

**Diagnóstico de Avaria em Bombas e Ventiladores por análise de
Vibrações e equilibragem em Estaleiro pelo Método dos
Coeficientes de Influência**

Trabalho realizado na EFAFLU, Bombas e Ventiladores S.A.

Luís Miguel da Silva Guimarães

Dissertação do MIEM

Orientador na EFAFLU Bombas e Ventilados S.A.: Eng. Cristiano Neves

Orientador na FEUP: Professor José Dias Rodrigues



FEUP

**Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica**

Julho de 2011

Resumo

Este trabalho realizado na empresa EFAFLU, Bombas e Ventiladores S.A. consiste na aplicação à realidade da empresa de um procedimento de diagnóstico de avarias através de análise de vibrações no domínio discreto de frequência, e ainda de um procedimento de equilibragem em estaleiro com base no método dos coeficientes de influência.

Foi feita uma revisão das normas aplicáveis a estes equipamentos, nas áreas da vibração e equilibragem com principal incidência nas normas utilizadas na empresa.

Foi ainda feita uma descrição das principais avarias que resultam em comportamento vibratório que pode indicar avaria, bem como das suas assinaturas ao nível do domínio de frequência.

Por último foram analisados dois casos de estudo. Um mais no campo da análise de vibrações, estando os outros dois mais ligados ao procedimento de equilibragem.

Abstract

This work made on *EFAFLU Bombas e Ventiladores S.A.* is an application on the operational context of the company, off a methodology off fault diagnosis through vibration Fast Fourier Analysis, and off a field balancing process through the Influence Coefficient Method.

A review off the applicable standards was made, with a special attention to the standards use by the company.

A description off the most common malfunctions which may lead to an abnormal vibrational behaviour, and also off their signatures on the discrete frequency domain was also made.

Finally three case studies were approached, one related to the fault diagnosis methodology, the other two related to the field balancing process.

Agradecimentos

Em primeiro lugar gostaria de agradecer aos meus orientadores, Eng. Cristiano Neves e Professor José Dias Rodrigues, pelo seu apoio e partilha quer de conhecimentos quer de experiências ao longo deste trabalho

Gostaria de agradecer à EFAFLU Bombas e Ventiladores S.A. pela oportunidade que me deu de realizar este trabalho integrado na sua estrutura e a todos os seus colaboradores pela forma como me acolheram e me ajudaram durante a realização deste trabalho.

Gostaria de agradecer ao meus amigos, sem os quais quer este trabalho quer o meu percurso académico teria sido se não impossível, pelo menos muito menos agradável.

Finalmente gostaria de agradecer à minha família, principalmente aos meus pais, as minhas principais referências a nível pessoal, profissional e académico, pelo seu apoio e incentivo incondicional.

Lista de Símbolos

F – Força externa

M_o - Momento externo

$\dot{Q}$ - Quantidade de aceleração

K_o - Momento Dinâmico

m – Massa do Sistema Vibratório

k - Coeficientes de Rigidez do Sistema Vibratório

c - Coeficiente de Amortecimento do Sistema Vibratório

F_0, A_p e B_p – Coeficientes de Fourier

X_p - Deslocamento Estático

ω – Velocidade Angular

$\mathcal{F}(x)$ - Transformada Díscreta de Fourier

a - Aceleração do Sistema

F_k - Força exercida por uma mola

δ - Deslocamento Infinitésimal

D – Deslocamento, Parametro de análise de Vibração

V – Velocidade, Parametro de análise de Vibração

F_c – Força Centrífuga

M – Massa do Rotor

e – Excentricidade do Centro de Massa do Rotor

ω_n – Frequência de Ressonância

R_{eq} – Raio de Equilibragem

M_{eq} – Massa de Equilibragem

Φ – Fase de um Desiquilíbrio

G – Grau de Equilibragem

m_{rot} – Massa do Rotor

e_{per} – Escentricidade Residual Admissível

U_{per} – Momento de desequilíbrio Admissível

Índice

RESUMO	I
ABSTRACT	III
AGRADECIMENTOS	V
LISTA DE SÍMBOLOS	VII
ÍNDICE	IX
ÍNDICE DE FIGURAS	XIII
ÍNDICE DE TABELAS	XVII
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. CONTEXTUALIZAÇÃO DO TRABALHO	1
1.2. MANUTENÇÃO	2
2. VIBRAÇÕES	7
2.1. CONCEITOS BÁSICOS	7
2.2. EQUAÇÃO DE MOVIMENTO	10
2.3. VIBRAÇÕES EM AMBIENTE INDUSTRIAL	11
2.4. ESTADO VIBRATÓRIO	14
2.4.1. ANÁLISE FFT, <i>FAST FOURIER TRANSFORM</i>	16
2.5. MÉTODOS DE MEDIÇÃO DE VIBRAÇÕES	19
2.5.1. TRANSDUTORES DE DESLOCAMENTO	20
2.5.2. TRANSDUTORES DE VELOCIDADE	20
2.5.3. TRANSDUTORES DE ACELERAÇÃO	22
3. DISPOSIÇÕES NORMATIVAS, VIBRAÇÕES	25
3.1. ISO 10816	25
3.2. <i>NORMALIZZAZIONE VENTILATORI</i> ; VENTILATORI ELICOIDALI E CENTRIFUCHI – EQUILIBRATURA E VIBRAZIONI DEI VENTILATORI – “ANIMA-COER”.	29
3.3. ISO 14694:2003	31
3.4. OUTRAS REFERÊNCIAS	35
3.4.1. CARTA DE RATHBONE	35
3.4.2. CARTA IRD	36
	ix

3.4.3.	CARTA DE BLAKE	36
3.4.4.	CARTA DE SEVERIDADE DO HIDRAULIC INSTITUTE	37
4.	DIAGNÓSTICO DE AVARIAS ATRAVÉS DA ANÁLISE DE VIBRAÇÕES	39
4.1.	CAUSAS MECÂNICAS	40
4.1.1.	DESEQUILÍBRIO	40
4.1.2.	DESALINHAMENTO	44
4.1.3.	EMPENO	47
4.1.4.	FOLGAS E DESAPERTOS	47
4.1.5.	DEFEITOS EM CHUMACEIRAS HIDRODINÂMICAS	50
4.1.5.1.	Oil Wirl	51
4.1.5.2.	Wirl seco	51
4.1.6.	RESSONÂNCIA	52
4.1.7.	DEFEITOS EM ROLAMENTOS	53
4.1.8.	AVARIAS EM MOTORES ELÉCTRICOS	54
4.2.	VIBRAÇÕES CAUSADAS POR MECANISMOS HIDRÁULICOS E AERODINÂMICOS.	54
5.	EQUILIBRAGEM	57
5.1.	EQUILIBRAGEM DE ROTORES RÍGIDOS	57
5.1.1.	EQUILIBRAGEM ESTÁTICA	57
5.1.2.	EQUILIBRAGEM DINÂMICA	58
5.2.	EQUILIBRAGEM DE ROTORES ELÁSTICOS	60
5.2.1.	EQUILIBRAGEM MODAL	60
5.2.2.	EQUILIBRAGEM POR COEFICIENTES DE INFLUÊNCIA	61
5.2.3.	MÉTODO UNIFICADO	63
5.3.	DISPOSIÇÕES NORMATIVAS	64
5.3.1.	ISO 14694	64
5.3.2.	ISO 1940	65
6.	METODOLOGIAS	67
6.1.	ANÁLISE DE VIBRAÇÕES	67
6.2.	MÉTODO DE EQUILIBRAGEM EM ESTALEIRO	70
7.	CASOS DE ESTUDO	77
7.1.	EQUILIBRAGEM VENTILADOR VI 3015	77
7.2.	EQUILIBRAGEM DO VENTILADOR KB 15	81
7.3.	DIAGNÓSTICO DA BOMBA VERTICAL 14 A 75	88
8.	CONCLUSÃO	95
	TRABALHOS FUTUROS	97

BIBLIOGRAFIA	99
ANEXO I – CÓDIGO MATLAB PARA A DETERMINAÇÃO DAS MASSAS DE EQUILIBRAGEM	101
ANEXO II – CÓDIGO MATLAB PARA FREQUÊNCIA DE FALHAS EM ROLAMENTOS	105
ANEXO III – PROPOSTA DE PROCEDIMENTO INTERNO PARA ANÁLISE DE VIBRAÇÕES	107
ANEXO IV – PROPOSTA DE PROCEDIMENTO INTERNO PARA EQUILIBRAGEM EM ESTALEIRO	109
ANEXO V – PROPOSTA DE PROCESSO A SER INTEGRADO NO SISTEMA DE GESTÃO DA QUALIDADE PARA A EQUILIBRAGEM EM ESTALEIRO	113
ANEXO VI – CERTIFICADO DE ESTADO VIBRATÓRIO DO VENTILADOR VI 3015	119

Índice de Figuras

Figura 1 - Evolução histórica da abordagem à manutenção	2
Figura 2 - Analogia do Iceberg para os custos de Manutenção	3
Figura 3 - Quadro comparativo das diferentes técnicas de análise de vibrações. Retirado da norma ISO 13380:2002	5
Figura 4 - Ilustração esquemática das trocas de energia e componentes de um sistema Vibratório	8
Figura 5 - Esquema de um sistema vibratório com um grau de liberdade	8
Figura 6 - Exemplo de um sistema contínuo	9
Figura 7 - Excitação Periódica	9
Figura 8 - Excitação Não-Periódica	10
Figura 9 - Diagrama de corpo livre de um sistema com um grau de liberdade	11
Figura 10 - Exemplo de uma Função Periódica	12
Figura 11 - Excitação e resposta Periódicas (Rodrigues 2009)	13
Figura 12 - Relação entre valores de Pico, Médios e rms de uma onda sinusoidal	15
Figura 13 – Vibrómetro Adash 4900	15
Figura 14 - Equipamento de medição de Vibração com capacidade de Filtragem	16
Figura 15 - Espectro FFT obtido com um equipamento Portátil	18
Figura 16 - Equipamento portátil de análise de Vibrações com capacidade FFT	18
Figura 17 - Esquema de um transdutor de proximidade	20
Figura 18 - Diferentes montagens de transdutores de velocidade	21
Figura 19 - Esquema representativo de um acelerómetro	22
Figura 20 - Variação do Intervalo de Frequência com o tipo de montagem do acelerómetro	24
Figura 21 - Pontos de medição para um equipamento de montagem vertical. (bomba)	28
Figura 22 - Pontos de medição para um equipamento com montagem do tipo horizontal	29
Figura 23 - Exemplo de um diagrama de mapeamento das zonas de vibração	30
Figura 24 - Pontos de medição de vibrações para um ventilador centrífugo	33
Figura 25 - Pontos de medição para ventilador de fluxo axial	34
Figura 26 - Carta de Rathbone	35
Figura 27 - Carta de Severidade IRD	36
Figura 28 - Carta de Severidade de Blake	37

Figura 29 - Carta de severidade do Hidraulic Institute para bombas verticais	38
Figura 30 - Exemplo de um sinal vibratório no Domínio temporal	39
Figura 31 - Corpo em rotação totalmente equilibrado	40
Figura 32 - Massa rotativa desequilibrada. Desequilíbrio expresso em termos de excentricidade	40
Figura 33 - Massa rotativa desequilibrada. Desequilíbrio expresso em termos de massa residual e da sua distância ao centro de massa	41
Figura 34 - Mecanismo de geração do sinal de desequilíbrio	41
Figura 35 - Exemplo de um espectro FFT de um equipamento desequilibrado	41
Figura 36 - Representação esquemática do desequilíbrio estático	42
Figura 37 - Representação esquemática do desequilíbrio estático	42
Figura 38 - Representação Esquemática do desequilíbrio dinâmico	43
Figura 39 - Representação esquemática da evolução da fase do sinal de vibração	44
Figura 40 - Exemplo esquemático de desalinhamento Paralelo	45
Figura 41 - Esquema tipo de um espectro de vibração FFT resultante de um desalinhamento paralelo	45
Figura 42 - Esquema representativo de um deslocamento angular	45
Figura 43 - Esquema de um acoplamento com desalinhamento angular	46
Figura 44 - Esquema representativo do desalinhamento combinado	47
Figura 45 - Espectro FFT típico para um desalinhamento combinado	47
Figura 46 - Esquema de um tipo de folga estrutural	48
Figura 47 - Espectro esquemático de vibrações devido a folgas na placa de base	48
Figura 48 - Ilustração de um mecanismo desequilibrado com folgas nos parafusos de aperto	49
Figura 49 - Espectro esquemático de vibrações devido a folgas do tipo II	49
Figura 50 - Esquema de veio e chumaceira radial montados com folga	49
Figura 51 - Espectro esquemático de vibrações devido a folgas do tipo III	50
Figura 52 - Esquema de chumaceira com Oil Wirl	51
Figura 53 - espectro de vibração de um sistema com wirl seco	52
Figura 54 - Rolamento de esferas	54
Figura 55 - Espectro no domínio de frequência de vibrações originadas por instabilidades hidráulicas	55
Figura 56 - Espectro de vibração gerado por fenómenos de cavitação	55
Figura 57 - Esquema de cálculo dos momentos para a equilibragem dinâmica	58
Figura 58 - Representação do posicionamento das massas excêntricas no plano xô	59
Figura 59 - Output da aplicação para cálculo das frequências de falha dos rolamentos	69

Figura 60 - Equipamento de medição de vibração X-Viber	70
Figura 61 - Molas de Equilibragem	71
Figura 62 - Pesos de Prova	72
Figura 63 - Posicionamento dos planos de equilibragem e dos apoios para um ventilador centrífugo	74
Figura 64 - Interface do programa para cálculo das massas de equilibragem	74
Figura 65 - Interface Gráfica da aplicação criada para cálculo das massas de equilibragem	75
Figura 66 - Espectro de Vibração no apoio de Ataque do ventilador aquando da recepção	77
Figura 67 - Configuração do corpo rotórico do Ventilador	78
Figura 68 - Output do programa de cálculo das massas de equilibragem	79
Figura 69 - Espectro de vibração no apoio de ataque após a operação de equilibragem	80
Figura 70 - Ventilador	81
Figura 71 - Espectro de Vibração do apoio oposto ao ataque	82
Figura 72 - Esquema dos apoios e planos par o caso deste ventilador	82
Figura 73 - Transdutor da Velocidade Angular	83
Figura 74 - Equipamento X-Viber preparado para as medições	83
Figura 75 - Equipamento de medição de amplitude e fase de vibração	84
Figura 76 - Output da aplicação para cálculo dos pesos de equilibragem	85
Figura 77 - Espectro de vibração para o apoio B após equilibragem	86
Figura 78 - Output depois do segundo procedimento de equilibragem	87
Figura 79 - Espectro de Vibração da bomba 14 A 75 a 1470 RPM	88
Figura 80 - Esquema representativo da montagem da bomba vertical no laboratório	89
Figura 81 - Evolução da amplitude de vibração com a velocidade de funcionamento	89
Figura 82 - Espectro de vibração da bomba 14 A 75 após equilibragem para 1455 RPM	90
Figura 83 - Espectro do ensaio de impacto da tubagem	91
Figura 84 - Esquema Representativo Mudança dos apoios da tubagem	92
Figura 85 - Espectro de vibração da bomba com a nova situação de apoio para 1470 RPM	92

Índice de tabelas

Tabela 1 - Limites das Zonas de funcionamento para equipamentos do grupo I.....	26
Tabela 2 - Limites das Zonas de funcionamento para equipamentos do grupo II.....	27
Tabela 3 - Limites das Zonas de funcionamento para equipamentos do grupo III	27
Tabela 4 - Limites das Zonas de funcionamento para equipamentos do grupo IV	28
Tabela 5 - Classificações de ventiladores segundo a norma ISO 14694	32
Tabela 6 - Valores de Referência para ventiladores ensaiados em fábrica	33
Tabela 7 - Níveis de Vibração para ventiladores em estaleiro	34
Tabela 8 - Graus de Equilibragem para Rotores Rígidos segundo a norma ISO 14694	65
Tabela 9 - Categorias de Aplicação segundo a norma ISO 1940 - 1.....	66



Diagnóstico de Avaria em Bombas e Ventiladores por análise de Vibrações
e equilibragem em Estaleiro pelo Método dos Coeficientes de Influência

1. Introdução

1.1. Contextualização do trabalho

A EFAFLU, Bombas e Ventiladores S.A. é uma empresa nacional cujas principais áreas de negócio se prendem com a produção, comercialização e assistência a equipamentos de bombagem e ventilação.

