparação aproximada da sensibilidade da medida de deslocamento, velocidade e aceleração.....	32
FIGURA 6	- Espectro de vibrações	33
FIGURA 7	- Sinal com frequência de amostragem correta (azul) e incorreta (vermelha).....	36
FIGURA 8	- Projeto piloto da bancada de ensaios de mancais de rolamentos (UNESP, 2002).....	42
FIGURA 9	- Versão aprimorada da bancada de ensaios de mancais de rolamento. (UNESP, 2004)	43
FIGURA 10	- Bancada multifuncional (UNESP, 2006).....	43
FIGURA 11	- Bancada com Kit Balance	45
FIGURA 12	- Bancada com Kit Resistência	46
FIGURA 13	- Base principal – BMT1	47
FIGURA 14	- Base regulagem de alturas – BMT1.....	47
FIGURA 15	- Elementos mecânicos – BMT1.....	48
FIGURA 16	- Kit Balance – BMT1	49
FIGURA 17	- Kit Roçamento – BMT1.....	49
FIGURA 18	- Kit Orbit – BMT1.	50
FIGURA 19	- Cobertura de segurança – BMT1.....	50
FIGURA 20	- Painel de comando – BMT1	51
FIGURA 21	- Tipos de desalinhamento.....	53
FIGURA 22	- Desalinhamento Paralelo Vertical (identificação dos componentes) - BMT1	54

FIGURA 23	- Desalinhamento Paralelo Vertical - BMT1.....	54
FIGURA 24	- Desalinhamento Paralelo Horizontal (identificação dos componentes) - BMT1	55
FIGURA 25	- Desalinhamento Paralelo Horizontal - BMT1.....	55
FIGURA 26	- Desalinhamento Angular - BMT1	56
FIGURA 27	- Desbalanceamento em um plano (Kit Balance) – BMT1	57
FIGURA 28	- Modelo de desbalanceamento acoplado – BMT1	57
FIGURA 29	- Desbalanceamento (Kit Balance) – BMT1	58
FIGURA 30	- Kit de rolamento e identificação de defeitos nos rolamentos – BMT1.....	59
FIGURA 31	- Troca dos rolamentos – BMT1	60
FIGURA 32	- Remoção dos discos de desbalanceamentos – BMT1	61
FIGURA 33	- Instalação do dispositivo de roçamento – BMT1	61
FIGURA 34	- Componente solto, procedimento - BMT1	62
FIGURA 35	- Carga motora, procedimento - BMT1.....	63
FIGURA 36	- Frequência de engrenamento, procedimento - BMT1	64
FIGURA 37	- Painel frontal do LabVIEW.....	66
FIGURA 38	- Painel do diagrama de blocos do LabVIEW.....	67
FIGURA 39	- Exemplo de programa VI no LabVIEW.	67
FIGURA 40	- Painel frontal do programa “Aquisição BMT-1”	68
FIGURA 41	- Detalhe do programa no controle dos parâmetros de aquisição.....	68
FIGURA 42	- Detalhe do programa na opção de ajuste dos valores de output scaling e rotação do eixo em medição	69
FIGURA 43	- Detalhe do funcionamento do comando do programa.....	69
FIGURA 44	- Detalhe do ajuste do filtro digital	69
FIGURA 45	- Tela de análise no domínio do tempo	70
FIGURA 46	- Tela de análise no domínio da frequência.....	70
FIGURA 47	- Aba para medição do sinal em aceleração e cálculo de valores importantes para diagnóstico de rolamentos	71
FIGURA 48	- Calculadora das principais frequências de falhas.....	71
FIGURA 49	- Montagem do experimento para validação do sistema.....	72

FIGURA 50	- Esquema do programa desenvolvido em LabVIEW (Análise no domínio do tempo).....	73
FIGURA 51	- Esquema do programa desenvolvido em LabVIEW (Análise no domínio da frequência).	74
FIGURA 52	- Esquema do programa desenvolvido em LabVIEW (Módulo para análise de rolamento).	75
FIGURA 53	- Esquema do programa desenvolvido em LabVIEW (Calculadora das frequências significativas).....	76
FIGURA 54	- Montagem do sistema de aquisição para avaliação de desempenho da bancada.	77
FIGURA 55	- Montagem do sensor indutivo próximo ao eixo.....	78
FIGURA 56	- Medição de rotação do motor principal	78
FIGURA 57	- Análise do sinal no domínio do tempo em condição inicial (Versão Balance)	79
FIGURA 58	- Análise do sinal no domínio da frequência em condição inicial (Versão Balance)	80
FIGURA 59	- Análise do sinal no domínio da frequência para o sinal na aceleração em condição inicial (Versão Balance).....	80
FIGURA 60	- Montagem da bancada na versão de resistência motora	81
FIGURA 61	- Análise do sinal no domínio do tempo em condição inicial (Versão com motor de resistência-desligado).....	81
FIGURA 62	- Análise do sinal no domínio da frequência em condição inicial (Versão com motor de resistência-desligado).....	82
FIGURA 63	- Análise do sinal no domínio do tempo em condição inicial (Versão com motor de resistência-ligado)	83
FIGURA 64	- Análise do sinal no domínio da frequência em condição inicial (Versão com motor de resistência-ligado)	83
FIGURA 65	- Fixação de prisioneiro no disco de desbalanceamento	84
FIGURA 66	- Análise do sinal no domínio do tempo em condição de desbalanceamento	85

FIGURA 67	- Análise do sinal no domínio da frequência em condição de desbalanceamento	85
FIGURA 68	- Montagem da bancada apenas com o eixo para desalinhamento	86
FIGURA 69	- Esquema de desalinhamento angular	87
FIGURA 70	- Procedimento para desalinhar o eixo	87
FIGURA 71	- Análise do sinal no domínio do tempo em condição de desalinhamento	87
FIGURA 72	- Análise do sinal no domínio da frequência em condição de desalinhamento	88
FIGURA 73	- Kit para troca de rolamentos	89
FIGURA 74	- Rolamentos para troca: defeito em pista interna, sem defeito e defeito em pista externa, respectivamente	89
FIGURA 75	- Parâmetros do rolamento.....	90
FIGURA 76	- Cálculo das principais frequências de falhas	90
FIGURA 77	- Frequências de defeito em rolamento	91
FIGURA 78	- Análise do sinal em aceleração no domínio da frequência em condição de falha em rolamento.....	91
FIGURA 79	- Zoom aplicado para melhor detecção da falha em rolamento	92
FIGURA 80	- Análise do sinal no domínio do tempo em condição de folga mecânica.....	93
FIGURA 81	- Análise do sinal no domínio da frequência em condição de folga mecânica.....	93
FIGURA 82	- Frequências características de folga mecânica.....	94
FIGURA 83	- Dados para cálculo da frequência de engrenamento	95
FIGURA 84	- Cálculo da frequência de engrenamento feito pelo programa “Aquisição BMT-1”	95
FIGURA 85	- Montagem do acelerômetro para o ensaio em engrenagens	96
FIGURA 86	- Análise do sinal de aceleração no domínio da frequência para detecção da frequência de engrenamento	96
FIGURA 87	- Frequências características de falha por roçamento	97

FIGURA 88	- Montagem da bancada com o dispositivo para efeito de roçamento em eixos.....	97
FIGURA 89	- Análise do sinal no domínio da frequência em condição de falha por roçamento	98
FIGURA 90	- Análise do sinal no domínio do tempo em condição de falha por roçamento	99

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	- Classificação da severidade de vibração segundo o valor eficaz analisado e a classificação da máquina (ISO 10816-1)	34
Tabela 2	- Relação entre possíveis defeitos e a frequência de vibração	38
Tabela 3	- Tabela de diagnóstico de falha em rolamentos	40
Tabela 4	- Equações características de defeito para mancais de rolamento.....	41
Tabela 5	- Comparativo entre motor de resistência ligado e desligado	83
Tabela 6	- Comparativo entre bancada desbalanceada e condição inicial	86
Tabela 7	- Comparativo entre bancada desalinhada e condição inicial	88
Tabela 8	- Comparativo entre bancada com folga mecânica e condição inicial.....	94
Tabela 9	- Comparativo entre bancada desalinhada e condição inicial	99

LISTAS DE SÍMBOLOS

t	- Tempo	[s]
$x(t)$	- sinal de deslocamento que se desenvolve no domínio do tempo	[m]
$m(t)$	- sinal de deslocamento que se desenvolve no domínio da frequência	[m]
$X(\omega)$	- sinal modulador que se desenvolve no domínio da frequência	[m]
$F\{x(t)\}$	- transformada de Fourier de um sinal que se desenvolve no domínio do tempo, indicada pela aplicação de um operador F	[m]
ω	- frequência do sinal analisado	[rad/s]
f	- frequência do sinal analisado	[Hz]
f_o	- frequência constante do sinal portador	[Hz]
f_m	- frequência moduladora do sinal analisado	[Hz]
ω_m	- um das frequências naturais do sinal analisado	rad/s
T	- intervalo de tempo em que se desenvolve um ciclo do movimento	[s]
T_n	- período associado a uma das frequências naturais do sinal analisado	[s]
i	- designação da parte imaginária de um número complexo	
FFT	- Transformada Rápida de Fourier	
RMS	- valor eficaz da variável monitorada	
n	- número de pontos de um sinal no domínio do tempo	
m	- número de pontos de um sinal no domínio da frequência	
$\frac{dx(t)}{dt}$	- primeira derivada temporal do deslocamento – velocidade	[m/s]
$\frac{d^2x(t)}{dt^2}$	- segunda derivada temporal do deslocamento – aceleração	[m/s ²]
x_0	- amplitude do deslocamento	[m]

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	20
1.1	Apresentação	20
1.2	Objetivos	23
1.3	Justificativa.....	24
1.4	Metodologia.....	24
1.5	Estrutura da dissertação.....	24
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	26
2.1	Manutenção Preditiva	26
2.2	Falhas de componentes mecânicos	28
2.3	Análise de vibração.....	28
2.3.1	Fundamentos da Análise de Vibração	29
2.3.1.1	Definição de Vibração	29
2.3.1.2	Frequência	29
2.3.1.3	Parâmetros Descritivos da Vibração.....	29
2.3.1.4	Grandezas relacionadas às vibrações.....	30
2.3.1.5	Espectro de Vibrações:.....	32
2.3.1.6	Avaliação da severidade de vibração.....	33
2.4	Análise de sinais	35
2.4.1	Filtros	35
2.4.1.1	Tipos de filtros.....	35
2.4.2	Digitalização do sinal.....	36
2.4.3	Janelamento	37
2.5	Fontes de vibrações de uma máquina	37
2.6	Mancais de rolamento	39
2.6.1	Características da vibração nos mancais de rolamento.....	39
2.6.2	Origem dos defeitos nos mancais de rolamento	39
2.6.3	Frequências características de defeito.....	41
3.	PROJETO DA BANCADA	42
3.1	Conceitos de bancadas	42

3.2	Características da Bancada.....	44
3.3	Características construtivas.....	44
3.4	Descrição dos componentes da bancada.....	46
3.5	Características técnicas.....	52
3.6	Procedimentos para simulações dos mecanismos de falhas na bancada.....	52
3.6.1	Desalinhamento.....	53
3.6.1.1	Desalinhamento paralelo vertical.....	54
3.6.1.2	Desalinhamento paralelo horizontal.....	55
3.6.1.3	Desalinhamento angular.....	56
3.6.1.4	Desalinhamento Combinado.....	56
3.6.2	Desbalanceamento.....	56
3.6.2.1	Desbalanceamento em um plano:.....	57
3.6.2.2	Desbalanceamento acoplado:.....	57
3.6.3	Defeitos em Rolamentos.....	58
3.6.4	Roçamento.....	60
3.6.5	Componentes soltos ou folga mecânica.....	62
3.6.6	Carga Motora.....	62
3.6.7	Frequências de engrenamento.....	63
3.6.8	Segurança operacional.....	64
4.	DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE PROCESSAMENTO E ANÁLISE	
	DE SINAIS.....	66
4.1	Software LabVIEW.....	66
4.1.1	Painel frontal.....	66
4.1.2	Painel de diagrama de blocos.....	67
4.2	Descrição do programa desenvolvido.....	68
4.3	Validação do programa desenvolvido:.....	72
5.	AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DA PLATAFORMA DE	
	ENSAIOS.....	77
5.1	Condição inicial de operação.....	79
5.1.1	Condição inicial na versão Balance.....	79
5.1.2	Condição inicial na versão de resistência motora.....	81

5.2	Ensaio mostrando o efeito de carga contrária	82
5.3	Ensaio de desbalanceamento	84
5.4	Ensaio de desalinhamento de eixo.....	86
5.5	Ensaio de falha em rolamento	88
5.6	Ensaio de falha provocado por folga mecânica.....	92
5.7	Ensaio de detecção de frequência de engrenamento	94
5.8	Ensaio de falha produzido por efeito de roçamento	97
6.	CONCLUSÃO.....	100
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	101
	APÊNDICE A – Configurações (BMT-1).....	104
	APÊNDICE B – Acessórios (BMT-1).....	106
	APÊNDICE C – Custo do projeto.....	107
	ANEXO A – Especificações dos principais componentes comerciais.....	108

1. INTRODUÇÃO

1.1 Apresentação

Após a revolução industrial na Inglaterra, surgiram diversos tipos de máquinas e equipamentos, e entre eles as máquinas rotativas. Essas máquinas estão presentes nos mais diversos segmentos do nosso cotidiano, como nos meios de transporte e na geração de energia, tornando-se elementos fundamentais para o desenvolvimento econômico e industrial.

Como salienta ARATO JUNIOR (2004), um mercado cada vez mais competitivo e a exigência de se atingir grandes produções com índices de qualidade cada vez maiores exigiram que um novo paradigma fosse imposto à área de manutenção - o de manter os níveis de disponibilidade de seus equipamentos o mais próximo possível da utilização plena durante todo o ano. O alto nível de exigência das máquinas do setor industrial atual impõe a necessidade de uma avaliação dinâmica mais detalhada, de modo a evitar as perdas na produção e reduzir seus custos de manutenção. Neste contexto, a utilização das técnicas de manutenção com base na condição, o que também é conhecido como manutenção preditiva, tornou-se fundamental.

Diante desta necessidade de otimização, a avaliação do desempenho dinâmico e operacional dessas máquinas evoluiu consideravelmente nos últimos anos, com a evolução das ferramentas de análise computacionais e dos sistemas de medição. Dentre os principais métodos de avaliação da condição podem ser destacados: a monitoração de vibrações, a avaliação de partículas de desgaste em óleos lubrificantes, o acompanhamento de parâmetros de processos e outras ferramentas de ensaios não destrutivos, tais como ferrografia, emissão acústica, etc. Dentre as ferramentas para esta avaliação, o monitoramento da vibração é considerado uma das técnicas mais eficientes de detecção de falhas (GIRDHAR, 2004).

A complexidade do comportamento dinâmico das máquinas rotativas é decorrente de uma combinação de causa e efeito e do meio de transmissão (RANDALL, 2011). Modelos dinâmicos de máquinas acionadoras e acionadas constituem conjuntos complexos de vários graus de liberdade.

Na etapa de desenvolvimento de projeto e no modelamento dinâmico de máquinas a utilização de bancadas experimentais simulando condições de operação reais é um recurso amplamente utilizado. Modelos experimentais permitem validar e aprimorar os modelos analíticos.

Os recursos atuais de monitoramento e acompanhamento de diversos parâmetros de processo têm levado a um aumento significativo do desenvolvimento de bancadas de teste aplicadas a validação de projetos e estudo de técnicas de acompanhamento de desempenho de máquinas.

Empresas e universidades vêm se empenhando no sentido de desenvolver bancadas experimentais para auxiliar no estudo e desenvolvimento de técnicas de análise de vibração que dão subsídios às técnicas de avaliação da condição de máquinas. As bancadas de ensaio propiciam a ilustração de conceitos importantes, auxiliando a compreensão dos modelos teóricos necessários para a análise dos sistemas, gerando maior eficiência no processo de aprendizado.

Nos últimos anos, no laboratório de Mecatrônica do Departamento de Mecânica da Faculdade de Engenharia da UNESP – Campus de Guaratinguetá - vêm sendo desenvolvidas bancadas dedicadas à identificação de falhas em máquinas. As bancadas desenvolvidas foram resultados de iniciação científica e dissertação de mestrado e projetos em parceria com empresas industriais.

A seguir são apresentados alguns tipos de bancadas desenvolvidas na UNESP para o estudo dos mecanismos de falhas em máquinas rotativas.

A Figura 1 mostra uma bancada de ensaios desenvolvida para simulação de defeitos em mancais de rolamento.



Figura 1 - Bancada de ensaios de falhas em mancais de rolamento (UNESP, 2012)

A Figura 2 mostra uma bancada múltipla de ensaios desenvolvida para a simulação de falhas como: desalinhamento, falhas em engrenagens e mancais de rolamento. Sua complexidade a torna objeto de difícil manuseio e interatividade.



Figura 2 - Bancada de ensaios de múltiplas funções (UNESP, 2012)

A presente pesquisa teve como proposta um conceito de bancada multifuncional no contexto do grupo de pesquisa do laboratório. Tal conceito abrange a simulação de mecanismos de falhas nos diferentes modos, possibilitando diversas configurações e facilmente ajustáveis.

O que se propôs foi o desenvolvimento de uma bancada multifuncional que possa ser utilizada como recurso de ensino e pesquisa através de um único módulo que agregue diferentes configurações.

Neste trabalho são apresentados os aspectos de concepção da bancada e o projeto da mesma. Também são apresentados os fundamentos de identificação de falhas através da análise de vibrações e os respectivos resultados obtidos através da bancada desenvolvida, ilustrada na Figura 3.



Figura 3 - Bancada de ensaios de múltiplas funções – objeto deste trabalho.

1.2 Objetivos

O objetivo deste trabalho foi o desenvolvimento de uma bancada de ensaios com recursos de simulação de múltiplos modos de falhas e monitoramento e diagnóstico dos principais mecanismos de falhas em máquinas rotativas. Os modos de falhas propostos são os seguintes:

- Desbalanceamento.
- Desalinhamento de eixos.
- Falhas em rolamentos.
- Roçamento.
- Folga mecânica.

1.3 Justificativa

As bancadas são de grande interesse para as empresas e também para as universidades. Pois são recursos que proporcionam ao usuário uma qualificação profissional dentro de um ambiente real de problemas e soluções.

O desenvolvimento de um sistema confiável de monitoramento da condição da máquina proporciona diversos benefícios, como:

- Redução do número de falhas e de intervenções não planejadas.
- Diminuição do tempo de parada das máquinas.
- Redução dos custos de manutenção e operação.
- Aumento da vida útil dos equipamentos.

1.4 Metodologia

Para atingir os objetivos da pesquisa foram realizadas as seguintes atividades:

- 1) Revisão da bibliografia visando buscar o estado da arte do desenvolvimento da bancada aplicada ao diagnóstico de máquinas rotativas.
- 2) Simulação da bancada em 3D, utilizando o programa SolidWorks, versão 2010.
- 3) Construção de uma bancada de ensaios com múltiplas configurações de falhas.
- 4) Utilização de recursos de processamento e análise de sinais nos domínios do tempo e da frequência para avaliação e diagnóstico de mecanismos de falhas induzidos.
- 5) Teste e validação de desempenho do sistema.

1.5 Estrutura da dissertação

Apresento a seguir uma breve descrição do conteúdo de cada capítulo deste trabalho:

No capítulo 1, inicia-se com um breve relato histórico do desenvolvimento de máquinas e sua importância no desenvolvimento da indústria moderna, bem como a implementação de bancadas no apoio a engenharia. Apresenta os objetivos que foram estabelecidos e a metodologia empregada.

No capítulo 2, é apresentada uma revisão da literatura, que tem como objetivo situar o leitor dos recentes desenvolvimentos no campo de análise de vibrações.

No capítulo 3, descreve-se o projeto da bancada desenvolvida. É feita uma breve apresentação dos procedimentos de simulações dos principais defeitos, os quais são utilizados para validação e desempenho da bancada.

No capítulo 4, se refere ao desenvolvimento do programa de monitoramento e validação da bancada.

No capítulo 5, apresentada a avaliação de desempenho da bancada .

No capítulo 6, contém a conclusão deste trabalho.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Muitos pesquisadores estão interessados em conhecer melhor as respostas dinâmicas das estruturas e dos componentes mecânicos, principalmente na caracterização das frequências, modos de vibrar e o estudo da resposta a diferentes excitações. Compreender essas características permite ao engenheiro ou projetista ajustar e/ou adequar conscientemente parâmetros que influenciam no desempenho e comportamento das máquinas, tais como dimensões e materiais, com o objetivo de reduzir o custo de fabricação, aumento da confiabilidade, disponibilidade e desempenho.

A engenharia sempre teve a necessidade de testar e validar conceitos em escala reduzida, nas mais diversas áreas, a fim de se obter aperfeiçoamento do produto e desenvolvimento de tecnologia. A utilização de bancadas experimentais simulando a operação de sistemas reais tem se tornado um método muito utilizado para o desenvolvimento de novos conceitos fundamentais e necessários na elaboração de projetos em geral. Dentro do contexto a análise de vibrações tem se mostrado um método eficiente na investigação e na produção de conhecimento sobre os comportamentos mecânicos e estruturais.

Este capítulo aborda alguns conceitos da área de manutenção e da teoria das vibrações, enfatizando definições e conceitos básicos.

2.1 Manutenção Preditiva

A manutenção técnica apresentou diversas fases distintas no decorrer da evolução histórica, de acordo com o grau de desenvolvimento tecnológico e da influência das máquinas e equipamentos na economia das nações.

O desenvolvimento de técnicas de diagnósticos de falhas atreladas à intenção de se evitar a substituição desnecessária de componentes e a necessidade de explorar ao máximo a vida útil dos equipamentos revelou na década de noventa 90 do século XX a manutenção baseada na condição, também conhecida como manutenção preditiva. Esta técnica, fundamentada no uso sistemático do monitoramento da condição de

máquinas em plantas industriais, tem como meta o estabelecimento de planos de manutenção com objetivo de reduzir custos, aumentar a produtividade e a disponibilidade de máquinas e a qualidade dos produtos.

O nível mais elevado da manutenção preditiva é empregado na caracterização e diagnose de falhas (SCHEFFER; GIRDHAR, 2004).

Um dos métodos mais eficientes para o diagnóstico e o prognóstico de falhas em equipamentos rotativos é o acompanhamento e a análise de vibração (RANDALL, 2011). Na avaliação da condição de máquinas, o diagnóstico trata da detecção, isolamento e identificação de falhas, quando estas ocorrem, já o prognóstico busca prever os mecanismos de falhas antes de sua ocorrência, possibilitando com isto avaliar a iminência e estimar como e quando uma falha pode ocorrer (JARDINE; LIN; BANJEVIC, 2005).

A aplicação correta de um programa de manutenção preditiva pode trazer como benefícios: disponibilidade máxima das máquinas, planejamento efetivo da mão de obra, reposição de peças do estoque, segurança operacional, qualidade da manutenção e gerenciamento global dos recursos.

Os mecanismos típicos de alteração do comportamento vibratório em uma máquina são o desbalanceamento, empenamento de eixos, falhas em mancais de rolamento, desalinhamento, dentre outros. Estes mecanismos de falhas podem ser identificados por intermédio do acompanhamento do comportamento da máquina (ou elemento de máquina) com relação ao tempo. O padrão de comportamento estabelece a assinatura de vibração das máquinas, a qual pode estabelecer a base para o monitoramento eficiente das mesmas. O padrão de assinatura pode ser simples, como no caso de um movimento vibratório que possui uma única componente de frequência, por exemplo, o que acontece numa falha provocada por desbalanceamento puro. A assinatura também pode ser complexa, de modo a possuir vários componentes de frequências diferentes, simultaneamente, o que normalmente ocorre na prática.

As assinaturas de vibração complexas resultam das vibrações dos diferentes elementos de uma máquina, que podem vibrar em diversas frequências e amplitudes. As vibrações decorrentes de diferentes mecanismos de excitação podem ser periódicas, estocásticas e transientes (MENNA, 2007).

A avaliação dos padrões de comportamento dos sinais de vibração de máquinas pode ser desenvolvida em laboratório, onde os mecanismos de falhas podem ser simulados em diferentes tipos de bancadas de ensaio. As bancadas encontradas no mercado normalmente podem ser aplicadas para induzir defeitos em mancais de rolamento, defeitos em sistemas engrenados, desalinhamento, desbalanceamento, etc. As assinaturas monitoradas em tais tipos de bancadas podem servir como base para a avaliação e análise do comportamento de máquinas industriais em condições reais de operação.

2.2 Falhas de componentes mecânicos

O estado de falha do equipamento é o instante a partir do qual ele se torna incapaz de atender alguma ou várias de suas funções primárias ou secundárias, segundo os padrões de desempenho que são aceitáveis pelo usuário.

“A função primária é definida como a razão da existência daquele componente (raramente mais de uma). No caso de mancais de rolamento, os mesmos podem simplesmente suportar e transmitir cargas nas condições de processos desejadas pelo usuário. As funções secundárias deste mesmo rolamento serão funções acessórias, algumas das quais podem ser definidas pelo próprio usuário. As funções secundárias não necessariamente são menos importantes, como, por exemplo, a manutenção dos padrões de integridade ambiental, integridade estrutural e de segurança, condições de controle pelo usuário, contenção ou conforto, aparência, eficiência, entre outras” (MOUBRAY, 1997).

2.3 Análise de vibração

A análise de vibração é considerada uma das técnicas mais efetivas na detecção da condição operacional de máquinas e equipamentos. Esta análise é utilizada geralmente em máquinas rotativas, tais como: turbinas, bombas, motores, compressores, máquinas operatrizes, redutores, etc. A grande vantagem da análise de vibração é a possibilidade de identificar as condições dos equipamentos de modo a reduzir paradas não programadas em uma planta industrial (MATHIAS, 2011).

