



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO - UFPE**  
**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA É PPGEM**

**SANDRA MARIA SANTOS HOLANDA**

***APLICAÇÃO DA MANUTENÇÃO PREDITIVA POR ANÁLISE DE  
VIBRAÇÕES EM EQUIPAMENTOS DE TRENS URBANOS COM  
PLANO DE MANUTENÇÃO PROPOSTO***

Recife  
2016

SANDRA MARIA SANTOS HOLANDA

***APLICAÇÃO DA MANUTENÇÃO PREDITIVA POR ANÁLISE DE  
VIBRAÇÕES EM EQUIPAMENTOS DE TRENS URBANOS COM  
PLANO DE MANUTENÇÃO PROPOSTO***

Dissertação submetida ao PPGEM  
com parte dos requisitos para obtenção  
do grau de Mestre em Engenharia  
Mecânica área de Materiais e Fabricação  
do Departamento de Engenharia  
Mecânica da UFPE.

**Orientador: Tiago Leite Rolim, Prof. Dr. Engº**

Recife  
2016

Catálogo na fonte  
Bibliotecária: Rosineide Mesquita Gonçalves Luz / CRB4-1361 (BCTG)

- H722a Holanda, Sandra Maria Santos.  
Aplicação da manutenção preditiva por análise de vibrações em equipamentos de trens urbanos com plano de manutenção proposto / Sandra Maria Santos Holanda. - 2016.  
96f., il., figs., gráfs., tabs.
- Orientador: Prof. Dr. Tiago Leite Rolim.  
Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG.  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2016.  
Inclui Referências, Apêndice e Anexos.
1. Engenharia Mecânica. 2. Análise de vibração. 3. Espectro de frequência. 4. Manutenção preditiva. I. Rolim, Tiago Leite (Orientador).  
II. Título.

621 CDD (22.ed) UFPE/BCTG-2016/ 104

29 de fevereiro de 2016

APLICAÇÃO DA MANUTENÇÃO PREDITIVA POR ANÁLISE DE VIBRAÇÕES  
EM EQUIPAMENTOS DE TRENS URBANOS COM PLANO DE MANUTENÇÃO  
PROPOSTO

SANDRA MARIA SANTOS HOLANDA

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

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: ENGENHARIA DE MATERIAIS E FABRICAÇÃO

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO  
PROGRAMA DE PÓS GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA  
MECÂNICA/CTG/EEP/UFPE

---

Prof. Dr. TIAGO LEITE ROLIM  
ORIENTADOR/PRESIDENTE

---

Prof. Dr. JORGE RECARTE HENRIQUEZ GUERRERO  
COORDENADOR DO PROGRAMA

**BANCA EXAMINADORA:**

---

Prof. Dr. TIAGO LEITE ROLIM (UFPE)

---

Prof. Dr. JOSÉ MARIA BARBOSA (UFPE)

---

Prof. Dr. ADALBERTO NUNES DE SIQUEIRA (FACULDADE ESTÁCIO)

## AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus por cada segundo de uma vida iluminada, colocando pessoas e oportunidades maravilhosas, me enchendo generosamente de coragem e saúde, suprimindo minhas necessidades e guiando cuidadosamente cada passo. Ao Senhor meu Deus, gratidão eterna e absoluta.

Ainda no campo celestial, agradeço a Maria, Mãe do Perpétuo Socorro, exemplo de mulher forte e disciplinada, por toda interseção, proteção e amparo nas horas mais delicadas.

Aos meus amados pais, tesouros imensuráveis que me educaram com foco no estudo, sempre insistindo que não há outra forma de vencer senão pelo esforço do aprendizado. Obrigada por facilitar minha rotina, pelos cuidados, orações e pela torcida fiel.

Ao meu noivo João Henrique França, que entre tantas coisas maravilhosas que faz por mim, me motivou e ajudou na realização desse estudo com sua inteligência acima da média, capacidade, tranquilidade e bom humor. Obrigada pela companhia durante vários sábados e domingos debruçados sobre livros e computadores.

Ao meu orientador, Professor Dr. Tiago Rolim, pelos valiosos ensinamentos e disposição em me acompanhar nas medições, por disponibilizar seu instrumento analisador de vibração, pelo atendimento sempre atencioso, lembrando que na vida de uma mestranda ôcada dia é menos um diaô.

Ao Professor Dr. Claudino Lira, que me incentivou a fazer esse mestrado, me fornecendo gentilmente todas as orientações e abrindo os meus olhos para as oportunidades.

Ao Professor Dr. Maurílio José dos Santos, por ter me recebido com total presteza na UFPE me orientando sobre o ingresso no PPGEM.

À Companhia Brasileira de Trens Urbanos - CBTU, pela concessão da liberdade de usufruir de sua grandiosa estrutura, tornando viável o trabalho experimental.

Aos colegas da CBTU que colaboraram diretamente para a realização desse trabalho, especialmente aos Senhores Dr. Adalberto Nunes e Ricardo Esberard, que receberam meu orientador com muita cortesia, disponibilizando as instalações para o trabalho experimental. Ao Sr. Fernando Diniz pela sempre solícita presença nas medições providenciando o aparato necessário. Aos demais amigos que consultei, incomodei e confiei. Obrigada pela torcida e colaboração.

## RESUMO

Embora a vibração nem sempre seja um problema, sendo até essencial para algumas atividades, muitos equipamentos são projetados para operar de forma regular, de modo que a vibração passa a ser um indicador de anormalidades, que caso não sejam identificadas e tratadas, provocarão riscos operacionais, financeiros e de segurança. Nas piores circunstâncias, a vibração pode danificar equipamentos com gravidade, levando à sua interrupção e acarretando em elevados prejuízos financeiros. O ponto positivo está na possibilidade de que se a vibração for medida e analisada corretamente, pode ser usada como indicador da condição da máquina, ajudando a guiar o profissional da manutenção a tomar ações corretivas que evitarão futuros transtornos. Este trabalho proporciona uma primeira abordagem na análise das vibrações em equipamentos críticos do trem da Companhia Brasileira de Trens Urbanos em Recife-PE, introduzindo a manutenção preditiva por análise de vibrações como ferramenta eficaz de diagnóstico e prevenção de falhas. Esse estudo também inclui uma proposta de implantação dessa prática preditiva na CBTU, sugerindo um plano de manutenção cuja viabilização promoverá uma melhoria significativa nos parâmetros fundamentais da manutenção: disponibilidade, confiabilidade e redução de custos.

**Palavras chave:** Análise de vibração. Espectro de frequência. Manutenção preditiva.

## ABSTRACT

Although the vibration is not always a problem, and even essential for some activities, much equipment are designed to operate on a regular basis, so that the vibration becomes an indicator of abnormalities, which if not identified and treated, they will cause operational risks, financial and security. In the worst circumstances, the vibration can damage equipment with gravity, leading to its disruption and resulting in significant financial losses. The plus point is the possibility that the vibration is measured and analyzed properly, can be used as an indicator of machine condition, helping to guide the professional maintenance to take corrective action to avoid future problems. This work provides a first approach to matters of vibrations in critical equipments of the Brazilian Company of Urban Trains in Recife-PE, introducing predictive maintenance by vibration analysis as an effective tool to diagnose and prevent failures. This study also includes an implementation of this proposal predictive practice in this company, suggesting a maintenance plan whose feasibility promote a significant improvement in the basic parameters of maintenance: availability, reliability and cost reduction.

**Keywords:** Vibration analysis. Frequency spectrum. Predictive maintenance.

## LISTA DE FIGURAS

### Capítulo 3

**Figura 3.1** - Representação do MHS

**Figura 3.2** ó Representação da Defasagem dos Parâmetros de Vibração

**Figura 3.3**– Representação de Nível de Vibração

**Figura 3.4** ó Espectros **(a)** e **(b)** com diferentes valores de pico

**Figura 3.5-** **(a)** Sistema massa-mola **(b)** Sistema massa-mola-amortecedor

**Figura 3.6** ó Esquemas com **(a)** 1GL, **(b)** 2GL, **(c)** 3 GL

**Figura 3.7** ó Fluxo do processo de medição e análise

**Figura 3.8** ó Acelerômetro piezo-elétrico

**Figura 3.9** ó Sinais no domínio do tempo

**Figura 3.10** ó Sinais no domínio do tempo

**Figura 3.11** ó Sinais no domínio da frequência

**Figura 3.12** ó Eixo desbalanceado

**Figura 3.13 (a)** - Representação do espectro de desbalanceamento **(b)** - Espectro de desbalanceamento

**Figura 3.14** ó Desalinhamento angular

**Figura 3.15 (a)** - Representação do espectro de desalinhamento angular **(b)** - Espectro de desalinhamento angular

**Figura 3.16** ó Desalinhamento paralelo

**Figura 3.17(a)** - Representação do espectro de desalinhamento paralelo **(b)** - Espectro de desalinhamento paralelo

**Figura 3.18** ó Desalinhamento combinado

**Figura 3.19** ó Rotor excêntrico e seu espectro

**Figura 3.20(a)** - Eixo empenado **(b)** - Espectro do eixo empenado

**Figura 3.21** ó Tipos de folgas mecânicas **(a)** Tipo A, **(b)** Tipo B, **(c)** Tipo C

**Figura 3.22** ó Espectros característicos de folgas tipo A, B e C

**Figura 3.23** - Espectros de vibração dos quatro estágios básicos de degradação de um mancal de rolamento até a sua falha

**Figura 3.24** - Seção de um rolamento de esferas

**Figura 3.25** - Representação dos espectros de roçamentos leve e severo

**Figura 3.26** – Tabela de Diagnósticos para Engrenagens

### Capítulo 4

**Figura 4.1** - Disposição física dos carros e motores de tração do TUE

**Figura 4.2-** Esquema de alimentação dos equipamentos estudados

**Figura 4.3** - Vista inferior do carro motor ó Destaque para a localização dos motores de tração no carro motor.

**Figura 4.4** - Motor de tração pronto para ser instalado no TUE

**Figura 4.5** - Truque instalado sob a caixa do TUE

- Figura 4.6** - Truque motor do TUE
- Figura 4.7** - Rodeiro motor do TUE
- Figura 4.8** - Sistema de transmissão por engrenagens do TUE
- Figura 4.9** - Vista inferior do carro reboque indicando a localização do compressor principal
- Figura 4.10** - Conjunto Motor-compressor.
- Figura 4.11** - Conjunto Motor-compressor instalado no TUE
- Figura 4.12** - Pontos de medição estabelecidos pela norma ISO 10816-1
- Figura 4.13** - Pontos de medição para um compressor vertical.
- Figura 4.14** - Pontos de medição para o compressor do TUE
- Figura 4.15 (a)** - Identificação dos pontos referentes ao mancal 1 **(b)** - Identificação do ponto 1V **(c)** - Identificação do ponto 1H **(d)** - Identificação do ponto 1A
- Figura 4.16 (a)** - Identificação dos pontos referentes ao mancal 2 **(b)** - Identificação do ponto 2V **(c)** - Identificação do ponto 2H **(d)** - Identificação do ponto 2A
- Figura 4.17**- Identificação dos pontos referentes aos mancais 1 e 2 do motor que aciona o compressor em verde. Identificação do compressor em vermelho
- Figura 4.18** - Analisador de vibração FAG Detector III
- Figura 4.19** - Dados coletados pelo analisador de vibrações no mancal da tampa dianteira do motor do compressor na posição radial vertical
- Figura 4.20** - Registros do domínio do tempo e da frequência

## Capítulo 5

- Figura 5.1**- Gráfico de valores globais de velocidade de vibração de todos os pontos de coleta dos motores de tração
- Figura 5.2** - Gráfico de valores globais de aceleração de vibração de todos os pontos de coleta dos motores de tração
- Figura 5.3** - Espectro de aceleração de vibração no ponto 2V do MT 9
- Figura 5.4** - Espectro de aceleração de vibração no ponto 2H do MT 9
- Figura 5.5** - Espectro de aceleração de vibração no ponto 2H do MT9 (região de 2 a 5 kHz)
- Figura 5.6 (a)** - Gráfico de velocidade de vibração de motores de tração reconicionados e não reconicionados, instalados no trem **(b)** Gráfico de aceleração de vibração de motores de tração reconicionados e não reconicionados, instalados no trem
- Figura 5.7 (a)** - Espectro de velocidade de vibração no ponto 2V do conjunto motor-compressor 01 antes da manutenção corretiva **(b)** - Espectro de velocidade de vibração no ponto 2V do conjunto motor após ser realizada a manutenção corretiva
- Figura 5.8 (a)** - Espectro de velocidade de vibração no ponto 2A do conjunto motor-compressor 01 antes da manutenção corretiva **(b)** após ser realizada a manutenção corretiva.
- Figura 5.9 (a)** - Espectro de velocidade de vibração no ponto 3LX do compressor 01 antes da manutenção corretiva **(b)** após ser realizada a manutenção corretiva

**Figura 5.10** (a) - Espectro de aceleração de vibração no mancal do ponto 2V do motor elétrico do compressor 01 na primeira coleta de dados (b) na segunda coleta de dados.

**Figura 5.11** - Espectro de aceleração de vibração no mancal do ponto 1V do motor elétrico do compressor 01 com alguns picos de maior amplitude coincidindo com as frequências de defeito do anel externo do rolamento.

**Figura 5.12** - Espectro de aceleração de vibração no mancal do ponto 1V do motor elétrico do compressor 01 com alguns dos picos de maior amplitude coincidindo com as frequências de defeito do anel interno do rolamento.

**Figura 5.13** - Espectro de aceleração de vibração no mancal do ponto 1V do motor elétrico do compressor 01 com alguns dos picos de maior amplitude coincidindo com as frequências de defeito do elemento rolante do rolamento.

**Figura 5.14(a)** - Espectro de aceleração de vibração no ponto 3V do compressor 02 na primeira coleta de dados (b) na segunda coleta de dados.

**Figura 5.15 (a)** - Espectro de aceleração de vibração no ponto 3LX do compressor 02 na primeira coleta de dados **(b)** na segunda coleta de dados.

**Figura 5.16** - Gráfico de evolução da velocidade de vibração no compressor 02.

**Figura 5.17** - Gráfico de evolução da aceleração de vibração no compressor 02.

## Capítulo 6

**Figura6.1-** Organograma simplificado da CBTU com destaque para a Gerência de Manutenção

**Figura6.2-** Periodicidade das medições em função da evolução do defeito

## Anexo C

**Figura C1-** Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 1V do motor de tração.

**Figura C2** - Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 1H do motor de tração.

**Figura C3** - Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 1A do motor de tração.

**Figura C4** - Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 2V do motor de tração.

**Figura C5** - Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 2H do motor de tração.

**Figura C6** - Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 2A do motor de tração.

**Figura C7** - Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 1V do motor do compressor.

**Figura C8** - Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 1H do motor do compressor.

**Figura C9** - Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 1A do motor do compressor.

**Figura C10** - Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 2V do motor do compressor.

**Figura C11**- Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 2H do motor do compressor.

**Figura C12** - Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 2A do motor do compressor.

**Figura C13** - Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 3V do motor do compressor.

**Figura C14** - Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 3LY do motor do compressor.

**Figura C15** - Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 3LX do motor do compressor.

## **LISTA DE QUADROS**

### **Capítulo 3**

**Quadro 3.1**-Tolerâncias de alinhamento em função da rotação

### **Capítulo 4**

**Quadro 4.1** - Matriz criticidade para avaliação de equipamentos críticos

**Quadro 4.2** - Padronização de valores de velocidade RMS ISO 10816-3

**Quadro 4.3** - Padronização de valores de velocidade RMS ISO 10816-1

**Quadro 4.4** - Valores limites de aceleração de vibração para algumas máquinas

**Quadro 4.5** - Valores limite de velocidade e aceleração de vibração para compressor vertical

### **Capítulo 6**

**Quadro 6.1** ó Cadastro de bens

**Quadro 6.2** ó Programação da rota

**Quadro 6.3** ó Programação dos níveis de alarme

**Quadro 6.4** ó Informações técnicas dos equipamentos

**Quadro 6.5** ó Valores medidos no compressor 4

**Quadro 6.6** ó Tabulação dos dados medidos

### **Anexo A**

**Quadro A1** - Plano preditivo anual

### **Anexo B**

**Quadro B1** – OS / Laudo de manutenção preditiva

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BPM - Ball Pass Frequency Inner Race  
BPFO - Ball Pass Frequency Outer Race  
BSF - Ball Spin Frequency  
CA - Corrente Alternada  
CBTU ó Companhia Brasileira de Trens Urbanos  
CC - Corrente Contínua  
CPM - Ciclos Por Minuto  
CPS ó Ciclos por segundo  
CV ó Cavalo Vapor  
DFT ó Discrete Fourier Transform  
FTF - Fundamental Train Frequency  
FFT ó Fast Fourier Transform  
GL ó Grau de Liberdade  
G's - Quanto da Aceleração da Gravidade  
HFD ó High Frequency Detection  
HP- Horse Power  
Hz - Frequência em ciclos por segundo ou Hertz  
MHS ó Movimento Harmônico Simples  
MT ó Motor de Tração  
OS - Ordem de Serviço  
H, V, A, L - Direção de Medição da Vibração, Horizontal, Vertical, Axial e Lateral, respectivamente.  
ISO - International Organization for Standardization  
FFT - Fast Fourier Transform  
PCM ó Planejamento e Controle da Manutenção  
PMD ó Posição Máxima à direita  
PME ó Posição Máxima à esquerda  
RMS - Root Mean Square  
RPM - Rotação por Minuto  
TDF ó Transformada Discreta de Fourier  
TRF ó Transformada Rápida de Fourier  
1N- Na frequência de rotação.  
2N - Duas vezes a frequência de rotação.  
3N - Três vezes a frequência de rotação.  
TUE ó Trem Unidade Elétrica

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>14</b>
<b>2</b>	<b>OBJETIVOS.....</b>	<b>15</b>
<b>2.1</b>	<b>Objetivo geral.....</b>	<b>15</b>
<b>2.2</b>	<b>Objetivo específico.....</b>	<b>15</b>
<b>3</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>16</b>
<b>3.1</b>	<b>Considerações sobre manutenção.....</b>	<b>16</b>
3.1.1	Benefícios da manutenção preditiva.....	18
<b>3.2</b>	<b>Teoria das vibrações mecânicas.....</b>	<b>19</b>
3.2.1	A Importância do estudo das vibrações.....	19
3.2.2	Conceitos básicos sobre vibração.....	20
3.2.2.1	Movimento harmônico simples.....	20
3.2.2.2	Parâmetros da vibração.....	21
3.2.2.3	Níveis de vibração.....	22
3.2.2.4	Componentes elementares de um sistema vibratório.....	24
3.2.3	Modelagem matemática da vibração.....	24
3.2.3.1	Modelos de 1, 2 e múltiplos GL.....	25
<b>3.3</b>	<b>Medição e análise de vibração.....</b>	<b>26</b>
3.3.1	Sensor utilizado para medição.....	26
3.3.2	Instrumentos utilizados para medição, análise e registro.....	27
3.3.2.1	Medidores de vibração de nível global (sem filtro).....	27
3.3.2.2	Analisadores de frequência por Transformada de Fourier.....	28
3.3.3	Princípios da análise espectral.....	28
3.3.4	Principais causas da vibração e seus espectros.....	30
3.3.4.1	Desbalanceamento.....	30
3.3.4.2	Desalinhamento do Acoplamento.....	32
3.3.4.3	Excentricidade.....	34
3.3.4.4	Eixo empenado.....	35
3.3.4.5	Folgas mecânicas.....	35
3.3.4.6	Falhas em rolamento.....	36
3.3.4.7	Roçamento.....	40
3.3.4.8	Vibrações por falhas de origem elétrica.....	41
3.3.4.9	Falha de engrenamento.....	41
3.3.5	Controle da vibração.....	42
<b>4</b>	<b>METODOLOGIA.....</b>	<b>43</b>
<b>4.1</b>	<b>Definição dos equipamentos e apresentação destes .....</b>	<b>43</b>
4.1.1	Apresentação dos equipamentos.....	44
4.1.1.1	Motor de tração.....	45
4.1.1.2	Conjunto Motor-Compressor Principal.....	48
<b>4.2</b>	<b>Metodologia para medições.....</b>	<b>50</b>
4.2.1	Estratégias de medição.....	50

4.2.2	Normas técnicas aplicadas.....	52
4.2.3	Pontos de medição nos equipamentos.....	57
4.2.3.1	Motor de tração.....	57
4.2.3.2	Conjunto Motor-Compressor Principal.....	59
4.2.4	Instrumentação utilizada.....	59
<b>5</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>62</b>
<b>5.1</b>	<b>Motor de tração.....</b>	<b>62</b>
<b>5.2</b>	<b>Conjunto Motor-Compressor Principal.....</b>	<b>66</b>
<b>6</b>	<b>PLANO DE MANUTENÇÃO.....</b>	<b>73</b>
<b>6.1</b>	<b>Definição dos itens que serão monitorados.....</b>	<b>76</b>
<b>6.2</b>	<b>Identificação dos itens através da fixação de placas.....</b>	<b>76</b>
<b>6.3</b>	<b>Cadastramento de cada item no software gerenciador.....</b>	<b>77</b>
<b>6.4</b>	<b>Configurações do analisador de vibração.....</b>	<b>77</b>
6.4.1	Programação da rota.....	77
6.4.2	Níveis de alarme.....	78
6.4.3	Informações adicionais.....	78
<b>6.5</b>	<b>Periodicidade das medições – Caso do Conjunto Motor - Compressor Principal.....</b>	<b>78</b>
6.5.1	Considerações.....	78
6.5.2	Variações da periodicidade.....	79
<b>6.6</b>	<b>Tabulação dos dados.....</b>	<b>80</b>
<b>6.7</b>	<b>OS de manutenção preventiva.....</b>	<b>81</b>
<b>7</b>	<b>CONCLUSÕES.....</b>	<b>82</b>
<b>8</b>	<b>SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>83</b>
	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>84</b>
	<b>APÊNDICE A .....</b>	<b>88</b>
	<b>APÊNDICE B .....</b>	<b>89</b>
	<b>ANEXO A .....</b>	<b>90</b>

## 1 INTRODUÇÃO

A manutenção enfrentou a partir da revolução industrial uma quebra de paradigma, saindo da função de apoio no atendimento aos reparos dos equipamentos quebrados, e sendo inserida no patamar de função estratégica, perseguindo basicamente três metas: aumento da confiabilidade, aumento da disponibilidade e redução nos custos.

A busca pela obtenção dessas metas se intensificou com o aumento da competitividade e de um cenário de constantes mudanças tecnológicas, forçando as empresas a lançarem mão de investimentos em melhorias a fim de se manterem no mercado.

Assim, com advento da tecnologia e o desenvolvimento científico, várias técnicas foram desenvolvidas com o intuito de monitorar a condição do equipamento e administrar o momento mais indicado para a intervenção da manutenção. Essas técnicas fazem parte da conhecida Manutenção Preditiva, cuja premissa é o monitoramento do ativo e a previsão de falhas incipientes.

Dentre estas técnicas, estão a análise de lubrificantes, da corrente elétrica, de pontos quentes em elementos elétricos e mecânicos, a verificação da existência e evolução de trincas superficiais e profundas, e a análise das vibrações, objeto desse estudo.

Ainda na etapa de projeto de uma máquina, deve ser previsto um baixo nível de vibração, o que de forma geral acontece. Entretanto, com o desgaste, manutenção inadequada ou inexistente, má utilização, dentre outros motivos, os equipamentos tem suas propriedades dinâmicas alteradas, gerando falhas como desalinhamento e empenamento de eixo, desbalanceamento de massas, folgas mecânicas, rolamentos desgastados e outras que serão aqui tratadas. Esses fatores promovem a diminuição de rendimento e o aumento do nível de vibração, o que pode levar à quebra e indisponibilidade do bem.

Nos trens urbanos desse estudo, cuja frota transporta uma média de 420.000 passageiros/dia, aplicação da análise das vibrações contribuirá na identificação de falhas através de medições periódicas dos parâmetros mais significativos, obedecendo a um plano de manutenção estruturado e permanente. Com isso, será possível o aumento da eficiência das intervenções da manutenção, evitando paradas inesperadas, transtornos e insegurança aos usuários e condutores dos trens, prejuízos financeiros, impactos negativos na imagem da companhia, desperdício de mão-de-obra e substituição de peças desnecessárias.

## **2 OBJETIVOS**

### **2.1 Objetivo geral**

O objetivo geral desse trabalho é conhecer os aspectos da vibração em equipamentos de um modelo de trem urbano através da técnica preditiva por análise de vibrações, com foco nos equipamentos avaliados com alta criticidade. E com base nos níveis de vibração identificados, propor a implantação dessa técnica na frota de trens, através de um plano de manutenção preditiva por análise de vibrações.

### **2.2 Objetivos específicos**

Os objetivos específicos desse trabalho são:

- Definição dos equipamentos críticos do TUE óTrem Unidade Elétrica, que devem ter seus níveis de vibração monitorados;
- Realização de medições periódicas para monitoramento e registro dos níveis de vibração, utilizando um instrumento analisador de vibração;
- Análise e diagnóstico de defeitos através da análise espectral, avaliando as variações de amplitude dos sinais em medições realizadas em diferentes datas nos equipamentos selecionados;
- Apresentação e discussão dos dados levantados;
- Definição do espectro padrão que será adotado como referência;
- Proposição do plano de manutenção preditiva.

### 3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

#### 3.1 Considerações sobre manutenção

A prática tradicional de manutenção é genericamente categorizada em três tipos: manutenções corretiva, preventiva e preditiva.

A manutenção corretiva, também chamada de reativa ou pós-quebra, corresponde à primeira geração da história da manutenção, tendo início antes da segunda guerra mundial, quando a indústria era pouco mecanizada e com maquinário simples, até o final dos anos 40 do século passado, tendo como princípio a operação do equipamento até sua quebra. Em linhas de produção e setores de serviço que utilizam muitas máquinas baratas e com redundância destas nos processos produtivos mais críticos, é compensatório que as máquinas normalmente funcionem até quebrar. Neste caso as máquinas reservas podem imediatamente dar continuidade à produção ou serviço. Sob o aspecto da ocorrência de vibrações, esta medida não será muito significativa, uma vez que não há vantagens econômicas ou de segurança em saber quando uma falha irá ocorrer.

Existe, porém, uma grande aplicação de máquinas e processos que não contam com o privilégio da redundância, ou ainda equipamentos de alto custo de reposição e críticos para o processo de fabricação ou prestação de serviço. Dessa forma, é fundamental nesses casos o monitoramento das condições desses elementos vitais, acompanhando a saúde da máquina e prevendo o momento da ocorrência da falha, minimizando a probabilidade de uma parada não programada. A informação sobre as condições pode ser obtida pela avaliação do gráfico de tendência dos níveis de vibração, construído a partir de medidas regulares de vibração.

A Manutenção Preventiva é a atuação realizada de forma a reduzir ou evitar a falha ou queda no desempenho, obedecendo a um plano previamente elaborado, baseado em intervalos definidos de tempo (KARDEK E NASCIF, 2009, p.42). Estes intervalos de serviço são determinados estatisticamente pelo período medido a partir do instante em que as máquinas estão novas ou em condições normais de serviço, até o ponto crítico estabelecido pelo fabricante. Trabalhando nesses intervalos, geralmente, acredita-se que a maior parte das máquinas deve sobreviver ao período de trabalho, entre intervenções. Nesse caso, é esperado que as falhas ocorram ocasionalmente.

Na linha do tempo, a preventiva corresponde à segunda geração da manutenção, se firmando entre os anos 50 e 60 em virtude da complexidade das instalações industriais e conseqüente aumento na necessidade de prevenir paradas não programadas.

Este tipo de manutenção baseada no tempo, porém, não elimina a possibilidade de ocorrência de falhas inesperadas no período, visto que a taxa de falha de muitas máquinas não é melhorada com a substituição regular de partes gastas. Pelo contrário, frequentemente a confiança nas máquinas recém-trabalhadas é reduzida, temporariamente, devido à interferência humana.

A partir da constatação acima, se fez necessário um método que particularize cada máquina, avaliando sistematicamente sua condição. Foi o que ocorreu na terceira geração a partir da década de 70, com o advento da automação e aumento considerável das exigências de confiabilidade e disponibilidade, se instaurando assim a manutenção preditiva.

A manutenção pela condição ou preditiva considera cada máquina individualmente, promovendo o acompanhamento de diversos parâmetros. Assim como o ser humano se submete a exames periódicos, o popular *õcheck-upö*, a fim de monitorar as condições de seu corpo e a partir dos resultados é definido pelo médico se haverá alguma intervenção corretiva, medicações, tratamentos e outros procedimentos, a manutenção preditiva trata equipamentos de forma análoga.

õA manutenção preditiva visa realizar manutenção somente quando as instalações precisarem delaõ (SLACK, 2008, p.645). Além do monitoramento das condições do equipamento, a preditiva pode ser usada para o recebimento de máquinas novas, ou para a aceitação das mesmas após reparos, já que identifica as anormalidades presentes.

As principais técnicas de manutenção preditiva, além da análise de vibrações, que será detalhadamente explorada nesse trabalho, são:

- Termografia: Permite o acompanhamento de temperatura e a formação de imagens térmicas, atuando no diagnóstico precoce de falhas e outros problemas em componentes elétricos, mecânicos e em processos produtivos;
- Análise de lubrificantes: Analisa itens como viscosidade, acidez, teor de água e outras fontes de contaminação que podem comprometer a operação do equipamento;
- Ultrassom: Detecta descontinuidades internas pelo modo de propagação das ondas sonoras através de uma peça. Pode ser aplicado em uma infinidade de

elementos como containers, tubulações, trocadores de calor, gavetas, selos, comportas e outros;

- Líquido penetrante: Detecta descontinuidades essencialmente superficiais e que sejam abertas na superfície, tais como trincas, poros e dobras, podendo ser aplicado em todos os materiais sólidos e que não sejam porosos ou com superfície muito grosseira.