Dada a génese da sua actividade, a EFAFLU necessita em variadas ocasiões e contextos de proceder a acções de manutenção e reparação que exigem um diagnóstico assertivo da condição dos equipamentos tanto nas suas próprias instalações como em acções desencadeadas no exterior.

Assim sendo a implementação de um processo de diagnóstico de avarias por análise de vibrações adequa-se às necessidades da empresa, fornecendo mais um processo de suporte às actividades de assistência e reparação, possibilitando uma resposta mais flexível a cada solicitação e também uma ferramenta de elevada utilidade em contextos de acompanhamento e manutenção dos equipamentos fornecidos.

Relativamente à parte do trabalho relacionada com a equilibragem em estaleiro, esta destina-se a dotar a empresa de mais um processo muitas vezes necessário na instalação e manutenção de máquinas rotativas como é o caso de bombas e ventiladores. O grande objectivo desta parte do tema era para além de controlar o processo ser capaz de o conhecer e adaptar às diversas dificuldades e desafios que podem surgir num ambiente industrial no qual os tempos das acções são determinantes para o sucesso de qualquer processo bem como de qualquer organização.

1.2.Manutenção

Segundo (Farinha, 1997) o termo manutenção tem a sua origem ancestral no mundo militar referindo-se às acções que teriam como objectivo manter um exército com as condições necessárias para continuar em combate.

Actualmente existem várias definições vertidas em normas nacionais e internacionais relativas ao conceito de manutenção sendo que a norma ISO 13306:2006 define manutenção como, **o conjunto de operações técnicas e administrativas realizadas durante a vida útil de um bem destinadas a mantê-lo ou repô-lo num estado que permita que este desempenhe a função requerida.**

Até meados do século passado a manutenção não era encarada como um processo em si, limitando-se apenas à substituição e reparação de peças danificadas (Pinto, 1999).

Com a evolução dos processos industriais a manutenção começou a ser encarada como um processo de suporte independente, e com crescente importância devido a factores como o peso crescente dos custos de paragem no peso dos produtos e também a impossibilidade de em alguns casos, como por exemplo o da aviação de efectuar operações de manutenção durante a operação do equipamento. (Pinto, 1999). No diagrama abaixo apresentado, adaptado do manual da SKF pode-se verificar a evolução das abordagens relativas à manutenção com o tempo.



Figura 1 - Evolução histórica da abordagem à manutenção

No que aos custos diz respeito, segundo a Associação Portuguesa de Manutenção Industrial os custos de manutenção em Portugal podem ascender a 4% ou 5% do PIB (Santos, 2009), o que para os números de 2010 pode ascender a um valor de cerca de 8600 M€.

Segundo (Mobley, 2004) os custos de manutenção podem variar de 15% a 60% do custo final de um produto, sendo que (Souris, 1992) compara os custos dos processos de manutenção a um Iceberg, onde a parte visível, custos associados a mão-de-obra, peças sobresselentes, tempo de intervenção, ferramentas para manutenção, etc., representa apenas uma pequena percentagem dos custos quando comparada com os custos invisíveis associados a perdas relativas aos períodos de paragem de produção e perdas por indisponibilidade, como está esquematizado na Figura 2 - Analogia do Iceberg para os custos de Manutenção.



Figura 2 - Analogia do Iceberg para os custos de Manutenção

Este facto demonstra que existe um enorme potencial para uma redução dos desperdícios associados à manutenção, sendo que foi o desejo de alcançar esse objectivo que levou à introdução de novas filosofias de manutenção nomeadamente a **Manutenção Preventiva e a Manutenção Preditiva**.

As definições para este tipos de manutenção são as seguintes (Parreira, 2009):

- **Manutenção Preventiva**

Manutenção efectuada a intervalos de tempo pré-determinados, ou de acordo com critérios prescritos, com a finalidade de reduzir a probabilidade de avaria ou de degradação do funcionamento de um bem.

Dentro da manutenção preventiva podem ainda ser consideradas várias subcategorias tendo em consideração os critérios que despoletam as acções de manutenção. As definições das subcategorias são as seguintes:

- **Manutenção Programada:**

Tipo de manutenção Preventiva efectuada de acordo com um calendário pré-estabelecido ou com um número definido de unidades de utilização.

- **Manutenção Sistemática:**

Tipo de manutenção Preventiva efectuada de acordo com um calendário pré-definido ou com um número definido de unidades de operação. Estas operações de manutenção são levadas a cabo sem que seja feita uma análise da condição do equipamento.

- **Manutenção Condicionada:**

Tipo de manutenção Preventiva baseada na vigilância do funcionamento do equipamento ou dos seus parâmetros indicativos integrando as acções daí recorrentes.

Dentro da Manutenção condicionada podemos ainda incluir a **Manutenção Preditiva**.

Este tipo de manutenção condicionada baseia-se na extrapolação para o futuro de dados recolhidos ao longo do tempo sobre o comportamento de um determinado equipamento, permitindo assim que se preveja quando o equipamento poderá entrar em avaria.

Todas as acções de manutenção condicionada assentam na capacidade de o responsável pela manutenção conseguir determinar a condição do equipamento. Assim sendo este conceito enquadra-se numa filosofia de manutenção baseada na condição.

Dada a grande diversidade e complexidade de elementos mecânicos a monitorizar existe uma grande variedade de técnicas de diagnóstico que podem ser utilizadas num contexto de manutenção condicionada. Essas técnicas vão desde a análise de lubrificantes, a termografia, a análise de ultra-sons, a análise de partículas de desgaste. No entanto a técnica que merece maior destaque e que é mais utilizada a nível industrial é a análise de vibrações.

No seu trabalho, (Carnero, 2003) aferiu as diversas vantagens e desvantagens associadas a cada método de diagnóstico, tendo concluído que a análise de vibrações é a técnica mais utilizada pois adequa-se igualmente aos equipamentos alternativos e rotativos, e para além disso permite a detecção de um grande número de avarias sem que a disponibilidade do equipamento seja afectada. Para suportar também esta conclusão apresenta-se na Figura 3 um quadro comparativo das diferentes técnicas de diagnóstico de avarias retirado da ISO 13380:2002.

Este quadro evidencia a importância e versatilidade desta técnica de diagnóstico, sendo que uma recolha regular de dados vibratórios de um determinado equipamento permite que se analisem tendências nos níveis de vibração e que possa dessa forma ser feito um planeamento mais objectivo das acções de manutenção.

Apesar das vantagens expostas, esta técnica apresenta também algumas condicionantes à sua aplicação generalizada. Desde logo a utilização desta técnica para além dos equipamentos de medida obviamente necessários exige técnicos qualificados com domínio de diversos conceitos ao nível dos mecanismos vibratórios, o que por si só exige um grande investimento a nível de tempo e dinheiro. Adicionalmente o próprio processo de recolha e análise de dados consome bastante tempo, sendo por isso mais um entrave à aplicação generalizada deste processo de diagnóstico.

Defeito / Técnica	Análise de vibrações	Termografia	Análise de óleos	Análise acústica	Visualização com estroboscópio
Desequilíbrio	✓	●	●	●	●
Desalinhamento	✓	◇	●	●	●
Empeno de veio	✓	●	●	●	●
Desaperto	✓	●	●	●	◇
Ressonância	✓	●	●	●	●
Defeito em rolamento	✓	◇	◇	◇	◇
Cavitação	✓	●	●	◇	●
Defeito em m. eléctrico	✓	◇	●	●	●
Defeito em engrenagem	✓	●	◇	◇	◇
Defeito em transmissão	✓	◇	●	●	◇

Legenda: ✓ Prática de monitorização de condição adequada à detecção do defeito

◇ Prática de monitorização de condição parcialmente adequada à detecção do defeito

● Prática de monitorização de condição não adequada à detecção do defeito

Figura 3 - Quadro comparativo das diferentes técnicas de análise de vibrações. Retirado da norma ISO 13380:2002

Pelas razões acima apresentadas a monitorização da condição dos equipamentos através da análise do seu comportamento vibratório constitui um processo com um amplo potencial a nível industrial sendo por essa razão um dos processos base das políticas de manutenção baseadas na condição do equipamento.

2. Vibrações

Todos os equipamentos rotativos apresentam quando em funcionamento um nível determinado de vibração e ruído, sendo que parte deste comportamento é originado através de excitações causadas por perturbações mecânicas que interferem directamente no desempenho do equipamento, sendo que qualquer alteração neste comportamento indicia uma deterioração no estado do equipamento.

Esta filosofia implica também o estabelecimento de níveis vibratórios adequados a cada equipamento e às suas funcionalidades para que se possa interpretar de forma correcta os dados recolhidos em cada equipamento. Esta definição pode ser feita aquando do projecto do equipamento, no entanto quando as informações expressas no projecto são omissas em relação a este ponto, existem diversos documentos normativos que estabelecem os níveis vibratórios de referência para os diferentes equipamentos em função do seu tipo e da sua utilização. Uma descrição das normas aplicáveis no âmbito deste trabalho será feita mais à frente neste trabalho.

Para uma correcta identificação da fonte e avaria em complemento à monitorização da evolução do comportamento vibratório do equipamento deve ainda ser compreendido que cada componente do sistema em questão gera um sinal vibratório próprio que funciona como uma assinatura desse elemento em particular.

Assim sendo uma cuidadosa monitorização do estado vibratório do equipamento constitui a base de qualquer política de manutenção condicionada.

2.1. Conceitos Básicos

A vibração mecânica pode definir-se com um movimento alternado em relação a uma posição de referência. (Rodrigues, 2009).

Qualquer sistema com movimento como o descrito acima denomina-se por sistema vibratório. Estes sistemas são em geral constituídos por um, ou mais, elementos com capacidade para armazenar energia potencial, um, ou mais componentes capazes de armazenar energia cinética, (massa ou inércia), e um ou mais componentes capazes de dissipar energia, (amortecedor).

O mecanismo de vibração de um sistema envolve a transformação da sua energia cinética em energia potencial e a transformação de energia potencial em cinética alternadamente. Caso exista um componente amortecedor é necessário que o sistema seja alimentado por uma força exterior. Um sistema vibratório típico está representado na Figura 4.

Tomando como referência o sistema massa-mola representado na Figura 5 o movimento vibratório e as transformações de energia desenrolam-se da seguinte forma:

A massa é deslocada até à posição x_1 sendo posteriormente largada. Nesta posição a velocidade, e consequentemente a energia cinética são nulas sendo a energia potencial

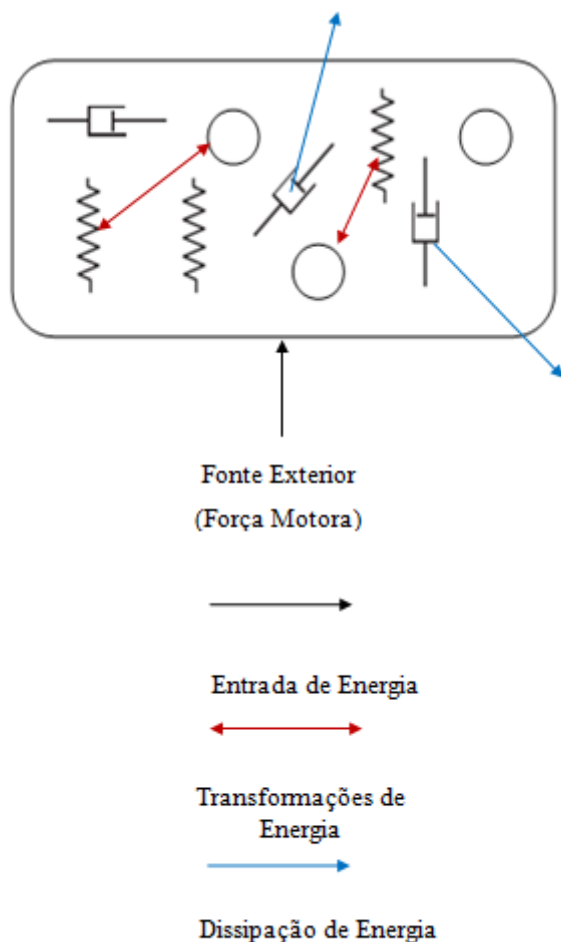


Figura 4 - Ilustração esquemática das trocas de energia e componentes de um sistema Vibratório

máxima. A massa adquire então uma aceleração linear devido à energia potencial elástica que foi “armazenada” na mola aquando do deslocamento inicial. Ao atingir x_0 que corresponde à posição de equilíbrio do sistema, a velocidade e consequentemente a energia cinética são máximas. No percurso de x_0 a x_2 a massa adquire uma aceleração contrária ao sentido do deslocamento, fazendo com que em x_2 a velocidade se anule e mais uma vez a energia potencial seja máxima, iniciando-se no instante seguinte um deslocamento no sentido de x_2 para x_1 . É importante referir que este sistema não é amortecido mantendo-se assim a amplitude de vibração constante e igual a $\frac{x_2 - x_1}{2}$ ao longo do tempo.

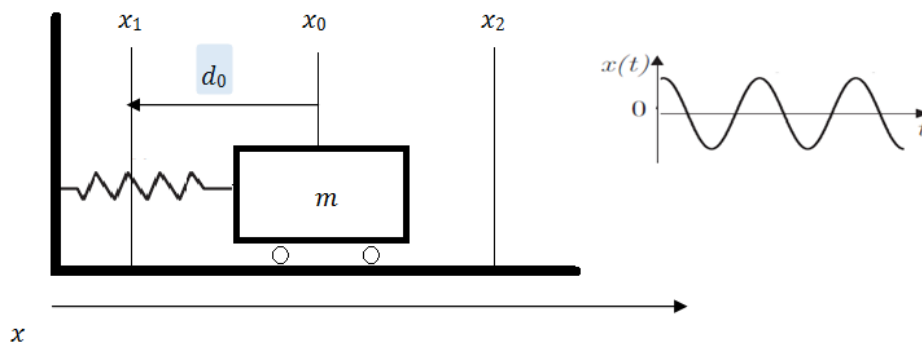


Figura 5 - Esquema de um sistema vibratório com um grau de liberdade

O sistema vibratório exposto na Figura 5 pode ser descrito apenas com um grau de liberdade, no entanto existem sistemas que necessitam de um maior número finito de graus de liberdade para poderem ser descritos, existindo por outro lado outros sistemas que por serem constituídos por elementos elásticos contínuos apenas podem ser descritos de forma exacta recorrendo a um número infinito de graus de liberdade. Aos sistemas que podem ser descritos por um número finito de elementos dá-se o nome de sistemas discretos enquanto os sistemas que exigem um número infinito de graus de liberdade são denominados por sistemas contínuos.