2.3.1 Fundamentos da Análise de Vibração

Na aplicação da análise de vibrações na área de manutenção preditiva é necessário o conhecimento de alguns conceitos teóricos, conforme apresentados a seguir:

2.3.1.1 Definição de Vibração

Uma vibração é a oscilação de um corpo em torno de uma posição de referência. Normalmente as vibrações em máquinas e estruturas são um fenômeno indesejável, em razão do aumento de tensões nos componentes dos sistemas e das perdas de energia provocadas pelo atrito entre as partes em contato nas máquinas.

2.3.1.2 Frequência

A frequência de vibração é o número de oscilações ou ciclos por unidade de tempo, a unidade usual é o Hertz (Hz).

2.3.1.3 Parâmetros Descritivos da Vibração

Os principais parâmetros de descrição dos sinais de vibração no domínio do tempo são:

- i) Valor de pico a pico: descreve o desvio máximo de uma vibração na direção positiva e negativa. O valor de pico a pico é obtido através da diferença entre o maior valor de amplitude e o menor valor de amplitude.
- ii) Valor de pico: tem mesma aplicação do que o valor de pico a pico. Este valor descreve o máximo desvio de vibração em uma dada direção a partir do ponto de origem zero. Este parâmetro é útil para indicar os níveis de choque de curta duração etc.

- iii) Valor eficaz (RMS): é um parâmetro do sinal que toma em consideração o conteúdo de energia do sinal com relação ao tempo. O valor eficaz é definido pela equação::

$$X_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T X^2(t) dt} \quad (1)$$

- iv) Fator de crista: é o valor de pico dividido pelo valor eficaz (RMS), conforme fórmula abaixo:

$$\text{Fator de Crista} = \frac{\text{Valor de Pico}}{RMS} \quad (2)$$

O fator de crista é um parâmetro útil para uma avaliação da condição de rolamentos, quando já se tem um conhecimento mínimo de seu histórico.

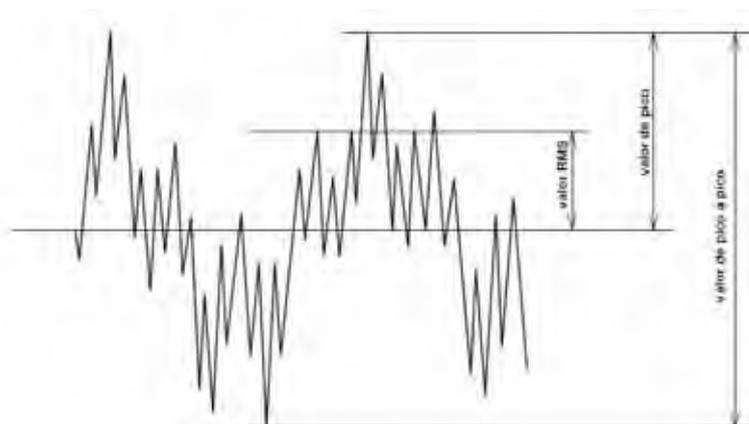


Figura 4 - Sinal de vibração com os parâmetros de medição do sinal temporal.

2.3.1.4 Grandezas relacionadas às vibrações

As medidas de vibração normalmente são expressas em valores de deslocamento, velocidade e aceleração (NBR 15928).

O deslocamento é a grandeza proporcional à variação de posição de um corpo ou superfície, submetida a um movimento vibratório, em relação a um ponto de repouso. O deslocamento indica o quanto um corpo desvia de sua posição de equilíbrio. Esta grandeza caracteriza a amplitude máxima do sinal vibração. Para um sistema em movimento harmônico simples o deslocamento no tempo é dado pela relação:

$$X(t) = A.\text{sen}(2\pi.f.t) \quad (3)$$

A velocidade é representada pela quantidade de deslocamento na unidade de tempo, usualmente é utilizado o valor RMS. A velocidade de vibração pode ser obtida pela expressão:

$$V(t) = A.2\pi.f.\cos(2\pi ft) \quad (4)$$

Aceleração: A aceleração é a derivada da velocidade em relação ao tempo, é representada pela variação da velocidade em determinado período de tempo, usualmente é utilizado o valor de pico. A aceleração pode ser obtida pela expressão:

$$a(t) = A.(2\pi.f)^2.\text{sen}(2\pi ft) \quad (5)$$

A escolha de grandeza de medidas de vibração depende da faixa de frequência em análise, para baixas frequências o deslocamento é grandeza mais apropriada. Nas faixas elevadas a aceleração é o parâmetro ideal. A relação entre as grandezas de vibração para uma máquina operando em uma rotação constante é ilustrada na Figura 5.

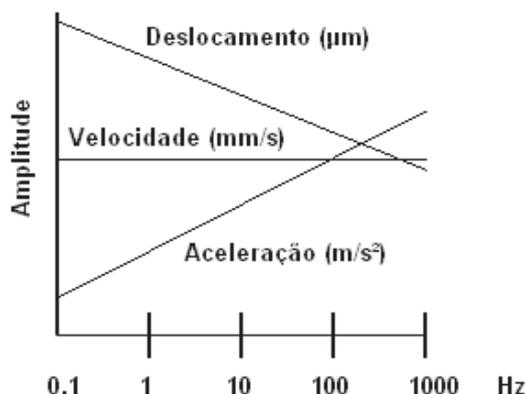


Figura 5 - Comparação aproximada da sensibilidade da medida de deslocamento, velocidade e aceleração.

Com base na Figura 5, a medida da aceleração é melhor para frequências altas, sua unidade de medida é o m/s^2 ou g. A velocidade possui característica intermediária, ela é empregada para a verificação geral das máquinas, por ser efetiva numa ampla faixa, de baixas frequências até altas frequências e geralmente é expressa em mm/s. E o deslocamento é utilizado mais em frequências baixas, é expressa em μm . Como a velocidade é o parâmetro mais amplo, as normas para definição de níveis de vibração à utilizam como referência de medição, pois este valor é relativamente o mesmo para diferentes rotações do equipamento.

2.3.1.5 Espectro de Vibrações:

As vibrações de um equipamento ou máquina normalmente são compostas por uma série de componentes de frequência.

O sinal de vibração no domínio do tempo é submetido à *Transformada de Fourier* para obtenção do sinal equivalente no domínio da frequência. A Figura 6 ilustra a representação de sinais periódicos no domínio do tempo $X(t)$ e da frequência $X(f)$.

O sinal de vibração no domínio da frequência é denominado de espectro de vibração. Este tratamento de sinal é feito em instrumentos especiais que utilizam a FFT (Fast Fourier Transform).

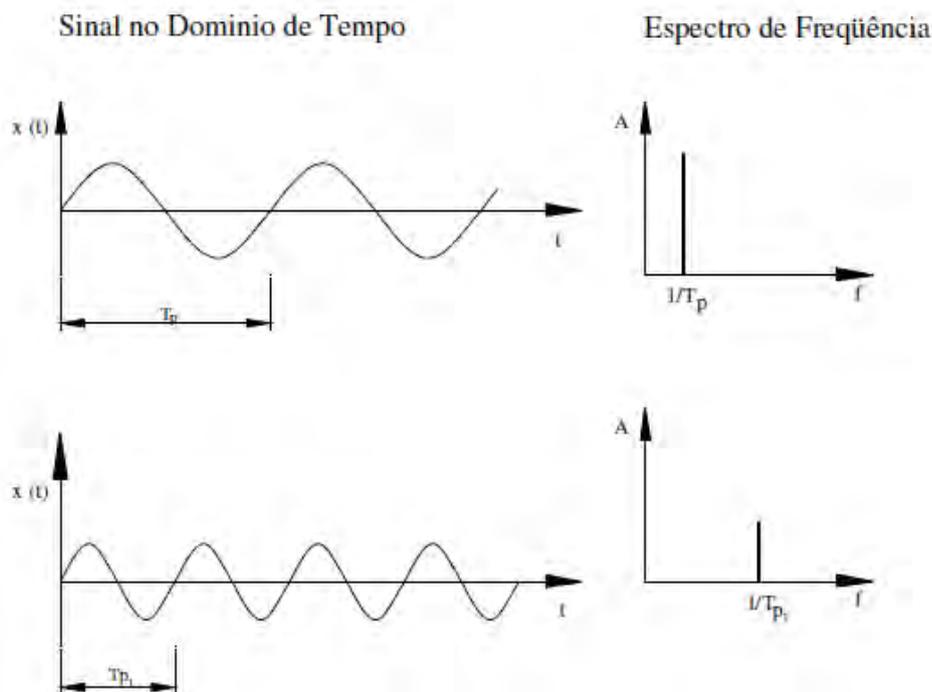


Figura 6 - Espectro de vibrações.

O tratamento de sinal em aparelhos especiais permite realizar a análise de vibração, relacionando as frequências com as prováveis causas.

2.3.1.6 Avaliação da severidade de vibração

Da cordo com a NBR10082, a severidade de vibração é avaliada segundo três critérios: magnitude de vibração, variação de magnitude vibração e avaliação da severidade por meio de análise espectral.

No critério de magnitude de vibração são estabelecidos zonas de avaliação de vibração de acordo com a classe da máquina previamente estabelecida. A definição da classe leva a consideração a potência e tipo de máquina e e suporte dos mancais. As zonas estabelecidas são:

Zona A: Máquinas novas, em comissionamento ou revisadas.

Zona B: Vibração dentro desta zona são consideradas aceitáveis para operação de longo termo.

Zona C: Vibração nesta zona não permitida para operação em longo termo. Normalmente a máquina pode ser operada por um certo período nesta condição até aplicação de ações corretivas.

Zona D: Vibração com energia suficiente para danificar a máquina.

A Tabela 1 ilustra as faixas de severidade de acordo com o grupo de máquinas (Norma ISO 10816-1).

Tabela 1 - Classificação da severidade de vibração segundo o valor eficaz analisado e a classificação da máquina (ISO 10816-1).

RMS velocity [mm/s]	class I	class II	class III	class IV	
0,28	A	A	A	A	
0,45					
0,71					
1,12	B	B	B	A	
1,8					
2,8	C	C	B	B	
4,5					
7,1	D	D	C	C	
11,2					
18			D	D	D
28					
45					

No critério de variação na magnitude vibração são estabelecidos procedimentos para avaliação da vibração de acordo com a variação do nível de vibração. Uma alteração na ordem de um desvio-padrão acima ou abaixo do valor de referência pode ser considerada uma alteração significativa da magnitude de vibração. Para isso, é necessário que se tenha em mãos o histórico de registro de vibração, para o cálculo e determinação dos valores médios e de desvio-padrão.

A análise por espectro de vibrações aplica-se à identificação do mecanismo. Esta abordagem é muito utilizada em equipamentos com mancais de rolamento e motores elétricos, pois permite identificar e avaliar fontes de vibração de baixa energia que tendem a evoluir rapidamente e causar danos.

Existem ainda técnicas de caracterização de falhas em equipamentos mais complexas. Estas técnicas se aplicam a problemas específicos. As principais técnicas disponíveis nos equipamentos de monitoramento são: *spike energy* e *envelope* normalmente aplicadas a detecção de falhas em rolamentos.

2.4 Análise de sinais

No processo de coleta e processamento de sinais, o sinal sofre manipulações e tratamentos para a sua avaliação. Essas manipulações envolvem principalmente a filtragem, a digitalização e o processamento matemático dos sinais. Essa cadeia de transformações é de extrema importância para análise de vibrações.

2.4.1 Filtros

Os filtros provavelmente são os equipamentos auxiliares mais utilizados na análise de vibrações. Os filtros tem a função de limitar os sinais de vibração em uma faixa de frequências que pode ser isolada para medição.

2.4.1.1 Tipos de filtros

Os filtros podem ser classificados segundo o tipo de banda de análise, que são:

- Passa-baixa: remove a parte do sinal acima da frequência especificada. Aplicado principalmente na obtenção de sinais de deslocamento, por meio de transdutores de deslocamento, onde os eixos analisados podem conter altas frequências geradas por riscos na sua superfície.
- Passa-alta: remove a parte inferior à frequência definida, geralmente necessário para eliminar ruídos de baixa frequência típicos de integradores de sinais.
- Passa-banda: permite a passagem de sinal entre uma faixa de frequências definidas. É amplamente utilizado em análise de vibrações.

- Rejeita-banda: exclui uma faixa de frequência do sinal. Usado principalmente para evidenciar melhor as demais componentes, como em casos onde se queira analisar falhas em motores de indução, onde é conveniente remover a componente de 60 Hz oriunda da frequência de rede para assim analisar melhor as outras componentes.

2.4.2 Digitalização do sinal

O processo de transformação no sinal analógico para o digital é dividido em três partes: amostragem, quantificação e codificação.

Na amostragem é apresentado um parâmetro importante: a frequência de amostragem. Ela é a taxa com que o sinal é digitalizado através do conversor A/D, ou seja, é a quantidade de eventos em que o conversor A/D registra o valor de tensão que está em sua entrada a cada segundo. É medida em amostras por segundo. Ela deve ser ajustada de acordo com a largura do sinal necessária para medição. Para tanto, de acordo com o Teorema de Shannon, a frequência de amostragem deve ser pelo menos duas vezes o valor da frequência requerida para observação, também denominada de frequência de Nyquist.

Caso não seja obedecido este teorema, há a ocorrência de um fenômeno chamado *aliasing*, onde o sinal adquirido possui menos pontos de medição do que o necessário para representação do sinal, gerando assim frequências incorretas, conforme a Figura 7.

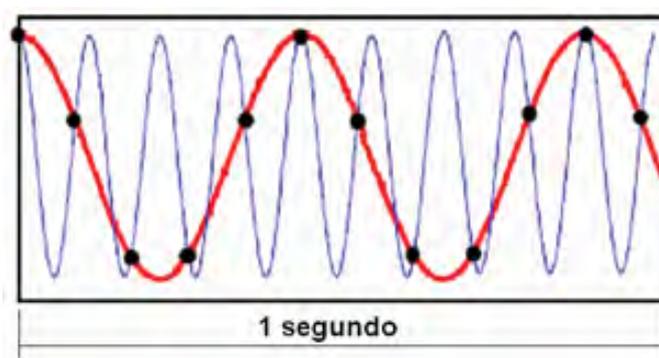


Figura 7 - Sinal com frequência de amostragem correta(azul) e incorreta (vermelha).

2.4.3 Janelamento

Na transformação para o domínio da frequência é necessária a definição de uma região limitada do sinal para a mudança, no entanto, sinais podem não ser de característica periódica, afetando assim na divisão do sinal e gerando estimativas incorretas de frequência e amplitude no espectro. Este erro é conhecido com *leakage*, ou vazamento espectral.

Para uma minimização deste efeito, são implementadas funções de janelamento no sinal, onde o sinal é combinado com uma função que força um “zeramento” dos extremos, transformando-o em sinal periódico. Os principais tipos de janelas encontradas nos analisadores dinâmicos de vibração são: *Hanning*, *Hamming*, *Flat Top*, *Retangular*, *Exponencial* e outras.

A janela *Hanning*, a mais usual, tem melhor resolução na frequência. A janela *Flat Top* atua melhor na amplitude.

2.5 Fontes de vibrações de uma máquina

As fontes de vibrações de uma máquina rotativa podem ter diversas origens, dentre as principais estão: desalinhamento, desbalanceamento, falhas em engrenagens, falhas em rolamentos, folgas mecânicas, roçamento, falhas em motores elétricos, etc.

Cada tipo de falha possui uma assinatura específica de vibração. A Tabela 2 apresenta a relação entre alguns problemas típicos de equipamentos e suas respectivas frequências. A utilização deste tipo de informação permite uma avaliação preliminar das causas das vibrações.

Tabela 2 - Relação entre possíveis defeitos e a frequência de vibração

DIAGNÓSTICO SIMPLIFICADO PARA IDENTIFICAÇÃO DE VIBRAÇÕES				
Origem Provável	Frequência	Direcção	Amplitude	Observações
Desbalanceamento				
Desbalanceamento de massa	1x rotação	Radial	Estacionária	Encurvamento do rotor pode alterar amplitude e fase.
Eixo torto	1x rotação 2x rotação empeno do eixo próximo ao acoplamento	Axial	Estacionária	Pode confundir com desbalanceamento de massa e desalinhamento
Rotor fora de centro	1x, 1x e 2x a rotação 2x frequência da linha	Radial	Estacionária	Apresenta flutuação quando existe problema de origem eléctrica
Desalinhamento				
Paralelo	1x e 2x rotação	Radial	Estacionária	A maioria dos desalinhamentos é constituída por uma combinação de ambos. Nos acoplamentos de grande distância das pontas de eixo o valor de 1x rpm é maior
Angular	1x e 2x rotação	Axial		
Angular e Paralelo	1x e 2x rotação	Axial Radial		
Mancais				
Rolamentos	Início entre 30 e 60 kHz. A seguir 1x a frequência tabela 3.	Radial Axial	Aumenta com avanço do defeito.	Pode ser confundido com outros defeitos. Utilizar a técnica especial.
Deslizamentos	Início na faixa de sub-harmónico da rotação. Depois como folga	Radial	Aumenta com a degradação do mancal.	O uso de sensor de proximidade é o mais indicado. Recomenda-se o uso complementar sensor de proximidade axial.
Engrenagens				
Erro de Transmissão. Acabamento ruim dos dentes	Frequência de engrenamento e harmónicas	Radial (rectos) Radial e Axial (Hélic.)	Função da velocidade, carga e erro de transmissão.	
Desbalanceamento, desalinhamento, dentes defeituosos, desvios do círculo primitivo.	1x rotação eixo. Frequência de engrenamento. Faixas laterais.	Radial (rectos) Radial e Axial (Hélic.)	1x rotação com faixas laterais dependendo do defeito	Podem ocorrer ressonâncias torsionais e laterais em várias frequências. Erros de acabamento podem dar vibrações de 2x ou 3x da frequência de engrenamento
Instabilidade do Filme de Óleo				
Turbilhonamento do Óleo	40 a 45% da rotação e harmónicas	Radial	Estacionária dentro de 20/30% da rotação Maior nos casos mais severos.	Pode excitar o rotor de maneira crítica.
Atrito do Rotor	50% da rotação e meias harmónicas	Radial	Estacionária dentro de 20/35% da rotação Maior nos casos mais severos.	Deve ser utilizado o sensor de proximidade.
Folgas Mecânicas				
Mancais, Pedestais não girantes	1x, 2x, 3x predominante. Atinge até 10x	Radial	Estacionária	
Pás, Palhetas e outros elementos girantes.	1x predominante. Atinge até 10x	Radial	Normalmente estável em operação contínua Varia com a partida da máquina.	As variações de amplitude e fase podem ser causadas por deslocamento do centro de gravidade.

2.6 Mancais de rolamento

Mancais de rolamento com defeito sobre as pistas, esferas ou rolos, usualmente causam vibrações em altas frequências. Isso se explica devido à natureza das forças dinâmicas que excitam o rolamento defeituoso gerando vibrações. Além disso, forças dinâmicas do tipo impulso geram vibrações de frequência muito alta, na faixa de ressonância estrutural das pistas do rolamento. A amplitude da vibração dependerá da extensão da falha no rolamento (JESUS & CAVALCANTE, 2011).

2.6.1 Características da vibração nos mancais de rolamento

Danos em mancais de rolamento constituem uma das causas mais comuns de falha dos equipamentos rotativos.

O desenvolvimento de uma falha em mancais de rolamentos pode ser dividido em três estágios (MARÇAL, 2004):

- Primeiro Estágio: Início do dano no qual normalmente ocorrem mudanças na forma de onda da vibração do mancal de rolamento. O sinal coletado exibe os impactos do defeito e o dano geralmente se limita a um ponto do mancal de rolamento.
- Segundo Estágio: É geralmente o mais longo, porém, da mesma forma que nas falhas por fadiga, é imprevisível a duração deste estágio que normalmente se caracteriza pelo aumento da vibração do mancal de rolamento, e podem ocorrer os primeiros casos de outros componentes serem afetados pelo mancal de rolamento defeituoso.
- Terceiro estágio: É quando o dano é extenso e neste estágio pode ocorrer a quebra do mancal de rolamento com conseqüente parada do equipamento. Este estágio é geralmente curto e raramente pode ser evitado, da mesma forma que nas trincas por fadiga.

2.6.2 Origem dos defeitos nos mancais de rolamento

Um rolamento pode apresentar diversos mecanismos de falhas, tais como: a fadiga, o desgaste, a corrosão, a lubrificação insuficiente ou excessiva e a

2.6.3 Frequências características de defeito

As falhas em rolamentos podem se desenvolver na pista externa, na pista interna, nas esferas e na gaiola. A partir da modelagem dinâmica dos rolamentos é possível calcular de forma analítica as frequências relacionadas aos defeitos dos elementos que constituem os rolamentos. Tais frequências são conhecidas como frequências de defeitos ou frequências de passagem dos elementos. As frequências de defeitos dependem da velocidade de rotação e da geometria do rolamento.

Com base nas características geométricas do rolamento, as frequências típicas de falhas em rolamentos podem ser calculadas através das fórmulas apresentadas na Tabela 4.

Tabela 4 - Equações características de defeito para mancais de rolamento.

Localização do Defeito	Expressões do cálculo das frequências passagem
Pista interna	$f_{bi} = \frac{Zf_i}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos(\alpha)\right)$
Pista externa	$f_{bo} = \frac{Zf_i}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos(\alpha)\right)$
Gaiola	$f_c = \frac{f_i}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos(\alpha)\right)$
Esfera	$f_{bs} = \frac{f_i D}{2 d} \left(1 - \left(\frac{d}{D} \cos(\alpha)\right)^2\right)$

Onde:

- Z Número de esferas;
- D $D = \frac{D_i + D_o}{2}$ (Diâmetro primitivo em mm);
- d Diâmetro do corpo rolante (mm);
- α Ângulo de contato (graus);
- f_i Frequência da pista interna.

3. PROJETO DA BANCADA

3.1 Conceitos de bancadas

As Figuras a seguir mostram outras bancadas desenvolvidas no laboratório de Mecatrônica da UNESP de Guaratinguetá.

A Figura 8 mostra o resultado do projeto piloto da bancada de ensaios de mancais de rolamentos.



Figura 8 - Projeto piloto da bancada de ensaios de mancais de rolamentos (UNESP, 2002).

Na Figura 9 é apresentada outra bancada desenvolvida no laboratório de Mecatrônica. Esta bancada foi resultado de um trabalho de mestrado, cujo objetivo foi implementar a técnica envelope aplicada à identificação dos mecanismos de falhas em mancais de rolamentos (OLIVEIRA, 2005).



Figura 9 - Versão aprimorada da bancada de ensaios de mancais de rolamento (UNESP, 2004)

Na Figura 10 é ilustrada uma bancada desenvolvida no laboratório de mecatrônica, para aplicação à análise de estudos das técnicas de manutenção de falhas em máquinas rotativas (ANDREASSA, 2006).



Figura 10 - Bancada multifuncional (UNESP, 2006).

Com algumas referências de bancadas desenvolvidas na própria universidade, observou-se dificuldades de se obter configurações diferentes na mesma plataforma, por apresentarem limitações de projeto. Então, a bancada deste projeto foi construída para oferecer um modelo onde a versatilidade é uma de suas principais qualidades.

3.2 Características da Bancada.

A Bancada Multifuncional denominada (BMT1) simula o comportamento da máquina real em rotação. Sua geometria e capacidade de isolar e de controlar características individuais da máquina a torna útil como recurso de ensino e como uma ferramenta de laboratório para pesquisa teórica.

A BMT1 pode simular diferentes mecanismos de falhas em máquinas, tais como:

- Rotor desbalanceado.
- Desalinhamento de eixos.
- Falhas em rolamentos.
- Falhas em engrenagens.
- Frequência de pás.
- Frequências de engrenagens.
- Análise de óleo.
- Roçamentos.
- Análise de órbitas.
- Componentes soltos.
- Excentricidade.
- Eixo empenado.
- Torque / Corrente / Resistência.

Além do comportamento de máquinas, a BMT1 poder ser usada para ensinar os fundamentos de montagem de componentes mecânicos, posicionamento de sensores e solução de problemas.

3.3 Características construtivas

A BMT1 possui um projeto compacto que foi desenvolvido para fornecer melhor controle das propriedades de rigidez dinâmica, cujos componentes principais são:

- Base principal em alumínio.
- Bases reguláveis para ajustes de alturas.
- Redutor / Ampliador de Velocidades.
- Motor principal e auxiliar.
- Acoplamentos flexíveis.
- Mancais de rolamentos.
- Cobertura de segurança.
- Painel elétrico de controle.
- Kit Balance.
- Kit Roçamento.
- Kit Orbit.

A BMT1 poder ser configurada em diversas versões. As Figuras 11 e 12 mostram as duas configurações básicas. Para outras configurações vide Apêndice - A.