### 3.1.1 Benefícios da manutenção preditiva

A prática de um programa de manutenção preditiva evitará danos sérios aos equipamentos e sistemas associados a estes. Esta redução na severidade dos danos aumenta o tempo de operação do equipamento e conseqüentemente melhora seus índices de confiabilidade, disponibilidade e custos, que são os pilares de uma gestão eficaz da manutenção. Um benefício colateral da manutenção preditiva é a capacidade automática de estimar o Tempo Médio Entre Falhas, MTBF. Esse indicador fornece os subsídios para se determinar o tempo mais efetivo em termos de custo para substituir o maquinário, ao invés de continuar a absorver altos custos de manutenção. No momento em que o MTBF atinge o ponto no qual os custos de manutenção e de operação do equipamento excederem os custos da substituição, a máquina deve ser substituída (COLLACOTT, 1999, p.181).

A manutenção pela condição (preditiva) baseia-se na crença de que a monitoração regular da condição de um bem e de sua eficiência operacional garantirá um intervalo máximo entre paradas, reduzindo o número e o custo das intervenções desnecessárias e ampliando a confiabilidade total do sistema. O desenvolvimento de instrumentos e sensores específicos viabilizou esse monitoramento, tornando possível a eliminação de reparos desnecessários e previsão de falhas catastróficas.

Até as companhias de seguro oferecem reduções no prêmio do seguro de sistemas que possuem programa de manutenção preditiva, já que falhas incipientes podem ser detectadas e seu desenvolvimento acompanhado. As medidas podem ser extrapoladas para predizer quando os níveis de vibração atingirão valores inaceitáveis e quando a máquina deve ser parada para manutenção. Isto é chamado monitoração da tendência, e permite ao mantenedor planejar os reparos antecipadamente (SEMEQ, 2003, p. 30).

## 3.2 Teoria das vibrações mecânicas

### 3.2.1 A Importância do estudo das vibrações

As vibrações são fenômenos que ocorrem a todo o tempo no universo, desde os grandes fenômenos naturais, como tremores de terra, até os menores detalhes do cotidiano, como a utilização de aparelhos domésticos, a utilização de transportes percorrendo vias irregulares que provocam sensações desagradáveis aos usuários, os equipamentos industriais que induzem movimentos vibratórios aos operadores e a outros equipamentos vizinhos.

De acordo com Rao (2008, p. 5)

A maioria das atividades humanas envolve vibração de uma forma ou outra. Por exemplo, ouvimos porque nossos tímpanos vibram, e vemos porque as ondas de luz sofrem vibração. A respiração está associada à vibração dos pulmões, e andar envolve movimento oscilatório (periódicos de pernas e mãos). Falamos devido ao movimento oscilatório da laringe (e da língua).

Dessa forma, é notável que o fenômeno da vibração aparece, ora indesejável, pelos desconfortos e desdobramentos inconvenientes, ora essencial para o mundo físico e a vida, uma vez que até os batimentos cardíacos são movimentos vibratórios do coração.

Na engenharia, o estudo das vibrações é um item de alta criticidade, visto que os efeitos das vibrações são, em alguns casos, catastróficos, quando se considera o desgaste prematuro dos elementos mecânicos resultando em falhas por fadiga do material, rupturas causadas por cargas dinâmicas, que por vezes são apenas cargas moderadas, porém submetidas à movimentos cíclicos e ininterruptos.

Segundo França e Sotelo (2013, p.2)

Se não for possível eliminar totalmente a vibração nesses casos, deve-se ao menos tentar mantê-la sob controle e, com auxílio de planejamento e programação da manutenção apropriados, antecipar a substituição de componentes mecânicos antes que as avarias ocorram.

Esse controle deve ter início já na etapa de projeto, quando os efeitos vibratórios serão considerados na concepção de máquinas, fundações, estruturas, motores, turbinas, sistemas de controle e demais elementos que possam ser afetados por tais efeitos. Muitos recursos são frequentemente dedicados ao aprimoramento de equipamentos e máquinas

de todos os níveis de complexidade, bem como às ferramentas e instrumentos que monitoram e auxiliam no controle e identificação das fontes de vibração.

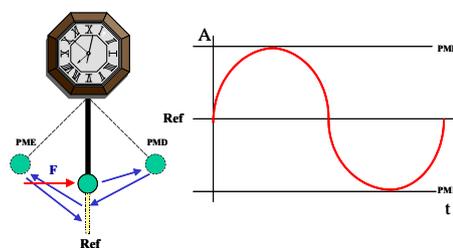
Dessa forma, a compreensão dos conceitos e fundamentos que regem a teoria das vibrações mecânicas, associada à técnica de manutenção preditiva de análise de vibrações, é fundamental para melhoria de projeto e operação de equipamentos, veículos de transporte e outros itens submetidos a vibrações e ruídos.

### 3.2.2 Conceitos básicos sobre vibração

Para compreender os fundamentos do princípio da análise de vibrações, se faz necessário compreender o que é vibração mecânica. A vibração mecânica pode ser definida como um tipo de movimento no qual se considera uma massa reduzida a um ponto submetido a uma força. A ação dessa força obriga o ponto a executar um movimento oscilatório. Para que o movimento oscilatório do ponto se constitua numa vibração, ele deverá percorrer uma trajetória denominada trajetória completa ou ciclo, conhecida pelo nome de período de oscilação (BENEDETTI, 2002, p.16).

#### 3.2.2.1 Movimento harmônico simples

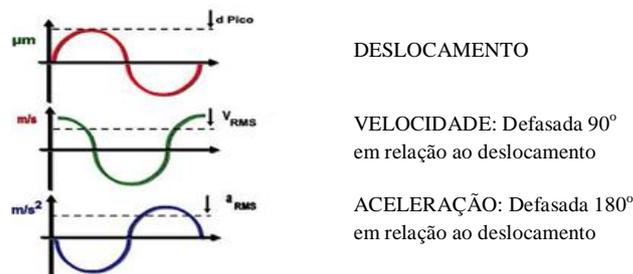
Se um corpo oscila periodicamente em torno de uma posição de equilíbrio, este movimento é caracterizado como Movimento harmônico, que é a forma mais simples com que uma vibração pode se apresentar. Um exemplo clássico do Movimento Harmônico Simples - MHS é o movimento do pêndulo de um relógio, que oscila da posição máxima à direita (PMD) à posição máxima à esquerda (PME), sempre passando pelo mesmo ponto de equilíbrio (posição central) e tendo como representação o gráfico de uma senóide, como ilustra a figura 3.1:



**Figura 3.1** Representação do MHS [27].

### 3.2.2.2 Parâmetros de vibração

Os parâmetros para mensuração dos níveis de vibração são usualmente expressos em termos de deslocamento, velocidade e aceleração, cujas representações estão ilustradas na figura 3.2:



**Figura 3.2** Representação da Defasagem dos Parâmetros de Vibração [Adaptado de 34].

Segundo Kardec e Nascif (2009, p. 244), "Todos os três representam o quanto o equipamento está vibrando". Os Parâmetros de medidas da vibração são quase universalmente medidos em unidades métricas de acordo com recomendações de normas como a ISO2372, atualmente substituída pela ISO10816, sendo:

- Deslocamento ( $x$ ) medido em micrometros ( $\mu\text{m}$ ). Pode ser medido pelo grau de distanciamento do ponto em relação à sua posição de repouso, sendo a unidade mais óbvia para se mensurar a vibração, pois é aquela que mais se aproxima da ideia de oscilação em torno de um ponto médio.

O deslocamento realça componentes de baixa frequência, recomendado em medições abaixo de 10 Hz, sendo representado pela fórmula 3.1:

$$\mathbf{x = A \ sen(wt+\Phi)} \quad (3.1)$$

Velocidade ( $v$ ) medida em milímetro/segundo (mm/s). O deslocamento do ponto implica a existência de uma velocidade que poderá ser variável. Derivando uma vez a função deslocamento, obtêm-se a velocidade, representada pela fórmula 3.2:

$$\mathbf{v = dx/dt = Aw \ cos (wt+\Phi)} \quad (3.2)$$

A velocidade de vibração é o parâmetro menos representativo para componentes tanto de baixa como de alta frequência, sendo o parâmetro normalmente escolhido para avaliação da severidade de vibração entre 10 Hz e 1000 Hz.

- Aceleração ( $a$ ) medida em metro/segundo<sup>2</sup> ( $\text{m/s}^2$ ). Se a velocidade for variável, existirá uma certa aceleração no movimento. Derivando duas vezes a função

deslocamento ou uma vez a função velocidade, obtêm-se a aceleração, representada pela fórmula 3.3:

$$\mathbf{a} = \mathbf{dv/dt} = -\mathbf{Aw}^2\mathbf{sen}(\mathbf{wt}+\mathbf{\Phi}) \quad (3.3)$$

A aceleração de vibração é o parâmetro que representa melhor os componentes de alta frequência, sua aplicação é recomendada na monitoração de rolamentos, engrenamentos, pulsação de pressão em compressores rotativos, e demais equipamentos que apresentem frequência de defeito entre 1.000 Hz e 10.000 Hz.

Mais três variáveis são fundamentais para a análise de vibração. São elas:

- Amplitude (A): Indica a severidade (grau de impacto) do evento, através da intensidade que ocorre. Medida em milímetro (mm).
- Frequência (f): Indica o que está provocando a vibração. É a quantidade de vezes, por unidade de tempo, em que um fenômeno se repete, ou seja, a quantidade de ciclos executados na unidade de tempo. No sistema internacional de unidades (SI), a unidade de frequência recebe o nome de hertz (Hz), que equivale a um CPS. Sendo  $w = 2 f$ , é fácil verificar que a amplitude de deslocamento independe da frequência, a amplitude de velocidade cresce de forma proporcional à frequência e a amplitude de aceleração cresce com o quadrado da frequência.
- Fase (  $\Phi$  ): É o ângulo inicial do argumento da função senoidal que descreve o movimento harmônico. Indica o avanço ou atraso de um sinal. A vibração é sempre atrasada em relação à oscilação. Grandeza medida em radiano (rad).

### 3.2.2.3 Níveis de vibração

Segundo SPAMER (2009, p.62), o nível de vibração de um espectro, em função do tempo, pode ser medido em valor Pico a Pico, valor de Pico e valor RMS, conforme representados na figura 3.3:

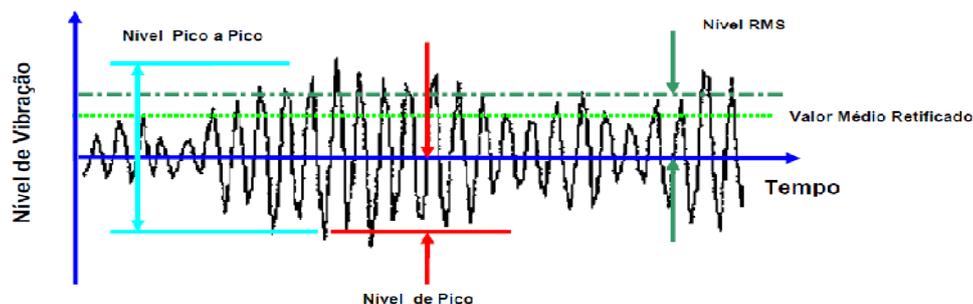
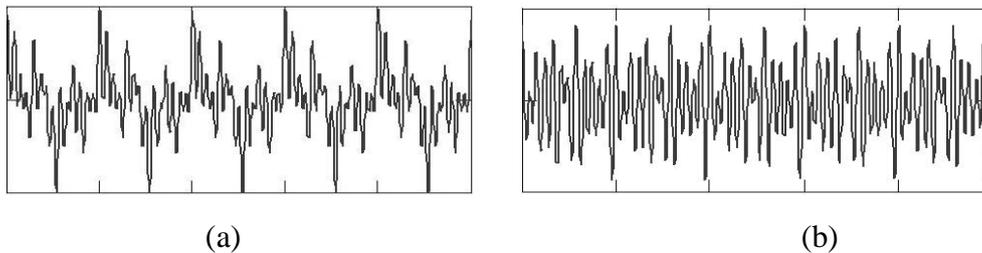


Figura 3.3– Representação de Nível de Vibração [27].

O valor de Pico é utilizado para identificar choques de curta duração, porém, indica somente a ocorrência do pico, não levando em consideração o histórico no tempo da onda.

O valor Pico a Pico indica o percurso máximo da onda, é o maior ciclo, usado para identificar a falha no estágio prematuro e também para seu estágio avançado, não levando em consideração o histórico no tempo da onda.

Observado os espectros (a) (Pico = 19,3) e (b) (Pico = 16,4) da figura 3.4 abaixo:



**Figura 3.4** Espectros (a) e (b) com diferentes valores de pico [35].

O espectro (a) apresenta um valor de pico superior, porém (b) apresenta valores de pico superiores na maior parte do tempo. Essa situação pode ser resolvida através do *Root Mean Square* (RMS), ou valor médio quadrático. O valor RMS é o parâmetro para mensuração de nível mais relevante, por considerar o histórico da onda no tempo, evidenciando a severidade da energia contida no sinal, ou seja, a capacidade destrutiva desta vibração (GARCIA, 2015, p.26).

Segundo RAO (2008, p. 54), Através da correlação entre os níveis pico a pico, pico e RMS, para uma onda seno, na fórmula 3.4:

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} \quad (3.4)$$

Os valores RMS para os espectros (a) e (b) são respectivamente: 6,9 e 7,8. Dessa forma, constata-se que o sinal de vibração mais severo está no espectro B que contém valores altos de pico na maior parte do tempo, apesar de (a) conter valores de pico maiores, porém em menor frequência.

As relações entre os tipos de valores são:

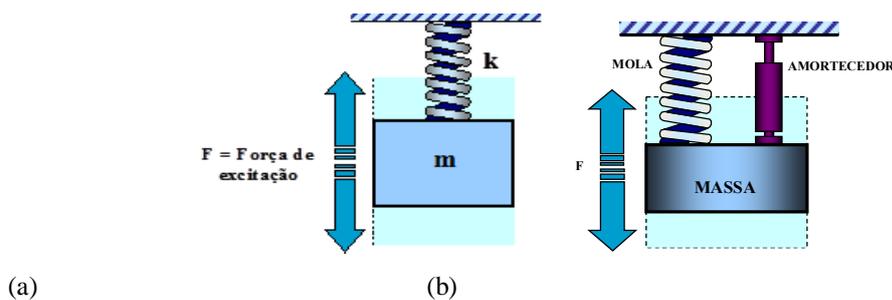
- Pico-a-Pico = 2 x Pico.
- Pico = 1,414 x RMS.
- RMS = 0,707 x Pico.

### 3.2.2.4 Componentes elementares de um sistema vibratório

Segundo Nepomuceno (1989, p.124), além da força excitadora, são três os componentes do sistema vibratório:

- Massa: Considera-se que a massa ou inércia é um corpo rígido (não deforma), sendo o meio de armazenar energia cinética. Esse componente não possui nenhum mecanismo de dissipação de energia.
- Mola: Componente do sistema mecânico que possui flexibilidade elástica relativamente alta, logo, apresenta grandes deformações quando solicitada, sendo assim o meio de armazenar energia potencial elástica ao se opor à força nela aplicada.
- Amortecedor: Componente do sistema mecânico pelo qual a energia é dissipada na forma de calor ou som. Fazendo analogia com um circuito elétrico, um amortecedor equivale a um resistor, que dissipa energia elétrica sob a forma de calor. Na modelagem matemática, consideramos que o amortecedor não tem nem massa nem rigidez.

No caso de vibrações não amortecidas, o sistema é denominado *massa-mola*, conforme figura 3.5a. Quando o elemento amortecedor complementa o sistema, este é denominado: *massa-mola-amortecedor*, conforme figura 3.5b:



**Figura 3.5** (a) Sistema massa-mola (b) Sistema massa-mola-amortecedor [27].

### 3.2.3 Modelagem matemática da vibração

Analisando o sistema vibratório como um sistema de produção que produz vibrações, se tem como resultado que as entradas (*inputs*) do processo são as excitações (forças, torques e deslocamentos) e as saídas (*outputs*) são as respostas às forças excitadoras, ou seja, os efeitos das vibrações, que geralmente dependem das condições

iniciais e das ações externas. É necessária então a criação de um modelo matemático que permita compreender as influências de cada um desses fatores.

Antes de introduzir os modelos matemáticos, é necessário entender o conceito de Grau de Liberdade para um sistema mecânico, que será mencionado pela sigla  $\text{GL}$  após definição abaixo. Como aponta França e Sotelo (2013, p. 95):

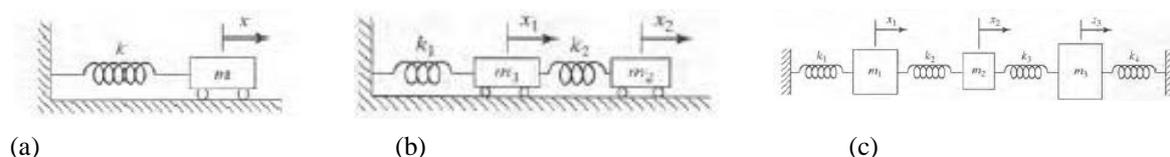
O conceito de graus de liberdade está associado aos possíveis deslocamentos que um conjunto de corpos acoplados pode realizar no espaço físico. Assim, um ponto material totalmente livre pode efetuar deslocamentos nas três direções do espaço; tem, portanto, três graus de liberdade, que coincidem com o número de coordenadas necessárias para definir um deslocamento finito no ponto.

### 3.2.3.1 Modelos de 1, 2 e múltiplos $\text{GL}$

Nos sistemas com 1  $\text{GL}$ , a vibração do sistema é completamente descrita por uma única variável, que é a coordenada de deslocamento. Analiticamente, a vibração fica caracterizada pela solução de uma única equação diferencial ordinária.

Para sistemas com 2  $\text{GL}$  a vibração é totalmente caracterizada por duas coordenadas de espaço (deslocamento de massas). Já os modelos com 3 ou mais  $\text{GL}$  tratam dos sistemas vibratórios onde a vibração será definida por um conjunto de equações diferenciais ordinárias, com o auxílio da álgebra matricial.

A figura 3.6 ilustra sistemas massa-mola com 1, 2 e 3  $\text{GL}$ .



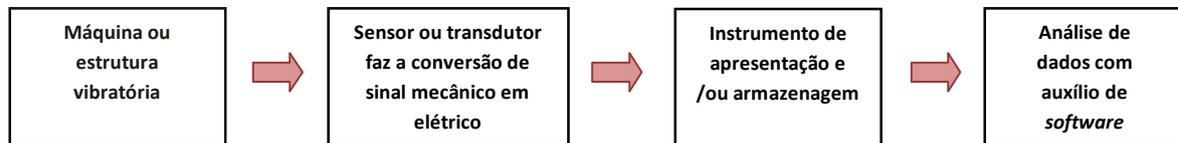
**Figura 3.6** Esquemas com (a) 1 $\text{GL}$ , (b) 2 $\text{GL}$ , (c) 3  $\text{GL}$  [Adaptado de 28].

A maior parte dos sistemas possui um grande número de  $\text{GL}$ , possuindo assim um número finito de modos de vibração conhecidos por modos naturais de vibração.

De acordo com a perturbação inicial, o sistema vibrará em quaisquer dos seus modos naturais de vibração, e a cada modo natural corresponderá uma única frequência natural. Assim, o movimento de uma massa dependerá do movimento das outras massas (MITCHELL, 2009, p.17).

### 3.3 Medição e análise de vibração

O fluxo do processo de medição e análise de vibração está ilustrado no esquema da figura 3.7 abaixo:



**Figura 3.7** Fluxo do processo de medição e análise.

Os sinais mecânicos da vibração de uma máquina são captados pelo transdutor, também chamado de sensor de vibração. O transdutor é um dispositivo que converte um sinal de entrada de natureza mecânica em sinais de saída de natureza elétrica. Este sinal de saída é transmitido através de cabos condutores até o instrumento apropriado que pode ser apenas um coletor e armazenador, como também um analisador.

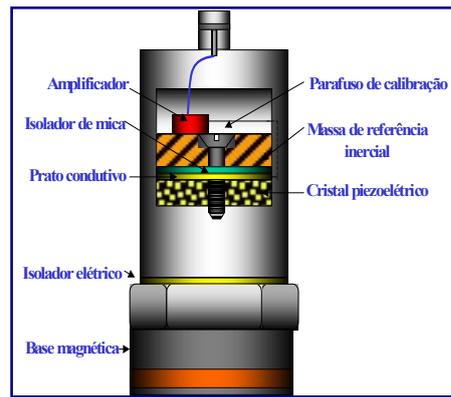
A partir daí o mesmo sinal elétrico é interpretado por um programa computacional que passa a apresentá-lo na forma de sinal no tempo ou espectro de frequência, tornando a análise das condições do equipamento simplificada e prática.

#### 3.3.1 Sensor utilizado para medição

O Sensor de vibração é um dispositivo mecatrônico capaz de transformar o movimento associado ao processo vibratório em um sinal de vibração, permitindo desta forma a sua medição, monitoração e análise.

O sensor absoluto também chamado de acelerômetro piezoelétrico é um transdutor sísmico, no qual o usuário fica livre para escolher o parâmetro de medição de vibração desejado: aceleração, velocidade ou deslocamento, desde que o instrumento medidor de vibração possua circuitos integradores, que transformam sinais proporcionais à aceleração do movimento vibratório em sinais proporcionais à velocidade e ao deslocamento.

Suas características construtivas estão ilustradas na figura 3.8.



**Figura 3.8** ó Acelerômetro piezo-elétrico [20].

Kardec (2009, p.273) diz que o princípio básico de funcionamento de qualquer acelerômetro consiste na 2ª Lei de Newton, na qual uma força agindo sobre uma determinada massa produz uma aceleração. Quando a máquina na qual o acelerômetro está montado vibra, a massa inercial exerce uma força sobre o cristal piezoelétrico, gerando uma diferença de potencial. Esse pulso elétrico gerado é proporcional à aceleração.

- **Vantagens:** Possui encapsulamento hermético e robusto, é compacto, atende a uma ampla faixa de frequência (desde valores abaixo de 1 Hz até 50 kHz), possui peso e dimensões reduzidas, apresenta boa resistência a altas temperaturas, é insensível a campos magnéticos e os custos de aquisição são moderados.
- **Desvantagens:** Requer cuidados na montagem por ser sensível; Ressonância pode ser excitada no sensor frequentemente exigindo instalação de filtro passa-baixa.

### 3.3.2 Instrumentos utilizados para medição, análise e registro

Os sistemas de instrumentação para a monitoração periódica de vibração podem ser classificados em 2 níveis: Medidor de vibração de nível global e Analisadores de frequência por Transformada de Fourier

#### 3.3.2.1 Medidores de vibração de nível global (sem filtro)

São instrumentos capazes de medir o valor global de vibração numa extensa faixa de frequência. O valor global está relacionado com a vibração total resultante da ação de todas as frequências presentes no sinal de vibração, determinando assim o estado geral

do equipamento. O medidor de vibração de nível global é um instrumento com grande capacidade de detecção de mau funcionamento de máquinas, porém possui capacidade limitada para a identificação e diagnóstico, tarefas estas que devem ser realizadas por medidores de vibração com análise de frequência ou analisadores por Transformada de Fourier.

### 3.3.2.2 Analisadores de frequência por Transformada de Fourier ou analisadores FTT de sinais

Normalmente um equipamento contém várias fontes de vibrações, e estas quando tomadas em conjunto, produzem padrões complicados de formas de onda. Para que esses dados complexos possam ser divididos nas componentes individuais que os originaram, é necessária, a utilização de uma operação matemática conhecida por DFT - *Discrete Fourier Transform*(Transformada Discreta de Fourier), que é uma versão discreta da Transformada Fourier a partir da discretização (amostragem) da série de Fourier. Essa ferramenta proporciona a conversão dos dados no domínio do tempo em dados no domínio da frequência(COLLACOTT, 1979, p.30).

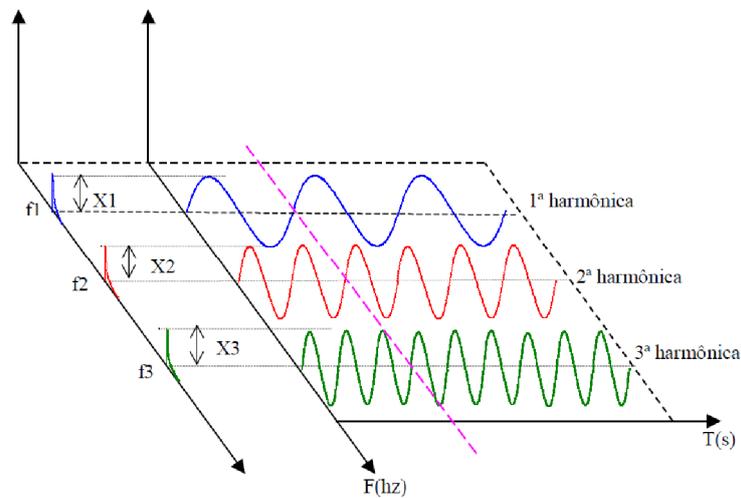
No ano de 1965, John Tukey, estatístico americano e uma das mentes mais brilhantes do século XX, auxiliado por James W. Cooley, matemático também americano, publicaram o algoritmo de Cooley-Tukey. Tal algoritmo, também chamado de FTT - *Fast Fourier Transform*(Transformada Rápida de Fourier), foi desenvolvido para realizar rapidamente a DFT através de computadores que já possuíam razoáveis recursos de memória (THOMSON, 1998, p.41).

### 3.3.3 Princípios da análise espectral

Conforme dito no item anterior, a avaliação no domínio do tempo é extremamente complexa, devido à sobreposição dos diversos sinais.

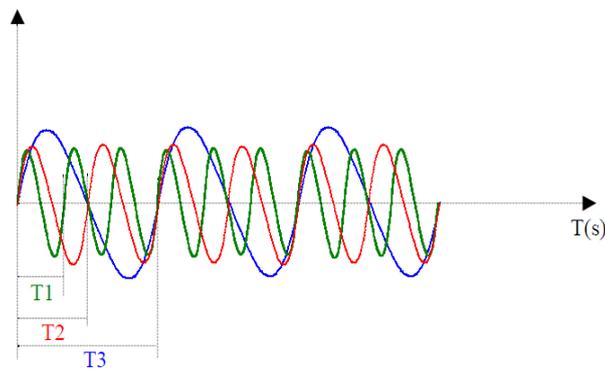
A análise suportada pela FFT promove a avaliação dos sinais no domínio da frequência, onde ocorre a separação exata de cada sinal, podendo assim conhecer e avaliar separadamente o desdobramento de cada um. O sinal assim obtido é chamado espectro de frequência, que é uma representação gráfica do movimento vibratório. É apresentado em um diagrama que possui a frequência como abscissa e a amplitude como ordenada.

O entendimento do espectro de frequência fica mais claro através da figura 3.9, onde três sinais ocorrem simultaneamente:



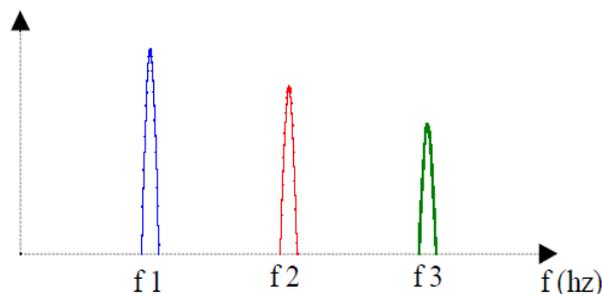
**Figura 3.9** ó Sinais no domínio do tempo [28].

Os três sinais são harmônicos entre si, sendo que dois ocorrem em frequências múltiplas do primeiro. Estes sinais vistos em um eixo cartesiano estariam sobrepostos como na figura 3.10:



**Figura 3.10** ó Sinais no domínio do tempo [28].

No domínio da frequência estas três formas de onda seriam representadas como no espectro da figura 3.11:



**Figura 3.11** Sinais no domínio da frequência [28].

A investigação dos sinais através da frequência é a técnica fundamental no diagnóstico de vibrações. A análise no domínio da frequência facilita o trabalho para a detecção das fontes e desse modo, em um espectro todos os componentes de um nível vibratório são representados sob a forma de picos que nos permitem seguir, individualmente, a variação da amplitude de cada vibração e discriminar, sem mascaramentos, os defeitos em desenvolvimento nos componentes dos equipamentos.

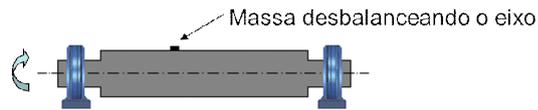
O espectro padrão do equipamento se configura como a assinatura Espectral deste, que representa a condição padrão que o equipamento deve estar operando em condições normais e dentro dos parâmetros estabelecidos pelas normas técnicas. Ao passo em que um ou mais elementos começam a falhar, ocorrerão mudanças na frequência e na amplitude da vibração, acarretando alteração da assinatura espectral, sendo um sinal de que o equipamento está perdendo a sua integridade (MOUBRAY, 1999, p.38).