É importante referir que os sistemas contínuos são geralmente tratados como sistemas discretos, pois embora a análise de sistemas contínuos conduza a resultados exactos, esta está limitada a um conjunto limitado de sistemas como vigas, ou veios regulares. A aproximação de sistemas contínuos por sistemas discretos é tanto mais precisa quanto maior for o número de graus de liberdade introduzidos. (Rodrigues, 2009)

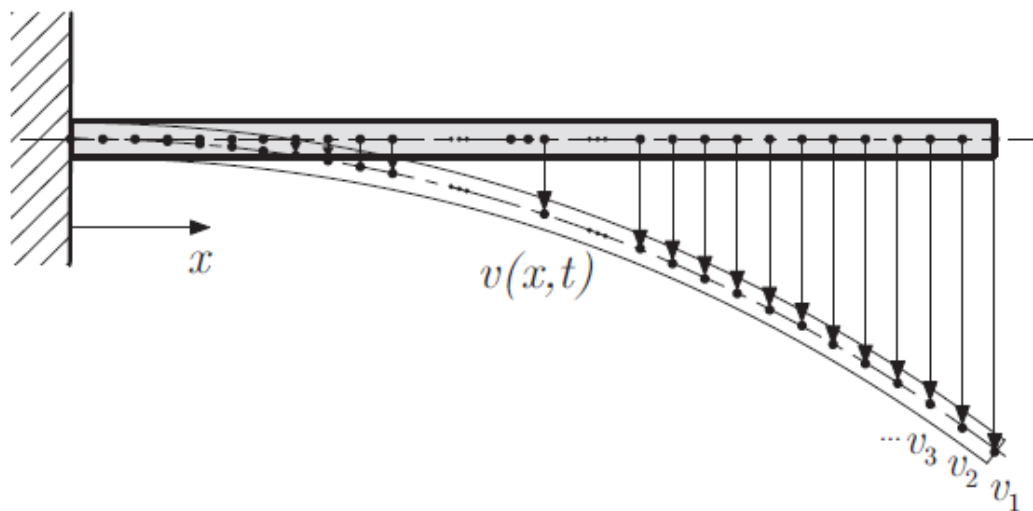


Figura 6 - Exemplo de um sistema contínuo

Para um sistema entrar em comportamento vibratório necessita de uma excitação que retire o sistema da posição de equilíbrio. No caso apresentado na Figura 5 essa excitação é materializada através de um deslocamento inicial, no entanto a excitação pode também ser uma força dinâmica. A forma da excitação no tempo é um dos critérios de classificação para a excitação do sistema. Nas figuras Figura 7 e Figura 8 estão expostos exemplos de excitações.

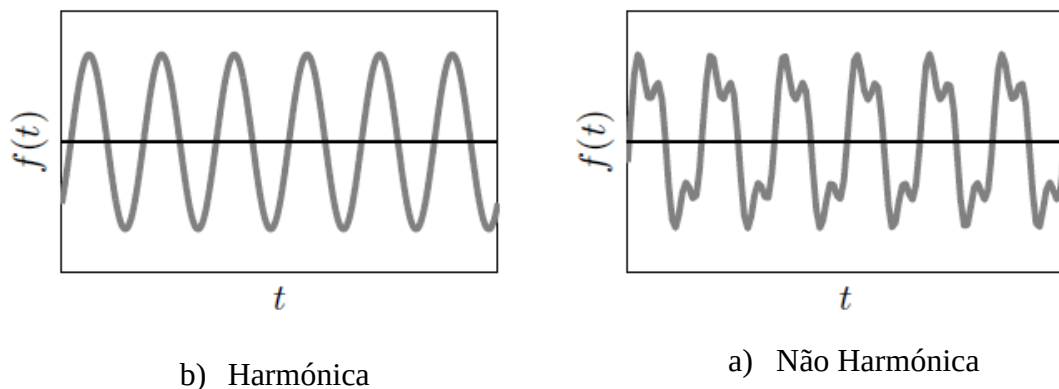
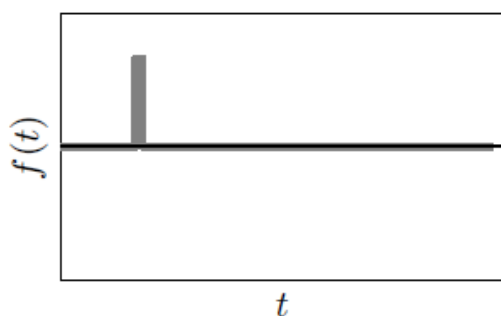
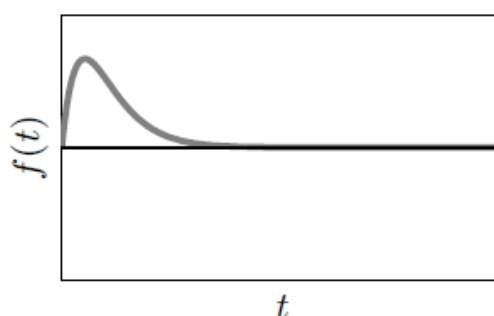


Figura 7 - Excitação Periódica



d) Impulsiva



c) Transigente

Figura 8 - Excitação Não-Periódica

No caso exposto anteriormente na Figura 5 a excitação pode ser classificada como impulsiva, pois trata-se de um deslocamento inicial instantâneo. Já no caso de uma máquina rotativa de como são exemplo bombas e ventiladores a excitação pode ser classificada como periódica.

2.2.Equação de Movimento

A resposta que um sistema vibratório a qualquer excitação depende quer das características do sistema quer da própria excitação. Esta resposta pode ser descrita através das equações de movimento do sistema.

Estas equações podem ser determinada recorrendo quer aos Teoremas Vectoriais da Dinâmica, onde se enquadra a 2ª Lei de Newton e o Principio d'Alembert, ou então recorrendo aos métodos energéticos onde se enquadram o Principio dos Deslocamentos Virtuais, o Principio de Hamilton e as Equações de Lagrange. As equações de movimento podem ser resolvidas recorrendo quer a métodos analíticos quer a método numéricos.

O estabelecimento das equações de movimento tem sempre na sua origem os diagramas de corpo livre de todas as massas constituintes do sistema. Estes diagramas devem como indicado na Figura 9, ser estabelecidos para as posições de equilíbrio estático das massas. Deve ser estabelecido também um sentido positivo para os deslocamentos. Devem ainda ser calculadas as forças e os momentos exercidos pelos elementos elásticos na posição de equilíbrio, no caso de serem necessárias para o equilíbrio estático do sistema. Devem por último ser também indicadas no diagrama as forças dinâmicas geradas na resposta.

Na Figura 9 as forças exercidas pelo elemento elástico e pelo elemento amortecedor são função das características destes elementos e do deslocamento e velocidade, respectivamente.

Recorrendo à 2ª Lei de Newton a equação de movimento que descreve este sistema pode ser estabelecida da seguinte forma:

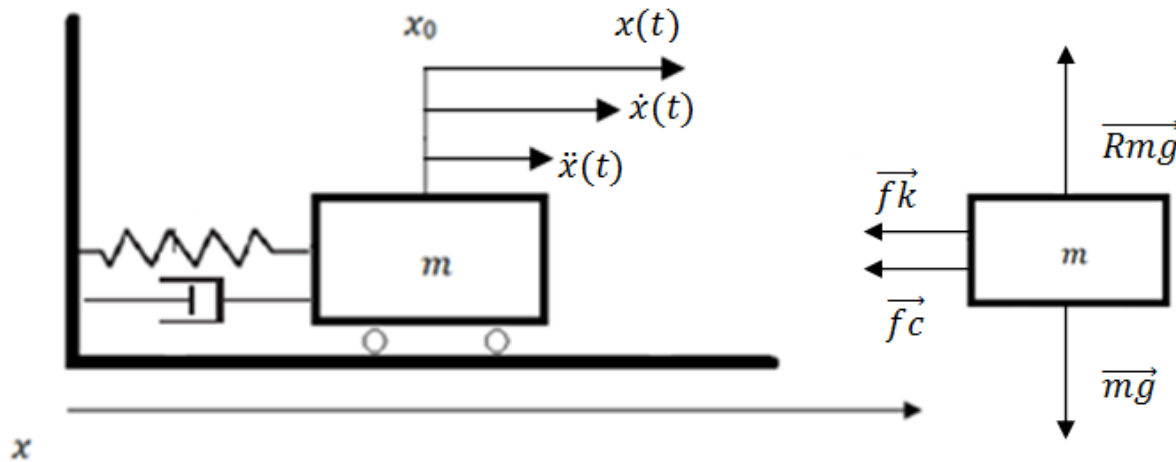


Figura 9 - Diagrama de corpo livre de um sistema com um grau de liberdade

A 2ª Lei de Newton pode ser escrita:

$$\sum F = \dot{Q} \quad \sum Mo = Ko, \quad (2.1)$$

Onde os vectores F e Mo representam as forças e momentos exteriores aplicados à massa, e $\dot{Q}$ e Ko representam o vector quantidade de aceleração e momento dinâmico. Considerando que o sistema apresentado na Figura 9 apresenta apenas movimento de translação e atendendo ao diagrama de corpo livre, a condição de equilíbrio dinâmico pode ser escrita da seguinte forma:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (2.2)$$

Como as forças estáticas não actuam no grau de liberdade onde é descrito o movimento a equação acima apresentada é também a equação de movimento do sistema. A resolução desta equação depende ainda do conhecimento das características físicas do sistema, o que em casos de sistemas a um nível industrial pode constituir por si só um desafio, recorrendo-se por isso na maioria dos casos a aproximações.

2.3.Vibrações em ambiente industrial

Num ambiente industrial os sistemas vibratórios são diversos e complexos, bem como as consequências da falta de controlo deste comportamento. As causas para estes comportamentos vibratórios são também diversas, desde desequilíbrios, desalinhamentos, empenos, defeitos em apoios que podem originar fenómenos de choque, ou mesmo uma montagem incorrecta dos equipamentos nos seus suportes.

As consequências de níveis vibratórios exagerados podem ir desde perturbações nos processos desempenhados pelos equipamentos, quer no equipamento onde se origina a vibração, quer nos equipamentos vizinhos, caso o isolamento seja deficiente, ao comprometimento estrutural do próprio equipamento, o que leva a operações de manutenção muito frequentes e dispendiosas. Para além de todas estas questões as vibrações podem ter um grave impacto ambiental ao nível do ruído.

Devido à complexidade dos sistemas nestes ambientes industriais os mecanismos de excitação são também complexos, resultando geralmente de vários “defeitos”, ou

características dos equipamentos. Assim sendo os equipamentos industriais encontram-se geralmente num regime que se denomina por Regime Forçado Periódico.

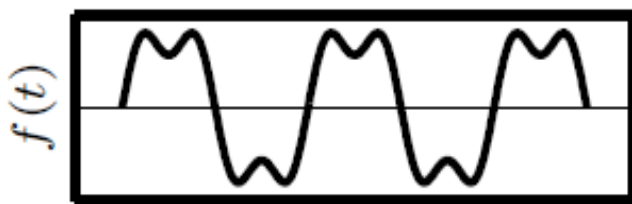


Figura 10 - Exemplo de uma Função Periódica

Neste regime a excitação é uma força ou deslocamento Periódica mas não harmónica. Estas excitações são fruto de vários mecanismos que geram choques, deslocamentos ou mesmo forças cujo comportamento se repete no tempo, daí a sua periodicidade, a uma frequência de alguma forma relacionada com a frequência de trabalho do sistema onde são originadas. É este princípio que está na base da monitorização de condição e diagnóstico de avaria por análise de Vibrações.

O diagnóstico é feito relacionando as frequências mais preponderantes na resposta vibratória do sistema com as frequências características das avarias.

Embora a descrição exactas das funções de excitação e resposta neste tipo de sistemas seja muito complexa, e virtualmente impossível de realizar em ambiente industrial, estas funções podem ser aproximadas recorrendo às séries de Fourier.

Uma série de Fourier é uma série convergente de funções harmónicas cujas frequências são múltiplas inteiras de uma frequência fundamental (Rodrigues, 2009), sendo que para os casos de máquinas rotativas esta frequência é a frequência de funcionamento do equipamento.

A série de Fourier pode expandir-se da seguinte forma:

$$f(t) = \frac{F_0}{2} + \sum_{p=1}^{\infty} A_p \cos(p\omega t) + \sum_{p=1}^{\infty} B_p \sin(p\omega t) \quad (2.3)$$

Onde os coeficientes de Fourier são dados por:

$$F_0 = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) dt \quad (2.4)$$

$$A_p = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \cos(p\omega t) dt \quad (2.5)$$

$$B_p = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \sin(p\omega t) dt \quad (2.6)$$

Agrupando em (2.3) os termos com a mesma pulsação vem:

$$f(t) = \frac{F_0}{2} + \sum_{p=1}^{\infty} F_p \cos(p\omega t - \psi_p) \quad (2.7)$$

Assim quer a excitação quer a resposta de um sistema vibratório em regime periódico podem ser descritas como a soma de diversos harmónicos com frequências múltiplas de uma frequência fundamental, como exemplificado pela figura abaixo indicada retirada de (Rodrigues, 2009).