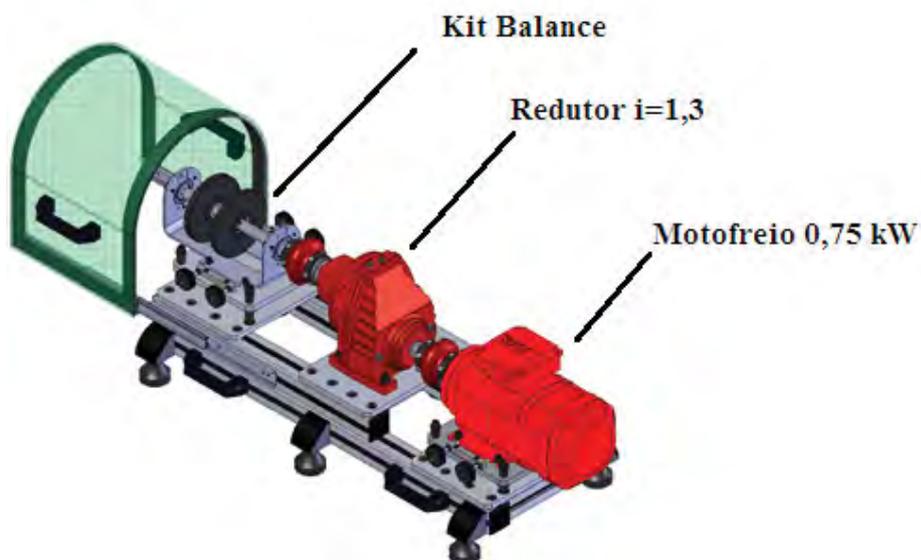


Figura 11 - Bancada com Kit Balance

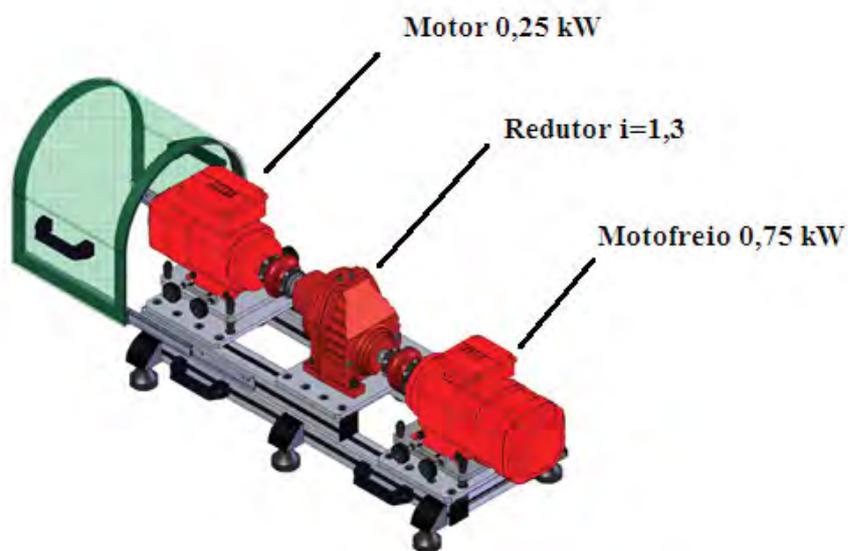


Figura 12 - Bancada com Kit Resistência.

Em qualquer versão configurada, o acionamento principal é o motofreio. O controle de sua velocidade é feito através de um potenciômetro variando sua tensão, e a inversão no sentido de rotação de seu eixo é realizado através de uma chave disponível no painel de controle da máquina.

Na versão Kit Resistência o motor de 0,25 kW servirá de carga de arraste para o motor principal (motofreio). Ambos poderão estar ligados na simulação da carga e seus controles são independentes.

3.4 Descrição dos componentes da bancada

Na construção da bancada foram utilizados os materiais de fácil aquisição e com disponibilidade no mercado nacional. A bancada multifuncional é dividida em cinco subgrupos principais:

- Grupo – 1 Base principal, composta por: longarinas em alumínio extrudado, placas de fixações dos componentes mecânicos em aço carbono SAE1020, alças plásticas, amortecedores de vibrações, parafusos tipo Allen DIN 7991 e acessórios de acabamento, conforme ilustrado na Figura 13.

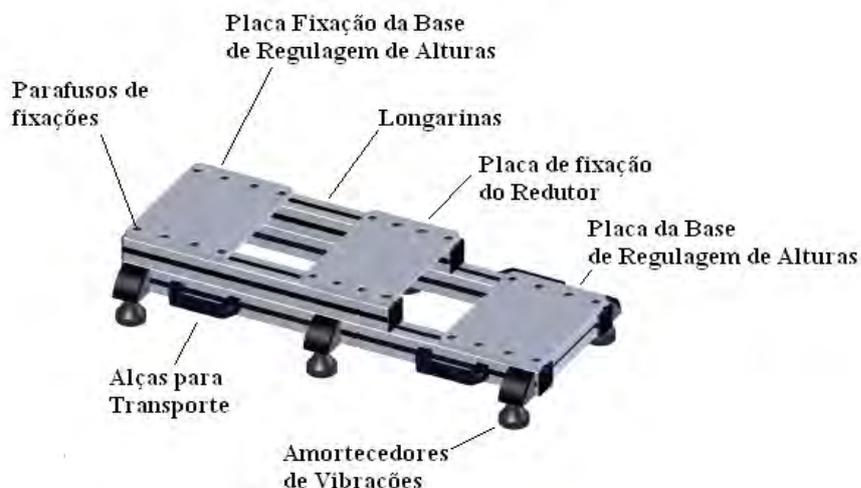


Figura 13 - Base principal – BMT1

A escolha do alumínio para a base principal foi definida visando à minimização do peso final da bancada, de modo a facilitar sua movimentação quando necessário. Para minimizar as vibrações transmitidas do meio ao sistema foram instalados amortecedores de vibração, evitando assim interferências indesejáveis.

- Grupo – 2 Bases reguláveis, compostas por: placa para fixação dos motores e kits em aço carbono SAE 1020, parafusos reguladores de alturas em aço carbono SAE 1020, porca tipo KM para manter o posicionamento, parafusos tipo Allen DIN 912, para fixação na base principal e manípulos roscados conforme ilustrado na Figura 14.

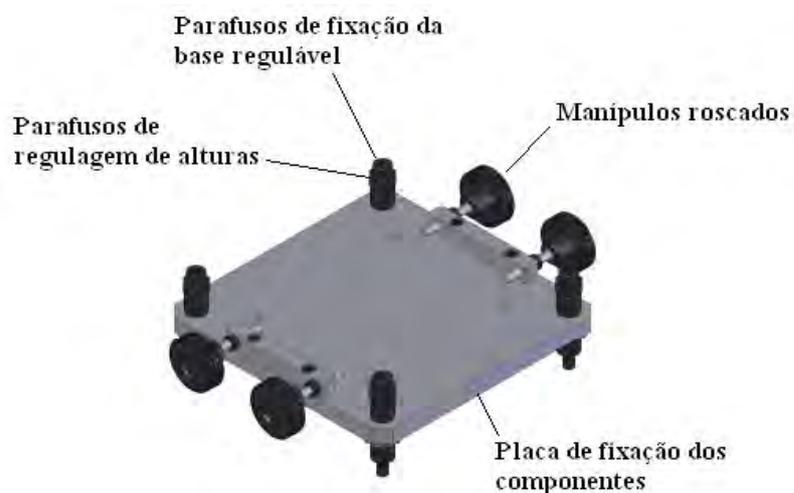


Figura 14 - Base regulagem de alturas – BMT1.

As bases reguláveis foram desenvolvidas de forma a possibilitar o desalinhamento em todos os planos, através dos parafusos reguladores de altura. O desalinhamento horizontal pode ser feito através de manípulos roscados.

- Grupo – 3 Elementos mecânicos, composto por: motofreio de 0,75 kW, acoplamentos flexíveis, redutor de velocidade, motor de carga de 0,25 kW, conforme ilustrado na Figura 15.

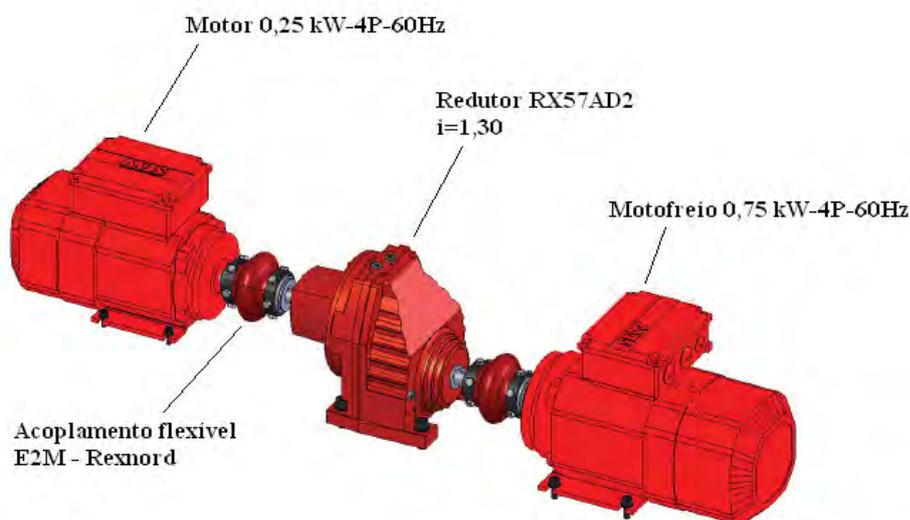


Figura 15 - Elementos mecânicos – BMT1

Os acoplamentos entre os eixos de cada componente são do tipo flexível, que possibilita isolar e atenuar os níveis de vibrações provenientes dos motores e redutores.

- Grupo – 4 Kits de simulações, disponíveis em:
 - a) Kit balance, composto por: suporte de fixação conformado em aço carbono SAE 1020, mancais autocompensadores com rolamentos rígidos de esferas, eixo trefilado em aço carbono SAE1020, discos de desbalanceamento em aço carbono SAE 1020, buchas de fixação tipo DSK e parafusos tipo Allen DIN 912, conforme ilustrado na Figura 16.

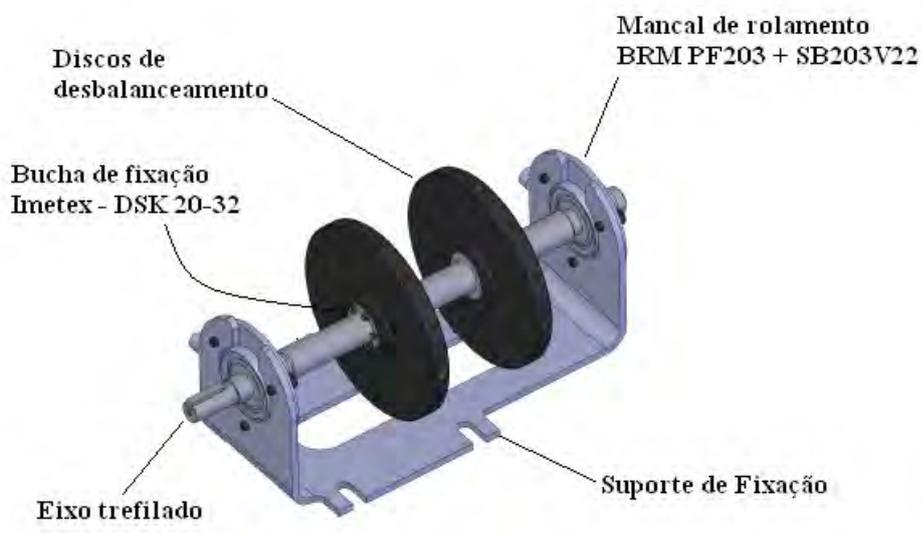


Figura 16 - Kit Balance – BMT1

Os discos de desbalanceamento foram projetados com diversos furos roscados em seu diâmetro externo, permitindo desta forma a colocação de insertos. Dois discos foram dispostos no eixo permitindo desbalanceamento em mais de um plano, e podem se movimentar ao longo do eixo em diversas posições através das buchas de fixação.

- b) Kit Roçamento, composto por: dispositivo de roçamento em aço SAE 1020, contraporca e manípulo roscado, conforme ilustrado na Figura 17.



Figura 17 - Kit Roçamento – BMT1.

- c) Kit Orbit, composto por: arco de posicionamentos em aço carbono SAE 1020, suportes de sensores em aço SAE 1020 e porcas tipo borboleta DIN 315, conforme ilustrado na Figura 18.

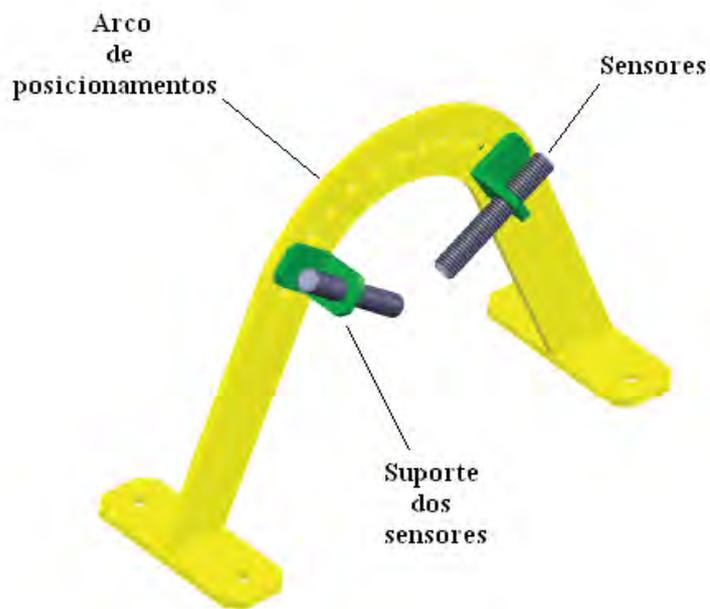


Figura 18 - Kit Orbit – BMT1.

- Grupo – 5 Cobertura de segurança, composta por: placa em policarbonato com 6,0 mm de espessura, gaiola em aço carbono SAE 1020, guias telescópicas FBL35D da THK e alças plásticas, conforme ilustrado na Figura 19.



Figura 19 - Cobertura de segurança – BMT1.

A proteção dos componentes rotativos é fabricada em policarbonato, impedindo que partículas indesejáveis que possam se desprender do equipamento venham a ferir o operador da máquina. A proteção se desloca suavemente por guias lineares telescópicas, e permite sua abertura e fechamento.

- Grupo – 6 Painel de comando, composto por uma caixa metálica de 300 mm x 400 mm x 500 mm em aço carbono SAE 1010, diversos componentes elétricos, conversores de frequências, lâmpadas, botões de comando, potenciômetros, chave geral e suporte de fixação em perfil quadrado de 40 mm x 2,0 mm de espessura em aço carbono SAE 1010, conforme ilustrado na Figura 20.

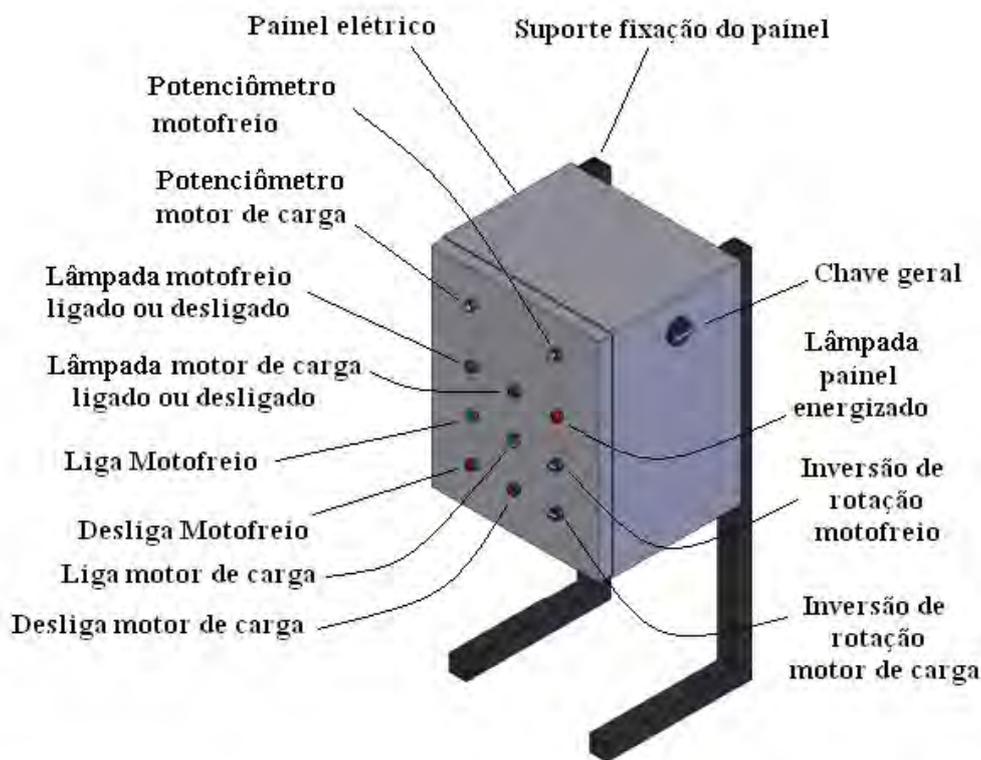


Figura 20 - Painel de comando – BMT1.

3.5 Características técnicas

Tensão de Alimentação: 440 V – 3F - 60 Hz

Dimensões Gerais

Altura, Largura e Comprimento : 800mm x 400 mm x 1000 mm

Massa Total: 53 kg

Ambiente

Temperatura Operacional: +10 °C a +40 °C

Temperatura de Armazenamento: -18 °C a +65 °C

Motor de carga: 0,25 kW – 60 Hz – 4P – 220 / 380 V – 1,3 / 0,75 A

Motofreio: 0,75 kW – 60 Hz – 4P – 220 / 380 V - 3,13 / 1,81 A

Redutor: Helicoidal – $i = 1,3$ – MA = 46 N.m

Inversores de Frequência

Tipo: Movitrac 07B – 380 / 440 V (motor de carga) - Vetorial

Movidrive B – 380 / 440 V (motofreio) – Vetorial

Acoplamentos: Flexível Omega E2-M – Rexnord

Mancais de Rolamento: Autocompensador com rolamento rígido de esferas.

3.6 Procedimentos para simulações dos mecanismos de falhas na bancada

A bancada BMT1 foi projetada e construída para simular diversos modos de mecanismos de falhas. Este trabalho limita-se aos mecanismos relacionados abaixo:

- Desalinhamento.
- Desbalanceamento.
- Defeitos em rolamentos.
- Roçamento.
- Componentes soltos.
- Carga motora.
- Frequência de engrenamentos.

3.6.1 Desalinhamento

O desalinhamento é ocasionado em situações em que dois eixos acoplados apresentam deslocamentos angulares, paralelos ou combinado, conforme ilustrados na Figura 21.

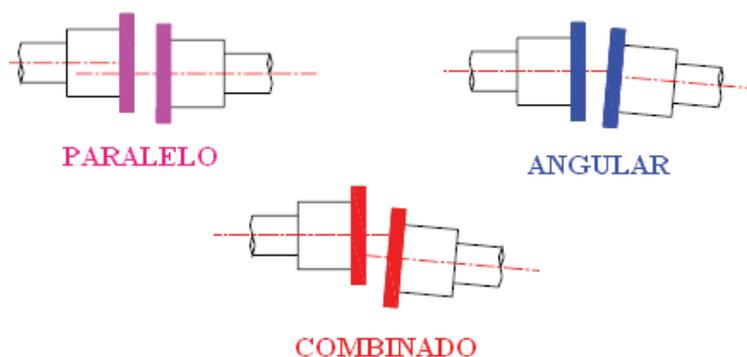


Figura 21 - Tipos de desalinhamento.

As consequências do desalinhamento em máquinas são diversas, tais como desgaste excessivo dos componentes das máquinas, baixo rendimento e consumo elevado de energia. Este tipo comum de falha pode levar a um elevado custo de manutenção de máquinas na indústria.

A seguir serão apresentados os procedimentos para simular os desalinhamentos paralelo, angular e combinado.

3.6.1.1 Desalinhamento paralelo vertical

Para simular o desalinhamento vertical proceder como segue (Figuras 22 e 23).

- 1) Aliviar os quatro parafusos de fixação da base regulável.
- 2) Aliviar as porcas KM, para permitir o movimento dos parafusos de regulagem vertical.
- 3) Ajustar os quatro parafusos de regulagem vertical, mantendo a placa de fixação nivelada.
- 4) O desalinhamento paralelo não deverá ser maior que 1,6 mm, limite máximo admissível do acoplamento elástico E2M.
- 5) Ajustar a porca KM sob na placa de fixação após o desalinhamento desejado.
- 6) Apertar os parafusos de fixação da base regulável na placa de fixação.

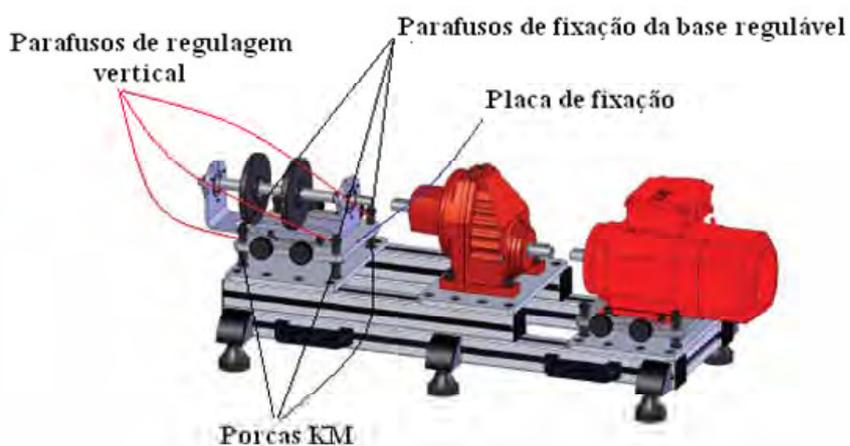


Figura 22 - Desalinhamento Paralelo Vertical (identificação dos componentes) - BMT1

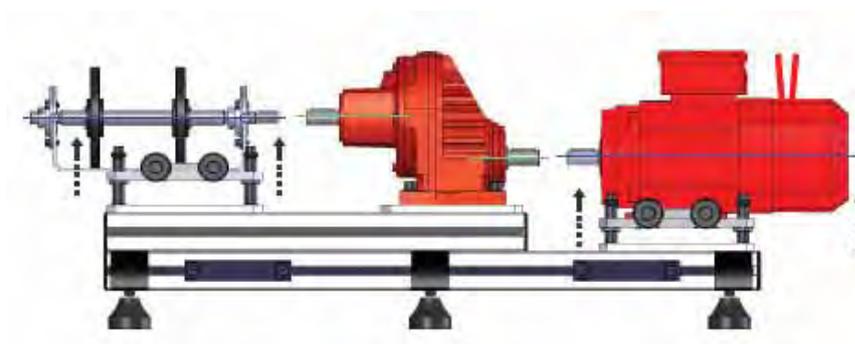


Figura 23 - Desalinhamento Paralelo Vertical - BMT1

3.6.1.2 Desalinhamento paralelo horizontal

A seguir são descritos os procedimentos para o desalinhamento paralelo horizontal (Figuras 24 e 25).

- 1) Aliviar os parafusos de fixação do suporte ou da base do motor.
- 2) Aliviar os dois manípulos roscados no lado que se deseja o desalinhamento paralelo.
- 3) Ajustar o deslocamento horizontal com os dois manípulos empurrando o suporte ou o motor até o desalinhamento desejado.
- 4) O desalinhamento paralelo não deverá ser maior que 1,6 mm, limite máximo admissível do acoplamento elástico E2M.
- 5) Fixar os parafusos de fixação do suporte ou da base do motor.

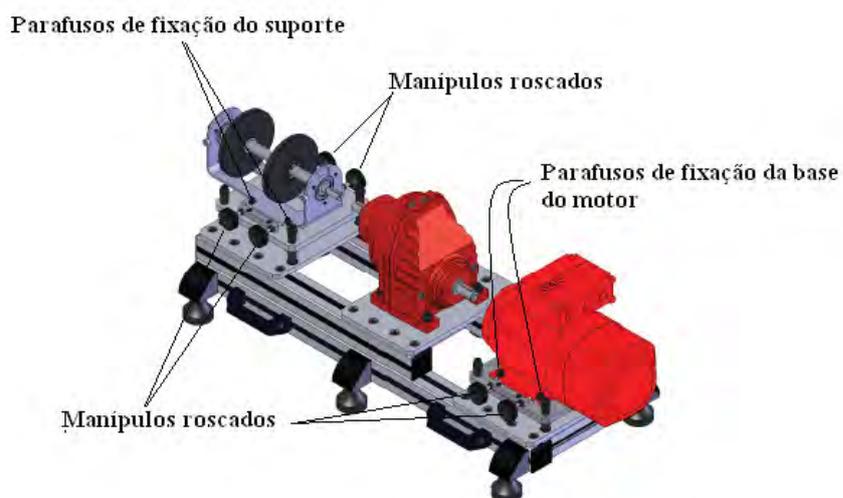


Figura 24 - Desalinhamento Paralelo Horizontal (identificação dos componentes) - BMT1

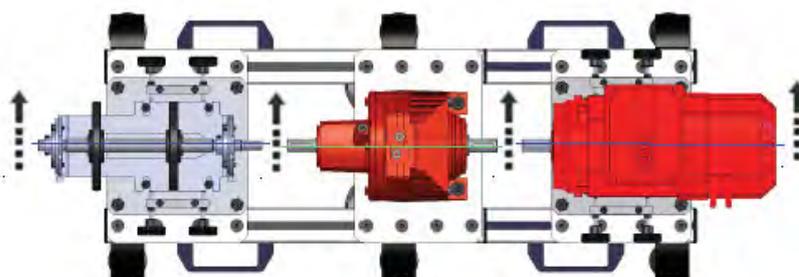


Figura 25 - Desalinhamento Paralelo Horizontal - BMT1

3.6.1.3 Desalinhamento angular

Para simular o desalinhamento angular proceder como segue (Figura 26).

- 1) Aliviar os parafusos de fixação do suporte ou da base do motor.
- 2) Aliviar os manípulos roscados.
- 3) Apertar dois manípulos roscados, opostos entre si na diagonal, ajustar o deslocamento angular desejado.
- 4) O desalinhamento angular não deverá ser maior que 4° (graus), limite máximo admissível do acoplamento elástico E2M.
- 5) Fixar os parafusos de fixação do suporte ou da base do motor.