### 3.3.4 Principais causas da vibração e seus espectros

A seguir serão descritas as causas mais frequentes de vibrações em máquinas rotativas, incluindo as identificadas nos itens monitorados nesse estudo:

#### 3.3.4.1 Desbalanceamento

O desbalanceamento ocorre quando há uma distribuição desigual de massa em torno da linha central de rotação de um eixo, gerando cargas nos mancais como resultado das forças centrífugas. Esse fenômeno ocorre em certo grau em todas as máquinas rotativas, sendo identificado no espectro de frequências por um pico com valor igual ao valor de rotação do eixo. A figura 3.12 ilustra um eixo com uma massa provocando o desbalanceamento:



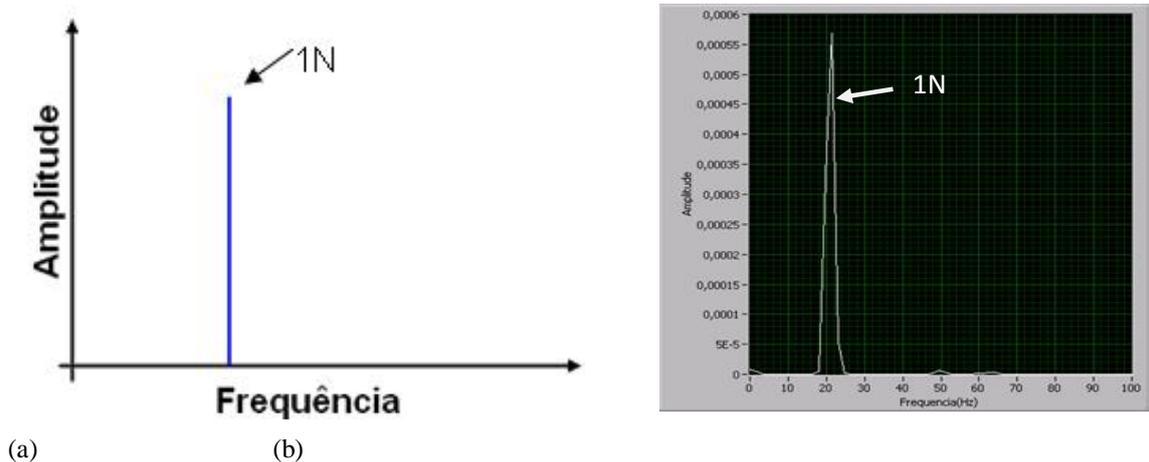
**Figura 3.12** ó Eixo desbalanceado [4].

Segundo Bandeira (2013), as principais causas de desbalanceamento são:

- Balanceamento não executado adequadamente;
- Perda de parte do rotor;
- Depósitos de material estranho no rotor;
- Empeno permanente ou temporário;
- Excentricidade entre componentes acoplados;
- Forças provocadas por fluido.

O desbalanceamento pode ser identificado no espectro de frequências da figura 3.13 com um pico de valor igual ao valor de rotação do eixo, não havendo presença de harmônicas. A amplitude é proporcional à quantidade do desbalanceamento, tendendo sempre a crescer com o passar do tempo.

O termo  $1N$  representará a partir de agora a velocidade de rotação do eixo, sendo  $1N = 1 \times$  Rotação do rotor.



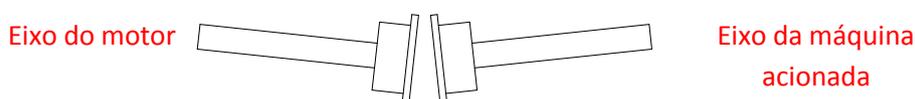
**Figura 3.13** ó (a) Representação do espectro de desbalanceamento (b) Espectro de desbalanceamento [Adaptado de 4].

### 3.3.4.2 Desalinhamento do acoplamento

Outra causa muito comum de vibrações em máquinas, o desalinhamento é normalmente caracterizado por componentes de vibrações harmônicas e seus múltiplos (1N, 2N, 3N,...) na direção radial, além de vibrações axiais.

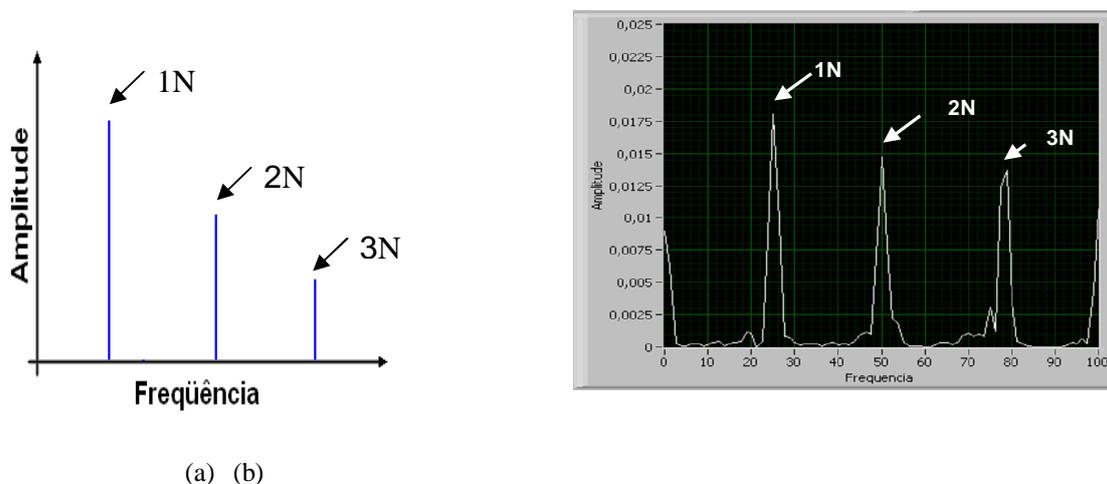
Há basicamente dois tipos de desalinhamento que são o desalinhamento paralelo e o desalinhamento angular. Na prática normalmente encontramos uma combinação dos dois tipos:

- Angular: quando as linhas de centro dos dois eixos fazem um ângulo, conforme figura 3.14:



**Figura 3.14** ó Desalinhamento angular [34]

O desalinhamento angular é caracterizado pela alta vibração axial. Caracteristicamente haverá alta vibração axial tanto com 1N quanto com 2N. Entretanto não é incomum que 1N, 2N ou 3N sejam dominantes, como ilustra figura 3.15. Estes sintomas podem indicar também problemas do acoplamento entre os eixos do motor e da máquina por este acionada.



**Figura 3.15** ó (a) Representação do espectro de desalinhamento angular (b) Espectro de desalinhamento angular [Adaptado de 4].

- Paralelo: quando as linhas de centro são paralelas, porém deslocadas entre si, conforme figura 3.16:

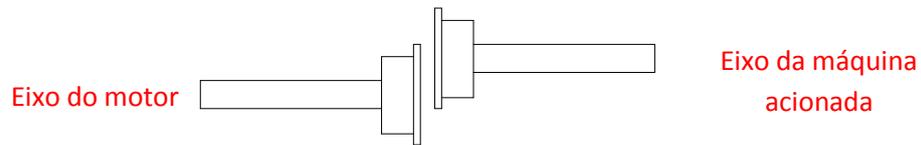


Figura 3.16 ó Desalinhamento paralelo [34].

O desalinhamento paralelo caracteriza-se por dois impactos por revolução do eixo (a cada  $180^\circ$  ocorre um impacto), gerando assim a frequência de  $2N$  com maior amplitude que a de  $1N$ , conforme ilustrado na figura 3.17.

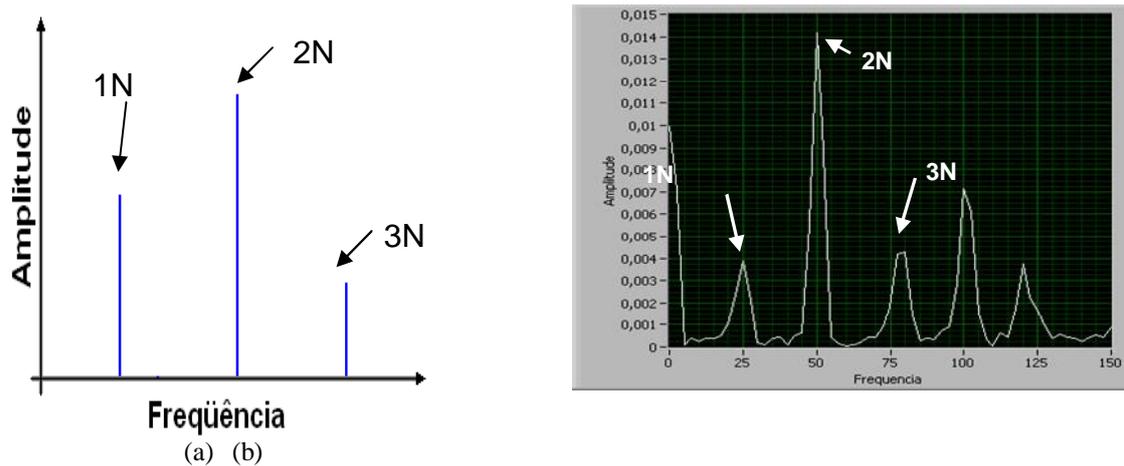


Figura 3.17 ó (a) Representação do espectro de desalinhamento paralelo (b) Espectro de desalinhamento paralelo [Adaptado de 4].

- Combinado

No desalinhamento combinado, apresentado na figura 3.18, além da vibração predominante acontecer na direção axial em  $1N$ , ocorre uma vibração significativa em  $2N$  nesta direção.

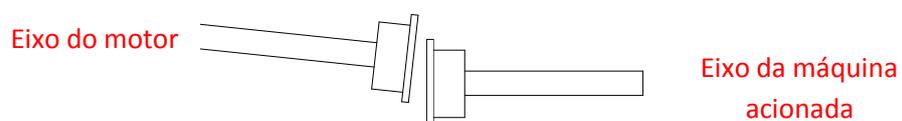


Figura 3.18 ó Desalinhamento combinado [34].

Segundo a SEMEQ (2003, p.12), as tolerâncias de alinhamento dependem principalmente da rotação dos eixos e devem ser informadas pelo fabricante do equipamento. O quadro abaixo é útil quando nenhuma tolerância é especificada. A tolerância é o desvio máximo permitido em relação aos valores desejados, seja zero ou valores de compensação de crescimento térmico.

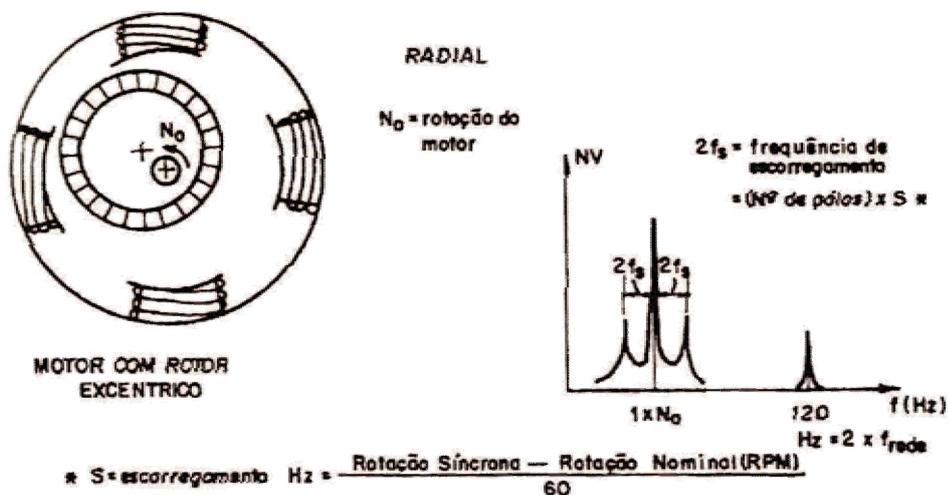
**Quadro 3.1** ó Tolerâncias de alinhamento em função da rotação[30].

rpm	$\pm$	$\mp$
	mm	mm / 100mm
0 - 1000	0.13	0.10
1000 - 2000	0.10	0.08
2000 - 3000	0.07	0.07
3000 - 4000	0.05	0.06
4000 - 6000	0.03	0.05

### 3.3.4.3 Excentricidade

A excentricidade em um rotor significa que a linha de centro do eixo (em rotação) não é a mesma linha de centro geométrico do rotor, mesmo com a peça balanceada. Os sintomas da excentricidade são idênticos aos do desbalanceamento. Em alguns casos a excentricidade pode ser reduzida através de balanceamento, mas em geral, os resultados não são bons. Normalmente o problema só é corrigido através da montagem correta dos elementos envolvidos (PAIVA, 2000, p.1).

A figura 3.19 destaca o ponto de excentricidade para o caso do rotor de um motor elétrico:



**Figura 3.19** ó Rotor excêntrico e seu espectro [3].

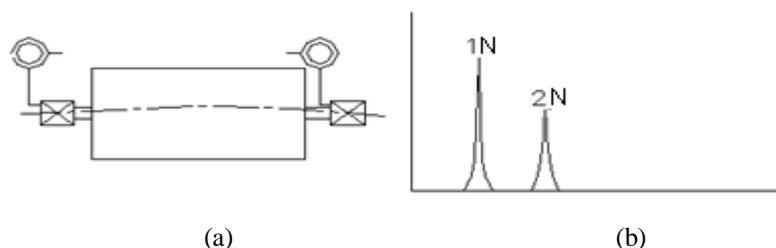
A excentricidade do rotor provocará variações no campo magnético entre o rotor excêntrico e os pólos do estator causando uma força em 1N entre o rotor e o estator. Aumentando a carga no motor, o campo magnético é intensificado e com isto o nível de vibração também aumenta. Retirando a alimentação elétrica do motor, se a amplitude diminuir gradualmente enquanto o motor desacelera, o problema é mecânico (provavelmente desbalanceamento). Por outro lado, se a amplitude de vibração diminuir bruscamente a partir do instante do corte de energia, o problema é elétrico e será possivelmente devido à excentricidade do rotor dentro do estator (SPAMER, 2009, p.73).

Esse tipo de falha ocorre também em engrenagens, conforme será abordado no item 3.3.4.9 que trata de falhas de engrenamento.

#### 3.3.4.4 Eixo empenado

Empenamento de eixos é uma frequente causa de vibração, sendo os seus sintomas facilmente confundidos com os sintomas do desbalanceamento e do desalinhamento. O empenamento é frequentemente estável no tempo e varia com a rotação da máquina. O balanceamento e o alinhamento são pouco eficazes para efetivar a correção, sendo necessário o o despeno do eixo.

Predomina a 1N se o encurvamento ocorrer no centro do eixo. Tende a 2N se o encurvamento ocorrer no acoplamento, conforme ilustração da figura 3.20, onde os eixos das abscissas e ordenadas referem-se a valores de frequência e suas amplitudes, respectivamente:



**Figura 3.20** ó (a) Eixo empenado (b) Espectro do eixo empenado [3].

#### 3.3.4.5 Folgas mecânicas

Existe sempre um espaço livre entre as partes rotativas e as partes fixas da máquina, denominado folga. Caso esta folga seja maior que o previsto em projeto, é provável que haja problemas. Em algumas circunstâncias é possível ter perda de rigidez (afrouxamento) entre partes estacionárias como caixa de mancal, base e pé de apoio.

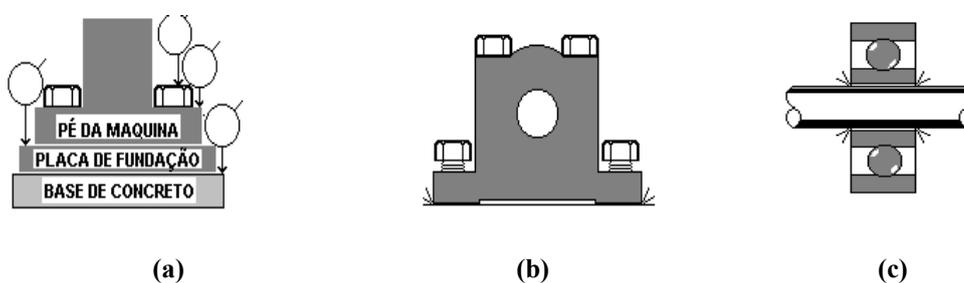
A folga Mecânica é indicada pelos espectros dos tipos A, B e C.

O Tipo A é causado tanto pela fragilidade estrutural nos pés, base ou fundação da máquina, quanto pela folga de parafusos que sustentam a base.

O tipo B é geralmente causado por parafusos soltos no apoio da base ou trincas no pedestal do mancal.

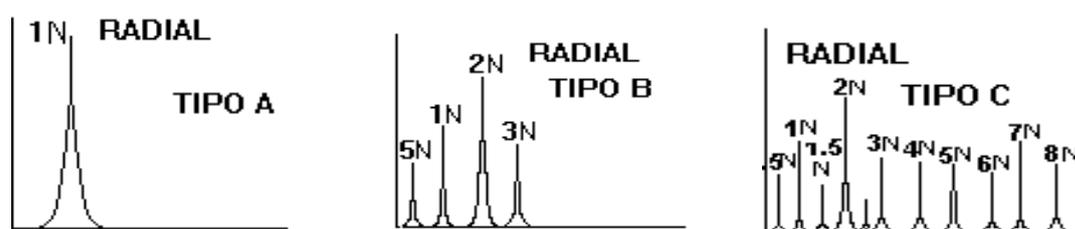
O tipo C é muitas vezes provocado por uma folga linear do mancal em sua tampa, folga excessiva em uma bucha ou de elemento rolante de um mancal de rolamento ou ainda, um rotor solto com folga em relação ao eixo (MIRSHAWKA, 1991, p.67)

A figura 3.21 ilustra os tipos de folgas supracitados:



**Figura 3.21** ó Tipos de folgas mecânicas (a) Tipo A, (b) Tipo B, (c) Tipo C [4].

Os espectros típicos para cada tipo de folga estão ilustrados na figura 3.22, onde os eixos das abscissas e ordenadas referem-se a valores de frequência e suas amplitudes, respectivamente:



**Figura 3.22** ó Espectros característicos de folgas tipo A, B e C [Adaptado de 4].

#### 3.3.4.6 Falhas em rolamento

Segundo Almeida e Goz (2003, p.156), as causas mais comuns de defeitos em rolamentos são: seleção incorreta, sobrecarga, defeito de fabricação, desalinhamento, montagem incorreta, estocagem inadequada, lubrificação inadequada, excessiva ou insuficiente, falha de vedação e descargas elétricas através dos mancais.

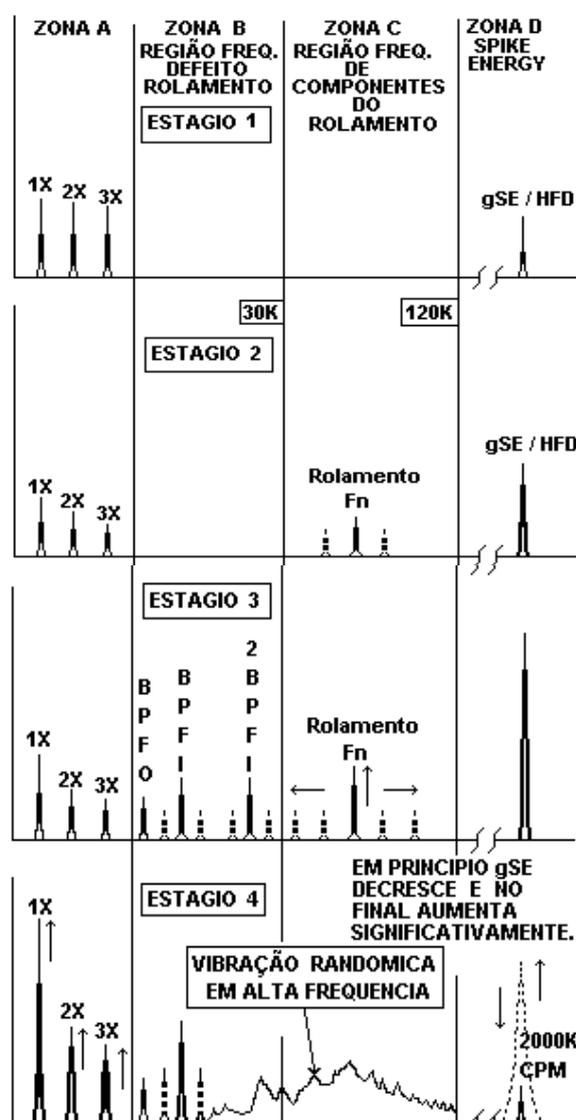
Geralmente, os defeitos em rolamentos evoluem com certa lentidão e emitem sinais com bastante antecedência da falha final, que pode ocorrer por travamento ou ruptura dos componentes. Defeitos típicos que evoluem dessa forma são: riscos nas pistas, roletes ou esferas, trincas, corrosão, erosão e contaminação.

O processo de degradação de um rolamento pode se iniciar na pista externa ou interna, num dos elementos rolantes (rolos ou esferas) ou na gaiola, alastrando-se depois para os demais componentes. Esse processo pode ser dividido em quatro estágios básicos de evolução (Figura 3.23) até a falha final, e são descritos a seguir:

- **Estágio 1:** As primeiras indicações de problemas com o rolamento aparecem nas frequências ultrassônicas na faixa aproximada de 20 a 60 KHz (zona D). Estas frequências podem ser avaliadas por envelope de aceleração (técnica utilizada para identificar falhas mecânicas que geram choques, mesmo que de baixa energia, muito aplicada em falhas em rolamentos e engrenamentos, possibilitando o aumento qualitativo da confiabilidade dos espectros de velocidade e aceleração de vibração). São avaliadas também através dos recursos de *softwares Spike Energy (gSE)* e *High Frequency Detection* ó HFD (Detecção de Altas Frequências). Estima-se que a vida útil restante do rolamento neste momento seja de 10 a 20%;
- **Estágio 2:** Com o surgimento de pequenos defeitos ocorrem choques nos componentes internos do rolamento excitando frequências naturais ( $f_n$ ), na faixa de 500 a 2.000 Hz, acompanhadas de bandas laterais, que são picos de amplitude inferior aos picos das frequências naturais e das frequências de defeitos, ocorrendo em frequências inferiores e superiores a estes, conforme ilustrado pelos picos pontilhados da figura 3.23. Há o aumento na amplitude do espectro da zona D. Estima-se que a vida útil restante do rolamento neste estágio esteja entre 5 e 10%;
- **Estágio 3:** As frequências fundamentais de defeitos do anel externo ( $F_E$ ) e do anel interno ( $F_I$ ) e suas harmônicas começam a surgir no espectro. Com o aumento do desgaste, cresce o número de harmônicas e de bandas laterais, tanto em torno das frequências naturais como em torno das frequências de defeitos. A amplitude do espectro da zona D continua a crescer. O desgaste agora é visível e quando se estender por toda a pista do rolamento implicará no aumento da quantidade e amplitude das bandas laterais. O aumento de temperatura do

mancal de rolamento é agora evidente. Estima-se que a vida útil do rolamento é agora menor que 5%. É recomendada a substituição do rolamento;

- **Estágio 4:** Já tendendo para o colapso, a amplitude da frequência de rotação de 1N (região A) aumenta e normalmente causa o aumento de muitas harmônicas. Espectros das frequências de defeitos de rolamento e de frequências naturais dos componentes começam a desaparecer sendo substituídos por uma larga faixa de altas frequências de bandas largas correspondentes à vibração aleatória, caracterizando um patamar de ruído (zonas B e C). A vida útil do rolamento é de no máximo 1%. As amplitudes do patamar de ruído e da zona D decrescem, mas imediatamente antes da falha do rolamento ocorrerá o crescimento excessivo destas amplitudes.



**Figura 3.23:** Espectros de vibração dos quatro estágios básicos de degradação de um mancal de rolamento até a sua falha [Adaptado de 3].

As quatro frequências fundamentais geradas por defeitos de rolamentos são relacionadas com o comportamento dinâmico de seus principais componentes, ou seja:

- *BPFI - Ball Pass Frequency Inner Race*, traduzida por  $\omega$  Frequência de passagem de elementos rolantes por um ponto da Pista Interna. Esta frequência está associada a defeitos na pista interna.
- *BPFO - Ball Pass Frequency Outer Race*, traduzida por  $\omega$  Frequência de passagem de elementos rolantes por um ponto da Pista Externa. Esta frequência está associada a defeitos na pista externa.
- *BSF - Ball Spin Frequency*, traduzida por  $\omega$  Frequência de giro dos elementos rolantes. Esta frequência está associada a defeitos nos elementos rolantes (rolos ou esferas).
- *FTF - Fundamental Train Frequency*, traduzida por  $\omega$  Frequência de giro da gaiola ou do conjunto (trem) de elementos rolantes. Esta frequência está associada a defeitos na gaiola e a defeitos em alguns dos elementos rolantes.

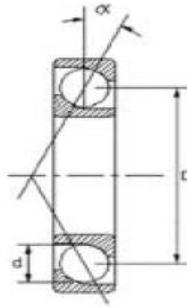
A norma ISO 13373-3 determina as siglas supracitadas e indica as equações 3.5, 3.6, 3.7 e 3.8 para o cálculo das frequências de defeitos, onde  $n$  é o número de esferas ou rolos,  $f_o$  é a frequência de rotação do anel externo em Hz,  $f_i$  é a frequência de rotação do anel interno em Hz,  $d$  é o diâmetro da esfera ou rolo,  $D$  é o diâmetro primitivo e  $\alpha$  é o ângulo de contato entre os elementos rolantes e as pistas, que podem ser visualizados na Figura 3.24.

$$f_{BPFI} = \frac{D}{d} |f_o - f_i| \left( 1 + \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (3.5)$$

$$f_{BPFO} = \frac{D}{d} |f_o - f_i| \left( 1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (3.6)$$

$$f_{BSF} = \frac{D}{2d} |f_o - f_i| \left( 1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (3.7)$$

$$f_{FTF} = \frac{D}{2d} f_i \left( 1 + \frac{d}{D} \cos \alpha \right) + \frac{D}{2d} f_o \left( 1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (3.8)$$



**Figura 3.24:** Seção de um rolamento de esferas [5].

Nas equações de frequências fundamentais de defeitos é assumido um movimento de giro puro, sendo que na realidade ocorre algum tipo de escorregamento tornando os resultados aproximados. Harmônicas superiores das frequências fundamentais normalmente estão presentes. Programas computacionais existentes no mercado possuem um banco de dados bastante completo e podem calcular estas frequências rapidamente, dependendo apenas do modelo do rolamento utilizado e da frequência relativa entre as pistas interna e externa do rolamento de interesse.

As vibrações de rolamentos provocam ressonância induzida na carcaça do rolamento e estrutura do equipamento, normalmente na faixa de 1.000 Hz a 20.000 Hz. A frequência natural é excitada por impactos originados no local da falha do rolamento. A comparação de espectros medindo em aceleração ( $m/s^2$ ) ou (g) na faixa de 1 kHz a 20 kHz permite boa avaliação da evolução do estado do rolamento.

A principal técnica utilizada na detecção de problemas em rolamentos é a técnica de envelope de aceleração, inclusive para a condição de aplicação em baixas rotações. Medições simples de velocidade (mm/s) não são normalmente eficazes na emissão de diagnósticos, mas podem ser usadas com o devido cuidado e experiência do analista de vibrações.

#### 3.3.4.7 Roçamento

O roçamento ocorre quando existe contato entre as partes fixas e as partes girantes do equipamento, podendo em muitos casos causar vibrações super-harmônicas e sub-harmônicas. A análise do espectro de vibração permite em muitos casos uma fácil caracterização do roçamento, conforme espectros da figura 3.25. O roçamento pode ocorrer em diversos pontos do eixo tais como: mancais, labirintos e carcaça, sendo que em cada caso teremos diferentes respostas (SPAMER, 2009, p.93).

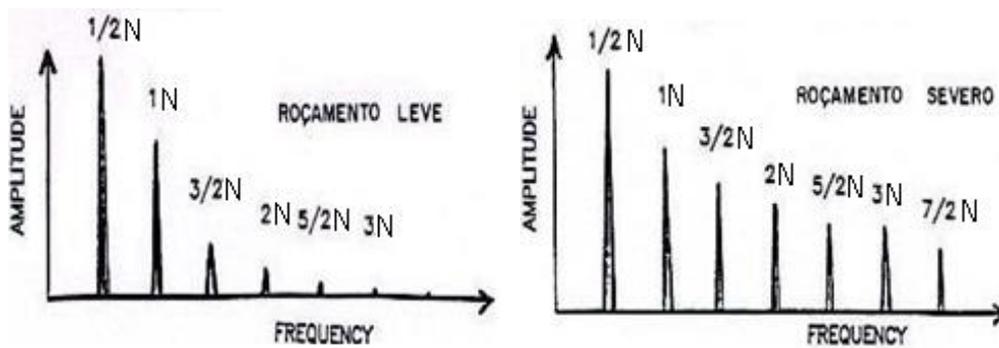


Figura 3.25- Representação dos espectros de roçamentos leve e severo [Adaptado de 4]

#### 3.3.4.8 Vibrações por falhas de origem elétrica

Além das vibrações provenientes de falhas nos elementos mecânicos, pode ocorrer as vibrações por falhas elétricas, como já tratado no item de excentricidade no rotor.

Outras falhas que ocorrem mais frequentemente:

- Rotor trincado apresenta bandas laterais na Frequência de rotação, moduladas por  $2N$  a de escorregamento;
- Desbalanceamento da tensão da rede apresenta-se em  $2N$  a frequência da rede;
- Problemas no estator (superaquecimento, curto, etc.) apresentam-se em  $2N$  na frequência da rede com bandas laterais em  $2N$  na frequência de escorregamento;
- Folga no entreferro (espaço entre o rotor e o estator) apresenta componente em  $2N$  a frequência da rede.

#### 3.3.4.9 Falha de engrenamento

É fato que um sistema de engrenagens sempre apresenta vibrações, mas o importante é a verificação das frequências de engrenamento e como estas variam com o funcionamento do equipamento

Os espectros da figura 3.26 mostram as frequências que sempre estarão presentes em um engrenamento considerado normal, que são as frequências:  $1n_2$  da coroa (engrenagem com número de dentes  $Z_2$ ),  $1n_1$  do pinhão (engrenagem com número de dentes  $Z_1$ ) e a frequência de engrenamento ( $f_{eng}$ ). Os picos referentes às frequências naturais do conjunto, às variações das frequências  $1n_1$  e  $1n_2$  e às frequências laterais (bandas laterais) em relação à frequência de engrenamento são indicadores dos defeitos ilustrados que culminarão em falhas (ALMEIDA, 2003, p.171).