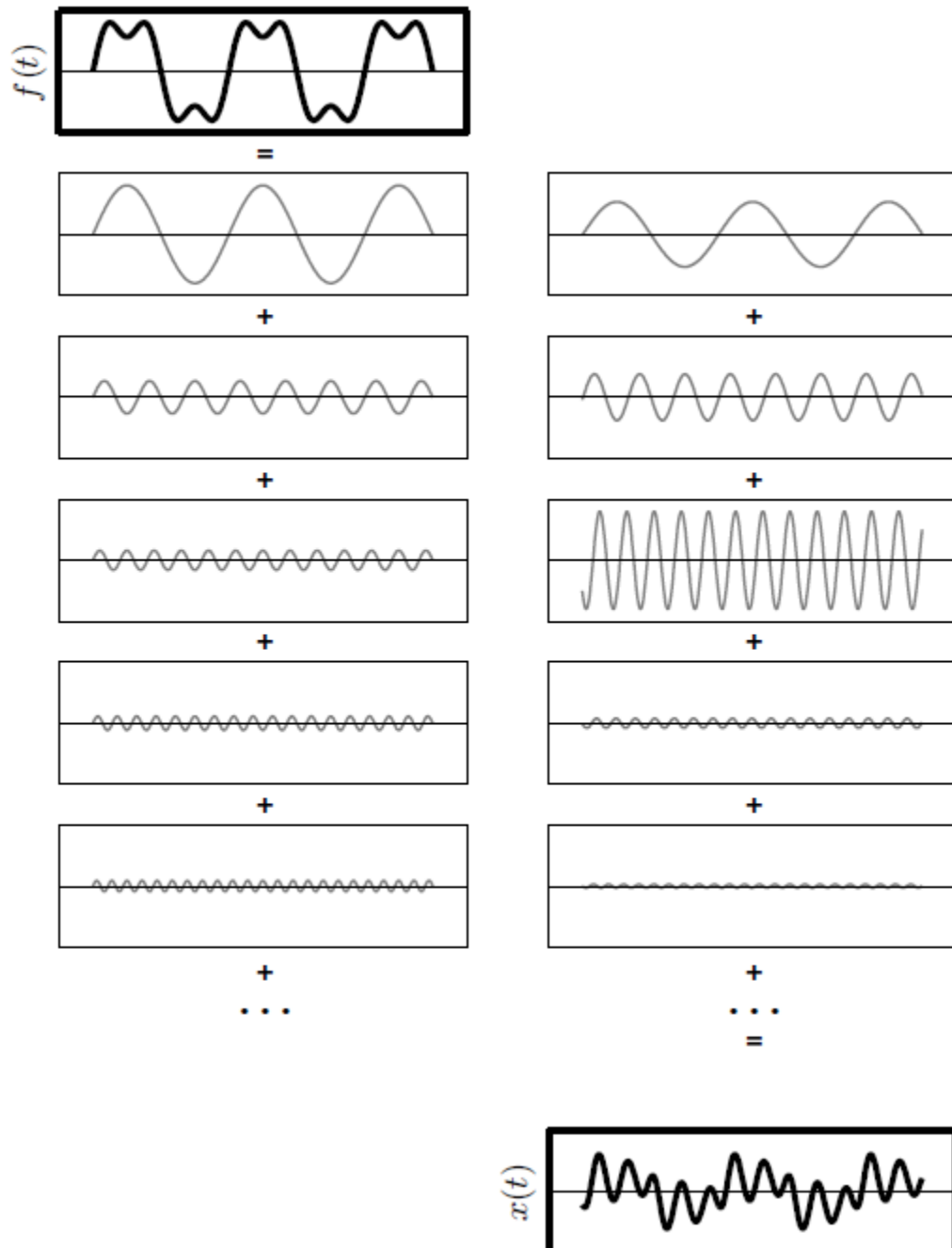


Figura 11 - Excitação e resposta Periódicas (Rodrigues 2009)

Assim sendo, em contextos em que se conhece a excitação pode ser determinada também a resposta vibratória do sistema através da resolução das equações de movimento que para casos deste tipo são dadas por:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = \frac{F_0}{2} + \sum_{p=1}^{\infty} F_p \cos(p\omega t - \psi_p) \quad (2.8)$$

Resolvendo (8) e aplicando o princípio de sobreposição de efeitos a resposta permanente do sistema vem dada por:

$$x(t) = \frac{F_0}{2k} + \sum_{p=1}^{\infty} X_p(\omega) \cos(p\omega t - \psi_p - \phi_p) \quad (2.9)$$

Esta função tem o mesmo período de (8), e quer a amplitude X_p quer o desfaseamento ϕ_p são função da ordem p do harmónico, ou seja são função da frequência que é como foi dito anteriormente sempre um múltiplo inteiro da frequência fundamental.

Num contexto de análise de vibrações a nível industrial aquilo que o técnico “recolhe” do equipamento é a sua resposta vibratória, aplicando por isso um raciocínio inverso ao apresentado neste ponto, ou seja na análise de vibrações em ambiente industrial o ponto de partida é a resposta do sistema, pretendendo-se chegar ao mecanismo de excitação.

2.4. Estado Vibratório

A forma mais simples de aferir o estado vibratório de um equipamento consiste em avaliar o seu nível global de vibração. O nível global de vibração dá-nos informação sobre o estado geral do equipamento, pois consiste fundamentalmente na aferição da amplitude de vibração originada pela conjugação de todos os mecanismos de excitação cuja frequência característica se encontre dentro da banda de análise do equipamento de medição. Esta banda é necessariamente muito larga indo geralmente dos 5Hz aos 5000 Hz. Este procedimento permite apenas uma avaliação do tipo passa/não passa utilizando-se para isso a comparação dos valores recolhidos com os valores de referência para cada equipamento. Os valores tidos como referência são geralmente os indicados nos documentos normativos aplicáveis a cada equipamento, podendo também ser referenciados na documentação técnica que acompanha cada máquina. É importante referir que as normas sobre o estado vibratório de dispositivos mecânicos estão todas referenciadas para níveis globais de vibração dando apenas informação se o estado do equipamento é aceitável ou não para os requisitos funcionais e de segurança do equipamento.

A avaliação do estado global de vibração do equipamento pode ser feita através dos valores de pico do sinal de vibração, ou então recorrendo ao valor eficaz, também denominado por valor rms, *root mean square value*.

O valor rms é o mais utilizado pois fornece informações sobre a média de energia contida na onda vibratória constituindo por isso um indicador do potencial destrutivo de uma determinada vibração.

Já o valor de pico é geralmente mais utilizado quando se pretendem aferir valores de vibração em fenómenos instantâneos, como sejam os mecanismos de choque. Esta medição fornece-nos informação sobre os valores críticos das grandezas medidas.

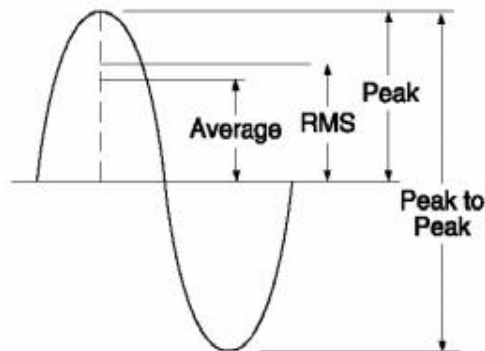


Figura 12 - Relação entre valores de Pico, Médios e rms de uma onda sinusoidal

O valor rms depende do tipo de onda que se esteja a tratar, sendo que para uma onda periódica continua no tempo é dada por:

$$f_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} [f(t)]^2 dt} \quad (2.10)$$

No entanto não podemos esquecer que os equipamentos de medição de vibrações utilizados actualmente são sistemas que trabalham com valores discretos. Assim sendo a expressão utilizada para calcular o valor rms nesses casos é:

$$x_{rms} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^2} \quad (2.11)$$



Figura 13 – Vibrómetro Adash 4900

Embora constitua um excelente indicador sobre o estado geral do equipamento o valor do nível global de vibração não permite tirar qualquer conclusão sobre a origem da vibração, não permitindo assim o diagnóstico do equipamento. No entanto o registo ao longo do tempo dos valores globais medidos para um determinado equipamento constitui um bom indicador da evolução do estado do equipamento, podendo mostrar se a sua condição se está a degradar

continuadamente ou se pelo contrário se mantém estável. Este indicador pode ainda ser utilizado como um filtro que permita aferir quais os casos que necessitem de uma intervenção e análise mais cuidada.

Caso se pretenda avançar para o diagnóstico da avaria é necessário proceder a uma análise mais apurada, que ao invés de nos dar uma ideia global dos estados do equipamento, nos permita aferir as frequências determinantes na resposta vibratória, ou como referido 2.3 a ordem das frequências preponderantes.

Esta análise pode ser feita recorrendo a dois tipos de equipamento, equipamentos de análise em frequência com filtro, e equipamentos com análise FFT, *Fast Fourier Transform*.

A abordagem do primeiro tipo de equipamentos consiste em isolar as amplitudes de vibração que se apresentam a uma determinada frequência filtrando as restantes. Estes equipamentos na sua forma mais simples estão geralmente associados a um medidor de velocidade angular, e fazem geralmente a filtragem para a velocidade de rotação do equipamento. Geralmente este tipo de equipamentos consegue também fazer a medição da fase do sinal vibratório, o que permite entre outras coisas a aplicação de procedimentos de equilibragem em estaleiro sem necessidade da desmontagem do equipamento.



Figura 14 - Equipamento de medição de Vibração com capacidade de Filtragem

No entanto a abordagem mais utilizada actualmente na análise de vibrações com vista ao diagnóstico de avarias é análise FFT. Será este o tipo de abordagem a utilizar neste trabalho.

2.4.1. Análise FFT, *Fast Fourier Transform*

Um algoritmo FFT é um algoritmo que calcula a Transformada Discreta de Fourier de uma forma extremamente eficiente. A Transformada Discreta de Fourier é uma transformada discreta que permite a passagem de uma função de valores discretos no tempo para uma função no domínio da frequência. A utilização da DFT exige que os valores de entrada sejam valores discretos reais ou complexos com uma duração finita no tempo, o que se adequa aos dados recolhidos com os equipamentos digitais. (Guedes, 2008)

A formulação básica da DFT, muitas vezes evidenciada como $\mathcal{F}(x)$ é a seguinte:

$$X_k = \sum_{n=0}^{N-1} x_n e^{\frac{2\pi i}{N} kn} \quad k = 0, \dots, N-1 \quad (2.12)$$

Onde i representa a variável complexa, x_n representa o valor discreto considerado e $e^{\frac{2\pi i}{N} kn}$ representa a n -ésima raiz complexa da unidade.

Como foi referido anteriormente a FFT utiliza algoritmos mais eficientes para calcular a DFT. Isto acontece pois a FFT tira partido das propriedades das raízes complexas da unidade, sendo por isso possível calcular a DFT num tempo de $\Theta = f(n \log(n))$ em oposição ao tempo $\Theta = f(n^2)$, que é o tempo requerido pelos algoritmos tradicionais da DFT. (Guedes, 2008)

O algoritmo mais popular para o cálculo da FFT é o algoritmo Cooley-Tuckey, baseado no trabalho de Carl Friedrich Gauss por volta de 1805.

Este algoritmo desenvolve-se da seguinte forma:

Para valores ímpares de n o elemento k da transformada de Fourier é dado por:

$$\mathcal{F}(a) = \sum_{x=0}^{n-1} a_x z^{xk} \quad (2.13)$$

Que também pode ser escrito da seguinte forma:

$$\mathcal{F}(a) = \sum_{x=0}^{\frac{n}{2}-1} (a_x^{left} + z^{\frac{kn}{2}} a_x^{right}) z^{xk} \quad (2.14)$$

Na prática porém é necessário estender a definição a números pares e ímpares, sendo que (2.14) pode ser generalizada da seguinte forma:

Ao invés de considerar como em (2.12) $k = 0, \dots, N-1$ é necessário fazer a mudança de variável para $k = 2j + \delta$ em que $j = (0, 1, \dots, \frac{n}{2}-1)$ e $\delta \in \{0, 1\}$.

Considerando esta mudança de variável, (2.14) pode ser escrito:

$$\mathcal{F}(a) = \sum_{x=0}^{\frac{n}{2}-1} a_x z^{x(2j+\delta)} = \sum_{x=0}^{\frac{n}{2}-1} (a_x^{left} + z^{\frac{(2j+\delta)n}{2}} a_x^{right}) z^{x(2j+\delta)} \quad (2.15)$$

Onde $z = \frac{(2j+\delta)n}{2} = e^{\pm i\pi\delta}$ é igual ± 1 para $\delta = 0$ ou $\delta = 1$ correspondendo aos casos em que k é ímpar ou par.

Separadamente as equações para k pares ou ímpares podem ser escritas da seguinte forma:

$$\begin{cases} \sum_{x=0}^{\frac{n}{2}-1} (a_x^{left} + a_x^{right}) z^{2xj} & \text{Para } \delta = 0 \\ \sum_{x=0}^{\frac{n}{2}-1} z^x (a_x^{left} + a_x^{right}) z^{2xj} & \text{Para } \delta = 1 \end{cases} \quad (2.16)$$

O resultado do algoritmo de Cooley-Tuckey é idêntico ao da aplicação directa da DFT, diferenciando-se desta apenas pelo modo de cálculo para a obtenção dos valores da transformada, sendo essa diferença determinante para os diferentes tempos de computação dos dois algoritmos. (Guedes, 2008).

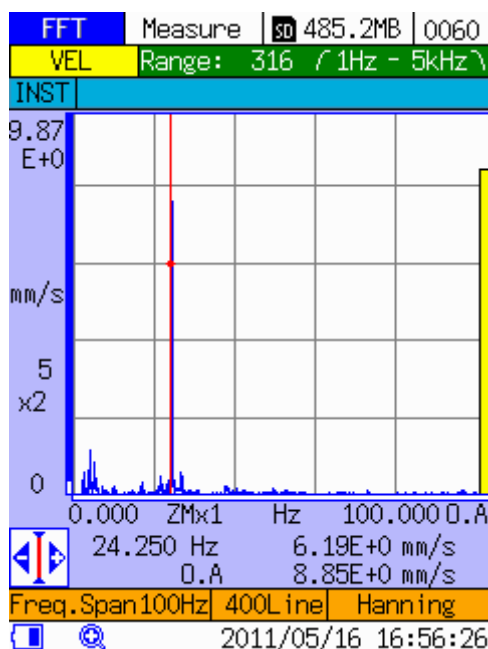


Figura 15 - Espectro FFT obtido com um equipamento Portátil

O desenvolvimento destes algoritmos mais “leves” permitiu o desenvolvimento de equipamentos portáteis capazes de proceder ao cálculo da FFT a um custo suportável para aplicações industriais. Esse facto tornou possível monitorizar e diagnosticar os problemas existentes nos equipamentos sem necessidade de os deslocar do seu local de operação, permitindo também avaliar a influência da sua instalação no comportamento vibratório apresentado.



Figura 16 - Equipamento portátil de análise de Vibrações com capacidade FFT

2.5.Métodos de Medição de Vibrações

Qualquer cadeia de medição de vibrações tem a sua base no transdutor, qualquer que ele seja. Este é também o ponto mais frágil da cadeia de medição, pois sem um sinal rigoroso, as medições podem variar consideravelmente, e consequentemente não serão fiáveis. (Sampaio, 2008)

Existem essencialmente dois aspectos fulcrais a ter em consideração para a obtenção de um sinal que represente efectivamente o comportamento vibratório do sistema.

- Selecção adequada do tipo de Transdutor;
- Localização e instalação correcta;

Considerando que o comportamento vibratório de um sistema, é um deslocamento, podemos afirmar que existem três tipos de transdutores utilizados na análise de vibrações: (Sampaio, 2008).

- Transdutor de Deslocamento;
- Transdutor de Velocidade;
- Transdutor de aceleração;

A distinção destes transdutores é feita através do parâmetro medido, do elemento da máquina analisado, e dos intervalos de frequência de trabalho dos transdutores. O intervalo de frequência de interesse na medição é um dos factores mais importantes na escolha do transdutor a utilizar, e do parâmetro de medida. O intervalo de frequência de um transdutor deverá ser determinado em função das características necessárias para aquela aplicação em particular, sendo que a utilização de um determinado transdutor deverá estar sempre condicionada pela sua função de resposta em frequência ao intervalo pretendido. O intervalo de interesse deverá estar sempre contido na zona linear da resposta do transdutor, pois é apenas nesta zona que temos a garantia que a variação medida será efectivamente proporcional à variação efectiva.