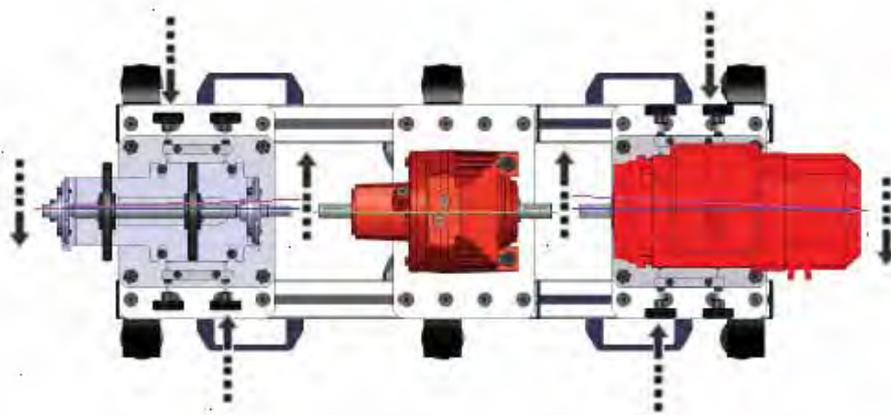


Figura 26 - Desalinhamento Angular - BMT1

3.6.1.4 Desalinhamento Combinado

- 1) Proceder conforme itens 3.6.1.1 ou 3.6.1.2 e 3.6.1.3 simultaneamente.

3.6.2 Desbalanceamento

O fenômeno do desbalanceamento mecânico é relacionado a uma distribuição não uniforme da massa ao redor de um eixo de rotação, ou seja, o eixo de inércia não coincide com o eixo de rotação. O desbalanceamento se manifesta por uma energia de vibração localizada na frequência de rotação do motor e nas frequências dos harmônicos.

Diferentes tipos de desbalanceamento podem ser simulados na bancada, como o desbalanceamento plano e o desbalanceamento acoplado.

3.6.2.1 Desbalanceamento em um plano:

No desbalanceamento em um plano o eixo de inércia é paralelo ao eixo de rotação, conforme mostrado na Figura 27.

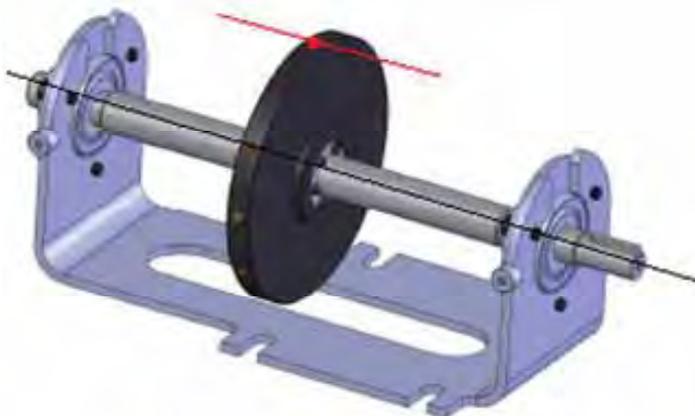


Figura 27 - Desbalanceamento em um plano (Kit Balance) – BMT1

3.6.2.2 Desbalanceamento acoplado:

No desbalanceamento acoplado o eixo de inércia é colinear ao eixo de rotação, formando um ângulo entre os dois eixos, conforme Figura 28.

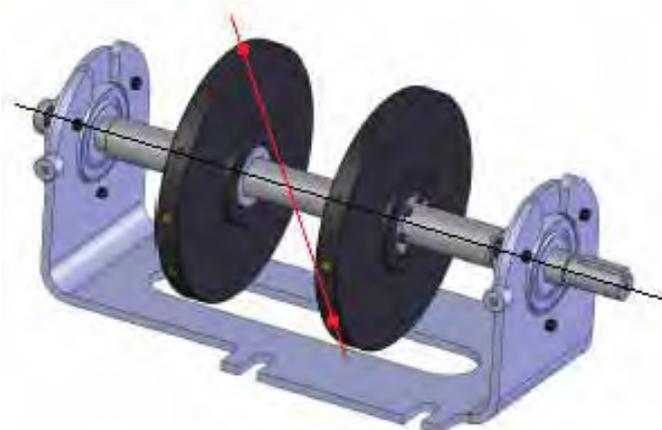


Figura 28 - Modelo de desbalanceamento acoplado – BMT1

Para simular os mecanismos de desbalanceamentos, proceder conforme segue:

- 1) Inserir insertos de desbalanceamento nas roscas disponíveis na superfície externa dos discos.
- 2) Alinhar os discos ao longo do eixo nas posições desejadas, aliviando os parafusos da bucha de fixação DSK.

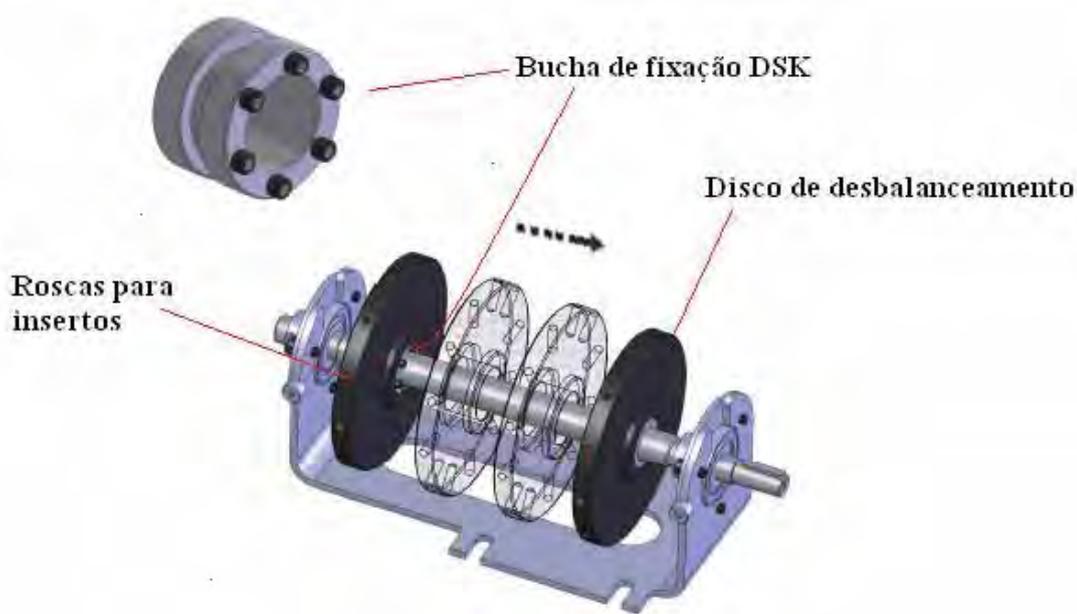


Figura 29 - Desbalanceamento (Kit Balance) – BMT1

3.6.3 Defeitos em Rolamentos

É muito importante o estudo de um sistema de detecção antecipada de falhas para se prevenir problemas relacionados a rolamentos, pois a maioria das falhas em mancais de rolamento resulta na parada das máquinas ou do sistema, o que ocasiona grandes prejuízos para as indústrias em geral.

A BMT1 dispõe de um Kit de rolamentos, Figura 30, onde podem ser utilizados dois rolamentos que possuem falhas provocadas por eletroerosão, um na pista interna e outro na pista externa.

A identificação dos defeitos nos respectivos rolamentos está indicada por uma marca em suas pistas. Marca na pista interna equivale ao defeito na pista interna. Marca na pista externa equivale a defeito na pista externa.



Figura 30 - Kit de rolamento e identificação de defeitos nos rolamentos – BMT1

Procedimento para troca dos rolamentos (Figura 31):

- 1) Soltar os parafusos de fixação do flange do mancal.
- 2) Aliviar os parafusos de posicionamento do rolamento no eixo.
- 3) Retirar o mancal com o rolamento.
- 4) Abrir o mancal bi-partido e trocar o rolamento.
- 5) Inserir no eixo e fixar o mancal no suporte através dos parafusos de fixação.
- 6) Fixar o rolamento no eixo através de seus parafusos de posicionamento.

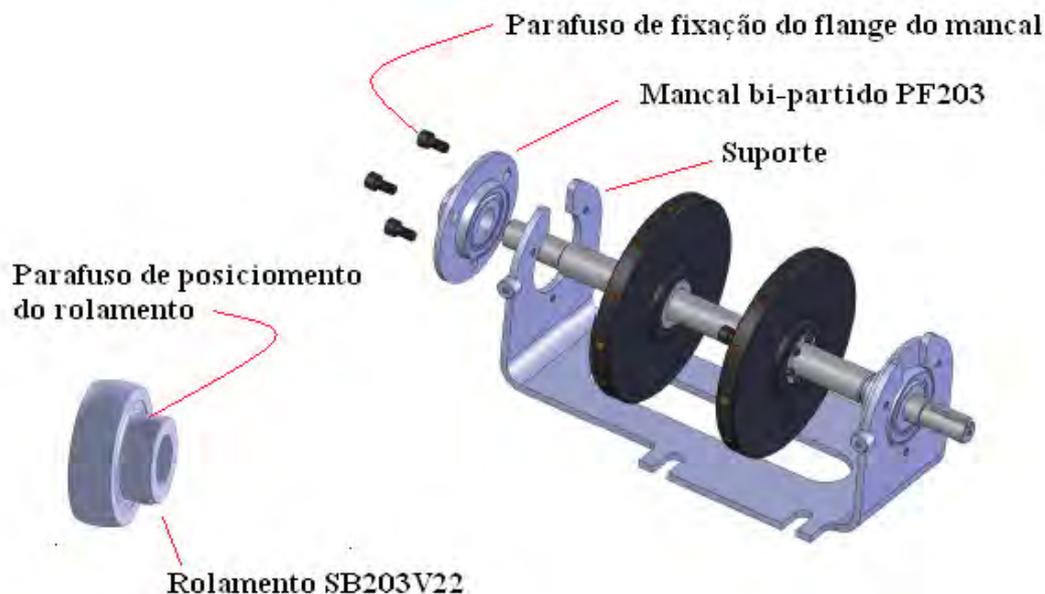


Figura 31 - Troca dos rolamentos – BMT1.

3.6.4 Roçamento

O roçamento é o contato eventual entre partes estacionárias e rotativas de uma máquina, podendo gerar vibrações na frequência de rotação, no dobro dela, em seus submúltiplos e altas frequências.

A BMT1 possui um dispositivo para provocar o roçamento, de fácil instalação. Para simulação proceder conforme mostrado nas Figura 32 e Figura 33.

- 1) Soltar os parafusos de fixações dos flanges PF203.
- 2) Retirar o conjunto eixo e discos do suporte.
- 3) Remover somente o rolamento SB203V22 traseiro.
- 4) Aliviar o aperto dos parafusos das buchas de fixação DSK.
- 5) Remover os discos de desbalanceamento.
- 6) Inserir o dispositivo de roçamento no eixo.
- 7) Inserir novamente o rolamento SB203V22 no eixo e travá-lo com seus parafusos de posicionamento.
- 8) Apoiar o dispositivo de roçamento sobre o suporte.

- 9) Fixar o flange com os parafusos.
- 10) Ajustar o nível de roçamento através do manípulo disponível acima do dispositivo.
- 11) Para melhor resposta na detecção dos sinais de vibração, recomenda-se localizar o dispositivo de roçamento próximo aos pontos de fixações dos acelerômetros e em baixas rotações.

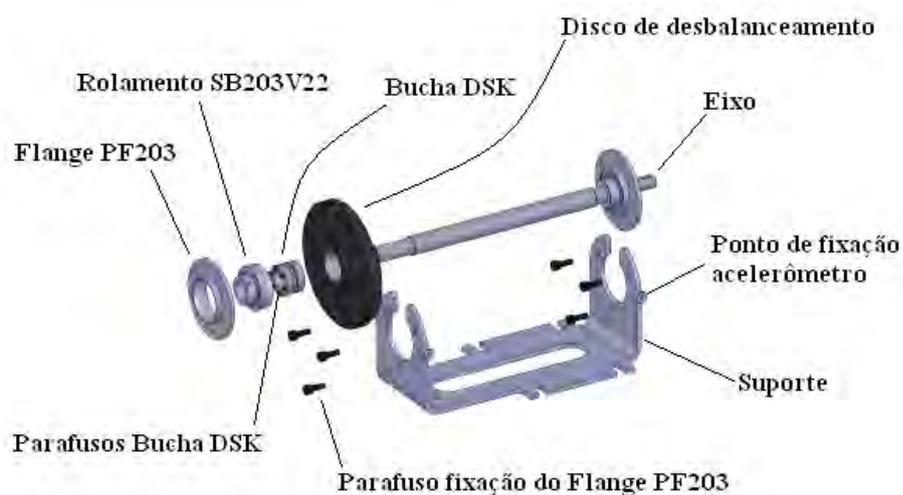


Figura 32 - Remoção dos discos de desbalanceamentos – BMT1.

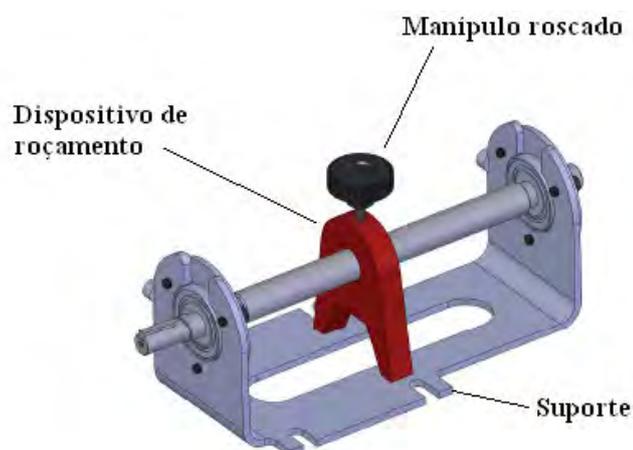


Figura 33 - Instalação do dispositivo de roçamento – BMT1.

3.6.5 Componentes soltos ou folga mecânica

Para simular folga mecânica ou componentes soltos na BMT1 é recomendado interferir nos pontos indicados, conforme Figura 34.

- Aliviar o aperto dos parafusos de fixação do suporte do Kit Balance, até que fiquem no máximo com uma folga de 3,0 mm entre as cabeças dos parafusos e o suporte.

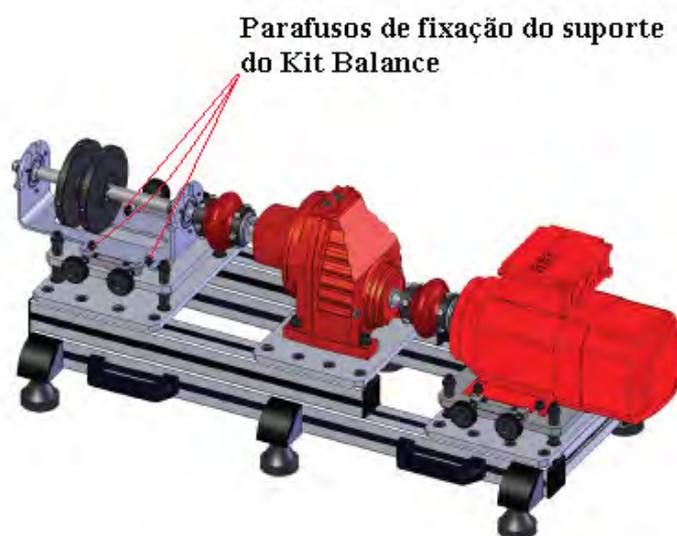


Figura 34 - Componente solto, procedimento - BMT1

Este tipo de falha caracteriza-se pela perda de um ou mais pontos de fixação dos mancais dos eixos, assim a cada giro do eixo a sua direção de carregamento pode causar movimentação dos mancais.

3.6.6 Carga Motora

A simulação de carga poderá ser feita com carga total ou carga reduzida. Para carga total, ligue os dois motores girando seus respectivos eixos opostos um ao outro, já para carga reduzida, simplesmente desligue um dos motores. Para simulação de cargas, a BMT1 dispõe de um motor de carga de 0,25kW e um motofreio de 0,75kW (motor principal). Proceder conforme mostrado na Figura 35 para as simulações.

- 1) Remover o Kit Balance Figura 16;

- 2) Com os mesmos parafusos de fixação da base do Kit Balance, fixar o motor de carga.
- 3) Para carga total, inverta o sentido de rotação do eixo do motor através de sua respectiva chave de inversão, a magnitude da carga poderá ser controlada através do potenciômetro disponível no painel de comando.
- 4) Para carga reduzida, não ligue o motor de carga.
- 5) Para identificação dos comandos vide Figura 20.

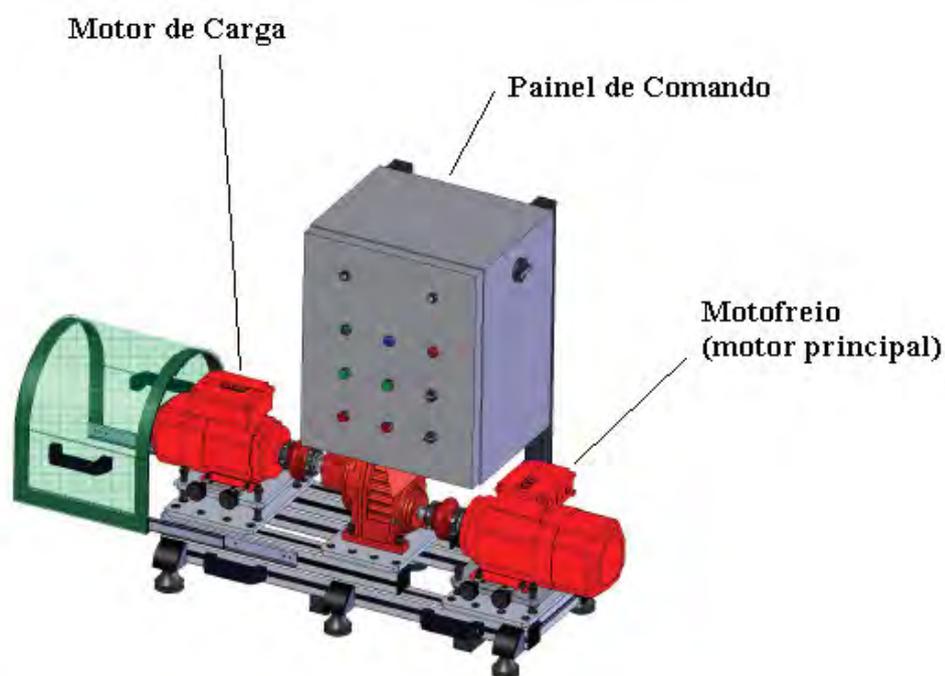


Figura 35 - Carga motora, procedimento - BMT1

3.6.7 Frequências de engrenamento

As falhas em sistemas engrenados são identificadas a partir da frequência de engrenamento, a qual é calculada pelo produto da rotação da engrenagem com falha pelo número de dentes da engrenagem. Os problemas que podem ser identificados através da frequência de engrenamento incluem: desgaste dos dentes, excentricidade, folgas, geometria construtiva, etc.

Na bancada para determinar a frequência de engrenamento proceder conforme segue.

Posicione o sensor de aceleração em ponto apropriado do sistema de redução, conforme ilustrado na Figura 36.

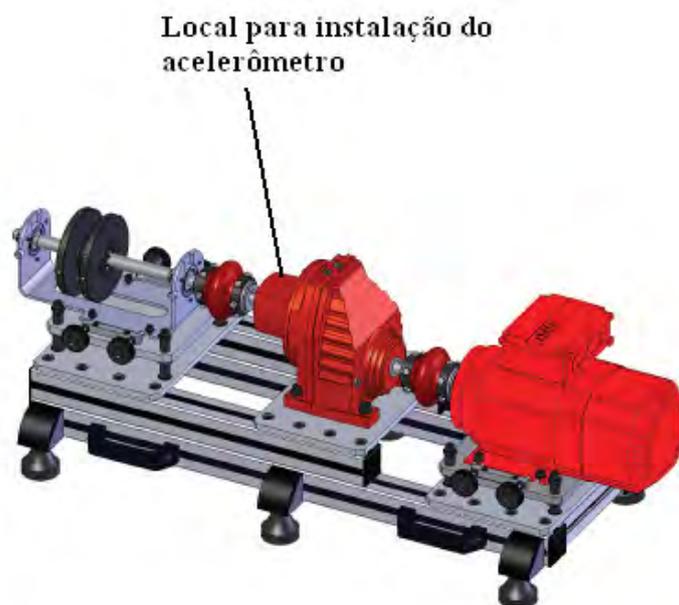


Figura 36 - Frequência de engrenamento, procedimento - BMT1

Calcule o espectro do sinal medido e identifique as frequências de engrenamento e suas harmônicas. Para o redutor utilizado com redução $i=1,3$, número de dentes pinhão = 23 e número de dentes coroa = 30, obtém-se a frequência de engrenamento com descrito na equação (12):

$$f_e = X \cdot f_r \quad (12)$$

Onde X corresponde a frequência de rotação do eixo da engrenagem em análise.

3.6.8 Segurança operacional

A BMT1 é um modelo de precisão de uma máquina rotativa de alta velocidade que pode ser montada e operada em várias configurações. A natureza dos

experimentos gera fenômenos dinâmicos e exige que os operadores e observadores exerçam as precauções a serem seguidas:

- Não exponha a BMT1 à umidade.
- Antes de cada uso e especialmente antes da primeira operação do dia, aperte todos os parafusos. Atenção especial deve ser dada aos parafusos dos acoplamentos e dos insertos nos discos de balanceamento. Além disso, verifique os apertos dos parafusos dos pés de montagem da base de regulagem de altura e das fixações dos motores e redutores.
- Nunca colocar a bancada em cima de um instrumento. Mantenha espaço suficiente ao redor do tampo da mesa de modo que a BMT1 possa ser colocada firmemente sobre ela.
- Remover ou conter quaisquer itens soltos, como uma gravata, roupas soltas, cabelos compridos, jóias, ou outros itens pessoais que possam enroscar nos componentes na BMT1.
- Instale massa de equilíbrio (parafusos) de tal forma que eles não se projetem a partir da superfície dos discos.
- Não toque em nenhuma parte móvel da BMT1 com qualquer parte do corpo durante a operação. Nunca tente parar o rotor com a mão.
- Use sempre a tampa de proteção em todos os momentos de testes.
- Use óculos de proteção para se proteger contra qualquer partícula ou material que é jogado a partir da máquina.
- Não utilize os componentes da BMT1 ou acessórios para proteção de máquinas ou outras aplicações.
- Usar protetor auricular durante os experimentos.

4. DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE PROCESSAMENTO E ANÁLISE DE SINAIS

O programa desenvolvido para o monitoramento e validação da bancada de teste multifuncional BMT-1 foi estruturado em plataforma LabVIEW e utiliza técnicas de processamento de sinais baseadas no domínio do tempo e frequência

4.1 Software LabVIEW

O software LabVIEW, da National Instruments, trabalha por meio de programação em blocos e interface gráfica com a possibilidade de criar um painel de operação customizado para o monitoramento desejado. Sua interface é dividida em duas partes, o painel frontal e o de diagrama de blocos.

4.1.1 Painel frontal

No painel frontal é elaborada a interface gráfica para o usuário interagir. Nele estão presentes os botões de ação e indicadores da execução do programa, Figura 37. Dentre os componentes deste painel estão: Knobs, painéis de texto, gráficos waveforms, LEDs e acionadores booleanos.

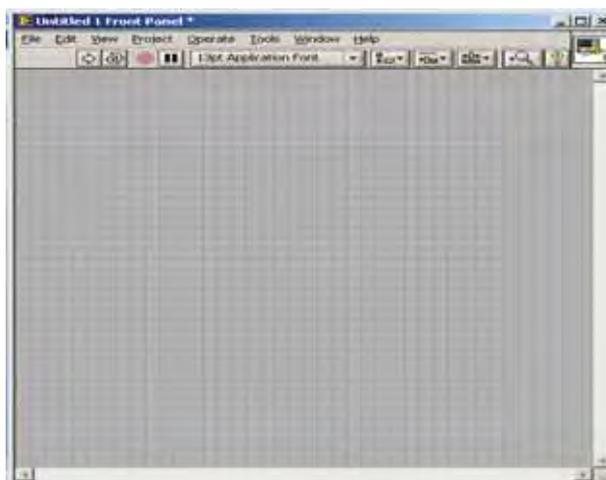


Figura 37 - Painel frontal do LabVIEW.

4.1.2 Painel de diagrama de blocos

Na área de diagrama de blocos (Figura 38) está a estrutura do programa em desenvolvimento. Um programa desenvolvido em LabVIEW é chamado de programa VI (*virtual instruments*), pois sua aparência e operação são semelhantes a instrumentos físicos, tais como: osciloscópios e multímetros.

A programação em LabVIEW é estruturado em linguagem G, mas para a facilidade de manuseio ela é apresentada em blocos de funções, onde a sua união é feita por conexões para o fluxo de dados, conforme ilustrados na Figura 39.

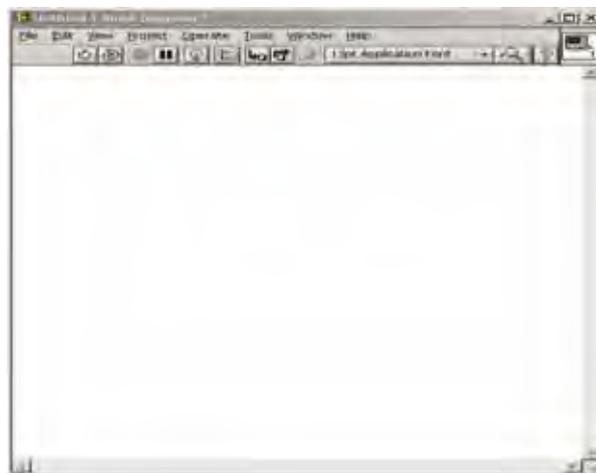


Figura 38 - Painel do diagrama de blocos do LabVIEW.

