

CENTRO UNIVERSITÁRIO DE VOLTA REDONDA – UNIFOA

Danilo de Oliveira Brandão

Guilherme Soares da Fonte

Pedro Henrique Soares do Carmos

ESTUDO DE VIBRAÇÕES PROVOCADO POR DESBALANCEAMENTO

Volta Redonda – RJ

2020

DANILO DE OLIVEIRA BRANDÃO
GUILHERME SOARES DA FONTE
PEDRO HENRIQUE SOARES DO CARMOS

ESTUDO DE VIBRAÇÕES PROVOCADO POR DESBALANCEAMENTO

Trabalho de conclusão de curso apresentado
ao Centro Universitário de Volta Redonda –
UniFOA como requisito parcial para a
obtenção do título de engenheiro mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Alexandre Alvarenga Palmeira

Volta Redonda – RJ

2020

FOLHA DE APROVAÇÃO

Alunos:

Daniilo de Oliveira Brandão

Guilherme Soares da Fonte

Pedro Henrique Soares do Carmos

ESTUDO DE VIBRAÇÕES PROVOCADO POR DESBALANCEAMENTO

Orientador: Prof. Dr. Alexandre Alvarenga Palmeira

Banca Examinadora

Prof. Dr. Alexandre Fernandes Habibe

Prof. Dr. Alexandre Alvarenga Palmeira

Prof. MSc. Diniz Félix

DEDICATÓRIA

Dedicamos nosso projeto a todos os envolvidos, familiares, amigos e professores, que nos apoiaram que nos ajudaram durante toda essa jornada, que com esse apoio se tornou possível a elaboração deste projeto mesmo com muitas dificuldades envolvidas neste período muito corrido.

AGRADECIMENTOS

Agradecemos primeiramente a Deus pela oportunidade de estar vivo e com saúde para realizar nosso projeto, agradecemos também aos nossos familiares que nos apoiaram nos momentos difíceis e aos professores que nos proporcionaram sabedoria em todo nosso curso na UNIFOA.

EPIGRAFE

“Seu trabalho vai preencher uma parte grande da sua vida, e a única maneira de ficar realmente satisfeito é fazer o que você acredita ser um ótimo trabalho. E a única maneira de fazer um excelente trabalho é amar o que você faz.” Steve Jobs

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo a compreensão e o desenvolvimento de uma análise de vibração em um motor sob efeito de desbalanceamento, e assim realizar uma comparação com um equipamento em perfeito funcionamento, expondo conceitos de engenharia e física. Através de um cronograma foram estabelecidas as etapas da realização do ensaio de vibração no equipamento, como coleta de informações do motor, cadastro do mesmo na rota do CSI2130. A elaboração de pequeno um relatório foi feita com intuito de apresentar melhor os resultados gerados na análise, e sendo apresentada também a classe de vibrações, a qual é gerida pela norma ISO 2372, além de uma breve conclusão sobre os resultados obtidos. Os resultados obtidos por meio do estudo feito se mostraram coerentes com os objetivos propostos, pois houve uma relevante proximidade encontrada entre os valores do motor protótipo e o real, o percentual de erro foi de quatro e meio por cento (4,5%) sendo de grande importância a utilização de constantes como a RMS (Root Mean Square), a frequência de 3560 rpm (59,33 Hz) . A similaridade entre os diagramas espectrais obtidos no domínio do tempo e da frequência, velocidade e valores de pico a pico também são fatores importantes que foram expostos no decorrer do trabalho. De posse dos corolários pode-se constatar que o motor sob análise sofria um desbalanceamento de massa, onde observou-se também, elevadas amplitudes na em sua frequência de rotação.

Palavras-chave: *Análise, vibração, desbalanceamento*

ABSTRACT

This undergraduate thesis aims the comprehension and development of vibration analysis on an engine with unbalance, and so, perform one comparison with an engine working without problems, exposing so, concepts of engineering and physics. Through a schedule were set the testing stages of equipment, like collect information of engine, register in the route of CSI 2130. The elaboration of a short report was made to show in a better way the generated results and also being presented the vibrations classes which are managed by ISO 2372, besides a short conclusion concerning obtained results. The obtained results by the test made, were consistent with the proposed objectives, because there was a relevant proximity found between the results collected in the studied engine and the real engine, the error percentage was of four point five percent (4.5%), being of great importance the utilization of constants like the RMS (Root Mean Square), the frequency of 3560 rpm (59,33 Hz). The similarity between the spectral diagrams obtained in time's field and frequency field, speed, and values of a peak to the peak are also important and were exposed during the undergraduate thesis. In possession of corollaries, were possible to verify that the engine was unbalanced, and it was noted that there were high amplitudes in its rotation frequency.

Keywords: Analysis, Vibrations, Unbalance

Lista de Figuras

Figura 1: Pêndulo simples	17
Figura 2: Registro da trajetória do movimento em função do tempo	18
Figura 3: Registro da trajetória em função do tempo	18
Figura 4: Sistema Torsional.....	20
Figura 5: Sistema com 1GDL de coordenada “x”	22
Figura 6: Sistema com 1 GDL de coordenadas (x,y), onde α descreve o deslocamento nas ...	22
Figura 7: Sistema com 2 GDL, de coordenadas (x1,x2).	22
Figura 8: Excitação determinística	24
Figura 9: Excitação aleatória	24
Figura 10: Força harmônica.....	26
Figura 11: Forças periódicas	27
Figura 12: Força Transitória.....	27
Figura 13: Força aleatória.....	28
Figura 14: Modelo simples da suspensão de um carro.....	29
Figura 15: Suspensão de uma motocicleta e variação de modelos.....	30
Figura 16: Movimento Harmônico	32
Figura 17: Representação do movimento harmônico nos eixos x e y.	33
Figura 18: Desbalanceamento estático	41
Figura 19: Desbalanceamento estático	41
Figura 20: Desbalanceamento conjugado.....	42
Figura 21: Desbalanceamento conjugado.....	42
Figura 22: Desbalanceamento dinâmico.....	43
Figura 23: Desbalanceamento dinâmico.....	43
Figura 24: Diagrama Espectral	44
Figura 25: Espectro teórico de um desbalanceamento de forças.....	47
Figura 26: Espectro teórico de um desbalanceamento acoplado.....	47
Figura 27: Espectro teórico do desbalanceamento de rotor em balanço	48
Figura 28: Espectro teórico de um rotor com excentricidade.....	50
Figura 29: Desalinhamento angular.....	51
Figura 30: Desalinhamento paralelo.....	51
Figura 31: Espectro teórico de desalinhamento.....	52
Figura 32: Espectro teórico de desalinhamento paralelo.....	53
Figura 33: Espectro teórico desbalanceamento	54

Figura 34: Espectro teórico de ressonância	55
Figura 35: Espectro teórico de folga rotacional.....	57
Figura 36: Espectro teórico fadiga estrutural entre máquina e base.....	58
Figura 37: Espectro teórico de Folgas em mancais.	59
Figura 38: Espectro teórico de série de frequências de um sistema sob roçamento.....	60
Figura 39: Espectro teórico do primeiro estágio na degradação de um mancal de rolamento.	63
Figura 40: espectro teórico do segundo estágio na degradação de um mancal de rolamento ..	63
Figura 41: Espectro do teórico do terceiro estágio na degradação de um mancal de rolamento.	64
Figura 42: Espectro teórico do quanto estágio na degradação de um mancal de rolamento.	65
Figura 43: Espectro de uma engrenagem sem alterações	66
Figura 44: Espectro teórico de desgaste em dentes de engrenagens.	67
Figura 45: Espectro teórico de passagem pela palheta	68
Figura 46: Espectro teórico fluxo com turbulência	69
Figura 47: Espectro teórico de cavitação.....	70
Figura 48: Espectro teórico de folga em mancais de deslizamento.....	71
Figura 49: Espectro teórico de instabilidade no mancal.....	72
Figura 50: Espectro teórico de problemas elétricos de motores.....	74
Figura 51: CSI 2130 Machinery Health	79
Figura 52: VIB -100 Series.....	80
Figura 53: CSI 2130	81
Figura 54: Cabo acelerômetro	82
Figura 55: Transmissor Bently Nevada	82
Figura 56: Cabo BNC Proximiter.....	82
Figura 57: Adaptador MODEL 625	83
Figura 58: Pontos de coleta	83
Figura 59: Sensor de proximito.....	84
Figura 60: Conectando o Instrumento à rede	87
Figura 61: Selecionando a Rota.....	88
Figura 62: Baixando a Rota	88
Figura 63: Selecionando a Rota.....	89
Figura 64: Tela do Csi 2130	89
Figura 65: Tela do Csi 2130	90
Figura 66: Ponto LOA Horizontal	91

Figura 67: Ponto LOA Vertical	91
Figura 68: Ponto LA Horizontal.....	92
Figura 69: Ponto LA VERTICAL	92
Figura 70: Ponto LA AXIAL	93
Figura 71: Imagem do motor	94
Figura 72: Analisador CSi 2130	95
Figura 73: Domínio do tempo x Domínio da frequência	99
Figura 74: Motor CP103.....	107
Figura 75: Banco de transmissores de vibração	108
Figura 76: Carta de Charlotte	116

Listas de Gráficos

Gráfico 1: Espectro.....	35
Gráfico 2: Vibração em função da frequência.....	37
Gráfico 3: Baixa Frequência.....	37
Gráfico 4: Média Frequência.....	38
Gráfico 5: Alta Frequência.....	38
Gráfico 6: Espectro real de desbalanceamento.....	48
Gráfico 7: Espectro real desalinhamento angular.....	52
Gráfico 8: Espectro real de desalinhamento paralelo.....	53
Gráfico 9: Espectro real de ressonância.....	56
Gráfico 10: Espectro real de folga mecânica.....	59
Gráfico 11: Espectro real específico de roçamento.....	61
Gráfico 12: Espectro real das falhas em mancais de rolamento.....	65
Gráfico 13: Espectro real de falhas de engrenagens.....	67
Gráfico 14: Espectro específico de fluxo com turbulência.....	69
Gráfico 15: Espectro específico cavitação.....	70
Gráfico 16: Espectro real de instabilidade no mancal.....	73
Gráfico 17: Espectro real de problemas elétricos de motores.....	74
Gráfico 18: Espectro característico.....	75
Gráfico 19: Espectro característico.....	75
Gráfico 20: Espectro característico.....	76
Gráfico 21: Espectro característico.....	76
Gráfico 22: Espectro de velocidade na frequência.....	96
Gráfico 23: Forma de onda da velocidade no tempo.....	96
Gráfico 24: Forma de onda de aceleração no tempo.....	100
Gráfico 25: Forma de onda da velocidade no tempo.....	101
Gráfico 26: Espectro de velocidade na frequência.....	101
Gráfico 27: Forma de onda de aceleração no tempo.....	101
Gráfico 28: Forma de onda da velocidade no tempo.....	102
Gráfico 29: Espectro de velocidade na frequência.....	102
Gráfico 30: Forma de onda de aceleração no tempo.....	102
Gráfico 31: Forma de onda da velocidade no tempo.....	103
Gráfico 32: Espectro de velocidade na frequência.....	103

Gráfico 33: Forma de onda de aceleração no tempo	103
Gráfico 34: Forma de onda da velocidade no tempo.....	104
Gráfico 35: Espectro de velocidade na frequência	104
Gráfico 36: Forma de onda de aceleração no tempo	104
Gráfico 37: Forma de onda da velocidade no tempo.....	105
Gráfico 38: Espectro de velocidade na frequência	105
Gráfico 39: Aceleração no tempo.....	108
Gráfico 40: Forma de onda da velocidade no tempo.....	109
Gráfico 41: Espectro de velocidade na frequência	109
Gráfico 42: Forma de onda da velocidade no tempo.....	109
Gráfico 43: Espectro de velocidade na frequência	110
Gráfico 44: Forma de onda da velocidade no tempo.....	110
Gráfico 45: Espectro de velocidade na frequência	110
Gráfico 46: Forma de onda da velocidade no tempo.....	111
Gráfico 47: Espectro de velocidade na frequência	111
Gráfico 48: Forma de onda do deslocamento no tempo.....	112
Gráfico 49: Espectro de deslocamento na frequência	112
Gráfico 50: Forma de onda do deslocamento no tempo.....	112
Gráfico 51: Espectro de deslocamento na frequência	113
Gráfico 52: Forma de onda do deslocamento no tempo.....	113
Gráfico 53: Espectro de deslocamento na frequência	113
Gráfico 54: Forma de onda do deslocamento no tempo.....	114
Gráfico 55: Espectro de deslocamento na frequência	114
Gráfico 56: Ponto VERT lado acoplado.....	115
Gráfico 57: Ponto VERT Free End	115
Gráfico 58: Espectro de deslocamento na frequência	117
Gráfico 59: Espectro de velocidade na frequência	118

Lista de Tabelas

Tabela 1: Sistemas de medição.....	35
Tabela 2: Tabela de reconhecimento de desbalanceamento.....	49
Tabela 3: Limite de vibração.....	78
Tabela 4: Classes.....	97
Tabela 5: Amplitude do motor.....	98

Lista de abreviaturas e Siglas

CPH	Ciclos por hora
CPM	Ciclos por minutos
GDL	Graus de liberdade
ISO	International Organization for standardization
NBR	Norma Brasileira Regulamentadora
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
CPS	Ciclos por Segundo
BPFO	Ball Pass Frequency Outer (defeito na pista externa)
BPDI	Ball Pass Frequency Inner (defeito na pista interna)
BFS	Ball Spining Frequency (defeito na esfera)
FTF	Fundamental Train Frequency (defeito em gaiola)
GSE	Spike energy (Energia de pico)
HFD	High Frequency Detecition Detecção em alta Frequência
GMF	Gearmesh Frequency (Frequência de engrenagens)
BPF	Frequência de passagem de palhetas
f_n	Frequência natural de engrenagens
F _{máx}	Frequência máxima
RMS	Root Mean Square (Raiz quadrada média)
VERT	Vertical
HORI	Horizontal

Lista de Símbolos

T	Energia Cinética
m	Massa
Θ	Ângulo de torção
v	Velocidade
F	Força
k	Constante de mola
I	Momento de Inércia
ω	Velocidade angular
C	Constante de amortecimento
x	Deslocamento
P	Energia potencial
W	Trabalho
X	Amplitude
Y	Amplitude
A	Amplitude
\ddot{x}	Aceleração
E_m	Energia mecânica
E_C	Energia cinética
E_p	Energia Potencial
F_i	Forças Aplicadas
α	Acelerações das partículas do sistema
δr	Deslocamento Virtual
D	Amplitude
V	Velocidade
ϕ	Fase do movimento vibratório
f	Frequência
α_0	Coefficientes constantes
M	Momento
p_k	pico

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	14
1.1	Objetivo Geral.....	15
1.1.1	Objetivo Específico	15
1.2	Justificativa	15
1.3	Métodos de Pesquisa.....	15
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	16
2.1	Conceito de Vibração Geral.....	16
2.1.1	Ondas, Períodos e frequência	16
2.1.2	Elementos que compõem um sistema vibratório (ou mecânico).....	19
2.1.3	Graus de liberdade (GDL)	21
2.2	Classificação de vibrações	22
2.2.1	Quanto à excitação.....	23
2.2.2	Quanto ao amortecimento.....	23
2.2.3	Quanto às forças envolvidas	23
2.2.4	Quanto a propriedades físicas.....	24
2.3	Forças de excitação	25
2.3.1	Força harmônica	25
2.3.2	Força periódica	25
2.3.3	Força transitória.....	25
2.3.4	Força aleatória	26
2.4	Procedimento de análise de vibração.....	28
2.4.1	Modelagem matemática.....	28
2.4.2	Derivação das equações governantes	30
2.4.3	Solução das equações governantes	31
2.4.4	Interpretação dos resultados	31
2.5	Movimento harmônico.....	32

2.5.1	Apresentação vetorial de um deslocamento harmônico	32
2.6	Conceitos de Vibração Especifico	34
2.6.1	Grandezas Físicas da Vibração.....	34
2.6.2	Amplitude de Vibração.....	35
2.6.3	Avaliação da Vibração.....	36
2.6.4	Sinais de Vibrações	37
2.6.5	Sinal de Deslocamento	37
2.6.6	Sinal de Velocidade	37
2.6.7	Sinal de Aceleração	38
2.7	Balanceamento.....	38
2.7.1	Tipos de balanceamento	39
2.7.2	Balanceamento dinâmico.....	39
2.8	Desbalanceamento	40
2.8.1	Desbalanceamento estático.....	40
2.8.2	Desbalanceamento conjugado	41
2.8.3	Desbalanceamento dinâmico	42
2.9	Espectro frequência.....	43
2.9.2	Rotor excêntrico	49
2.9.3	Desalinhamento	50
2.9.4	Empenamento de eixo	54
2.9.5	Ressonância	54
2.9.6	Folga mecânica.....	56
2.9.7	Roçamento	59
2.9.8	Falhas em rolamentos	61
2.9.9	Falhas em Engrenagens	65
2.9.10	Instabilidade em mancal de deslizamento	71
2.9.11	Problemas Elétricos	73

2.10	Vibrações Características	74
2.11	Limites de Vibração	77
2.11.1	Coleta de carcaça “Acelerômetro”	77
2.12	Descrição das Classes.....	77
2.13	Modelos de Tecnologia	78
2.13.1	Conhecendo CSI 2130 Machinery Health Analyzer	80
3	Metodologia de Pesquisa	85
3.1	Fluxograma das atividades realizadas.....	85
3.1.1	Passo a passo das atividades.....	85
4	ESTUDO DE CASO	99
4.1	Análise e Resultados	99
4.1.1	Análise e Resultados Motor Protótipo (Motor – FOA).....	100
4.2	Análise e Resultados Motor Real (CP103).....	106
4.3	Comparação de Espectros Motor Protótipo x Motor Real.....	114
4.4	Memorial de calculo	116
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	120
6	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	121

1 INTRODUÇÃO

A Manutenção Preditiva é uma prática em manutenção pela qual se procura determinadas condições de funcionamento dos equipamentos, através da redução dos custos de manutenção e aumento da disponibilidade e confiabilidade operacionais dos mesmos.

Com o desenvolvimento do mercado industrial, em termos de avanços tecnológicos e utilização de equipamentos sofisticados de alto desempenho e desenvolvimento, com a utilização de máquinas desenvolvidas com tecnologias avançadas que possuem alta capacidade de rotação, por exemplo, foi surgindo à necessidade da criação de técnicas de manutenção, que prolonguem a vida útil dos equipamentos utilizados em processos de produção, com o mínimo possível de manutenção a fim de que se tenha uma redução nos custos de peças sobressalentes, paradas não programadas, e quebras de equipamentos. Atualmente o desbalanceamento como também o alinhamento entre máquinas rotativas tem se mostrado como fatores fundamentais responsáveis por intervenções e paradas não programadas, acarretando em perda e prejuízos na produção de algumas empresas. Por esse e alguns outros motivos, como redução de custos tanto operacionais, quanto materiais, vêm sendo realizadas análises de técnicas de aprimoramento em manutenção por parte de especialistas, com o propósito de sanar esses inconvenientes que vêm ocorrendo no meio industrial.

O estado de funcionamento de cada equipamento é determinado através da medição de grandezas dinâmicas e estáticas representativas que permitem estimar os parâmetros característicos do seu funcionamento. Através do conhecimento do estado de funcionamento de cada equipamento, é possível determinar suas necessidades de manutenção e a época em que essa manutenção deve ocorrer. Além disso, esse conhecimento permite determinar possíveis falhas de montagem e projeto cujas correções garantirão ao equipamento uma vida útil mais prolongada.

Na pesquisa elaborada, estaremos falando sobre vibrações provocadas por desbalanceamento rotativo, mostrando algumas causas de desbalanceamento, um grande inconveniente entre máquinas rotativas, como também técnicas e métodos de análise de vibração, para analisar tais problemas garantindo qualidade e confiabilidade do equipamento, e um resultado satisfatório.

A escolha de apresentar vibrações provocadas por desbalanceamento, em um conceito geral, é mostrar a importância da análise de vibração nas indústrias, tendo uma ampla variedade de resposta de problemas gerados e identificados com esta análise, porém este

estudo estará direcionado apenas a um ensaio proposto de desbalanceamento, onde faremos um estudo dirigido sobre este assunto.

1.1 Objetivo Geral

Explinar a necessidade industrial da realização de ensaios para verificação de vibrações, assim como métodos e técnicas utilizadas em manutenção baseada na confiabilidade, afim de que se tenha o mínimo de intervenções possíveis no equipamento, sendo a análise realizada através de dispositivos específicos e gráficos característicos, com um intuito de que se tenha um entendimento claro e esquemático a respeito de efeitos e causas do desbalanceamento em motores.

1.1.1 Objetivo Específico

Através do teste de vibração, em um determinado equipamento estaremos abordando este ensaio, informando o passo a passo de como se realiza esta análise de vibração, identificando características semelhantes com ensaios realizados em outras máquinas, na intenção de se provar que a fonte do problema seria o desbalanceamento.

1.2 Justificativa

O monitoramento de equipamentos através da análise de vibrações é de certa forma um dos principais pilares no que se refere à manutenção preditiva atualmente, dado que em decorrência dos testes realizados, consegue-se prever problemas futuros e eventualmente paradas na produção, o que podem acarretar prejuízos gigantescos nos ganhos de uma determinada empresa.

Segundo Samuel (2009, p.13) além de perdas econômicas, vale salientar a risco de perdas humanas, em consequência de um acidente, possivelmente ocasionado pela quebra de uma máquina que poderia ter sido evitada através da análise de vibração. Tal acontecimento traria infortúnios para imagem da empresa o que também proporcionaria danos econômicos a instituição.

1.3 Métodos de Pesquisa

Para a realização da pesquisa foi proposta a divisão do trabalho em dois segmentos: o primeiro se fundamentou na pesquisa bibliográfica, onde foram abordados os conceitos utilizados, e a segunda na realização da análise de vibração. Posteriormente de posse das

informações necessárias, foram efetuadas as comparações com outros equipamentos, com o propósito de se averiguar o desbalanceamento da máquina.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Conceito de Vibração Geral

Desde os Primórdios da sociedade a relação do homem com vibrações é bem estreita, tendo em vista que o interesse sobre o tema é datado de 4000 a.C, onde povos do oriente médio, já demonstravam sua aptidão pela música. Contudo estudos sobre esse fenômeno só foram realizados séculos à frente.

Pitágoras filósofo e matemático grego (582-507 A.C), executou experimentos com um instrumento que dispunha de somente uma corda, com a finalidade de relatar as diferentes frequências vibratórias, para uma mesma corda com tamanhos diferentes.

Galileu Galilei (1564-1642), em uma de suas idas a igreja de pisa, reparou em um balançar de uma luminária a relação independente existente entre a frequência e amplitude das oscilações, fato o qual o incitou a estudar mais sobre o assunto. Em seu livro *Discourses concerning two new sciences* de 1638, Galileu explana sobre vibrações em corpos, relatando a dependência entre a frequência e vibração e o comprimento de um pêndulo simples, simultaneamente com fenômenos como ressonância. De acordo com (RAO, 2009, p.6).

“Qualquer movimento que se repita após um intervalo de tempo é denominado vibração ou oscilação. O balançar de um pêndulo e o movimento de uma corda dedilhada são exemplos típicos de vibração. A teoria de vibração trata do estudo de movimentos oscilatórios de corpos e as forças associadas a eles”.

2.1.1 Ondas, Períodos e frequência

Inicialmente considere um sistema simples que consiste de uma massa suportada por um cabo conforme a figura x Assuma que a massa seja de concreto e possua um valor M (kg). Vamos assumir também que a massa M esteja suspensa por um cabo de comprimento L e massa desprezível, em relação à massa M . Além disso, vamos assumir também que a massa M possa movimentar-se sem qualquer atrito com o ar. Dessa forma, podemos afirmar que esse sistema mecânico seja um pêndulo simples que pode movimentar-se na forma de um

movimento oscilatório sem qualquer atrito com o ar que possa dissipar a energia do movimento oscilatório. (Velloni, 2007, p.3) explica o pêndulo simples de forma parecida:

“Denomina-se Pêndulo Simples ao modelo que consiste em um fio (ou haste) de massa desprezível tendo em uma das extremidades um elemento de massa enquanto a outra extremidade do fio (ou haste) é fixa permitindo-lhe apenas a rotação em torno de um eixo fixo (com um único grau de liberdade portanto). A característica marcante de um Pêndulo Simples é ter praticamente toda a massa concentrada em uma das extremidades.”

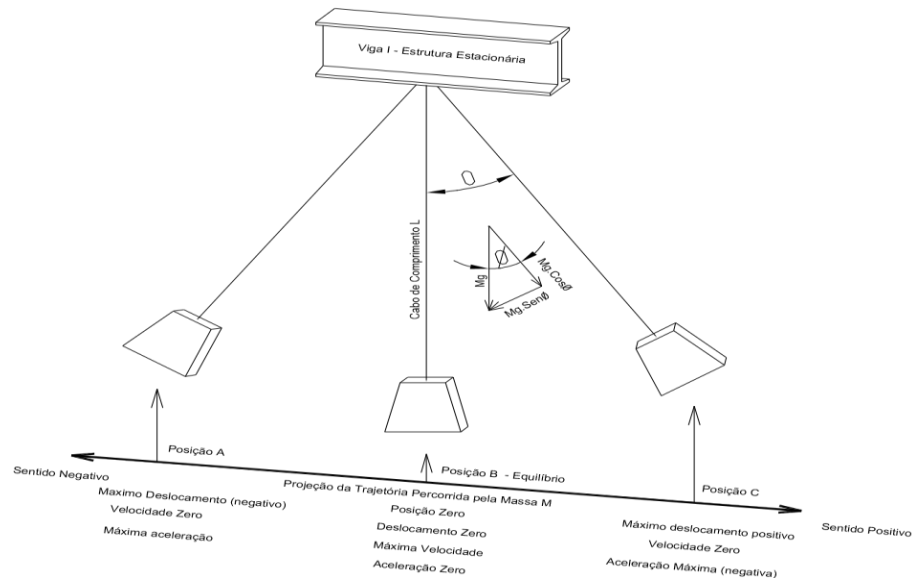


Figura 1: Pêndulo simples

Fonte: vibrações%20white/Apostila_Completa_Análise_Vibração.pdf

Intuitivamente, se esse pêndulo for deslocado de sua posição vertical, que é sua posição de equilíbrio, ele oscilará desde a posição A até a posição C, devido à ação da gravidade. A massa M se moverá ao longo de uma trajetória cuja projeção é uma linha reta com início na posição A e término na posição C. Como foi suposto que o sistema não possui qualquer sistema de dissipação de energia, a massa M percorrerá essa trajetória e voltará ao ponto de partida, indefinidamente, gastando sempre o mesmo tempo para percorrê-la completamente e retornando ao ponto de partida. Helerbrock (2020) explica que a energia

mecânica presente no pêndulo permanece invariável, a variação presente ocorre na energia potencial a cada ciclo completado, sendo que transferência de energia, ocorrida entre os distintos posicionamentos do pêndulo em função do tempo, são expressas em formas de ondas senoidais. Colocando-se um papel do tipo registrador sob o pêndulo, e fazendo o papel se deslocar com velocidade constante, conforme indicado na figura abaixo, um lápis na ponta do pêndulo traçaria no papel uma trajetória conforme indicado:

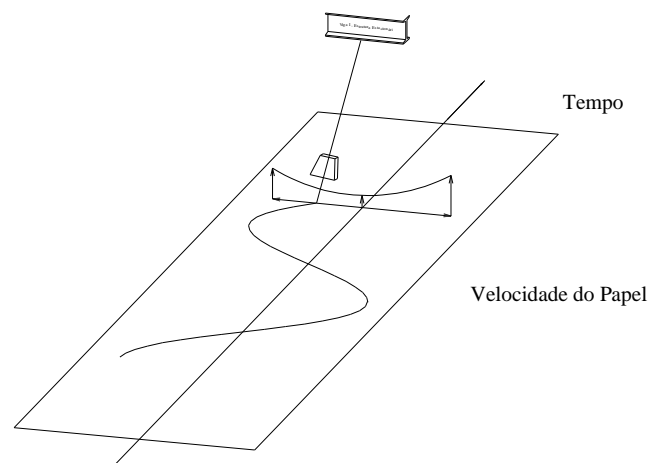


Figura 2: Registro da trajetória do movimento em função do tempo

Fonte: vibrações%20white/Apostila_Completa_Análise_Vibração.pdf

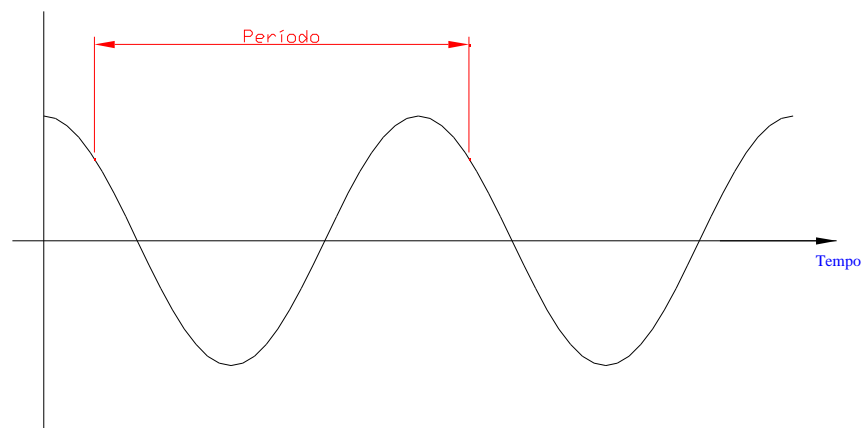


Figura 3: Registro da trajetória em função do tempo

Fonte: vibrações%20white/Apostila_Completa_Análise_Vibração.pdf

O tempo gasto pela massa M para, sair de um ponto de partida, atingir a posição máxima, voltar à posição mínima e retornar ao ponto de partida, é denominado Período do movimento. Dizemos então que:

Período é o tempo gasto para a massa M percorrer um ciclo completo (partida de um ponto qualquer, atingir a posição máxima (ou mínima), atingir a posição mínima (ou máxima) e retornar ao ponto de partida).

Frequência é a quantidade de ciclos que a massa M percorre em uma unidade de tempo. (Silas da Silva 2020), expressa frequência como A quantidade de voltas efetuadas por um corpo realizando um deslocamento circular em um dado período de tempo, sendo também estabelecida como o número de ondas formadas em um tempo característico. Assim, podemos concluir que a frequência é exatamente o inverso do período, ou matematicamente.

$$\mathbf{Frequência = \frac{1}{Período}} \quad (1.0)$$

Conforme definido, podemos dizer que o período tem unidade de tempo (horas, minutos ou segundos), e conseqüentemente, a frequência possui uma unidade de ciclos por unidade de tempo, que pode ser ciclos por hora (CPH), ciclos por minuto (CPM) ou ainda ciclos por segundo (CPS ou Hertz). Resumindo, podemos dizer que o movimento oscilatório do pêndulo é periódico.

$$\mathbf{Hz = \frac{CPM}{60}} \quad (1.1)$$

Exemplo: Um movimento vibratório resultante da ação de um motor que opera em 1800 rpm, possui uma frequência de vibração de 1800 com ou 30 Hz.

2.1.2 Elementos que compõem um sistema vibratório (ou mecânico)

O arranjo de um sistema vibratório geralmente é constituído por três componentes: um meio de armazenamento de energia cinética (inércia ou massa); Um meio de armazenamento de energia potencial (Geralmente sendo uma mola) e por fim um meio de dissipação de energia (amortecedor). A energia cinética de um dado corpo, a energia potencial

e mecanismo de dispersão de acordo com Samuel (2009, p.12) são expressos pelas seguintes equações respectivamente:

$$T = \frac{1}{2}mv^2 + \frac{1}{2}I\omega^2 \quad (1.2)$$

$$F = kx \quad (1.3)$$

$$F = cv \quad (1.4)$$

As equações expostas à cima são as de natureza lineares, no entanto de acordo com alguns casos, a coordenada angular pode ser adotada como coordenada generalizada (qualquer grupo de coordenadas que descrevem o sistema), podendo então observar na figura 4 o arranjo ser modelado como um sistema torsional. Samuel (2009 p.15) explana que o momento que está sendo empregado sobre a mola na mola torsional é proporcional a sua rotação angular, da mesma forma que o aplicado no amortecimento viscoso torsional é equivalente à velocidade angular.

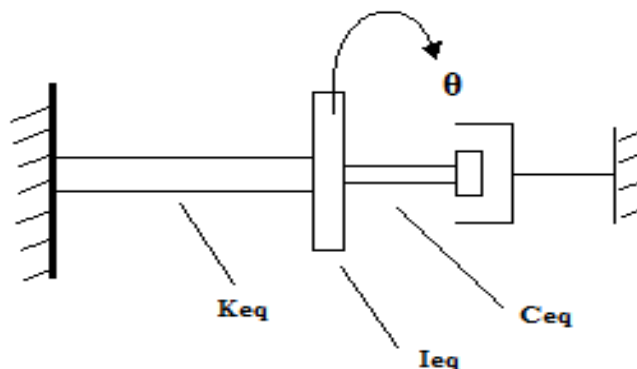


Figura 4: Sistema Torsional

Fonte: Samuel (2009)

Para um esquema torsional os cálculos energia cinética, potencial sofrem modificações. Segundo Samuel (2009, p.15) os valores dos coeficientes do arranjo torsional equivalente são estabelecidos pelo calculo da energia cinética, potencial e do trabalho realizado pelo amortecimento viscoso, de acordo com a designação da coordenada generalizada aplicada.

$$T = \frac{1}{2} I e q \dot{\theta}^2 \quad (1.5)$$

$$P = \frac{1}{2} k e q \theta^2 \quad (1.6)$$

$$W = \int_{\theta_1}^{\theta_2} C t e q \theta d\theta \quad (1.7)$$

Segundo RAO (2009, p.6), o vibrar de um sistema é caracterizado pela troca intermitente de sua energia potencial para energia cinética e de sua energia cinética em potencial. Caso o arranjo seja amortecido a cada ciclo completo, há uma perda de energia para o ambiente, necessitando-se de uma fonte de externa de energia externa se houver a necessidade de se manter o movimento.

2.1.3 Graus de liberdade (GDL)

No estudo vibrações, dos mais simples aos mais complexos é de suma importância a determinação das posições do sistema a qualquer instante, a fim de que se possa ter uma análise completa e conseqüentemente um melhor entendimento do problema. O número de coordenadas livres necessárias para definir por completo todas as posições de todas as partes de um sistema a qualquer instante define o grau de liberdade do sistema. (RAO, 2009, p.6).

A seguir como pode-se observar na figura 5, 6 e 7 respectivamente serão expostos alguns exemplos de sistemas com um e dois graus de liberdade.

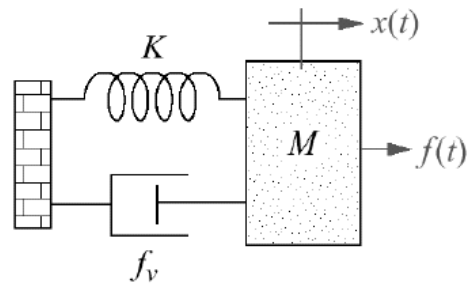


Figura 5: Sistema com 1GDL de coordenada “x”.

Fonte: Rao (2009)

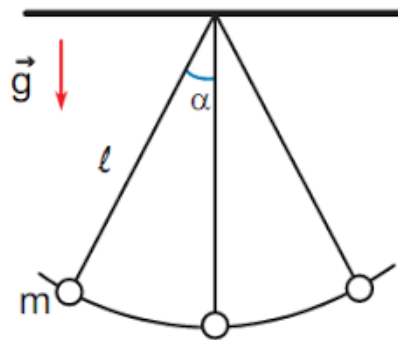


Figura 6: Sistema com 1 GDL de coordenadas (x,y) , onde α descreve o deslocamento nas direções.