Outro dos factores a ter em consideração na escolha de um transdutor para medição de vibrações é a sua sensibilidade. A sensibilidade de um transdutor é sempre dada pelo coeficiente entre a unidade de sinal emitido e a unidade de sinal recebido. Ou seja para o caso de um acelerómetro a sensibilidade é dada por, $\frac{mV}{ms^2}$. A sensibilidade do transdutor deve ser escolhida tendo em consideração as variações que esperamos medir.

Quase a totalidade dos transdutores apresenta a sua maior sensibilidade no eixo perpendicular à base do instrumento, também denominado por eixo principal I (uma excepção a esta regra são os *Shear Accelerometers*, ou acelerómetros de corte). Existe também outro parâmetro denominado sensibilidade transversa, que define a sensibilidade do transdutor a vibrações no plano perpendicular ao eixo principal. Esta grandeza deve ser tão pequena quanto possível, e nunca é superior a 3% ou 4% da sensibilidade no eixo principal. Esta característica cresce com a proximidade à ressonância mecânica do transdutor. (Sampaio, 2008).

Na montagem deve-se sempre garantir que a direcção onde são esperadas maiores vibrações transversas está sempre alinhada com a direcção de menor sensibilidade transversa, geralmente marcada no transdutor.

2.5.1. Transdutores de Deslocamento

Um dos primeiros tipos de transdutores a ser utilizado na recolha de dados de vibração foi as Hastes Mecânicas. Este tipo de equipamentos cuja aplicação principal são estruturas de grande porte e necessariamente para bandas de frequência baixas. Actualmente o transdutor de deslocamento mais utilizado a nível industrial é o transdutor de proximidade.

O transdutor contém no seu extremo livre um enrolamento encapsulado num material não condutor (plástico, fibra de vidro ou cerâmica) que irradia o sinal de alta frequência (~1.5 MHz), proveniente do oscilador, na forma de campo magnético. O oscilador permite a leitura de uma voltagem CC que representa a energia do campo magnético. Quando uma superfície condutora se aproxima da ponta do transdutor são geradas correntes parasitas nessa mesma superfície, as quais reduzem a força do campo magnético que se traduzirá na diminuição da voltagem, proporcional à distância entre o veio e o sensor, de saída do oscilador.

As principais aplicações deste tipo de transdutores são o controlo de folgas em chumaceiras, medição de fase e rotação em aplicações de equilibragem, medição da posição axial e medição dos deslocamentos radiais.

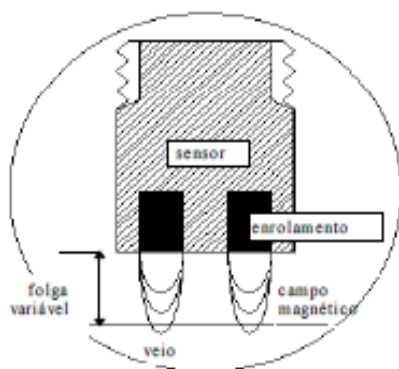


Figura 17 - Esquema de um transdutor de proximidade

As principais vantagens deste tipo de transdutores são não ter necessidade de contacto físico, o que implica a ausência de desgaste e ser indicado para baixas frequências e amplitudes de deslocamento muito pequenas. Por outro lado é um transdutor sensível a rugosidades e acabamentos superficiais defeituosos. Apresenta também sensibilidade a campos magnéticos possuindo necessidade de calibração local. Apresenta ainda um intervalo dinâmico bastante pequeno. A sensibilidade deste tipo de transdutores é da ordem de $0.4 \times 10^3 \text{ V} / \mu\text{m}$

2.5.2. Transdutores de Velocidade

Os transdutores de velocidade pertencem à classe de transdutores sísmicos, pois fornecem informação sobre o deslocamento absoluto da base onde está instalado. O princípio de funcionamento da grande maioria dos transdutores de velocidade assenta no princípio da indução electromagnética, onde um condutor se move através de um campo magnético ou vice-versa. O transdutor electromagnético consiste numa caixa com um enrolamento solidário. Uma mola interna suspende um íman permanente cujo movimento relativo a um

ponto livre no espaço é nulo quando o transdutor opera dentro de determinados limites de frequência. A vibração da estrutura onde o transdutor se encontra montado provoca o seu deslocamento alternado e consequentemente o enrolamento desloca-se no espaço relativamente ao íman cujo movimento é nulo. Assim sendo campo magnético estacionário é atravessado e é gerada uma diferença de potencial proporcional à velocidade relativa do enrolamento em relação ao íman. O sinal gerado apresenta uma elevada amplitude e baixa impedância, podendo ser utilizado directamente. Este tipo de transdutores não necessita de alimentação, no entanto na sua instalação deve ser tida em conta a variação da sensibilidade do transdutor com a viscosidade do fluido amortecedor devido às variações de temperatura. Estes transdutores são ainda sensíveis aos campos magnéticos que lhes podem causar erros de medição.

Este tipo de transdutores tem limitações inerentes às suas características mecânicas e de auto-excitação, não sendo por isso muito utilizados em aplicações de natureza contínua, sendo mais utilizados em monitorizações periódicas, com transdutores manuais.

Devido à dificuldade de vencer a inércia do sistema, estes transdutores são relativamente pesados tendo uma massa de cerca de 200g a 300g, o intervalo de frequências está limitado entre 1000 Hz e 2000Hz, já no que toca ao limite inferior este está definido entre os 10Hz e os 20Hz devido à frequência do primeiro modo de vibração do transdutor.

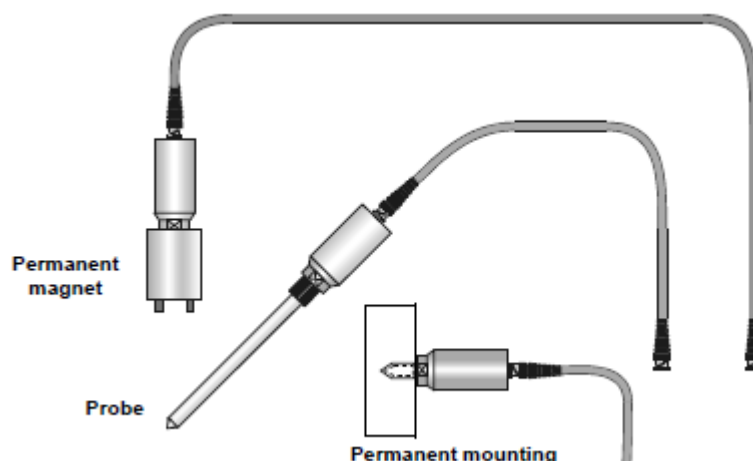


Figura 18 - Diferentes montagens de transdutores de velocidade

Estes transdutores podem ser montados de diversas formas, desde a montagem manual com uma sonda à montagem com um íman permanente.

As principais vantagens associadas a estes transdutores são, não necessitar de alimentação, possuir uma baixa impedância o que faz com que não necessite de condicionamento de sinal. É também o transdutor mais adequado a medição de vibrações em baixas frequências e adequado à utilização manual. Do lado das desvantagens podemos referir as suas grandes dimensões, a sensibilidade das leituras à orientação campos magnéticos e elevadas temperaturas e ainda o facto de ser um transdutor sujeito a fadiga e desgastes.

As suas principais aplicações encontram-se no campo da equilibragem e do controlo manual de vibrações. A sensibilidade de um transdutor deste tipo encontra-se tipicamente na casa dos $4mV/mms^{-1}$.

Este tipo de transdutor tem sido gradualmente substituído por transdutores de aceleração.

2.5.3. Transdutores de Aceleração

Os transdutores de aceleração são os transdutores destinados à medição de sinais vibratórios com uma mais larga aplicação na actualidade. Isto acontece pois estes transdutores são os mais flexíveis possuindo o intervalo de frequência mais largo de todos os transdutores de vibração apresentados. Os acelerómetros são também integrados com circuitos que procedem à amplificação e integração do sinal, que permite para além da leitura das acelerações fornecida pelo transdutor a aferição dos valores de velocidade e deslocamento.

Os transdutores de aceleração, ou acelerómetros, operam segundo o princípio de que um cristal piezoeléctrico gera um sinal eléctrico quando sujeito à compressão ou extensão. Ou seja, o elemento piezoeléctrico produz um sinal proporcional à aceleração.

Em operação, a caixa do acelerómetro acompanha a vibração do objecto vibrante e a massa, no seu interior, tende a manter-se estacionária no espaço. Com a massa estacionária e a caixa movendo-se com a vibração, o cristal piezoeléctrico é sujeito alternadamente à compressão e à extensão gerando assim uma carga alternadamente positiva e negativa.

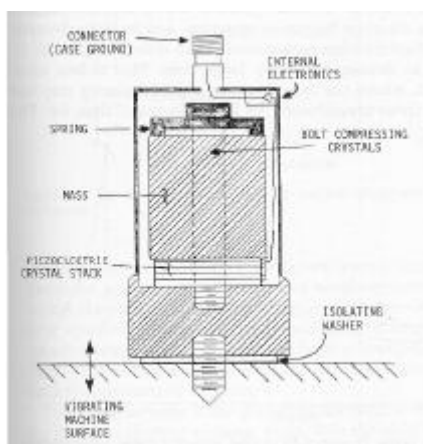


Figura 19 - Esquema representativo de um acelerómetro

A carga gerada pelo cristal é uma reprodução fiel do movimento da superfície na direcção do eixo sensível do acelerómetro. A carga é proporcional à força e, como $F = ma$, é proporcional à aceleração, daí o nome acelerómetro.

Como referido anteriormente existem acelerómetros disponíveis no mercado já com circuitos de amplificação integrados. Estes acelerómetros conhecidos no original em inglês como *ICP Integrated Circuit Piezoelectric*, convertem o sinal de muito pequena amplitude e elevada impedância, proveniente do cristal, numa voltagem útil de pequena impedância, tipicamente

de 10 ou 100 mV/g. Estes acelerómetros, internamente amplificados, aceitam a alimentação e a saída do sinal por um cabo de dois condutores que pode ter até cerca de 300 metros ou mais.

Existe ainda outro tipo de acelerómetros denominado por acelerómetros de carga. Estes transdutores são amplificados externamente por amplificadores de carga e requerem a utilização de cabos de baixo ruído muito caros. O sinal de saída destes acelerómetros é em pico Coulombs.

O intervalo útil de frequência para a utilização de acelerómetros depende o rigor pretendido para a medição. Este intervalo pode ter o seu limite superior em $1/2$ ou $2/3$ da frequência de ressonância da instalação do acelerómetro. Na prática podem definir-se 3 limites superiores para o intervalo.

- Limite dos 5%

Este limite indica o ponto onde ocorrerá um desvio de 5% do valor medido em relação ao valor efectivamente verificado à base do acelerómetro. Esta frequência corresponde a aproximadamente 22% da frequência de ressonância da montagem do acelerómetro.

- Limite dos 10%

Este limite indica o ponto onde ocorrerá um desvio de 5% do valor medido em relação ao valor efectivamente verificado à base do acelerómetro. Esta frequência corresponde a aproximadamente 30% da frequência de ressonância da montagem do acelerómetro.

- Limite dos 3dB de ampliação

O limite dos 3 dB é a frequência onde ocorrerá um erro de cerca de 3 dB nos valores medidos. Esta frequência é cerca de 54% da ressonância de montagem do acelerómetro.

O limite inferior do intervalo de frequência é determinado pelo limite de baixa frequência do pré-amplificador, e por influências ambientais de onde se destacam os diferenciais de temperatura. Em teoria a saída de um acelerómetro seria linear até 0, no entanto devido ao ruído electrónico os acelerómetros de uso geral têm um limite inferior dinâmico diferente de 0, mas geralmente abaixo de 0.01 ms^{-2} . O limite superior do intervalo dinâmico do acelerómetro é determinado pela sua resistência estrutural, sendo que para acelerómetros correntes este limite pode ir até aos 10000g.

Para os acelerómetros, a sensibilidade é directamente proporcional à sua massa. Assim, e sendo a frequência natural inversamente proporcional à massa, e para além disso o factor determinante na determinação do intervalo de frequência, é necessário para este tipo de transdutores estabelecer-se um compromisso entre estes dois factores. É também importante referir que para estruturas de massa muito baixa o aumento da massa do acelerómetro pode significar uma alteração importante nas características dos sistemas, devendo por isso ter-se como referência que a massa do acelerómetro nunca deve ultrapassar 10% da massa total do sistema. Para os casos em estudo neste trabalho este factor não terá importância tendo em consideração a massa das estruturas em causa.

Relativamente à sensibilidade, para acelerómetros de utilização corrente esta varia entre os 10 e os 100mV/g.

As principais vantagens associadas à utilização dos transdutores de aceleração prendem-se com os grandes intervalos dinâmicos e de frequência associados a estes equipamentos, a sua robustez reduzido atrancamento e reduzida massa. Sendo na maioria

dos casos transdutores uniaxiais, podendo ser montados em qualquer direcção. Enquanto os acelerómetros de carga dispensam alimentação os ICP exigem alimentação.

Em contrapartida o sinal de saída destes transdutores tem uma elevada impedância necessitando por isso de pós-processamento de sinal. As leituras são também muito sensíveis á montagem, não sendo por isso aconselhável a sua utilização como um transdutor manual.

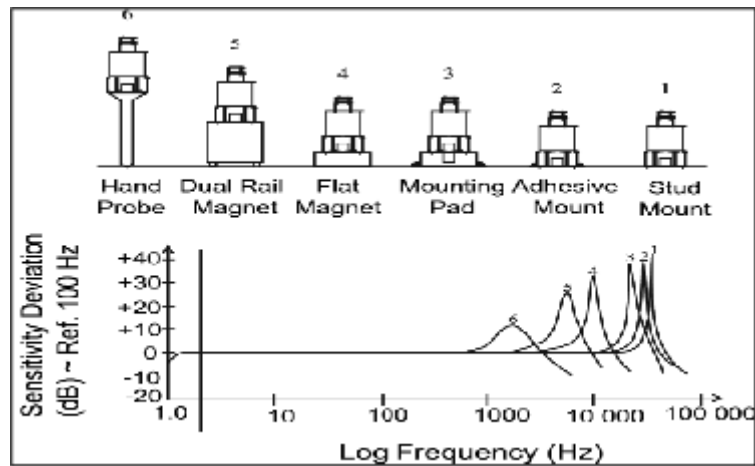


Figura 20 - Variação do Intervalo de Frequência com o tipo de montagem do acelerómetro

3. Disposições Normativas, Vibrações

Ao longo dos anos vários documentos têm sido criados de forma a uniformizar a validação da conformidade ou não de um determinado equipamento no que ao comportamento vibratório diz respeito. Várias organizações tentaram ao longo do tempo proceder a esta normalização, desde antigas organizações industriais às actuais organizações de normalização.

As normas aplicáveis neste momento em Portugal são normas homologadas pelo IPQ, que geralmente são desenvolvidas por organizações de normalização internacionais das quais o IPQ é membro. Exemplos destes tipos de organismo são a ISO, *International Organization for Standardization*, ou o CEN, *Comité Européen de Normalisation*. As normas relativas aos níveis de vibração são diversas e estão geralmente separadas tendo em conta os tipos de equipamentos em causa.

No âmbito deste trabalho serão brevemente revistas as normas utilizadas pela EFAFLU, Bombas e Ventiladores S.A. para controlo dos seus equipamentos.