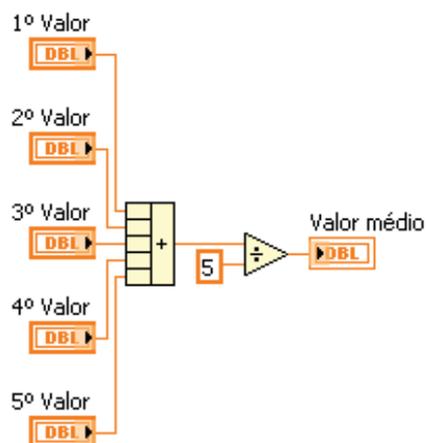


Figura 39 - Exemplo de programa VI no LabVIEW.

4.2 Descrição do programa desenvolvido

O programa “Aquisição BMT-1” foi estruturado em ambiente LabVIEW e é dividido em diversos recursos para análise de vibrações, conforme Figura 40.

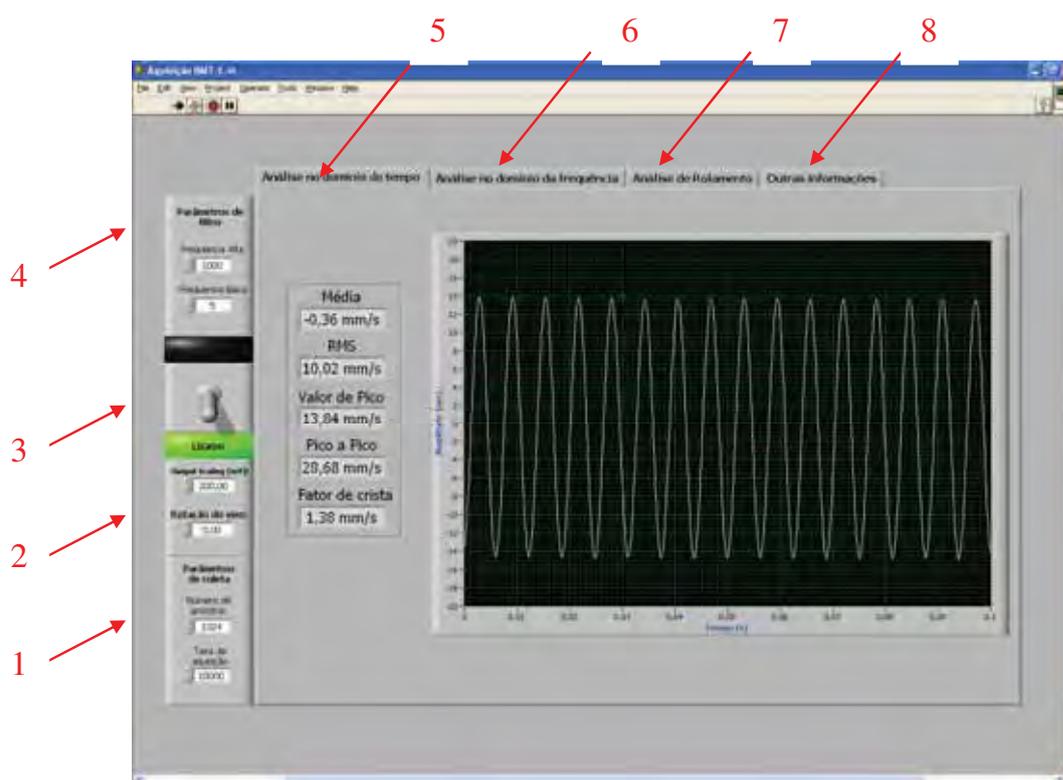


Figura 40 - Painel frontal do programa “Aquisição BMT-1”.

Onde:

1. Parâmetros de coleta

Ajusta o número de amostras e taxa de aquisição da placa DAQ.



Figura 41 - Detalhe do programa no controle dos parâmetros de aquisição.

2. Valor de tensão de saída e rotação do eixo

A tensão de saída (*output scaling*) é obtido do condicionador. Este valor é necessário para conversão da unidade de medida, pois o valor digitalizado está em Volts e na análise o sinal deve ser apresentado em unidades de aceleração, velocidade ou deslocamento.

O valor de rotação do eixo é ajustado em Hz para o cálculo das frequências de defeito.

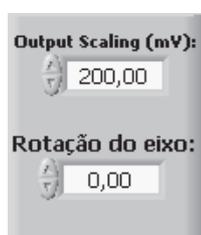


Figura 42 - Detalhe do programa na opção de ajuste dos valores de *output scaling* e rotação do eixo em medição.

3. Botão de acionamento e parada do programa, com indicação de LEDs.



Figura 43 - Detalhe do funcionamento do comando do programa.

4. Controle das frequências de passagem aplicadas a um filtro digital passa-banda.



Figura 44 - Detalhe do ajuste do filtro digital.

5. Análise no domínio do tempo

Apresentação do sinal de vibração em velocidade no domínio do tempo, juntamente com o cálculo dos valores globais.

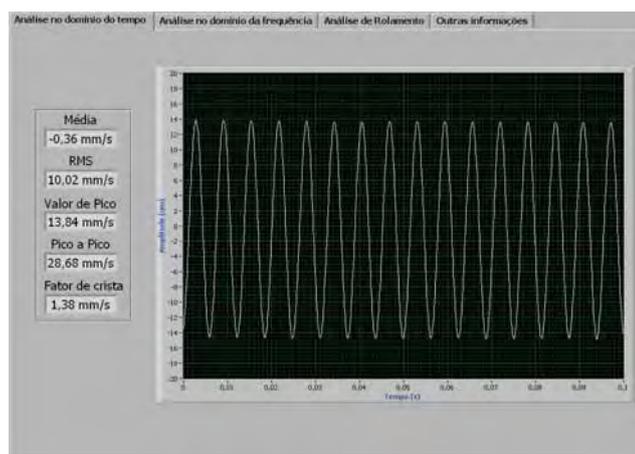


Figura 45 - Tela de análise no domínio do tempo.

6. Análise no domínio da frequência

Apresentação do sinal em velocidade no domínio da frequência, com a possibilidade de aplicação de média no FFT, mudança do gráfico para escala dB, escolha da função janela e cursor para detecção das frequências predominantes no espectro.

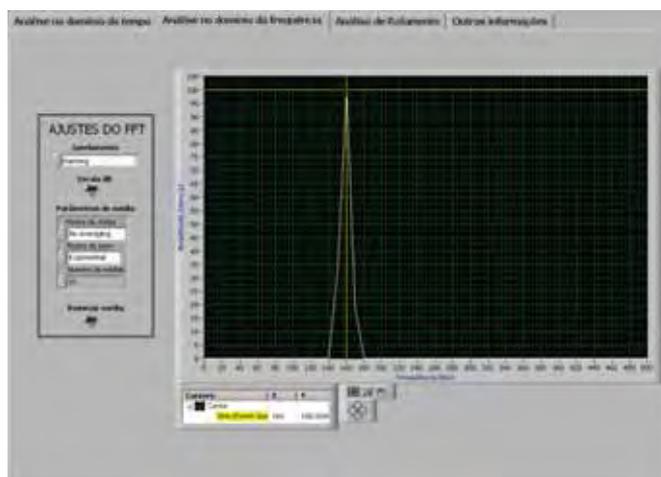


Figura 46 - Tela de análise no domínio da frequência.

7. Análise de rolamento

Apresentação do sinal de vibração em aceleração e cálculo do valor de crista e curtose para auxílio do diagnóstico do rolamento. Também possui ferramentas de ajustes para o FFT.

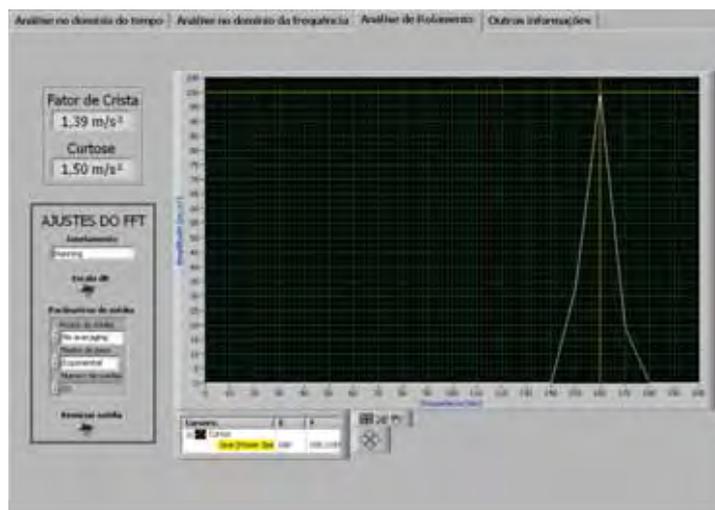


Figura 47 - Aba para medição do sinal em aceleração e cálculo de valores importantes para diagnóstico de rolamentos.

8. Frequências significativas

Calculadora das frequências de falhas em máquinas (desbalanceamento, desalinhamento, rolamento e engrenamento).

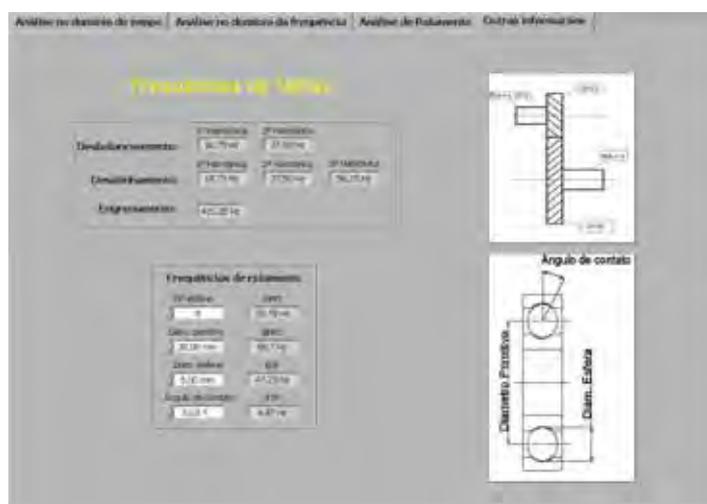


Figura 48 - Calculadora das principais frequências de falhas

4.3 Validação do programa desenvolvido:

Para a validação e calibração do programa BMT-1 foi utilizado um excitador padrão de frequência e valores globais conhecidos. O excitador produz uma frequência de 159,2 Hz e valores de 10 m/s² e 10 mm/s de RMS na aceleração e velocidade respectivamente. O sistema de calibração é ilustrado na Figura 49.



Figura 49 - Montagem do experimento para validação do sistema.

Na Figura 50 é ilustrado o fluxograma desenvolvido para a análise no domínio do tempo. Na Figura 51 é apresentado o fluxograma de análise no domínio da frequência

Nas Figuras 52 e 53 são ilustrados os esquemas dos programas aplicados a análise de rolamentos e cálculo das frequências representativas.

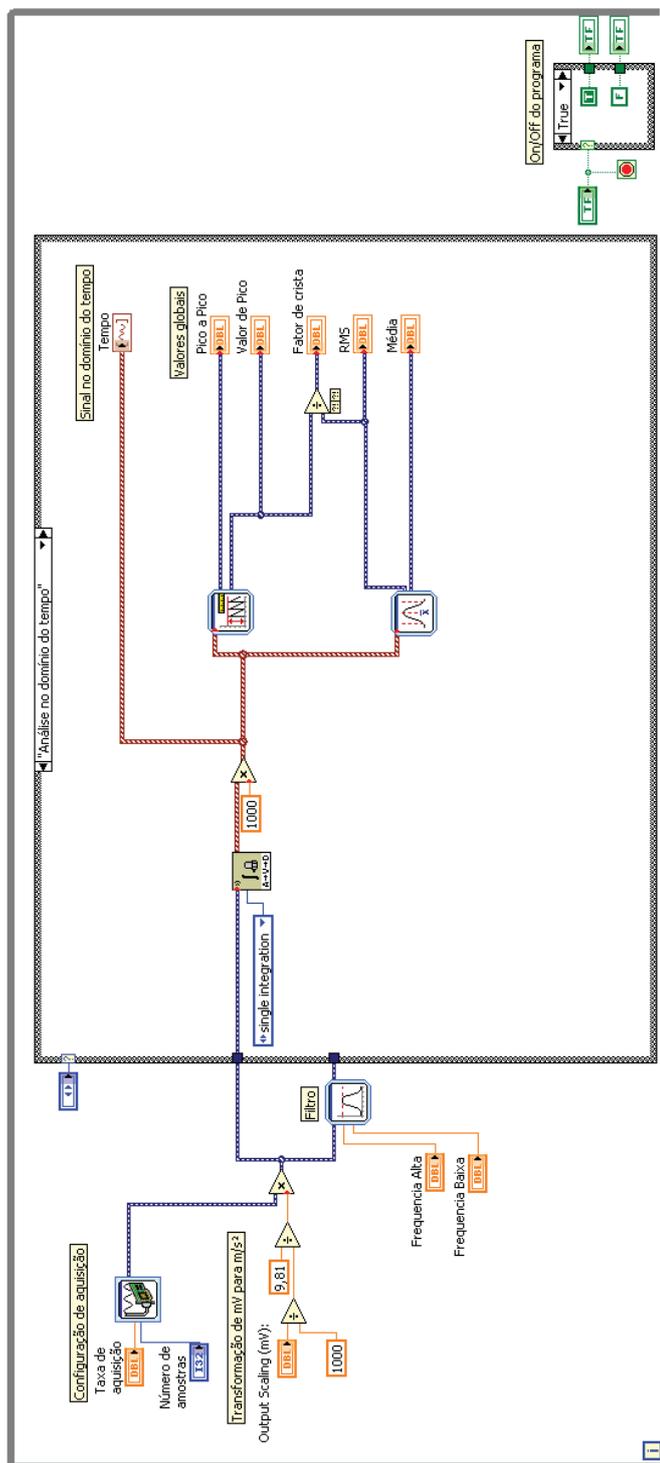


Figura 50 - Esquema do programa desenvolvido em LabVIEW (Análise no domínio do tempo).

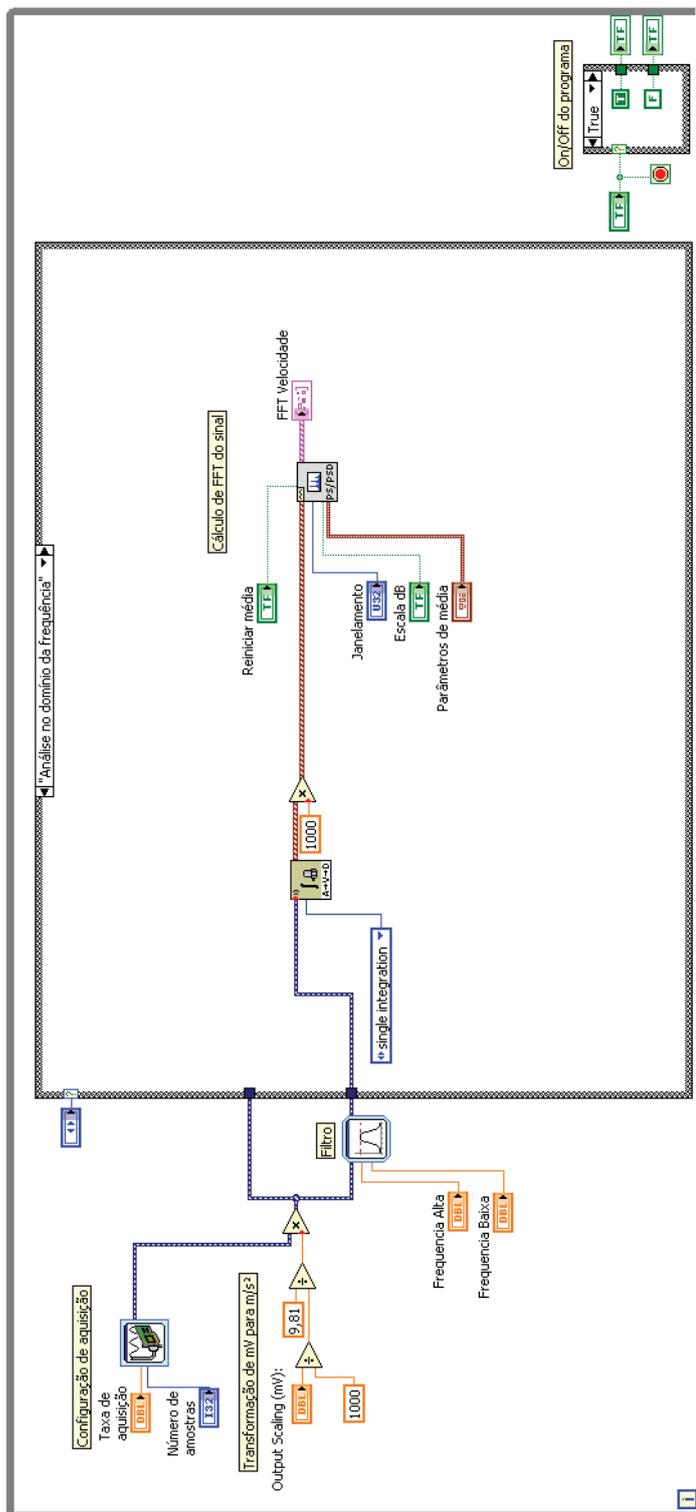


Figura 51 - Esquema do programa desenvolvido em LabVIEW (Análise no domínio da frequência).

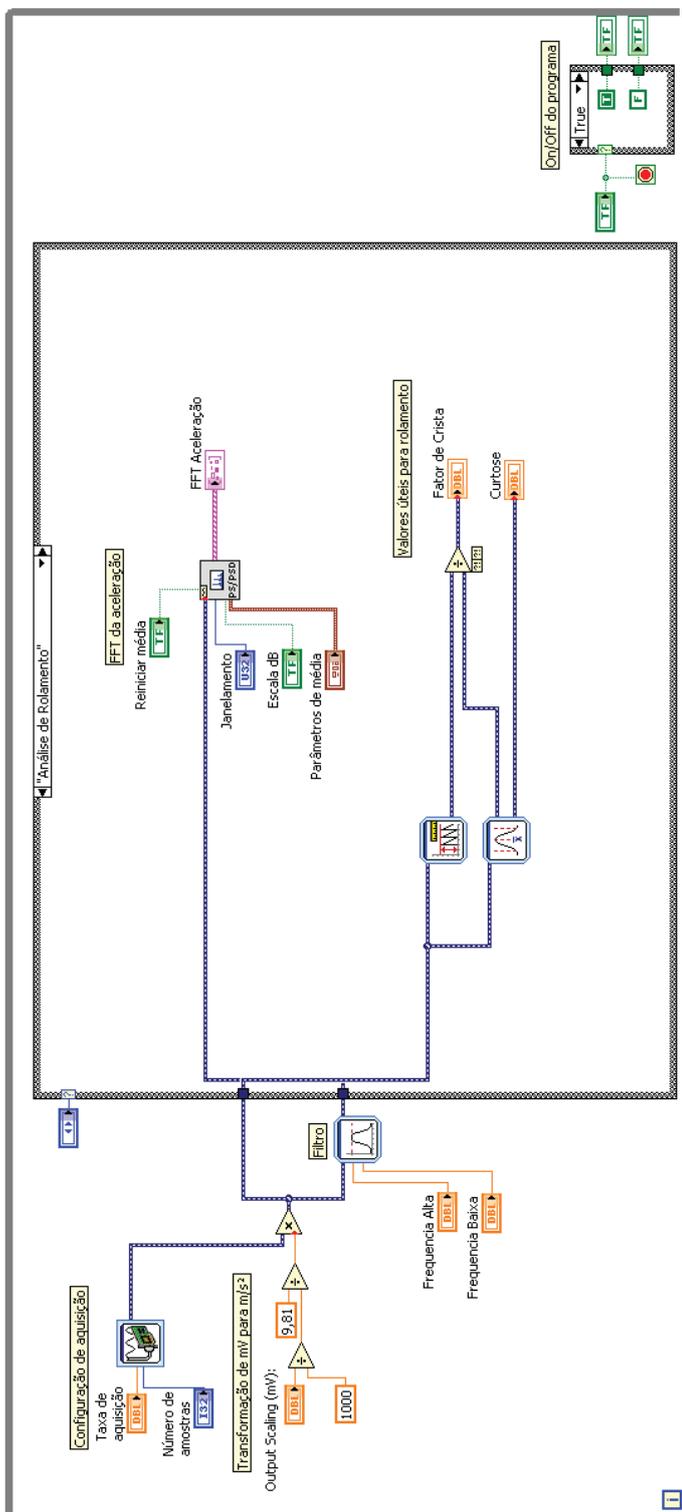


Figura 52 - Esquema do programa desenvolvido em LabVIEW (Módulo para análise de rolamento).

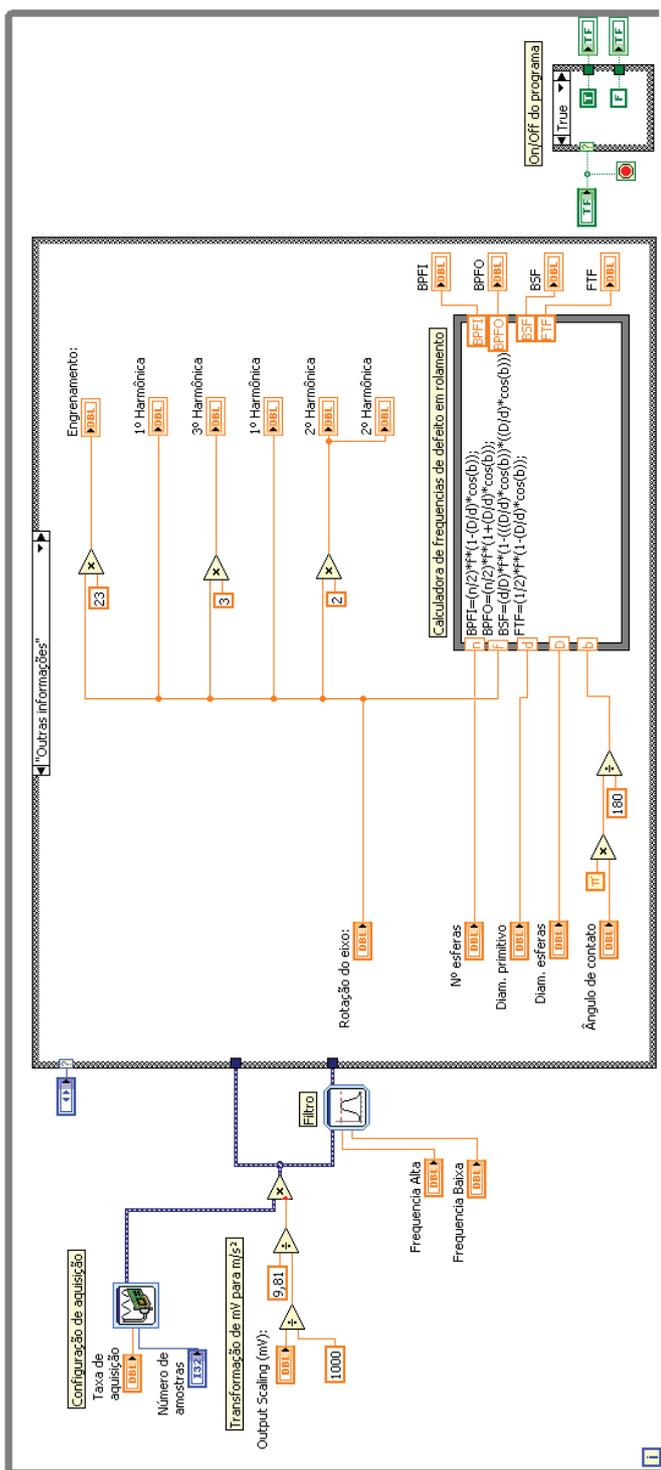


Figura 53 - Esquema do programa desenvolvido em LabVIEW (Calculadora das frequências significativas).

5. AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DA PLATAFORMA DE ENSAIOS

Para a avaliação e validação da bancada desenvolvida, foram feitos diversos ensaios, primeiramente sem falhas na condição inicial e depois com defeitos induzidos para que o programa “Aquisição BMT-1” pudesse processar os dados coletados e em seguida efetuar a detecção de falhas ou não, garantindo assim a eficácia da bancada multifuncional.

Para o processamento dos sinais de vibração da bancada BMT-1 foi utilizado um acelerômetro de carga, marca B&K com sensibilidade 9,77 pC/g. O sinal do acelerômetro foi condicionado através de um condicionador ENDEVCO de três canais com recurso de filtros analógicos passa alta de 10 Hz e passa baixa de 10 kHz.

O sinal analógico de saída do condicionador foi digitalizado através de uma placa de conversão analógico-digital NI-9234. Esta placa de quatro canais apresenta as seguintes características: taxa de amostragem 51200 amostras/s, 24 bits de resolução com recursos de filtro anti-aliasing. Os sinais digitais foram processados através de microcomputador PC em ambiente de programação LabVIEW™ 2010. Um osciloscópio digital também foi utilizado no aparato instrumental.

Na Figura 54 é ilustrado o aparato instrumental utilizado.



Figura 54 - Montagem do sistema de aquisição para avaliação de desempenho da bancada.

Para avaliar a rotação dos equipamentos, foi também utilizado um sensor indutivo, marca Sense de distância sensora de 1,5 mm. Este sensor foi montado em uma base magnética próxima a chaveira do eixo do motor principal, onde por meio de um osciloscópio digital Tektronix foi monitorada a rotação desenvolvida pelo motor, Figuras 55 e 56.