Fonte: RAO (2009)

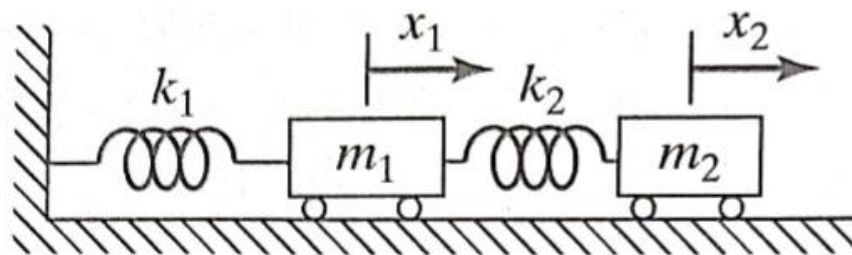


Figura 7: Sistema com 2 GDL, de coordenadas (x_1,x_2) .

Fonte: RAO (2009)

2.2 Classificação de vibrações

Há variadas maneiras de se classificar as vibrações existentes em sistemas

mecânicos. À frente serão apresentadas algumas especificações.

2.2.1 Quanto à excitação

Vibrações livres – são vibrações cuja ocorrência acontece sem a ação de um agente externo no momento do movimento. Segundo Rao (2009, p.8), Arranjos mecânicos que mesmo após serem submetidos a forças, continuam vibrando por conta própria, a vibração decorrente da perturbação é denominada vibração livre. Exemplo: pêndulo Simples

Vibrações forçadas – Intitula-se que um sistema está sob vibração forçada toda vez que uma força externa é aplicada sobre o arranjo durante o movimento. De acordo com RAO (2009, p.8) um dado sistema submetido a uma perturbação externa, sendo essa na maioria dos casos de natureza repetitiva, a vibração derivada da ação dessa força é denominada vibração forçada. Exemplos: motores

2.2.2 Quanto ao amortecimento

Vibrações amortecidas – ocorrem quando há dissipação de energia para o ambiente no instante da oscilação, meios como o ar podem ser considerados como amortecimentos mesmo sendo uma perda de energia desprezível visto que oferece resistência ao movimento do corpo. Para RAO (2009, p.8) qualquer energia perdida na oscilação, a vibração advinda do movimento é denominada vibração amortecida.

Vibrações não amortecidas- quando não há dissipação de energia para o ambiente enquanto ocorre a oscilação. RAO (2009, p.8) configura amortecimento não viscoso como o que não há perda ou dissipação de energia por atrito ou outra resistência.

2.2.3 Quanto às forças envolvidas

Vibração determinística – é nomeada determinística a vibração na qual se tem conhecimento do valor da grandeza do agente causador da oscilação no arranjo mecânico a qualquer instante de tempo. Rao (2009, p.9) determina que sendo o valor do agente exterior conhecido, seja qual for o momento, a vibração é considerada determinística conforme a figura 8.

Vibração aleatória – vibrações cuja magnitude de excitação são desconhecidas são intituladas aleatórias conforme a figura 9 na pagina seguinte.

“Em alguns a casos a excitação não é determinística nem aleatória; o valor

de excitação em um dado instante não pode ser previsto. Nesses casos um grande número de registros pode exibir uma regularidade estática. É possível estimar médias como os valores médios e valores médios ao quadrado das excitações. Exemplo é a velocidade do vento, a aspereza de uma estrada e o movimento do solo durante os terremotos. Se a excitação for de natureza aleatória, a vibração resultante é denominada vibração aleatória. (RAO, 2009, p.9)”

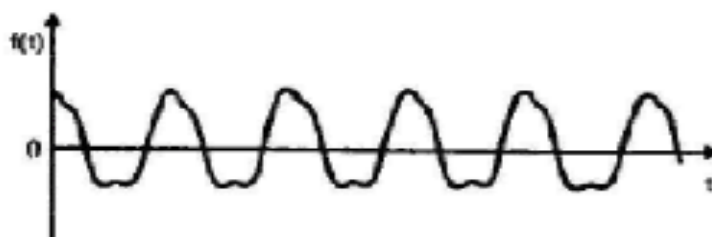


Figura 8: Excitação determinística

Fonte: RAO (2009)

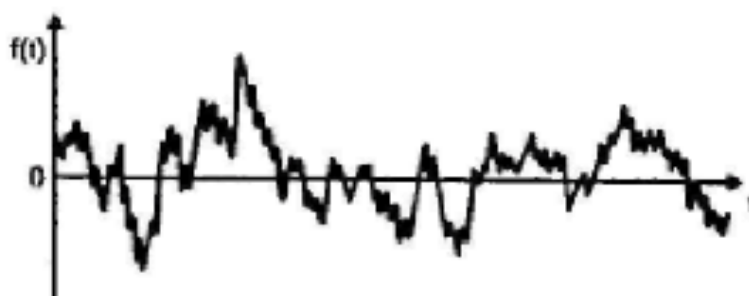


Figura 9: Excitação aleatória

Fonte: RAO (2009)

2.2.4 Quanto a propriedades físicas

Sistemas mecânicos sob forças vibratórias podem distinguir-se quanto número de graus de liberdade presentes, sendo classificado como um discreto quando possui um número finito de graus de liberdade, e contínuo quando possui uma quantidade infinita deles.

A maioria das aplicações do cotidiano (equipamentos industriais, estruturas, etc.) possui um elemento deformável, (elástico), caracterizando assim um incontável número de graus de liberdade.

Rao (2009, p.8) expressa que “sistemas com um número finito de graus são

denominados sistemas discretos ou de parâmetros concentrados, e os que têm número infinitos de graus de liberdade são denominados sistemas contínuos ou distribuídos”.

2.3 Forças de excitação

Variações de respostas são obtidas de acordo com os tipos de excitação a qual o sistema é exposto. Á seguir serão apresentadas os tipos de excitação mais comuns.

2.3.1 Força harmônica

Força caracterizada pela sua periodicidade nas aplicações. Forças externas atuam sobre um dado sistema em intervalos de tempo e amplitude exatamente iguais. Um exemplo a ser citado e que ocorre no meio industrial é desbalanceamento da massa de um rotor conforme a figura 10. Samuel (2009) expõe as equações de amplitude da seguinte maneira:

$$X(t) = A \sin(\omega t) \quad (2.0)$$

$$Y(t) = A \sin(\omega t) \quad (2.1)$$

2.3.2 Força periódica

Como expresso a cima, excitações podem ocorrer de diversas maneiras as quais podem não ser exatamente iguais e também tendo o tempo com um fator importante para sua determinação. Samuel (2009) explana que força periódica é um tipo de excitação que se repete em intervalos de tempos iguais, porém não de modos exatamente iguais conforme a figura 11. Exemplo: Motores de ciclo diesel

2.3.3 Força transitória

Certos tipos de vibrações ocorrem em decorrência de uma força de elevada dissipação de energia, porém em um intervalo de tempo reduzido, essas são intituladas forças transitórias. E conformidade com Samuel (2009, p.16), “Excitação caracterizada pela liberação de energia grande e em um curto intervalo de tempo”, conforme a figura 12.

Exemplo: Impactos, explosões, etc.

2.3.4 Força aleatória

Agentes os quais não acompanham um modelo pré-estabelecido, são de difícil determinação. Conforme Samuel (2009) são excitações que não determinam um parâmetro determinístico, o qual consiga ser estabelecido por uma equação, conforme a figura 13. A solução de sistemas sob forças aleatórias é feita pelo uso de métodos estáticos.

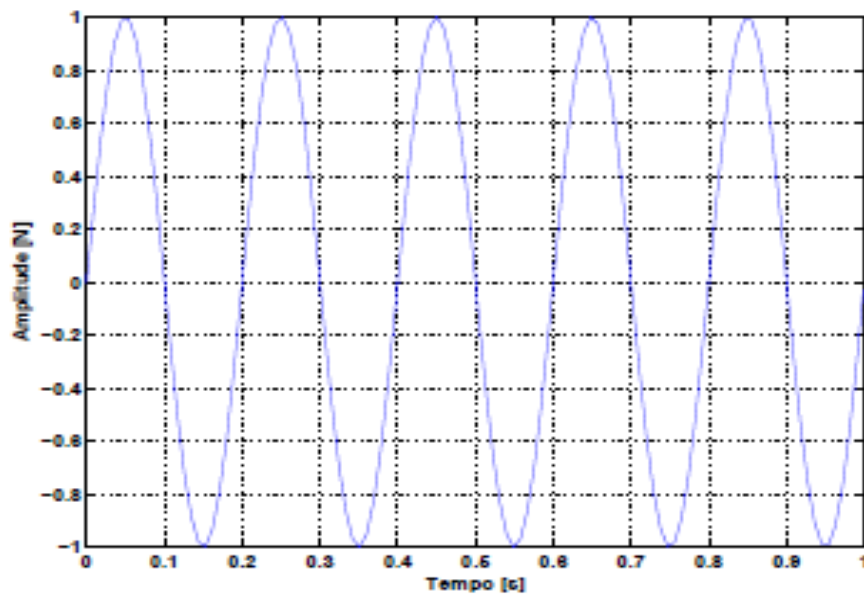


Figura 10: Força harmônica

Fonte: Samuel (2009)

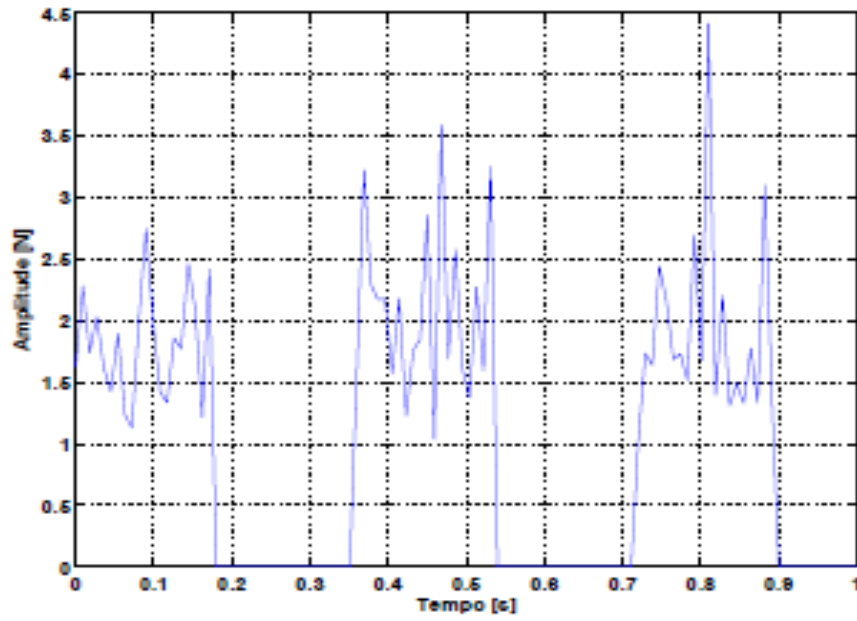


Figura 11: Forças periódicas

Fonte: Samuel (2009)

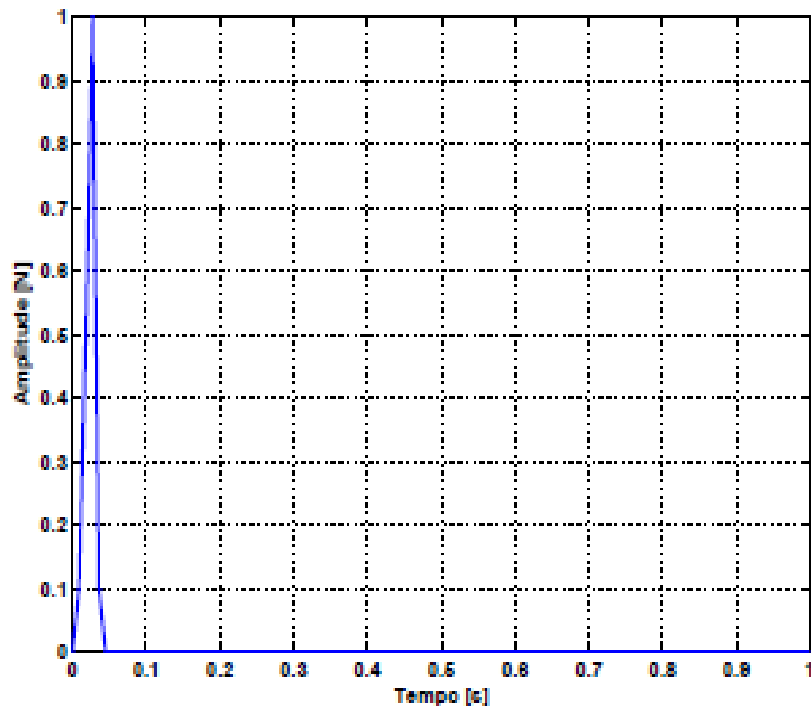


Figura 12: Força Transitória

Fonte: Samuel (2009)

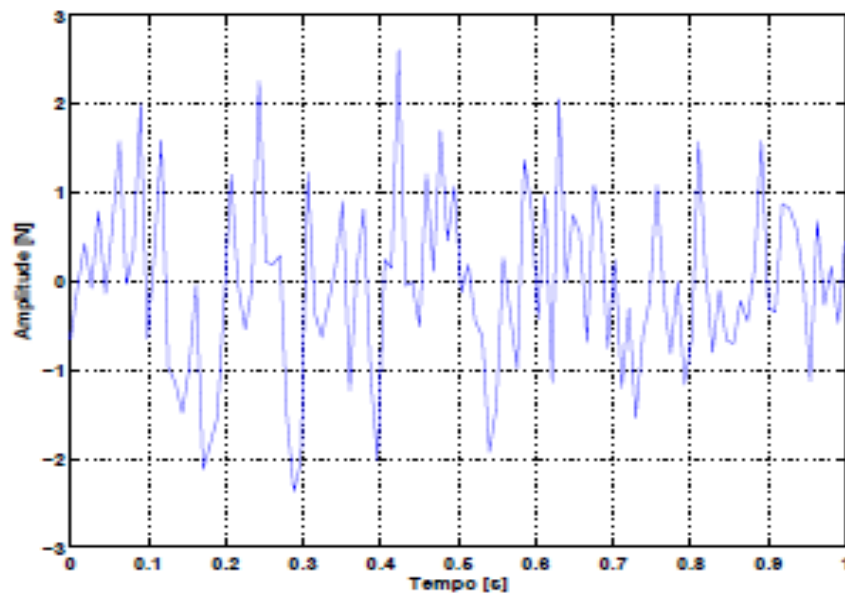


Figura 13: Força aleatória

Fonte: Samuel (2009)

2.4 Procedimento de análise de vibração

Um arranjo mecânico exposto à vibração é considerado um sistema dinâmico, no qual as condições com as forças de excitação (entrada) e reações (saídas), são interligados ao tempo. Rao (2009, p.9) explana que em grande parte dos casos, as reações de uma estrutura sob vibração, depende do estado de início, assim como as forças externas agentes.

A dificuldade na obtenção de respostas provenientes de vibrações em sistemas é o grande empecilho na análise de vibrações, razão pela qual a utilização modelagem matemática é a saída encontrada por muitos profissionais, mesmo para problemas considerados mais complexos. Em conformidade com Rao (2009, p.9). “Muitas vezes, o comportamento global de um sistema pode ser determinado considerando até mesmo o modelo simples do sistema físico complexo”.

A análise de um sistema vibratório é feita de por uma série de quatro passos, os quais foram definidos por Rao (2009, p.9) do seguinte modo.

2.4.1 Modelagem matemática

O movimento de um dado arranjo físico pode ser expresso por um sistema de equações matemáticas, técnica denominada de *modelagem matemática de um sistema*, podendo ela ser obtida de acordo com os resultados que se deseja obter. De acordo com Venceslau (2015) o modelo matemático possui como objetivo expor de forma clara os pontos

de um sistema no intuito de se conseguir as equações matemáticas que geram o sistema. Rao (2009) expressa a necessidade de que a modelagem matemática inclua informações suficientes para que assim a solução ocorra de uma maneira mais sucinta.

A classificação dos modelos matemáticos pode ser feita em dois grupos; modelos lineares e modelos não lineares, de acordo com Rao (2009), a modelagem linear é de mais fácil resolução, pois sua manipulação não é complexa, enquanto modelos não lineares expõem em alguns casos, peculiaridade que não podem ser presumidas por modelos lineares. Desta maneira é de grande importância à escolha de um bom critério para apresentar uma modelagem matemática adequada de um sistema sob vibração. Procura-se sempre atingir um modelo matemático adequado apropriado para a solução do problema, salientando que as informações alcançadas só terão valia em ocasiões em que a modelagem é válida. Venceslau (2005) expressa que as melhorias de modelos matemáticos devem ser constantes, a fim de que se consiga informações mais detalhadas, de maneira geral, uma modelagem primária é feita para se obter uma ideia global do comportamento do arranjo analisado, e posteriormente, novos componentes são inseridos com o propósito de atingir melhorias e conseqüentemente pode-se realizar uma observação mais complexa e meticulosa do sistema. Abaixo na figura 14 temos a esquematização de um sistema simples da suspensão de um carro.

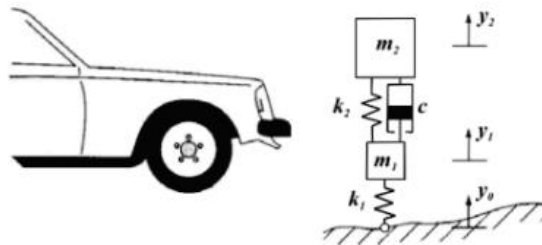


Figura 14: Modelo simples da suspensão de um carro.

Fonte: RAO (2009)

Sendo a rigidez imposta pelo pneu, representada por k_1 , a rigidez da mola por k_2 , o coeficiente de amortecimento é representado por c , as massas a roda, eixo e massas não suspensas por m_1 , as massa total por m_2 , y_1 e y_2 medidas a contar da posição de equilíbrio do movimento das massas m_1 e m_2 respectivamente e y_0 , o deslocamento que sofre o carro ao se movimentar sobre o chão. Abaixo na figura 15 teremos uma esquematização do sistema de suspensão de uma motocicleta.

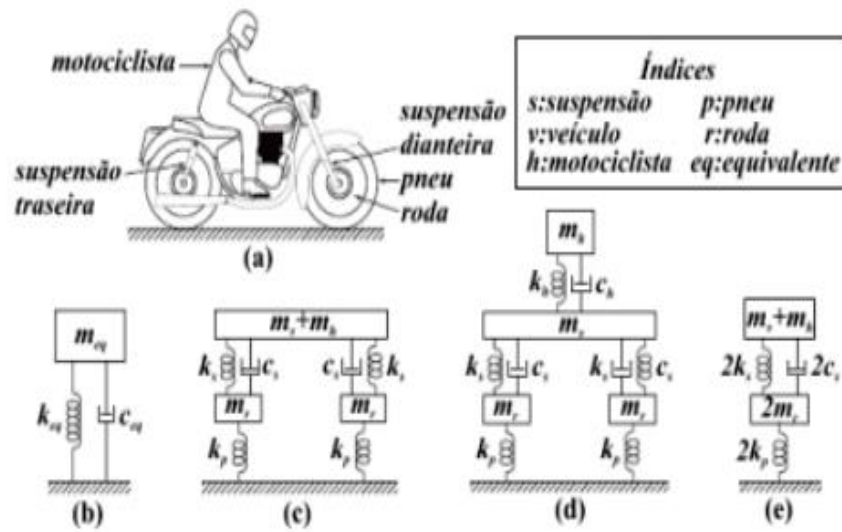


Figura 15: Suspensão de uma motocicleta e variação de modelos.

Fonte: RAO (2009)

2.4.2 Derivação das equações governantes

De posse da modelagem matemática, utilizam-se conceitos da dinâmica e deriva-se as equações que caracterizam a vibração. A derivação das equações pode ser adequadamente através do diagrama de corpo livre de todas as massas compreendidas no sistema. De acordo com Rao (2009, p.10). “O diagrama de corpo livre de uma massa pode ser obtido isolando-se todas as forças externas à ela aplicada, as forças reativas e as de inércia”.

Diversos tratamentos no que diz respeito à derivação de equações são utilizados, sendo alguns deles a segunda lei de Newton referente ao movimento, o princípio de conservação de energia e o princípio de D’Alembert (Rao, 2009)

$$Fr = m \cdot \ddot{x} \quad (2.2)$$

$$F(t) = mx + c\ddot{x} + kx \quad (2.3)$$

$$Em = Ec + Em \quad (2.4)$$

$$\sum (F_i - m_i \cdot a_i) \cdot \delta r_i \quad (2.5)$$

2.4.3 Solução das equações governantes

Através da resolução das equações de movimento se alcança as reações do sistema vibratório, sendo equações lineares as de mais fácil obtenção de resultado, visto que métodos de solução analítica podem ser utilizados em seu desenvolvimento por se tratar de equações diferenciais ordinária.

“Dependendo da natureza do problema podemos utilizar uma das seguintes técnicas para determinar a solução: Métodos padronizados para resolver equações diferenciais, métodos que utilizam transformadas de Laplace, métodos matriciais e métodos numéricos”. (Rao, 2009, p.10).

Já para equações de natureza não lineares, a resolução é de maior complexidade, visto que a maioria é são diferenciais parciais, o que requer uma maior elaboração para sua solução.

Se as equações governantes forem não lineares, raramente podem ser resolvidas na forma fechada. Além do mais, a solução de equações diferenciais parciais é muito mais elaborada do que a de equações diferenciais ordinárias. Métodos numéricos que envolvem computadores podem ser usados para resolver as equações. Todavia será difícil tirar conclusões gerais sobre o comportamento do sistema usando resultados do computador. (Rao, 2009, p.10)

2.4.4 Interpretação dos resultados

Por meio das respostas advindas das equações governantes, é possível ter uma ideia de grandezas importantes para a análise do sistema vibratório. De acordo com Rao (2009), a resolução das equações governantes proporciona o conhecimento das velocidades e acelerações das diversas massas presentes no sistema. Sendo o resultado exposto com um sucinto aspecto sobre o objetivo da análise e de eventuais consequências na conclusão do

projeto.

2.5 Movimento harmônico

A repetição de movimentos denominados oscilatórios, assim como os expressos no tocar das cordas de um violão podem exprimir certas irregularidades, como no movimento de placas tectônicas. A repetição das oscilações em um intervalo de tempo caracteriza o movimento como sendo oscilatório. O movimento harmônico é um movimento periódico mais simples, podendo ser expresso por uma dada massa suspensa por uma mola. Conforme a figura 16 podemos observar o movimento harmônico.

“Movimento periódico pode repetir-se regularmente como em uma roda de relógio, ou com considerável irregularidade com em terremoto. Quando o movimento é repetido em intervalos de tempo iguais e de mesma forma é denominado movimento harmônico”. (THOMSON, 1988, p.5)

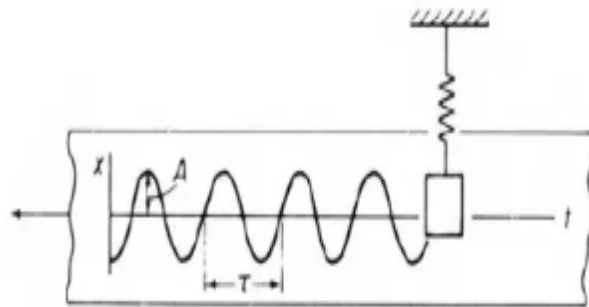


Figura 16: Movimento Harmônico

Fonte: Thomsom (1988)

2.5.1 Apresentação vetorial de um deslocamento harmônico

A movimentação harmônica num campo vetorial é expressa por intermédio de um vetor \overrightarrow{Op} de amplitude F e através de uma dada velocidade angular ω . De acordo com (Rao, 2009) A projeção do vetor nos eixos das ordenadas e abscissas são expressas pelas seguintes equações respectivamente.

$$Y = A \sin \omega t \quad (2.5.1)$$

$$X = A \cos \omega t \quad (2.5.2)$$

A figura 17 abaixo representa a movimentação de uma harmônica em ambos os eixos.

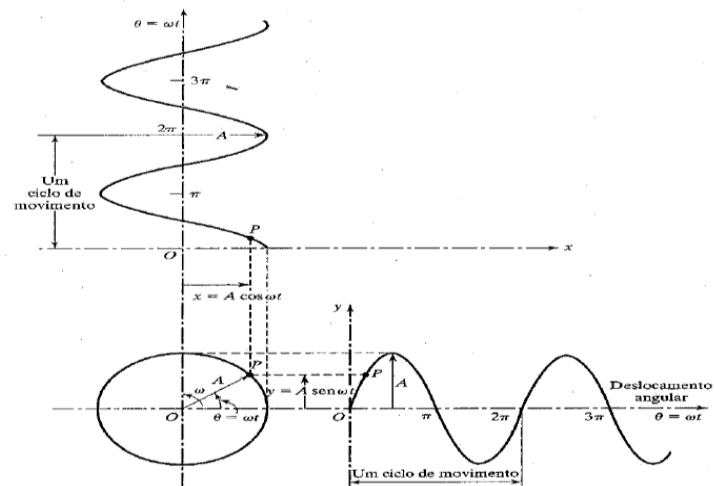


Figura 17: Representação do movimento harmônico nos eixos x e y.

Fonte: RAO (2009)

2.5.1.1 Expansão por série de Fourier

De acordo com Rao (2009), sendo $X(t)$ uma expressão de uma função periódica, e t o período, a concepção por série de Fourier é exposta por:

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + a_1 \cos \omega t + a_2 \cos 2 \omega t + \dots b_1 \sin \omega t + b_2 \sin 2 \omega t + \dots =$$

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos n \omega t + b_n \sin n \omega t) \quad (2.6)$$

A explicação física da equação mostra que a representação de uma função periódica pode ser obtida através da adição de uma série de funções harmônicas. Mesmo que a equação 2.6 seja concepção de uma função periódica infinita consegue-se estabelecer uma proximidade apenas com um número limitado de harmônicas. (Rao, 2009).

Para casos de desbalanceamento o uso da série pode ser resumida a uma única

função harmônica, assim há uma facilitação na obtenção de resultados

$$d(t) = D \cdot \cos(\omega \cdot t + \phi) \quad (2.6.1)$$

De acordo com conceitos de física geral temos:

$$V(t) = \frac{d}{dt} D(t) \quad (2.6.2)$$

Assim percebe-se que a função velocidade é a variação da função deslocamento em relação ao tempo.

$$V(t) = \frac{d}{dt} D \cdot \cos(\omega \cdot t + \phi) \quad \text{ou} \quad V(t) = -D\omega \text{sen}(\omega \cdot t + \phi) \quad (2.6.3)$$

Assim com condições iniciais específicas temos:

$$V = D \cdot \omega \quad \text{ou} \quad V = D \cdot 2 \cdot \pi \cdot f \quad (2.6.4)$$

2.6 Conceitos de Vibração Especifico

Muitos problemas mecânicos em máquinas são inicialmente percebidos pela alteração no seu nível de vibração. Para entender e diagnosticar corretamente as características de vibração em máquinas rotativas, é essencial entender a física envolvida no movimento vibratório.

Vibração é a resposta de um sistema a um estímulo interno ou externo. Essa resposta dá-se na forma de um movimento oscilatório ou pulsação. A análise desse movimento nos permitirá identificar os estímulos que o causou e conseqüentemente a correção para os problemas mecânicos relacionados com a alteração nos níveis de vibração percebidos.

2.6.1 Grandezas Físicas da Vibração

As principais grandezas são Amplitude, Frequência e Fase.

2.6.2 Amplitude de Vibração

É estabelecida como amplitude, a porção de energia provinda de um sinal vibratório, expondo assim a gravidade e poder destrutivo dos acontecimentos presentes. Segundo Sá (2000) A coleta pode ser realizada em função de deslocamento, aceleração e velocidade.

AMPLITUDE	MÉTRICO	INGLÊS
Deslocamento	Micron	Mils
Velocidade	mm/seg	in/s
Aceleração	G *	G

Tabela 1: Sistemas de medição

Fonte: RAO (2009)

* 1,0 G = 9,81 m/s²

A detecção do sinal pode ser em PICO, RMS OU PICO-A-PICO. As Normas e Recomendações mais utilizadas são:

ISO-2372, VDI-2056 e NBR-10.082 (ABNT).

No gráfico (espectro) de frequências temos um exemplo de desbalaceamento no gráfico 1 abaixo:

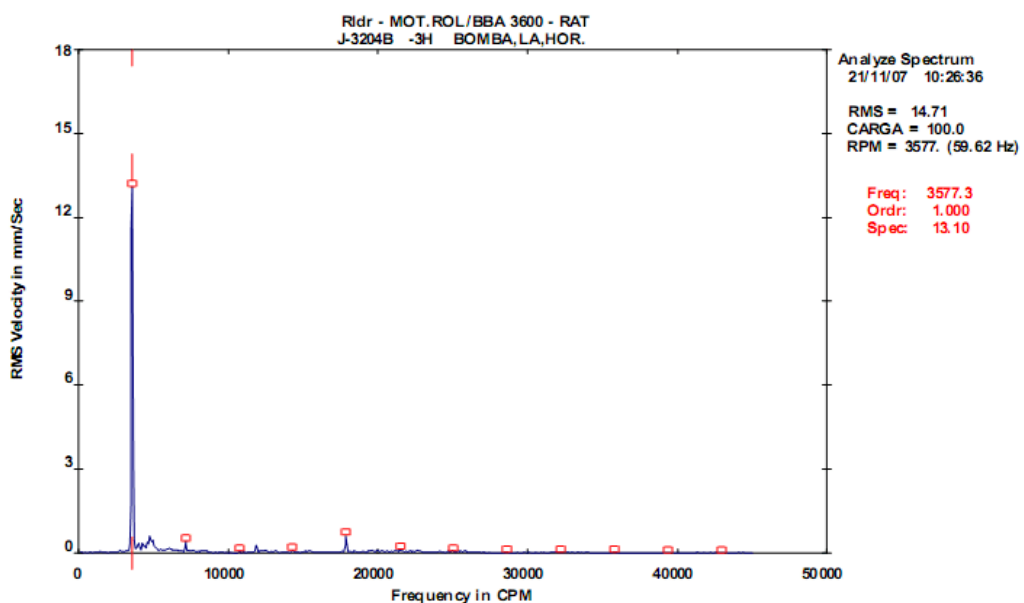


Gráfico 1: Espectro

Fonte: Software do Csi2130

É a grandeza que define o “RANGE” do espectro, o qual, contém as prováveis frequências excitadoras da vibração.

Pode ser tomada em:

- * CPM - Ciclos Por Minuto
- * CPS - Hz - Ciclos Por Segundo (1 Hz = 60 CPM)
- * ORDERS - (1º, 2º, 3º... nº etc) x rotação.

2.6.3 Avaliação da Vibração

Intuitivamente, associamos a intensidade de vibração, com a deformação sofrida pela estrutura quando submetida aos esforços que provocam a vibração. Assim associamos a intensidade de vibração com a amplitude de deslocamento (valor de pico) ou o valor pico a pico. Esta associação está correta, uma vez que sendo um corpo elástico, quanto maior a força aplicada, maior será a deformação (vibração) do corpo. Porém é mais adequado avaliar a intensidade de vibração, não pela deformação apresentada pelo corpo, mas sim pela energia contida em seu movimento. Considerando que a energia cinética de um corpo em movimento está associada ao parâmetro velocidade, consideramos que um corpo possui mais energia cinética e portanto uma intensidade maior de vibração quanto maior for a velocidade do movimento vibratório.

Essas expressões podem ser visualizadas em forma de um gráfico expresso abaixo, onde apresentamos a variação da amplitude de um movimento vibratório em função da frequência, medido em deslocamento, velocidade ou aceleração:

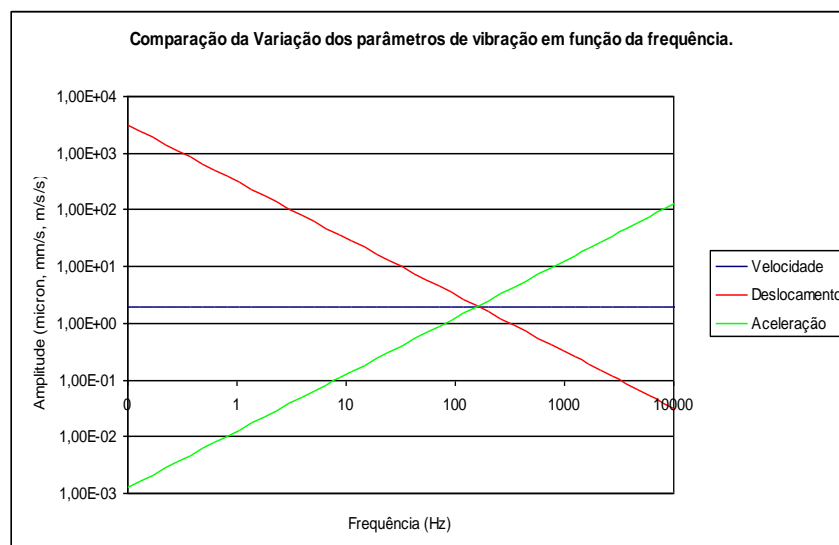


Gráfico 2: Vibração em função da frequência

Fonte: RAO (2009)

2.6.4 Sinais de Vibrações

Todos os sinais coletado no dominio do tempo em forma de onda e transformado para espectro no dominio da frequência.

2.6.5 Sinal de Deslocamento

Analise em eixo baixa frecuencia representado no gráfico 3 abaixo, os sinais são detectados abaixo a 10 Hz. Sinal que detecta deformação num ponto determinado do eixo.

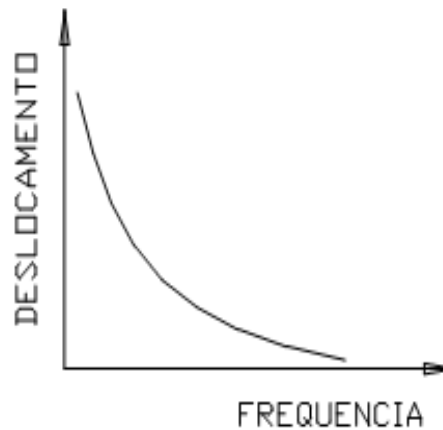


Gráfico 3: Baixa Frequência

Fonte: Sá (2000)

2.6.6 Sinal de Velocidade

Analise em eixo media frecuencia representado no gráfico 4 abaixo, os sinais são detectados entre 10 a 2000 Hz. Sinal que detecta fadiga no eixo.

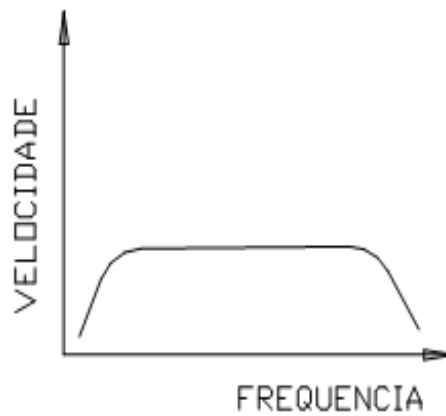


Gráfico 4: Média Frequência

Fonte: Sá (2000)

2.6.7 Sinal de Aceleração

Análise em rolamentos e engrenagens representada no gráfico 5 abaixo, os sinais são detectados acima de 2000 Hz. Sinal que detecta forças sujeitas nos rolamentos e engrenagens.