Todas as normas utilizadas pela EFAFLU referem-se a níveis de vibração medidos em componentes fixos dos equipamentos. Estas normas servem como referência para comparação do nível global medido nos equipamentos.

3.1.ISO 10816

Esta norma é utilizada no contexto da EFAFLU como referência para os níveis vibratórios de bombas em geral e de ventiladores com potências nominais acima de 355 kW. Esta norma baseia a sua classificação no parâmetro da velocidade, pois como está referido no seu texto, este parâmetro é, para uma larga banda de frequências suficiente para caracterizar o sistema, no entanto para frequências muito baixas ou muito altas é necessário correlacionar os valores de velocidade medidos com os valores de deslocamento correspondentes. No contexto deste trabalho, os equipamentos analisados enquadram-se nesta zona independente da velocidade.

A classificação dos níveis vibratórios feita por esta norma assenta na criação de 4 zonas de vibração. A definição de cada uma destas zonas é a seguinte:

- Zona A:

Vibrações de máquinas novas durante a sua recepção;

- Zona B:

As máquinas podem ser utilizadas sem restrições.

- Zona C:

As máquinas podem ser utilizadas somente durante um período de tempo limitado.

- Zona D:

As vibrações são perigosas podendo ter consequências negativas para as máquinas.

A norma em causa define, à semelhança de todas as normas referentes a este assunto os valores de transição entre zonas.

Esta norma estabelece também uma classificação para os equipamentos analisados. Esta classificação assenta quer nos requisitos funcionais do equipamento, quer na sua potência. Cada grupo de equipamentos terá assim valores de transição entre as zonas necessariamente diferentes. Um dos factores que esta norma, à semelhança de todas as outras tem em consideração, é o tipo de montagem do equipamento. Aqui é feita a distinção ente montagens rígidas e flexíveis.

Uma montagem diz-se rígida quando a sua primeira frequência natural de vibração se encontra acima da velocidade de funcionamento do equipamento, enquanto um suporte diz-se flexível, quando a sua primeira frequência fundamental está abaixo da frequência de funcionamento do equipamento.

A diferença na rigidez destes tipos de montagem resulta em diferentes forças transmitidas à estrutura. Se compararmos a ligação do sistema ao exterior com uma mola, e sendo a força da mola igual a $F_k = k \times \delta_s$ torna-se evidente que a força será directamente proporcional à rigidez da ligação. Assim para evitar esforços críticos numa determinada estrutura os deslocamentos devem ser limitados tendo em conta esta consideração, sendo essa a razão para que as estruturas com uma montagem flexível tenham níveis vibratório admissíveis mais elevados que as estruturas com montagem rígida.

Segue-se as definições de cada grupo de equipamentos referentes à parte 3 da norma, aplicável aos equipamentos no âmbito deste trabalho e os correspondentes valores de transição entre zonas para valores de velocidade e deslocamento.

- Grupo I

Máquinas de grandes dimensões com potências acima de 300 kW. Máquinas eléctricas com altura de eixo superior a 315 mm.

Tabela 1 - Limites das Zonas de funcionamento para equipamentos do grupo I

Montagem	Zona	Velocidade [mm/s] rms
Rígida	A	2.3
	B	
	C	4.6
	D	
Flexível	A	3.6
	B	
	C	7.1
	D	

- Grupo II

Máquinas de tamanho médio com potências nominais entre os 15kW e os 300kW.
Máquinas eléctricas com altura de eixo entre os 160mm e os 315mm.

Tabela 2 - Limites das Zonas de funcionamento para equipamentos do grupo II

Montagem	Zona	Velocidade [mm/s] rms
Rígida	A	1.4
	B	2.8
	C	4.6
	D	
Flexível	A	2.3
	B	4.6
	C	7.1
	D	

- Grupo III

Bombas com impulsores de pás múltiplas accionamento separado. Potência nominal acima dos 15 kW.

Tabela 3 - Limites das Zonas de funcionamento para equipamentos do grupo III

Montagem	Zona	Velocidade [mm/s] rms
Rígida	A	2.3
	B	4.6
	C	7.1
	D	
Flexível	A	3.6
	B	7.1
	C	11
	D	

- Grupo IV

Bombas com impulsores de pás múltiplas accionamento integrado. Potência nominal acima dos 15 kW.

Tabela 4 - Limites das Zonas de funcionamento para equipamentos do grupo IV

Montagem	Zona	Velocidade [mm/s] rms
Rígida	A	1.4
	B	2.8
	C	4.6
	D	
Flexível	A	2.3
	B	4.6
	C	7.1
	D	

Esta norma indica ainda nos seus princípios gerais a localização dos pontos de medição em função da configuração estrutural do equipamento. A Figura 21 e Figura 22 foram retiradas da norma

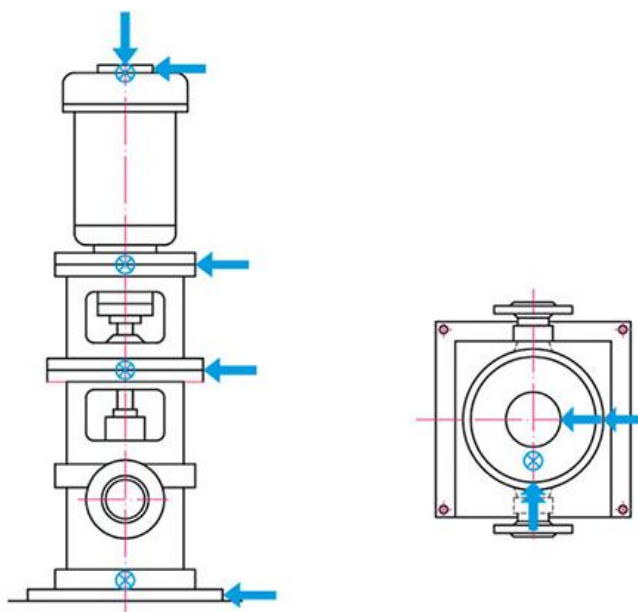


Figura 21 - Pontos de medição para um equipamento de montagem vertical. (bomba)

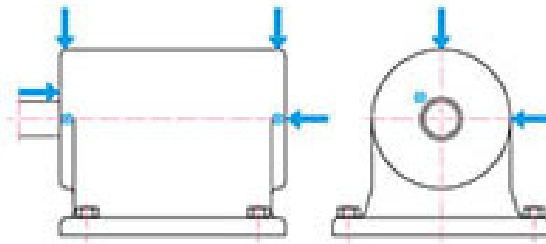


Figura 22 - Pontos de medição para um equipamento com montagem do tipo horizontal

Esta norma aconselha ainda a que sejam efectuadas medições em várias direcções e que a comparação do valor global não seja o único tipo de análise utilizado numa verificação do comportamento vibratório de um determinado equipamento.

3.2.NORMALIZZAZIONE VENTILATORI”; Ventilatori Elicoidali e Centrifuchi – Equilibratura e Vibrazioni dei Ventilatori – “ANIMA-COER”.

Este regulamento aplica-se a equipamentos de ventilação, tendo sido desenvolvido por uma associação italiana de construtores de equipamentos de ventilação. A norma referida estabelece também 4 zonas para o nível vibratório dos equipamentos. As zonas são as seguintes:

- **BOM**
A zona “BOM” indica condições normais para um bom e seguro funcionamento.
- **ADMISSÍVEL**
A zona “ADMISSÍVEL” indica condições aceitáveis para um regular funcionamento para ventiladores novos; esta zona deve considerar-se normal para ventiladores já em serviço, especialmente se dotados de aparelhagem para medida contínua de vibrações.
- **MELHORAMENTO NECESSÁRIO**
A zona “MELHORAMENTO NECESSÁRIO” indica que o ventilador deverá parar na primeira oportunidade para sofrer a beneficiação necessária (limpeza, reequilibragem, reparação, etc.).

- Máquinas novas não podem ser aceites nestas condições.

- O ventilador pode ser mantido em serviço nestas condições, somente se dotado de aparelhagem de medição contínua de vibrações com dispositivo de alarme e bloqueio em caso de excesso de vibrações; a regulação deste dispositivo de bloqueio deverá ser feita com os valores da curva que separa a zona “MELHORAMENTO NECESSÁRIO” da zona “NÃO ADMISSÍVEL”.

- **NÃO ADMISSÍVEL**

A zona “NÃO ADMISSIVEL” refere-se a ventiladores que devem ser parados o mais brevemente possível para reparação; o seu funcionamento pode ser perigoso para a integridade da instalação e das pessoas.

Esta norma baseia-se no parâmetro de deslocamento. Sabendo-se que a relação entre o deslocamento e a velocidade numa onda vibratória é dada por:

$$D = \frac{V}{2\pi f} \quad (3.1)$$

E embora o parâmetro de avaliação seja diferente, a filosofia de avaliação continua a ser a mesma, ou seja se desejarmos que um determinado limite seja dado para uma velocidade constante, o valor de deslocamento máximo admissível para uma determinada zona do comportamento vibratório será necessariamente dependente da frequência de vibração. Este regulamento configura este facto mapeando as diferentes zonas de comportamento vibratório em diagramas de dupla entrada onde as curvas são função do deslocamento e da frequência de vibração.

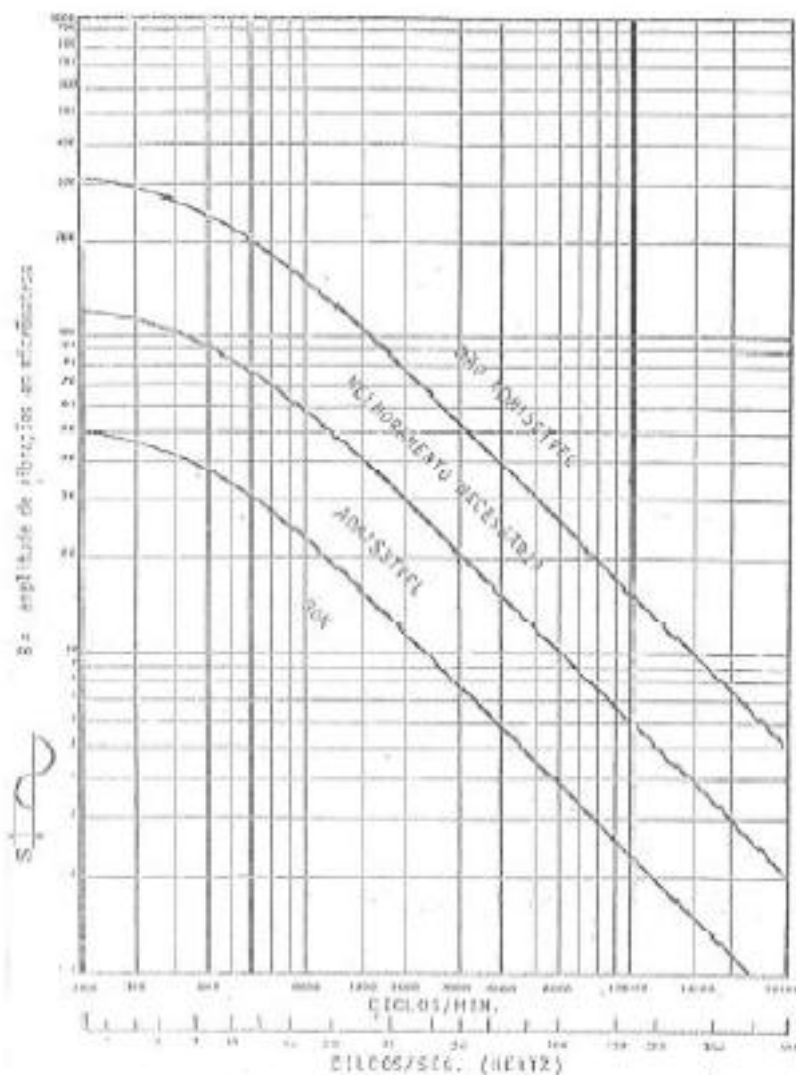


Figura 23 - Exemplo de um diagrama de mapeamento das zonas de vibração

Esta norma também divide os equipamentos em classes, utilizando como critério de separação a forma de montagem dos equipamentos.

- Classe A

Equipamento com uma montagem rígida. Para definição de montagem rígida pode tomar-se como válida a definição estabelecida em 3.1.

- Classe B

Equipamento com uma montagem flexível. Para definição de montagem flexível pode tomar-se como válida a definição estabelecida em 3.1.

- Classe C

Equipamento montados com mecanismos de isolamento de vibrações.

Estão ainda configuradas nesta norma classes especiais denominadas por classes S. Estas classes são utilizadas quando se pretendem requisitos excepcionalmente elevados ao nível do comportamento vibratório de um determinado equipamento. Assim sendo a classificação S está associada às restantes classificações normais dando origem a mais três classes que são, as classes AS, BS, CS.

Os critérios de aceitação para os ventiladores integrados nestas classes especiais consistem na divisão dos níveis obtidos no diagrama referente à classe tradicional correspondente por 2.5.

Os diagramas para as classes de equipamentos desta norma encontram-se anexados ao relatório.

A aplicação desta norma acarreta um problema relacionado com a determinação do deslocamento máximo admissível, pois caso não existam meios para determinar a frequência dominante do sinal vibratório podemos incorrer num erro ao escolher a frequência de funcionamento do equipamento.

3.3.ISO 14694:2003

Esta norma tem o seu campo de aplicação para ventiladores com potências nominais até 355kW. Esta norma tem uma parte referente a controlo de vibração e uma parte referente a equilibragem, sendo que neste ponto serão apenas analisadas as cláusulas referentes ao controlo de vibrações.

O parâmetro utilizado nesta norma é a velocidade, sendo indicados valores de referência pico a pico, e valores rms.

A norma referida divide os ventiladores em 5 categorias consoante a sua utilização, sendo que estas classes constituirão a base para a atribuição de valores limites de estado vibratório e mesmo dos graus de equilibragem requeridos para cada aplicação. Na Tabela 5 estão indicadas as classificações dos equipamentos.

Ao contrário das normas apresentadas em 3.1 e 3.2 esta norma não define zonas de comportamento vibratório, mas antes 3 níveis limites que um equipamento não deve exceder em determinado instante. Esses níveis são

- Arranque

Para equipamentos novos, o nível vibratório nunca deve exceder o valor de arranque. É norma que com o funcionamento o nível de vibração do equipamento aumente, o que é aceitável desde que não seja atingido o nível de alarme.

- **Alarme**

Idealmente um ventilador nunca deve atingir este nível. No entanto este pode trabalhar ainda durante curtos períodos de tempo até que sejam tomadas as medidas correctivas adequadas.

- **Nível de Paragem**

Quando um ventilador atinge este nível vibratório deve ser imediatamente desligado sob pena de quer o equipamento quer os operadores incorrerem em riscos.