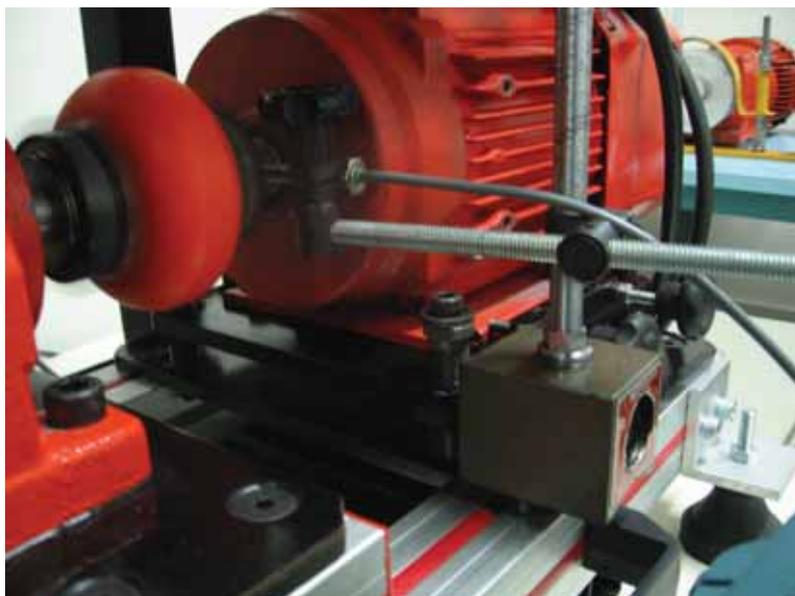


Figura 55 - Montagem do sensor indutivo próximo ao eixo

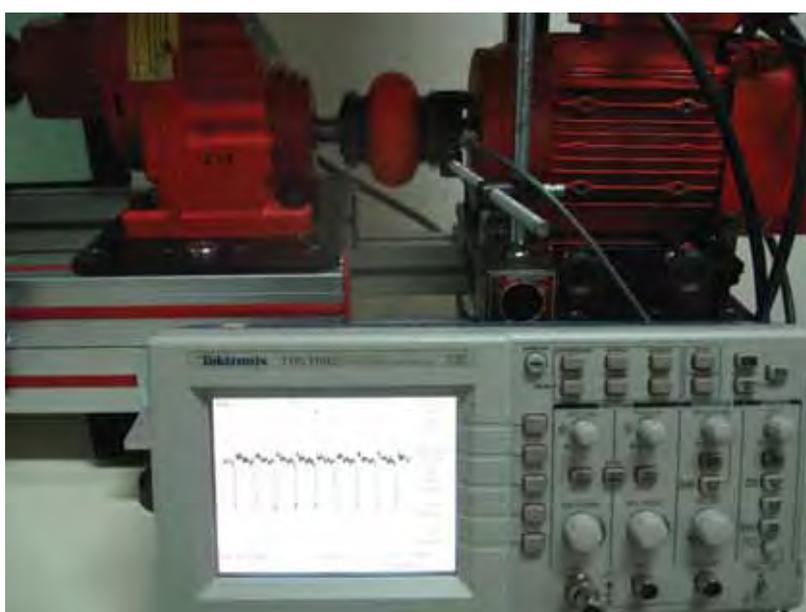


Figura 56 - Medição de rotação do motor principal.

Os parâmetros de aquisição utilizados para a realização dos ensaios foram: 8192 amostras a uma taxa de aquisição no valor de 10000 amostra/s, ganho de *Output Scaling* do condicionador de sinais de 200 mV para cada g de aceleração, filtro passa-alta analógico foi desabilitado. No processamento dos sinais no domínio da frequência foi usado o janelamento *Hanning* e opção de média linear de 10 espectros para análise.

5.1 Condição inicial de operação

Os primeiros ensaios realizados objetivaram a obtenção da assinatura da máquina na condição inicial sem os mecanismos de falhas. Esta assinatura estabelece um parâmetro de comparação para a caracterização dos diferentes mecanismos de falhas.

A seguir são descritos os ensaios da assinatura da bancada BMT-1.

5.1.1 Condição inicial na versão Balance

Na versão Balance a bancada foi configurada na rotação de 10,2 Hz no motor principal.

Na Figura 57 e 58 são ilustrados o sinal no domínio do tempo e o respectivo espectro referente à condição inicial.

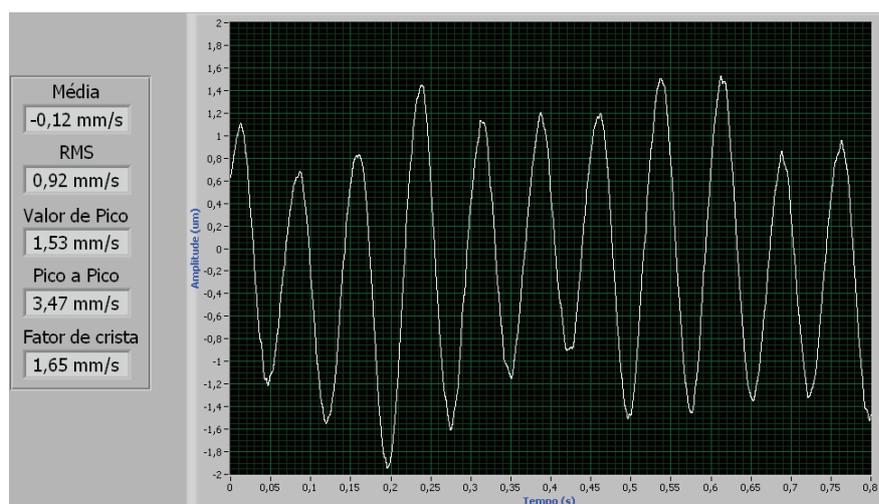


Figura 57 - Análise do sinal no domínio do tempo em condição inicial (Versão Balance).

Da análise dos parâmetros de domínio do tempo, observa-se que o valor RMS é de 0,92 mm/s e, de acordo com a ISO 10816-1 (Tabela 1 deste trabalho), esta máquina se enquadra na classe I, que seria a zona de máquinas com pequenos problemas.

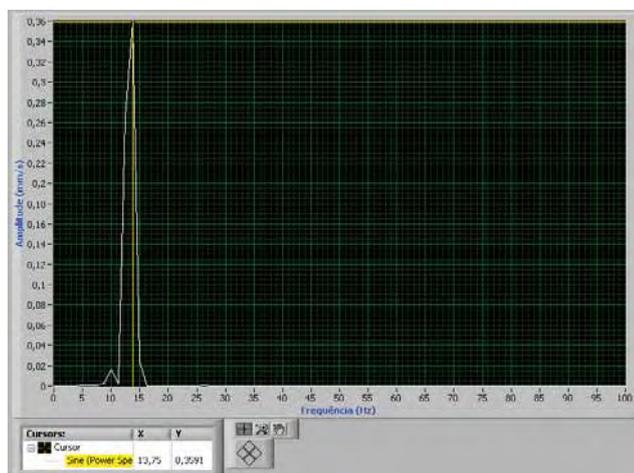


Figura 58 - Análise do sinal no domínio da frequência em condição inicial (Versão Balance).

No espectro de frequência, da Figura 58 foi observado que as frequências de rotação dos eixos, correspondem a de 10,2 Hz e 13,57 Hz aproximadamente.

Como condição inicial é importante destacar também que, como a máquina está com elementos de máquinas novos, entre eles os rolamentos, o valor de Curtose é de 1,92, abaixo do valor 3, indicando assim que o elemento está em bom estado.

Na Figura 59 é ilustrado o sinal no domínio da frequência e o valor da Curtose referente à condição inicial.



Figura 59 - Análise do sinal no domínio da frequência para o sinal na aceleração em condição inicial (Versão Balance).

5.1.2 Condição inicial na versão de resistência motora

Assim como na versão Balance, a bancada BMT-1 foi avaliada em condição inicial com o motor de resistência montado (Figura 60). Nesta avaliação o motor esteve desligado e o motor principal operou a uma rotação de 9 Hz. Na sequência o motor de resistência foi ligado em rotação diferente da amplificada pelo redutor (11,97 Hz), aplicando assim uma carga no sistema.



Figura 60 - Montagem da bancada na versão de resistência motora.

Na Figura 61 é ilustrado o sinal do domínio do tempo na versão resistência motora.

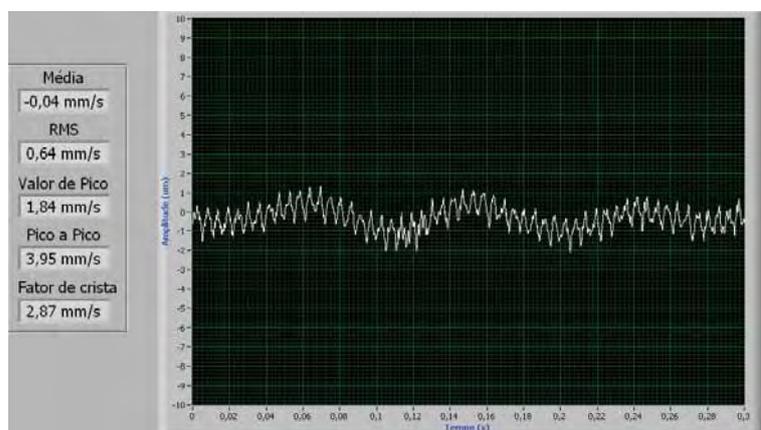


Figura 61 - Análise do sinal no domínio do tempo em condição inicial (Versão com motor de resistência-desligado).

Na Figura 62 é apresentado o espectro correspondente à condição resistência motora.



Figura 62 - Análise do sinal no domínio da frequência em condição inicial (Versão com motor de resistência-desligado).

O sinal de velocidade no domínio da frequência evidencia as frequências de rotação, porém com baixa amplitude.

5.2 Ensaio mostrando o efeito de carga contrária

Ao ligar o motor de resistência com diferente rotação da saída do redutor, foi imprimida uma diferença de torque sobre o sistema, também chamada de carga. A diferença entre o acionamento ou não do motor pode ser percebida facilmente pelas Figuras 63 e 64, também pela Tabela 5 de comparação entre o valor RMS e a amplitude de vibração.

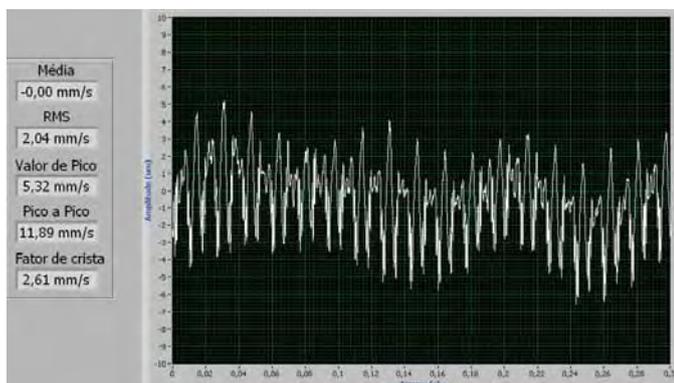


Figura 63 - Análise do sinal no domínio do tempo em condição inicial (Versão com motor de resistência-ligado).



Figura 64 - Análise do sinal no domínio da frequência em condição inicial (Versão com motor de resistência-ligado).

Na Tabela 5 é ilustrada a comparação do valor RMS na condição do motor de resistência desligado e ligado.

Tabela 5 - Comparativo entre motor de resistência ligado e desligado.

Condição do motor	Valor RMS	Amplitude de vibração rotação do eixo
Desligado	0,64	0,1
Ligado	2,04	0,21

Pode-se perceber um aumento do valor RMS no sinal, devido ao aumento de energia provocado pelo efeito de carga do motor. A amplitude da frequência de rotação do eixo também aumentou, podendo indicar até mesmo um súbito desbalanceamento provocado pela torção do acoplamento flexível.

É importante ressaltar que no momento de acionamento do motor surge uma vibração de grande amplitude no valor da frequência de rede elétrica (60 Hz) devida a alimentação do motor. Isto gera um problema, pois, por conta de sua grande amplitude, outras frequências significativas se tornam insignificantes no espectro. Para resolver este problema foi implementado um filtro rejeita-banda no valor de 55 a 65 Hz, eliminando assim o efeito da frequência de rede.

5.3 Ensaio de desbalanceamento

No ensaio de desbalanceamento o procedimento adotado consiste de fixação de massas no disco (Figura 65) para assim alterar a composição de forças resultantes e gerar uma força centrípeta responsável pelo aparecimento da frequência de desbalanceamento.



Figura 65 - Fixação de prisioneiro no disco de desbalanceamento.

Para a realização deste experimento a rotação do motor foi também ajustado para 10,2 Hz.

Nas Figuras 66 e 67 são ilustrados os sinais de vibração no domínio do tempo e da frequência.

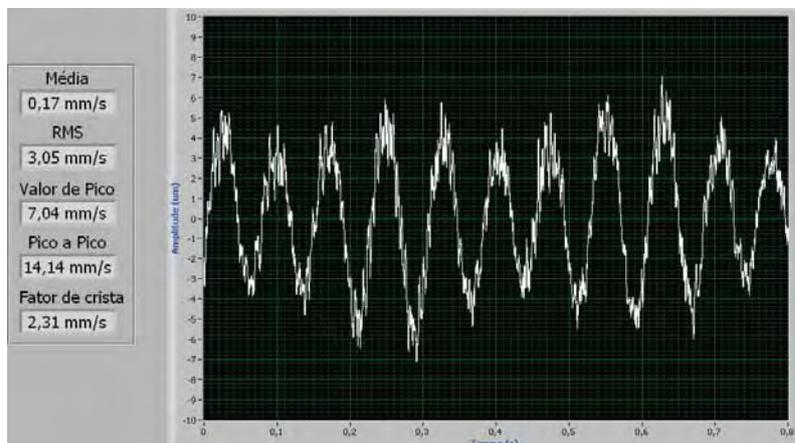


Figura 66 - Análise do sinal no domínio do tempo em condição de desbalanceamento.

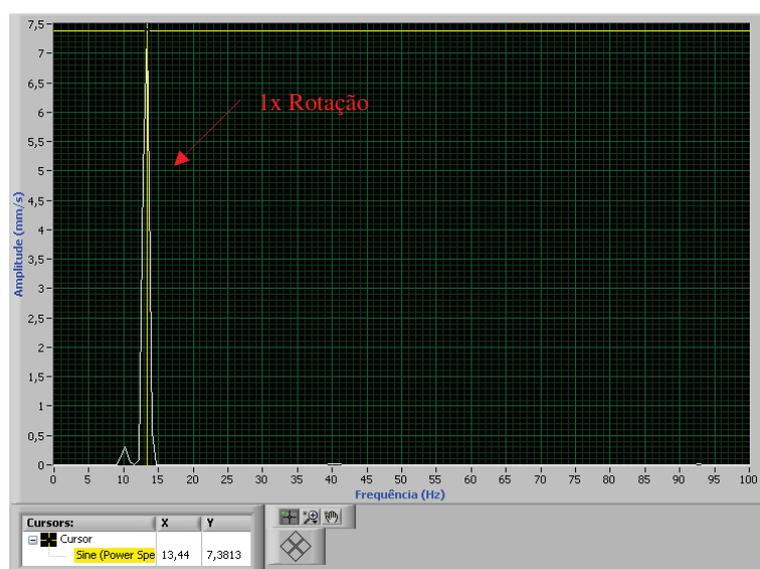


Figura 67 - Análise do sinal no domínio da frequência em condição de desbalanceamento.

Dos momentos estatísticos observados nas condições estudadas pode ser observado um aumento da amplitude na frequência de rotação do eixo (aproximadamente 13,5 Hz) que indica falha por desbalanceamento.

Tabela 6 - Comparativo entre bancada desbalanceada e condição inicial.

Condição	Valor RMS	Valor de Pico	Fator de Crista	Amplitude de vibração rotação do eixo
Condição inicial	0,92	1,53	1,65	0,36
Desbalanceado	3,05	7,04	2,31	7,1

5.4 Ensaio de desalinhamento de eixo

Para o ensaio de desalinhamento foram removidos os discos de desbalanceamento, deixando apenas o eixo girar livre sem presença de qualquer eventual carga sobre ele, Figura 68. A rotação foi ajustada para que o eixo movido esteja a 20 Hz, para facilitar a presença de possíveis harmônicas.

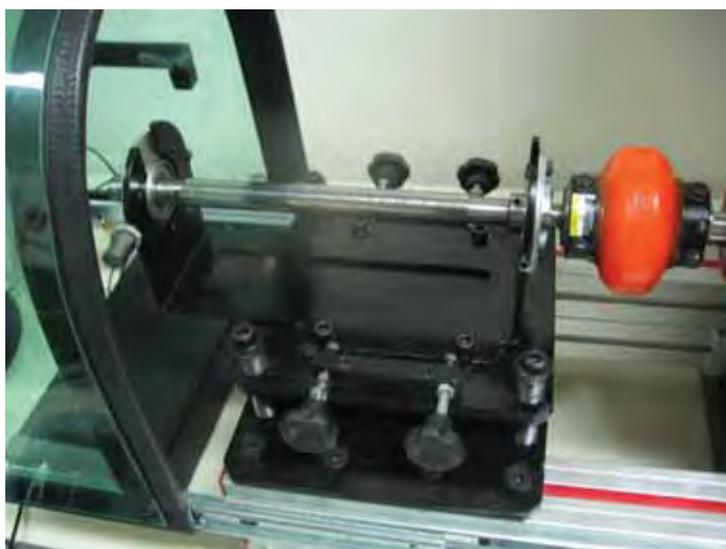


Figura 68 - Montagem da bancada apenas com o eixo para desalinhamento.

O desalinhamento foi feito angularmente, ou seja, aplicando um ângulo entre o eixo de simetria do eixo movido e do eixo motor (Figura 69). Esta mudança foi feita por manípulos presentes no conjunto desenvolvido, Figura 70.

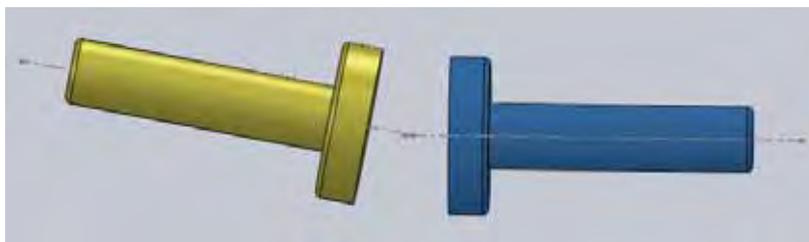


Figura 69 - Esquema de desalinhamento angular.

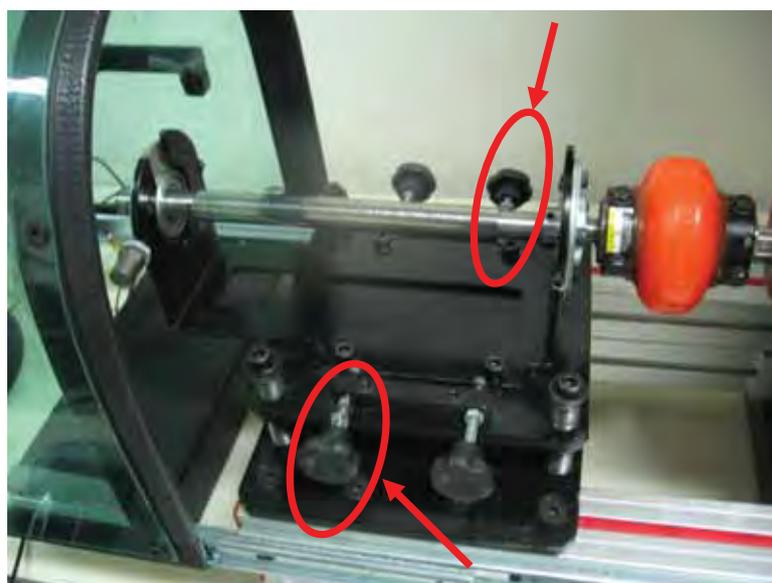


Figura 70 - Procedimento para desalinhar o eixo.

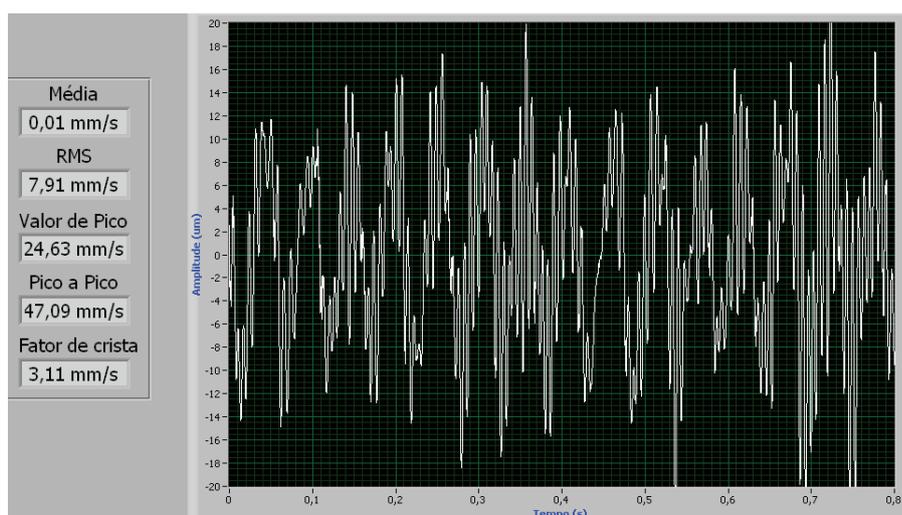


Figura 71 - Análise do sinal no domínio do tempo em condição de desalinhamento.

Da Figura 72, pode ser observado que há a ocorrência de aumento da amplitude na frequência de rotação do eixo e a presença de harmônicas do mesmo, evidenciando assim a presença de desalinhamento angular no eixo analisado.

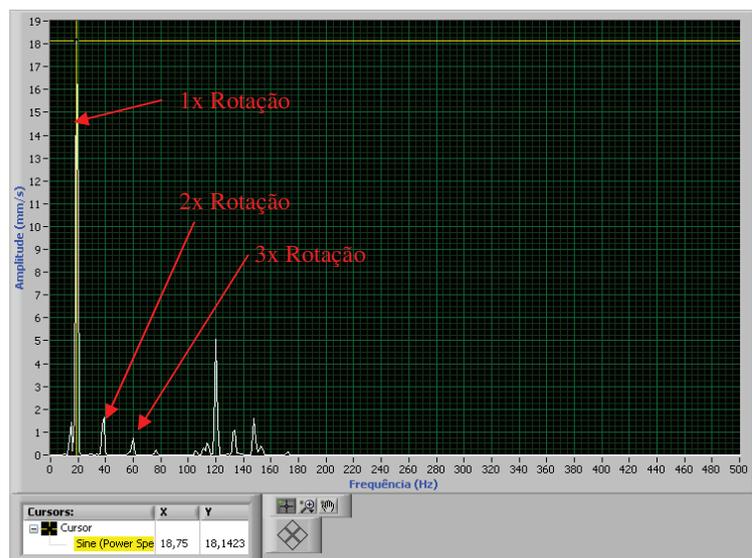


Figura 72 - Análise do sinal no domínio da frequência em condição de desalinhamento.

A Tabela 7 também indica que o desalinhamento implementado foi de grande proporção, em razão do aumento acentuado do valor de RMS (7,91 mm/s) e valor de pico (24,63 mm/s).

Tabela 7 - Comparativo entre bancada desalinhada e condição inicial.

Condição	Valor RMS	Valor de Pico	Fator de Crista
Condição inicial	0,92	1,53	1,65
Desalinhado	7,91	24,63	3,11

5.5 Ensaio de falha em rolamento

O método de ensaio para detecção de falha em rolamento se resume basicamente na troca de um rolamento em bom estado por um com defeito localizado e conhecido, para assim analisá-lo e detectar a falha presente nele, Figuras 73 e 74.



Figura 73 - Kit para troca de rolamentos.



Figura 74 - Rolamentos para troca: defeito em pista interna, sem defeito e defeito em pista externa, respectivamente.

O rolamento da bancada BMT-1 é um rolamento autocompensador de esferas com as seguintes características e rotação de operação:

- Denominação: SB203V22.
- N° de esferas: 8.
- Diâmetro das esferas: 6 mm.

- Diâmetro primitivo: 30 mm.
- Ângulo de contato: 32 graus.
- Rotação: 13,56 Hz.

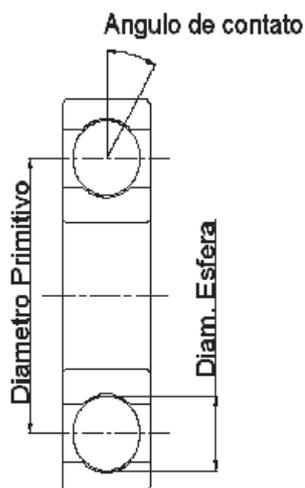


Figura 75 - Parâmetros do rolamento.