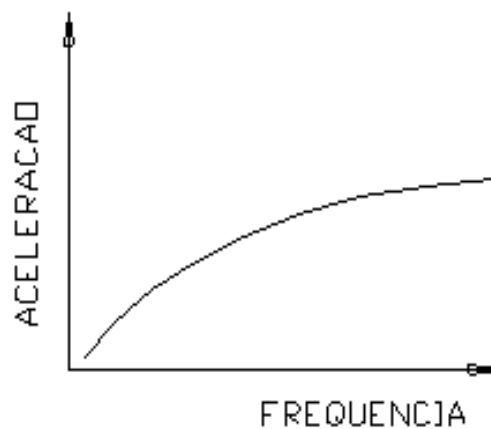


Gráfico 5: Alta Frequência

Fonte: Sá (2000)

2.7 Balanceamento

Para se entrar no campo de desbalanceamento deve-se primeiro explicar sobre o balanceamento. Todo componente mecânico que está em rotação é, em princípio, passível de balanceamento, com o intuito de se extinguir por completo (ou a maioria) os agentes externos

causadores de vibração. Norton (2009, p.615) expõe que “Um membro rotativo pode ser balanceado estática ou dinamicamente. O balanceamento estático é um subsistema do balanceamento dinâmico”.

2.7.1 Tipos de balanceamento

2.7.1.1 Balanceamento estático

Embora chamando de estático, esse balanceamento é realizado em peças com movimentação. A aceleração das massas do arranjo em análise é quem gera as excitações fora de balanço que importam para o estudo. Norton (2009, p.615) diz que “A exigência de balanceamento estático é simplesmente que a soma de todas as forças em um sistema em movimento (incluindo as forças inerciais de D’Alembert) deve ser zero”.

$$\sum \mathbf{F} - m\mathbf{a} = \mathbf{0} \quad (2.7)$$

2.7.2 Balanceamento dinâmico

Tendo sua ação em mais de um plano e conseqüentemente mais de um eixo de rotação, o balanceamento dinâmico é descrito por Norton (2009, p.618) da seguinte maneira: “Balanceamento dinâmico é algumas vezes chamado de balanceamento em dois planos. Este requer que dois critérios sejam satisfeitos. A soma das forças deve ser zero e a soma dos momentos também deve ser zero”.

$$\sum \mathbf{F} = \mathbf{0} \quad (2.8)$$

$$\sum \mathbf{M} = \mathbf{0} \quad (2.9)$$

2.8 Desbalanceamento

A ocorrência do desbalanceamento é a causa mais habitual de vibrações que se pode ocorrer, sendo designada como uma violenta vibração no sentido radial do membro, possuindo frequência de rotação igual ao do motor. Segundo Eisenmann (1997), a grande maioria das causas de vibrações é proveniente do desbalanceamento, ao passo que Inman (2004) expressa que vibrações advindas de desbalanceamento acontecem em rotação com uma frequência de (1x rpm).

Desbalanceamento se caracteriza devido ao desequilíbrio de forças agentes em um dado membro, elo ou equipamento, geralmente o desbalanceamento se da em função do aglomerado de massa sobre volantes de inércia, rotores, eixos de motores, ventoinhas, etc.

“É um fenômeno que devido a distribuição assimétrica de massa, provoca vibração excessiva. A vibração é produzida pela força centrífuga que resulta da interação da componente de massa desequilibrada com a aceleração radial devido à rotação”. (Da silva, 2012, p.26)

2.8.1 Desbalanceamento estático

Caracterizado por um deslocamento entre o eixo de rotação e o principal eixo de inércia, (contudo mantendo seu paralelismo), o desbalanceamento estático provoca forças centrífugas, causadas pela distância de seu eixo de rotação e seu centro de gravidade, (por onde passa o eixo de inércia principal), ou por duas massas dispostas de na mesma distância em comparação com o eixo de gravidade. Da silva (2012) cita a origem do desbalanceamento estático, como o afastamento entre o eixo de rotação e o eixo principal de inércia do membro em questão Abaixo na figura 18 e 19 serão representadas a linhas que compõem o desbalanceamento estático.

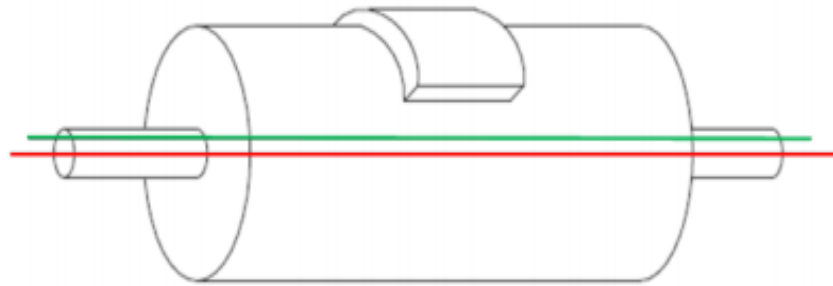


Figura 18: Desbalanceamento estático

Fonte: Coelho (2013)

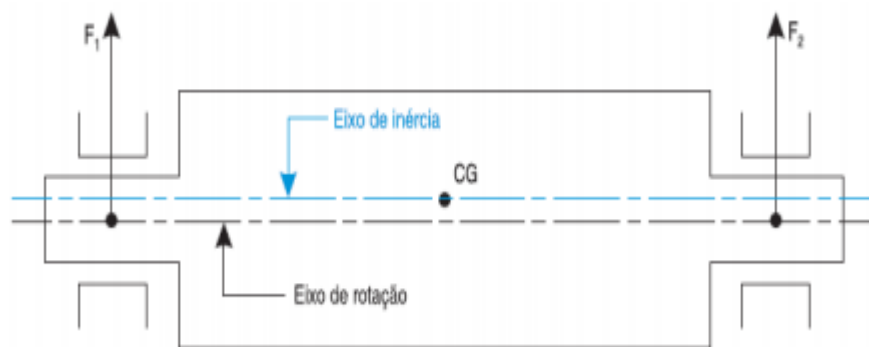


Figura 19: Desbalanceamento estático

Fonte: Coelho (2013)

2.8.2 Desbalanceamento conjugado

Também conhecido como binário de desbalanceamento se define quando há uma intersecção do eixo de inércia principal no centro de gravidade do membro sobre o eixo de rotação. Neste caso não há o deslocamento do centro de gravidade em comparação com o eixo de rotação, contudo há uma alteração na posição do eixo principal de inércia, devido aos pesos de desbalanceamento presentes. Da silva (2012, p.28) expressa “As massas geram duas forças centrífugas que formam um binário, e se anulam pois são paralelas e possuem sentidos opostos”. Abaixo na figura 20 e 21 serão representadas as linhas que compõem o desbalanceamento conjugado.

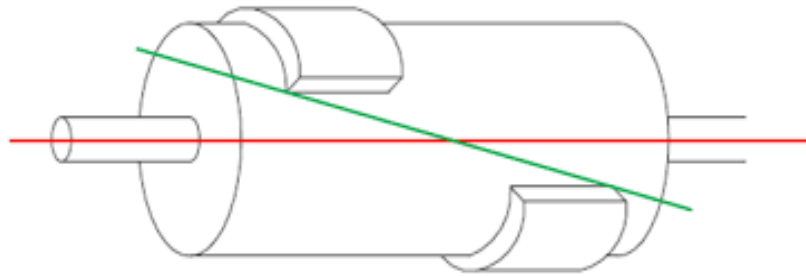


Figura 20: Desbalanceamento conjugado

Fonte: Coelho (2013)

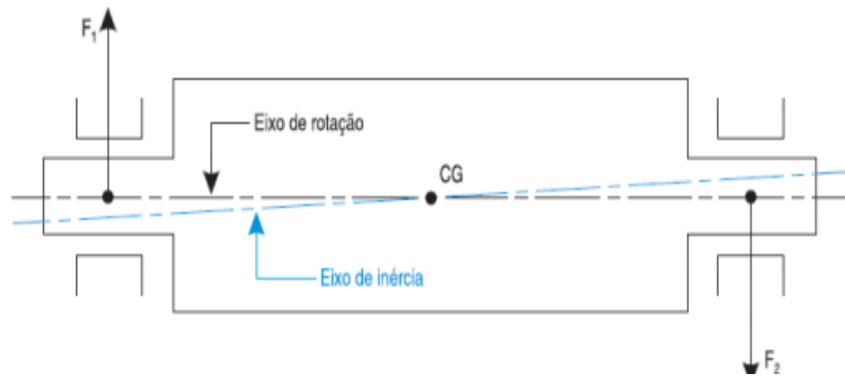


Figura 21: Desbalanceamento conjugado

Fonte: Coelho (2013)

2.8.3 Desbalanceamento dinâmico

Tipifica-se devido ao não paralelismo entre os eixos de inércia principal e o de rotação, e também em razão da defasagem de 180° entre as massas presentes. Segundo Coelho (2013) a união do desbalanceamento estático ao binário de desbalanceamento, gera esse tipo de fenômeno, o qual também é conhecido por suas forças de extensões diferentes sentidos opostos. Abaixo na figura 22 e 23 serão representadas as linhas que compõem o desbalanceamento dinâmico.

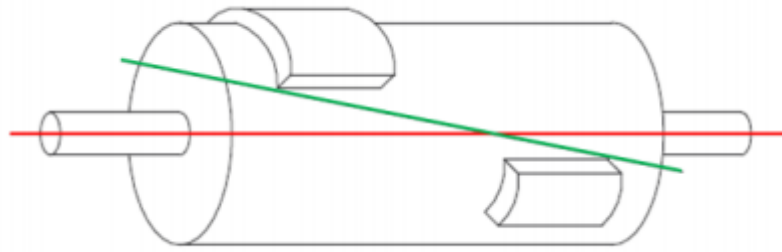


Figura 22: Desbalanceamento dinâmico

Fonte: Coelho (2013)

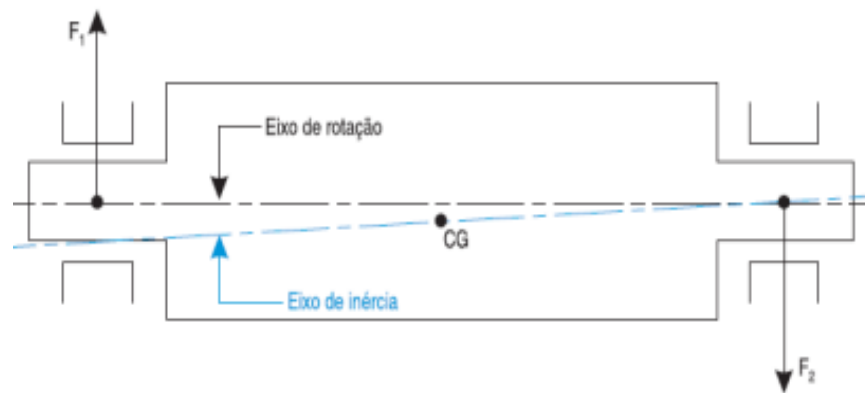


Figura 23: Desbalanceamento dinâmico

Fonte: Coelho (2013)

2.9 Espectro frequência

O diagnóstico feito por meio de um ensaio de vibração é obtido pela verificação e estudo das respostas do sistema obtidas durante a análise feita em um dado equipamento. A tipificação dos diferentes graus de vibração pode ser exposta por meio de análise gráfica. Rao (2009) diz que a representação de forças pode ser feita por meio de linhas de amplitude, em comparação com uma determinada frequência. Ao passo que Telecurso (2000) constata que o diagrama de espectros é a maneira mais corriqueira de averiguação dos níveis de vibração. Abaixo na figura 24 esta exemplificado Diagrama Espectral.

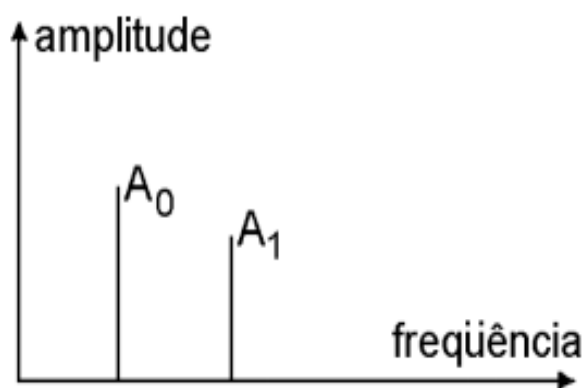


Figura 24: Diagrama Espectral

Fonte: Telecurso (2000)

De acordo com Telecurso (2000) nos pontos A0 e A1, temos a representação das amplitudes de vibrações. Assim, no diagrama espectral, todos os constituintes do nível de vibração são expostos por meio de picos, o que proporciona o acompanhamento das mudanças nas amplitudes de forma separada.

2.9.1.1 Tipificação e reconhecimento

No meio industrial, a utilização de manutenção com o uso de análise de vibrações é muito utilizada, pois seus resultados e praticidade são bem satisfatórios.

Máquinas rotativas Geralmente são tidas como grandes causadores de vibrações mecânicas, as quais são identificadas por meio de instrumentos transdutores já acoplados ao equipamento em sua montagem, sendo os mais empregados neste tipo de tarefa, o acelerômetro e transdutores de movimento. Equipamentos com elementos rotativos possuem por vezes diferentes frequências de vibração, dada a recepção de ondas sofridas por elementos vizinhos que constituem o sistema. Melo (2008) diz que por possuírem diferentes frequências, as vibrações de máquinas rotativas são complexas.

A aparecimento de pequenas falhas em componentes, podem provocar deficiências ao funcionamento da máquina, motivo pelo qual de acordo com Melo (2008) os testes de vibração são dotados de instrumentos capazes de identificar danos que comprometem a atividade do equipamento. E seus métodos de avaliação podem ser classificados pelo nível de vibração, no campo do tempo e por fim no campo da frequência.

2.9.1.1.1 Investigação no campo do tempo

O diagnóstico no campo do tempo se dá em função da função da observação do desenvolvimento da vibração, podendo este, fornecer informações como momentos transitórios em vibração. Pequenos defeitos podem ser constatados por meio da análise da forma das ondas geradas. (Melo, 2008).

A análise da órbita do eixo que fornece detalhes quanto ao deslocamento do eixo, através de dois transdutores posicionados a 90°.

“A representação gráfica resultante deste movimento denomina-se órbita, sendo a alteração do formato da órbita, utilizada para identificar defeitos como desalinhamentos entre eixos, desbalanceamentos, roçamento, aumento de folga no mancal e instabilidade hidrodinâmicas em mancais de deslizamento”. (Melo, 2008, p.28)

2.9.1.1.2 Investigação no campo da frequência

Indicações de vibração é um conjunto de reações a uma série de forças externas e internas agindo sobre um determinado sistema. A análise no domínio é obtida pela redução dos componentes da frequência e posteriormente sua relação com suas fontes geradoras. Segundo Melo (2008, p.28) “A representação do sinal no domínio da frequência, permite decompor o sinal em uma série de ondas senoidais, cada uma com frequências e amplitudes próprias”.

2.9.1.1.3 Investigação dos níveis de vibração

Recurso relativamente simples que possibilita a análise de vibrações por meio do valor de pico ou crista, o qual é um padrão para a indicação de ocorrências de rápido acontecimento (como impactos), valor de pico-a-pico sendo esse o responsável pela medição da amplitude, (indicativo de controle quanto á carga máxima sobre o sistema) e por fim, o valor eficaz, esse avalia os valores de harmônicos presentes no sistema e que possuem relação com as excitações de vibração. Melo (2008) classifica a análise de nível de vibração como um recurso limitado, o qual serve de base para uma investigação mais aprofundada.

2.9.1.2 Principais diagnósticos de vibração

Variados problemas podem ser descritos por meio de análise de vibrações, com

auxílio de carta de análise que as representam, onde espectros característicos de distintos problemas são fornecidos, facilitando assim a solução do infortúnio. Consoante a Jesus e Cavalcante (2011) a identificação de disfunções em elementos rotativos de um sistema resume-se em um método de determinação dos agentes causadores da vibração, mediante ao estudo da mesma, tornando-se de vital importância, o conhecimento sobre o equipamento analisado e suas particularidades referentes a possíveis falhas.

2.9.1.3 Desbalanceamento

Como já exposto anteriormente, vibrações causadas por desbalanceamento podem ser consideradas um fenômeno relativamente comum em máquinas com elementos rotativos. As excitações responsáveis por esse problema geram nos testes, espectros singulares, os quais sendo avaliados cooperam para a solução da disfunção.

Segundo a Technical Associates of Charlotte (1994), variações em algumas características do desbalanceamento podem acontecer de acordo com o agente causador do problema, No entanto seu espectro se mantém inalterado.

2.9.1.4 Desbalanceamento de força

Cartas de análise de vibração explanam sobre peculiaridades relacionadas ao desbalanceamento de força, além de solução para o problema gerado. Na figura 25 abaixo exemplifica o modelo do espectro.

“O Desbalanceamento de Forças estará em fase e será permanente. A amplitude devida ao desbalanceamento crescerá com o quadrado da velocidade (3X de aumento da velocidade = 9X de aumento na vibração). 1X RPM sempre está presente e normalmente domina o espectro. Pode ser corrigida pela colocação, simplesmente, de um peso de balanceamento em um plano no centro de gravidade do rotor”. (Technical Associates of Charlotte, 1994, p.1).

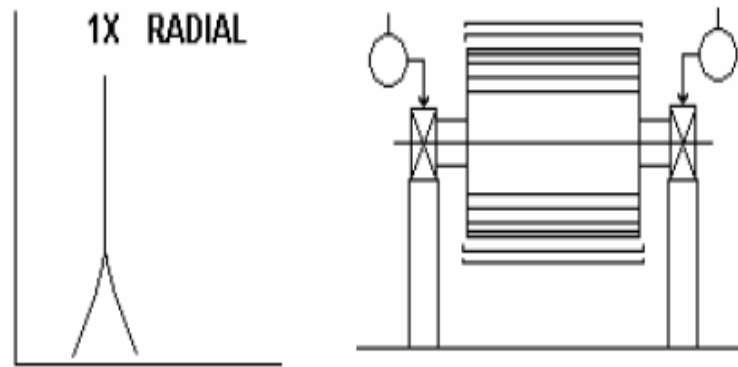


Figura 25: Espectro teórico de um desbalanceamento de forças

Fonte: <https://www.technicalassociates.net/president-profile.html>. Acesso em: 03/11/19

2.9.1.5 Desbalanceamento de acoplamento

O desbalanceamento de acoplamento possui praticamente todas as características de um desbalanceamento de forças, no entanto sua defasagem é de 180° . Em concordância com a Technical Associates of Charlotte (1994), a frequência principal do espectro é a de $1xRPM$, a amplitude tem variação com o quadrado do aumento da velocidade o que pode acarretar fortes vibrações radiais e axiais e seu conserto pode ser realizado por meio da inserção de massas de desbalanceamento em no mínimo 2 planos. Na figura 26 abaixo exemplifica o modelo do espectro teórico.

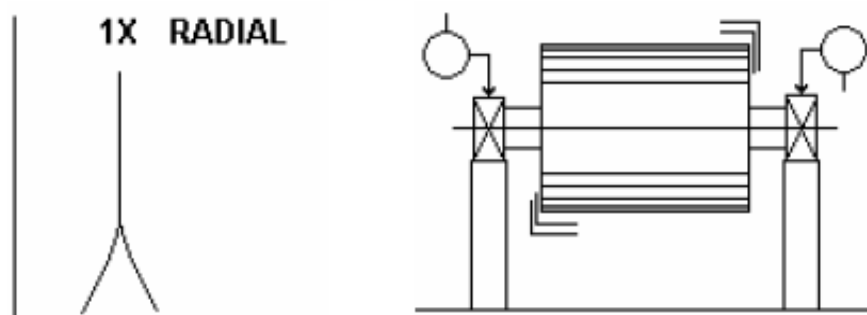


Figura 26: Espectro teórico de um desbalanceamento acoplado

Fonte: <https://www.technicalassociates.net/president-profile.html>. Acesso em: 03/11/19

2.9.1.6 Desbalanceamento de rotor em balanço

Podendo ser descrito pela junção dos dois exemplos anteriores, o desbalanceamento de um rotor em balanço de acordo com Technical Associates of Charlotte (1994), dizem que altas frequências são geradas em ambas as direções, (radial ou axial). Medições axiais

propendem a encontrar-se em fase, ao passo que as feitas na direção radial podem ser inconstantes. Como é caracterizada pela combinação de dois tipos de desbalanceamento, a correção deve ser feita em dois planos, a fim de que se neutralize todas as forças. Na figura 27 e no gráfico 6 abaixo exemplifica o modelo do espectro teórico e real.

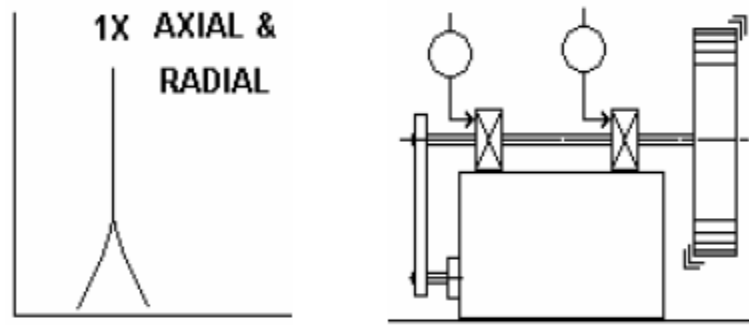


Figura 27: Espectro teórico do desbalanceamento de rotor em balanço

Fonte: <https://www.technicalassociates.net/president-profile.html>. Acesso em: 03/11/19

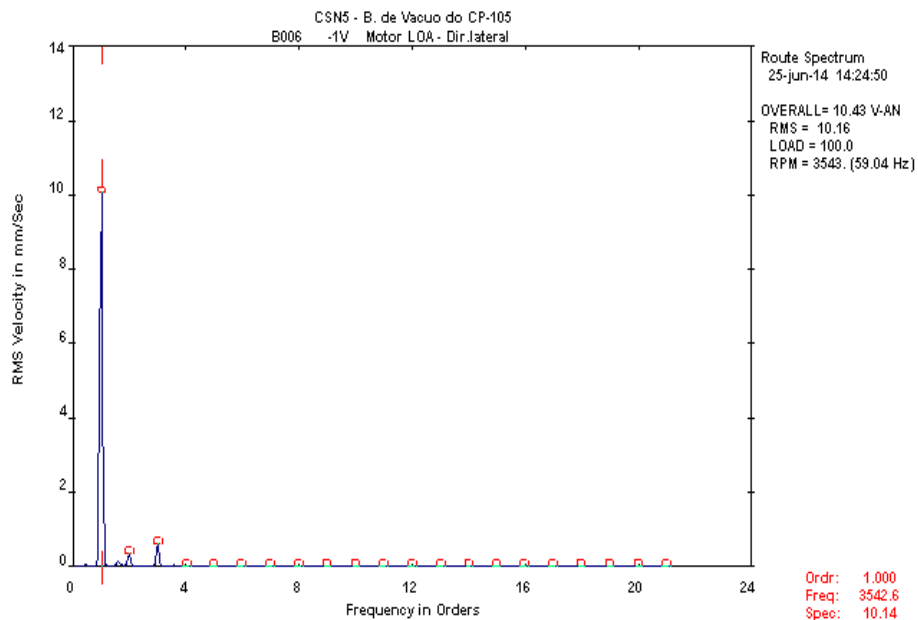


Gráfico 6: Espectro real de desbalanceamento

Fonte: Software do CSi 2130

Abaixo podemos observar na Tabela 2 que nos informa sobre a tabela de reconhecimento de desbalanceamento.

Desbalanceamento				
Fontes de vibração	Frequência de vibração	Plano de ação	Amplitude	Características do espectro
Estático	1x	Radial	Estável	Faixa estreita
Dinâmico	1x	Radial	-	Geralmente harmônicos na ordem de 1x
No acoplamento	1x	Radial e axial	-	
Motor em balanço	1x	Radial e axial	-	

Tabela 2: Tabela de reconhecimento de desbalanceamento

Fonte: <https://www.technicalassociates.net/president-profile.html>. Acesso em: 03/11/19

2.9.2 Rotor excêntrico

Verifica-se excentricidade quando há uma diferença de posicionamento dos centros de rotação e o centro geométrico do rotor. Nau (2007) expressa que uma das causas de ocorrência de ruídos em máquinas é a excentricidade. De acordo com a Technical Associates of Charlotte (1994), a frequência dominante de espectro é a de $1x$ rpm do membro com excentricidade no sentido dos centros dos rotores. Verificações feitas no intuito de relacionar fases horizontais e verticais comprovam que geralmente há uma defasagem de 0° ou 180° entre as mesmas. O balanceamento do rotor é de certa forma de difícil realização, visto que em alguns casos, causa a redução das vibrações em uma direção, a passo na outra direção radial, há um crescimento (podendo variar de acordo com o número de excentricidade). Na figura 28

abaixo exemplifica o modelo do espectro teórico.

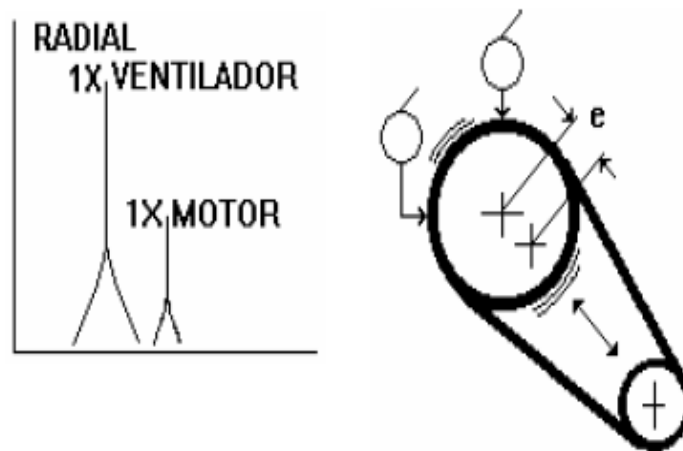


Figura 28: Espectro teórico de um rotor com excentricidade

Fonte: <https://www.technicalassociates.net/president-profile.html>. Acesso em: 03/11/19

2.9.3 Desalinhamento

Tido como a segunda maior fonte de vibração (somente atrás do desbalanceamento), o desalinhamento é caracterizado como o alinhamento não satisfatório entre peças como engrenagens, acoplamentos, polias, etc. De acordo com Jesus e Cavalcante (2011) o girar de um dado conjunto mecânico gera sobre ele forças dinâmicas interatuam entre si, provocando vibrações. Algumas fontes externas podem interferir no alinhamento de equipamentos, tais como a temperatura de serviço da máquina (o que pode ocasionar dilatação térmica), má conservação, pé manco, alinhamento mal executado, falta de ortogonalidade da superfície de acoplamento em relação ao eixo, etc. Na figura 29 e 30 abaixo esta os tipos de desalinhamento.

O reconhecimento de um desalinhamento geralmente é feito, devido a uma análise onde se constata que a amplitude de vibração é 2x maior que a frequência do sistema (caso que geralmente ocorre). Contudo, para outros tipos de vibração mudanças podem acontecer. Os dois tipos de desalinhamento são: o angular e o paralelo. (Melo 2008)

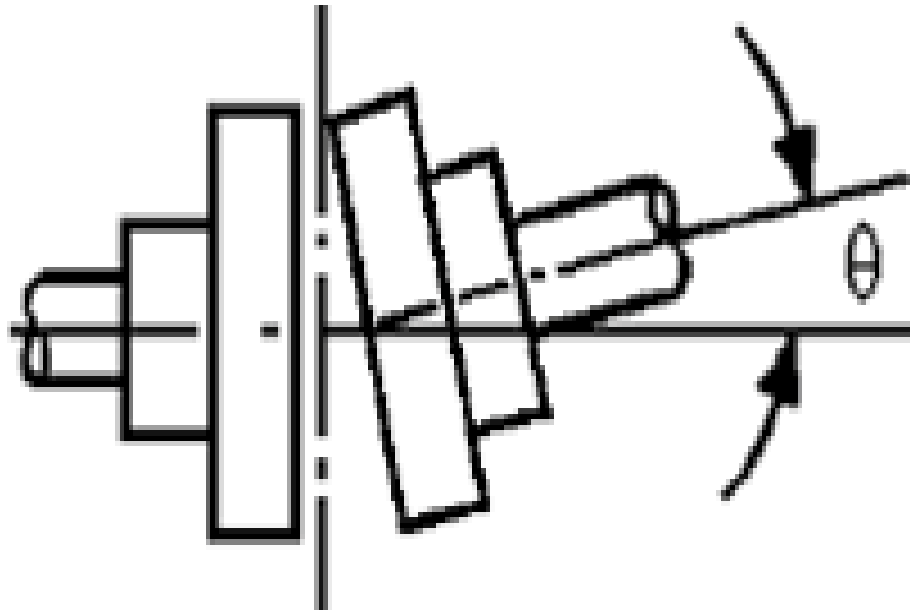


Figura 29: Desalinhamento angular.

Fonte: <http://www.mmtec.com.br/alinhamento-a-laser/>. Acesso em 03/11/19

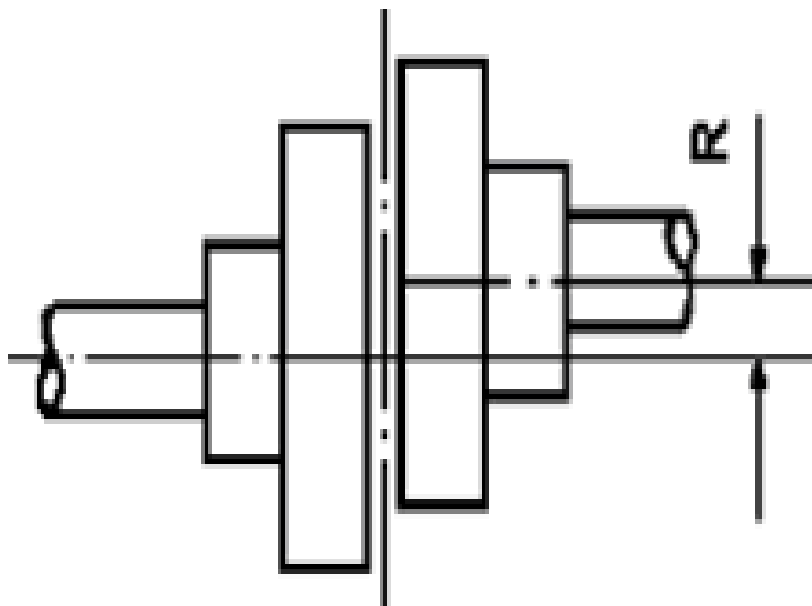


Figura 30: Desalinhamento paralelo

Fonte: <http://www.mmtec.com.br/alinhamento-a-laser/>. Acesso em 03/11/19

2.9.3.1 Desalinhamento Angular

Tipificado pela relação de concorrência onde suas linhas de centro se interceptam, o desalinhamento angular produz elevadas vibrações axiais. Conforme Melo (2008), há uma geração de esforços de curvatura em cada eixo, o que ocasiona intensas vibrações na frequência de $1xRPM$, $2xRPM$, $3xRPM$ em cada um dos mancais. Significativos níveis de

vibração ocorrem-na direção radial também em frequências de 1X e 2X, no entanto tais elementos estarão em fase. Encontra-se com uma defasagem de 180° na direção Axial as vibrações entre dois os mancais do acoplamento, enquanto na direção radial elas se mantem em fase. Na figura 31 e gráfico 7 abaixo exemplifica o modelo do espectro teórico e real.

“Desalinhamento em acoplamentos favorece o compartilhamento das forças resultantes entre as máquinas acopladas, daí as amplitudes de vibração da unidade motora se aproximar das amplitudes da movida” (Jesus e Cavalcante, 2011, p.7).

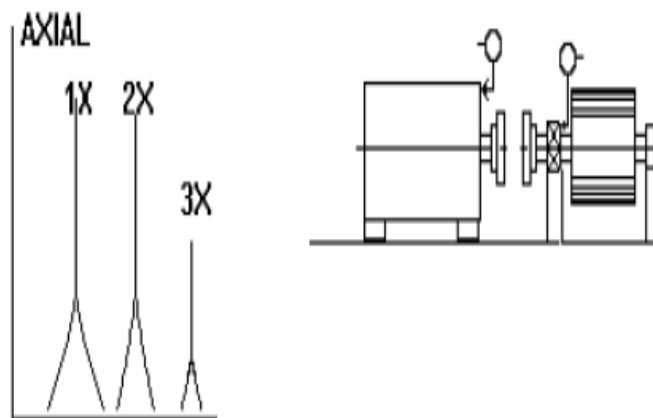


Figura 31: Espectro teórico de desalinhamento

Fonte: <https://www.technicalassociates.net/president-profile.html>. Acesso em: 12/11/19

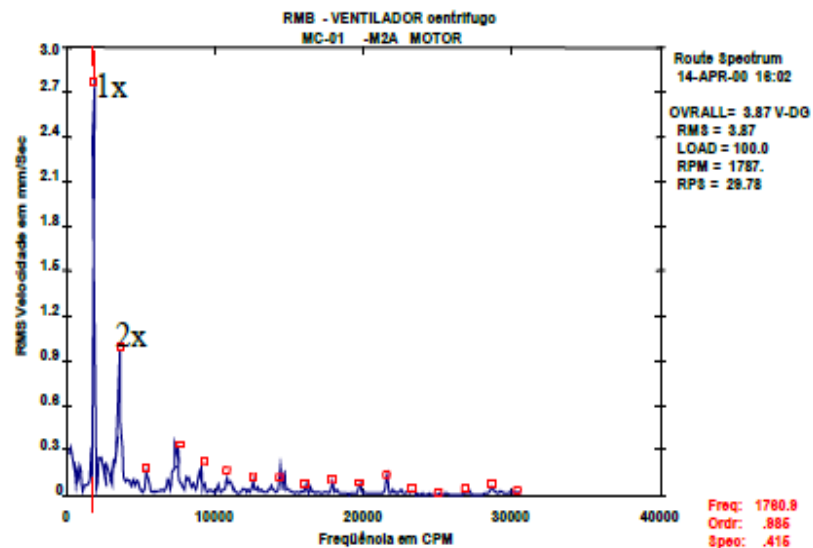


Gráfico 7: Espectro real desalinhamento angular

Fonte: Fonte: Software do CSi 2130

2.9.3.2 Desalinhamento Paralelo

A não coincidência entre as linhas de centro dos eixos e o paralelismo mantido entre elas, caracterizam o desalinhamento paralelo, Consoante a Melo (2008) a geração de esforços cortante e movimentos de curvatura são encontrados neste tipo de desalinhamento, fortes vibrações em frequências de $1x$ e $2x$, onde $2x$ possuirá maior amplitude. Haverá uma defasagem de 180° tanto na direção radial quanto na axial da fase entre mancais e acoplamentos. A Technical Associates of Charlotte (1994) diz que com o acontecimento de rigorosos Desalinhamentos, amplitudes de $4x$ rpm a $8x$ rpm podem ser observadas, o que dá uma certa variação no espectro de vibração. Na figura 32 e gráfico 8 abaixo exemplifica o modelo do espectro teórico e real.