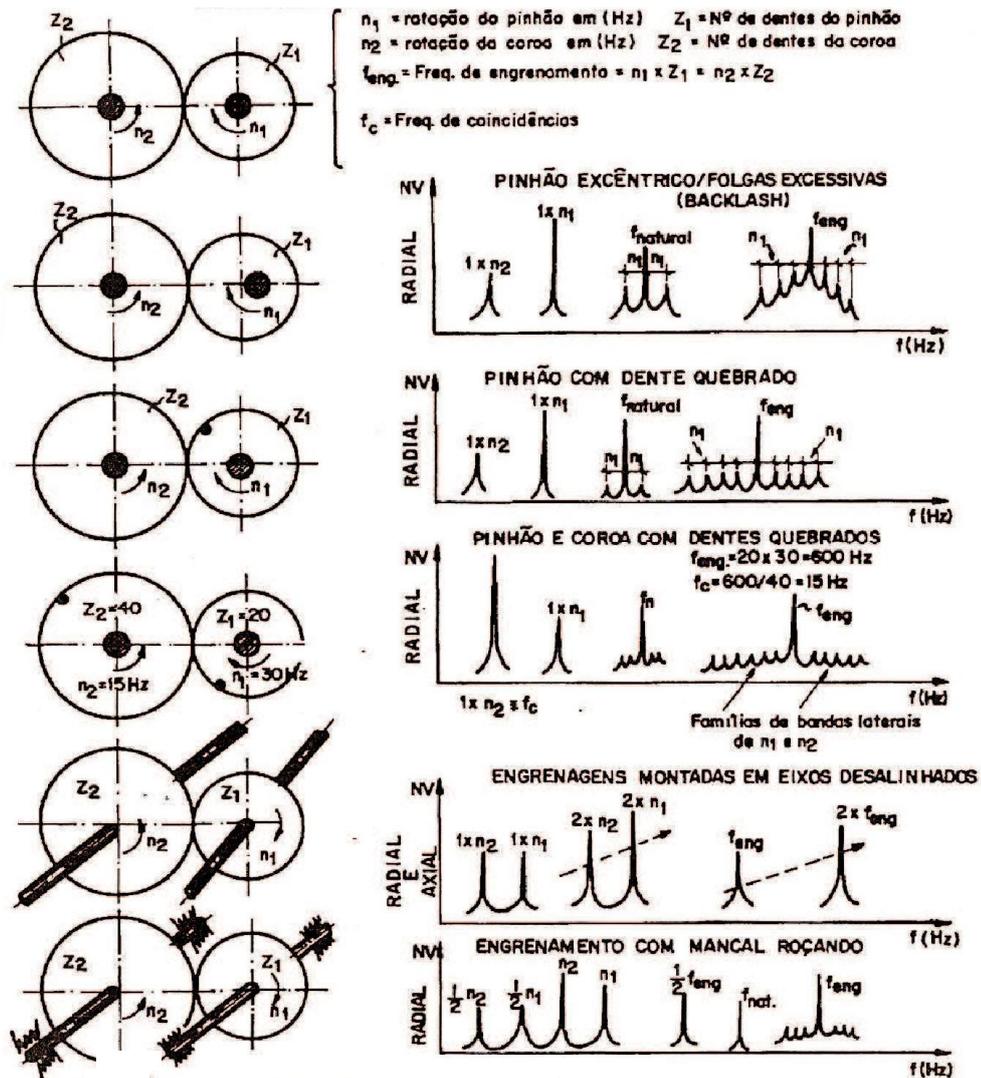


Figura 3.26 – Tabela de Diagnósticos para Engrenagens [Adaptado de 35].

### 3.3.5 Controle da vibração

Para Kardec e Nascif (2009, p. 253), O controle dos fenômenos vibratórios pode ser conseguido por três procedimentos diferenciados:

- Eliminação das fontes: balanceamento, alinhamento, substituição de peças defeituosas, aperto de bases soltas, dentre outras ações particulares a cada caso.
- Isolamento da vibração transmitida à estrutura: colocação de um meio elástico amortecedor de modo a reduzir a transmissão da vibração a níveis toleráveis.
- Atenuação da resposta: alteração da estrutura, através de reforços; Mudança da frequência natural.

## 4 METODOLOGIA

### 4.1 Definição e apresentação dos equipamentos.

Os equipamentos em estudo foram selecionados em função do parâmetro criticidade, que significa o quanto um equipamento é crítico ou influencia o funcionamento de um sistema. Como nem todos os equipamentos possuem a mesma criticidade, algumas diretrizes devem ser incluídas na avaliação do planejamento da manutenção para diferenciar os níveis de criticidade. Para tanto, foi elaborada a matriz criticidade, ferramenta de gestão da qualidade que mapeia as diretrizes em função dos equipamentos, auxiliando na decisão de como tratar prioridades de manutenção.

Os equipamentos rotativos elegíveis para serem monitorados pela técnica na análise de vibrações foram avaliados segundo os itens da matriz criticidade no quadro 4.1.

**Quadro 4.1:** Matriz criticidade para avaliação de equipamentos críticos.

ITEM	CRITICIDADE POR ATRIBUTO	CONJUNTO MOTOR-COMPRESSOR AUXILIAR			CONJUNTO MOTOR-COMPRESSOR PRINCIPAL			MOTOR DE TRACÇÃO			TURBINA DO CONVERSOR AUXILIAR		
		ALTA	MÉDIA	BAIXA	ALTA	MÉDIA	BAIXA	ALTA	MÉDIA	BAIXA	ALTA	MÉDIA	BAIXA
1	Equipamentos cuja parada reduz significativamente o desempenho operacional			X	X			X					X
2	Equipamentos que têm histórico de manutenção crônico e/ou problemas recorrentes (baixa confiabilidade)			X		X		X				X	
3	Equipamentos com um registro de consertos ou tempo de serviço requerido excessivos			X	X			X					X
4	Equipamentos que devem ser programados para consertos com bastante antecedência devido ao excessivo tempo de espera (lead time) exigido para se obter as peças de reposição			X		X			X			X	
5	Equipamentos cuja parada afeta a segurança dos clientes e funcionários			X	X			X					X
6	Equipamentos cujas falhas provocam danos ambientais			X			X			X			X
7	Equipamentos cuja indisponibilidade gera impacto negativo na imagem da empresa			X	X			X					X
	$\Sigma$	0	0	7	4	2	1	5	1	1	0	2	5

A classificação final dos equipamentos deve ser entendida da seguinte maneira:

#### ▪ EQUIPAMENTOS DE CRITICIDADE ALTA

Equipamentos que interrompem a operação ou que causem transtornos a esta, reduzindo a capacidade produtiva e impactando a qualidade, segurança e/ou custos do sistema. São caracterizados como equipamentos de risco operacional e devem ser tratados com manutenção preventiva e preditiva.

*Critério de enquadramento nessa categoria:* Pelo menos 1 item com prioridade alta.

#### ▪ EQUIPAMENTOS DE CRITICIDADE MÉDIA

Equipamentos que, embora importantes para o sistema, não causam paradas e nem transtornos significativos ao mesmo. São caracterizados como equipamentos importantes ao processo produtivo. Tais equipamentos devem ser tratados com manutenção preventiva e inspeções programadas.

***Critério de enquadramento nessa categoria:*** nenhum item com criticidade alta e pelo menos 1 item com prioridade média.

#### ▪ EQUIPAMENTOS DE CRITICIDADE BAIXA

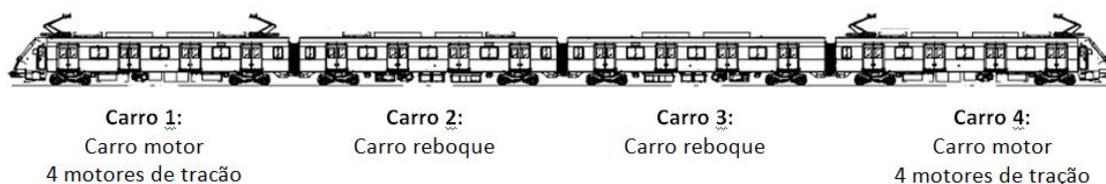
Equipamentos necessários ao sistema, mas que não trazem nenhum transtorno ao mesmo. Normalmente, estes equipamentos são de fácil substituição e sua manutenção pode ser feita com tranquilidade. São caracterizados como equipamentos necessários ao processo produtivo. Tais equipamentos devem ser tratados com Manutenção preventiva e corretiva.

***Critério de enquadramento nessa categoria:*** Todos os itens com criticidade baixa.

Os equipamentos avaliados com criticidade alta foram então selecionados para geração imediata de um plano de manutenção preditiva por análise de vibrações, já que os esforços da manutenção devem incidir neles prioritariamente, sendo eles o Motor de tração e o conjunto motor-compressor principal.

##### 4.1.1 Apresentação dos equipamentos:

O trem em estudo faz parte de uma frota com mais de 30 anos de operação, composta por 25 trens, sendo estes denominados Trem Unidade Elétrica ó TUE. Cada TUE é composto por 4 carros, onde os carros das extremidades são os carros motores, por suportarem juntos os 8 motores de tração do TUE, e os carros centrais são os carros reboques, que são rebocados pelos carros motores, conforme figura 4.1 abaixo:



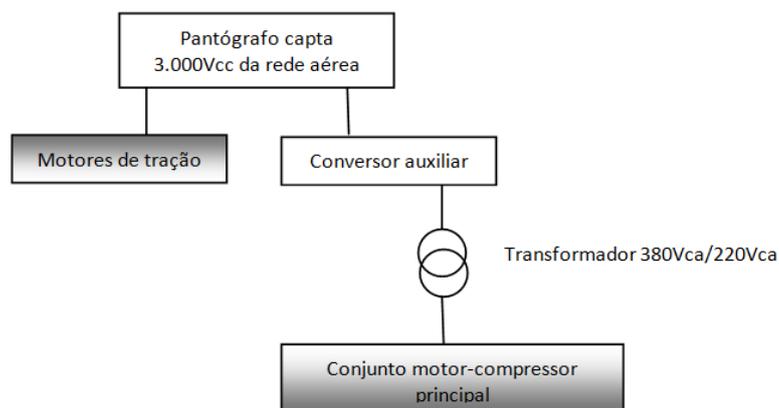
**Figura 4.1-** Disposição física dos carros e motores de tração do TUE [7].

O sistema de alimentação elétrica do TUE recebe 3.000Vcc(em corrente contínua) da rede elétrica aérea, denominada catenária. Ao captar tal tensão, faz a distribuição para os seus circuitos e equipamentos.

#### 4.1.1.1 Motor de tração

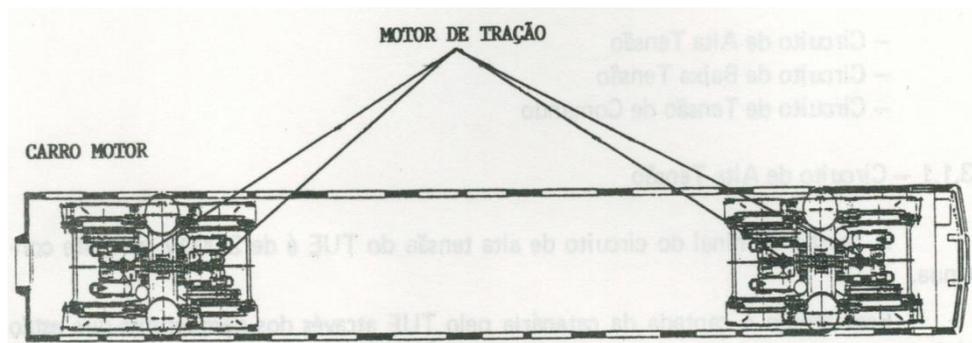
Os motores de tração são de corrente contínua do tipo série com tensão nominal de 1.500V e 276 kW de potência. Foram especialmente projetados para uso em tração ferroviária, possuindo uma característica especial de esforço versus corrente de armadura, permitindo altos torques de partida com baixas correntes de armadura.

A alimentação é feita da seguinte forma: cada **carro motor** possui dois pantógrafos (chaves eletropneumáticas) localizados no teto do TUE que coletam a energia em 3.000 Vcc da linha de catenária, alimentando diretamente o circuito de potência do TUE, composto por 4 motores de tração. A figura 4.2 abaixo ilustra a alimentação dos motores de tração e também do outro equipamento, o conjunto motor-compressor principal.



**Figura 4.2-** Esquema de alimentação dos equipamentos estudados [Adaptado de 7].

Os dois carros motores totalizam 8 motores de tração, sendo 4 motores em cada carro, conforme figura 4.3. A figura 4.4 mostra o motor de tração aguardando instalação no TUE.



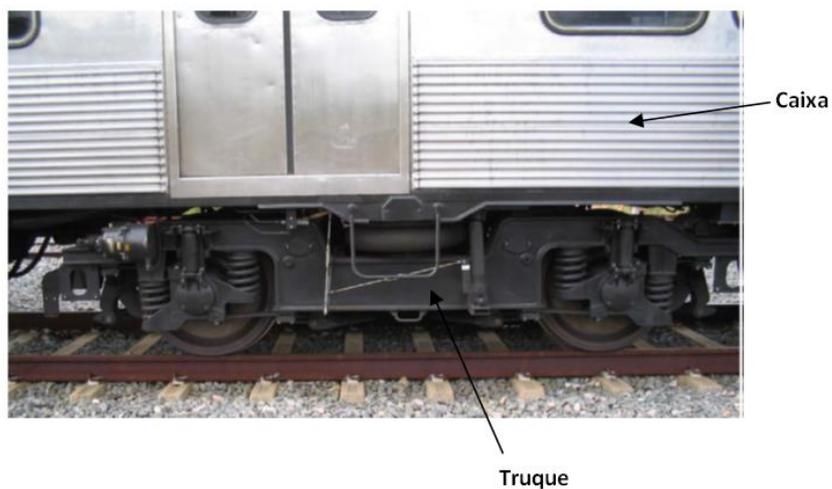
**Figura 4.3:** Vista inferior do carro motor indicando a localização dos motores de tração [7].



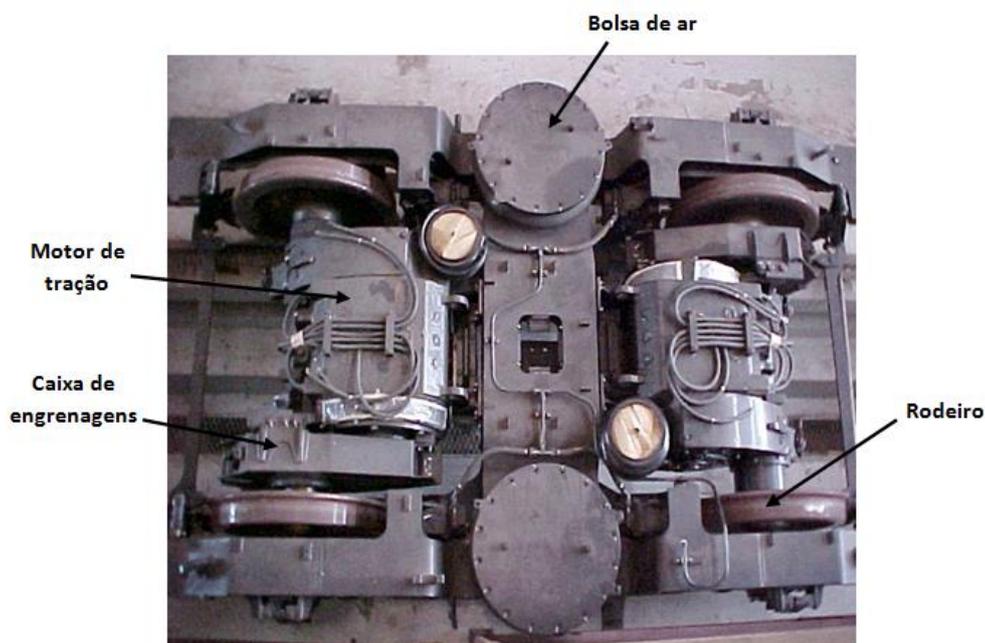
**Figura 4.4:** Motor de tração pronto para ser instalado no TUE [8].

Os motores de tração estão alojados em um elemento denominado õtruqueõ. A compreensão deste elemento é fundamental para que se entenda o princípio de transmissão do movimento de tração. O truque é o conjunto de equipamentos que sustenta a caixa e possibilita o deslocamento do TUE. A caixa por sua vez é a estrutura que comporta o salão de passageiros e a cabine. A figura 4.5 mostra o truque instalado sob a caixa do TUE.

Nos truques são instalados parte dos componentes do sistema de suspensão, como amortecedores, molas e bolsas de ar. Além dos componentes do sistema de frenagem pneumática das rodas. Nos truques motores são instalados os rodeiros e motores de tração. Na Figura 4.6 são mostrados alguns componentes de um truque motor.



**Figura 4.5:**Truque instalado sob a caixa do TUE [8].



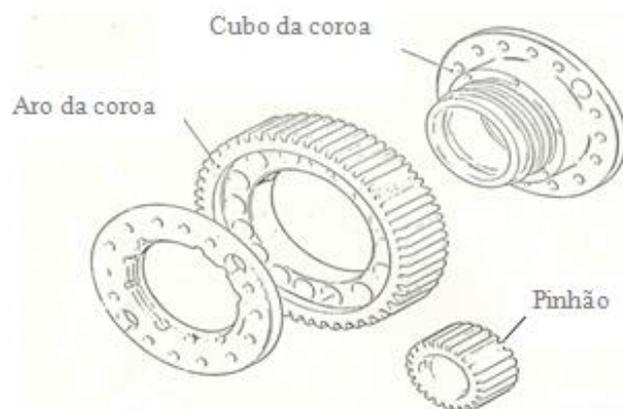
**Figura 4.6:**Truque motor do TUE [8].

O truque contém o conjunto rodeiro, que permite o deslocamento do TUE sobre a ferrovia. Os rodeiros são elementos compostos por duas rodas e um eixo interligando-as, podendo ser do tipo tração e reboque. O rodeiro do tipo tração (figura 4.7) possui uma engrenagem maior (coroa) responsável por receber o torque proveniente de uma engrenagem menor (pinhão) instalada no eixo do motor de tração, promovendo a rotação do conjunto rodeiro e o movimento do TUE. Ambos os rodeiros possuem 1 rolamento de rolos cilíndricos em cada extremidade do eixo, protegidos por uma caixa de rolamento, que é o meio de ligação entre os rodeiros e o truque.



**Figura 4.7:**Rodeiro motor do TUE [8].

A figura 4.8 abaixo mostra os elementos que compõem o sistema de transmissão de movimento e torque do motor (pinhão) para o rodeiro (coroa). Este conjunto fica alojado numa caixa metálica bipartida, presa à estrutura do truque, contendo lubrificante.



**Figura 4.8:**Sistema de transmissão por engrenagens do TUE [8].

#### 4.1.1.2 Conjunto motor-compressor principal

O ar comprimido é a fonte de energia para funções básicas do TUE e o equipamento responsável pelo seu fornecimento é o compressor principal, que é acionado por um motor elétrico. O ar comprimido é utilizado para:

- Acionamento do freio de atrito;
- Elevação do pantógrafo;
- Abertura e fechamento das portas;
- Acionamento de contactores;

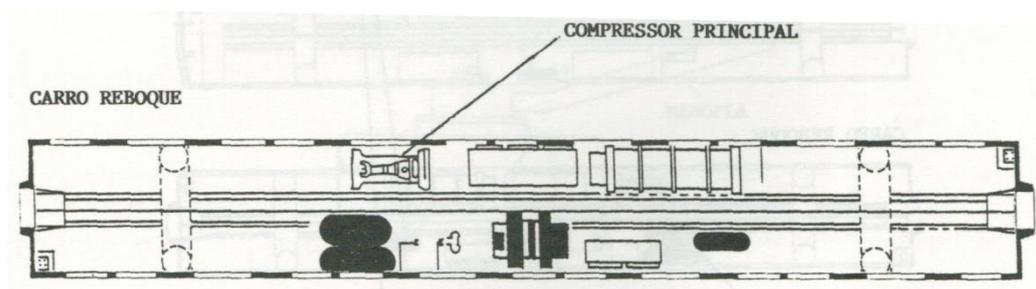
- Limpador de pára-brisas;
- Acionamento da buzina;
- Liberação do freio de estacionamento.

O compressor principal aspira o ar da atmosfera, comprimindo-o. O ar comprimido é então enviado para ser armazenado nos reservatórios (vasos de pressão). Antes de atingir o reservatório principal, o ar comprimido passa por filtros e por um secador, cuja função é recolher impurezas e a umidade condensada do ar comprimido, devolvendo-os à atmosfera. O conjunto mantém uma pressão de trabalho entre 850 e 1.000kPa. Essa faixa de pressão é controlada através de um pressostato que liga e desliga o compressor automaticamente.

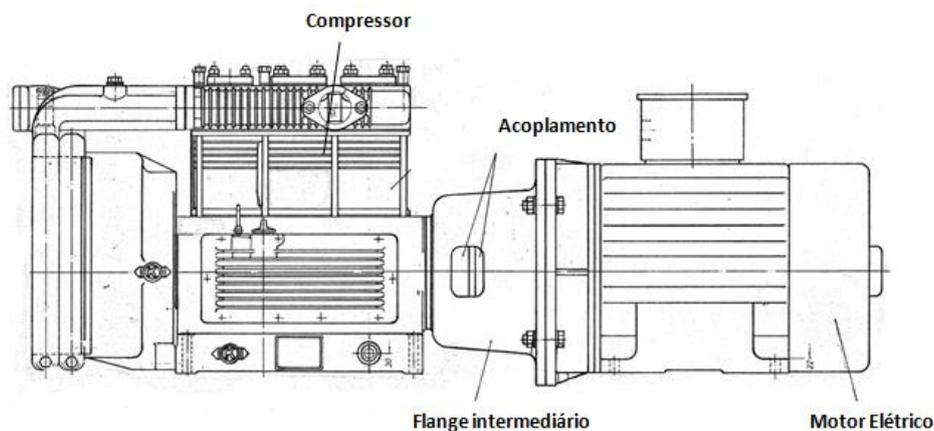
O compressor principal é fabricado pela Knorr Bremse, modelo VV160/200-2, do tipo alternativo, com três pistões verticais alinhados, lubrificado a óleo e com acoplamento direto. Este modelo de equipamento é projetado para produção de ar comprimido, aplicado normalmente em veículos ferroviários.

O motor elétrico de acionamento do compressor principal possui uma potência de 15 CV, atinge 1.680 RPM de rotação, é do tipo assíncrono, com 4 pólos, auto-ventilado e alimentado com tensão trifásica de 220Vca, 60Hz, proveniente de um conversor auxiliar.

Existem dois conjuntos de motor-compressor principal no TUE, sendo um em cada carro reboque, como ilustrado na figura 4.9. A figura 4.10 ilustra o conjunto motor-compressor e seus elementos de ligação (acoplamento e flange intermediário).



**Figura 4.9:** Vista inferior do carro reboque indicando a localização do compressor principal [7].



**Figura 4.10:** Conjunto motor-compressor [7].

A figura 4.11 abaixo ilustra o conjunto motor-compressor instalado sob a caixa do carro reboque do TUE.



**Figura 4.11:**Conjunto motor-compressor instalado no TUE [8].

## 4.2 Metodologia para medições

### 4.2.1 Estratégias de medição

As medições foram realizadas no período de fevereiro a dezembro de 2015 no centro de manutenção da CBTU no município de Jaboatão dos Guararapes-PE. Esse estudo proporciona aos equipamentos o estabelecimento do seu espectro padrão. Para a aquisição desse espectro, duas situações são contempladas:

- Situação ideal: Após aquisição e comissionamento do equipamento, proceder à análise de vibração. O equipamento, pela sua condição de novo e recém-aprovado, deverá estar livre de vibrações nocivas, momento ideal para definição de sua assinatura mecânica padrão.

- Situação real: Os equipamentos em estudo operam há mais de 30 anos e a situação ideal supracitada não foi realizada. Para obter-se um referencial de condições operacionais desejáveis, foram selecionados equipamentos recém-recuperados e realizadas as medições. Encontrando valores aceitáveis segundo as normas técnicas vigentes, foi adotada a assinatura espectral da máquina com os valores de vibração mais controlados.

Para os motores de tração, a análise de vibrações foi submetida em equipamentos que passaram pelo processo de recondicionamento em empresa terceirizada. Nesse processo, foram avaliados os níveis de isolamento por meio da verificação da resistência de isolamento e índice de polarização, limpeza do estator bobinado, reparo ou substituição de cabos e terminais, verificação das condições dos rolamentos e engrenagens, trocando-os caso necessário, balanceamento e alinhamento.

Tão logo a empresa contratada devolveu os 9 motores reconicionados, a medição das vibrações foi realizada em bancada para fins de comissionamento do serviço e estabelecimento do espectro padrão. O quarto motor apresentou forte vibração e ruído e teve que ser desligado antes da conclusão da primeira medição. Os motores 1 e 2 foram medidos, além da bancada, instalados no trem em movimento e nessa condição foram renumerados como motores 10 e 11, respectivamente. Os resultados serão mostrados no item 5 (Resultados e Discussões).

Para o conjunto motor-compressor principal, foram monitorados 4 conjuntos segundo as seguintes estratégias:

- Medição em bancada com compressor avariado seguida de medição no TUE com motor recuperado para avaliação do reparo em oficina. Nova medição após 3 meses para avaliação da evolução;
- Medições com conjunto montado no TUE com periodicidade mensal para avaliação da evolução com periodicidade menor;
- De posse dos resultados, foram sugeridos a periodicidade adequada e o espectro padrão para motor e compressor, mostrados no capítulo 5 (Resultados e Discussões).

4.2.2 Normas técnicas aplicadas

A International Organization for Standardization possui em seu acervo a norma ISO 10816 com o título geral de Vibração mecânica ó Avaliação da vibração da máquina através de medições em partes não rotativas. Essa norma é composta atualmente de 9 partes, das quais as partes 1, 3 e 8 são utilizadas nesse estudo:

- ISO 10816-1: Orientações gerais;
- ISO 10816-3: Máquinas industriais rotativas com potência nominal acima de 15 kW e velocidades nominais entre 120 e 15.000 RPM;
- ISO 10816-8: Sistemas de compressor alternativo.

Para o motor de tração, a norma ISO 10816-3 estabelece os valores de velocidade de vibração associados à potência, altura do eixo do motor em relação à sua base e o tipo da base, rígida ou flexível.

O motor de tração do TUE tem potência de 276 kW e possui base rígida (sem itens amortecedores), enquadrando-se portanto na primeira coluna do grupo 2, conforme mostra a seta no Quadro 4.2. A Zona C, em amarelo, é a região onde os valores de velocidade RMS de vibração são considerados insatisfatórios para a operação contínua da máquina por longos períodos. A Zona D, em vermelho, é região onde os valores de vibração são considerados severos e que podem causar danos à máquina. Portanto, para o motor de tração do TUE, os valores limites de velocidade RMS são 2,8 mm/s (pré-alarme) e 4,5 mm/s (alarme).

Quadro 4.2 - Padronização de valores de velocidade RMS de acordo com a norma ISO 10816-3 [17].

↓

								18	<b>VIBRATION :</b> Velocity in mm/sec RMS Guideline as per ISO 10816
		D						11	
								7.1	
		C						4.5	
								3.5	
		B						2.8	
								2.3	
		A						1.4	
								0.71	
Rigid	Flexible	Rigid	Flexible	Rigid	Flexible	Rigid	Flexible	Foundation Support	
Pumps > 15 kW radial, axial, mixed flow				Medium sized machines 15kW ≤ Power ≤ 300 kW		Large machines 300 kW ≤ Power ≤ 50 MW		Machine Type	
Integrated Driver		External Driver		Motor 160 mm ≤ H ≤ 315		Motor 315 mm ≤ H		GROUP	
GROUP 4		GROUP 3		GROUP 2		GROUP 1			
Machinery Evaluation as per ISO 10816 Guide line: <span style="color: green;">Zone A:</span> Vibration of newly commissioned machines; <span style="color: green;">Zone B:</span> Machines considered acceptable for unrestricted long-term operation <span style="color: yellow;">Zone C:</span> Machines considered unsatisfactory for long-term continuous operation <span style="color: red;">Zone D:</span> Vibration values normally considered to be sufficient severity to cause damage to the machine								Measurement Frequency range: 10 Hz to 1000 Hz > 600 RPM* 2 Hz to 1000 Hz > 120 RPM* * Operating speed of machine	

Já para o motor que aciona o compressor, a norma ISO 10816-1 estabelece os valores de velocidade de vibração associados às classes I, II, III e IV, conforme a seguir:

- Classe I: Peças individuais de motores e máquinas, integralmente ligadas à máquina completa, na sua condição de operação normal (motores elétricos até 15 kW são exemplos típicos de máquinas dessa classe);
- Classe II: Máquinas de médio porte (Motores elétricos entre 15 kW e 75 kW são exemplos típicos de máquinas dessa classe) sem fundações especiais ou montados rigidamente (até 300 kW) em fundações especiais;
- Classe III: Motores e outras máquinas de grande porte com massas em rotação montadas em fundações pesadas;
- Classe IV: Motores e outras máquinas de grande porte com massas em rotação montada sobre fundações que são relativamente flexíveis na direção das medições de vibração (por exemplo, conjuntos turbogeradores e turbinas a gás com saídas superior a 10 MW).

Para o motor do compressor do TUE, cuja potência é de 11,03 kW, a norma o enquadra na classe I, conforme mostra a seta preta no Quadro 4.3, onde as zonas A, B, C e D possuem as mesmas descrições do Quadro 4.2. Portanto, de acordo com o Quadro 4.3, para o motor do compressor principal, os valores limites de velocidade RMS são 2,8 mm/s para o pré-alarmed e 7,1 mm/s (alarmed).