Tabela 5 - Classificações de ventiladores segundo a norma ISO 14694

Aplicação	Exemplos	Potência Nominal [kW]	Categoria
Residencial	Ventoinhas	≤ 0.15	BV-1
		> 0.15	BV-2
AVAC e Agrícola	Ventilação de edifícios e AC	≤ 3.7	BV-2
		> 3.7	BV-3
Processo industrial e geração de energia	Caldeiras de convecção, túneis de vento	≤ 300	BV-3
		> 300	Ver ISO 10816-3
Transportes e aplicações marítimas	Locomotivas, camiões	≤ 15	BV-3
		> 15	BV-4
Transito/Túneis	Ventilação de desenfumagem	≤ 75	BV-3
		> 75	BV-4
Processos Petroquímicos	Gases perigosos	≤ 37	BV-3
		> 37	BV-4
Produção de circuitos integrados	Salas limpas	Todas	BV-5

Para além de fazer a já habitual distinção entre equipamentos montados de uma forma rígida e flexível, este documento normativo apresenta também uma distinção entre valores medidos em fábrica e valores medidos no local da instalação do equipamento. Quanto aos níveis medidos em fábrica apenas se definem níveis de aceitação ou rejeição, pois considera-se que o ventilador está novo ou em condições equiparáveis.

Na Tabela 6 estão indicados os valores de referência para ventiladores ensaiados em fábrica.

Tabela 6 - Valores de Referência para ventiladores ensaiados em fábrica

Categoria	Montagem Rígida		Montagem Flexível	
	rms [mm/s]	Pico [mm/s]	rms [mm/s]	Pico [mm/s]
BV-1	9.0	12.7	11.2	15.2
BV-2	3.5	5.1	5.6	7.6
BV-3	2.8	3.5	3.5	5.1
BV-4	1.8	2.5	2.8	3.8
BV-5	1.4	2.0	1.8	2.5

Já na Tabela 7 encontramos os níveis de referência para ventiladores já instalados em estaleiro.

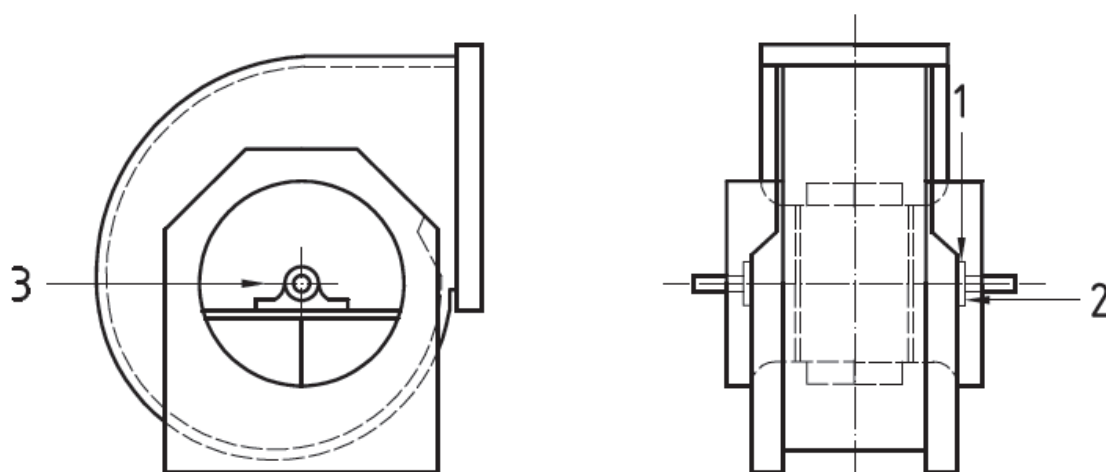


Figura 24 - Pontos de medição de vibrações para um ventilador centrífugo

Tabela 7 - Níveis de Vibração para ventiladores em estaleiro

Nível	Categoria	Montagem Rígida		Montagem Flexível	
		rms [mm/s]	Pico [mm/s]	rms [mm/s]	Pico [mm/s]
Arranque	BV-1	10	14.0	11.2	15.2
	BV-2	5.6	7.6	9.0	12.7
	BV-3	4.5	6.4	6.3	8.8
	BV-4	2.8	4.1	4.5	6.4
	BV-5	1.8	2.5	2.8	4.1
Alarme	BV-1	10.6	15.2	14.0	19.1
	BV-2	9.0	12.7	14.0	19.1
	BV-3	7.1	10.2	11.8	16.5
	BV-4	4.5	6.4	7.1	10.2
	BV-5	4.0	5.7	5.6	7.6
Paragem	BV-1	(1)	(1)	(1)	(1)
	BV-2	(1)	(1)	(1)	(1)
	BV-3	9.0	12.7	12.5	17.8
	BV-4	7.1	10.2	11.2	15.2
	BV-5	5.6	7.6	7.1	10.2

A presente norma indica ainda quais os pontos de medição que devem ser tomados em consideração para a medição do nível global de vibração, quer para ventiladores de fluxo centrífugo, quer para ventiladores de fluxo axial.

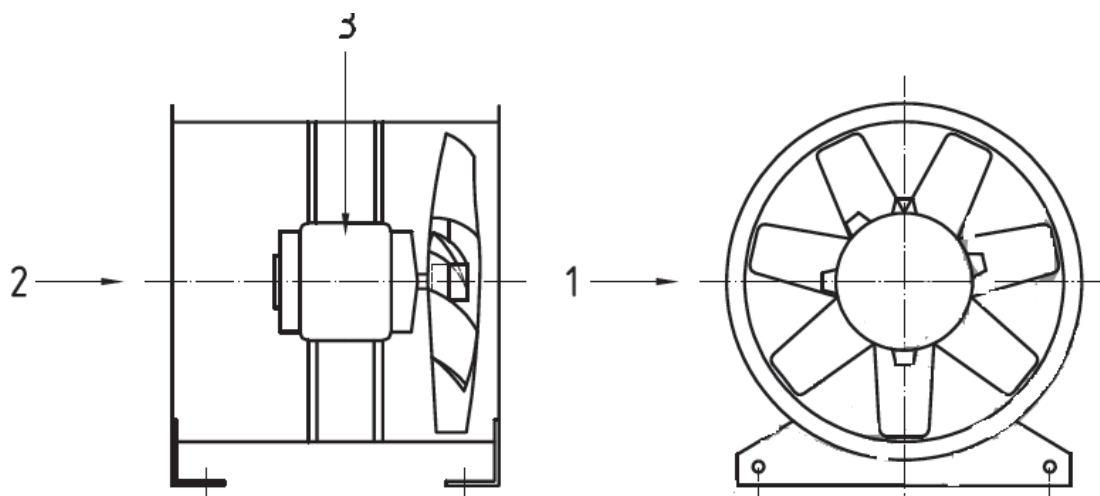


Figura 25 - Pontos de medição para ventilador de fluxo axial

Como foi referido anteriormente esta norma possui também uma parte referente à equilibragem de ventiladores, tema esse que será abordado mais à frente neste trabalho.

3.4.Outras Referências

Para além das normas apresentadas acima existem diversas referências no que à avaliação do nível global de vibração diz respeito. Estas indicações foram adaptadas de (Menna, 2007).

3.4.1. Carta de Rathbone

Este diagrama data da década de 30 do século passado. Destina-se a avaliar a severidade do nível global de vibração para frequências até aos 100 Hz medida nos apoios e filtrada.

Esta carta apresenta um critério baseado no deslocamento e divide o comportamento vibratório do equipamento em 6 zonas que vão desde o muito suave ao muito mau, que indica um equipamento que deve ser alvo de correcção imediata. Os limites de vibração são função do deslocamento e da frequência de vibração.

A carta de Rathbone está representada na Figura 26.

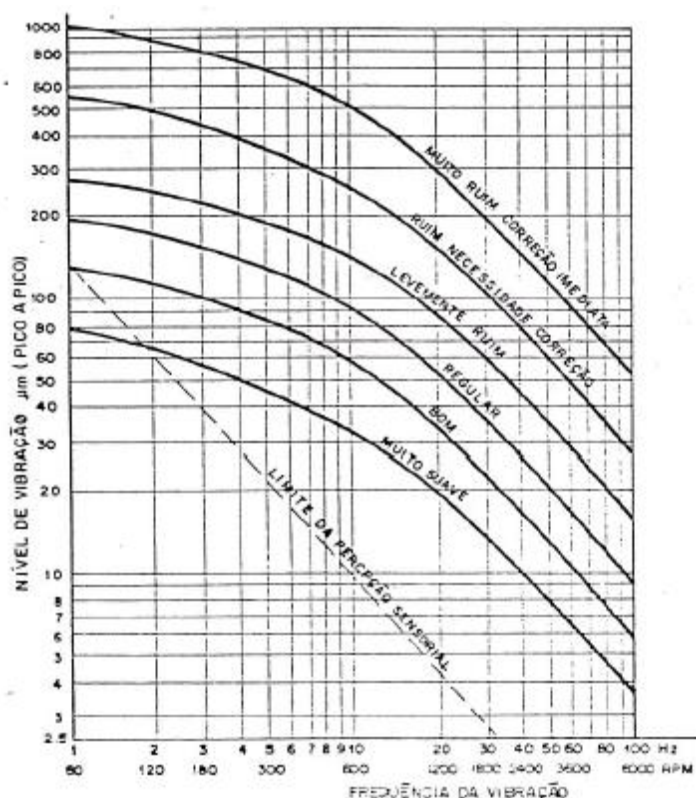
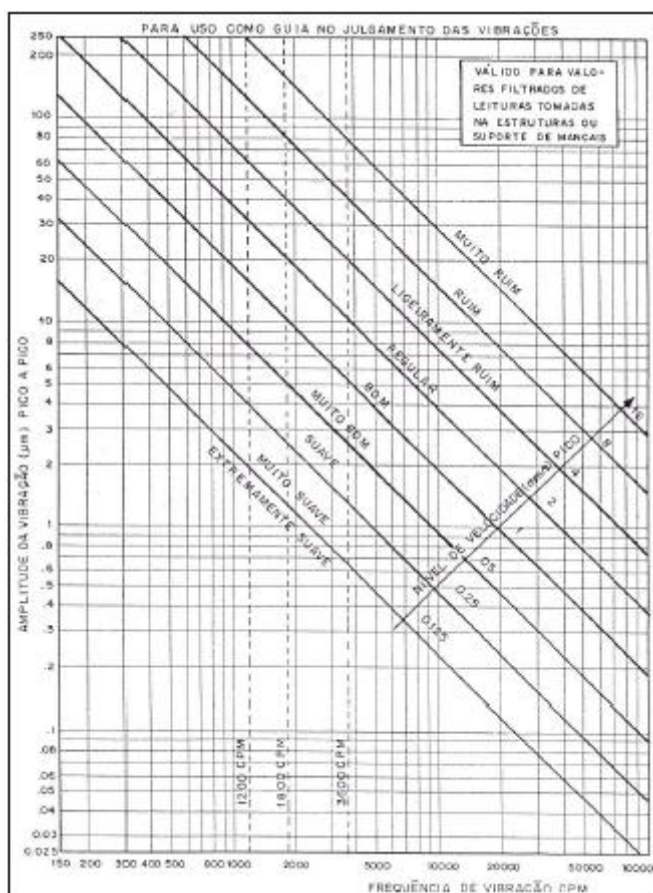


Figura 26 - Carta de Rathbone

3.4.2. Carta IRD

Outro dos critérios que apresenta os seus limites sob a forma de um diagrama é o critério IRD. Esta carta é também conhecida como a Carta de Severidade para Máquinas em Geral.

Para a avaliação da severidade de vibração é tida em consideração quer a velocidade de vibração quer o deslocamento. Esta norma estabelece 9 zonas que vão desde o extremamente suave ao muito mau, sendo também utilizada para a avaliação de valores filtrados. A carta IRD está representada na Figura 27



Blake introduziu ainda uma inovação que foi o conceito de vibração efectiva, no qual o valor medido deverá ser multiplicado por um factor de serviço definido para cada categoria de aplicação. A carta de Blake está representada na Figura 28.

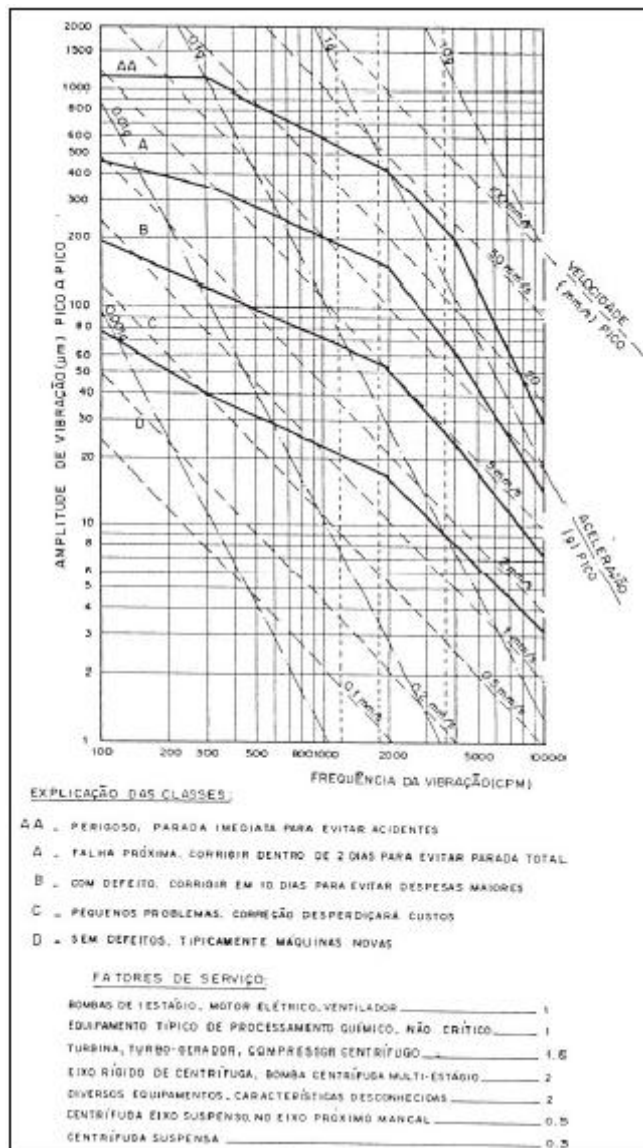


Figura 28 - Carta de Severidade de Blake

3.4.4. Carta de Severidade do Hidraulic Institute

Mais vocacionada para a avaliação do estado vibratório de bombas é a carta de severidade apresentada pelo Hidraulic Institute em 1967. Esta carta destina-se à avaliação do nível vibratório global de bombas com frequências até aos 60 Hz. No entanto a principal inovação introduzida por este documento foi a adaptação dos níveis de aceitação para bombas verticais onde era comum a medição ser feita longe do apoio que se pretendia monitorizar.

Esta norma baseia-se também no parâmetro deslocamento.