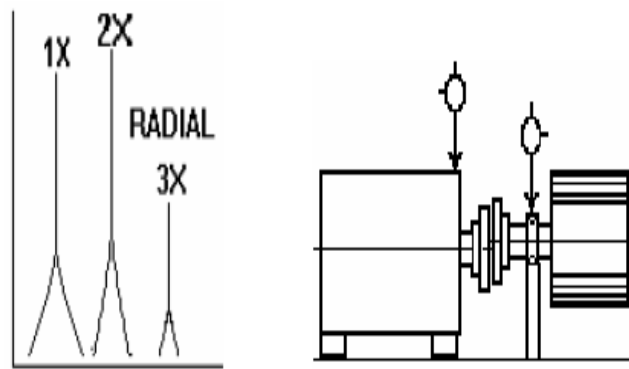


Figura 32: Espectro teórico de desalinhamento paralelo

Fonte: <https://www.technicalassociates.net/president-profile.html>. Acesso em: 12/11/19

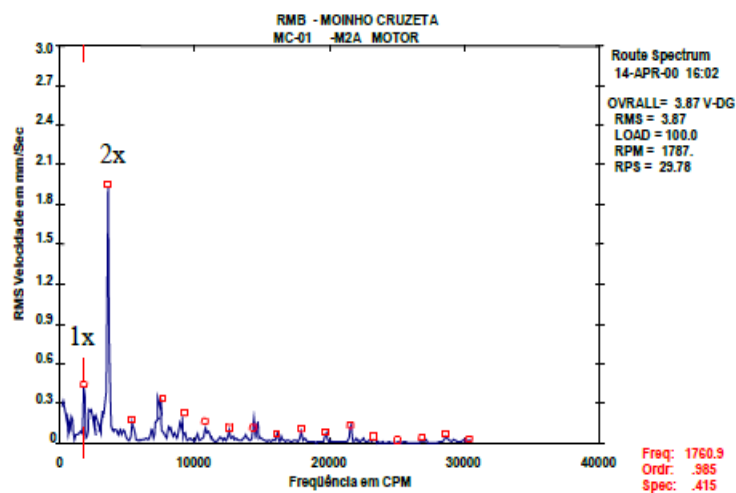


Gráfico 8: Espectro real de desalinhamento paralelo

Fonte: Fonte: Software do CSi 2130

2.9.4 Empenamento de eixo

Por provocar fortes vibrações, o empenamento de eixos muitas vezes é interpretado de maneira errônea como desalinhamento ou desbalanceamento. A realização de um balanceamento pode amortizar as vibrações, contudo não irá eliminá-las por completo. Melo (2008) explica que o arqueamento de um eixo pode provocar intensas vibrações na direção axial em $1xRPM$, sendo essa a frequência principal do espectro quando o empeno se encontra perto do centro do eixo, todavia, com o empeno mais próximo aos acoplamentos, a vibração predominante passa a ser de $2xRPM$. O reconhecimento desse tipo de problema quando se verifica através da medição da fase nos mancais entre os quais está o empeno, pois se notará que estão fora de fase em 180° na direção axial. A Technical Associates of Charlotte (1994) alerta sobre os cuidados a direção do transdutor, na realização das medições, lembrando sobre a inversão do transdutor nas medidas da direção axial. Na figura 33 abaixo exemplifica o modelo do espectro teórico.

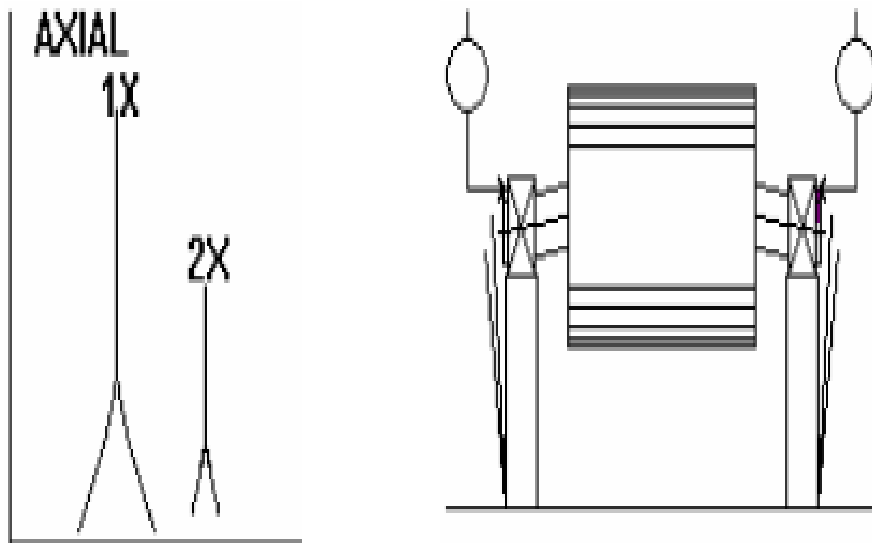


Figura 33: Espectro teórico desbalanceamento

Fonte: <https://www.technicalassociates.net/president-profile.html>. Acesso em: 12/11/19

2.9.5 Ressonância

Fenômeno caracterizado pela igualação das frequências de excitação e a do corpo que está sob a ação dela. Em geral a frequência de excitação em um sistema é a frequência de rotação. Na grande maioria dos casos o corpo de um equipamento é constituído por mais de

um tipo de material, o que proporciona a ele variadas frequências naturais. Na figura 34 e no gráfico 9 abaixo exemplifica o modelo do espectro teórico e real.

“A ressonância é um problema que provoca elevada vibração com elevadas amplitudes, sendo altamente danosa ao equipamento podendo provocar sérios danos em um curto espaço de tempo [...] O reconhecimento de ressonância é por ora fácil, visto que os níveis de vibração decrescem significativamente com a mudança da velocidade”. (Melo, 2008, p.42)

Um dos meios de se constatar o acontecimento da ressonância é através da medição de fase, o que de certa forma é prático e rápido, pois em equipamentos com variação de rotação, na frequência natural a fase entre as reações do corpo e as forças de excitação sempre será de 90° . (Melo, 2008).

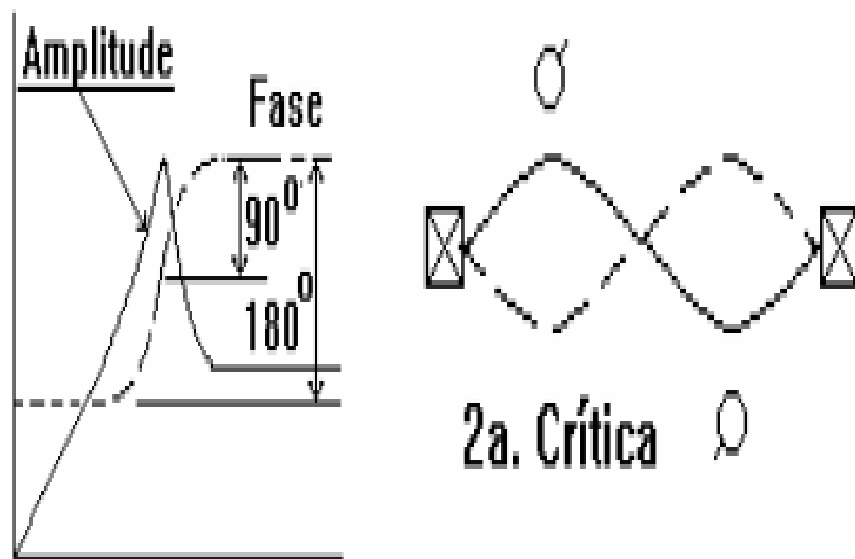


Figura 34: Espectro teórico de ressonância

Fonte: <https://www.technicalassociates.net/president-profile.html>. Acesso em: 15/11/19

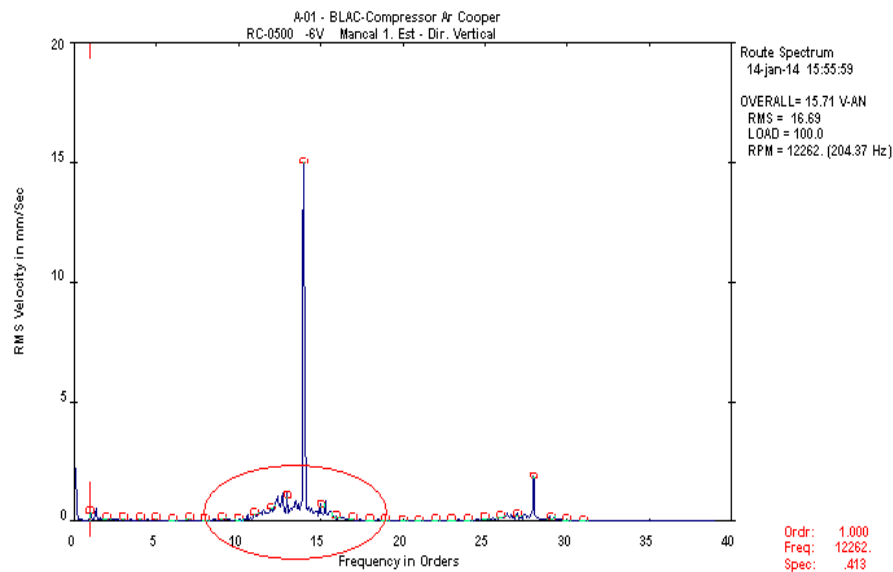


Gráfico 9: Espectro real de ressonância

Fonte: Fonte: Software do CSi 2130

2.9.6 Folga mecânica

Folgas mecânicas podem ser originadas de variadas formas, como má conservação, falta de perícia do responsável pela montagem do equipamento, erros em manutenção, entre outros. Em concordância com Melo (2008) existem folgas rotacionais e estruturais.

2.9.6.1 Folga rotacional

O primeiro tipo é caracterizado pelo espaço excedente entre peças rotativas e carcaças de equipamentos. Geralmente são ocasionadas pela degradação ocasionada no suporte do mancal.

“Em mancais de rolamento a folga entre a extremidade do deixo e o suporte do mancal (afrouxamento do suporte), tende a produzir harmônicos de $1x$, que podem se estender até $10x$. Com o aumento da folga a quantidade de harmônico e suas amplitudes aumentam. Alguns picos serão maiores que outros devido a coincidência com alguma ressonância estrutural, ou mesmo por coincidir com outra fonte de vibração”. (Melo, 2008, p.38)

Havendo um aumento (decorrente de impactos ou atrito) no tamanho da folga, harmônicos menores podem aparecer (0,5x) Melo (2008). Na figura 35 abaixo exemplifica o modelo do espectro teórico.

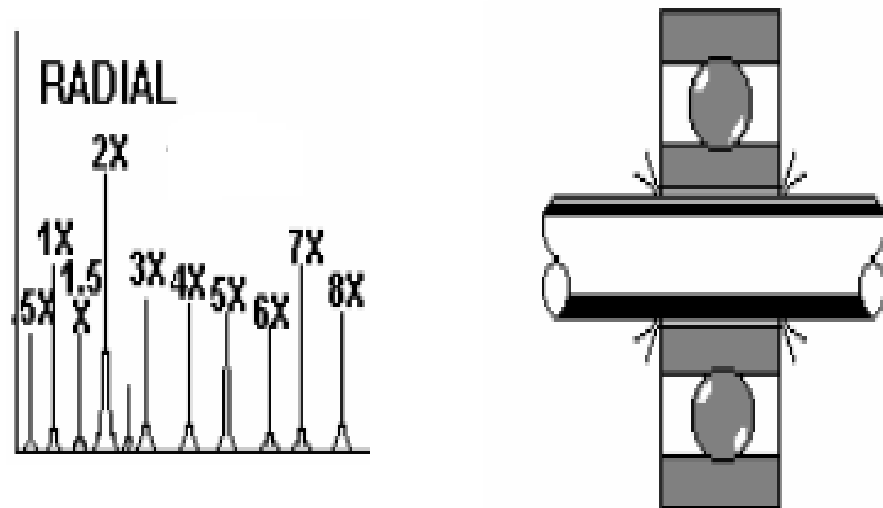


Figura 35: Espectro teórico de folga rotacional

Fonte: <https://www.technicalassociates.net/president-profile.html>. Acesso em: 15/11/19

2.9.6.2 Folga estrutural

A má fixação de um determinado equipamento no solo, pode muitas vezes ocasionar problemas a máquina devido a vibrações. Dentre os motivos dessa falha também estão incluídos elementos de fixação soltos, oxidação, trincas o solo, etc. Na figura 36 exemplifica o modelo do espectro teórico.

A folga estrutural entre uma máquina e sua base tende a aumentar a vibração em 1x na direção de menor rigidez. Embora ocorra normalmente na direção horizontal, a direção na qual haverá maior aumento depende a montagem física da máquina. Na ocorrência de folga estrutural normalmente a diferença de fase medida num mesmo plano entre a máquina e a sua base é de 180°". (Melo, 2008, p.38)

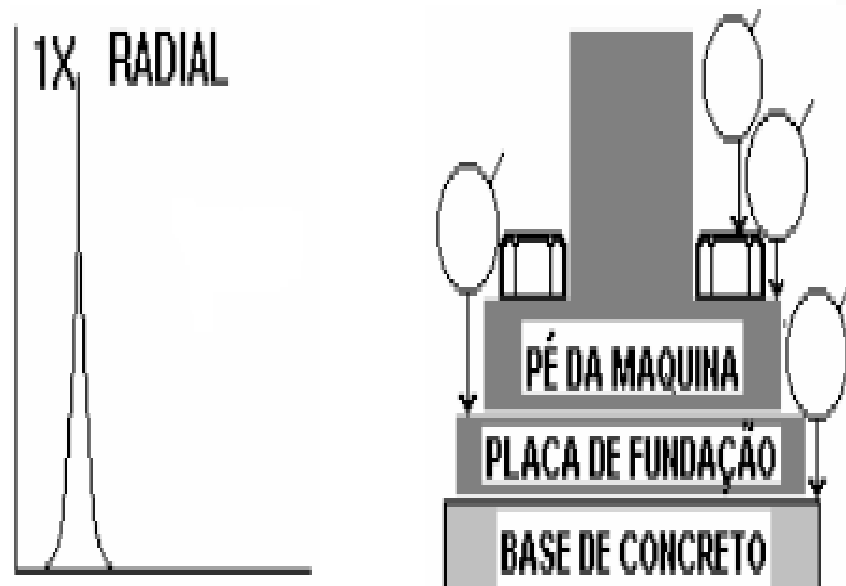


Figura 36: Espectro teórico fadiga estrutural entre máquina e base

Fonte: <https://www.technicalassociates.net/president-profile.html>. Acesso em: 15/11/19

2.9.6.3 Folga estrutural em mancais

Folga em mancais, podem apresentar certos detalhes específicos, geralmente sendo causadas por parafusos mal fixados ou pequenas fendas base do equipamento Technical Associatesof charlote (1994).

Em concordância com Melo (2008). Na análise espectral desse tipo de problema observa-se Amplitudes de vibração em 1xRPM, 2xRPM e 3xRPM, podendo também haver picos de frequência de 0,5XRPM (casos em que a condição de desalinhamento é mais severa). Na figura 37 e no gráfico 10 abaixo exemplifica o modelo do espectro teórico e real.

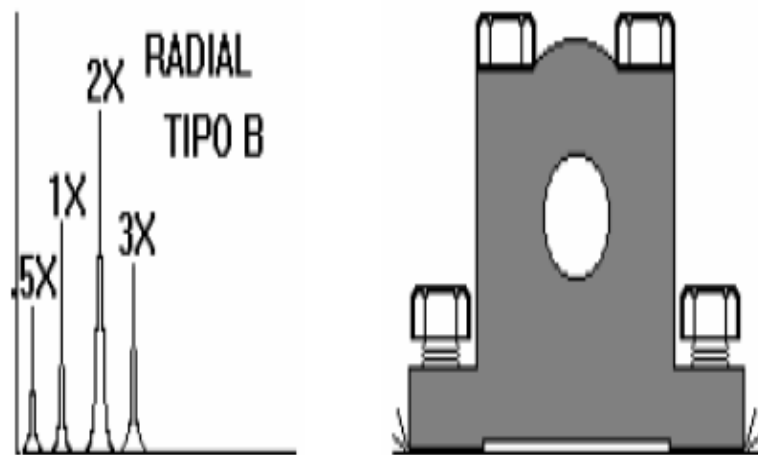


Figura 37: Espectro teórico de Folgas em mancais.

Fonte: <https://www.technicalassociates.net/president-profile.html>. Acesso em: 15/11/19

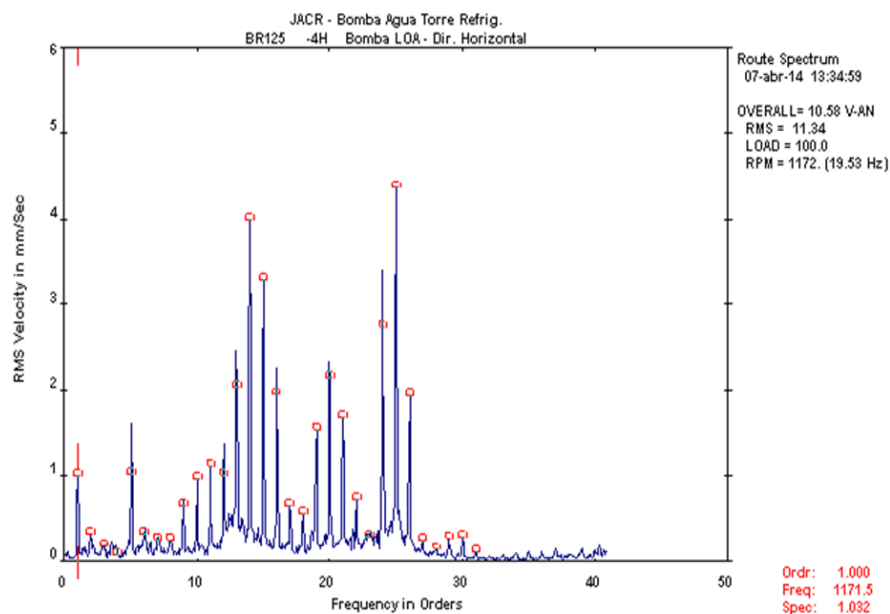


Gráfico 10: Espectro real de folga mecânica

Fonte: Software do CSi 2130

2.9.7 Roçamento

Defeito caracterizado pelo toque entre duas partes integrantes um sistema, sendo essas, uma parte rotativa e outra uma parte estática, gerando assim atrito entre elas. Em casos de roçamento, excitações são geradas na frequência de giro do motor, e com regularidade são interpretadas como folga mecânica por serem similares, (Melo, 2008). Normalmente causam ressonância, pois frequências naturais de componentes do equipamento sofrem excitações.

Technical Associates of Charlotte (1994).

Segundo Jesus e Cavalcante (2011), em casos em que o roçamento for parcial, a análise espectral evidenciará os picos de amplitude, referentes às excitações de frequências naturais. A ocorrência de vibrações causadas por esse defeito geralmente acontecem quando há arqueamento de eixos, peças com danos, levando assim ao contato entre os constituintes do equipamento.

Na ocorrência de um roçamento contínuo, especialmente em motores elétricos, há um crescimento considerável na carga de trabalho do motor, devido ao fato de esforços extras estarem sendo esses, produzidos pela falha, o que também faz com que seja necessário o uso de uma potência extra ao equipamento e uma maior demanda energética, pois haverá um aumento da quantidade de corrente consumida pela máquina (Melo, 2008). Na figura 38 e no gráfico 11 abaixo exemplifica o modelo do espectro teórico e real

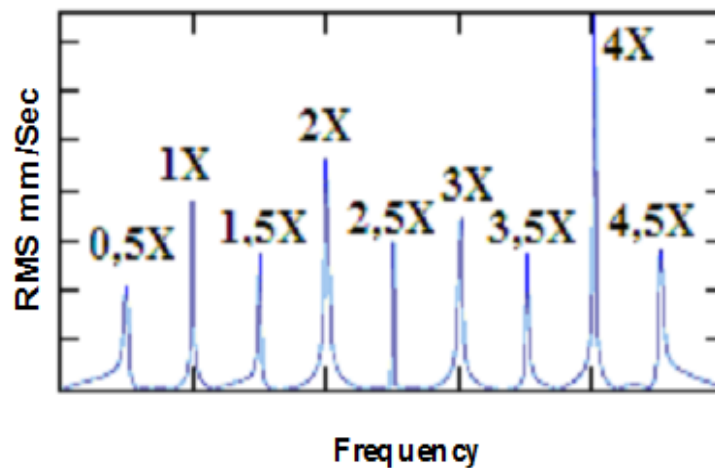


Figura 38: Espectro teórico de série de frequências de um sistema sob roçamento.

Fonte: Jesus e Cavalcante (2011),

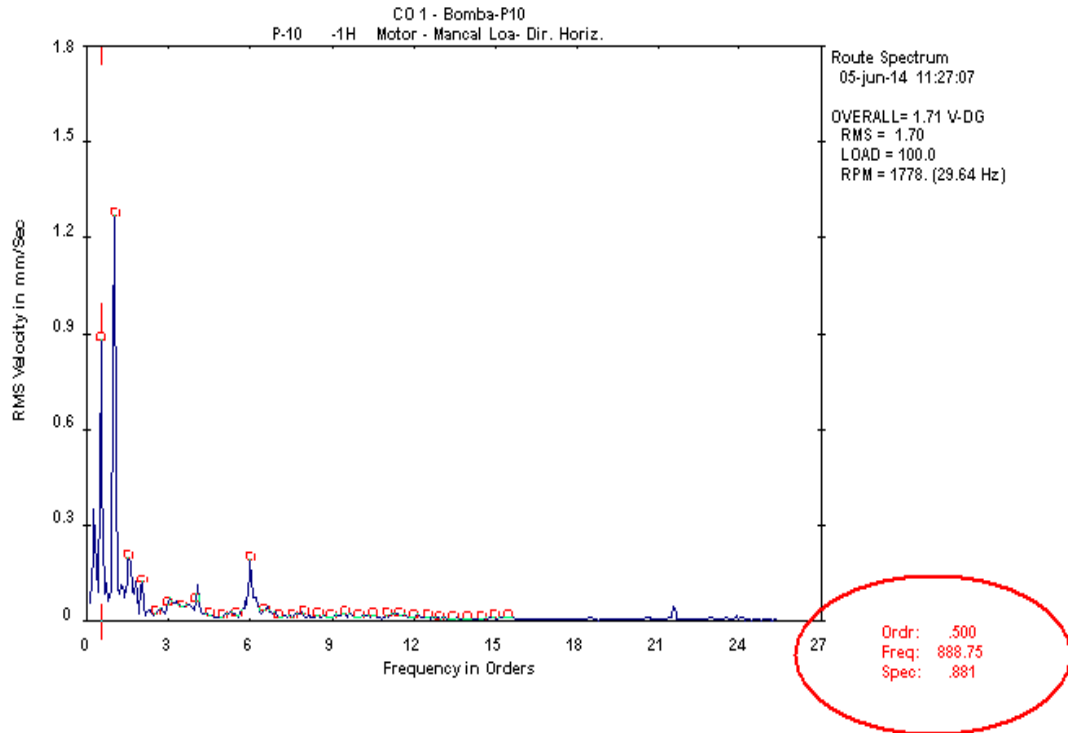


Gráfico 11: Espectro real específico de roçamento

Fonte: Software do CSi 2130

2.9.8 Falhas em rolamentos

É considerada uma das alterações mais comuns que se podem ocorrer em máquinas com elementos rotativos no meio industrial, tendo como característica vibrações em elevadas frequências e modificações em todo o sistema. Segundo Melo (2008), A identificação de falhas em rolamentos por meio de análise de vibrações é um tanto quanto complicada em suas primeiras etapas, pois as vibrações criadas inicialmente são muito pequenas, podendo ser simplesmente inibidas por ruídos, falta de lubrificação, etc.

Vibrações causadas por falhas em rolamentos, possuem frequências bem específicas, facilitando assim sua análise e obtenção de respostas para a solução do problema, Melo (2008) expressa que a variação geométrica em rolamentos segundo seus fabricantes, pode causar mudanças em seus espectros, visto que cada fornecedor promove alterações em seus produtos.

Por se tratar de um elemento constituído por mais de uma parte giratória, rolamentos podem apresentar mais uma frequência específica, ou seja, para falhas em diferentes componentes do elemento, há diferentes espectros representativos.

“Defeitos em elementos rolantes (esferas, roletes ou agulhas), na pista interna, na pista externa e na gaiola (guia) geram frequências diferentes entre si para um mesmo rolamento e condições operacionais.” (Melo, 2008, p.37)

Dada as divergentes frequências de vibração causadas por falhas nas partes constituintes de um rolamento, é executável a análise, e assim se consegue solucionar o problema. Melo (2008) diz que as mais importantes frequências concebidas por falhas em rolamentos são:

- BPFO - Ball Pass Frequency Outer (defeito na pista externa)
- BPDI – Ball Pass Frequency Inner (defeito na pista interna)
- BFS – Ball Spining Frequency (defeito na esfera)
- FTF – Fundamental Train Frequency (defeito em gaiola)

2.9.8.1 Estágio na análise de falhas em rolamento

Na análise de falhas em rolamentos, geralmente é seguida, uma serie de estágios que se sucedem representando um aumento gradativo das amplitudes de excitação. A representação desses estágios segundo a Technical Associates of Charlotte (1994) é a seguinte:

- **Estágio 1:** Falhas em rolamento surgem á princípio em frequências ultrassônicas as quais podem variar de 20.000Hz a 80.000Hz (1.200.000 a 3.800.000 CPM), podendo essas serem examinadas por softwares como *Spike Energy (gSE)* e o *High Frequency Detecition- HFD* (Detecção em altas Frequências), ou de outras maneiras. Nesse estágio o pico de energia é mensurado por volta de 0.25gSE. Segundo Holanda (2016), calcula-se que o tempo de utilização excedente desse rolamento nesta etapa seja de 10 a 20%. Na figura 39 abaixo exemplifica o modelo do espectro teórico.



Figura 39: Espectro teórico do primeiro estágio na degradação de um mancal de rolamento.

Fonte: <https://www.technicalassociates.net/president-profile.html>. Acesso em: 16/11/19

- Estagio 2:** Dado aparecimento de minúsculas deficiências, impactos nos elementos internos do rolamento começam a acontecer, ocorrendo assim a excitação de frequências naturais, as quais acontecem com mais rigor dentro dos intervalos de 30.000 a 120.000 CPM, complementadas com frequências das bandas laterais, possuindo essas, elevações de amplitude menores que as da frequência natural e de falhas. Nesse estágio os picos de energia dobram em relação ao primeiro medindo 0.50gSE. De acordo com Holanda (2016) calcula-se que o tempo de utilização restante do elemento nessa etapa é de 5 a 10%. Na figura 40 abaixo exemplifica o modelo do espectro teórico.

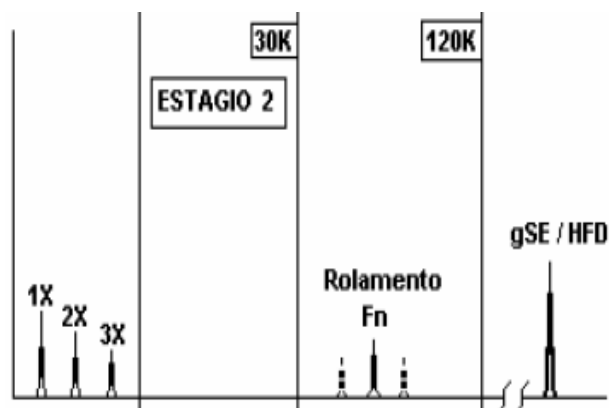


Figura 40: espectro teórico do segundo estágio na degradação de um mancal de rolamento

Fonte: <https://www.technicalassociates.net/president-profile.html>. Acesso em: 16/11/19

- Estágio 3:** Neste estágio surgem no espectro as BPFO as BPFI, bem como suas harmônicas. Havendo o crescimento da deterioração do rolamento há também a elevação das harmônicas e bandas laterais, ao redor das frequências naturais e de falhas, já se torna visível o defeito nesta etapa, o qual se propagando por toda pista, causa o crescimento das amplitudes do sistema, e os picos de energia neste estágio já são iguais a 1gSE. Holanda (2016) explana sobre o aumento da temperatura no rolamento nesta etapa, o que faz com que a vida útil no elemento diminua para menos de 5%, sendo aconselhável a substituição do elemento. Na figura 41 abaixo exemplifica o modelo do espectro teórico

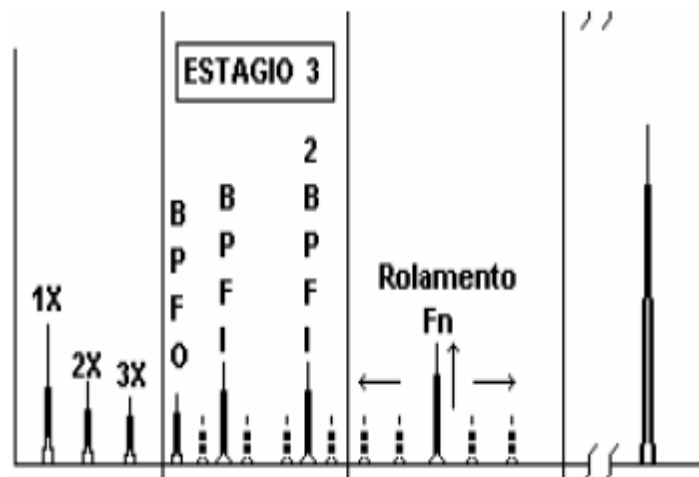


Figura 41: Espectro do teórico do terceiro estágio na degradação de um mancal de rolamento.

Fonte: <https://www.technicalassociates.net/president-profile.html>. Acesso em: 16/11/19

- Estágio 4:** Neste estágio, o elemento já encaminha-se para a total perda, Há um aumento na frequência de rotação de 1x, o que implica no crescimento de muitas harmônicas. O desaparecimento dos espectros representativos das frequências naturais e falhas dos elementos começam a acontecer, sendo eles transmutados por um intervalo de elevadas frequências de bandas largas equivalentes à vibração aleatória, tipificando assim um nível de ruído (os quais podem ser observados nas 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”. (Holanda, 2016, p.38). Na figura 42 e no gráfico 12 abaixo exemplifica o modelo do espectro teórico e real.



Figura 42: Espectro teórico do quanto estágio na degradação de um mancal de rolamento.

Fonte: <https://www.technicalassociates.net/president-profile.html>. Acesso em: 16/11/19

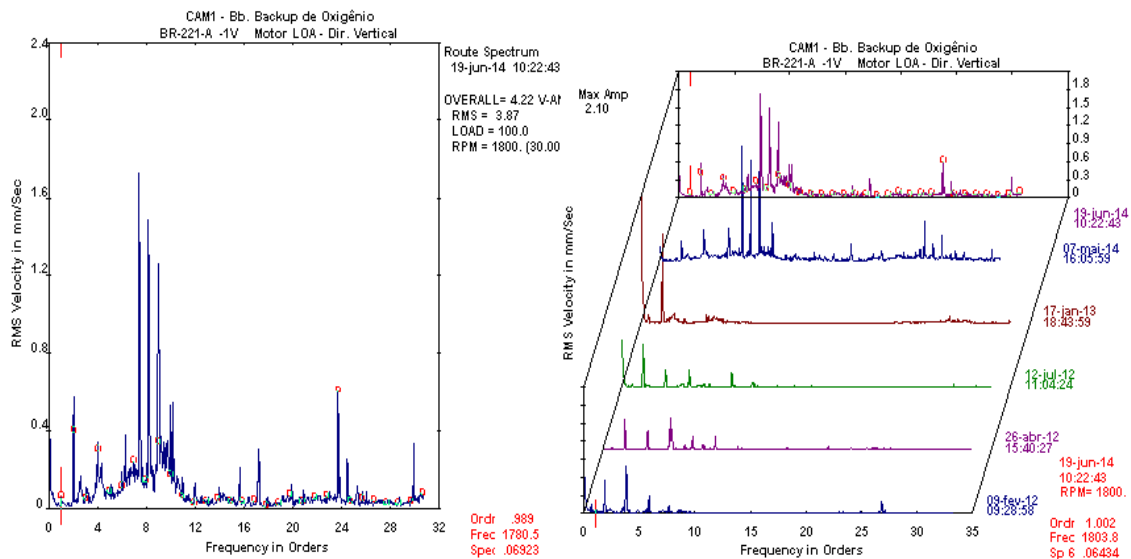


Gráfico 12: Espectro real das falhas em mancais de rolamento

Fonte: Software do CSi 2130

2.9.9 Falhas em Engrenagens

Falha em engrenamento é geralmente comum no meio industrial, causando essas vibrações que possuem um espectro de simples interpretação. Todavia a disposição de transdutores para a coleta de dados é de difícil execução dada quantidade de fontes extras de vibração, presentes em um equipamento que possua um agrupamento desse elemento (trem de engrenagem, caixa de macha, etc.) As amplitudes ocasionadas por esse tipo de defeito são

reconhecidas por acontecerem em altas frequências, sendo essas na frequência de engrenamento.

Segundo melo (2008) a operação de multiplicação entre a frequência de rotação da engrenagem, pelo seu número de dentes é o que resulta na obtenção da frequência de engrenamento. Bandas largas ao redor dessa frequência são geralmente comuns.

As condições de operação são vetores importantes na variação da amplitude desta frequência, razão pela qual, esta não institui uma boa referência pra se analisar e resolver distúrbios. O contrário acontece com as amplitudes de banda larga presente no sistema, pois essas sim são bons parâmetros sugestivos de imperfeições e rigor.

Melo (2008) determina como defeitos comumente encontrados em engrenagens o desgaste excessivo, dentes defeituosos, má lubrificação e problemas na superfície do dente, conforme figura 43.

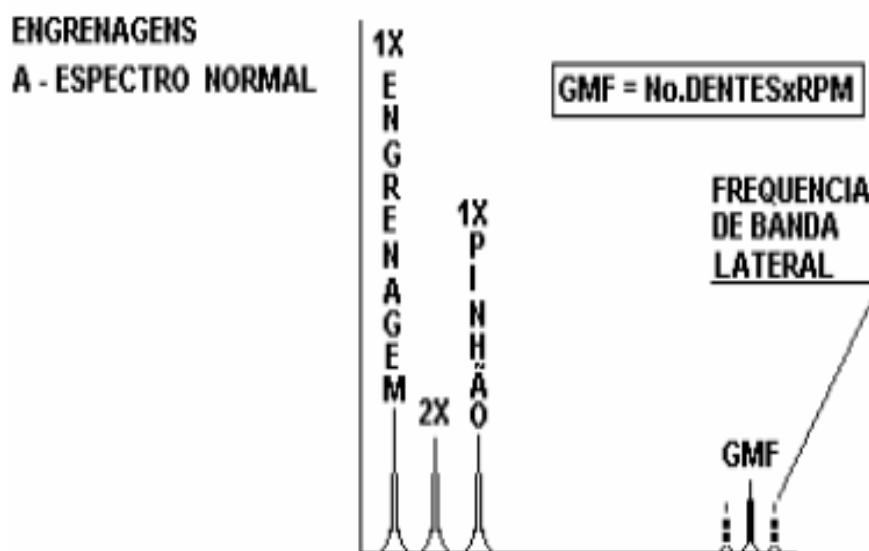


Figura 43: Espectro de uma engrenagem sem alterações

Fonte: <https://www.technicalassociates.net/president-profile.html>. Acesso em: 20/11/19

2.9.9.1 Desgaste dos dentes da engrenagem

O ponto primordial na análise de falhas relacionadas ao desgaste dos dentes da engrenagem está diretamente ligado a frequência natural de engrenagem, juntamente com as bandas laterais que a rodeiam. Em alguns casos podendo haver frequência de engrenamento (GMF) em amplitude, mesmo que aconteçam bandas laterais de elevadas amplitudes em torno dela (Technical Associates of Charlotte, 1994). Na figura 44 e gráfico 13 abaixo exemplifica o

modelo do espectro teórico real.

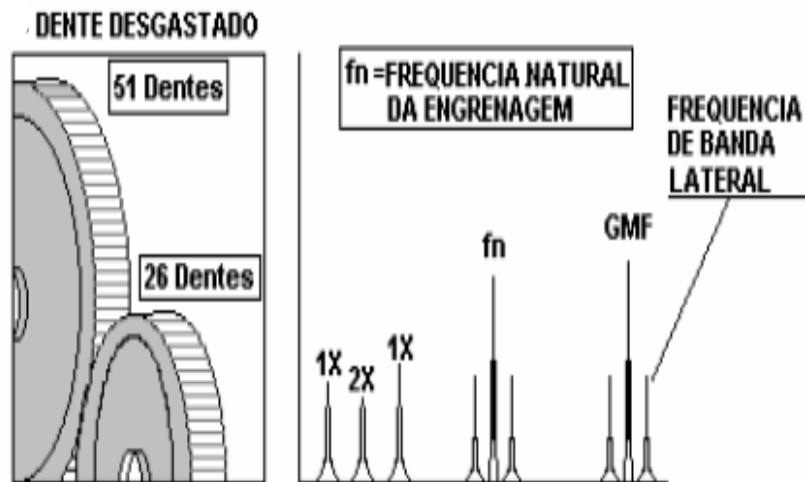


Figura 44: Espectro teórico de desgaste em dentes de engrenagens.