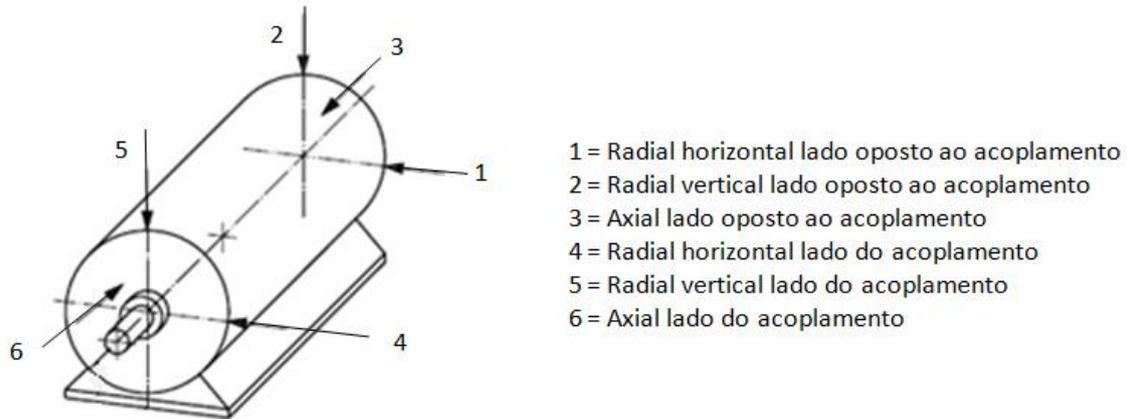
**Quadro 4.3** - Padronização de valores de velocidade RMS de acordo com a norma ISO 10816-1 [16].

↓

R.m.s. vibration 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	B
1,8				
2,8	C	C	C	C
4,5				
7,1				
11,2	D	D	D	D
18				
28				
45				

É através dos mancais que os esforços gerados pelo funcionamento da máquina são transmitidos à sua estrutura. Por essa razão, as vibrações medidas junto aos mancais são menos influenciadas pelas características dinâmicas da estrutura e são mais

representativas da condição dos componentes rotativos da máquina do que as vibrações medidas em outros pontos. Logo, para estabelecer os pontos de medição adequados em máquinas rotativas, a norma define os pontos conforme figura 4.12.



**Figura 4.12:** Pontos de medição nos mancais estabelecidos pela norma ISO 10816-1 [16].

Os valores limites de aceleração de vibração de cada tipo de equipamento podem variar em função da qualidade e aplicação do equipamento, do seu tipo de fixação (base rígida ou flexível), ou se o equipamento sofre influência de outras fontes de vibração nas proximidades (por exemplo, a vibração de um motor a combustão de grande porte acoplado a uma bomba, apoiados sobre a mesma base, pode resultar em níveis de vibração da bomba acima de um limite estabelecido por norma). Portanto, algumas normas técnicas não definem estes valores limites, mas em geral se adotam os valores de aceleração do Quadro 4.4 que foram compilados de fabricantes, padrões industriais, artigos e publicações técnicas. Também é uma prática comum entre os especialistas e entidades da área de vibrações, adotar como pré-alarme 50% do valor limite de aceleração.

**Quadro 4.4** - Valores limites de aceleração de vibração para algumas máquinas [37].

Equipamento	Limite de aceleração RMS	
	m/s <sup>2</sup>	g
Motores elétricos (N ≤ 2.000 RPM)	4,90	0,5
Motores elétricos (N > 2.000 RPM)	9,81	1,0
Geradores elétricos	4,90	0,5
Bombas centrífugas	4,90	0,5
Ventiladores centrífugos (N < 600 RPM)	4,90	0,5
Equipamento	Limite de aceleração RMS	

	<b>m/s<sup>2</sup></b>	<b>g</b>
Ventiladores centrífugos (600 ÆN Æ 1.000 RPM)	9,81	1,0
Ventiladores centrífugos (1.000 ÆN Æ 2.000 RPM)	14,71	1,5
Ventiladores centrífugos (N > 2.000 RPM)	19,62	2,0
Redutores	19,62	2,0
Compressores centrífugos	29,43	3,0

De acordo com o Quadro 4.4, como os motores de tração e os motores dos compressores principais possuem rotações de trabalho inferiores a 2.000 RPM, foram considerados neste trabalho os valores limites de aceleração de vibração RMS de 0,25 g (pré-alarme) e 0,5 g (alarme). Ou seja, valores de aceleração RMS de vibração entre 0,25 g e 0,5 g são considerados insatisfatórios para a operação contínua da máquina por longos períodos. Valores de aceleração RMS acima de 0,5 g são considerados severos e podem causar danos à máquina e seus componentes.

Para o compressor, a norma ISO 10816-8, que trata da análise de vibração em sistemas de compressores alternativos, busca avaliar o sistema compressor como um todo (cilindros, guias de cruzeta, bloco, fundação, tubulações e amortecedores de pulsação, se aplicável), incluindo a possibilidade de constatação de problemas associados a pistões, anéis e válvulas. Esta norma requer a medição da vibração em alguns pontos do compressor como base, bloco e cilindros nas direções X, Y e Z (figura 4.13), mas não se aplica ao motor de acionamento do compressor, que já é abordado pela ISO 10816-1.



**Quadro 4.5** - Valores limite de velocidade e aceleração de vibração para compressor vertical [19].

Ponto e direção de medição	Velocidade (mm/s) RMS			Aceleração RMS					
				(m/s <sup>2</sup> )		(g)		(m/s <sup>2</sup> )	
	A/B	B/C	C/D	A/B		B/C		C/D	
Cilindro - Vertical	8,7	13,0	19,5	10,9	1,1	16,3	1,7	24,5	2,5
Cilindro - Lateral	10,7	16,0	24,0	13,5	1,4	20,1	2,0	30,2	3,1

Legenda:  
A/B, B/C e C/D = Valores de transição entre zonas.  
Zona A: Valores  $\leq$  A/B = Aceitável para operações de longo prazo.  
Zona B: Valores  $>$  A/B e  $\leq$  B/C = Aceitável para operações de longo prazo.  
Zona C: Valores  $>$  B/C e  $\leq$  C/D = Alerta (analisar e corrigir se necessário).  
Zona D: Valores  $>$  C/D = Inaceitável (correção imediata).

No quadro 4.5, os valores de transição entre zonas  $\leq$ A/B, B/C e C/D podem ser exemplificados como, no caso da velocidade para o ponto vertical do cilindro:

- Valores  $\leq$  8,7 mm/s estão na zona A.
- Valores  $8,7 < X \leq 13,0$  mm/s estão na zona B.
- Valores  $13,0 < X \leq 19,5$  mm/s estão na zona C.
- Valores  $> 19,5$  mm/s estão na zona D.

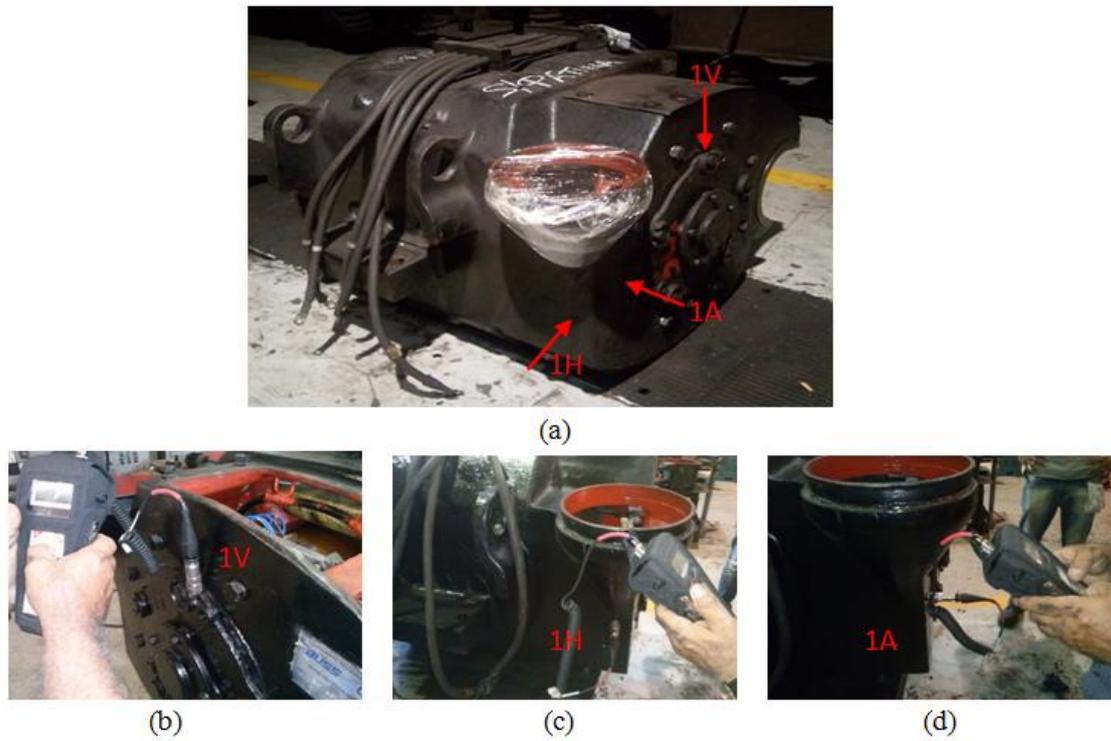
#### 4.2.3 Pontos de medição nos equipamentos

##### 4.2.3.1 Motor de tração

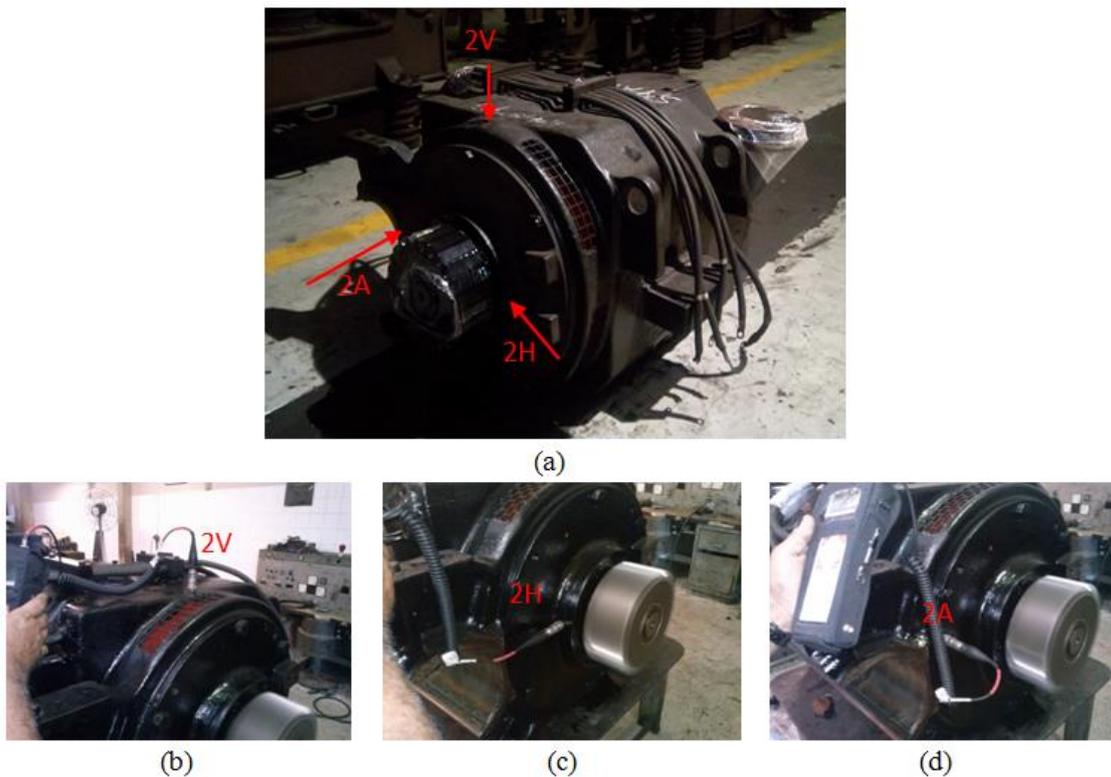
A convenção adotada para nomenclatura dos pontos de medição do motor de tração contém dois caracteres, sendo o primeiro referente à localização do mancal e o segundo referente à direção da medição. São eles:

- 1 = Mancal da tampa traseira (mancal do lado oposto ao acoplamento ou engrenagem);
- 2 = Mancal da tampa dianteira (mancal do lado acoplado ou engrenado);
- V = Direção radial vertical;
- H = Direção radial horizontal;
- A = Direção axial.

A figura 4.15 (a) exhibe os três pontos de medição de vibração no mancal 1 do motor de tração. As figuras 4.15 (b), (c) e (d) exibem os pontos individualmente durante as medições. A mesma representação é dada para o mancal 2 nas figuras 4.16 (a), (b), (c) e (d).



**Figura 4.15:** Identificação dos pontos de medição referentes ao mancal 1 (a). As demais (b), (c) e (d) mostram esses pontos individualizados no momento das medições.



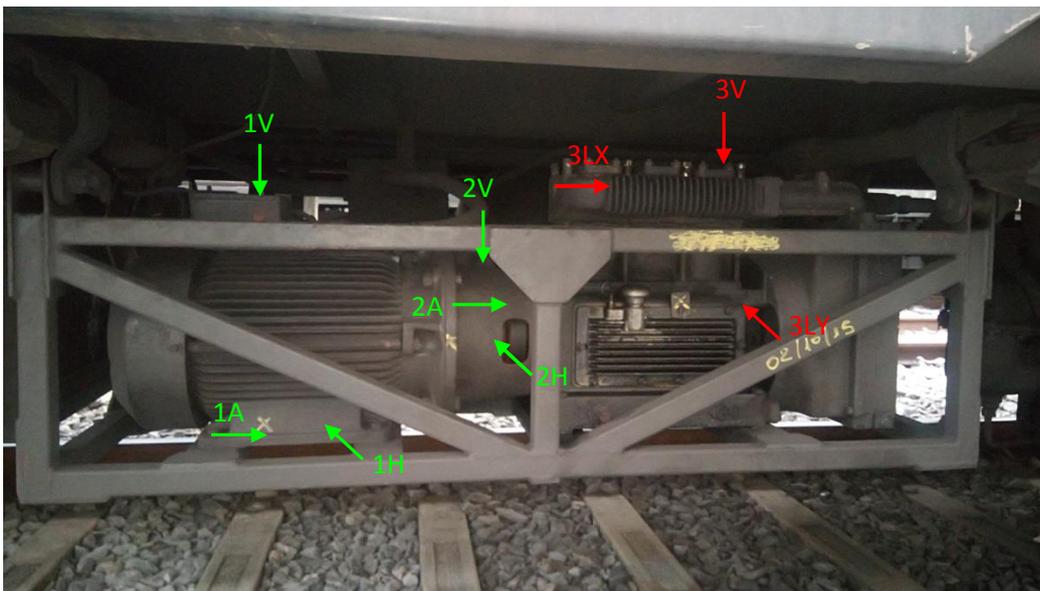
**Figura 4.16:** Identificação dos pontos referentes ao mancal 2 (a). As demais (b), (c) e (d) mostram esses pontos individualizados no momento das medições.

#### 4.2.3.2 Conjunto motor-compressor principal

A convenção adotada para o motor do compressor principal é a mesma do motor de tração citada no item 4.2.3.1. Para o compressor, a convenção adotada para nomenclatura dos pontos contém 3 caracteres, sendo o primeiro referente ao equipamento e o segundo e o terceiro (quando houver) referente à direção de medição dos cilindros. São eles:

- 3 = Compressor
- V = Direção vertical
- LX = Direção lateral X
- LY = Direção lateral Y

A figura 4.17 ilustra todos os pontos de medição de vibração do conjunto motor-compressor principal do TUE.



**Figura 4.17:** Identificação dos pontos referentes aos mancais 1 e 2 do motor que aciona o compressor em verde. Identificação dos pontos do compressor em vermelho.

#### 4.2.4 Instrumentação utilizada

O instrumento utilizado nas medições de vibrações desse estudo é um analisador de vibração da fabricante alemã FAG, de propriedade do Professor orientador desse estudo, Dr. Tiago Rolim. O modelo é o Detector III (Figura 4.18), equipamento de medição manual com função de registro de dados para a supervisão *off-line* de equipamentos e máquinas. Para esta finalidade, o equipamento registra em pontos de

medição previamente definidos, os sinais de vibração através de um acelerômetro, calculando a partir disso os valores efetivos de velocidade e aceleração.



**Figura 4.18:** Analisador de vibração FAG Detector III [12].

O *software* Trendline é o programa de servidor para o Detector III. O Detector em si é concebido somente para o registro de valores medidos. Todas as funções de administração e avaliação de dados são executadas com o software Trendline. Assim, o Detector fornece os dados medidos do equipamento ao Trendline, que os analisa e salva.

A figura 4.19 mostra uma tela do *software*, evidenciando a rota elaborada para as medições de vibração dos equipamentos do TUE. Também são exibidos os dados coletados em 24/02/2015 no mancal da tampa dianteira do motor do compressor principal.

The screenshot shows the Trendline software interface. On the left, a tree view displays the measurement hierarchy: METRÔ (compressor, Motor, TAMPDiantRadVert, TAMPDiantRad-Horiz, TAMP-Diant-Axial, TAMPTrasVert, TAMPTras-Rad-Horiz, TAMP-Tras-Axial, Máquina, Vertical). The main window shows the configuration for 'TAMPDiantRadVert'. The 'Dados medidos' tab is active, displaying a table of measurement data for 24/02/2015 at 10:43:46.

Data	Rotação adquiada/ U/min	ISO 10816/ mm/s	Alarme principal/ mm/s	Pré-alarme/ %	Aeff/ mg	Alarme principal/ mg	Pré-alarme/ %
24/02/2015 10:43:46	1680,00	13,28	4,50	50,00	138,73	500,00	50,00

**Figura 4.19:** Tela do *software* Trendline exibindo a rota e os dados coletados pelo analisador de vibrações no mancal da tampa dianteira do motor do compressor na posição radial vertical.

A figura 4.20 mostra os registros do domínio do tempo e da frequência para o mesmo ponto de medição da figura 4.19.

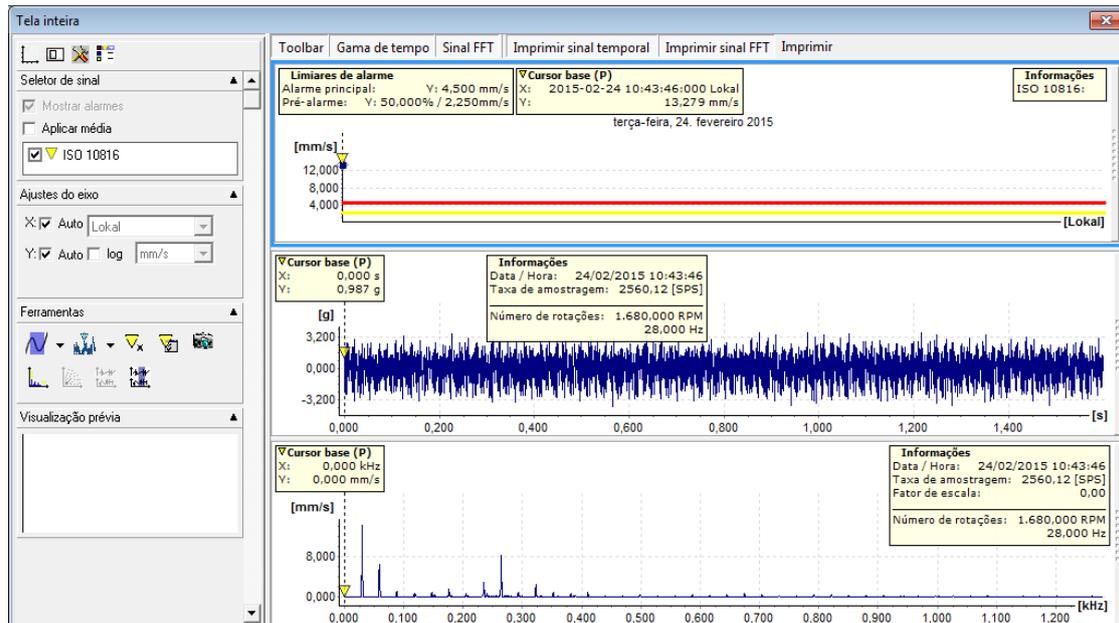


Figura 4.20:Tela do *software*Trendline exibindo os registros

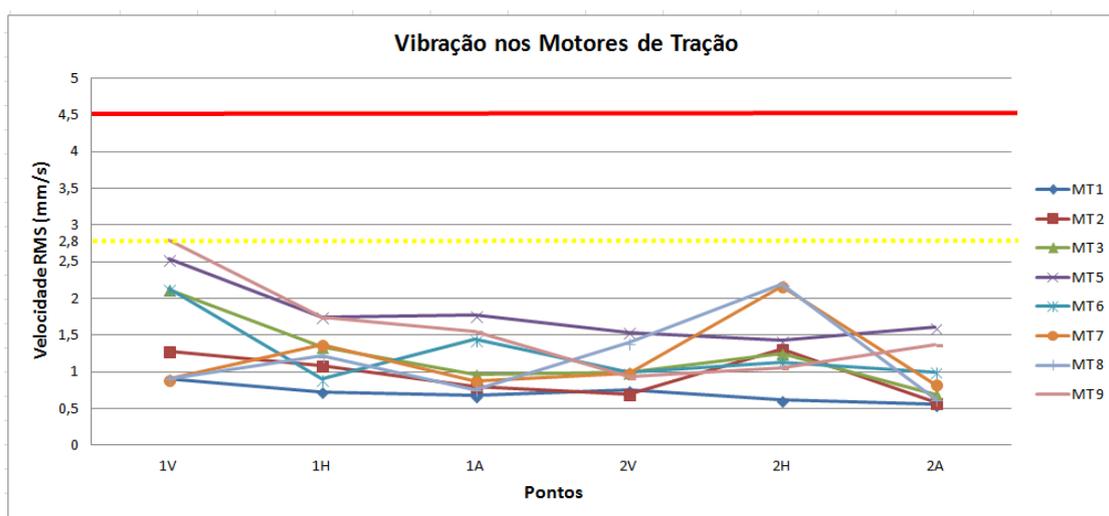
## 5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 5.1 Motor de tração - MT

As análises de vibração dos motores de tração reconicionados foram executadas em bancada. O objetivo principal foi avaliar o serviço de recuperação realizado por empresa terceirizada e obter os valores globais e espectros característicos de vibração para elaboração de um banco de dados.

O MT 4 apresentou funcionamento irregular (vibração excessiva) durante o teste em bancada, sendo desligado antes de atingir a rotação nominal. Posteriormente foi devolvido à empresa que realizou o serviço de reconicionamento, para análise e retrabalho.

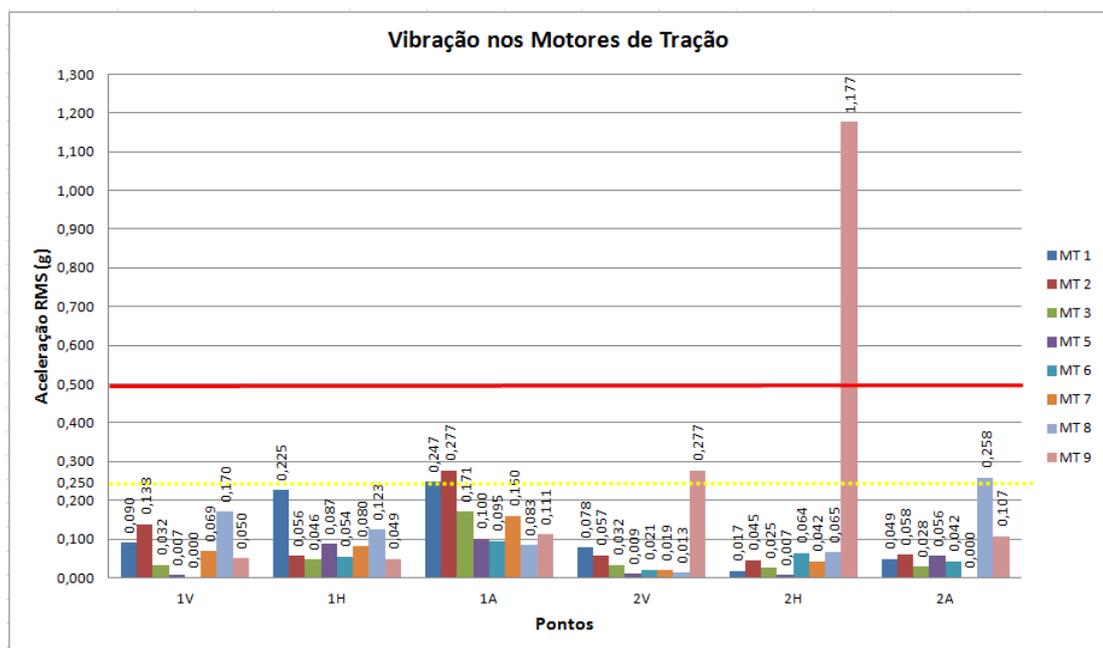
Analisando o gráfico de velocidade de vibração de todos os pontos de coleta dos motores de tração (Figura 5.1), observa-se que o MT 1 apresentou os menores valores globais (valor RMS) de velocidade de vibração, sendo, portanto, uma boa referência para avaliação da qualidade de vibração de outros motores que vierem a ser reconicionados. O ponto 1V do MT 9 apresentou um valor de velocidade RMS exatamente igual ao valor de pré-alarme definido no item 4.2.2, de 2,8 mm/s (linha amarela tracejada), portanto o monitoramento deste ponto deve ser considerado em análises futuras. Nenhum motor de tração apresentou valores de velocidade RMS de vibração acima do valor de alarme de 4,5 mm/s (linha vermelha contínua).



**Figura 5.1:** Gráfico de valores de velocidade RMS de vibração de todos os pontos de coleta dos motores de tração.

O gráfico da Figura 5.2 exibe os valores globais de aceleração de vibração de todos os pontos de coleta dos motores de tração. Pode-se observar o nível elevado de aceleração no ponto 2H (1,177 g) do MT 9, bem acima do valor de alarme de 0,5 g (linha vermelha contínua), além do nível no ponto 2V do mesmo motor (0,277 g) que ultrapassou o valor de pré-alarme de 0,25 g (linha amarela tracejada), definidos no item 4.2.2.

As direções de medição horizontal e vertical são importantes no monitoramento de rolamentos e por esse motivo os espectros destes pontos foram analisados. O ponto 1A do MT 2, apesar de ter apresentado um valor de aceleração RMS de 0,277 g, acima do valor adotado como pré-alarme, não é muito relevante uma vez que nas direções horizontal e vertical deste mesmo mancal os valores de aceleração RMS ficaram bem abaixo do valor de pré-alarme. O mesmo entendimento é aplicado ao MT 8, que apresentou um valor de aceleração RMS no ponto 2A um pouco acima do valor de pré-alarme, mas que nas direções horizontal e radial apresentou valores abaixo do pré-alarme.



**Figura 5.2:** Gráfico de valores de aceleração RMS de vibração de todos os pontos de coleta dos motores de tração.

Os gráficos dos espectros foram obtidos do *software* Trendline, seguindo padrão de formatação que não permite edição por parte do usuário. Portanto, nos espectros de velocidade, o eixo das abscissas corresponde à frequência de rotação em kHz e o eixo

das ordenadas corresponde à amplitude da velocidade em mm/s. Nos espectros de aceleração, o eixo das abscissas corresponde à frequência de rotação em kHz e o eixo das ordenadas corresponde à amplitude da aceleração em unidade de gravidade (g).

No MT 9, foram identificados possíveis defeitos no mancal de rolamento da tampa dianteira. Ao se analisar o espectro de aceleração no ponto 2V (Figura 5.3), que apresentou um valor global acima do limite de pré-alarme, observa-se que o defeito está em estágio inicial. Porém, na Figura 5.4, cujo espectro de aceleração foi obtido no ponto 2H, o estágio de defeito do rolamento já é mais elevado.

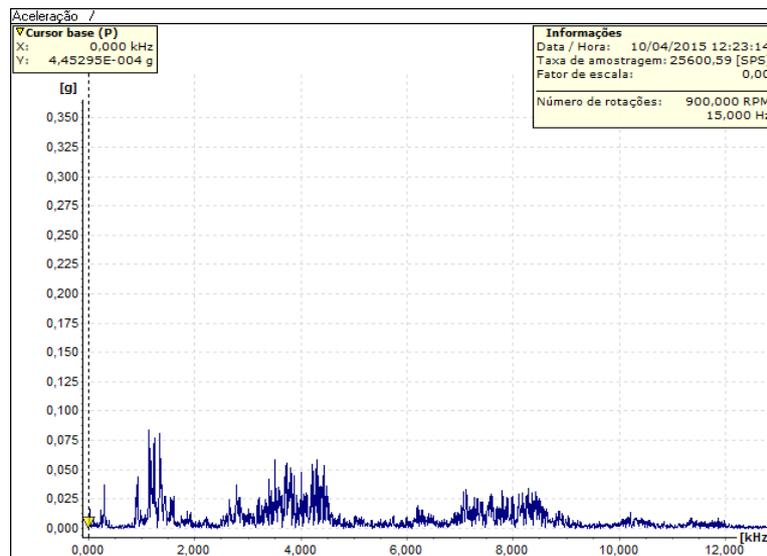


Figura 5.3: Espectro de aceleração de vibração no ponto 2V do MT 9.