Com base nesses dados são calculadas as frequência de falhas, Figuras 76 e 77:

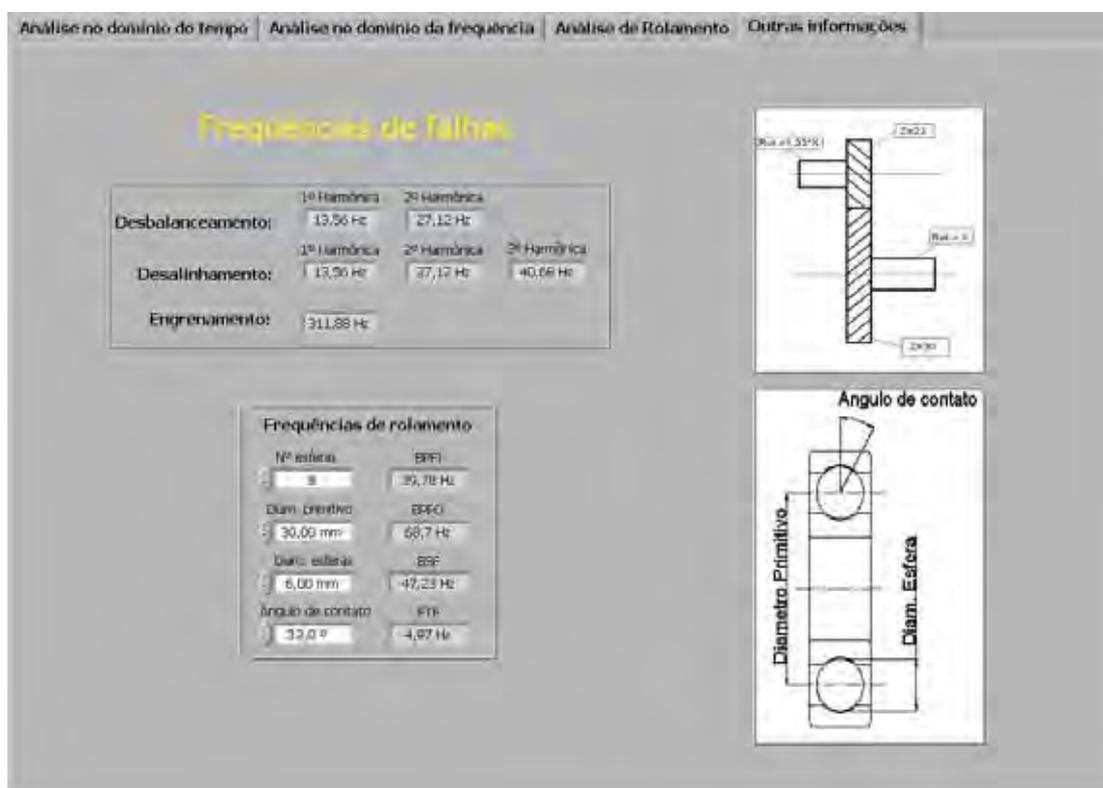


Figura 76 - Cálculo das principais frequências de falhas.

Frequências de rolamento	
Nº esferas	BPFI
8	39,78 Hz
Diam. primitivo	BPFO
30,00 mm	68,7 Hz
Diam. esferas	BSF
6,00 mm	47,23 Hz
Ângulo de contato	FTF
32,0 °	4,97 Hz

Figura 77 - Frequências de defeito em rolamento.

Após o cálculo das frequências de falhas em rolamento é analisado o espectro de vibração em aceleração (localizado no módulo específico para rolamento), pois o espectro em aceleração é melhor para detecção de falha em rolamento, Figura 78.

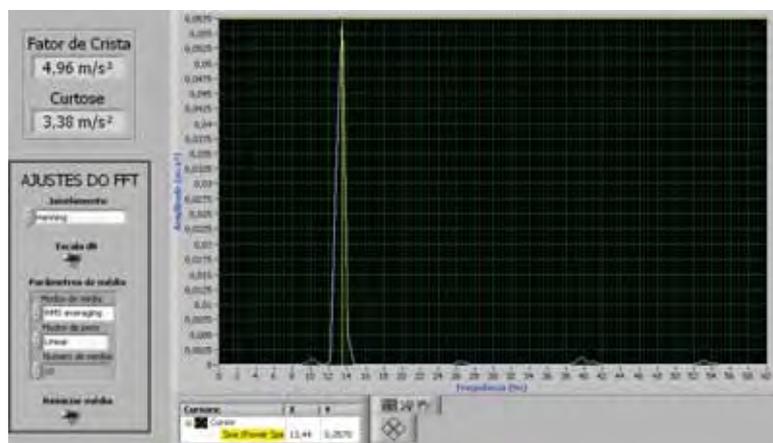


Figura 78 - Análise do sinal em aceleração no domínio da frequência em condição de falha em rolamento.

No espectro obtido não é possível detectar a existência de falha ou não no rolamento, devido à presença da frequência de rotação do eixo. Para remover este efeito é implementado um zoom no espectro para uma análise mais detalhada.

O zoom é aplicado em uma banda de frequência que varia de 20 a 60 Hz, conforme apresentado na Figura 79.

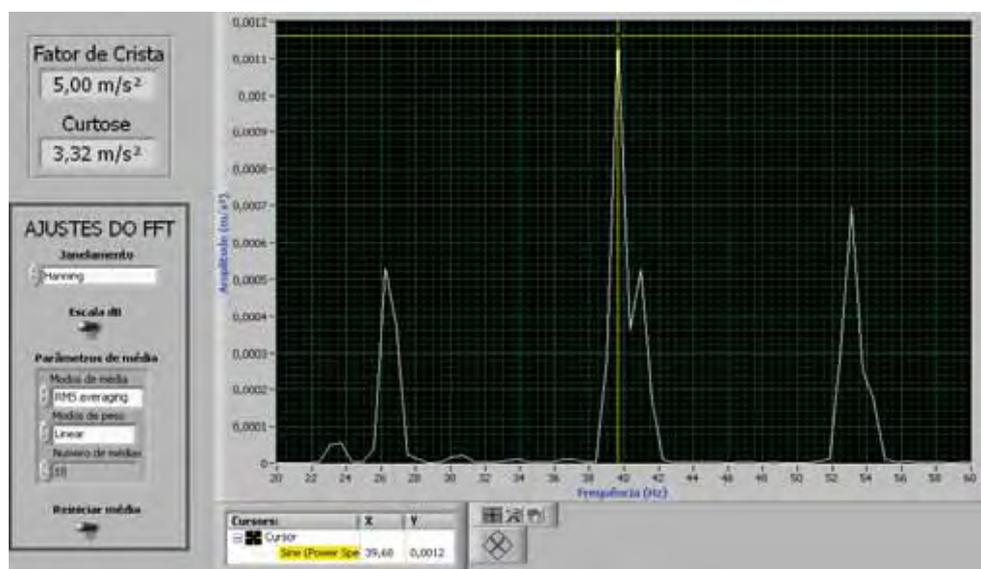


Figura 79 - Zoom aplicado para melhor detecção da falha em rolamento.

Com o zoom é possível perceber a existência de um pico em 39.68 Hz, correspondente a frequência de falha em BPFI (frequência de defeito da pista interna). Portanto, é possível concluir que o rolamento está com defeito na pista interna.

Além disso, o valor de Curtose 3,32 indica a presença de falha (superior a 3) no rolamento.

5.6 Ensaio de falha provocado por folga mecânica

Para simular a falha por folga mecânica, um parafuso de fixação do suporte do conjunto de desbalanceamento foi removido.

Nesta condição de ensaio a rotação do eixo era aproximadamente 13 Hz.

Na Figura 80 é ilustrado o sinal no domínio do tempo correspondente a condição de ensaio com folga mecânica.

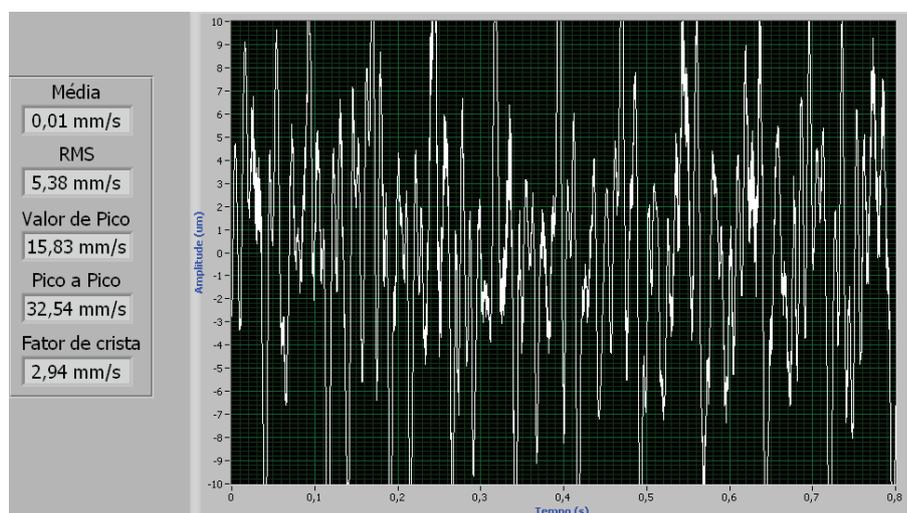


Figura 80 - Análise do sinal no domínio do tempo em condição de folga mecânica.

Do espectro de vibração da Figura 81 é observado a presença de frequências características relacionadas a este tipo de falha (Figura 82)(GIRDHAR, 2004).



Figura 81 - Análise do sinal no domínio da frequência em condição de folga mecânica.

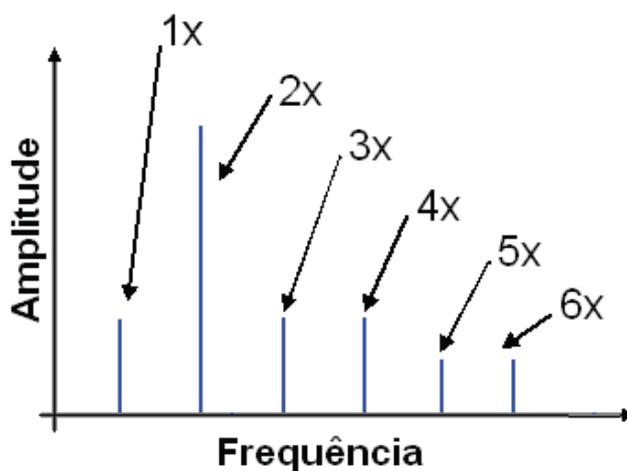


Figura 82 - Frequências características de folga mecânica.

Na presença de folga foi observado um grande aumento nos valores globais, conforme indicado na Tabela 8.

Tabela 8 - Comparativo entre bancada com folga mecânica e condição inicial.

Condição	Valor RMS	Valor de Pico	Fator de Crista
Condição inicial	0,92	1,53	1,65
Folga mecânica	5,38	15,83	2,94

5.7 Ensaio de detecção de frequência de engrenamento

O ensaio relacionado a sistemas engrenados consiste da detecção da frequência de engrenamento para uma análise de possível falha em engrenagem. A frequência de engrenamento é calculada pelo produto da rotação com o número de dentes da engrenagem.

Na Figura 83 é ilustrado o esquema com parâmetros do conjunto coroa-pinhão do redutor utilizado:

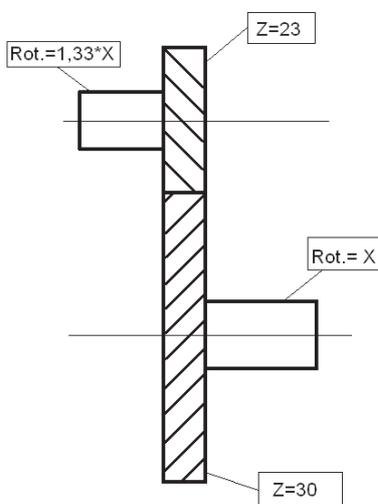


Figura 83 - Dados para cálculo da frequência de engrenamento.

O ensaio foi realizado com uma rotação do eixo de saída do redutor no valor de 16,5 Hz e como o número de dentes da engrenagem é de 23, o valor de frequência de engrenamento é aproximadamente 380 Hz, Figura 84.

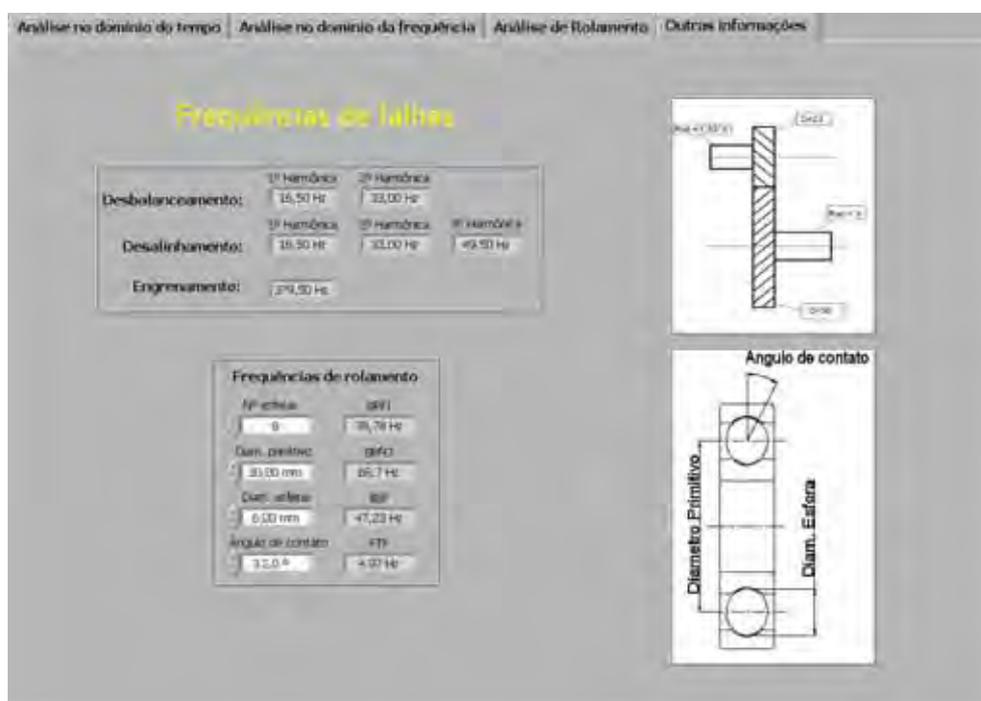


Figura 84 - Cálculo da frequência de engrenamento feito pelo programa “Aquisição BMT-1”.

A vibração no redutor foi monitorada através de um acelerômetro fixado no mancal do redutor, por meio de base magnética, próximo à engrenagem em análise, Figura 85.

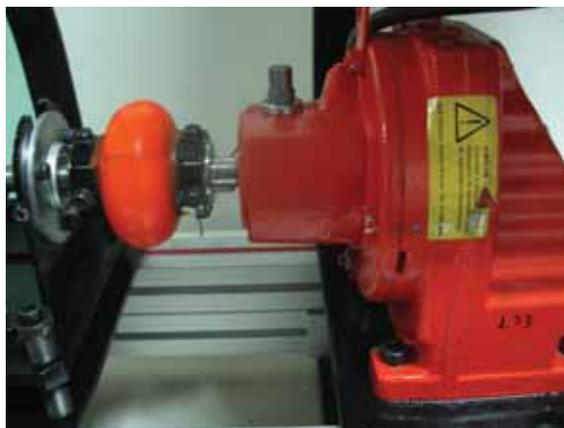


Figura 85 - Montagem do acelerômetro para o ensaio em engrenagens.

A análise foi efetuada com o sinal em aceleração, pois sinais de sistemas engrenados, assim como em rolamentos são interpretados melhor em termos de aceleração.

Do espectro da Figura 86 são observadas também bandas laterais com sinal de baixa amplitude ao redor da frequência de engrenamento. O acompanhamento de bandas laterais de ordem 1x, 2x da rotação da máquina permite avaliar o tipo de mecanismo de falha dos elementos do sistema engrenado.

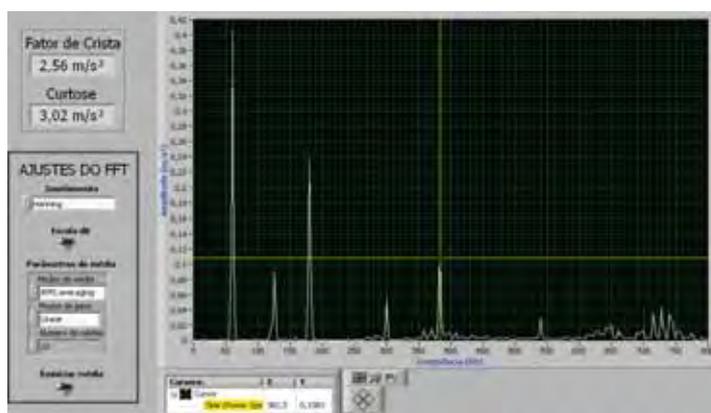


Figura 86 - Análise do sinal de aceleração no domínio da frequência para detecção da frequência de engrenamento.

5.8 Ensaio de falha produzido por efeito de roçamento

O roçamento é o contato eventual entre partes estacionárias e rotativas de uma máquina, podendo gerar vibrações na frequência de rotação, no dobro dela, em seus submúltiplos e altas frequências, conforme Figura 87 (GIRDHAR, 2004).

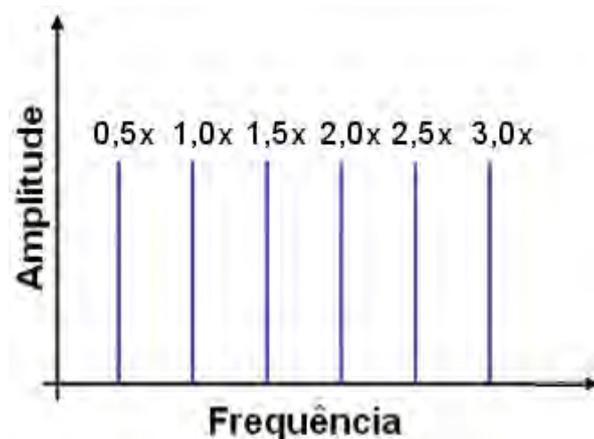


Figura 87 - Frequências características de falha por roçamento.

Esse tipo de vibração é muito comum em máquinas que possuam selos ou quando há algum eixo empenado, parte quebrada ou danificada que possa levar atrito entre partes metálicas.

Para o ensaio de falha por roçamento foi utilizado um dispositivo que permite a criação de atrito entre o eixo e uma parte estacionária do próprio dispositivo, gerando assim o efeito de roçamento entre partes metálicas, Figura 88.



Figura 88 - Montagem da bancada com o dispositivo para efeito de roçamento em eixos.

O ensaio de roçamento foi realizado com a máquina operando a uma rotação de 4 Hz, na região do eixo.

O espectro do sinal em velocidade para a condição de roçamento é apresentado na Figura 89.

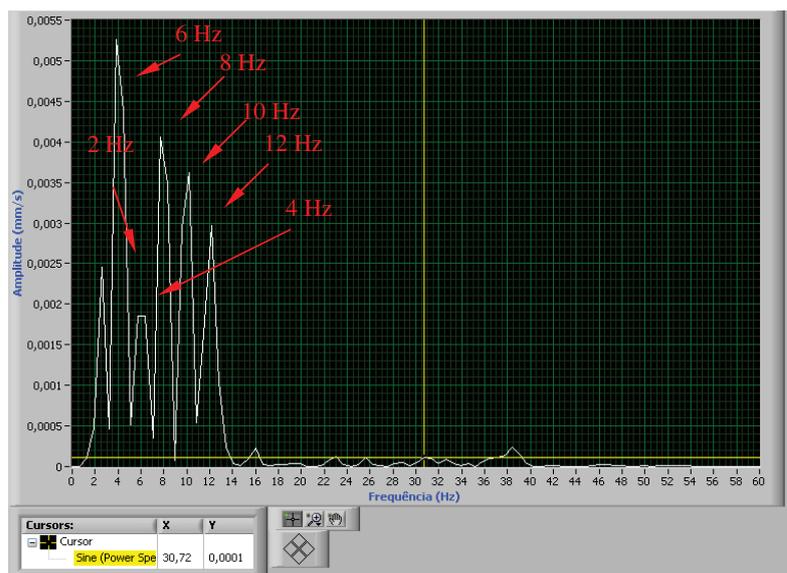


Figura 89 - Análise do sinal no domínio da frequência em condição de falha por roçamento.

O resultado foi satisfatório, pois em comparação com a Figura 89, e sabendo que a frequência de rotação é de 4 Hz, as sub-harmônicas e harmônicas são de: 2 Hz, 4 Hz, 6 Hz, 8 Hz, 10 Hz e 12 Hz, comprovando assim a existência de um roçamento no eixo.

Comparando os resultados com o previsto na literatura (Figura 87) pode ser concluído que os resultados obtidos da Figura 89 são satisfatórios.

Na Figura 90 é ilustrado o sinal de velocidade no domínio do tempo, com o sistema operando na condição de roçamento.

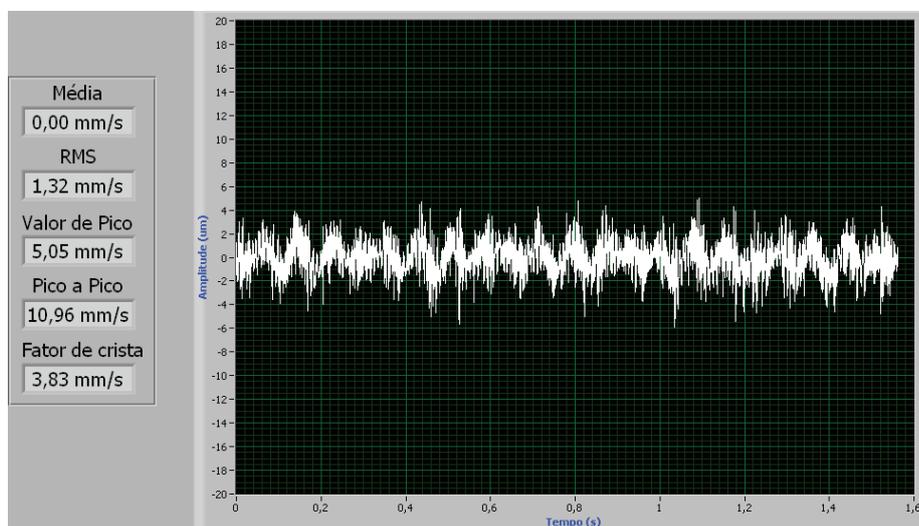


Figura 90 - Análise do sinal no domínio do tempo em condição de falha por roçamento.

Na Tabela 9 são apresentados os valores dos momentos estatísticos de caracterização do tempo correspondentes às condições de operação inicial e com roçamento.

Tabela 9 - Comparativo entre bancada desalinhada e condição inicial.

Condição	Valor RMS	Valor de Pico	Fator de Crista
Condição inicial	0,92	1,53	1,65
Eixo com roçamento	1,32	5,05	3,83

6. CONCLUSÃO

O projeto desenvolvido possibilitou a confecção de uma bancada multifuncional de apoio à pesquisa e ensino de vibrações mecânicas e manutenção preditiva. Na primeira fase da pesquisa a bancada foi projetada e construída, na etapa seguinte a bancada foi operacionalizada para realização de ensaios e avaliação do desempenho do sistema, etapa inerente ao desenvolvimento de um novo produto.

Os ensaios realizados com a bancada demonstraram que esta é uma importante plataforma de ensaios de vibração, com recursos para simulação dos principais mecanismos de falhas de forma independente ou concorrente. Foi demonstrando a funcionalidade da bancada BMT1 tanto nos aspectos de simulação mecanismos de falhas em máquinas rotativas bem como do sistema de instrumentação virtual de diagnóstico e identificação destes mecanismos.

No âmbito da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá - UNESP, a BMT1 representa um ganho significativo para o desenvolvimento de pesquisas avançadas na área de processamento de sinais e de monitoramento remoto de máquinas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AFFONSO, L. O. A. **Equipamentos Mecânicos - Análise de Falhas e Soluções de Problemas**; 2. ed. Rio de Janeiro: Qualitymark, 2002. 336 p.

AMORIM, M. José. **Desenvolvimento de uma Bancada Didático-Experimental de Baixo Custo para Aplicação em Controle Ativo de Vibrações**. 2006. 125 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas – SP, 2006.

ANDREASSA, R. P. **Bancada Didática Aplicada à Análise de Vibrações em Máquinas**. 2006. 34 f. Trabalho de iniciação Científica (Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campos de Guaratinguetá: Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2006.

ARATO JR. A. **Manutenção Preditiva Usando Análise de Vibrações**; 1. ed. São Paulo: Manole LTDA, 2003. 190 p.

ARATO JR. A. Mantenimiento y Diagnosis de Daños de Reductores Utilizando Espectro de Vibraciones Editado y Sintetizado. In: COPIMERA'97- XVI CONGRESSO PANAMERICANO DE INGENIERIA MECANICA, pg 173 – 178. 1992.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 10082: ensaio não destrutivo — análise de vibrações — avaliação da vibração mecânica de máquinas com velocidades de operação de 600 rpm a 15 000 rpm. Rio de Janeiro, 2011.

BRANDT, A. **Noise and vibration analysis: signal analysis and experimental procedures**. Chichester, UK: John Wiley & Sons, 2011. 464 p.

GIRDHAR, P.; SCHEFFER, C. **Machinery Vibration Analysis & Predictive Maintenance**. Burlington , UK: Elsevier, 2004. 255 p.

Jesus S. S.; Cavalcante P. F. Utilização de Bancadas de Ensaio para Estudo do Comportamento Dinâmico de Máquinas Rotativas. **Holos**, Bahia, Junho/2011.

JARDINE, Andrew K. S.; LIN, Daming; BANJEVIC, Dragan. **A review on machinery diagnostic and prognostic implementing condition-based maintenance**, Mechanical Systems and Signal Processing, 20, p. 1483-1510, 2006.

LARSEN R. W. **LabVIEW for Engineers**. New Jersey: Prentice Hall, 2011. 391 p.

MATHIAS, M. H. **Apostila do curso de manutenção preditiva**. 2011. 30 p. Guaratinguetá/SP.

Menna A. R. **Detecção de Falhas em Mancais de Rolamento por Análise de Vibrações em Banda Larga: Um caso Prático de Aplicação em Uma População de Equipamentos Rotativos**. 2007. 186 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - UFRGS, Porto Alegre, 2007.

MOUBRAY, J. **Reliability-centered Maintenance**. 2nd ed. New York: Industrial Press INC., 1997. 440 p.

NATIONAL INSTRUMENTS. **Labview: Basics Manual– Data Acquisition**. 2nd ed. Texas - USA: National Instruments Corporation, 1998. 273 p.

OLIVEIRA, A. Gonçalves de. **Técnicas de Caracterização de Excitações em Máquinas Rotativas**. 1999. 162 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia – MG, 1999.

Oliveira, R.J.G. **Implementação de técnicas de processamento de sinais para o monitoramento da condição de mancais de rolamento**. 2005. Dissertação de mestrado. 87 f. UNESP-Guaratinguetá/SP.