Fonte: <https://www.technicalassociates.net/president-profile.html>. Acesso em: 20/11/19

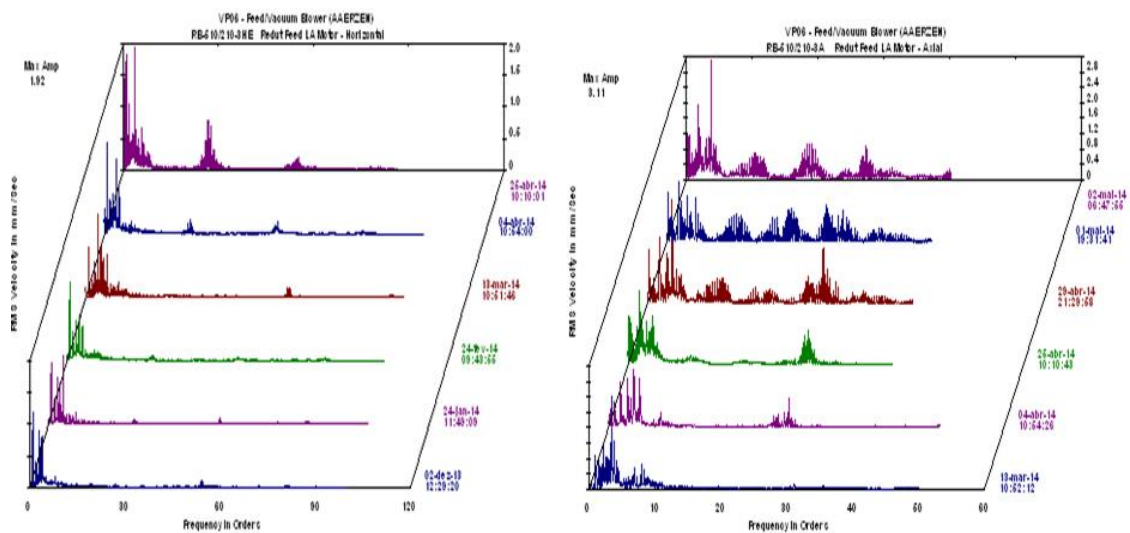


Gráfico 13: Espectro real de falhas de engrenagens.

Fonte: Software do CSi 2130

2.9.9.2 Passagem pela palheta e difusor

Com ocorrência relativamente comum em determinados ramos da indústria, esse tipo de vibração é intrínseco a equipamentos hidráulicos tais como bombas, ventiladores

compressores. Seus acontecimentos podem ser considerados não danosos aos equipamentos na maioria dos casos, entretanto altas frequências de passagem de palhetas (BPF) podem ser formadas caso o intervalo entre palhetas e difusor não for conservado de igual maneira por todo o percurso do fluido. Conforme a Technical Associates of Charlotte (1994), altas frequências de passagem podem ser geradas também por obstruções no caminho do fluido, descentralização de rotor, má fixação ou quedas das travas dos difusores. E por vezes pode haver a coincidência da BPF e da frequência natural do equipamento, resultando assim, no fenômeno de ressonância, representado na figura 45.

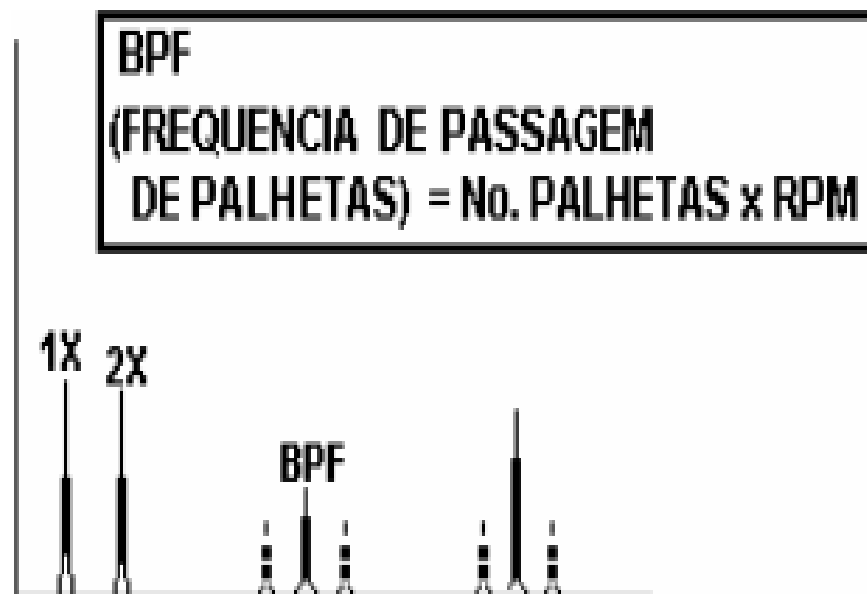


Figura 45: Espectro teórico de passagem pela palheta

Fonte: <https://www.technicalassociates.net/president-profile.html>. Acesso em: 20/11/19

2.9.9.3 Fluxo com turbulência

Vibrações com maiores ocorrências em ventiladores, são ocasionadas muitas das vezes por diferencial de pressão. Em conformidade com a Technical Associates of Charlotte (1994) o fluxo de ar que atravessa o equipamento gera vibrações aleatórias de baixa frequência que giram em torno de 50 a 2000 CPM, mostrados na figura 46 e no gráfico 14.

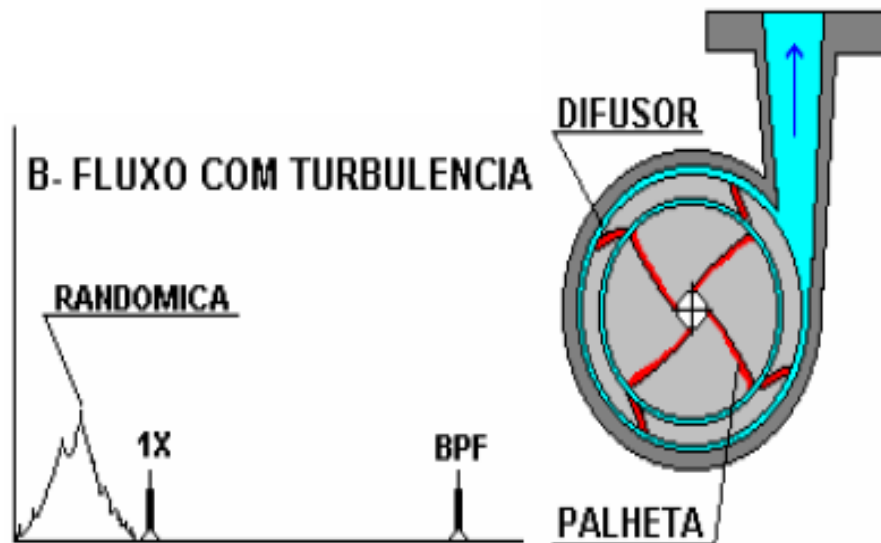


Figura 46: Espectro teórico fluxo com turbulência

Fonte: <https://www.technicalassociates.net/president-profile.html>. Acesso em: 20/11/19

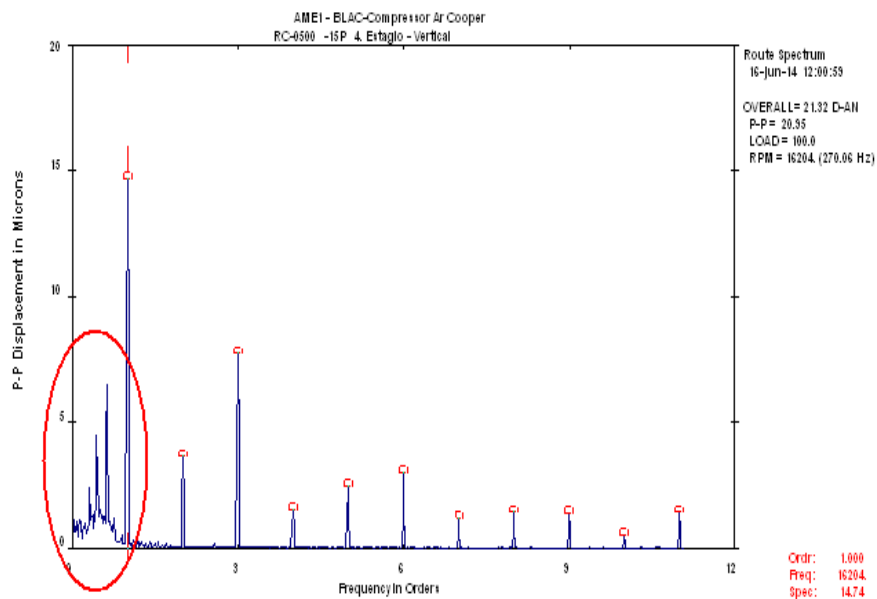


Gráfico 14: Espectro específico de fluxo com turbulência

Fonte: Software do CSi 2130

2.9.9.4 Cavitação

Fenômeno tipificado pela vaporização da água devido a queda de pressão a temperatura e aceleração constante, pode gerar grandes danos aos equipamentos e

consequentemente custos adicionais a uma determinada empresa. De acordo com a Technical Associates of Charlotte (1994) vibrações rítmicas (sem sinal de definição exato) de alta frequência ocorrem nesses casos, o que geralmente apontam falha na pressão de sucção. Quando presente, ela soa muitas vezes como pedras estivessem através da bomba, conforme figura 47 e gráfico 15.



Figura 47: Espectro teórico de cavitação

Fonte: <https://www.technicalassociates.net/president-profile.html>. Acesso em: 21/11/19

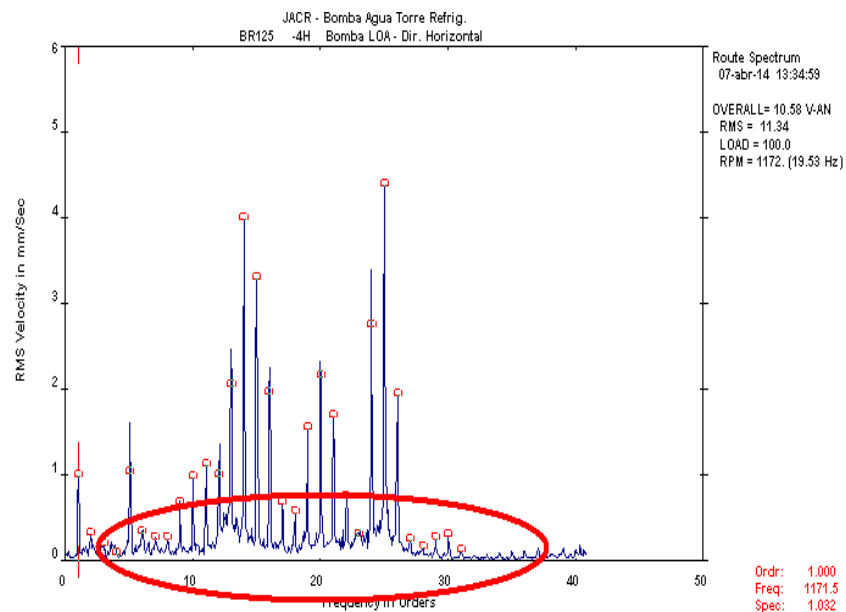


Gráfico 15: Espectro específico cavitação

Fonte: Software do CSi 2130

2.9.9.5 Falhas em mancais de deslizamento

A verificação de séries completas de harmônicos de velocidade em uma análise de vibração, implicam normalmente os estágios finais de um desgaste de um mancal, podendo esses proporcionar elevadas amplitudes verticais. A Technical Associates of Charlotte (1994) expressa que folgas excessivas em mancais de deslizamento geralmente ocasiona maior desbalanceamento e/ou desalinhamento acarretando assim vibrações elevadas, representados na figura 48.

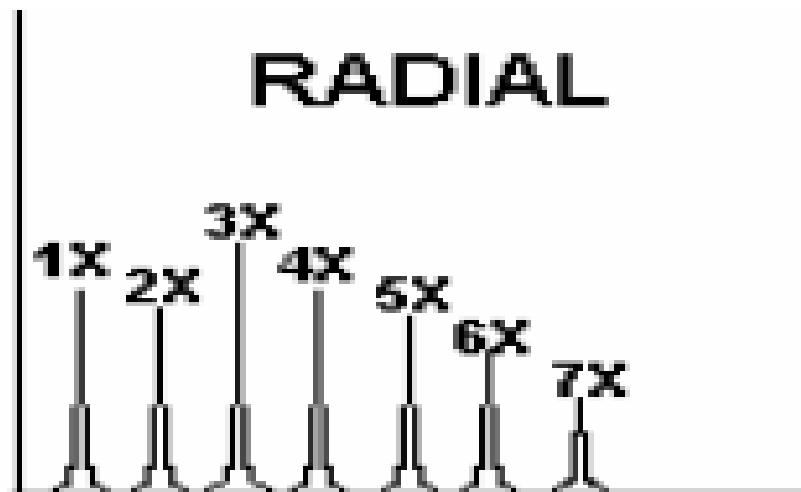


Figura 48: Espectro teórico de folga em mancais de deslizamento

Fonte: <https://www.technicalassociates.net/president-profile.html>. Acesso em: 21/11/19

2.9.10 Instabilidade em mancal de deslizamento

Amplitudes de 4.2 à 4.8 x RPM geralmente tipificam problemas de turbilhamento no filme de óleo, podendo esses gerar rígidas e desmoderadas vibrações quando a amplitude ultrapassar em 50% as folgas dos mancais. Lapsos nas condições de operação do equipamento tais como posição do ângulo e razão de excentricidade, são fatores cruciais no surgimento nesse tipo de infortúnio, podendo esses fazer com que a cunha de óleo desloque o eixo por toda a parte interna do mancal, assim a força que desequilibra gera um turbilhamento. Como ilustrado na figura 49 e gráfico 16.

“O turbilhonamento é inerentemente instável uma vez que ele aumenta as forças centrífugas podendo levar o óleo a não sustentar o eixo, ou pode se tornar instável quando a frequência do turbilhonamento coincide com a frequência natural do rotor. Mudanças na viscosidade do óleo, pressão no tubo e cargas externas podem causar o turbilhonamento.” (Technical Associates of Charlotte, 1994, p.4)



Figura 49: Espectro teórico de instabilidade no mancal.

Fonte: <https://www.technicalassociates.net/president-profile.html>. Acesso em: 25/11/19

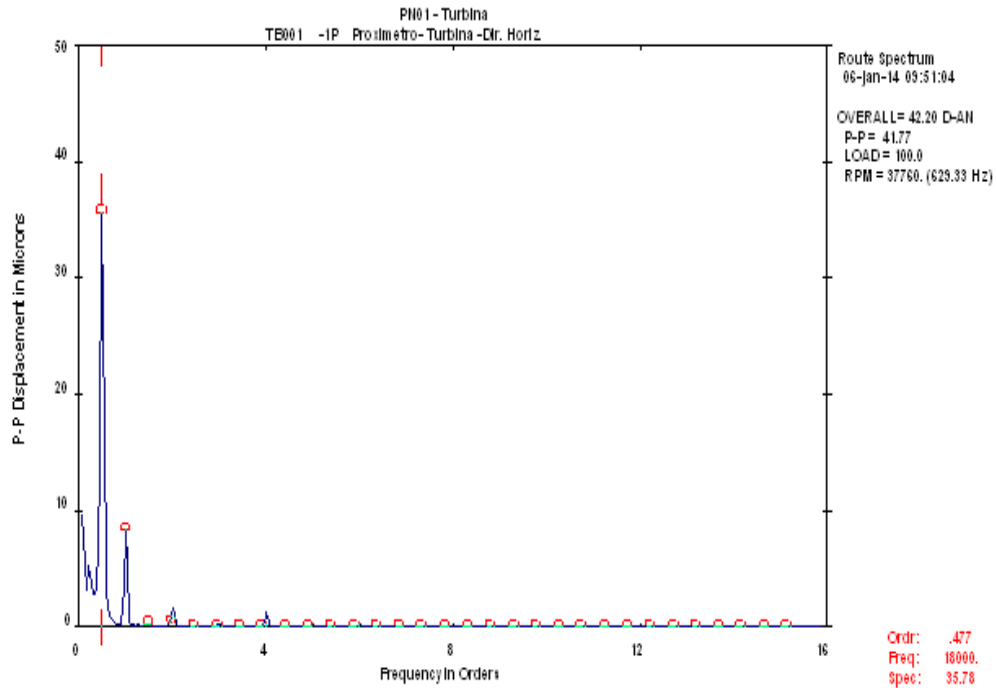


Gráfico 16: Espectro real de instabilidade no mancal.

Fonte; Software do CSi 2130

2.9.11 Problemas Elétricos

Em geral, problemas no estator geram vibrações a 2x a frequência de linha (FL= 60 Hz), podendo essas falhas serem acarretadas por má fixação em sua base. Em acontecimentos como esse, é observado um espaçamento não uniforme entre rotor e estator. Em conformidade com a Technical Associates of Charlotte (1994) o surgimento de empeno no eixo do motor pode se dar em razão de lâminas curto-circuitadas, as quais superaquecendo provocam vibrações induzidas termicamente tendo a possibilidade de se elevarem no decorrer do tempo, conforme figura 50 e gráfico 17.

PROBLEMAS ELÉTRICOS

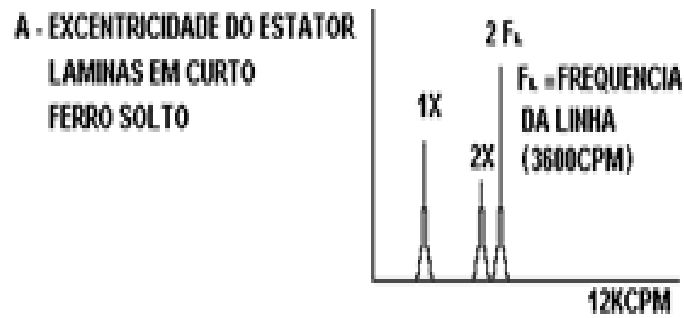


Figura 50: Espectro teórico de problemas elétricos de motores.

Fonte: <https://www.technicalassociates.net/president-profile.html>. Acesso em: 25/11/19

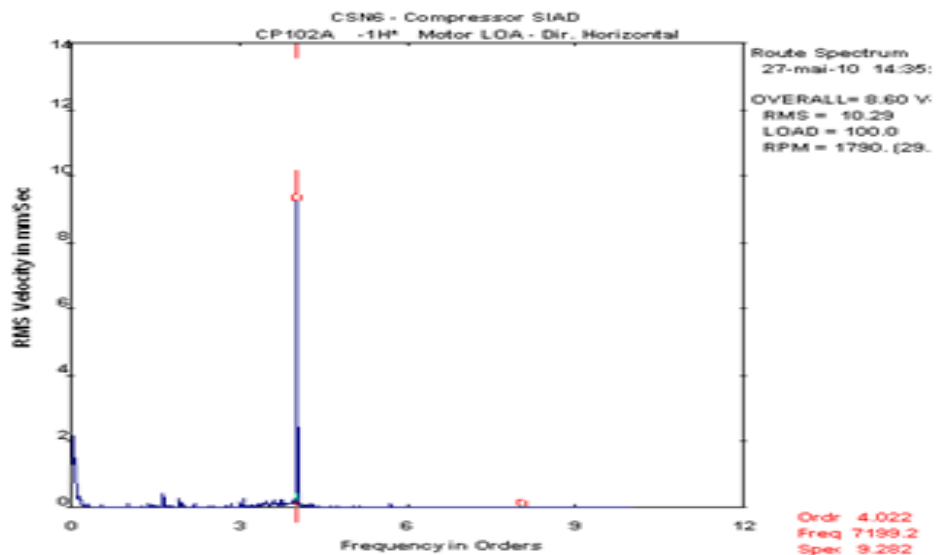


Gráfico 17: Espectro real de problemas elétricos de motores.

Fonte: Software do CSi 2130

2.10 Vibrações Características

Todo equipamento possui um espectro característico devido à natureza de funcionamento, produzindo uma vibração natural. Na figura abaixo está representado uns modelos de equipamentos. Nas figura 49 e 50 e nos gráficos 16 e 17 acima exemplifica o modelo do espectro real.

- Compressores Alternativos

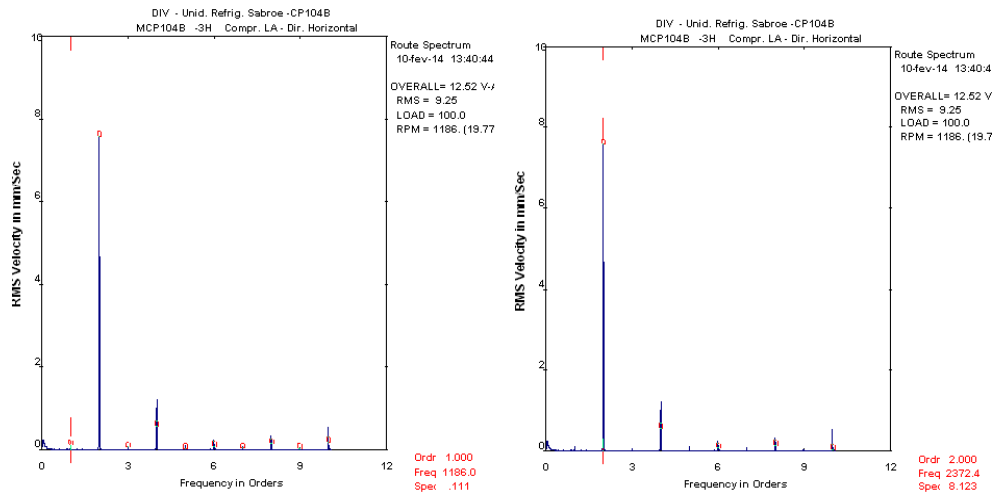


Gráfico 18: Espectro característico.

Fonte: Software do CSi 2130

- Compressores de Parafuso

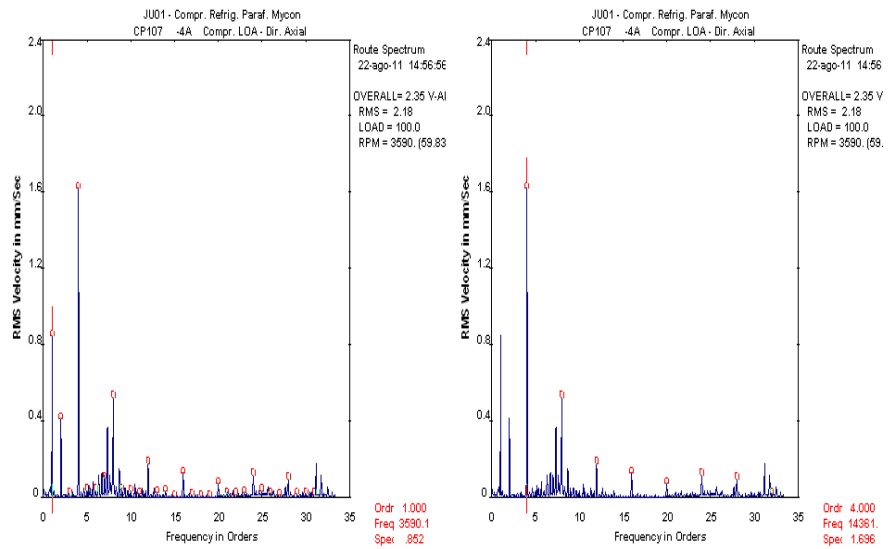


Gráfico 19: Espectro característico.

Fonte: Software do CSi 2130

- Root

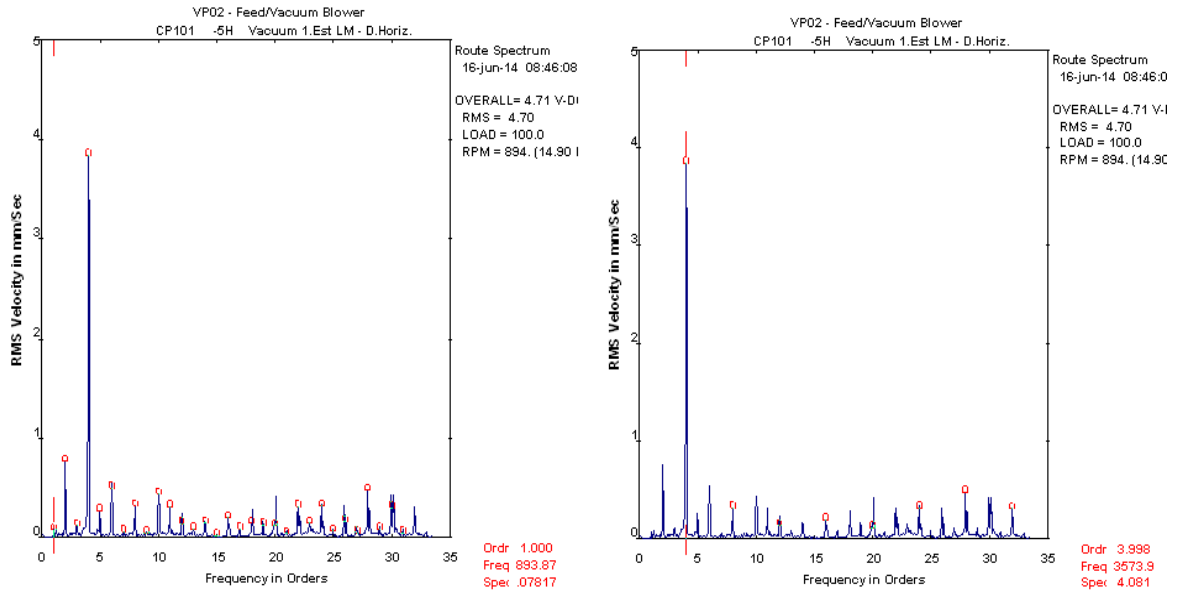


Gráfico 20: Espectro característico.

Fonte: Software do CSi 2130

- Aerzen

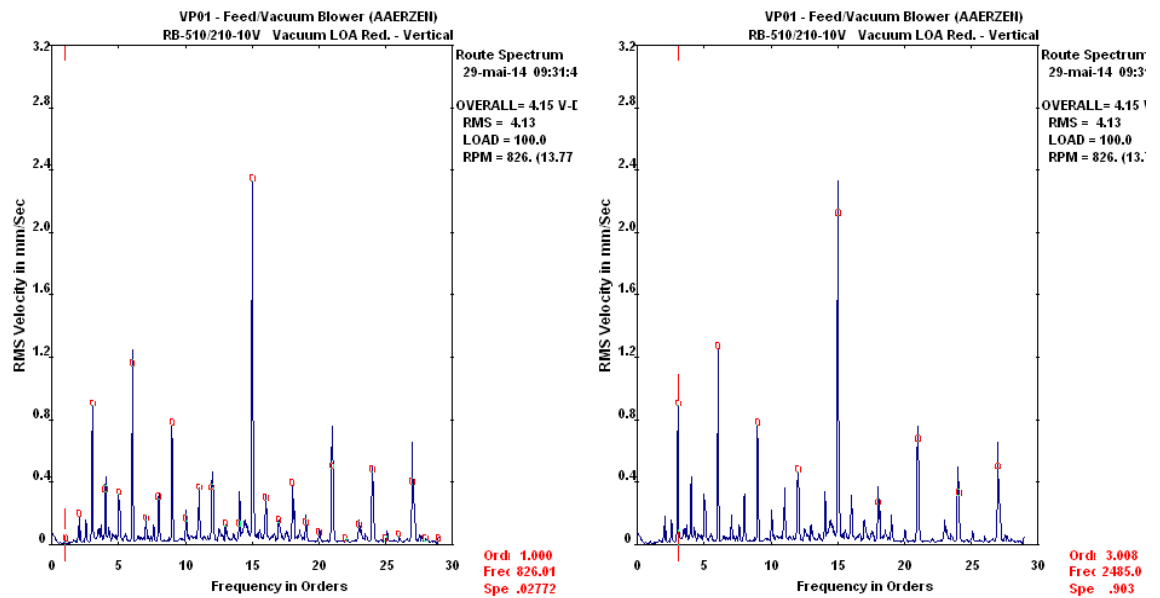


Gráfico 21: Espectro característico.

Fonte: Software do CSi 2130

2.11 Limites de Vibração

2.11.1 Coleta de carcaça “Acelerômetro”

Para coleta realizada em carcaças, com o acelerômetro, Os limites de vibração são classificados de acordo com a classe dos equipamentos, de acordo com suas características dinâmicas e de funcionamento, os equipamentos são classificados em 6 classes de máquinas, conforme recomendação da Norma ISO 2372 – “Mechanical vibration of machines with operating speeds from 10 to 200 rev/s – Basis for specifying evaluation standards” (Vibrações mecânicas de máquinas com velocidade de rotação entre 10 e 200 revoluções por segundo – Base para especificação de padrões de avaliação).

2.12 Descrição das Classes

Classe I: Equipamentos de pequeno porte estão englobados nessa classe. Exemplo disso são: partes independentes de uma máquina globalmente conectadas e funcionando em condições normais e motores de até 15KW

Classe II: máquinas de média dimensão encontram-se nessa classe. Exemplos: Equipamentos elétricos com potência variando de 15KW a 75W, operando sob condições normais sem fundação especial. Para motores com fundação especial a potencia segue até 300KW.

Classe III: Equipamentos de grande porte com fundações rígidas, possuindo esses grandes massas rotativas, sendo sua base mais resistente na direção de vibração.

Classe IV: Máquinas de grande porte possuindo massa rotativa e fundação leve na direção de vibração, em geral turbomáquinas são pertencentes as essa classe.

Classe V: Sistema mecânicos e equipamentos cujo acionamento é obtido por esforço de inércia sem balanceamento, feitos por componentes alternativos fixados sobre uma fundação em que a rigidez é relativamente acentuada na mesma orientação do padrão da vibração.

Classe VI: Sistema mecânicos e equipamentos cujo acionamento é obtido por esforço de inércia sem balanceamento, feitos por componentes alternativos, onde suas bases são reativamente flexíveis na orientação da medição da vibração. Exemplos: eixo batedor em máquinas trituradoras (apresenta massa rotativa e folga em seu acoplamento), centrífugas com possibilidade de variação em sua carga atuando como elemento único, ou seja, sem outras partes ligadas a ela, máquinas de ensaio de tração, etc.

Por apresentarem um âmbito essencial de experiências onde se fundamentam sua avaliação, foram avaliadas as classes de I a IV. (Baldissarelli e Fabro, 2019) expressam que por se variarem muito em construção e em forças de inércia, os equipamentos das classes V e VI, divergem muito em suas vibrações.

A tabela 3 - Mostra uma disposição de campos de vibrações listados como aceitáveis e não aceitáveis de A a D. Consoante a ISO 2372 (1974) e NBR10082 (2011), a elevação na ordem de 2.5 (8 dB) é uma oscilação considerável no funcionamento do equipamento (aumento referente a espessura de um campo de qualidade). Já aumentos na ordem de 10 vezes (20 dB) são considerados preocupantes, visto que sua classificação passa a ser não aceitável.

Classe I	Classe II	Classe III	Classe IV	Níveis mm/s - rms
A	A	A	A	0,71
B	B	A	A	1,12
C	B	B	A	1,8
D	C	B	B	2,8
D	C	C	B	4,5
D	D	C	C	7,1
D	D	D	C	11,2
D	D	D	D	18
D	D	D	D	28

Tabela 3: Limite de vibração

Fonte: ISO 2372 (1974)

2.13 Modelos de Tecnologia

Com o avanço da tecnologia, hoje no mercado há vários modelos de instrumentos que realizam esse tipo de análise, sendo alguns de preços mais acessíveis e outros de preços bem elevados, em sua grande maioria garantem a qualidade e resposta no momento de análise dos equipamentos. O modelo Analisador CSI 2130 Machinery Health do fabricante EMERSON, representado na figura 51 abaixo.



Figura 51: CSI 2130 Machinery Health

Fonte: <https://www.emerson.com/pt-br/automation/asset-management/asset-monitoring/condition-monitoring/route-based-vibration-analyzers> - Acesso em: 30/11/19

Um instrumento utilizado em análise de vibrações completo, o qual exibe a resposta do análise em tempo real através de valores, dados e espectros. Com custo relativamente alto no mercado, em média de 250 mil reais, um aparelho que lhe oferece todas as ferramentas necessárias para se obter produtividade no momento de coleta de dados, como memória, bateria e uma tela relativamente ampla para melhor avaliação da análise.

Um outro modelo de preço acessível no mercado, é o Modelo VIB-100 Series do fabricante HOT TEC Tecnologia, representado na figura 52 abaixo.



Figura 52: VIB -100 Series

Fonte: <http://hottec.com.br/analizadordevibracaoportatil.php> - Acesso em: 30/11/19

Um instrumento de análise de vibração mais limitado, que apresenta resposta e análise em tempo real através de valores, dados e espectro. Com custo relativamente baixo em relação ao modelo CSI2130 no mercado, em média de 30 mil reais, um aparelho que atende a realização de análises mais específicas de um equipamento, pois não possui memória para coletar e armazenar um grande número de dados, logo se faz necessário coletar os dados de um equipamento e em seguida descarregar esses dados no software para que assim se realize novas coletas. Com avanço da tecnologia, pode-se citar outros modelos que atendem o mercado, como SKF Microlog Analyzer (SKF), NK820 (Analisador de Vibrações Teknikao) e OneProd Falcon (Galles tecnologia).

2.13.1 Conhecendo CSI 2130 Machinery Health Analyzer

O CSI 2130 requer apenas treinamento mínimo para que se possa operá-lo. Além de coletar dados, o equipamento os converte em informações acionáveis sobre máquinas. Por exemplo, ele pode diferenciar de forma rápida um desequilíbrio de uma falha em um rolamento. O usuário é instantaneamente notificado sobre a natureza de falhas no momento da medição para que assim se consiga focar em problemas críticos das máquinas. Existem dois

tipos de medição.

- **Acelerômetro**, uma medição que é feita na carcaça do equipamento, sempre nas direções horizontal, vertical e axial em relação ao eixo. Tais dados são coletados no sinal de aceleração e transformados para velocidade em milímetros ou polegadas por segundo, dependendo do sistema de unidades no qual o equipamento está configurado.
- **Proximeter**, uma medição que é feita por um transmissor que eleva um sensor sem contato a uma certa posição do eixo onde se realiza a medição em tempo real, e monitora-se as oscilações do eixo, na vertical e horizontal em relação ao eixo, e esses dados são coletados com sinal de aceleração e transformados para um sinal de deslocamento em microns ou mils, dependendo do sistema de unidades no qual estiver configurado.

O CSI é um aparelho que também possui propriedades capazes de verificar desbalanceamento e desalinhamento. É composto pelos seguintes componentes: analisador; cabo acelerômetro; transmissor Bently Nevada; cabo proximeter e adaptador, ilustrados nas figuras 53 a 57:



Figura 53: CSI 2130

Fonte: Foto do autor



Figura 54: Cabo acelerômetro

Fonte: <https://www.stiweb.com/SKFMicrologCablep/cmcp1100f.htm> - Acesso em:30/11/19



Figura 55: Transmissor Bently Nevada

Fonte: <https://www.actuatorcenter.com/ge-bently-nevada-990/> Acesso em:30/11/19



Figura 56: Cabo BNC Proximiter

Fonte: <https://br.ccm.net/contents/175-conector-bnc> - Acesso em:30/11/19



Figura 57: Adaptador MODEL 625

Fonte: Foto do autor

2.13.2. Coleta de dados com acelerômetro

Para se iniciar uma análise é simples, coleta-se informações básicas do equipamento a ser analisado como potência, rotação e tipos de rolamento caso seja possível, assim pode-se cadastrar o equipamento no aparelho, sendo o único ou uma série de equipamentos, também cria-se uma rota para os mesmos. Na criação do cadastro pode-se observar informações e códigos que representam as posições de coleta nos pontos específicos do equipamento conforme a figura 58 abaixo.