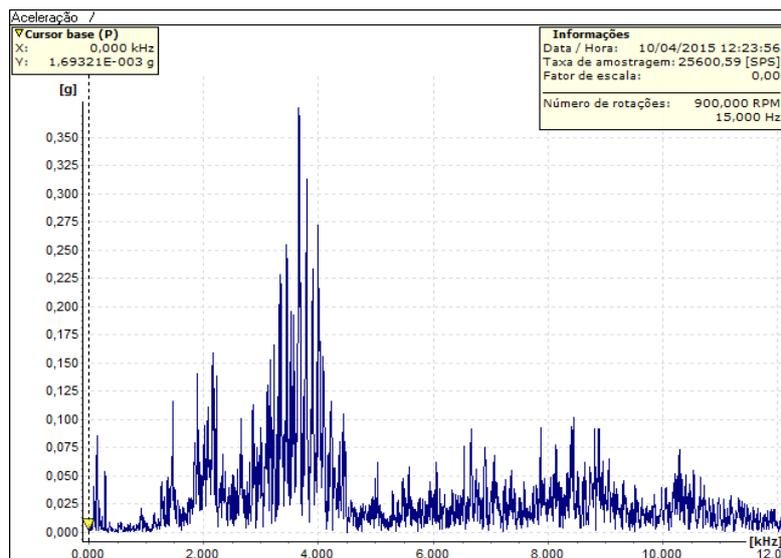
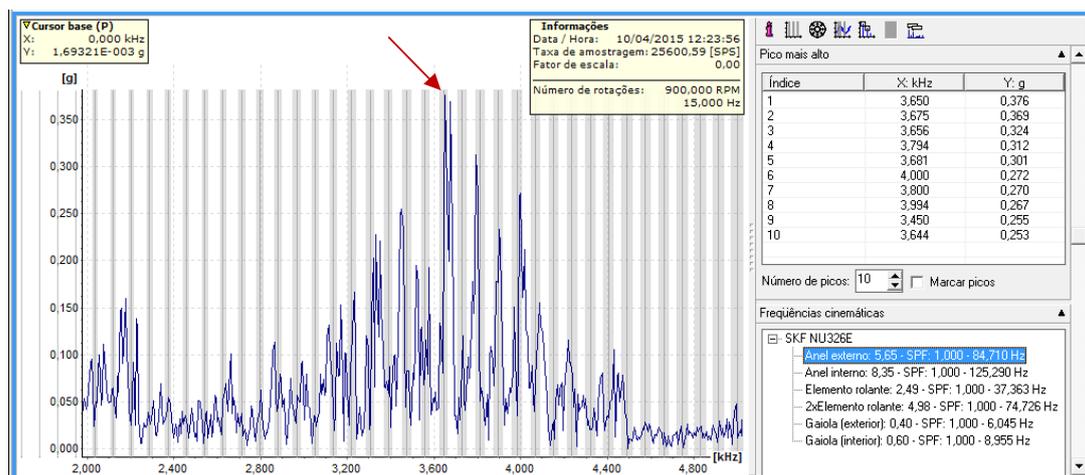


Figura 5.4: Espectro de aceleração de vibração no ponto 2H do MT 9.

Na figura 5.5, é utilizado um recurso do *software Trendline* para identificação de defeitos em rolamento, onde selecionando no banco de dados de rolamento a referência do rolamento monitorado, é possível realizar a análise numa região específica do espectro, onde as linhas verticais correspondem às frequências cinemáticas múltiplas em função da frequência de rotação do motor (tais valores de frequência são calculados e fornecidos pelos fabricantes de rolamento). Ocorrendo a coincidência da frequência de vibração dos picos de maior amplitude com as frequências cinemáticas, fica determinada qual componente do rolamento apresenta algum dano.

No ponto 2H, a região crítica está na faixa entre 2 e 5 kHz, e justamente o pico de maior amplitude determina o defeito principal no anel externo do rolamento pois a frequência desse pico coincide com a frequência de defeito deste componente. É recomendável o monitoramento deste mancal para acompanhar a evolução do defeito.



**Figura 5.5:** Espectro de aceleração de vibração no ponto 2H do MT 9 (região de 2 a 5 kHz).

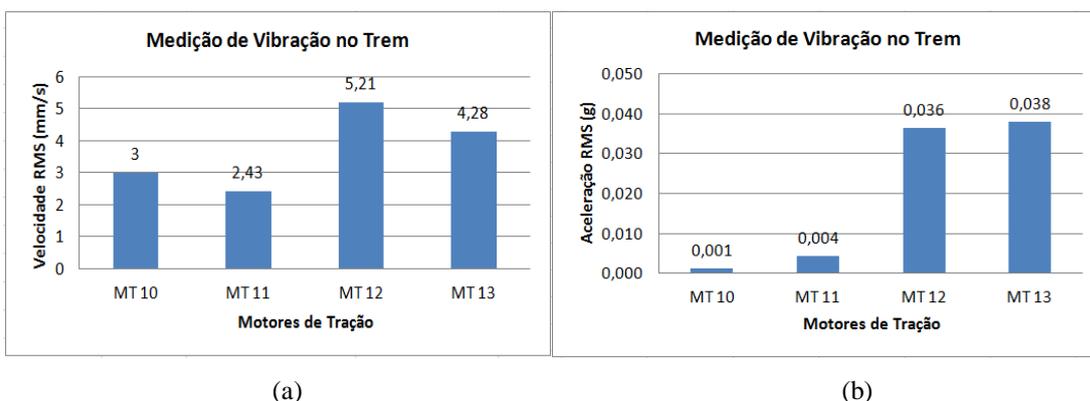
Durante as análises de vibrações dos motores de tração não foi detectado nenhum problema relacionado aos componentes elétricos (estatores, rotores, etc.).

Foram realizadas medições de vibração em quatro motores de tração instalados em um trem, durante funcionamento na linha de teste do pátio de manutenção da CBTU. Devido à dificuldade de acesso, só foi possível executar a coleta de dados no centro da carcaça do motor de tração na direção vertical radial. Os valores globais de velocidade e aceleração de vibração são exibidos nos gráficos das Figuras 5.6 (a) e (b), respectivamente.

Os motores MT 10 e MT 11 são motores reconicionados e ganharam nova numeração quando foram medidos no TUE, mas estes correspondem aos motores MT

01 e MT 02, respectivamente. Já os motores MT 12 e MT 13 não passaram por recondiçãoamento.

Os valores globais de aceleração de vibração dos motores de tração recondiçãoados foram muito inferiores aos dos motores não recondiçãoados. Para estas medições de vibração não se pode estabelecer limites de pré-alarمة e alarme, pois tais pontos de medição não são normatizados. Os valores obtidos neste experimento servem apenas para comparação entre bens recondiçãoados e não recondiçãoados na mesma condição de monitoramento de vibrações.



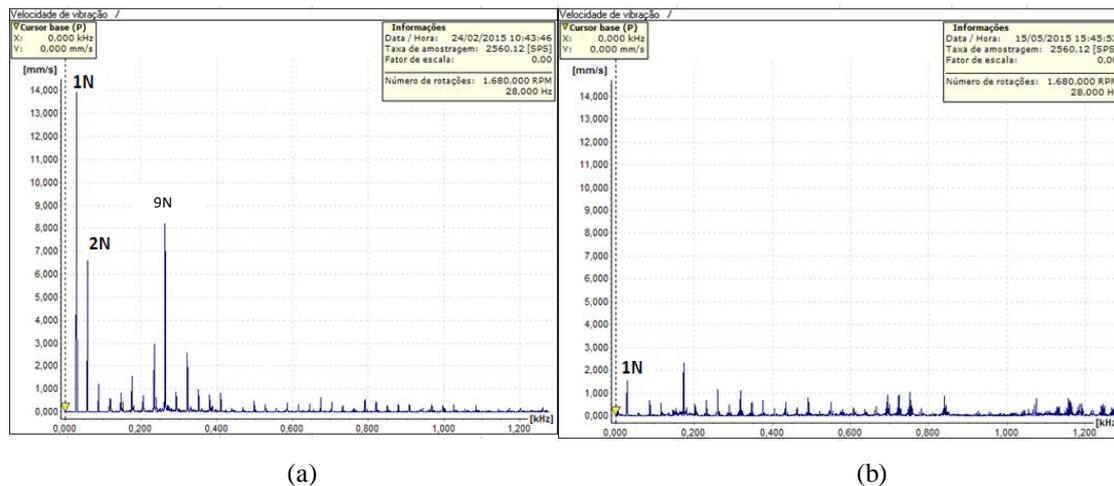
**Figura 5.6:** Gráficos de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração de motores de tração recondiçãoados e não recondiçãoados, instalados no trem (b).

Os valores de aceleração são representativos quando comparados valores de vibração entre condições distintas de máquinas (recondiçãoadas e não recondiçãoadas), embora o ponto monitorado não fique próximo aos mancais de rolamento. Excluindo os valores extremos (MT 10 e MT 13), a diferença percentual da vibração entre esses motores é de 800%, o que evidencia a eficácia da atividade de recondiçãoamento.

## 5.2 Conjunto Motor – Compressor

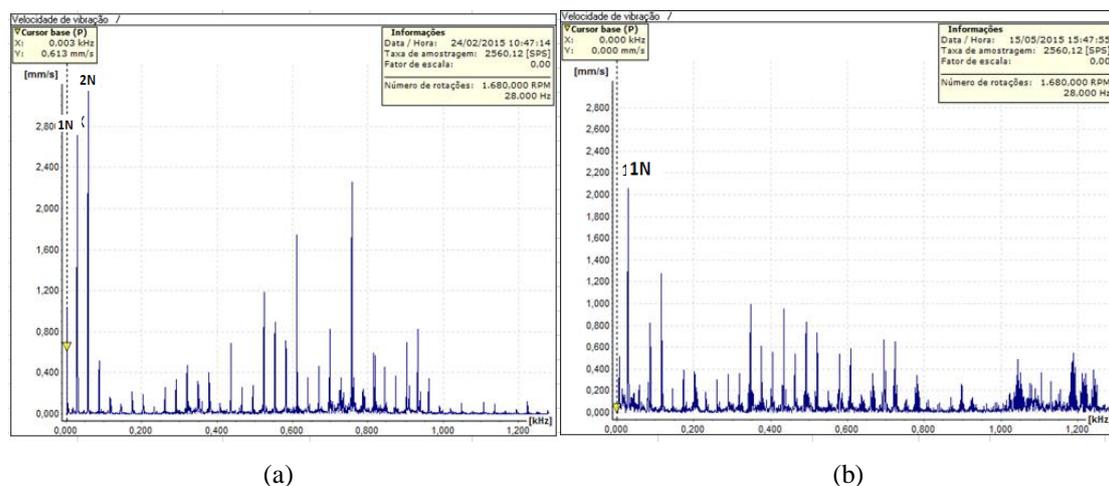
Nos espectros de velocidade e aceleração do conjunto motor-compressor principal 01, retirado para realização de manutenção corretiva do compressor, é possível verificar o defeito de desalinhamento do conjunto, os elevados níveis de vibração do compressor e a evolução da degradação nos rolamentos do motor elétrico. Na Figura 5.7 (a), tem-se o espectro de velocidade de vibração no ponto 2V (lado acoplado) antes da manutenção corretiva, onde os picos de 1N, 2N e a harmônica 9N de elevada amplitude

indicam desalinhamento paralelo entre o motor elétrico e o compressor, e na Figura 5.7 (b) pode-se observar a considerável redução de amplitude desses picos após a manutenção corretiva.



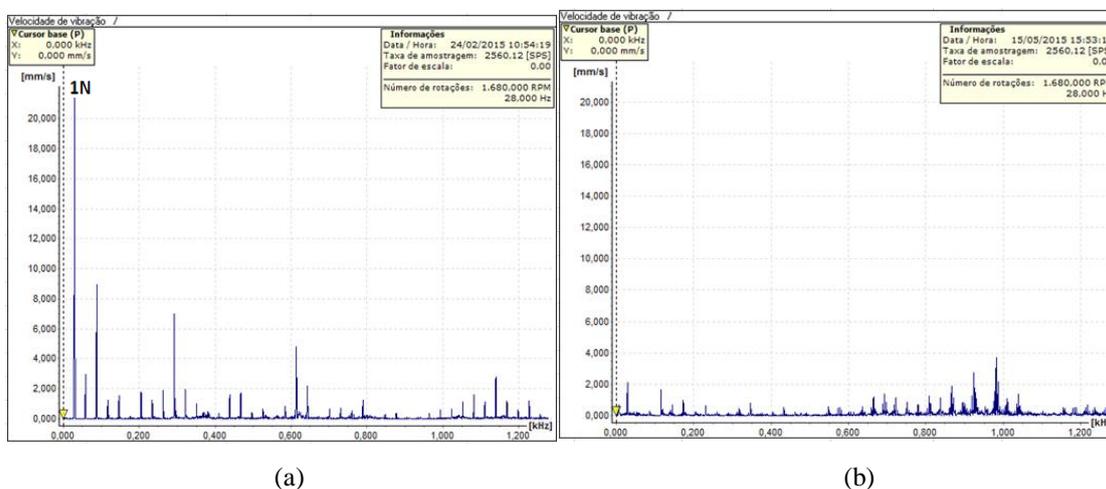
**Figura 5.7:** Espectro de velocidade de vibração no ponto 2V do conjunto motor-compressor 01 antes da manutenção corretiva (a) e após ser realizada a manutenção (b).

Na direção axial, através da análise do espectro do ponto 2A, Figura 5.8 (a), verifica-se a existência de desalinhamento angular (picos de 1N, 2N e alguns harmônicos de elevada amplitude). Com a manutenção executada no compressor este desalinhamento também foi reduzido, Figura 5.8 (b). O aparecimento de picos de elevadas amplitudes em altas frequências (4N a 10N) ou mesmo uma série de altas harmônicas caracterizam desalinhamento severo do conjunto ou componentes do acoplamento danificados. O tipo de acoplamento influencia no formato do espectro de vibração resultante de desalinhamento.



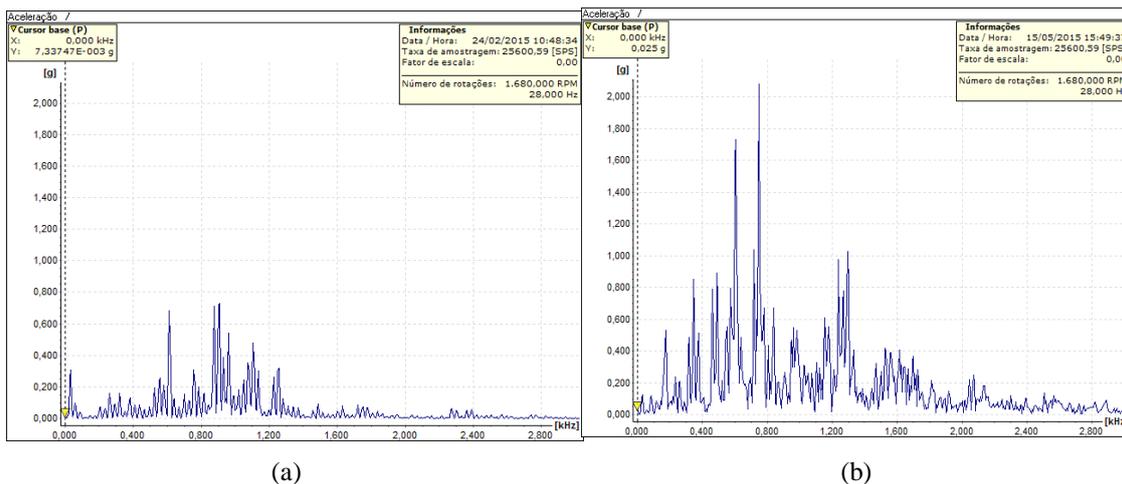
**Figura 5.8:** Espectro de velocidade de vibração no ponto 2A do conjunto motor-compressor 01 antes da manutenção corretiva (a) e após ser realizada a manutenção (b).

Quanto ao compressor propriamente dito, na Figura 5.9 (a) é possível ver o elevado nível de velocidade de vibração em 1N no espectro do ponto 3LX do compressor, e na Figura 5.9 (b) a redução significativa do mesmo pico após a manutenção corretiva no compressor.



**Figura 5.9:** Espectro de velocidade de vibração no ponto 3LX do compressor 01 antes da manutenção corretiva (a) e após ser realizada a manutenção (b).

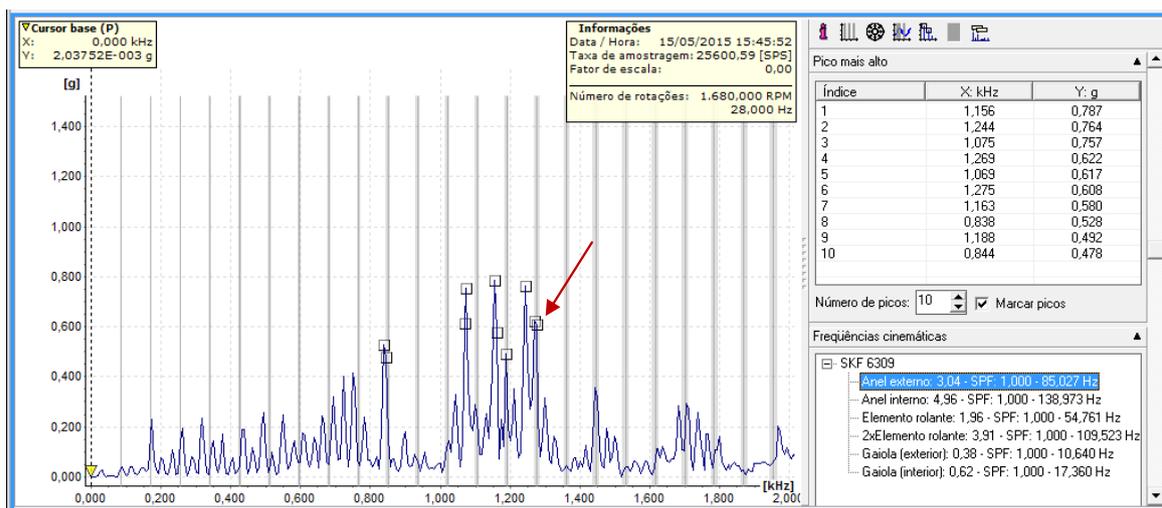
O motor elétrico do compressor 01 não passou por intervenção, uma vez que não foi constatado nenhum problema elétrico ou associado à vibração excessiva que comprometesse a sua confiabilidade, sendo reacoplado ao compressor após a manutenção corretiva deste. Porém, após quase 3 meses desde a primeira coleta de dados, foram constatados, durante nova coleta, valores elevados dos níveis de aceleração RMS nos mancais de rolamento. Na Figura 5.10 é possível observar a evolução da degradação do mancal de rolamento do motor elétrico, através da medição da aceleração no ponto 2V, na primeira coleta de dados em 24 de fevereiro 2015, Figura 5.10 (a), e na segunda coleta em 15 de maio de 2015, Figura 5.10 (b), onde são notáveis o aparecimento de frequências de defeito e o aumento da amplitude e das bandas laterais das frequências naturais dos componentes do rolamento.



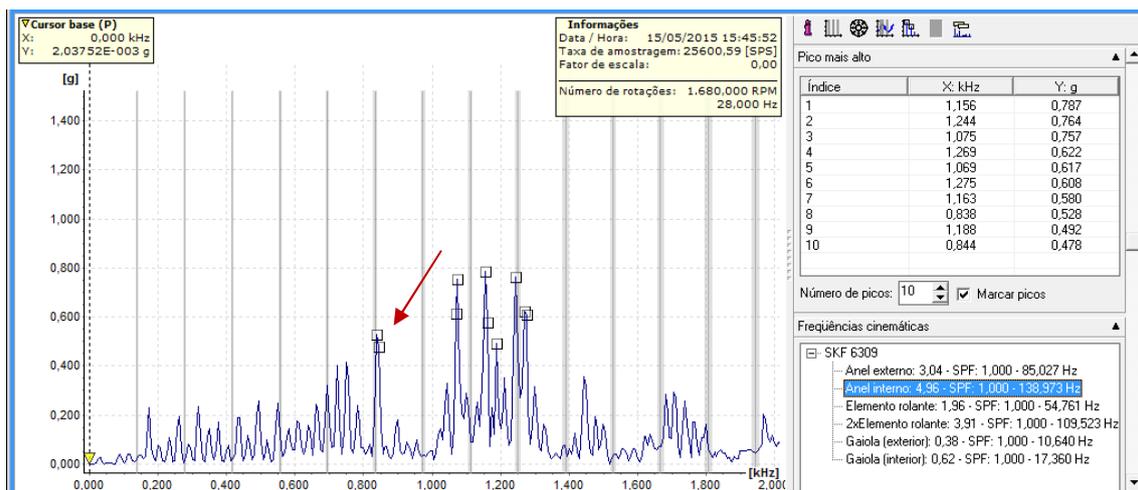
**Figura 5.10:** Espectro de aceleração de vibração no mancal do ponto 2V do motor elétrico do compressor 01 na primeira (a) e na segunda (b) coleta de dados.

Para o ponto 1V, foi utilizando novamente o recurso do *Trendline* para identificar as falhas em cada componente do mancal de rolamento de acordo com a sua frequência de vibração de defeito (frequência cinemática) obtido no banco de dados do *software* para cada tipo de rolamento. Nesse ponto (lado oposto ao acoplamento) foram identificados na medição de vibração (em 15/05/2015) defeitos no anel externo (Figura 5.11), no anel interno (Figura 5.12) e nos elementos rolantes (Figura 5.13).

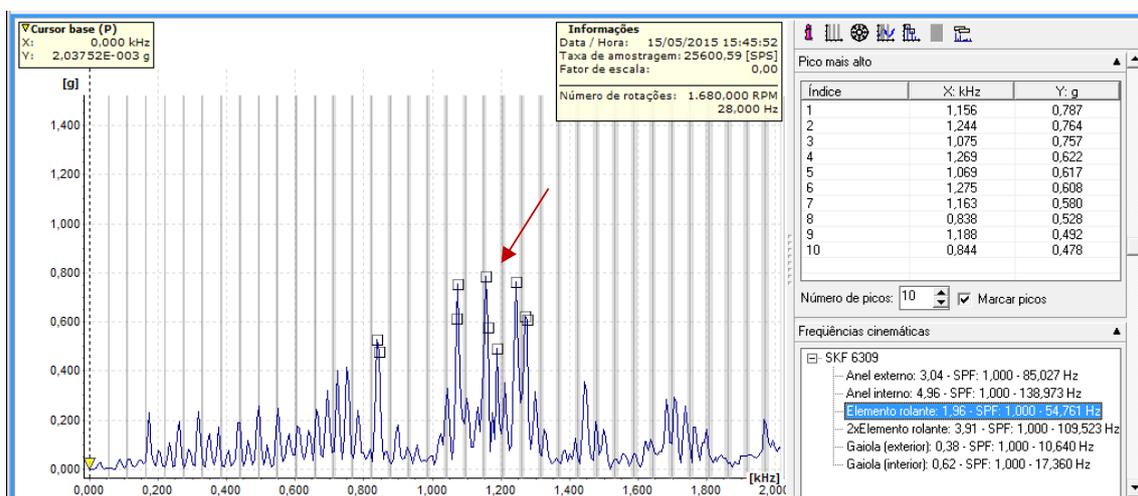
Foi utilizado o banco de dados do rolamento SKF 6309, que apresenta as mesmas frequências de defeito do rolamento empregado no mancal do motor elétrico (SKF 6309 2Z).



**Figura 5.11:** Espectro de aceleração de vibração no mancal do ponto 1V do motor elétrico do compressor 01 com alguns picos de maior amplitude coincidindo com as frequências de defeito do anel externo do rolamento.



**Figura 5.12:** Espectro de aceleração de vibração no mancal do ponto 1V do motor elétrico do compressor 01 com alguns dos picos de maior amplitude coincidindo com as frequências de defeito do anel interno do rolamento.

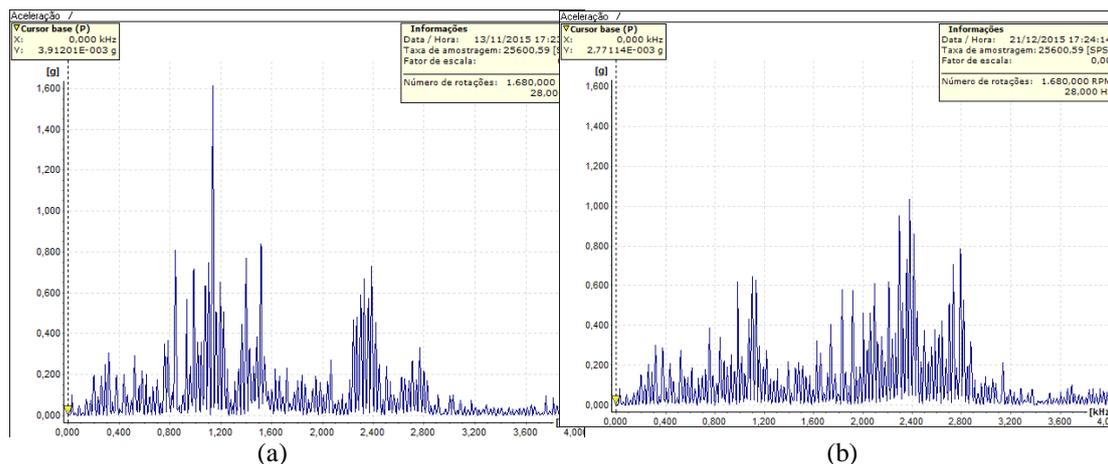


**Figura 5.13:** Espectro de aceleração de vibração no mancal do ponto 1V do motor elétrico do compressor 01 com alguns dos picos de maior amplitude coincidindo com as frequências de defeito do elemento rolante do rolamento.

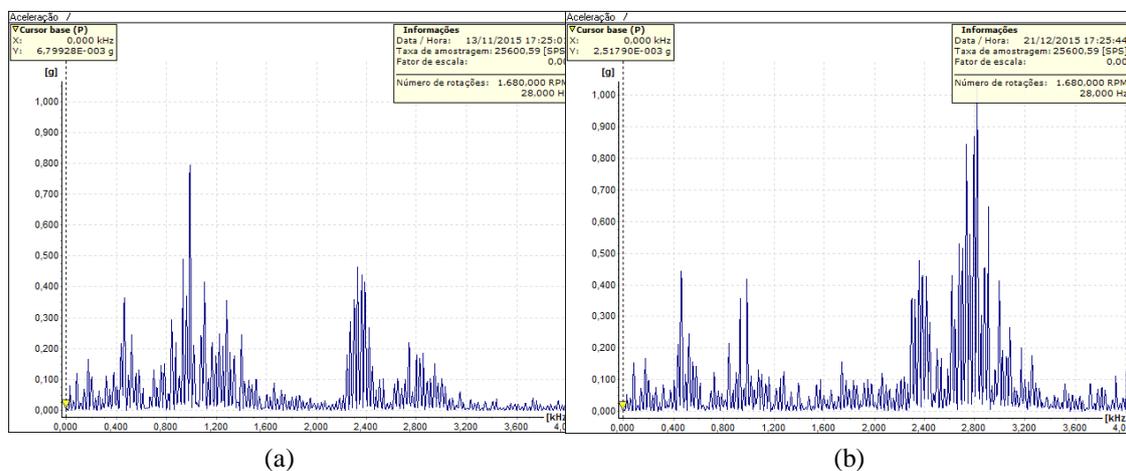
O espectro de aceleração também é um bom indicador para análise de vibração do compressor, pois mesmo que os valores globais de velocidade de vibração estejam abaixo do limite de alarme especificado pela ISO 10.816-8, os níveis de aceleração podem apresentar considerável evolução ao longo do tempo e ajudar na tomada de decisão para realização de uma manutenção corretiva planejada.

Esta teoria pode ser comprovada nos espectros de aceleração de vibração dos pontos 3V e 3LX do compressor 02, comparando-se a evolução nos espectros das Figuras 5.14 e 5.15. Na primeira coleta do ponto 3V, o espectro da figura 5.14(a) apresenta um pico de amplitude elevada, porém o valor de aceleração RMS é de 0,668g.

Na segunda coleta de dados, após 38 dias de operação, apesar da diminuição da amplitude do maior pico observado na figura 5.14 (a), nota-se na figura 5.14 (b) o aumento da amplitude e das bandas laterais de vários picos, resultando num valor de aceleração RMS de 2,192g, indicando o agravamento das condições do compressor. O mesmo raciocínio pode ser aplicado para o ponto 3LX, com valores de aceleração RMS de 0,824g na primeira coleta e 1,878g na segunda coleta.



**Figura 5.14:** Espectro de aceleração de vibração no ponto 3V do compressor 02 na primeira (a) e na segunda (b) coleta de dados.



**Figura 5.15:** Espectro de aceleração de vibração no ponto 3LX do compressor 02 na primeira (a) e na segunda (b) coleta de dados.

O Gráfico da Figura 5.16 mostra que praticamente não houve elevação da velocidade de vibração do compressor 02, com os valores globais ficando bem abaixo dos limites estabelecidos pela norma ISO 10816-8. No entanto, o gráfico da Figura 5.17 exibe uma evolução dos valores de aceleração de vibração para o mesmo equipamento, exigindo avaliação da manutenção preventiva e um monitoramento de vibrações num

intervalo de tempo menor, a fim de evitar a parada não programada do compressor por falha.

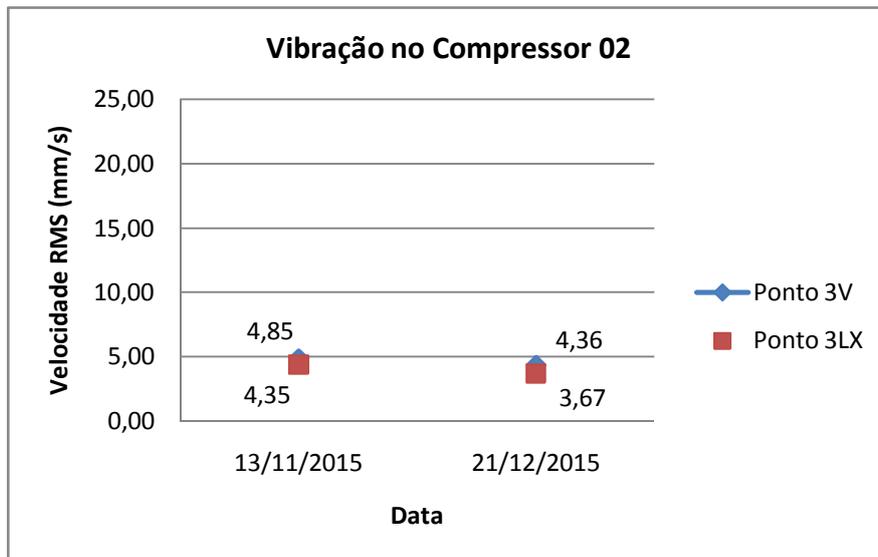


Figura 5.16: Gráfico de evolução da velocidade de vibração no compressor 02.