RANDALL, R. B. **Vibration-based condition monitoring: industrial, aerospace and automotive applications**. Chichester, UK: John Wiley & Sons, 2011. 308 p.

RAO, S. Singiresu. **Vibrações Mecânicas**. 4. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2009. 424 p.

Regazzi, R. D.; Pereira, P. S.; Silva JR, M. F. **Soluções Práticas de Instrumentação e Automação – Utilizando a programação Gráfica LABVIEW**. 3. ed. Rio de Janeiro: Gráfica KWG, 2005.

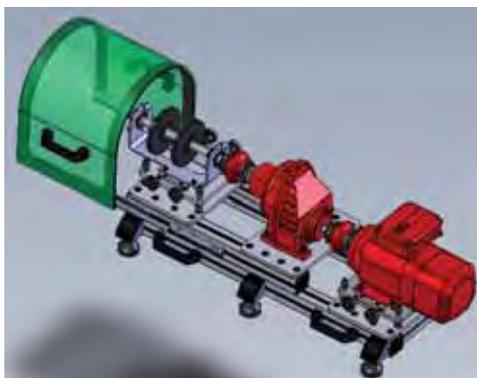
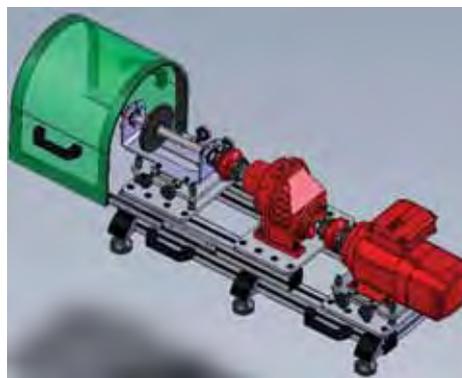
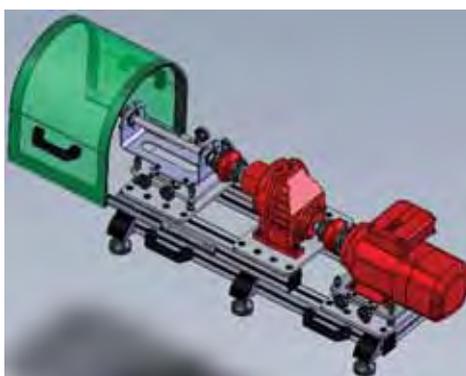
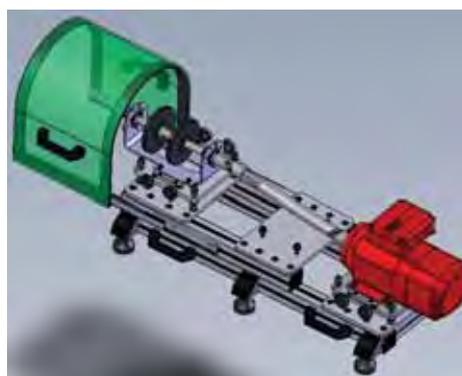
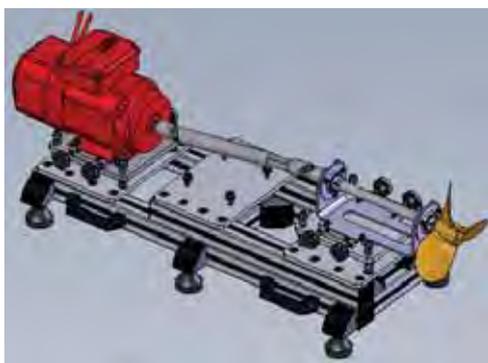
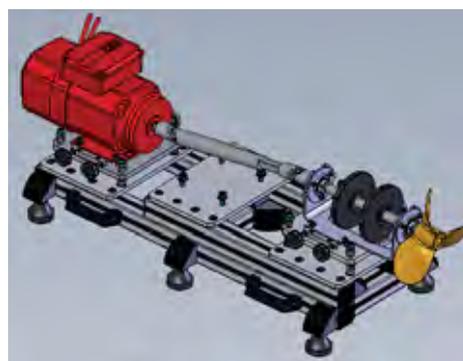
SCHEITE, W. Better Bearing Vibration Analysis – **Hydrocarbon Processing**, EUA p 57-64, 1992.

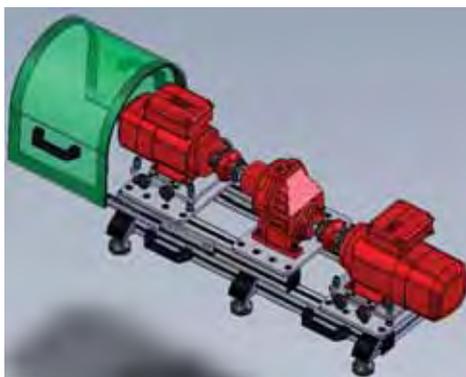
Shin, K.; Hammond, J. K. **Fundamental of signal processing for sound and vibration engineers**. Chichester, UK: John Wiley & Sons, 2008. 414 p.

SILVA, Samuel da; **Vibrações Mecânicas. Notas de aula - 2º Versão**. Universidade do Oeste do Paraná. Foz do Iguaçu – PR, 2009. 151 p.

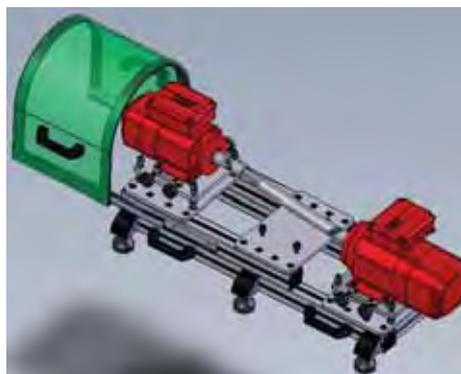
UNIVERSIDADE JEAN PIAJET DE ANGOLA. **Disciplina Manutenção: Angola**, 2000?. 106 p.

Vescovi, O. L. D. **Demodulação de Amplitude Através da Transformada de Hilbert Como Ferramenta de Diagnóstico de Mancais de Rolamento em Uma População de Equipamentos Rotativos**. 2000. 150 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - UFRGS, Porto Alegre, 2000.

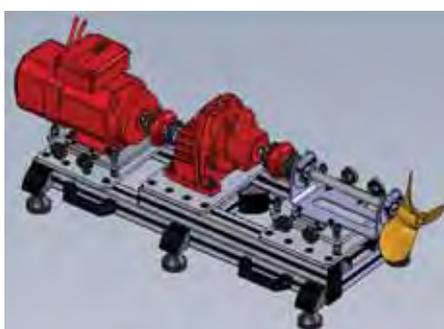
APÊNDICE A – Configurações (BMT-1)**Versão Balance + 2 discos****Versão Balance + 1 disco****Versão Balance sem discos****Versão Cardan + 2 discos****Versão Cardan + Hélice****Versão Cardan + Hélice + 2 Discos**



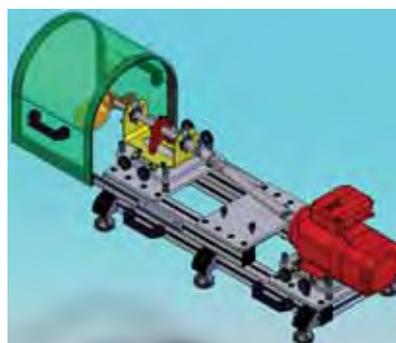
Versão Força Motora



Versão Força Motora + Cardan



Versão Hélice Power



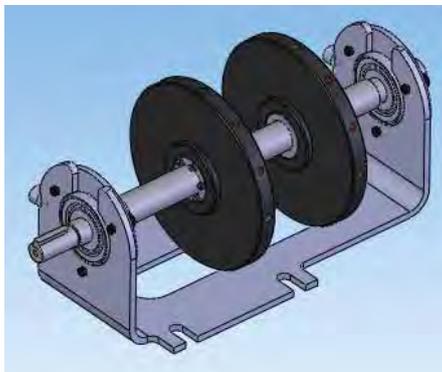
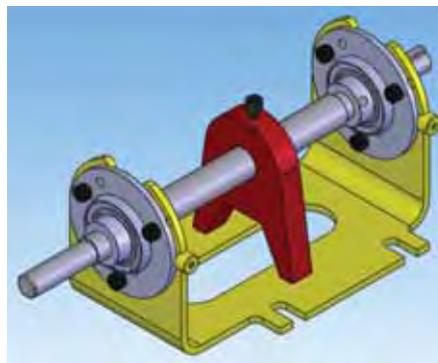
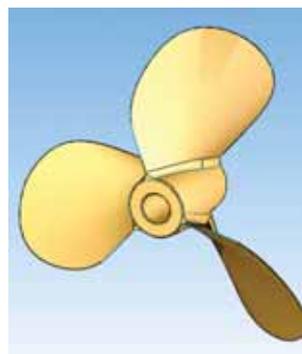
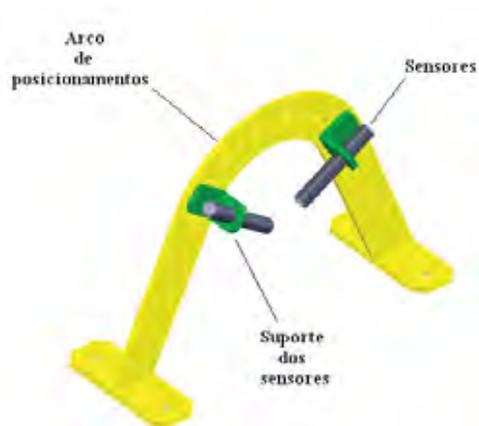
Versão Hélice + Kit Roçamento



Versão Kit Roçamento

Observação :

1) O limite de rotação para Versão Cardan é de 1000 rpm.

APENDICE B – Acessórios (BMT-1)**Kit Balance****Kit Roçamento****Kit Cardan****Kit Hélice****Kit Orbit**

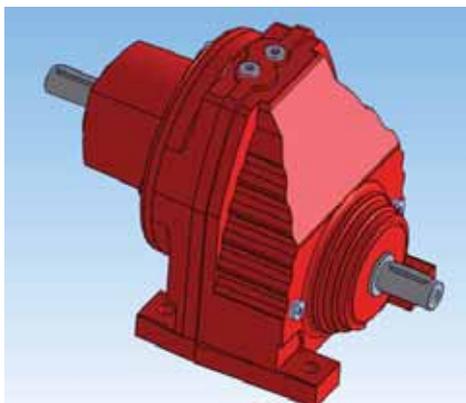
APÊNDICE C – Custo do projeto

Planilha de Custos (base : março de 2012).

ITEM	QTD	DENOMINAÇÃO	CUSTO UNITÁRIO	CUSTO TOTAL
1	1	Base Principal	R\$ 1300,00	R\$ 1300,00
2	1	Base Fixa Motofreio	R\$ 120,00	R\$ 120,00
3	1	Base Fixa Redutor	R\$ 120,00	R\$ 120,00
4	1	Base Fixa Balance	R\$ 120,00	R\$ 120,00
5	1	Base Regulável Motofreio	R\$ 240,00	R\$ 240,00
6	1	Base Regulável Balance	R\$ 240,00	R\$ 240,00
7	1	Suporte Balance	R\$ 120,00	R\$ 120,00
8	1	Eixo Balance	R\$ 130,00	R\$ 130,00
9	2	Disco Balance	R\$ 120,00	R\$ 240,00
10	1	Proteção Policarbonato	R\$ 230,00	R\$ 230,00
11	2	Guias Lineares Telescópicas	R\$ 350,00	R\$ 700,00
12	2	Buchas de Fixação	R\$ 27,00	R\$ 54,00
13	3	Mancal Esferas	R\$ 35,00	R\$ 105,00
14	8	Manipulo	R\$ 5,00	R\$ 40,00
15	6	Alças	R\$ 5,00	R\$ 30,00
16	2	Acoplamento	R\$ 350,00	R\$ 700,00
17	6	Amortecedor de Vibração	R\$ 7,00	R\$ 42,00
18	1	Motor Elétrico	R\$ 800,00	R\$ 800,00
19	1	Motofreio	R\$ 950,00	R\$ 950,00
20	1	Redutor	R\$ 780,00	R\$ 780,00
21	2	Inversor de Frequência	R\$ 2300,00	R\$ 4600,00
22	1	Transformador + Painel	R\$ 1450,00	R\$ 1450,00
23	1	Painel e Componentes Elétricos	R\$ 1500,00	R\$ 1500,00
24	1	Parafusos e Fixadores Diversos	R\$ 150,00	R\$ 150,00
25	25	Horas de Usinagem e Ajustes	R\$ 25,00	R\$ 625,00
26	60	Horas de Projeto Mecânico	R\$ 50,00	R\$ 3000,00
27	20	Horas de Projeto Elétrico	R\$ 50,00	R\$ 1000,00
28	50	Transporte R\$ 4,00 / km	R\$ 4,00	R\$ 200,00
TOTAL			R\$ 19.626,00	

ANEXO A – Especificações dos principais componentes comerciais

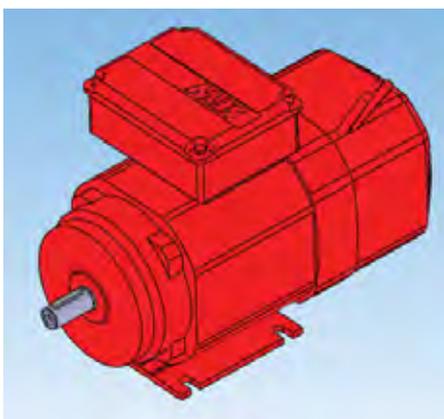
A1 – Redutor



RX57AD2

Velocidade	[1/min] : 1400 / 1076,92
Redução total	: 1,30
Torque saída	[Nm] : 46
Forma construtiva 123	: M1
Eixo de saída	[mm] : 20x40
Força radial permitida com n=1400	[N] : 0
Pinion Pin	[mm] : 12 / 28
Peso líquido	[Kg] : 13

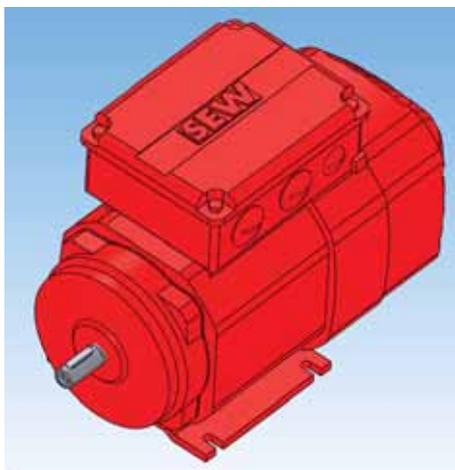
A2 – Motofreio



DRE80S4/BE05/HR/FI

Faixa velocidade do motor	[1/min] : 1710
Forma construtiva 123	: B3
Posição da caixa de terminais	: 270
Posição de entrada cabo/conector	: 2
Eixo de saída	[mm] : 19x40
Potência do motor	[kW] : 0,75
Fator de duração	: S1-100%
Classe de eficiência	: IE2
Efficiency (50/75/100% Pn)	[%] : 77 / 81,2 / 80,5
CE mark	: Sim
Tensão do motor	[V] : 220/380
Circuito de ligação	: R13
Frequência	[Hz] : 60
Faixa de corrente	[A] : 3,15 / 1,81
Cos Phi	: 0,80
Classificação térmica	: 130(B)
Tipo de proteção do motor	: IP54
Modelo desejado	: Brasil (ABNT)
Peso líquido	[Kg] : 14,2
Torque do freio	[Nm] : 5
Voltagem do freio	[V] : 380

A3 – Motor Auxiliar



DRS71S4/FI/TH

Faixa velocidade do motor	[1/min]	: 1700
Forma construtiva 123		: B3
Posição da caixa de terminais		: 270
Posição de entrada cabo/conector		: 3
Eixo de saída	[mm]	: 14x30
Potência do motor	[kW]	: 0,25
Fator de duração		: S1-100%
Classe de eficiência		: -
Efficiency (50/75/100% Pn)	[%]	: 69,9 / 74,4 / 75,3
CE mark		: Sim
Tensão do motor	[V]	: 220/380
Circuito de ligação		: R13
Frequencia	[Hz]	: 60
Faixa de corrente	[A]	: 1,2 / 0,7
Cos Phi		: 0,74
Classificação térmica		: -
Tipo de proteção do motor		: IP55
Modelo desejado		: Brasil (ABNT)
Peso líquido	[Kg]	: 7,8

A4 – Inversor de Frequência Motor Auxiliar (Tipo Vetorial)



Inversor de frequencia

MC07B0003-5A3-4-00

Código do inversor		: 08285152
Tamanho		: 0XS
Filtro de entrada integrado		: C2
Faixa de potência	[kW]	: 0,25
Potência	[HP]	: 0,4
Tensão	[V]	: 3x380-500
Corrente nominal de entrada	[A]	: 0,9
Output voltage	[V]	: 3x0-UN
Corrente nominal de saída	[A]	: 1
Speed range	[1/min]	: 0-5500
Ambient temperature min		: -10
Ambient temperature max		: +50
Degree of protection IP		: 20
Weight	[Kg]	: 1,3

A5 – Inversor de Freqüência Motfreio – Tipo Vetorial



Inversor de frequencia

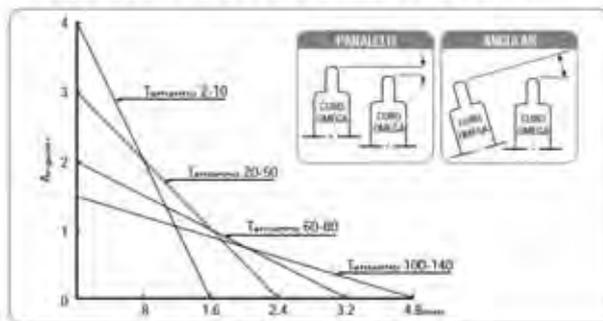
MDX61B0008-5A3-4-00

Código do inversor	: 08277311
Tamanho	: 0S
Faixa de potência	[kW]: 0,75
Tensão	[V]: 3x380-500
Corrente nominal de entrada	[A]: 2,2
Output voltage	[V]: 3x400
Corrente nominal de saída	[A]: 2,4
Degree of protection IP	: 20
Weight	[Kg]: 2

A6 - Acoplamentos



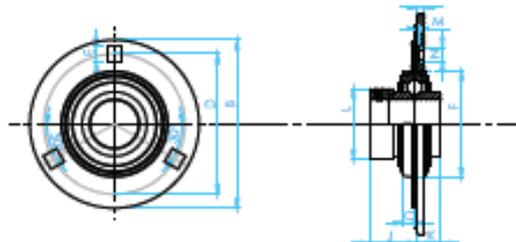
Capacidade de aceitar desalinhamentos.
(Acoplamento Standard A com Espaçador)



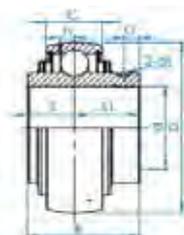
Especificações técnicas

Tamanho do Acoplamento		Cubo		Potência Nominal [kW] [HP]	Torque Nominal (Nm) [lb-ft]	RPM		Dimensões em Milímetros												Peso Kg. (lb)			
		Função Máxima mm	Função Mínima mm			Máximo	Espeçador	A		B		C		D		E		F					
Standard	Espeçador	Ø	Ø	Ø	Ø	Standard	Ø	Diam. ext.	Compr. Cubo	Diâmetro Standard	Diâmetro Espesador	Diâmetro Mín.	Diâmetro Máx.	Diâmetro Mín.	Diâmetro Máx.	Diam. Máximo do Cubo	Diam. Mínimo do Cubo	Comprimento Standard	Comprimento Espesador	Max.Ø	Max.Ø	Stator	Exter.
E2-M	ES2-R-M	28	0	0,0023	21,5	7500	7500	89	24	36	46	91	100	47	38	84	94	146	148	0,55	1,0		

A7 - Mancais de Rolamentos



BRM														
Eixo		Mancal	B	C	D	# Lugares do Eixo	F	H	J	K	L	Ø do Perfil	M	
mm	Pol.		mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm		PARTE CURVA	PARTE LINDA
12	1/2	PP203	80,96	7,14	63,5	2,38	182,56	1,9	25,4	11,9	28,57	1/4	.006	.100
15	5/8													
17														



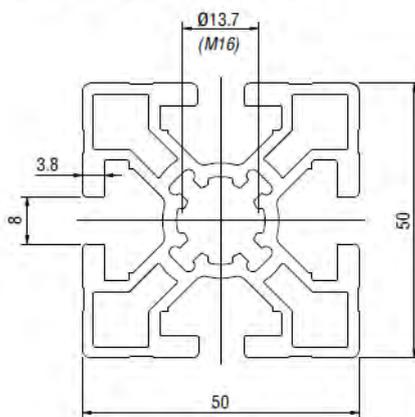
Vedação R3

BRM												
Ø do Eixo (d)		Rolamento	D	B	C	S	S1	G	h	ds	Capacidade de Carga	
mm	Pol.		mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	Dinâmica C (N)	Estática Co (N)
16	5/8	UC203S	40	27,4	14	11,5	15,9	4,2	3,5	M5x0,8	9550	4760

A8 – Perfil da Base Alumínio

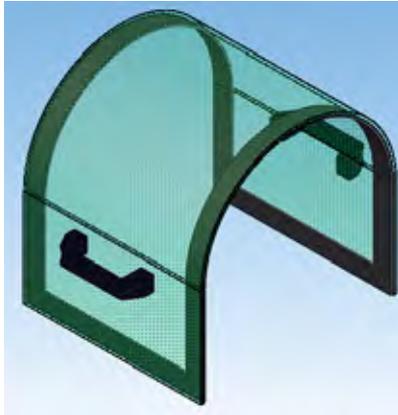
Perfil Base 50

Perfil 50 x 50 Básico - LEGP50101



Dados Técnicos	
ix, y	= 20,49 cm ⁴
Wx, y	= 8,20 cm ³
Área Transversal	= 8,43 cm ²
Peso	= 2,28 kg/m

A9 – Proteção de Policarbonato

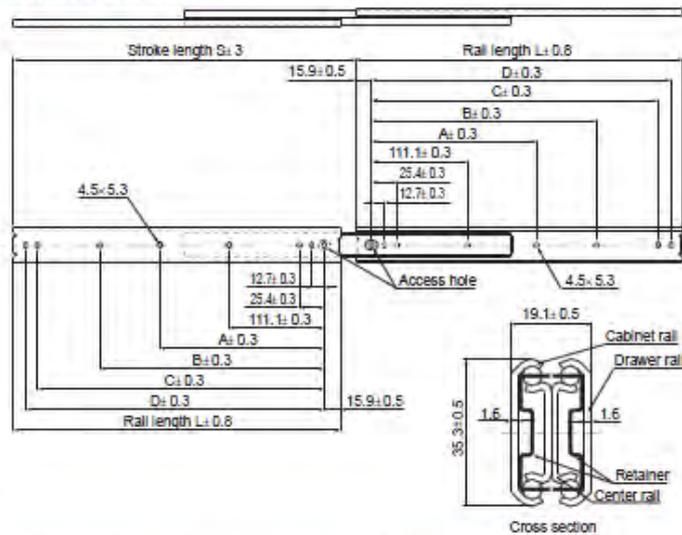


Propriedades e características	Norma	Unidade	Valor
Propriedades Físicas:			
Densidade	DIN 53479		1,20
Absorção de água 23°C/24H	DIN 53495	mg	10
Propriedades Mecânicas:			
Resistência à tração no limite elástico	DIN 53455	N/mm ²	>60
Tensão de ruptura em tração	DIN 53455	N/mm ²	>70
Alongamento no limite elástico	DIN 53455	%	6-8
Alongamento na ruptura	DIN 53455	%	>100
Módulo de flexão	DIN 53457	N/mm ²	2500
Resistência à flexão no limite elástico	DIN 53452	N/mm ²	100
Resistência ao impacto IZOD (1/8") à temperatura ambiente	ASTM D256	Jm	600-800
Dureza H 358-30	DIN 53456	N/mm ²	95
Propriedades Térmicas			
Resistência térmica: VICAT, método B	DIN 53460	°C	>145-150
DTUL, 1,82 N/mm ²	ASTM D648	°C	135-140
Coefficiente de dilatação térmica linear	VDE 0304/1	1/°C	6,7x10 ⁻⁵
Condutividade térmica	DIN 52612	W/m °C	0,21

A10 – Guias Telescópicas



Model FBL 35D



Unit: mm

Rail length L (±0.8)	Stroke S (±3)	Mounting hole dimensions				Mounting hole		Permissible load N/pair	Mass kg/pair
		A	B	C	D	Drawer rail	Cabinet rail		
305	327	—	149.2	260.3	273.0	7	7	588	1.28
356	378	—	200.0	311.1	323.8	7	7	578	1.48
406	429	—	250.8	361.9	374.6	7	7	559	1.72
457	480	212.7	301.6	412.7	425.4	8	8	549	1.96
508	530	238.1	352.4	463.5	476.2	8	8	529	2.12
559	581	263.5	403.2	514.3	527.0	8	8	500	2.4
610	632	288.9	454.0	565.1	577.8	8	8	480	2.56
660	683	314.3	504.8	615.9	628.6	8	8	461	2.6
711	734	339.7	555.6	666.7	679.4	8	8	441	3

Note) The Permissible Load and Mass each indicate when used as a pair of 2 units.

A11 – Amortecedor de Vibrações – Vibrastop**MICRO II**

Carga estática por peça	70 kg
Carga dinâmica por peça	280 kg
Diâmetro	55 mm
Altura	40 mm
Altura da borracha + parafuso	85 mm
Dureza da borracha	55 shores A
Deflexão	1,3 mm / 70 kg
Parafusos de ajuste	5/16", 3/8", 1/2"