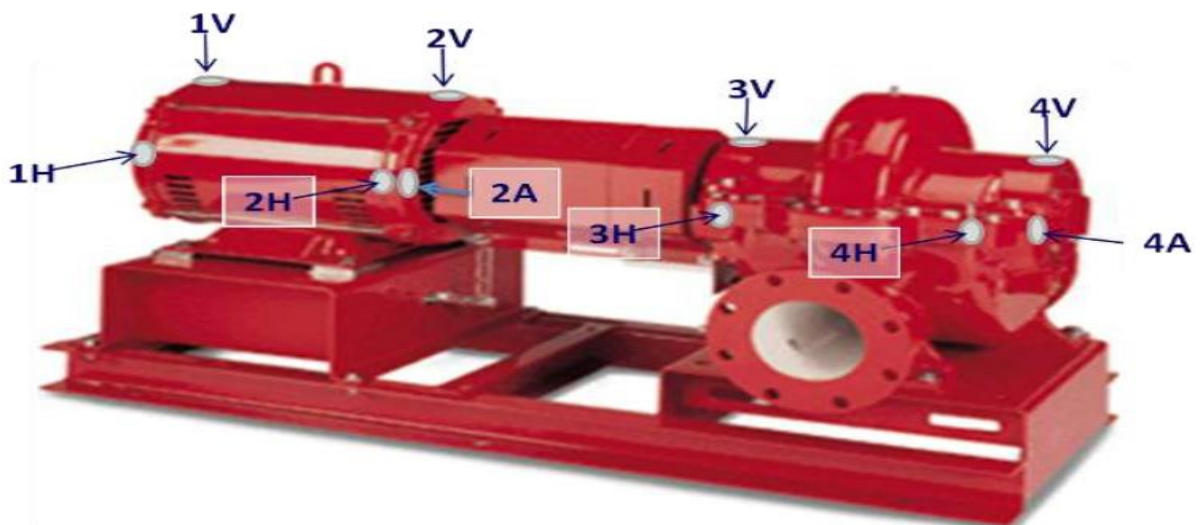


Figura 58: Pontos de coleta

Fonte: Fonte: vibrações%20white/Apostila_Completa_Análise_Vibração.pdf

Depois que o equipamento for cadastrado, conecta-se o equipamento à rede para baixar a rota em que está cadastrada para começar realizar a análise, baseando-se na carta de charlotte para resposta mais rápida, sendo de grande complexibilidade os dados coletados, utiliza-se um software disponibilizado pelos fabricantes, a fim de que se possa realizar a análise com uma menor margem de erro.

2.13.3. Coleta de dados com proximiter

Outro medição realizada são de sinais proximiter, onde existe os sensores sem contato, instalados dentro do mancal próximo ao eixo, que são responsável de mandar o sinal para transmissores conforme a figura acima 58 e a parti dele efetuar análise de dados. Este pontos de vibração são monitorados online em uma sala de controle operacional e identificados por TAG para sua localização. Abaixo a figura 59 exemplifica os tipos de sensores .

Este sensores de vibração tem como função além de coletar os dados de vibração, por ter o monitoramento on-line, possui também um sistema de segurança das maquinas através deste dispositivo, existem valores determinados de alarme de alerta e desarme da maquina, caso o conjunto tenha uma crise de vibração e atingindo este alarmes, podendo desarmar o equipamento e assim protegendo a integridade do conjunto.

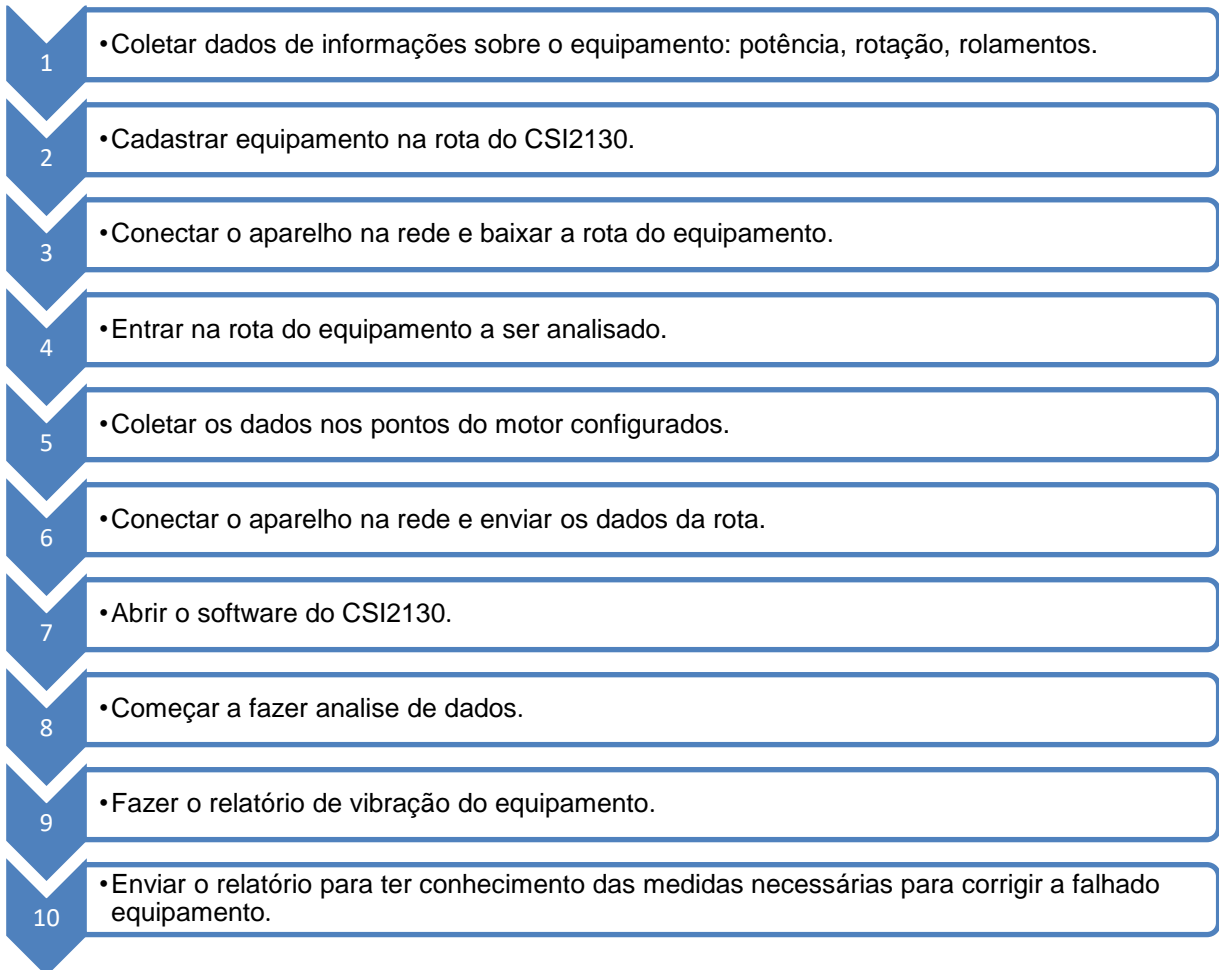


Figura 59: Sensor de proximiter

Fonte: Foto do autor

3 Metodologia de Pesquisa

3.1 Fluxograma das atividades realizadas



3.1.1 Passo a passo das atividades

1. Coletando os dados de informações sobre o equipamento;

Potencia do motor: 0,5 CV

- Rotação do motor: 1760 RPM
- Rolamentos do motor: Desconhecido

2. Cadastrando equipamento na rota do analisador Csi2130;

Os pontos do motor:

- LOA = Free End: Horizontal e Vertical;
- LA = Cplg End: Horizontal, Vertical e Axial.

No software do Csi 2130 estaremos adicionando uma rota com equipamento desejado.

- Nome da rota: TCC
- Nome do equipamento: Motor – FOA

O que vamos medir:

- Velocidade:

Frequência máxima: $40 \times 1760/60 = 1173,4$ Hz (Para rolamentos desconhecidos)

Frequência mínima: $1\% F_{max} = 1\% 1173,4 = 11,73$ Hz

Free End Horizontal: Ponto Lado livre

- Velocidade → (11,73 a 1173,4) Hz

Free End Vertical: Ponto Lado livre

- Velocidade → (11,73 a 1173,4) Hz

Cplg End Horizontal: Ponto Lado acoplado

- Velocidade → (11,73 a 1173,4) Hz

Cplg End Vertical: Ponto Lado acoplado

- Velocidade → (11,73 a 1173,4) Hz

Cplg End Axial: Ponto Lado acoplado

- Velocidade → (11,73 a 1173,4) Hz

Todos os pontos serão configurados conforme as configurações acima, desprezando-se possíveis frequências abaixo ou acima desses limites.

- Alarmes Globais

Estes alarmes são definidos como um sinal de alerta, sendo caracterizado uma advertência ou criticidade de uma possível falha do equipamento. Podem ser definidos conforme a norma ISO 2372, listado na tabela 3 limites de vibrações.

O motor do equipamento se encaixa na **Classe I**,

- Unidades individuais de conjuntos integralmente conectados com o conjunto completo, em suas condições normais de operação. (Exemplos típicos são motores elétricos com potência até 15 kW);

Onde os limites de alarmes serão de:

- Advertência: 2,8 mm/seg RMS.
- Crítico: 7,1 mm/seg RMS.

1) Conectar o aparelho na rede e baixar a rota do equipamento

Para conectar com o servidor, conecta-se o cabo de rede padrão rj45 no aparelho para baixar a rota onde o equipamento estará cadastrado. Conforme a figura 60 abaixo, Após isso verifica-se o equipamento estará conectado, em seguida acessa-se o Load Routes para baixar a rota desejada.



Figura 60: Conectando o Instrumento à rede

Fonte: Foto do autor

Depois de conectado o aparelho seleciona-se a área em que o equipamento está registrado BRA_Volta_redonda.rbm, conforme a figura 61 abaixo.

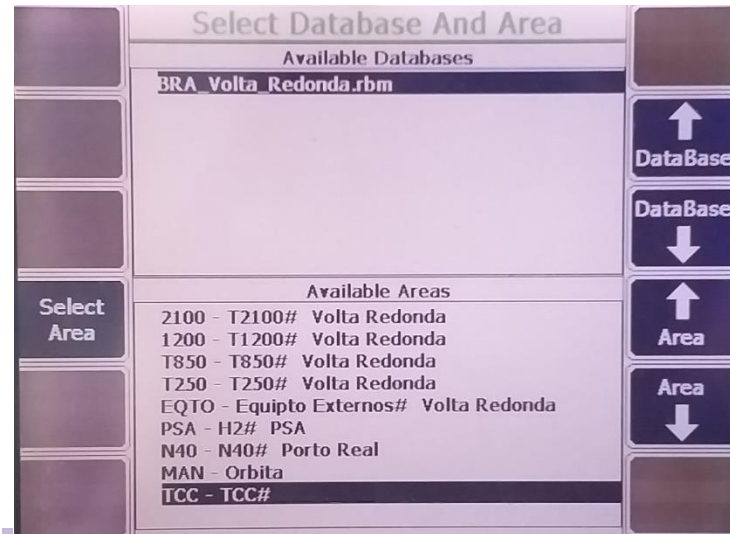


Figura 61: Selecionando a Rota

Fonte: Foto do autor

Em seguida entrando nela se realiza o download da rota TCC para o aparelho conforme a figura 62 abaixo.

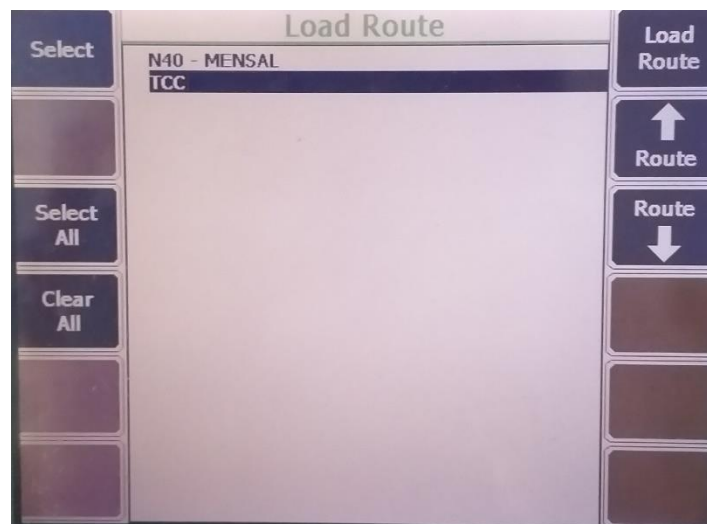


Figura 62: Baixando a Rota

Fonte: Foto do autor

2) Entrar na rota do equipamento a ser analisado

O equipamento foi nomeado como motor – FOA conforme a figura 71, e para entrar nessa rota, basta seleciona-la e ativa-la conforme figura 63 abaixo.

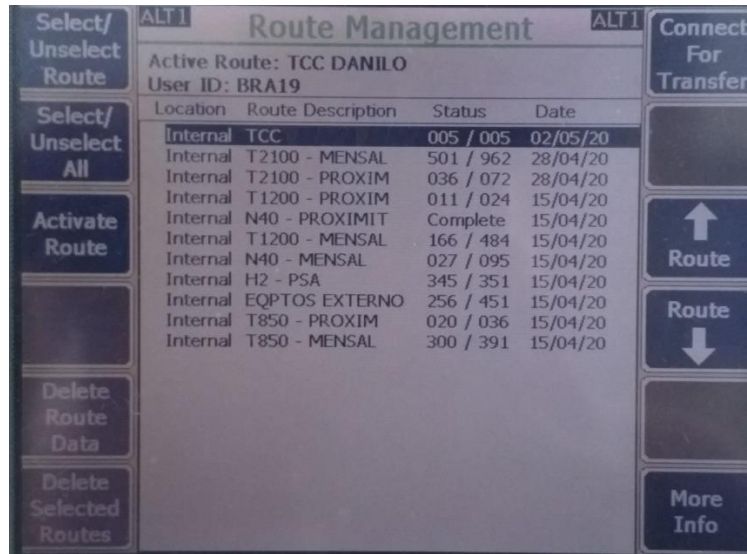


Figura 63: Seleccionando a Rota

Fonte: Foto do autor

3) Coletar os dados nos pontos do motor configurados

Com motor em funcionamento, coleta-se os dados nos pontos configurados conforme a figura 64 representa um dos pontos.

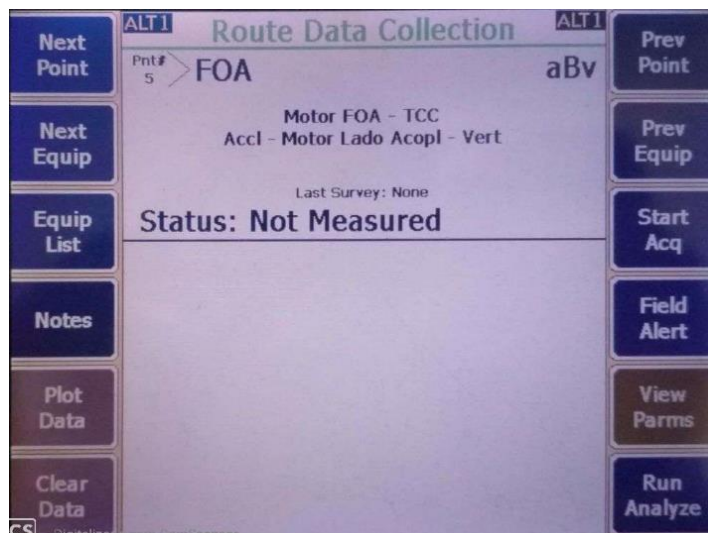


Figura 64: Tela do Csi 2130

Fonte: Foto do autor

4) Conectar o aparelho na rede e enviar os dados da rota

Depois de concluir a coleta dos dados do equipamento, conectamos novamente o

aparelho à rede e enviamos os dados selecionando Begin Data Dump conforme a figura 65 abaixo.

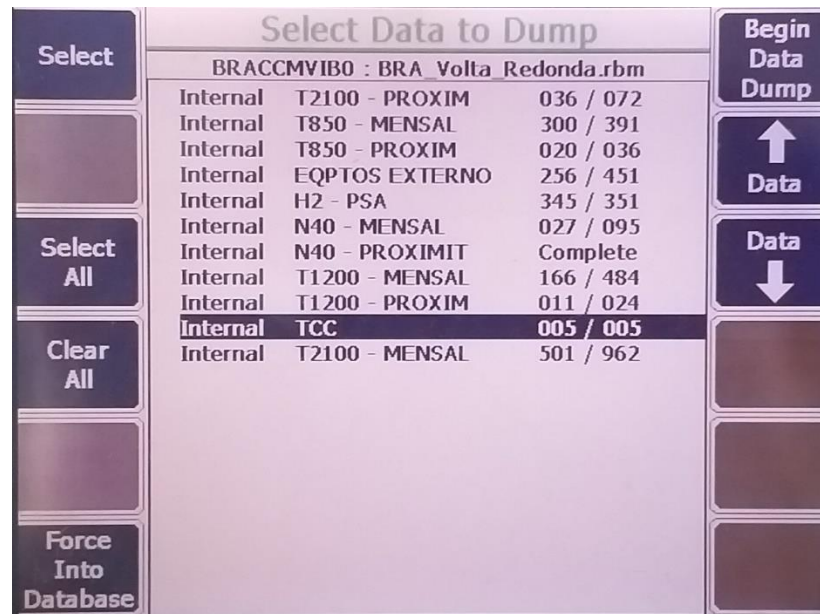


Figura 65: Tela do Csi 2130

Fonte: Foto do autor

5) Abrir o software do CSI2130

Logo após o envio da rota, estarão disponíveis os gráficos no software do CSI2130, não sendo esses, necessários para esta análise em baixa frequência, já que o aparelho possui uma tela de 8", onde já se conseguiu realizar a análise.

6) Começar a fazer análise de dados

Conforme a figura 66,67,68,69 e 70 abaixo, os dados gráficos do motor onde irá ser realizada a análise.

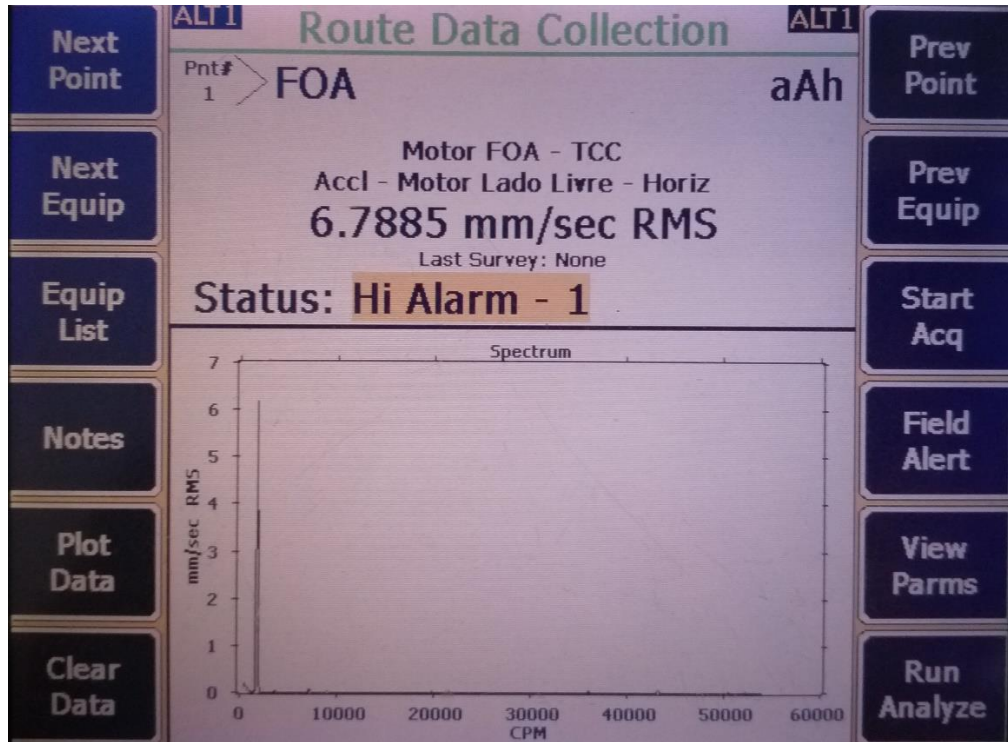


Figura 66: Ponto LOA Horizontal

Fonte: Foto do autor

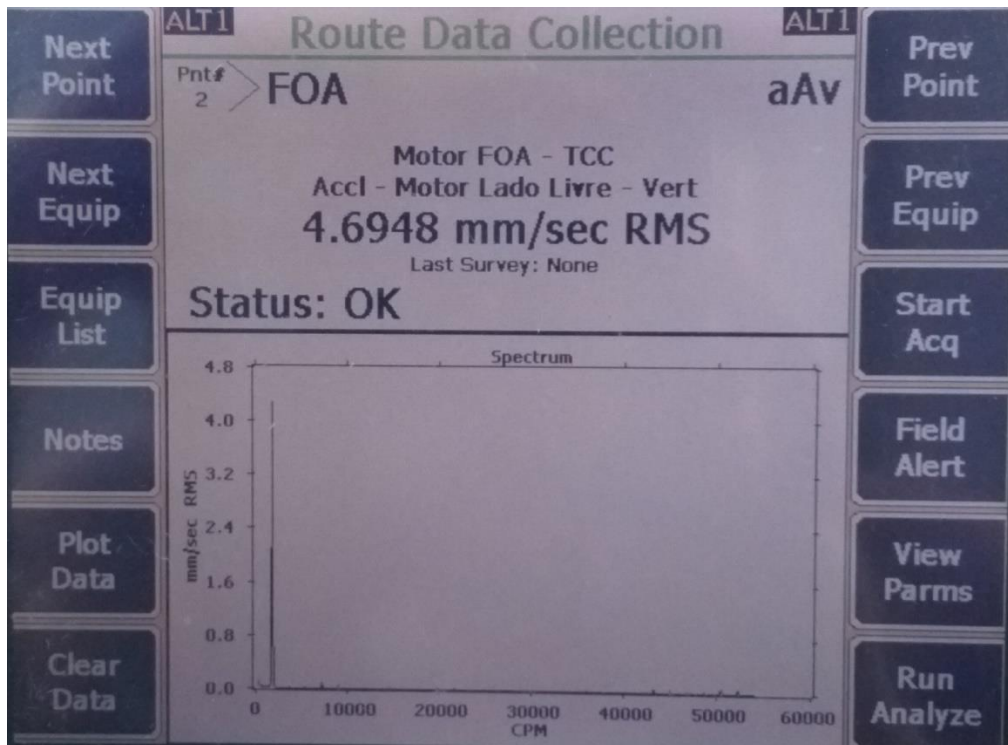


Figura 67: Ponto LOA Vertical

Fonte: Foto do autor

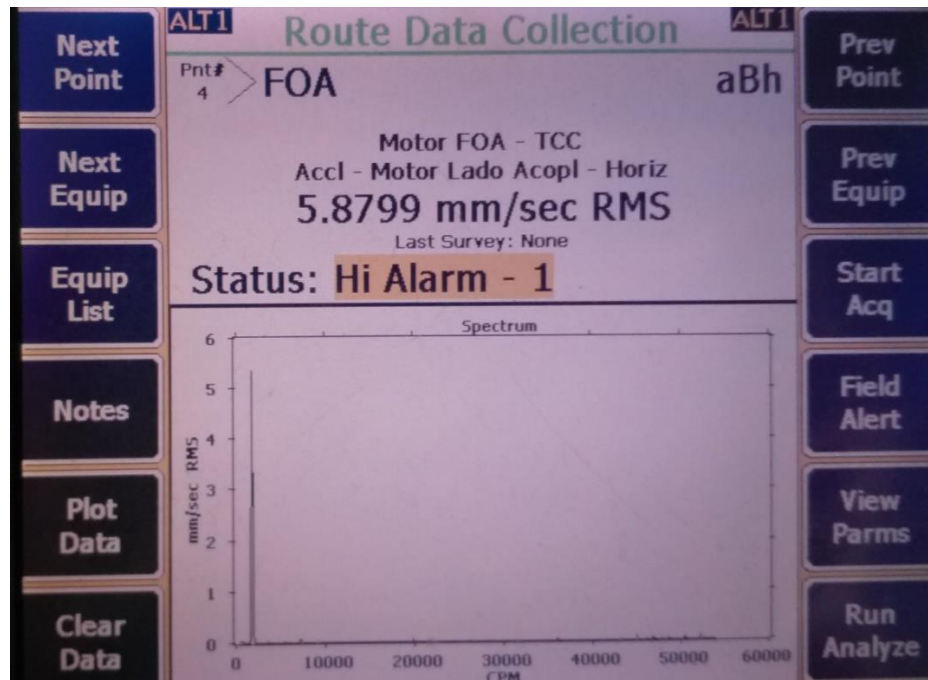


Figura 68: Ponto LA Horizontal

Fonte: Foto do autor

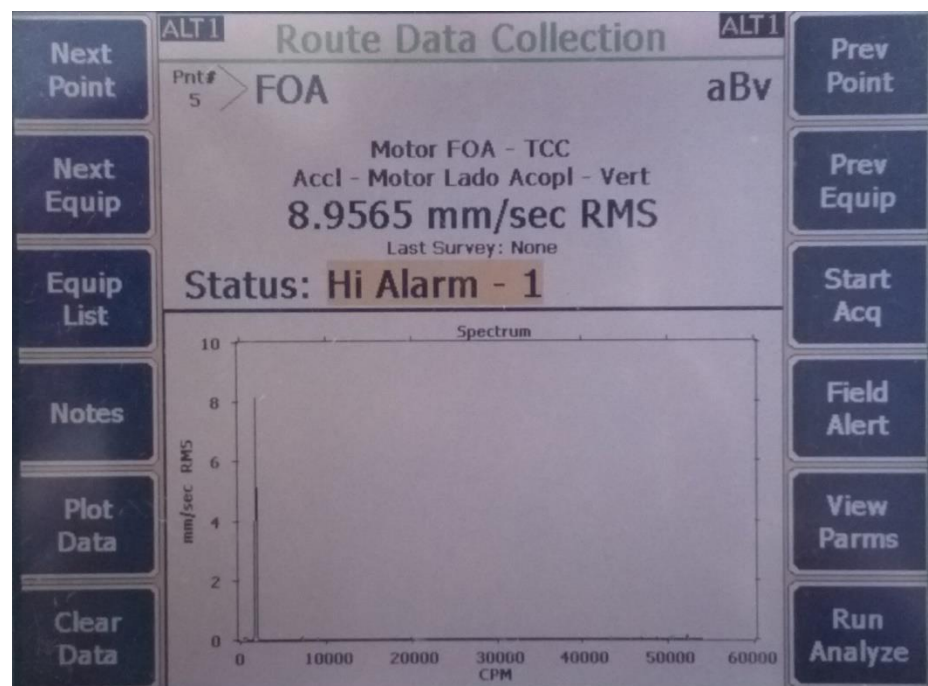


Figura 69: Ponto LA VERTICAL

Fonte: Foto do autor

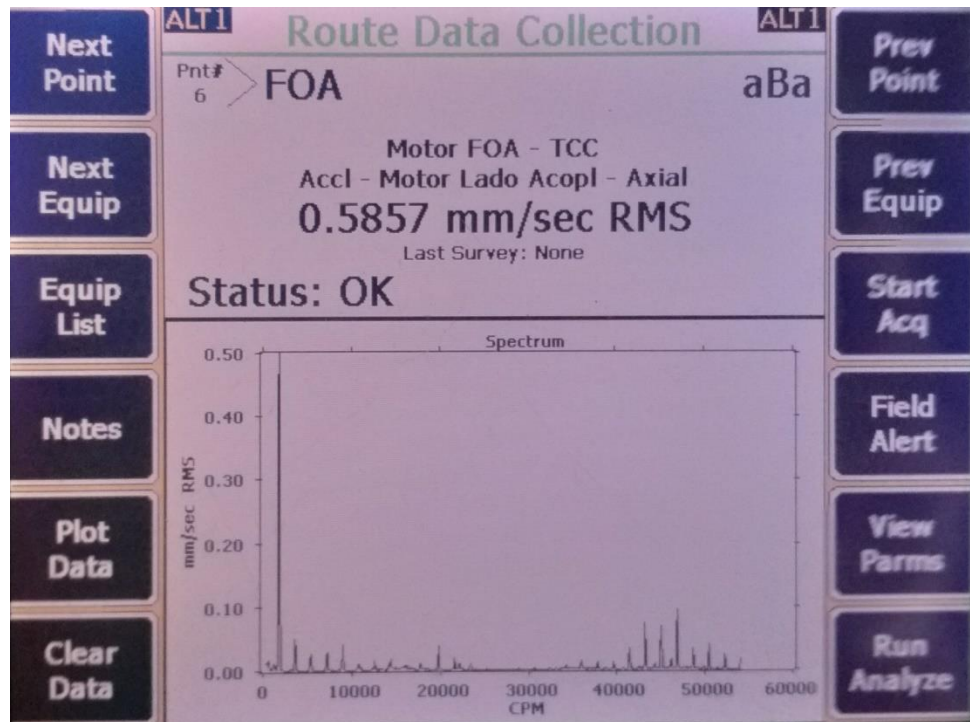


Figura 70: Ponto LA AXIAL

Fonte: Foto do autor

Conforme os dados obtidos pelo gráfico das figuras 66 e 69, com base na carta de charlotte (Technical Associates of Charlotte, 1994, p.1), pode-se definir como um desbalanceamento. No grafico da medição on-line a amplitude é estável não havendo possibilidade de ser uma ressonancia, não sendo necessario a medição de fase do motor.

Confome as afirmativas da (Technical Associates of Charlotte, 1994, p.1).

- Desbalanceamento de Forças estará em fase e será permanente. A amplitude devida ao desbalanceamento crescerá com o quadrado da velocidade (3X de aumento da velocidade = 9X de aumento na vibração). 1X RPM sempre está presente e normalmente domina o espectro. Pode ser corrigida pela colocação, simplesmente, de um peso de balanceamento em um plano no centro de gravidade do rotor.

As características obtidas nos gráficos são exatamente ao que este texto se refere:

O motor apresenta níveis de vibração em diversos pontos com amplitudes elevadas na frequência de rotação (1xRPM)

7) Fazer o relatório de vibração do equipamento

- RELATÓRIO MOTOR – FOA:

Serviço: Análise de Vibração

Modelo: Desconhecido

Usina: Volta Redonda T2100

Fabricante: WEG

S/N: Desconhecido

Data: 14/03/2020



Figura 71: Imagem do motor

Fonte: Foto do autor

Elaborado por: Danilo Brandao; Guilherme Fontes e Pedro Henrique Soares

- Dados do analisador

Analisador: CSI 2130-A2

Nr série: 00143875

Group: 0889



Figura 72: Analisador CSi 2130

Fonte: Foto do autor

I.OBJETIVO

Este relatório tem como objetivo apresentar os resultados obtidos após uma análise de vibração em campo de um motor protótipo Motor – FOA na data de 18/01/2020 na Us. De Volta Redonda – RJ.

Participantes:

Danilo Brandão, Guilherme Soares e Pedro Henrique Soares – UNIFOA

II.DADOS DE MANUAL

- Potencia do motor: 0,5 CV
- Rotação do motor: 1760 RPM
- Rolamentos do motor: Desconhecido

III. HISTÓRICO

Este motor protótipo MOTOR – FOA, foi submetido a montagem de um disco na ponta do eixo com 4 furos nas extremidades similar a um flange cego.

Para criar um desbalanceamento no motor, foi colocado um parafuso tipo estojo no furo do disco para ser fonte excitadora de vibração.

No dia 18/01/20 ~11H00 ocorreu a partida do motor e observou-se níveis de vibração bem elevados, acima do recomendado no pontos HOR; VERT – LOA e HOR;VERT – LA , espectro de frequência LA Vertical abaixo representados nos gráficos 22 e 23:

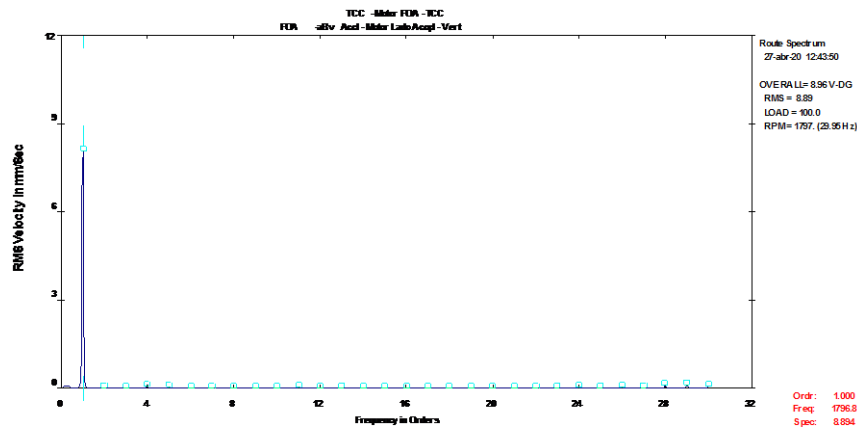


Gráfico 22: Espectro de velocidade na frequência

Fonte: Software do CSi2130

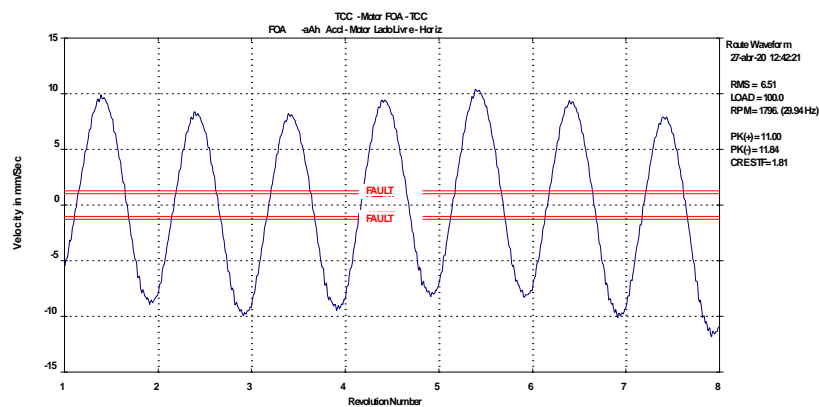


Gráfico 23: Forma de onda da velocidade no tempo

Fonte: Software do CSi2130

Optou-se a criar este tipo excitação, por ser de natureza mais básica, para relacionar com o desbalanceamento de massa deste motor sabendo que vários fatores poderiam está provocando desbalanceamento ao equipamento.

IV. LIMITES DE VIBRAÇÃO

Especificação dos critérios de aceitação da vibração do equipamento:

Conjunto se enquadra na classe I, sendo:

Classe I - 1760 rpm

Norma ISO 2372 para Balanceamento

Classe I	Classe II	Classe III	Classe IV	Niveis mm/s -rms
A	A	A	A	0,71
B	A	A	A	1,12
B	B	A	A	1,8
C	B	B	A	2,8
C	C	B	B	4,5
D	C	C	B	7,1
D	D	C	C	11,2
D	D	D	C	18
D	D	D	D	28
Nivel A - Nivel de vibração considera bom. Nivel B - Nivel de vibração admissível. Nivel C - Nivel de vibração ainda admissível. Nivel D - Nivel de vibração intolerável.				