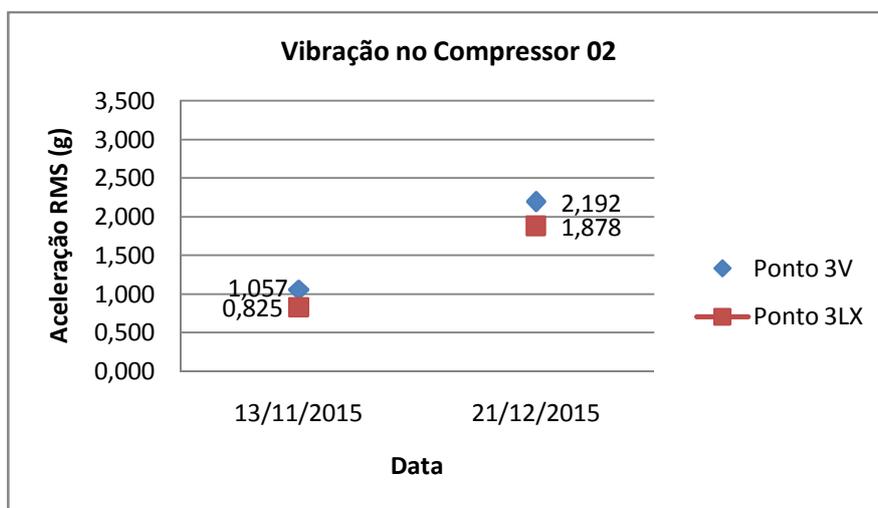


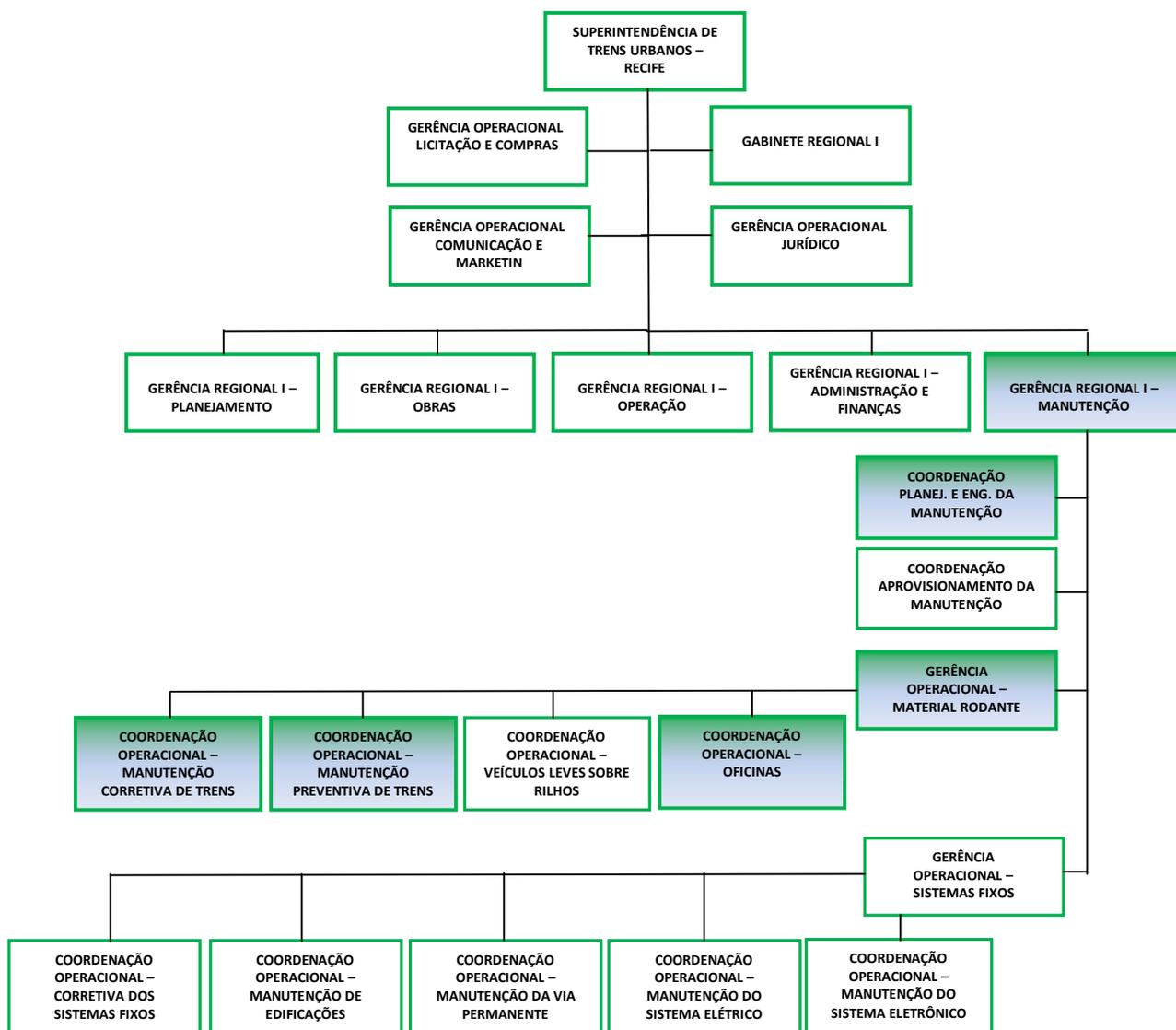
Figura 5.17: Gráfico de evolução da aceleração de vibração no compressor 02.

A vibração no ponto 3V apresentou um aumento de 107,38% em pouco mais de 1 mês. Já o ponto 3LX apresentou um aumento de 127,64%. Esses dois valores indicam que para esse equipamento, a vibração está evoluindo de forma considerável, de modo que o monitoramento com periodicidade mensal deve ser alterado para quinzenal.

## 6 PLANO DE MANUTENÇÃO

Para obter uma melhor confiabilidade dos equipamentos, se faz necessário o monitoramento contínuo dos parâmetros mais relevantes, o que é possível através de um plano de manutenção estruturado. Para justificar, porém, a viabilidade da implementação de um plano de manutenção preditiva por análise de vibrações, algumas informações devem ser conhecidas.

Inicialmente é importante conhecer a estrutura da manutenção na Companhia Brasileira de Trens Urbanos ó CBTU e quais são suas práticas atuais. A figura 6.1 mostra o organograma simplificado com destaque para a Gerência Regional de Manutenção e suas áreas afins.



**Figura 6.1** - Organograma simplificado da CBTU com destaque para a Gerência de Manutenção

A CBTU é uma empresa pública federal vinculada ao Ministério das Cidades, com sede no Rio de Janeiro-RJ. A superintendência de Trens Urbanos em Recife suporta 5 Gerências Regionais, sendo a Gerência Regional de Manutenção responsável pela manutenção de todos os sistemas de equipamentos rodantes e fixos, atuando também como decisor dos investimentos necessários à manutenção.

No organograma, estão destacadas em verde as áreas envolvidas nesse estudo, iniciando pela Gerência supracitada. As demais são:

- Coordenação Operacional de Planejamento e engenharia da Manutenção, responsável pelo Planejamento e Controle da Manutenção - PCM, além de novos projetos e estudos de melhorias no sistema metro-ferroviário;
- Gerência Operacional de Material Rodante, responsável pela manutenção de todos os bens que operam no transporte de passageiros e dos veículos de manutenção metro-ferroviária. Essa gerência suporta as outras 3 coordenações em destaque:
- Preventiva de TUEs, responsável pelo cumprimento do plano de manutenção preventiva que inclui 5 níveis de complexidade de manutenção e recebe 4 TUEs por dia útil;
- Corretiva de TUEs, responsável pelo reparo emergencial dos equipamentos em falha;
- Oficina de TUEs, que repara e mantém de forma programada e intensiva os equipamentos das duas frotas de trens atualmente em operação.

Dentro da programação da coordenação de preventiva, ocorre diariamente atividades de inspeção para monitoramento da condição de itens sujeitos a um maior desgaste, caracterizando assim a realização de manutenção preditiva. Segundo tal perspectiva, essa coordenação deverá assumir a operacionalização da preditiva por análise de vibrações e outras que venham a ser implementadas.

Para tal implementação, é necessário inicialmente a aquisição de um analisador FTT similar ao utilizado nas medições desse estudo. As medições, análise e diagnóstico serão realizadas por mão-de-obra própria e já especializada, dispensando assim a contratação de treinamentos externos. O investimento para um instrumento no nível requerido está na faixa de R\$ 40.000,00 a 60.000,00.

Considerando a já comentada relevância desses equipamentos, o Motor de Tração é diagnosticado pelo corpo técnico da CBTU como extremamente robusto, embora os mais de 30 anos de utilização implique em certa vulnerabilidade, como o

frequente fenômeno da ovalização, no qual uma deformação na superfície do coletor faz com que este deixe de ter a forma circular tornando-se oval. Esse fenômeno pode ser causado ou agravado por um desbalanceamento, já que não havendo uma rotação uniforme, a pressão que as escovas exercem sobre o coletor passa a ser maior em determinados pontos que passarão a sofrer maiores desgastes, gerando essa deformação.

O resultado da ovalização crítica é que o motor precisa passar por uma revisão, e esse fato tem ocorrido em média a cada 3 anos. A revisão é feita na própria oficina da CBTU, onde é realizada a desmontagem geral, lavagem do pinhão e secagem na estufa, limpeza da armadura e passagem pelo torno para retirada da ovalização, seguida de rebaixamento de mica. Essa revisão está contabilizada em 40 horas de um assistente de manutenção, cuja hora de trabalho é em média R\$ 36,00. O valor da mão-de-obra é então de aproximadamente R\$ 1.440,00 por motor. Estipulando que 1/6 (um sexto) dos 214 motores tenha de fato a ovalização provocada por desbalanceamento, num intervalo de 3 anos, o valor gasto somente com mão-de-obra seria de aproximadamente R\$ 51.360,00, preço aproximado do instrumento analisador de vibrações.

Não estão sendo contabilizados: a estrutura de funcionamento da oficina, como energia elétrica, os materiais e equipamentos necessários ao trabalho, as perdas com materiais que sofreram desgaste prematuro e a indisponibilidade do equipamento.

Já para o motor que aciona o compressor, as atividades realizadas mensalmente durante a manutenção preventiva são limitadas à medição de temperatura nas 3 fases e verificação do sentido de rotação. Isso se dá pela própria dificuldade em manipular o motor montado no TUE. Nesse caso, a preditiva por análise de vibrações é a manutenção mais adequada, pois com o analisador é possível acessar todos os pontos de medição, detectando as condições dos elementos mecânicos com o equipamento instalado e operando.

No caso dos rolamentos, por exemplo, a falta da instrumentação adequada não permite visualizar a evolução das falhas nos quatro estágios exibidos no capítulo 3. Como consequência, a oficina recebe esses bens com os rolamentos já no estágio 3 ou 4, ou seja, bastante deteriorados, resultando numa condição em que o reparo torna-se mais caro e demorado.

A coordenação de oficina relata que em média 1 motor desse tipo entra para reparo por semana com rolamento deteriorado, enrolamento em curto e desbalanceamento. Para reparo são necessárias 12 horas de um assistente de

manutenção, contabilizando R\$ 432,00 de mão-de-obra por motor. Considerando 49 semanas úteis no ano com 1 motor sendo trabalhado, calcula-se R\$ 21.168,00/ano.

Esses valores calculados são uma amostra simplificada do que é gasto com manutenção corretiva e os resultados das medições deixam claro como os equipamentos atingem níveis severos de operação pela falta de instrumentação que permita o monitoramento da evolução de suas anomalias. Por tanto, os próximos itens trazem uma proposta de plano de manutenção preditiva por análise de vibrações.

### **6.1 Definição, com base na matriz criticidade, dos itens que serão monitorados:**

A matriz criticidade foi apresentada no item 4.1 da metodologia, apontando os equipamentos *Motor de tração* e *Conjunto Motor-Compressor Principal* como itens monitorados.

### **6.2 Identificação dos itens através da fixação de placas:**

Uma vez incluída no programa de manutenção preditiva, cada máquina precisará ser identificada com uma nomenclatura padronizada. Cada nome deve ser único e claramente marcado nas máquinas, requerendo o uso de uma etiqueta resistente às condições de operação, que inclui além das vibrações em estudo, os fatores ambientais como exposição ao sol, chuva e poeira. A identificação nesta placa deve ser exatamente a mesma que está cadastrada no banco de dados do software de gestão da manutenção. Padrão de identificação: 6 caracteres, sendo os três primeiros alfabéticos e os três últimos numéricos e sequenciais. Utilizar *X* quando não houver necessidade do terceiro carácter.

- Para as 214 unidades do motor de tração, o padrão de identificação será:

Caractere1: M (Motor)

Caractere2: T (Tração)

Caractere3: X (não utilizado)

Caracteres 3, 4 e 5: sequencial de 001 a 214

Exemplo: *MTX001 ó Motor de tração 001*

- Para as 56 unidades do motor do compressor, o padrão de identificação será:

Caractere1: M (Motor)

Caractere1: C (Compressor)

Caractere3: P (Compressor)

Caracteres 3, 4 e 5: sequencial de 001 a 056

Exemplo: *MCP001 ó Motor do Compressor Principal 001*

- Para as 56 unidades do compressor, o padrão de identificação será:

Caractere1: C (Compressor)

Caractere1: P (Principal)

Caractere3: X (não utilizado)

Caracteres 3, 4 e 5: sequencial de 001 a 056

Exemplo: *CPX001 ó Compressor Principal 001*

### 6.3 Cadastramento de cada item no *software* no qual são realizadas as programações da manutenção:

O quadro 6.1 abaixo ilustra os campos do cadastro das três primeiras unidades de cada equipamento em estudo com o código do bem idêntico ao proposto na placa de identificação do equipamento.

**Quadro 6.1** ó Cadastro de bens

BEM	FAMÍLIA	NOME DO BEM	CENTRO DE CUSTO	TURNO	SITUAÇÃO
MTX001	MOTTRA	MOTOR DE TRACÇÃO 001	000OFI	OX1	ATIVO
MTX002	MOTTRA	MOTOR DE TRACÇÃO 002	000OFI	OX1	ATIVO
MTX003	MOTTRA	MOTOR DE TRACÇÃO 003	000OFI	OX1	ATIVO
MCP001	MOTCPP	MOTOR DO COMPRESSOR PRINCIPAL 001	000OFI	OX1	ATIVO
MCP002	MOTCPP	MOTOR DO COMPRESSOR PRINCIPAL 002	000OFI	OX1	ATIVO
MCP003	MOTCPP	MOTOR DO COMPRESSOR PRINCIPAL 003	000OFI	OX1	ATIVO
CPX001	COMPRI	COMPRESSOR PRINCIPAL 001	000OFI	OX1	ATIVO
CPX002	COMPRI	COMPRESSOR PRINCIPAL 002	000OFI	OX1	ATIVO
CPX003	COMPRI	COMPRESSOR PRINCIPAL 003	000OFI	OX1	ATIVO

### 6.4 Configurações do analisador de vibração

#### 6.4.1 Programação da rota

O item 3.2.3 mostra a convenção utilizada para os pontos de medição, de modo que a geração da rota deve ser feita da seguinte forma:

Inclui o primeiro equipamento e cria para este uma rota, que nada mais é do que a sequência de pontos que serão monitorados. Ao passo que os outros equipamentos forem sendo monitorados, basta inserir o código do novo equipamento e copiar a rota já criada para ele, visto que os pontos são os mesmos.

Como exemplo para os itens MTX001, MCP001 e CPX001, a rota será conforme quadro 6.2.

**Quadro 6.2** ó Programação da rota

MTX001		MCP001		CPX001	
	1V		1V		3V
	1H		1H		3LY
	1A		1A		3LX
	2V		2V		
	2H		2H		
	2A		2A		

#### 6.4.2 Níveis de alarme

O item 3.2.2 estabelece, segundo as normas aplicadas, os níveis de pré-alarme e alarme para os itens monitorados. O instrumento deve então ser configurado segundo quadro 6.3 abaixo:

**Quadro 6.3** ó Programação dos níveis de alarme

MTX/MCP	VEL mm/s		ACEL mg	
	PRÉ-ALARME	ALARME	PRÉ-ALARME	ALARME
1V	2,80	4,50	250,00	500,00
1H	2,80	4,50	250,00	500,00
1A	2,80	4,50	250,00	500,00
2V	2,80	4,50	250,00	500,00
2H	2,80	4,50	250,00	500,00
2A	2,80	4,50	250,00	500,00

CPX	VEL mm/s		ACEL mg	
	PRÉ-ALARME	ALARME	PRÉ-ALARME	ALARME
3V	13,00	19,50	1700,00	2450,00
3LY	16,00	24,00	2000,00	3020,00
3LX	16,00	24,00	2000,00	3020,00

#### 6.4.3 Informações adicionais

Inserir no instrumento as informações de referência de rolamento e rotação:

**Quadro 6.4** ó Informações técnicas dos equipamentos

	REFERÊNCIA DO ROLAMENTO		ROTAÇÃO
	MANCAL TRASEIRO	MANCAL DIANTEIRO	(RPM)
MOTOR DE TRAÇÃO	SFK: NU316EC / VA301	SFK: NU326EC / VA301	900
MOTOR DO COMPRESSO	SFK: 6309 2Z	SFK: NU309ECP / VA301	1680

### 6.5. Periodicidade das medições – Caso do Conjunto Motor - Compressor Principal

#### 6.5.1 Considerações

- A periodicidade das medições deve ser baseada pelo histórico de resultados que mostram como as falhas evoluem;
- Ainda não existe um banco de medições suficientemente grande para mensurar a evolução das vibrações nesses equipamentos, mas algumas medidas apontaram

forte aumento dos níveis de vibração dentro de 37 dias, dobrando, triplicando e quase quadruplicando seus valores, como mostra o quadro 6.5:

**Quadro 6.5** ó Valores medidos no compressor 4

COMPRESSOR 4	Medição em 13/11/15	Medição em 21/12/15
1A	543,42	1282,63
2H	97,07	339,52
2A	98,1	116,76
3V	1056,82	2192,24
3LY	126,64	317,87
3LX	824,52	1878,09

- Devido às crescentes exigências por disponibilidade de TUEs, é conveniente associar o tempo destinado à preditiva a alguma programação de parada já estabelecida, que é o caso das programações de manutenção preventiva que obedecem a uma tabela rigorosamente obedecida de paradas a cada 10.000km. Logo, para primeira proposição de um plano de manutenção, a periodicidade de análise de vibrações adotada será a cada 10.000 km (aproximadamente 1 vez por mês), aproveitando a parada do TUE para intervenção preventiva e considerando as variações descritas no item 6.5.2.

#### 6.5.2 Variações da periodicidade

- Para valores: X Ö Pré-alarme A programação segue o calendário da preventiva (mensal);
- Para valores na faixa: Pré-alarme Ö X Ö Alarme PCM deve programar medições a cada 5.000 km (aproximadamente 15 dias), pois como ilustrado na figura 6.2, a partir do ponto em que o analista detecta o defeito, a quilometragem entre as medições deve ser reduzida;
- Para valores × alarme, PCM deve programar intervenção corretiva imediata, pois o apresenta risco à sua integridade e a de seus operadores e clientes.
- Caso o equipamento apresente falha e seja retirado do TUE para reparo em oficina, deve ser realizada uma medição antes do reparo para identificar a causa da quebra, e outra após o reparo para avaliar a performance da manutenção e as condições de liberação do equipamento.

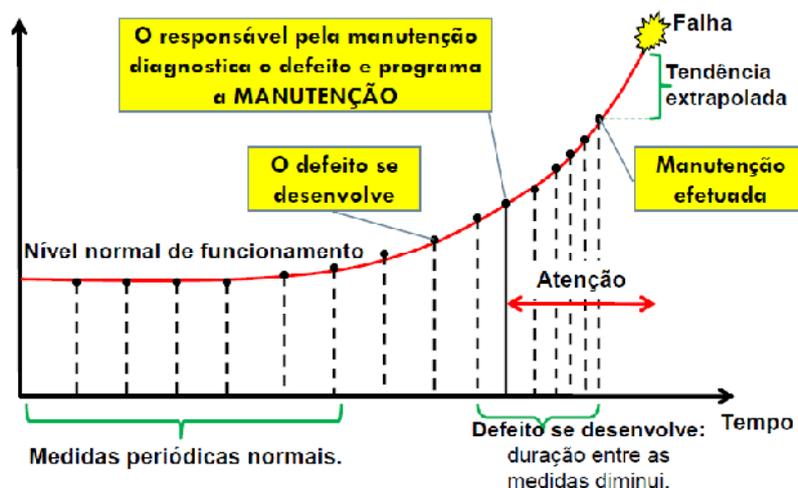


Figura6.2:Periodicidade das medições em função da evolução do defeito[5]

O anexo A contém a programação da manutenção preditiva elaborada pelo PCM para 1 ano (junho de 2016 a junho de 2017). As OSs serão geradas com base nesse plano.

## 6.6. Tabulação dos dados

O quadro 6.6 é o padrão de como os dados devem ser tabulados pelo analista para montagem de histórico individualizado dos equipamentos e acompanhamento dos valores. A partir dessa tabela o PCM irá emitir as Ordens de Serviço - OSs segundo critérios do item E.

O modelo está resumido para 4 medições para fins de ilustração, mas em planilha eletrônica deverá conter todas as colunas de valores medidos constantes no plano de manutenção do anexo A.

Quadro 6.6 ó Tabulação dos dados medidos

ID:															
PONTO	EQUIPAMENTO	POSICÃO	DIREÇÃO	VELOCIDADE(mm/s)				ACELERAÇÃO(mg)							
				PRÉ-ALARME	ALARME	Medição 1 em _/_/_	Medição 2 em _/_/_	Medição 3 em _/_/_	Medição 4 em _/_/_	PRÉ-ALARME	ALARME	Medição 1 em _/_/_	Medição 2 em _/_/_	Medição 3 em _/_/_	Medição 4 em _/_/_
1V	MOTOR	TRASEIRA	RADIAL VERTICAL	2,80	4,50					250,00	500,00				
1H	MOTOR	TRASEIRA	RADIAL HORIZONTAL	2,80	4,50					250,00	500,00				
1A	MOTOR	TRASEIRA	AXIAL	2,80	4,50					250,00	500,00				
2V	MOTOR	DIANTEIRA	RADIAL VERTICAL	2,80	4,50					250,00	500,00				
2H	MOTOR	DIANTEIRA	RADIAL HORIZONTAL	2,80	4,50					250,00	500,00				
2A	MOTOR	DIANTEIRA	AXIAL	2,80	4,50					250,00	500,00				
3V	COMPRESSOR	CENTRAL	VERTICAL	13,00	19,50					1700,00	2450,00				
3LY	COMPRESSOR	CENTRAL	LATERAL Y	16,00	24,00					2000,00	3020,00				
3LX	COMPRESSOR	CENTRAL	LATERAL X	16,00	24,00					2000,00	3020,00				

As células preenchidas devem ser configuradas para assumir, em função do valor digitado, as cores (a exemplo do quadro 6.5):

Verde: Para valores: X ÖPré-alarme

Amarela: Para valores na faixa: Pré-alarme ÖX ÖAlarme

Vermelha: Para valores × alarme

### **6.7 OS de manutenção preditiva e espectros padrão**

A ordem de serviço será o documento que o PCM emitirá para o analista executar as medições em cada bem segundo programação. O modelo dessa ficha para os motores está no anexo B e nela constarão informações básicas como identificação do bem, número da OS, data da última medição, dados da programação e do executante.

Informações específicas são: os sintomas da máquina, recomendações e espaço as imagens dos espectros.

Os espectros padrão foram selecionados excluindo os *outliers* e obedecendo a faixa de pré-alarme em todos os pontos monitorados. As figuras estão no anexo C e apresentam os espectros após as manutenções, sendo utilizados como referência para futuras medições.

## 7 CONCLUSÕES

Ao realizar medições nos equipamentos em estudo e avaliar o comportamento das vibrações, fica clara a necessidade da implantação de um programa de manutenção preditiva por análise de vibrações, devido aos diagnósticos alarmantes obtidos através de uma manutenção rápida, com duração média de 15 minutos por equipamento, que aliados aos indesejáveis desdobramentos que a parada por falha desses bens proporciona, forma uma combinação plenamente favorável à prática.

Esse trabalho proporcionou não somente conhecer os potenciais modos de falha, mas também avaliar o trabalho de uma prestadora de serviço em atividade de recondicionamento, que caso seja avaliado como satisfatório, concede ao equipamento 70% de probabilidade de suportar mais um ano de operação, que é muito vantajoso, principalmente no caso de um motor com mais de 30 anos e de alta tensão, pois representa uma grande quantidade de dinheiro em jogo, tanto pelo valor do motor, quanto pela interrupção do que ele produz. O resultado foi um motor com falha de rolamento identificada e os demais aceitos com excelentes níveis de vibração, o que qualifica positivamente a empresa contratada, ou seja, até na avaliação dos serviços externos a análise de vibrações é representativa.

No Conjunto Motor-Compressor Principal, foram evidenciadas falhas de desalinhamento e de rolamento, o que traz um alerta ao tratamento dado pela manutenção atual nesses equipamentos e o valor que o monitoramento da condição destes agrega quando a manutenção preventiva já se mostra bastante limitada e a manutenção corretiva não é aceitável em itens altamente críticos do TUE.

Com os dados coletados, foi possível estruturar um plano de manutenção que deve ser iniciado com a maior brevidade e modificado ao passo que um banco de dados mais arrojado e as primeiras ações corretivas geradas pela preditiva, proporcionem as devidas alterações.

Dessa forma, a manutenção preditiva atuará beneficiando todos os envolvidos no serviço prestado pela CBTU, que são os usuários, empregados, equipamentos, insumos e fornecedores, trazendo a economia que uma quebra evitada concede, a tecnologia como fator motivante aos mantenedores, o bem estar dos operadores em conduzir um bem de alta confiabilidade e de tê-lo disponível e a satisfação dos gestores da manutenção por proporcionar esse conjunto de benefícios aos seus clientes internos e externos.

## **8 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS**

Como primeira sugestão, o monitoramento realizado nesse trabalho pode ser estendido aos demais materiais rodantes da CBTU. São eles: A nova frota de 15 trens elétricos que está concluindo sua fase de garantia pelo fabricante; As nove unidades de Veículos Leves sobre Trilhos, movidos à óleo diesel; E os veículos específicos de ferrovia que executam a manutenção da via e da rede eletrificada.

Outra proposta é o monitoramento realizado de forma contínua, já que a preditiva por análise de vibrações pode ocorrer não somente através de instrumentos portáteis, como o utilizado nesse trabalho, mas também através da fixação de sensores nos equipamentos. Nesse sistema, os sensores são instalados nos pontos desejados e o TUE vai operar normalmente. As informações serão acompanhadas remotamente por uma central que receberá as informações de vibração com o auxílio da tecnologia wireless.

Por fim, a análise de vibrações pode ter seus diagnósticos potencializados por uma outra modalidade de preditiva, que é a análise dos óleos lubrificantes utilizados nos equipamentos desse estudo, já que fatores contaminantes impactam no bom desempenho dos elementos de máquinas.

## REFERÊNCIAS

- [1] ABNT NBR 6023, Informações e documentação ó Referências - Elaboração, 2002
- [2] ABNT NBR 15928, Ensaio não destrutivo - Análise de vibrações ó Terminologia, 2011
- [3] ALMEIDA, Márcio Tadeu e GÓZ, Ricardo Damião Sales. Análise de Vibrações I - Medidas e Diagnósticos. FUPAI, Itajubá, 2003.
- [4] BANDEIRA, Guilherme. Vibração e ruído em manutenção preditiva. Disponível em <[http://www.feb.unesp.br/jcandido/manutencao/Grupo\\_12.pdf](http://www.feb.unesp.br/jcandido/manutencao/Grupo_12.pdf)>. Acesso em: 02/10/2015.
- [5] BARONI, Tarcísio et AL. Gestão estratégica e técnicas preditivas. 1.ed.Rio de Janeiro: Qualitymark, 2013.
- [6] BENEDETTI, Julinho Alberto. Manutenção centrada em confiabilidade e análise de vibração. Dissertação de Mestrado em Engenharia Elétrica, Universidade Federal doRio Grande do Sul, 2002.
- [7] CBTU. Manual de Tecnologia do TUE CISM, 1991.
- [8] CBTU. Manual de Falhas em TUE CISM, 2014.
- [9] COLLACOTT, R. A., Vibration Monitoring and Diagnosis ó Techniques for Cost-effective Plant Maintenance, 2 ed. New York, John Wiley& Sons, 1999
- [10] CUNHA, Paulo Mário R. da.Previsão de Falha de Rolamentos por Análise Espectral e de Envelope. Disponível em: <[www.aditeq.com.br/download/Previsao\\_de\\_Falha\\_de\\_Rolamentos.pdf](http://www.aditeq.com.br/download/Previsao_de_Falha_de_Rolamentos.pdf)>. Acesso em: 30/11/2015.

[11] FABIANO, José Cláudio. Foco Técnico em Melhores Práticas em Manutenção Preditiva. Disponível em:  
[http://www.engfaz.com.br/docs/Melhores\\_Praticas\\_Manutencao\\_Preditiva.pdf](http://www.engfaz.com.br/docs/Melhores_Praticas_Manutencao_Preditiva.pdf). Acesso em:  
01/12/2015.

[12] FAG, Manual do usuário - FAG Detector III, 2010

[13] FILHO, L. F. Salomão. Manutenção por análise de vibrações: Uma valiosa ferramenta para gestão de ativos. Dissertação de Mestrado em Engenharia Naval, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2013.

[14] FRANÇA, Luis Novaes Ferreira; SOTELO JUNIOR, José. Introdução às vibrações mecânicas. 1.ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2013.

[15] GARCIA, Maurício Sanches. Análise de defeitos em sistemas mecânicos rotativos a partir da monitoração de vibrações. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2005.

[16] ISO 10816-1, Mechanical Vibration - Evaluation of machine Vibration by measurements on non-rotating Parts - Part 1, 1995.

[17] ISO 10816-3, Mechanical Vibration - Evaluation of machine Vibration by measurements on non-rotating Part 3: Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15 000 r/min when measured in situ, 2009.

[18] ISO 10816-8, Mechanical Vibration - Evaluation of machine Vibration by measurements on non-rotating Part 8: Reciprocating compressor systems, 2014.

[19] ISO 13373-9, Condition monitoring and diagnostics of machines - Vibration condition monitoring Part 9: Diagnostic techniques for electric motors, 2015.

[20] KARDEC, Alan; NASCIF, Júlio. Manutenção: Função Estratégica. 3.ed. Rio de Janeiro: Qualitymark: Petrobras, 2009.

- [21] KENNETH, Latino C., 1996. Failure Modes & Effects Analysis: A Modified Approach. Artigo disponível em [http:// www.reliability.com](http://www.reliability.com), p.1-32. Acessado em abril 2015.
- [22] MOHR, R.R. Failure Mode and Effects Analysis. 8.ed. Sverdup, 1994.
- [23] MIRSHAWKA, Victor. Manutenção Preditiva ó Caminho para Zero Defeitos, Ed. McGrawHill. São Paulo, 1991.
- [24] MITCHELL, John S. Vibration Measurements to Condition Based Maintenance . San Juan Capistrano, California, 2008.
- [25] MOUBRAY, John. RCM ó Reliability Centered Maintenance. Ed. SQL Brasil ó 2.ed. 1999.
- [26] NASCIMENTO JUNIOR, Geraldo Carvalho do. Máquinas elétricas: teoria e ensaios. 1.ed. São Pulo: Érica, 2006.
- [27] NEPOMUCENO, Laur Xavier. Técnicas de Manutenção Preditiva. Editora Edgard.1.ed. São Paulo: Blücher, 1989. 1 v.
- [28] PAIVA, Oiti Gomes de. Apostila de Análise das vibrações mecânicas, FUPAI, Itajubá 2000.
- [29] RAO, Singiresu S. Mechanical Vibrations. 4.ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.
- [30] SEMEQ ó Serviço de Monitoramento de Equipamentos. Apostila de Análise de Vibração em Motores Elétricos, 2003.
- [31] SHIGLEY, J. E.,Elementos de Máquinas 2, 3 ed. Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1984.
- [32] SLACK, Nigel. Administração da Produção, 2.ed. São Paulo, Atlas, 2008.
- [33] SKF Condition Monitoring, Vibration Pen P, CM 2081-BR, 1996.

[34] SKF, Manual SKF de Manutenção de Rolamentos, 4100 PB, China, Porex Int. AB, 1997.

[35] SPAMER, Fernanda Rosa. Técnicas preditivas de manutenção de máquinas rotativas. Monografia em Engenharia Elétrica, Universidade do Rio de Janeiro, 2009.

[36] TECNIAO, Medida de vibração: Uma ferramenta para a manutenção. Fabricante de Medidores de Vibração.SP.

[37] THOMSON, W. T., DAHLEH, M. D., Theory of Vibration with Applications, 5 ed. New Jersey, Prentice-Hall, Inc., 1998.

[38] WOWK, Victor. A Brief Tutorial on Machine Vibration. Disponível em: <<http://www.machinedyn.com/revised/tutorial.pdf>>. Acesso em: 04/01/2015.

# APÊNDICE A

## PROPOSIÇÃO DE PLANO PREDITIVO

Quadro A1 - Plano preditivo anual

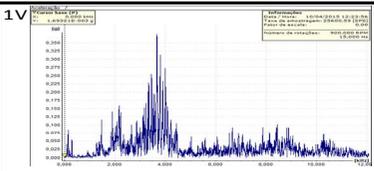
SIMULAÇÃO DA MACROPROGRAMAÇÃO PARA O MCP001 E CPX001																										
	01/06/16	15/06/16	01/07/16	15/07/16	01/08/16	15/08/16	01/09/16	15/09/16	01/10/16	15/10/16	01/11/16	15/11/16	01/12/16	15/12/16	01/01/17	15/01/17	01/02/17	15/02/17	01/03/17	15/03/17	01/04/17	15/04/17	01/05/17	15/05/17	01/06/17	15/06/17
$X \leq \text{Pré-alarme}$	●	-	●	-	●	-	●	-	●	-	●	-	●	-	●	-	●	-	●	-	●	-	●	-	●	-
$\text{Pré-alarme} \leq X < \text{Alarme}$	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
$X \geq \text{Alarme}$	●	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*

●	Atividade programada
●	Programação extra
-	Sem programação
*	Reprogramação em função da intervenção corretiva

# APÊNDICE B

## OS / LAUDO DE MANUTENÇÃO PREDITIVA POR ANÁLISE DE VIBRAÇÕES

Quadro B1 ó OS / Laudo de manutenção preditiva

 <b>OS PREDITIVA</b> <b>ANÁLISE DE VIBRAÇÃO</b>		<b>VELOCIDADE</b>		
<b>BEM</b>	MTX001	<b>1V</b> 	<b>2H</b>	<b>1A</b>
<b>DATA ÚLTIMA MEDIÇÃO</b>	30/11/2015			
<b>OS</b>	34776			
<b>DATA PROGRAMAÇÃO</b>	30/12/2015	<b>2V</b>	<b>2H</b>	<b>2A</b>
<b>PROGRAMADOR</b>	SANDRA HOLANDA			
<b>MATRÍCULA</b>	1001746-1			
<b>DATA MEDIÇÃO</b>	30/12/2015	<b>ACELERAÇÃO</b>		
<b>ANALISTA</b>		<b>1V</b>	<b>2H</b>	<b>1A</b>
<b>MATRÍCULA</b>				
<b>SINTOMAS</b>				
<b>RECOMENDAÇÕES</b>		<b>2V</b>	<b>2H</b>	<b>2A</b>
<b>RESUMO FINAL</b>				

# ANEXO A

## ESPECTROS DE REFERÊNCIA

### MOTOR DE TRACÇÃO

#### Ponto 1V

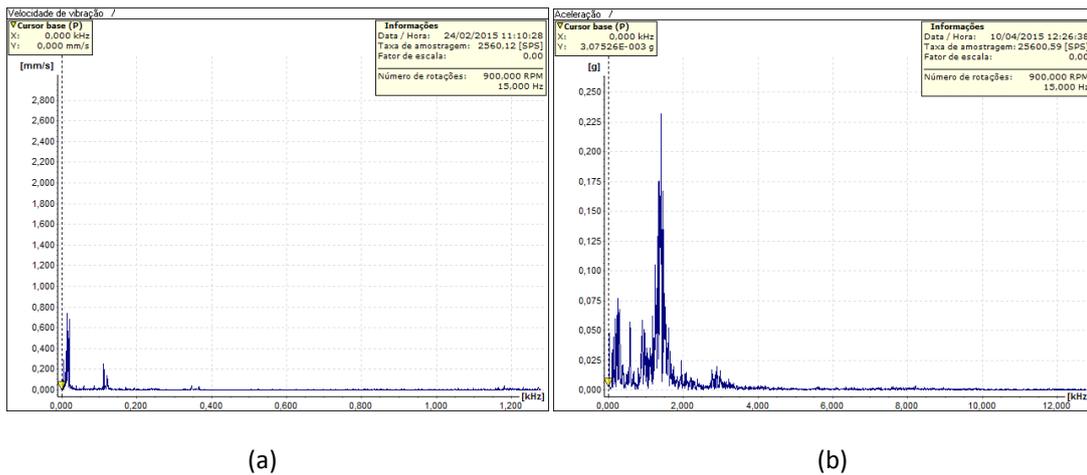


Figura C1- Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 1V do motor de tração.

#### Ponto 1H

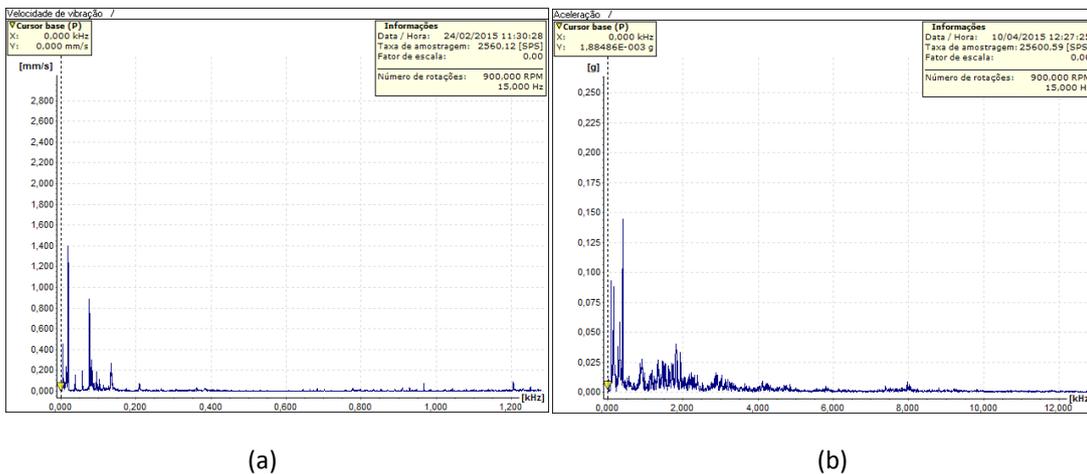
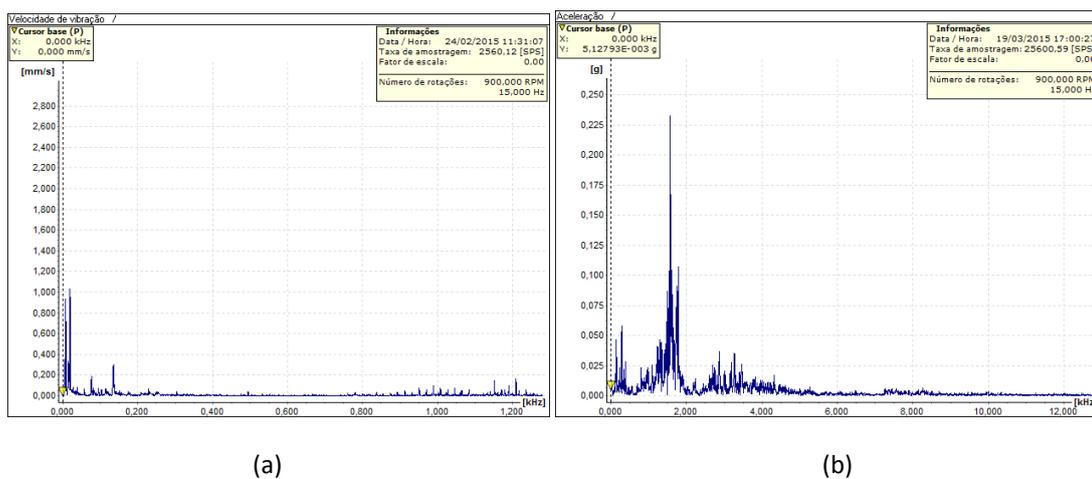


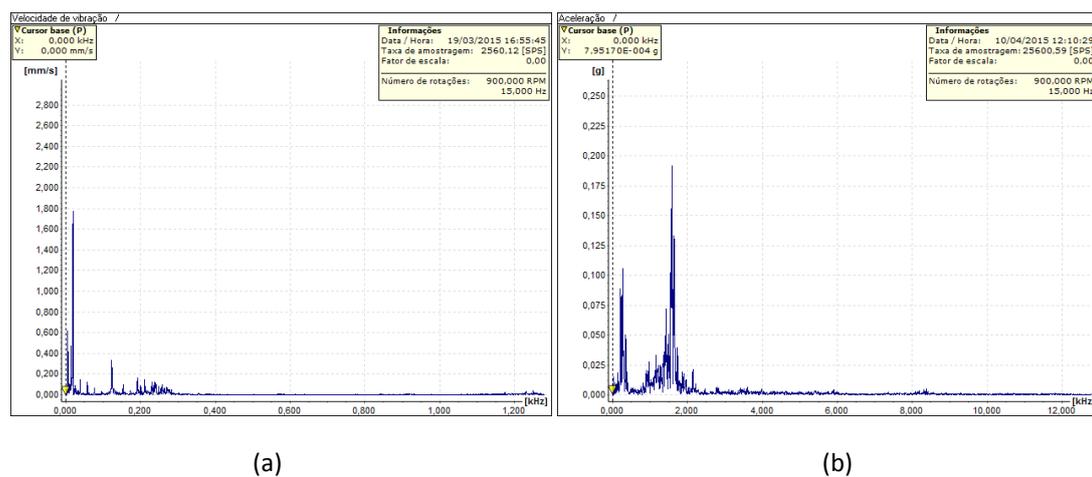
Figura C2 - Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 1H do motor de tração.

### Ponto 1A



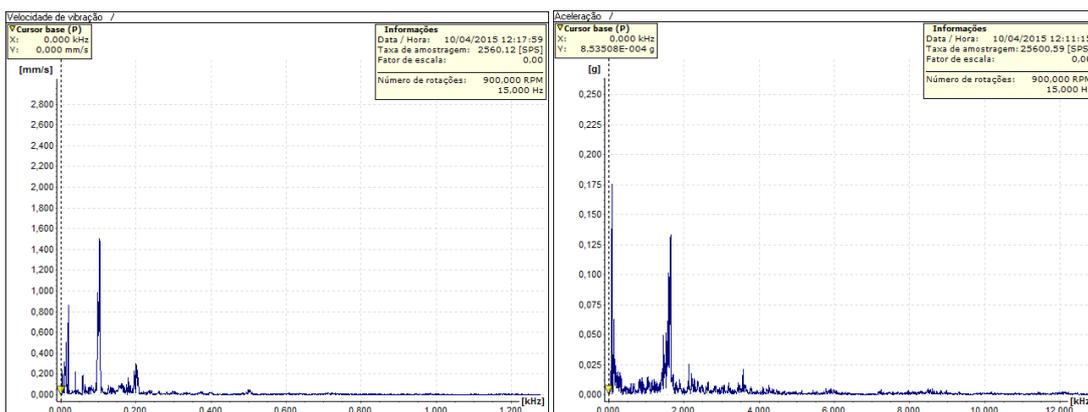
**Figura C3** - Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 1A do motor de tração.

### Ponto 2V



**Figura C4** - Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 2V do motor de tração.

Ponto 2H

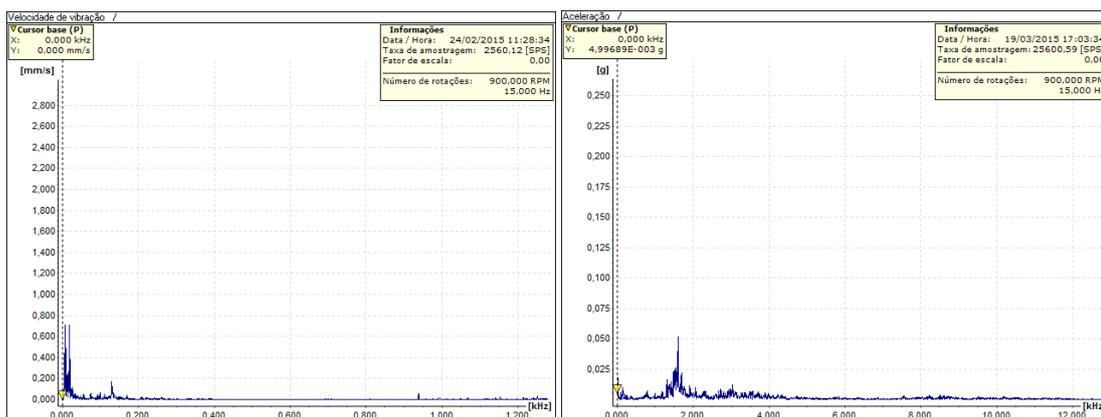


(a)

(b)

Figura C5 - Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 2H do motor de tração.

Ponto 2A



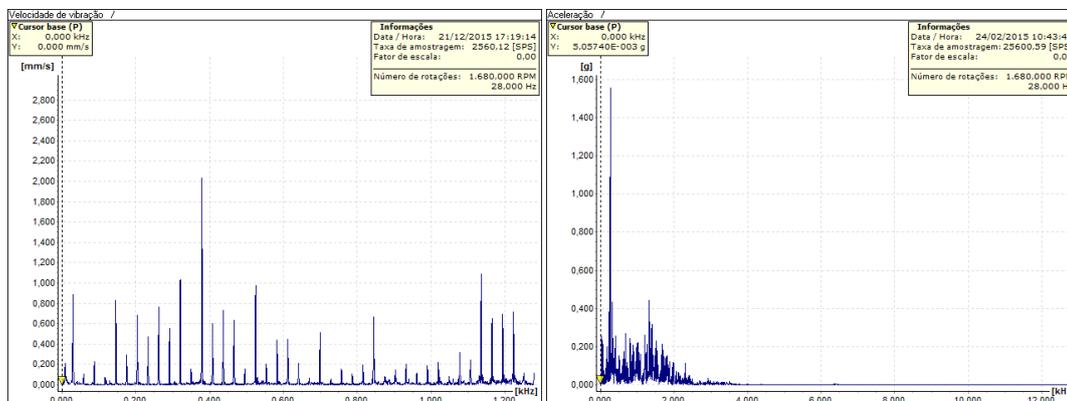
(a)

(b)

Figura C6 - Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 2A do motor de tração.

## MOTOR ELÉTRICO DO COMPRESSOR

### Ponto 1V

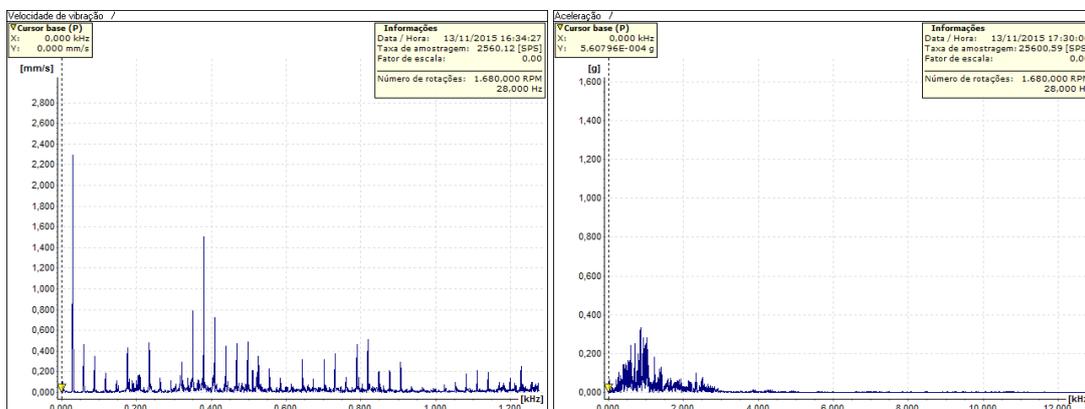


(a)

(b)

Figura C7 - Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 1V do motor do compressor.

### Ponto 1H



(a)

(b)

Figura C8 - Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 1H do motor do compressor.

Ponto 1A

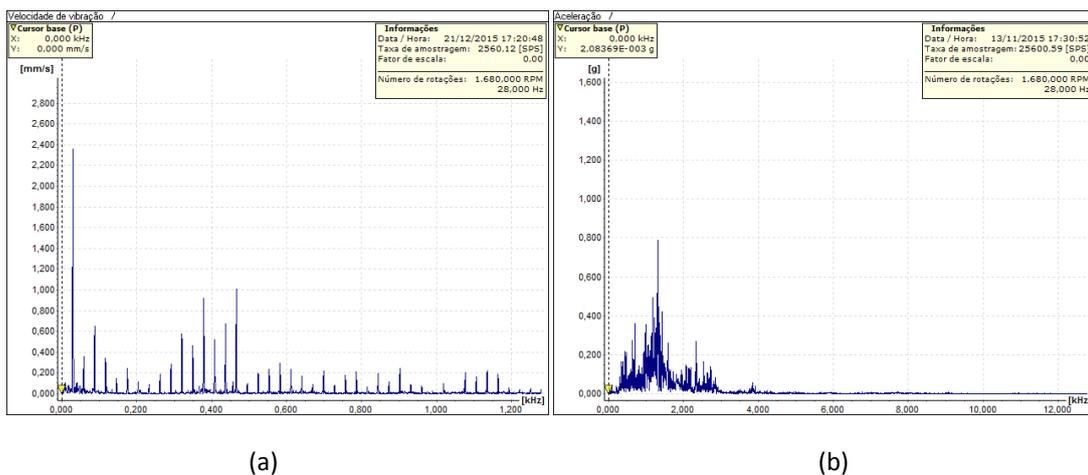


Figura C9 - Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 1A do motor do compressor.

Ponto 2V

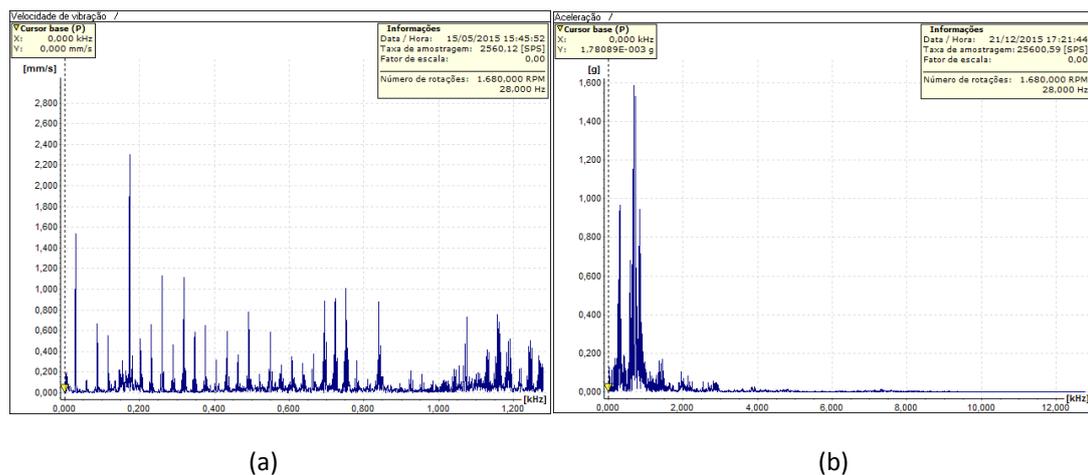
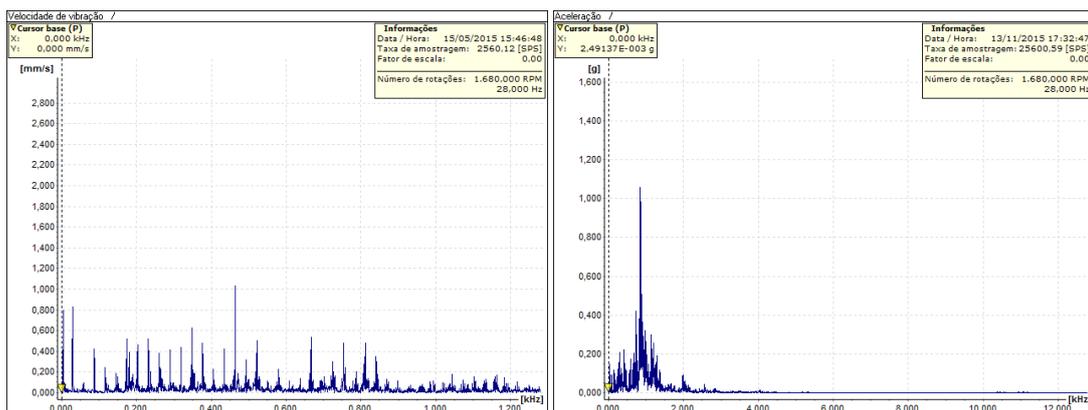


Figura C10 - Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 2V do motor do compressor.

### Ponto 2H

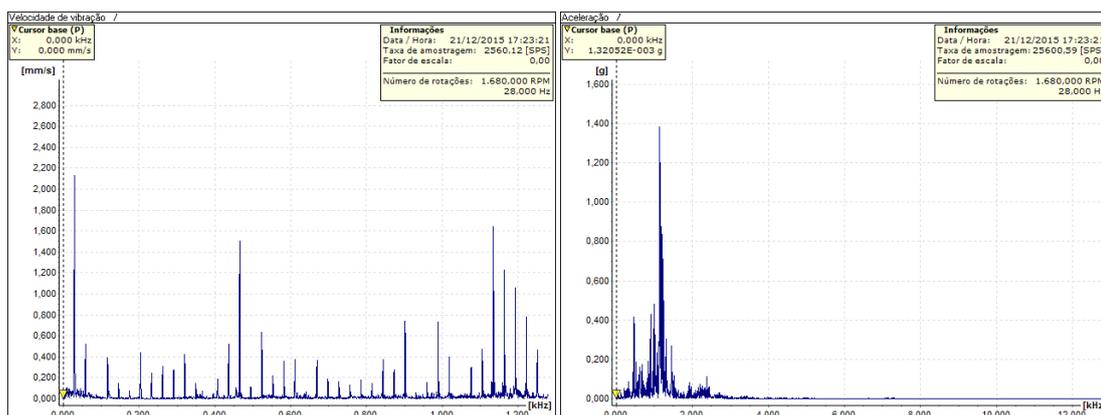


(a)

(b)

**Figura C11-** Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 2H do motor do compressor.

### Ponto 2A



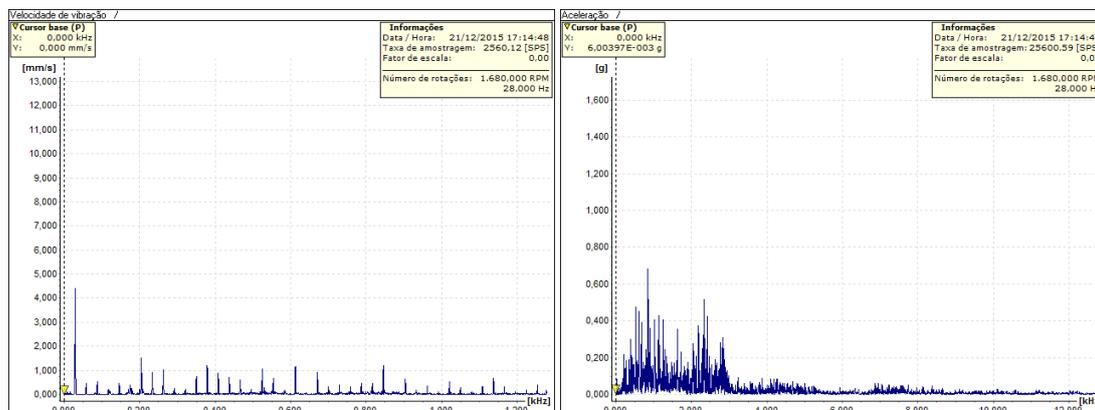
(a)

(b)

**Figura C12 -** Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 2A do motor do compressor.

### COMPRESSOR

#### Ponto 3V

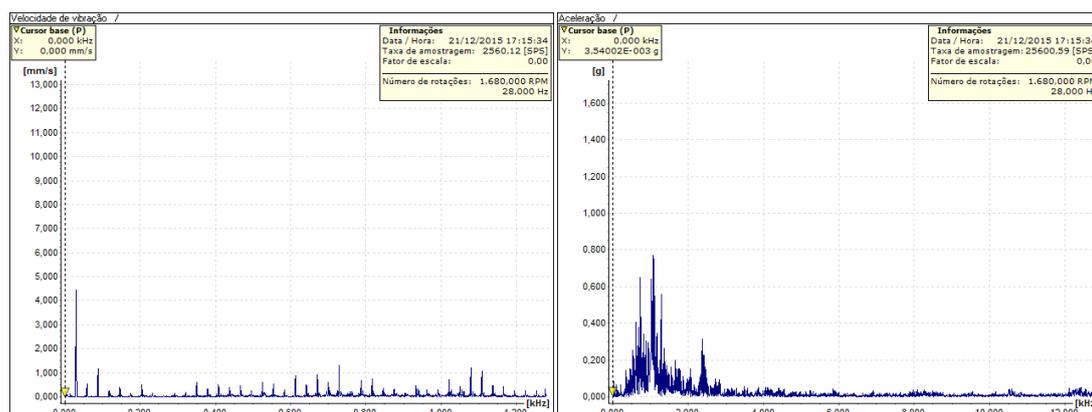


(a)

(b)

Figura C13 - Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 3V do motor do compressor.

#### Ponto 3LY

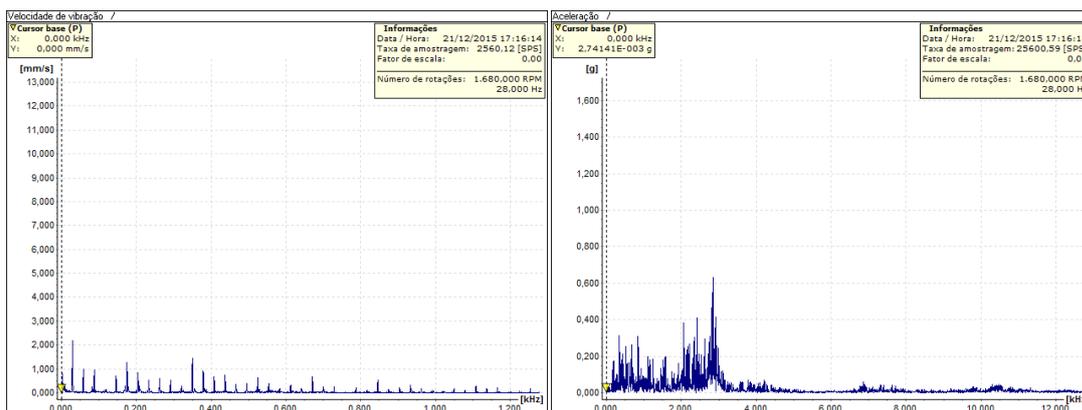


(a)

(b)

Figura C14 - Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 3LY do motor do compressor.

## Ponto 3LX



(a)

(b)

**Figura C15-** Espectros de referência de velocidade (a) e de aceleração (b) de vibração para o ponto 3LX do motor do compressor.