Tabela 4: Classes

Fonte: ISO 2372 (1974)

O motor do equipamento se encaixa na **Classe I**,

- Unidades individuais de conjuntos integralmente conectados com o conjunto completo, em suas condições normais de operação. (Exemplos típicos são motores elétricos com potência até 15 kW);

Onde os limites de alarmes serão de:

- Advertência: 2,8 mm/seg RMS.
- Crítico: 7,1 mm/seg RMS

V. DADOS OBTIDOS NO MOTOR - FOA

Os valores obtidos na coleta dos dados do motor, a seguir na tabela abaixo:

MOTOR - FOA		1º Partida
		Amplitude (mm/sec – RMS)
MOTOR – LOA	HOR	6,7885
	VERT	4,6948
MOTOR – LA	HOR	5,8799
	VERT	8,9565
	AXIAL	0,5857

Tabela 5: Amplitude do motor

Fonte: Tabela do autor

VI. CONCLUSÃO

Com base nos dados obtidos e as fontes de informações, com base na análise gráfica de espectro de vibração, concluímos que o equipamento está sofrendo desbalanceamento de massa, podendo vir a falhar e comprometer o funcionamento do equipamento. O equipamento apresenta amplitudes elevadas de vibração na frequência de rotação 1x RPM em todos os pontos, confirmado o problema citado.

Recomendações:

- Revisar o conjunto;
- Melhorar o estado de balanceamento do conjunto
- Prazo: Imediato.

Considerando um relatório a um cliente, que seria nossos orientadores, com base no estudo abordado, exemplificamos de como seria uma análise de vibração provocada por desbalanceamento.

- 8) Enviar o relatório para ter conhecimento das medidas necessárias para corrigir a falha do equipamento.**

Em seguida foi enviado o relatório para nossos orientadores via e-mail.

4 ESTUDO DE CASO

Neste tópico estaremos exibindo mais tecnicamente sobre o estudo, permitindo ampliar o conhecimento desse assunto.

4.1 Análise e Resultados

Com base nos resultados gráficos obtidos, estaremos abordando uma comparação do motor protótipo (Motor- FOA), que foi submetido ao ensaio de desbalanceamento, á um motor real(CP103), que por sua vez esta com característica semelhante do estudo proposto.

Através da Serie de Fourier, os sinais no domínio do tempo serão transformados para o domínio da frequência, conforme figura 73 abaixo representa.

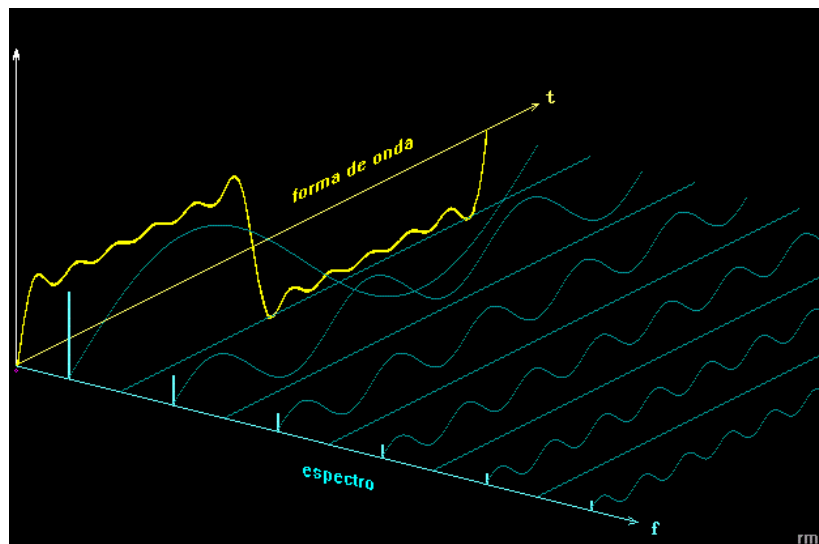


Figura 73: Domínio do tempo x Domínio da frequência

Fonte: <https://www.qsl.net/py4zbbz/teoria/espectro.htm> - Acesso em 02/03/2020

A Serie de Fourier que é representada para transformar o sinal da onda no tempo para domínio da frequência. Com base nos tipos de sinais, o sinal de desbalanceamento se classifica como sinal determinístico, que pode ser definidos com exatidão por funções matemáticas, e através do uso da serie de forma resumida a uma única função harmônica, por obter característica do sinal que se repetir em todo seu funcionamento, podendo obter o resultado da equação. Através do motor real CP103 estaremos abordando os cálculos e sua verificação por obter uma fonte de dado necessária para realização dos cálculos devido o motor protótipo motor – FOA não possuir.

4.1.1 Análise e Resultados Motor Protótipo (Motor – FOA)

O motor que foi submetido a um desbalanceamento de massa, que eleva o equipamento sofrer um tipo de excitação harmônica, que se manifesta por uma energia de vibração localizada. Nos gráficos 24, 25 e 26 abaixo estaremos representando um ponto de coleta, com dados de espectro obtidos.

Dados de Velocidade com sinal de acelerômetro:

Forma de onda e espectro de velocidade nos pontos HOR, VERT e AXIAL na localização Lado livre e Lado Acoplado conforme os gráficos 24 a 38.

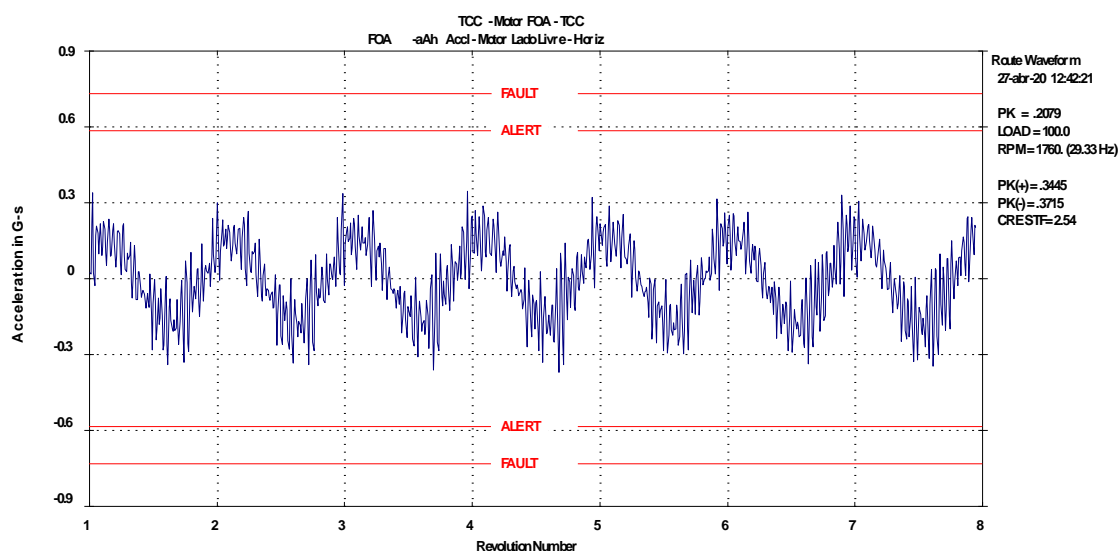


Gráfico 24: Forma de onda de aceleração no tempo

Fonte: Software do CSi2130

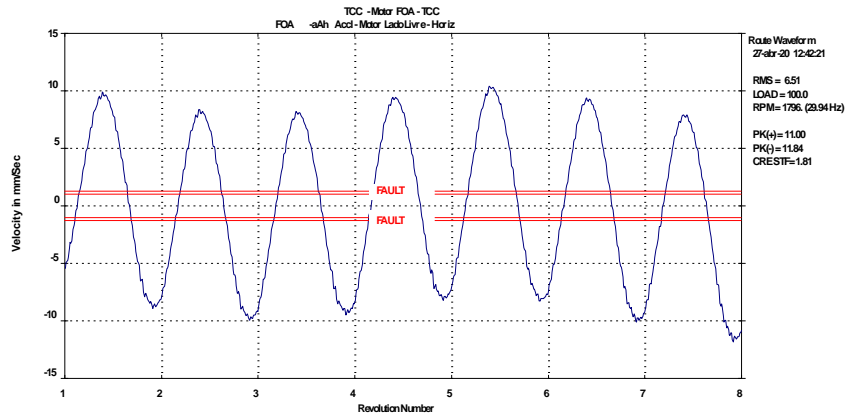


Gráfico 25: Forma de onda da velocidade no tempo

Fonte: Software do CSi2130

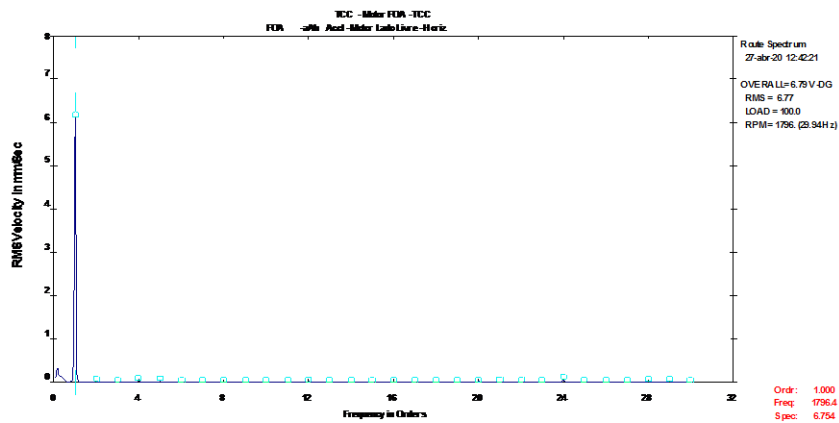


Gráfico 26: Espectro de velocidade na frequência

Fonte: Software do CSi2130

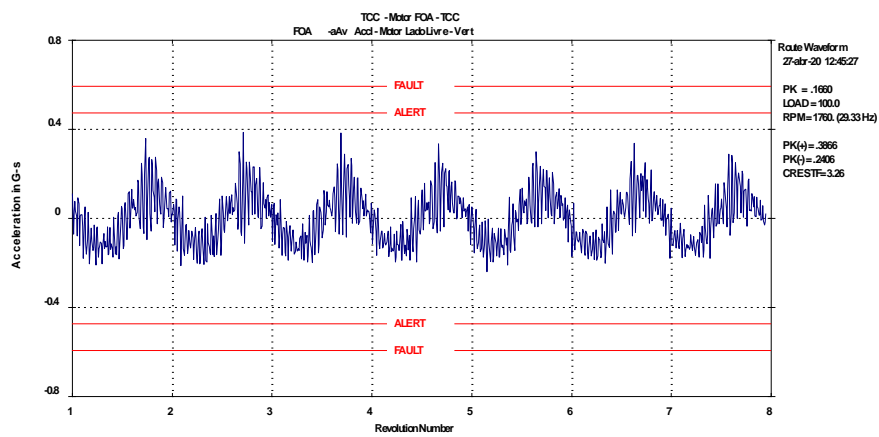


Gráfico 27: Forma de onda de aceleração no tempo

Fonte: Software do CSi2130

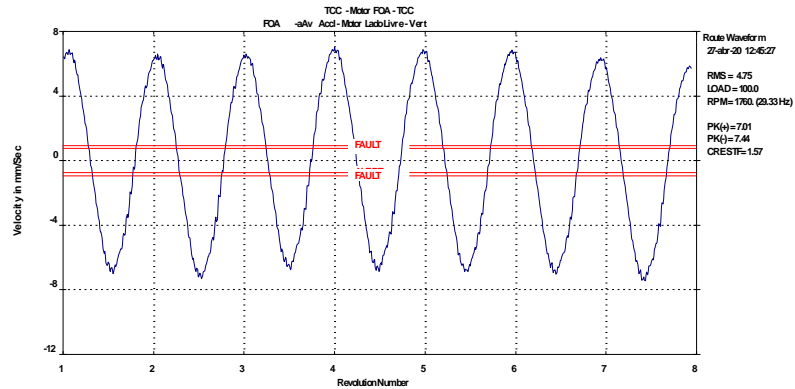


Gráfico 28: Forma de onda da velocidade no tempo

Fonte: Software do CSi2130

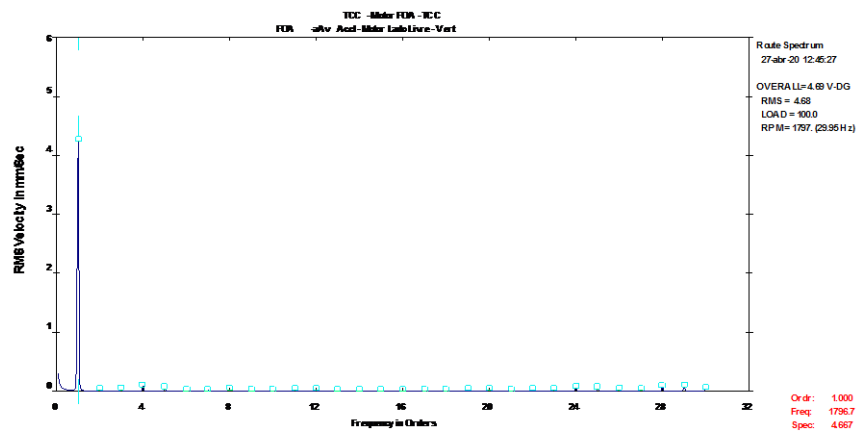


Gráfico 29: Espectro de velocidade na frequência

Fonte: Software do CSi2130

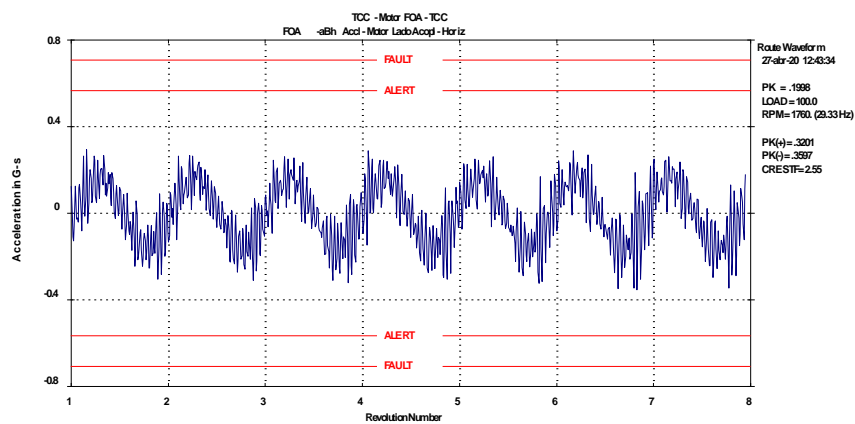


Gráfico 30: Forma de onda de aceleração no tempo

Fonte: Software do CSi2130

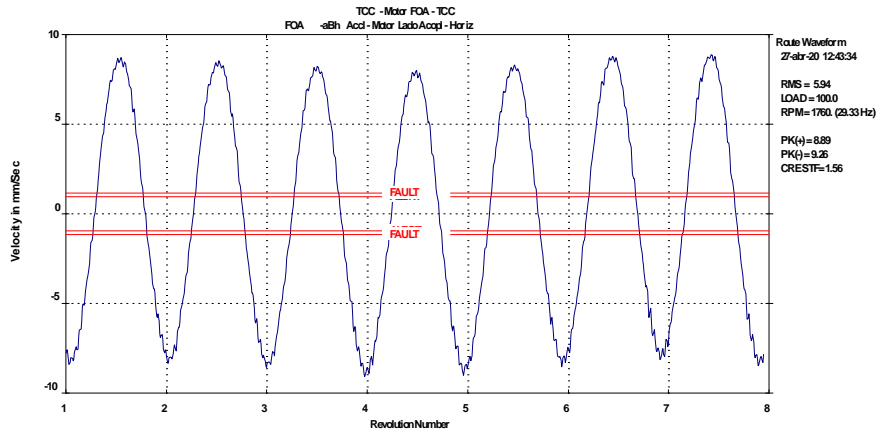


Gráfico 31: Forma de onda da velocidade no tempo

Fonte: Software do CSi2130

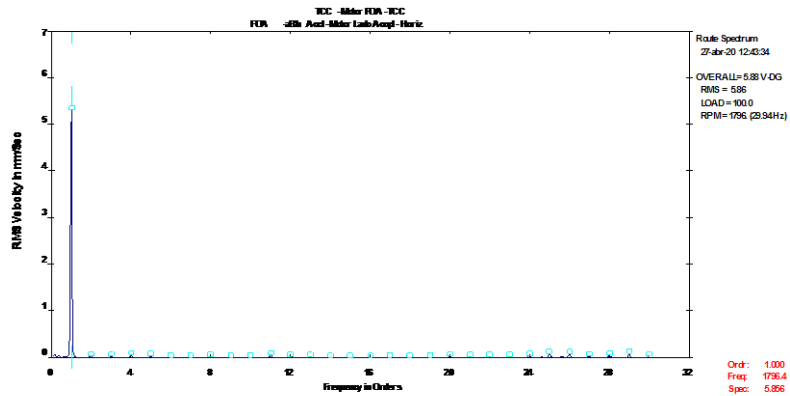


Gráfico 32: Espectro de velocidade na frequência

Fonte: Software do CSi2130

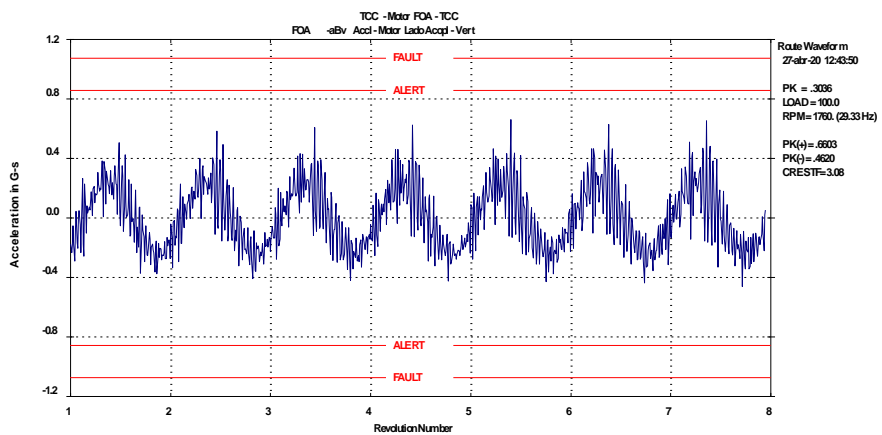


Gráfico 33: Forma de onda de aceleração no tempo

Fonte: Software do CSi2130

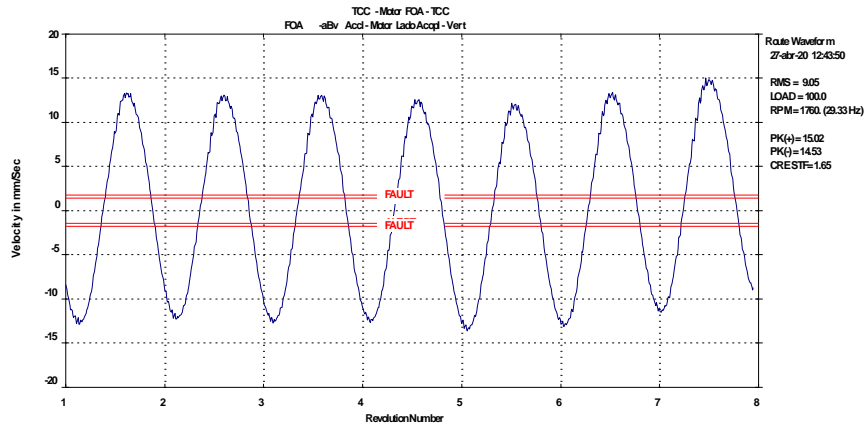


Gráfico 34: Forma de onda da velocidade no tempo

Fonte: Software do CSi2130

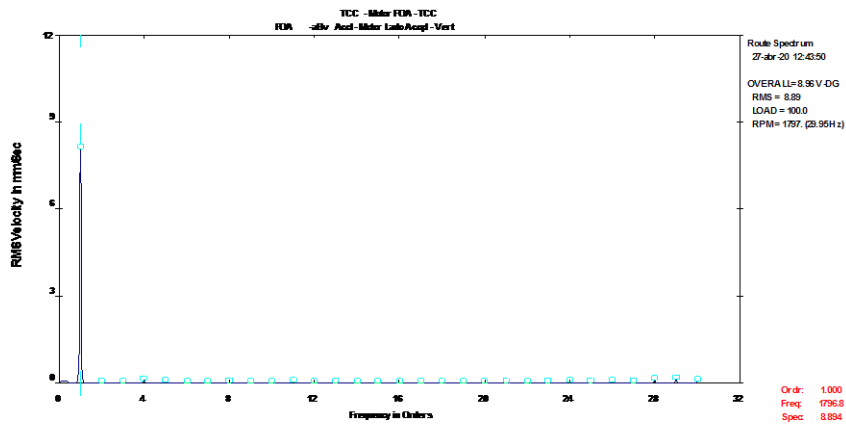


Gráfico 35: Espectro de velocidade na frequência

Fonte: Software do CSi2130

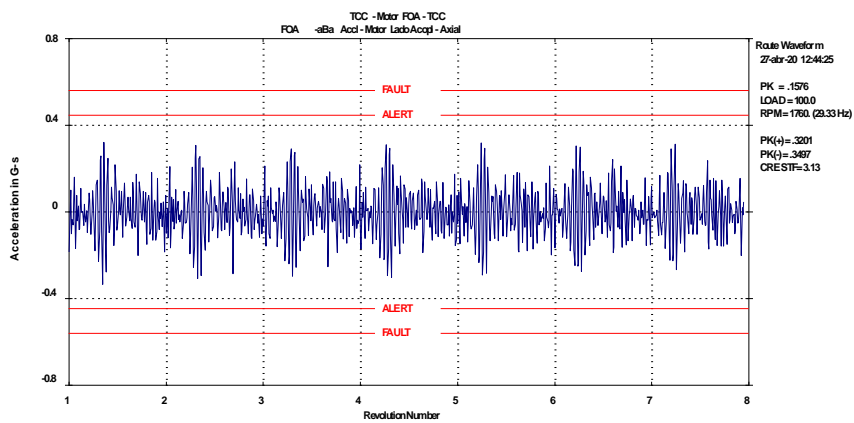


Gráfico 36: Forma de onda de aceleração no tempo

Fonte: Software do CSi2130

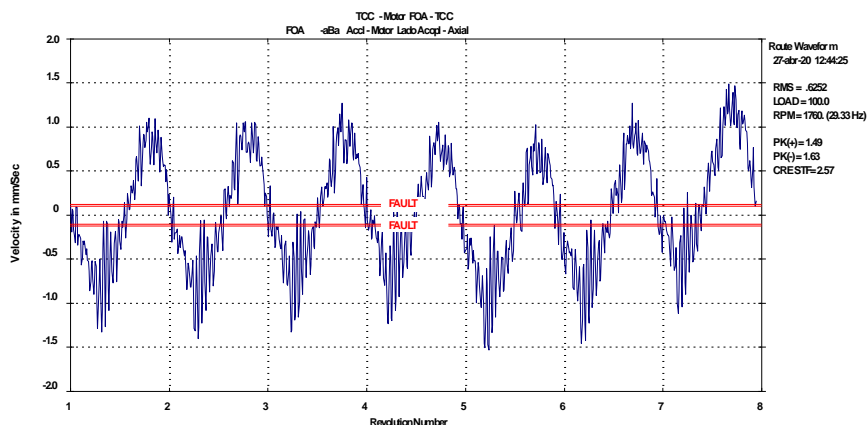


Gráfico 37: Forma de onda da velocidade no tempo

Fonte: Software do CSi2130

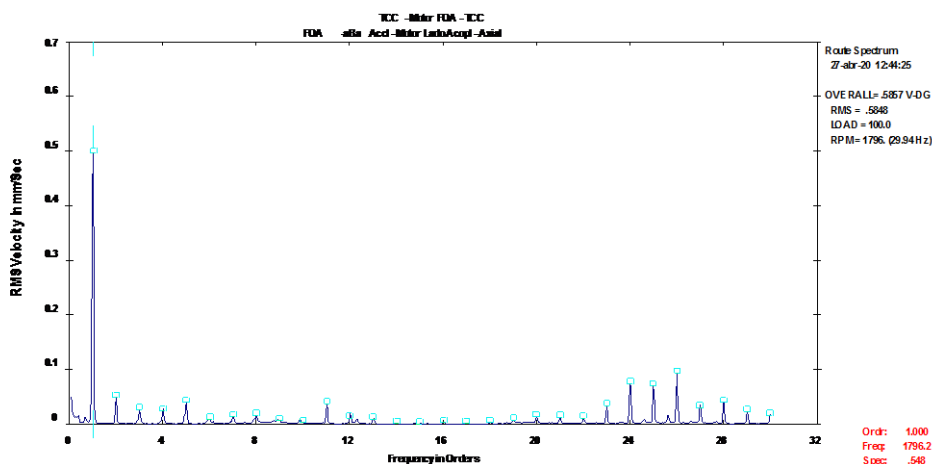


Gráfico 38: Espectro de velocidade na frequência

Fonte: Software do CSi2130

O ponto vertical LA no gráfico 26 acima, através dele será realizado as análises, devido a amplitude ser dominante e a mais severa entre os demais pontos.

No gráfico 24 o espectro acima, onde é representado o sinal de aceleração na forma de onda no tempo, podemos observar um sinal claro determinístico, devido a natureza do problema e por possui apenas uma fonte de força excitação, e este sinal no domínio do tempo é transformado pela FFT (Transformada rápida de Fourier) do próprio instrumento de medição CSI2130 para domínio da frequência, resultado o espectro representado no gráfico 26.

No gráfico 25 o espectro acima, onde é representado o sinal de velocidade na forma de onda no tempo, podemos observar as amplitudes constantes, de como se comportam, desconsiderando alguns fatores externos e a precisão para este tipo de coleta com acelerômetro.

No gráfico 26 o espectro acima, onde é representado o sinal da velocidade no domínio da frequência, é o resultado da representação matemática da forma de onda no tempo. A uma amplitude de 8,894 mm/sec RMS, na frequência de rotação 1xRPM (1780 RPM), o motor apresenta um desbalanceamento de massa, com amplitudes elevadas, acima da faixa de alarme de alerta e crítico indicados, obtendo êxito no ensaio de desbalanceamento no motor.

Este motor não possui o instrumento de medição necessária para realização do cálculo na forma reduzida da representação matemática na forma de onda, sendo necessária a Série de Fourier, o instrumento necessário é um sensor de proximidade ao eixo, onde realizaria uma medição de vibração (oscilação no eixo), que resultaria em um sinal de deslocamento no domínio da frequência em pico-a-pico (microns), através do transmissor Bently Nevada conforme figura 55 e o cabo BNC conforme a figura 56.

Em todos pontos no espectro de velocidade representados acima, possui uma característica semelhante a uma amplitude em 1Xrpm, confirmando que o equipamento está sujeito a um fenômeno de desbalanceamento.

4.2 Análise e Resultados Motor Real (CP103)

Neste equipamento real, é composto por um motor e compressor de Ar, sua fonte excitadora de vibração é uma bomba de óleo acoplado ao eixo no lado traseiro do motor criando uma força de desbalanceamento no eixo, pela falta de rigidez de fixação. Conforme a figura 74 abaixo.



Figura 74: Motor CP103

Fonte: Foto do autor

Este tipo de equipamento por ser de natureza de grande porte, e de importância para indústria, existe uma outra natureza de medição que são os sinais de proximitor ou sensor de contato (monitora toda oscilação do eixo). A medição situada é chamada proximitor, que coleta os dados na forma de onda no tempo e são transformados para domínio da frequência através da (FFT), os resultados são obtidos de deslocamento em pico(pk) ou pico a pico(pk-pk) ou mils. E essa constante é de grande importância para realização da representação matemática da forma de onda. Conforme a figura 75 abaixo, exemplifica o tipo de coleta através do transmissor.

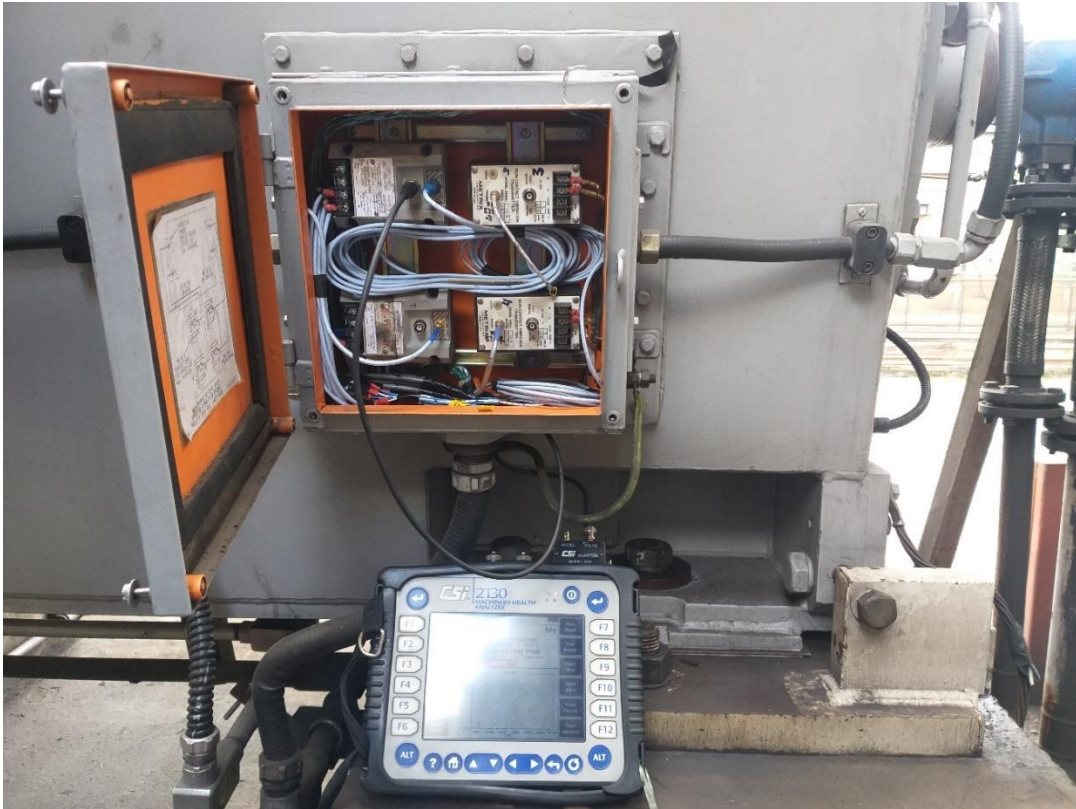


Figura 75: Banco de transmissores de vibração

Fonte: Foto do autor

Dados de Velocidade com sinal de acelerômetro:

Forma de onda e espectro de velocidade nos pontos HOR, VERT e AXIAL na localização Free End e Cplg End, conforme os gráficos 39, 40, 41, 42, 43, 44, 45, 46 e 47 abaixo:

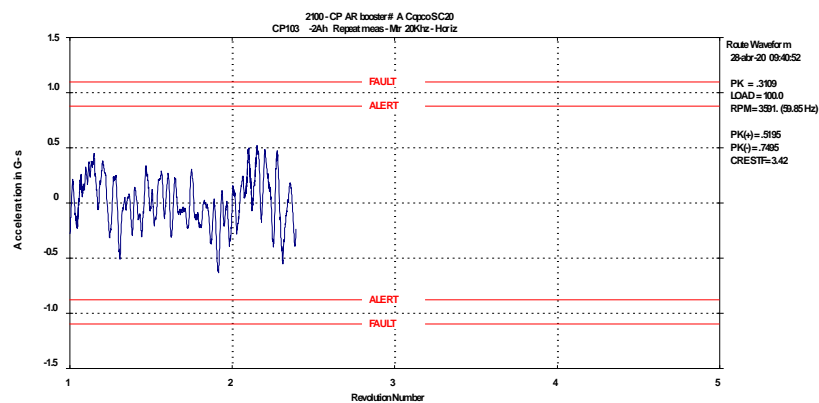


Gráfico 39: Aceleração no tempo

Fonte: Software do CSi2130

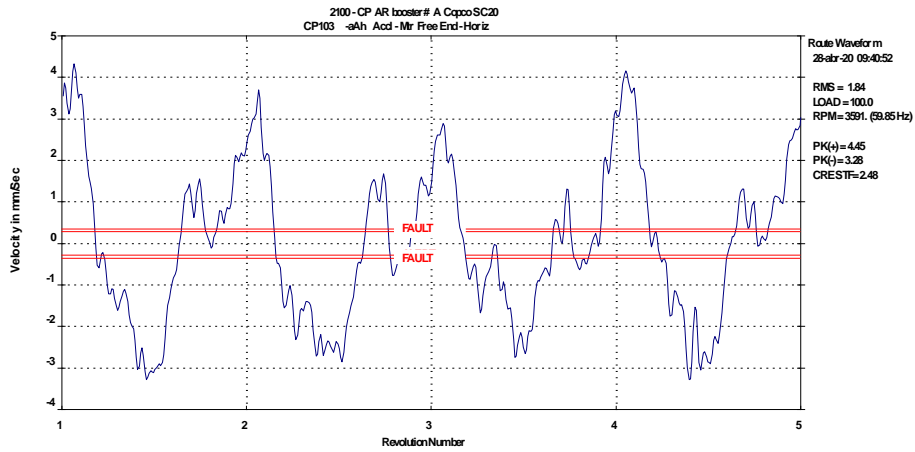


Gráfico 40: Forma de onda da velocidade no tempo

Fonte: Software do CSi2130

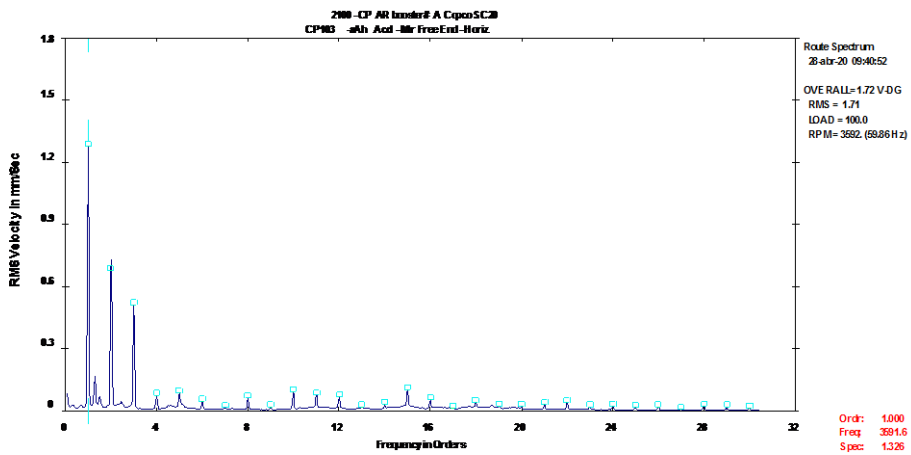


Gráfico 41: Espectro de velocidade na frequência

Fonte: Software do CSi2130

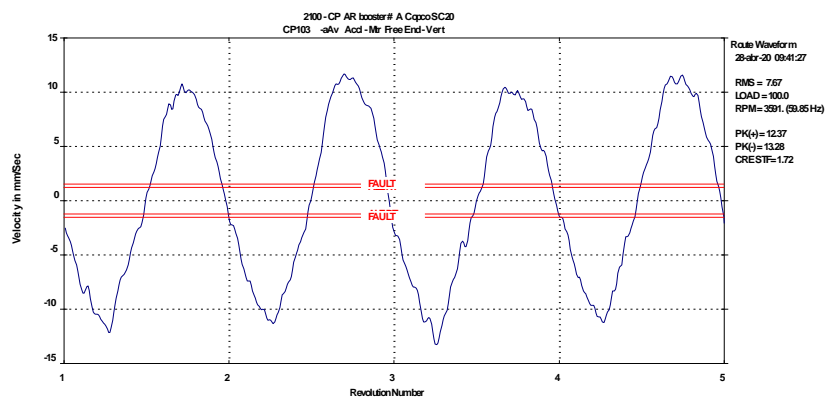


Gráfico 42: Forma de onda da velocidade no tempo

Fonte: Software do CSi2130

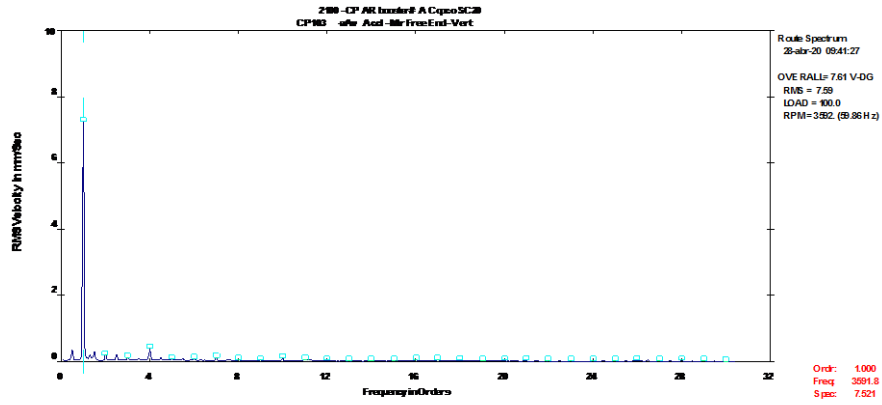


Gráfico 43: Espectro de velocidade na frequência

Fonte: Software do CSi2130

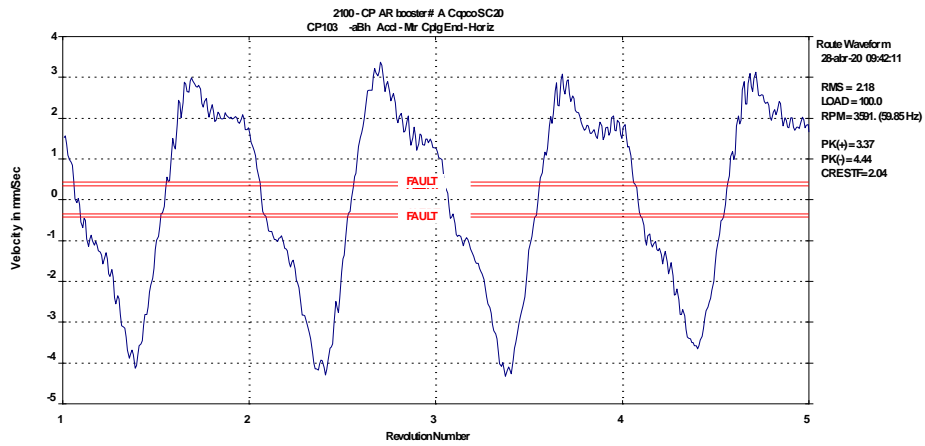


Gráfico 44: Forma de onda da velocidade no tempo

Fonte: Software do CSi2130

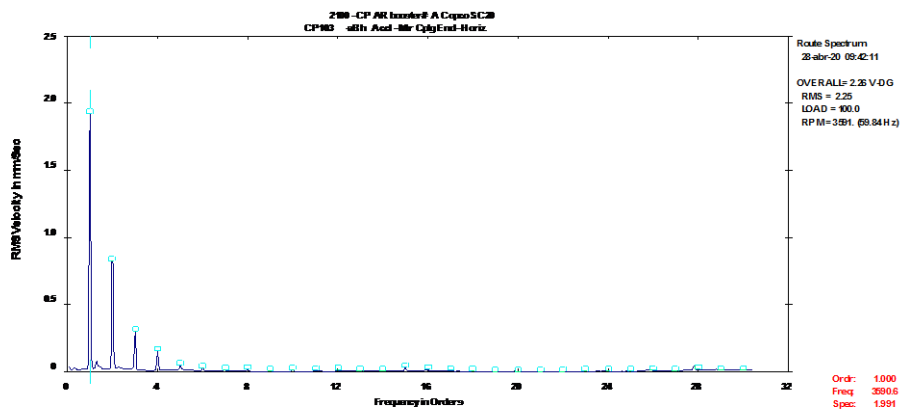


Gráfico 45: Espectro de velocidade na frequência

Fonte: Software do CSi2130

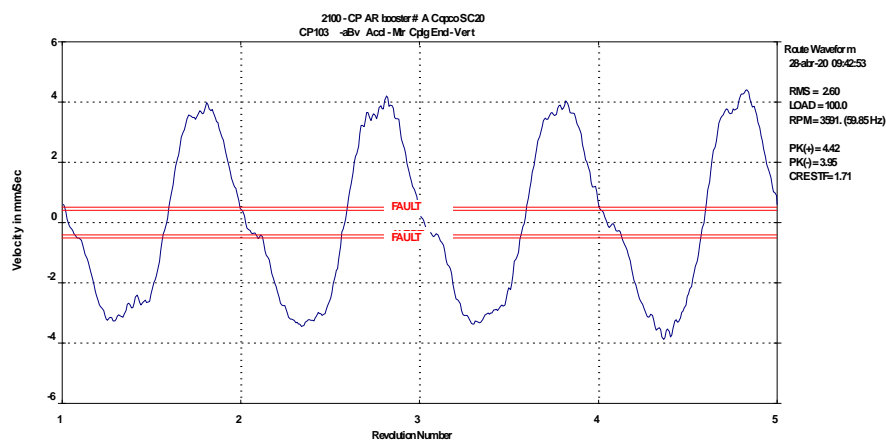


Gráfico 46: Forma de onda da velocidade no tempo

Fonte: Software do CSi2130

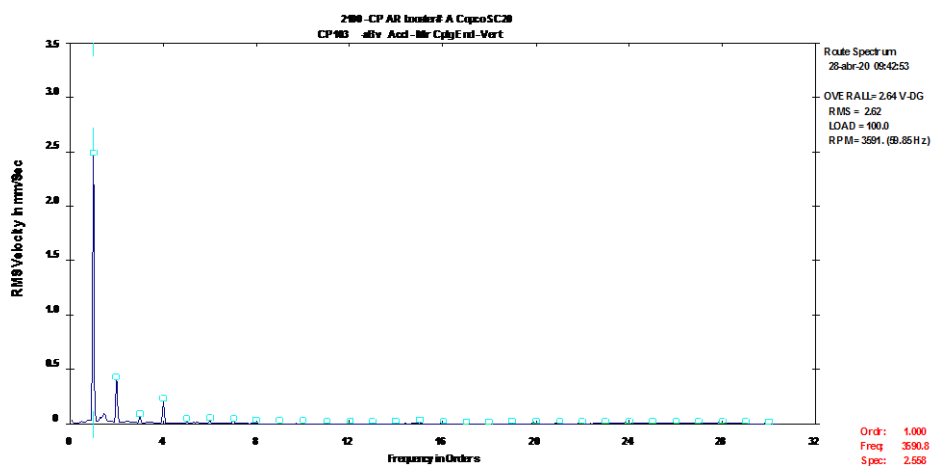


Gráfico 47: Espectro de velocidade na frequência

Fonte: Software do CSi2130

Os dados obtidos do motor CP103 nos mostra uma amplitude elevada em 1xRPM no espectro, devido a força que causa desbalanceamento que a bomba está provocando, resultando em um espectro semelhante a do motor-FOA representado no gráfico 47.

Dados de deslocamento com sinal de proximitor:

Forma de onda e espectro de deslocamento cujo referentes TAGS informados nos pontos Free End e Cplg End, conforme os gráficos 48 a 55.

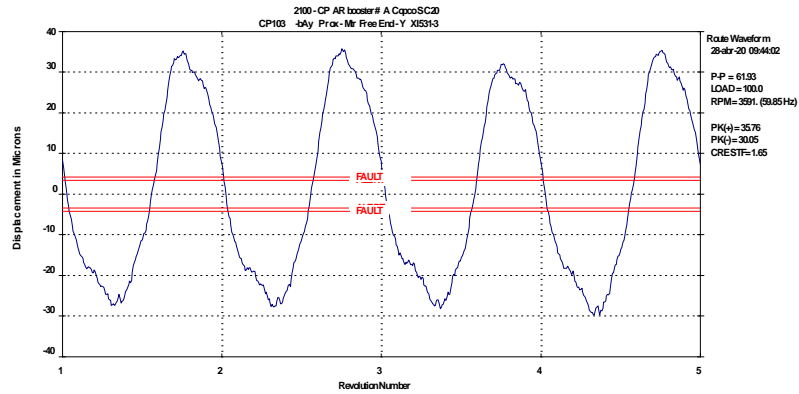


Gráfico 48: Forma de onda do deslocamento no tempo

Fonte: Software do CSi2130

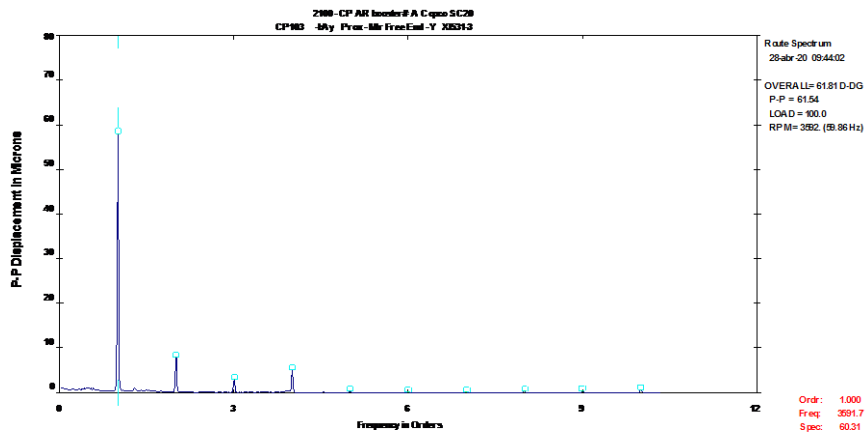


Gráfico 49: Espectro de deslocamento na frequência

Fonte: Software do CSi2130

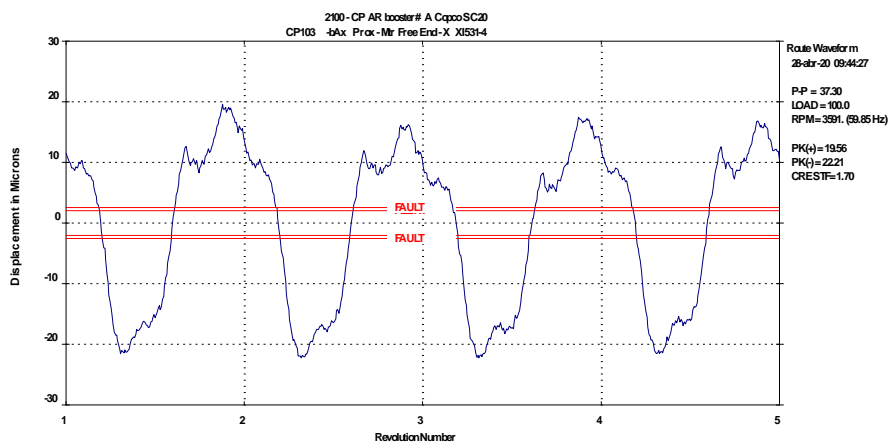


Gráfico 50: Forma de onda do deslocamento no tempo

Fonte: Software do CSi2130

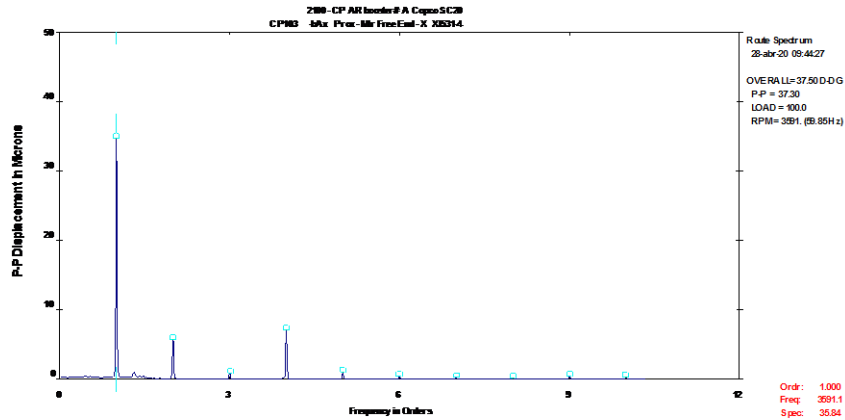


Gráfico 51: Espectro de deslocamento na frequência

Fonte: Software do CSi2130

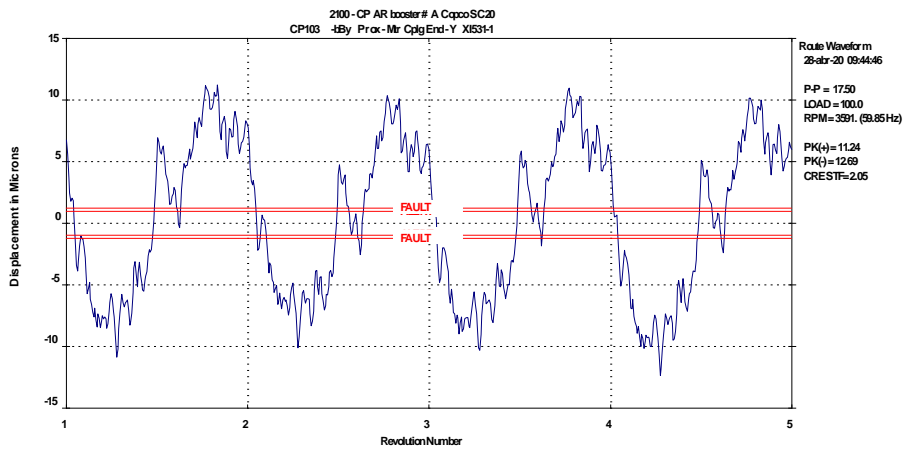


Gráfico 52: Forma de onda do deslocamento no tempo

Fonte: Software do CSi2130

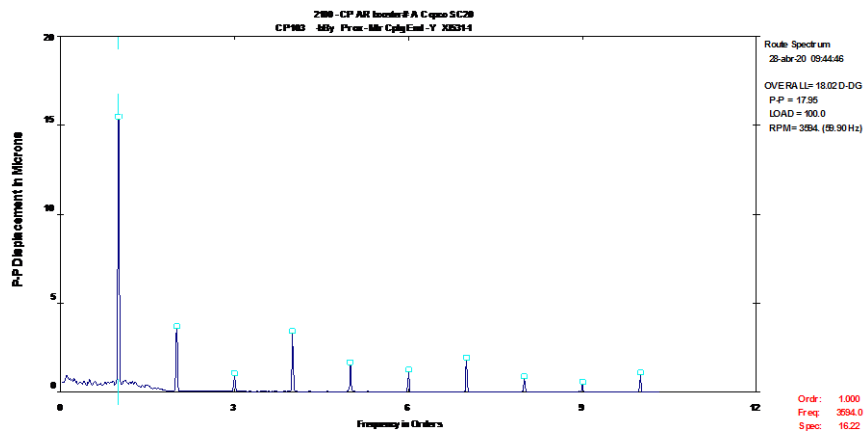


Gráfico 53: Espectro de deslocamento na frequência

Fonte: Software do CSi2130

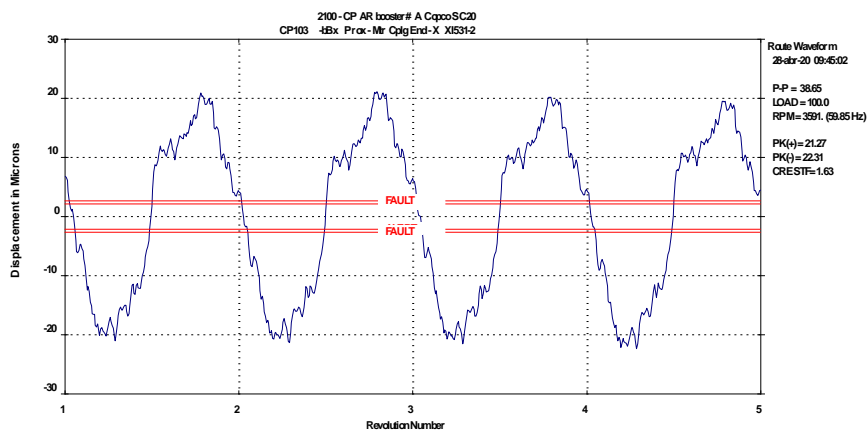


Gráfico 54: Forma de onda do deslocamento no tempo

Fonte: Software do CSi2130

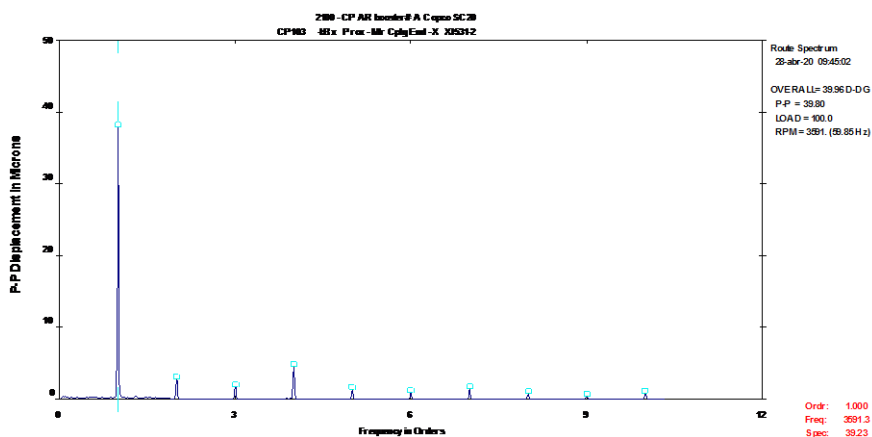


Gráfico 55: Espectro de deslocamento na frequência

Fonte: Software do CSi2130

As figuras representadas acima em forma de onda representam o sinal do domínio do tempo transformado para espectro para domínio da frequência, resultando num sinal em deslocamento.

4.3 Comparação de Espectros Motor Protótipo x Motor Real

Embora todos os espectros resultaram em características semelhantes, nesta comparação estaremos selecionando os pontos que se destacaram em relação a amplitude.

Motor Protótipo (Motor –FOA)

O espectro de velocidade do ponto Vertical do Motor-FOA, representado no gráfico 56

abaixo:

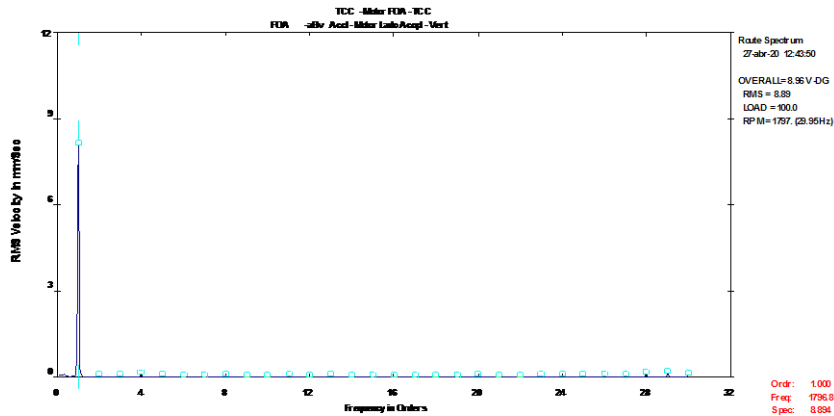


Gráfico 56: Ponto VERT lado acoplado

Fonte: Software do CSi2130

Motor Real (CP103)

O espectro de velocidade do ponto Vertical do Motor CP103, representado gráfico 57

abaixo:

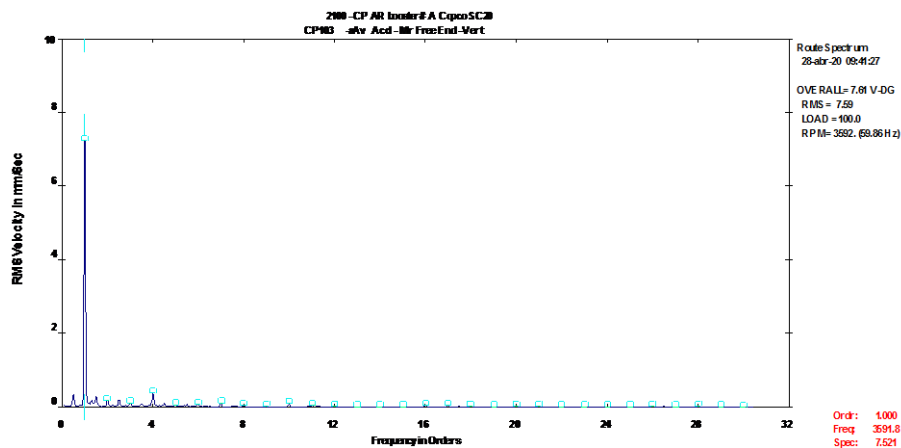


Gráfico 57: Ponto VERT Free End

Fonte: Software do CSi2130

Como podemos observar, os dados resultantes são bem semelhantes, obtendo um espectro de velocidade em mm/sec com uma amplitude elevada em 1xRPM. Com base na Carta de Charlotte, as análises são realizadas por comparações gráficas, nos fornecendo todas características de espectros relacionado a problemas e falhas mecânicas e elétricas de máquinas rotativas. E estes motores em análise comparativas, estão sobre o efeito de desbalanceamento

de massa, conforme a carta nos indica na figura 76 abaixo.

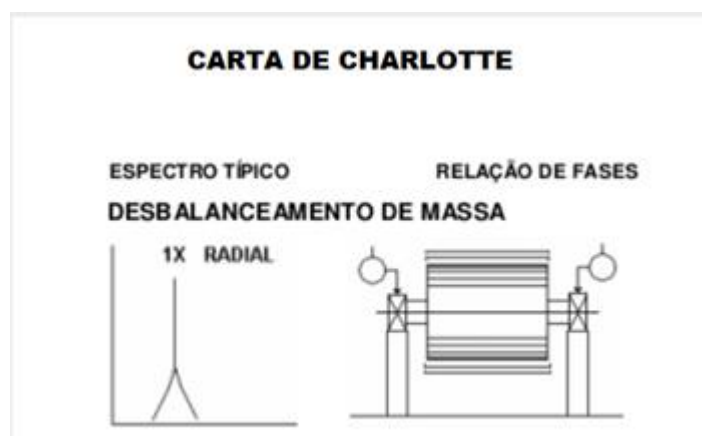


Figura 76: Carta de Charlotte

Fonte: Foto do autor

Observações da carta de Charlotte:

Desbalanceamento de Forças estará em fase e será permanente. A amplitude devida ao desbalanceamento crescerá com o quadrado da velocidade (3X de aumento da velocidade = 9X de aumento na vibração). 1X RPM sempre está presente e normalmente domina o espectro. Pode ser corrigida pela colocação, simplesmente, de um peso de balanceamento em um plano no centro de gravidade do rotor.

4.4 Memorial de calculo

Nesta parte estaremos abordando de forma simplificada, os cálculos que resultam o sinal do domínio do tempo para domínio da frequência.

$$V = D \cdot 2\pi f$$

V – Velocidade em mm/sec;

D – Amplitude do movimento vibratório em pico(pk) μm ;

f – Frequência do movimento vibratório em Hz.

Através dos dados de deslocamento do motor real (CP103), estaremos realizando os cálculos com intuito de comprovar os valores da amplitude dados no espectro.

Constantes obtidas para o calculo:

RMS = 70 % da Amplitude;

D = Amplitude do ponto selecionado;

$$D = \text{pico} = \frac{pk-pk}{2} \quad (4.4)$$

f = 3560 RPM - 59,33 Hz ;

Localização -Ponto - TAG X15313

Apenas o ponto mais relevante será representado conforme o gráfico 58 abaixo:

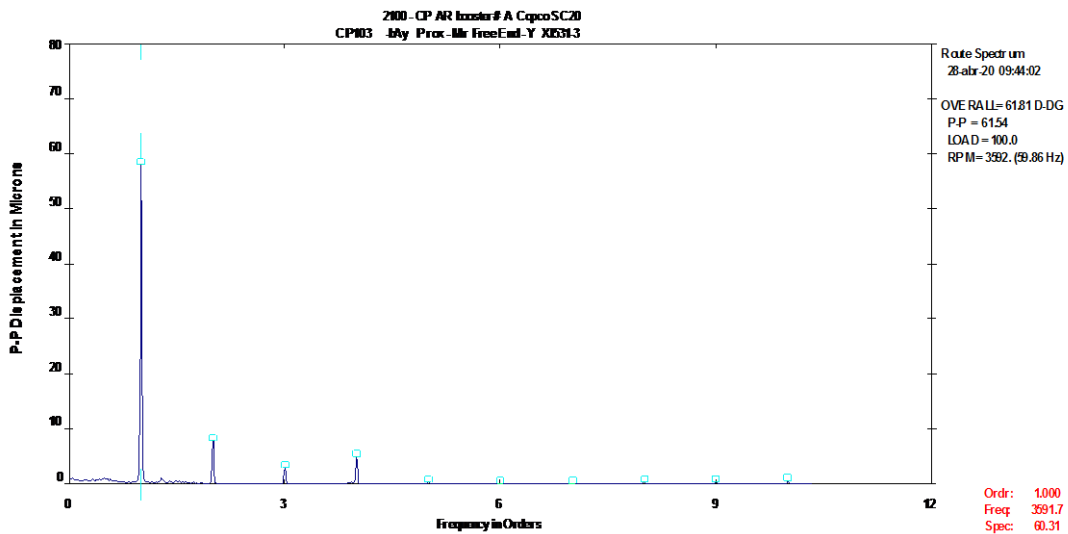


Gráfico 58: Espectro de deslocamento na frequência

Fonte: Software do CSi2130

Pico a Pico = 61,64 μ

$$\text{pico} = \frac{pk - pk}{2} = \frac{61.64}{2} = \mu$$

D = 30.82 μ

$$V = D \times 2 \times \pi \times f$$

$$V = 30.82 \times \frac{3560 \times 2 \times \pi}{60} = \mu\text{m/s}$$

$$V = 30.82 \times \frac{3560 \times 2 \times \pi}{60 \times 1000} = 11,489 \text{ mm/s } \textit{pico}$$

$$V = 11,489 \times 0,7 = 8.04 \text{ mm/s } \textit{RMS}$$

Espectro resultante:

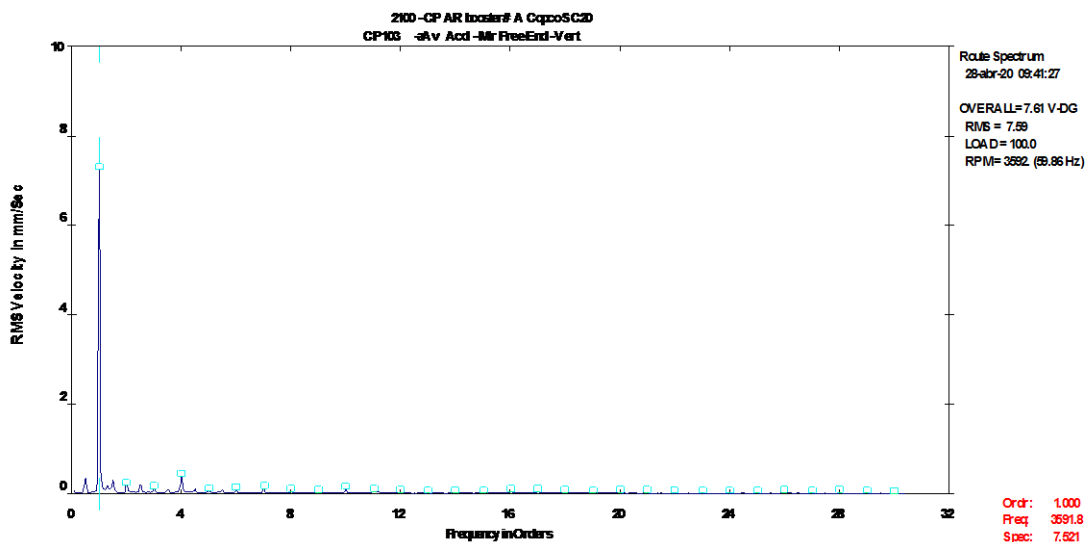


Gráfico 59: Espectro de velocidade na frequência

Fonte: Software do CSi2130

Resultados:

Com base no resultados do cálculos, No motor-CP103 obteve uma amplitude de 8,04 mm/s RMS através da representação matemática da forma de onda, comparando a espectro obtido no gráfico 59 acima, com uma amplitude de 7,59 mm/seg, com percentual de 4,5 % de erro.

Portanto podemos confirma o resultado obtido no gráfico com o resultado obtido no memorial de calculo.

Esta analise foi feita através de um motor real CP103, obtendo o calculo referente a ponto especifico na área do mancal(Free End) do motor, aonde esta mais sujeito a amplitude mais relevante devido a força localizada que a bomba esta submetendo devido a sua falta de

rigidez de fixação.

Podendo confirma em representação matemática, graficamente em forma de espectro, e comparativo através da carta de charlotte, comparando o motor protótipo (motor-FOA) com o motor real (CP103).Concluindo que os mesmo equipamentos estão sujeito a este fenômeno de desbalanceamento.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Concepções como manutenção preditiva, preventiva e gestão de ativos são nos dias de hoje, extremamente utilizadas no meio industrial em variadas áreas, possibilitando assim, constantes melhorias a empresas que adotam para si tais conceitos.

No tocante a manutenção o tópico vibração vem se destacando em diversos cenários, visto que as análises realizadas nos equipamentos em sua grande maioria não necessitam de uma parada total, o que em uma linha de produção não ocasionaria grandes perdas econômicas. Análise de vibração embora no passado se destacasse pela complexidade de sua obtenção por meio de modelagem matemática, com o avanço tecnológico e o auxílio de softwares resultados são conseguidos de maneira mais simplória.

De mesma forma o conceito de gestão de ativos é contemplado pelos testes de vibração, pois a capacidade da análise de prever problemas com considerável exatidão, proporcionam a empresas um maior “conhecimento” sobre seus equipamentos e assim poder oferecer a seus consumidores um produto de melhor qualidade.

A engenharia mecânica com o auxílio de outras áreas de atuação visa o desenvolvimento contínuo dos processos de produção e de seus colaboradores, afirmação com a qual análises de vibrações “corroboram”, pois sua realização é prática e 100% segura para o operador.

Dada à praticidade de tais análises, foi desenvolvida neste trabalho de conclusão uma abordagem simples e comparativa de teste de vibração em motores desbalanceados, sendo apresentados equipamentos e um passo a passo de como foi realizado todo o processo, seguindo normas recomendadas a fim de que não houvesse incidentes, preservando assim a integridade física dos componentes do grupo.

Todas as análises foram realizadas, através do analisador de vibração CSI2130, com base nos dados essenciais coletados, com intuito de representar os problemas em máquinas rotativas, como o desbalanceamento e através de um espectro de vibração, análise por comparações e modelagem matemática, a fim de demonstrar um estudo específico de vibrações provocadas por desbalanceamento.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Apostila%20Vibração%20-%20Vibracao%20Petrobras.htm

Acesso:20/10/2019 às 19:52h

Associação das Normas Técnicas, NBR 10082, **Análise de vibração mecânica de máquinas com velocidades de operação de 600 a 15000 RPM-bases para especificação e padrões de avaliação**, ABNT, Rio de Janeiro, 2011.

BALDISSARELLI, L.; FABRO, E. Manutenção Preditiva na Indústria 4.0 - **Scientia Cum Industria**, Caxias do sul, v.7, p.12-22. 2019.

COELHO, G. A. T. **Balanceamento dinâmico de um simulador de máquinas rotativas**. 2013. 44f. Dissertação (graduação) – Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro. 2013.

DA SILVA, B. **Bancada para análise de vibração: Análise de falhas em máquinas rotativas**. 2012. 71f. Dissertação (Mestrado) – Universidade de Taubaté. Taubaté 2012.

EISENMANN, R.C.; EISENMANN, R.C. Jr. **Machinery Malfunction Diagnosis and Correction: vibration analysis and troubleshooting for the process industries**, Nova Jersey, Prentice-Hall. 1997

EMERSONPROCESS. **Folder Especificações Técnicas do CSI 2130**. Disponível em: < <http://www.EmersonProcess.com.br> > Acessado em 13 novembro de 2019.

HOLANDA, S. **Aplicação da manutenção preditiva por análise de vibrações em equipamentos de trens urbanos com plano de manutenção proposto**. 2016. 99f. Dissertação (Pós-graduação) – Universidade Federal de Pernambuco, Recife. 2016,

<https://www.infocontrol.pt/artigos-tecnicos/introducao-a-vibracao>

Acesso: 08/09/2019 às 15:50h

<http://www.mmtec.com.br/importancia-da-analise-de-vibracao>

Acesso: 08/09/2019 às 16:56h

<https://docs.google.com/viewer?a=v&pid=sites&srcid=ZGVmYXVsdGRvbWFpbm91bmdtZW1c2p0MjAxMHxneDo1ZjdmZDkzYTVhMmQ1Mzdj>

<https://scottarm.com/wp-content/uploads/pdf/CSI-2130%20Data.pdf>

Acesso: 02/11/2019 às 09:14h

http://www.hottec.com.br/analizadordevibracaoportatil.php?gclid=Cj0KCQjwhtT1BRCiARIsAGIY51Ie0eMCPE7MR6aAnHHvVRNAjsKSudb0oB9pTLFOxRIXI-dSJE9eM0gaAuKaEALw_wcB

Acesso:02/11/2019 às 09:55h

INMAN, D.J. **Engineering vibrations**. 3º ed. Nova Jersey. Prentice- Hall. 2004.

Internacional Organization for Standardization, ISO 2372, **Mechanical vibration of machines with operating speeds from 10 to 200 rev/s -Basis for specifying evaluation standards**, ISO, Suíça, 1974.

Internacional Organization for Standardization, *ISO 10806-1*, **Mechanical vibration - Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts-Part 1: General guidelines**, ISO, Suíça, 1995.

JESUS, S.S.; CAVALCANTE, P.F. Utilização de bancadas de ensaio para estudo de comportamento dinâmico de máquinas rotativas – vibrações mecânicas- **Holos**, Natal, v. 3, p. Acesso:18/04/2020 às 15:48h.

JUNIOR, Joab Silas da Silva. "O que é frequência e período?"; *Brasil Escola*. Disponível em: <https://brasilescola.uol.com.br/o-que-e/fisica/o-que-e-frequencia-e-periodo.htm>. Acesso em 10 de maio de 2020. Acesso:10/05/2020 às 18:08h.

MELO, M. **Indetificação de falhas em sistemas rotativos empregando técnicas não lineares**. 2008. 135f. Dissertação (Pós-Graduação) – Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro. 2008.

NAU, S. L. **análise da influência da excentricidade do rotor sobre o ruído acústico de origem magnética gerada por motores de indução trifásicos**. 2007. 132 f. Dissertação (Doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 2007.

NORTON, R.L. **Cinemática e dinâmica dos mecânismos**. 1º ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda. 2010.

RAO, S.S. **Mechanical Vibrations**. 4.ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.

Sá, M. **Curso de vibraçõesn**. Macaé 2000. (Apostila de Vibrações Petrobrás).

SILVA, S. **Vibrações mecânicas**: Notas de aula 2º versão 2009. 151f. Notas de aula- Universidade estadual do oeste do Paraná, Foz do Iguaçu. 2009.

TELECURSO. **Análise de vibrações**. 2000 (Apostila de Vibrações)

TECHNICAL ASSOCIATES OF CHARLOTTE. **Illustrated Vibrations Diagnostic Chart**.

Disponível em : <https://www.technicalassociates.net/president-profile.html>.

Acesso:03/11/2019 às 15:48h.

THOMPSON, W. T. **Theory of vibrations with applications**. 4º ed. Santa Barbara. Spriger Science + Bussines Media, 1993.

VELLONI, J.E.P. **Pêndulos 2007**, 16f. Tópicos de ensino de física II – UNICAMP.

VENCESLAU, S. **Modelagem matemática de sistemas vibratórios com aplicação de autovalores**. 2015. 95f. Dissertação (Pós- graduação) – Universidade Federal de Sergipe, São Cristóvão. 2015