O trecho da norma referente às bombas verticais está apresentado na Figura 29

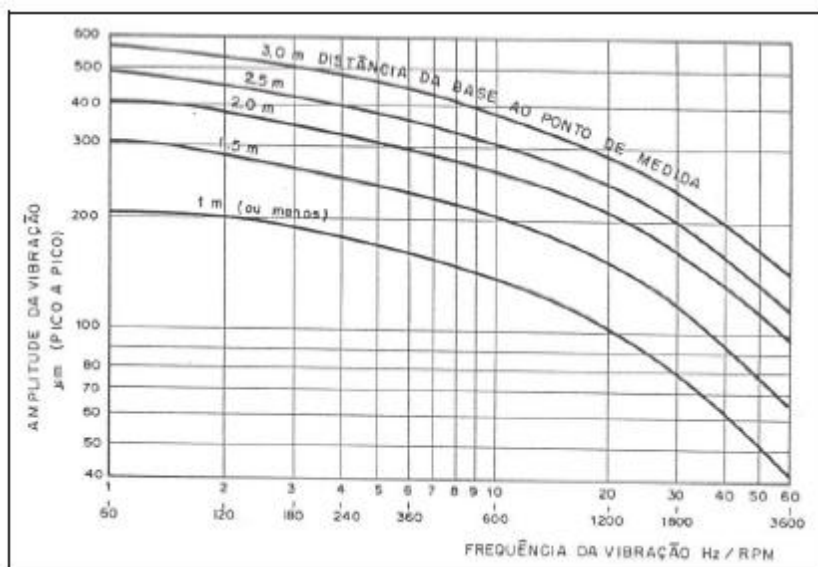


Figura 29 - Carta de severidade do Hydraulic Institute para bombas verticais

4. Diagnóstico de avarias através da análise de Vibrações

Cada componente de um sistema mecânico produz, consoante as suas características um sinal vibratório próprio. A conjugação de todos esses sinais gera o movimento vibratório extremamente complexo de um sistema mecânico real.

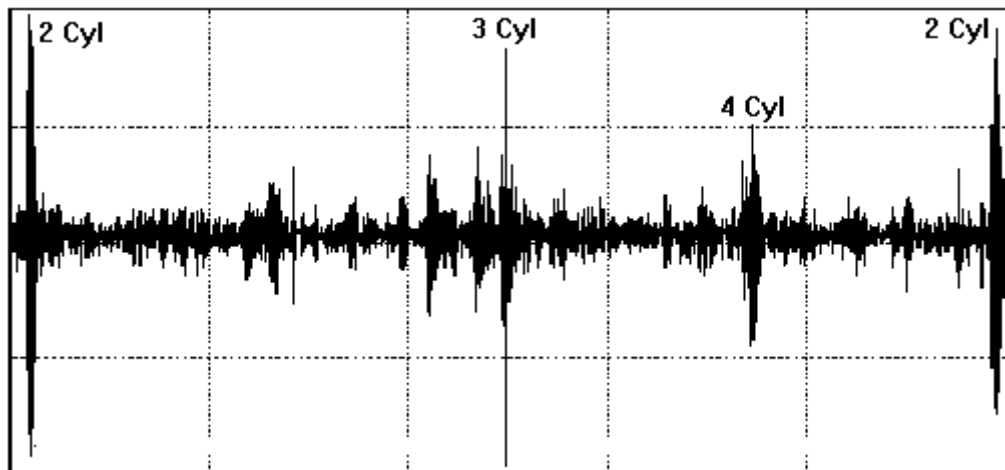


Figura 30 - Exemplo de um sinal vibratório no Domínio temporal

O diagnóstico de avarias através da análise de Vibrações consiste em conseguir extrair do sinal emitido pelo sistema as assinaturas mais preponderantes para esse sistema, conseguindo assim identificar a fonte dos problemas e intervir de uma forma mais assertiva.

Como já foi referido em 2.4.1 a técnica utilizada neste trabalho será a análise de vibrações no domínio de frequência através da FFT.

Esta técnica assenta na identificação das frequências características dos diversos tipos de avaria e o consequente cruzamento com o sinal vibratório do sistema em análise. O sinal vibratório contínuo do equipamento em análise é recolhido sob a forma de conjunto discreto de pontos pelo transdutor, no caso deste trabalho um acelerómetro e em seguida é transformado para o domínio de frequências através da aplicação de um algoritmo FFT, como explicado em 2.4.1, permitindo assim identificar as fontes mais importantes de vibração.

Nos tipos de equipamentos analisados neste trabalho, bombas e ventiladores, os mecanismos de origem das vibrações podem ser de dois tipos:

- Mecanismos de excitação Mecânicos;
- Mecanismos de excitação Hidráulicos e Hidrodinâmicos, para bombas;
- Mecanismos Aerodinâmicos, para ventiladores;

Seguidamente serão apresentados os mecanismos mais comuns bem como as características dos seus sinais vibratórios.

4.1.Causas Mecânicas

Os tipos de avarias discutidas neste ponto são comuns a todas as máquinas rotativas, não sendo exclusivas de bombas e ventiladores, podendo por isso ser encontradas em muitos campos da indústria.

4.1.1. Desequilíbrio

O desequilíbrio é uma das causas mais comuns de vibrações em máquinas rotativas. Este fenómeno resulta de uma distribuição não uniforme da massa em torno do eixo de rotação do corpo, ou de outra forma, podemos dizer que num corpo desequilibrado o eixo de rotação não coincide com o eixo principal de inércia.

No desequilíbrio a vibração é produzida pela força centrífuga que é dada por:

$$F_c = Me\omega^2 \quad (4.1)$$

Logo é possível afirmar que a força da vibração será tanto mais severa quanto mais rotativa for a máquina.

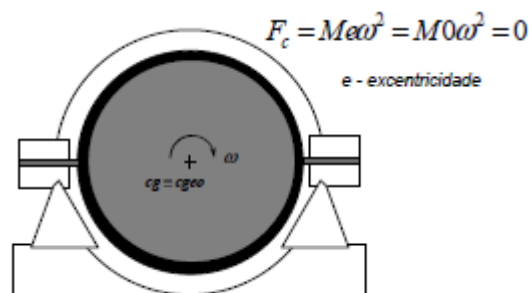


Figura 31 - Corpo em rotação totalmente equilibrado

Em teoria, como representado na Figura 31, se a distribuição de massa de um determinado corpo for totalmente uniforme em torno do seu eixo de rotação a excentricidade será igual a 0 e consequentemente a força centrífuga resultante será também nula.

Mas caso essa distribuição não seja completamente uniforme, a excentricidade é diferente de 0, o que gera uma força centrífuga que força o corpo a deslocar-se criando-se assim o movimento vibratório.

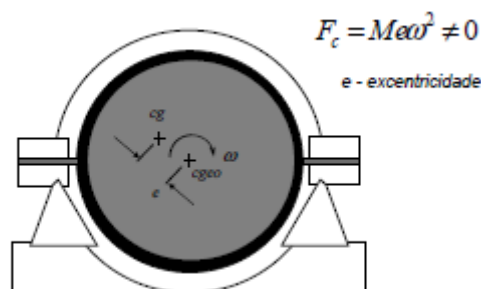


Figura 32 - Massa rotativa desequilibrada. Desequilíbrio expresso em termos de excentricidade

Como indicado na Figura 33 o desequilíbrio pode também ser expresso na forma de massa residual e da sua distância ao centro de massa.

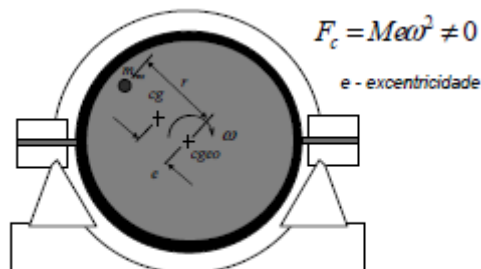


Figura 33 - Massa rotativa desequilibrada. Desequilíbrio expresso em termos de massa residual e da sua distância ao centro de massa

O sinal vibratório gerado pelo desequilíbrio corresponde a um sinal sinusoidal com frequência igual à frequência de rotação do equipamento, também denominada por wirl síncrono.

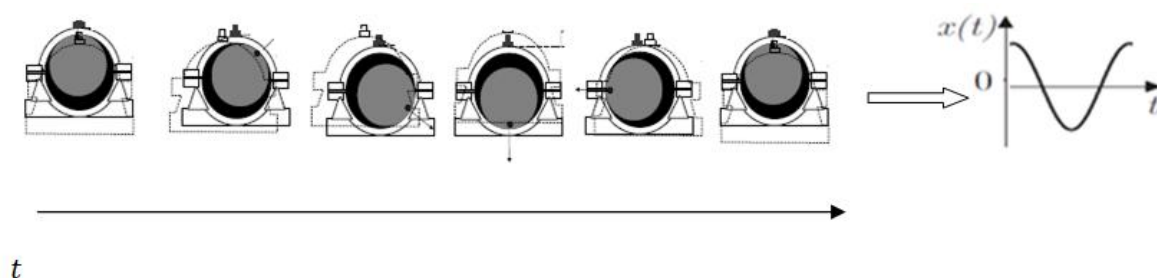


Figura 34 - Mecanismo de geração do sinal de desequilíbrio

Tratando-se de um mecanismo de vibração síncrono, o sinal de um desequilíbrio no domínio discreto de frequências será como o exemplificado na Figura 35.

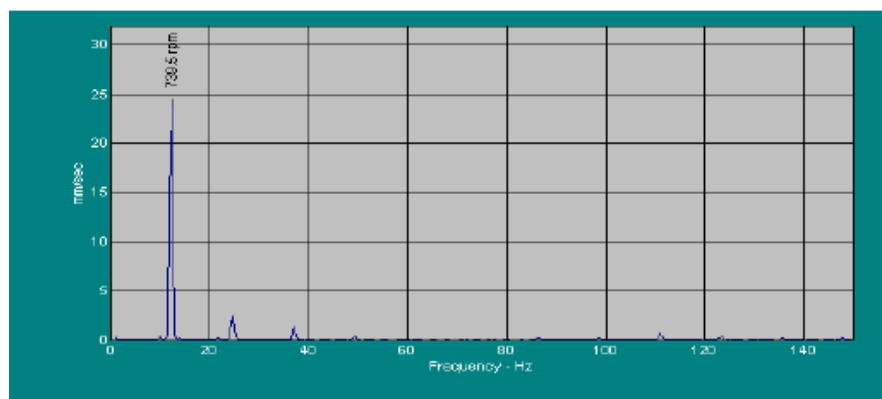


Figura 35 - Exemplo de um espectro FFT de um equipamento desequilibrado

O desequilíbrio pode ser dividido em três categorias:

- Desequilíbrio Estático;

É definido como a excentricidade do centro de gravidade de um rotor, causado por uma massa desequilibrada a um certo raio do centro de rotação. Esta massa encontra-se no entanto no plano ortogonal ao eixo de rotação que contém o centro geométrico do rotor. As vibrações nos apoios são estáveis e em fase. Isto pode ser corrigido pela colocação de uma massa de correcção no plano anteriormente referido.

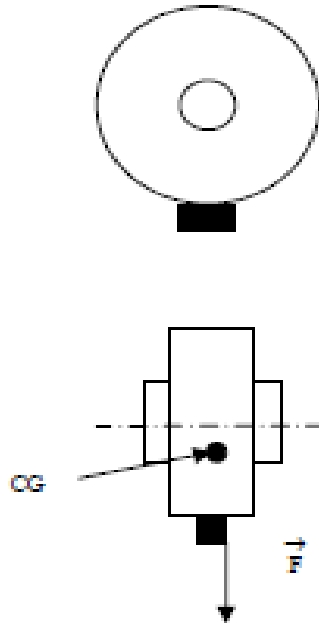


Figura 36 - Representação esquemática do desequilíbrio estático

- Desequilíbrio de momento, ou emparelhado

Caracteriza-se pelo eixo de rotação do corpo conter o centro de gravidade do corpo, no entanto a distribuição da massa do rotor não é axisimétrica em relação a este eixo.

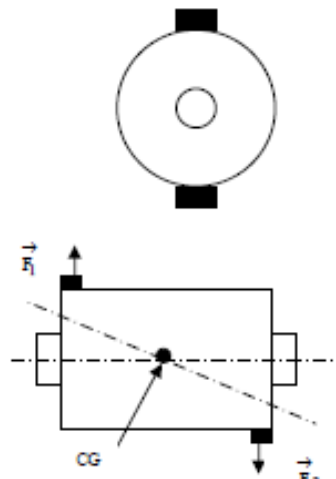


Figura 37 - Representação esquemática do desequilíbrio estático

- Desequilíbrio Dinâmico

É fundamentalmente uma sobreposição de efeitos dos dois tipos de desequilíbrio apresentados, como representado na Figura 38.

Neste caso para além do eixo de rotação não coincidir com o eixo principal de inércia do corpo, o centro e gravidade também não está contido no eixo de rotação.

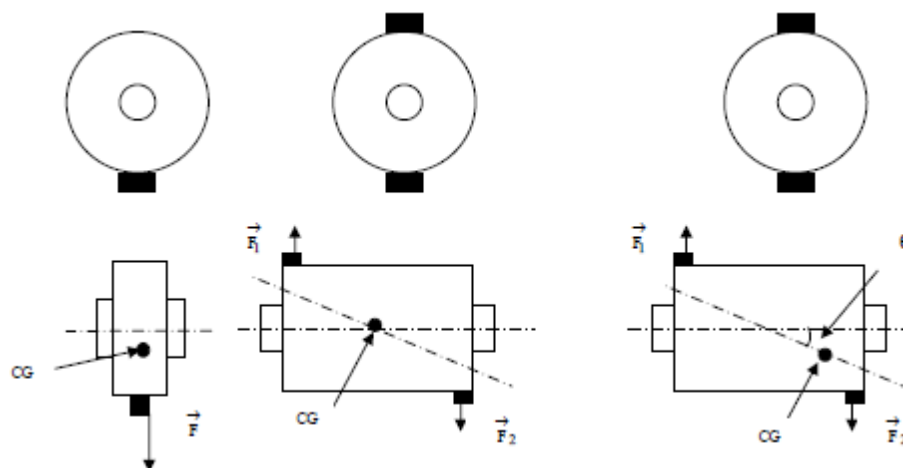


Figura 38 - Representação Esquemática do desequilíbrio dinâmico

Este tipo de desequilíbrio pode apenas ser corrigido através de procedimentos de equilibragem em pelo menos dois planos

Adicionalmente à forma do espectro FFT existem outros indícios que podem facilitar o diagnóstico do desequilíbrio.

No caso de rotores rígidos, o caso mais comum, a amplitude varia com o quadrado da velocidade de rotação, sendo que para o mesmo apoio é semelhante nas direcções radiais, (horizontal e vertical), aliás pode-se afirmar que quanto mais parecidas, mais provável será o desequilíbrio. Relativamente a este facto as máquinas verticais e horizontais apresentam nuances, pois dadas as diferenças nas restrições dos graus de liberdade inerentes às suas montagens, pode-se afirmar que as máquinas verticais apresentam sempre uma maior amplitude de vibração na face livre enquanto as máquinas radiais apresentam uma maior amplitude de vibração na direcção horizontal.

Com excepção dos rotores em balanço, espera-se que a amplitude de vibração na direcção axial seja consideravelmente menor que nas direcções radiais.

Num caso de desequilíbrio, espera-se que as harmónicas com frequências múltiplas da frequência de funcionamento sejam pequenas, no entanto estas podem agravar-se no caso de o desequilíbrio ser muito severo.

A fase destas vibrações é estável e acompanha a posição do transdutor, sendo que na mesma chumaceira as fases dos sinais na direcção horizontal e vertical devem estar desfasadas 90°. As principais causas para o desequilíbrio são;

- Agregação e desagregação de massa;

- Corrosão;
- Desgaste;
- Erosão;
- Fractura;
- Desapertos Mecânicos;
- Tensões originadas em gradientes térmicos;

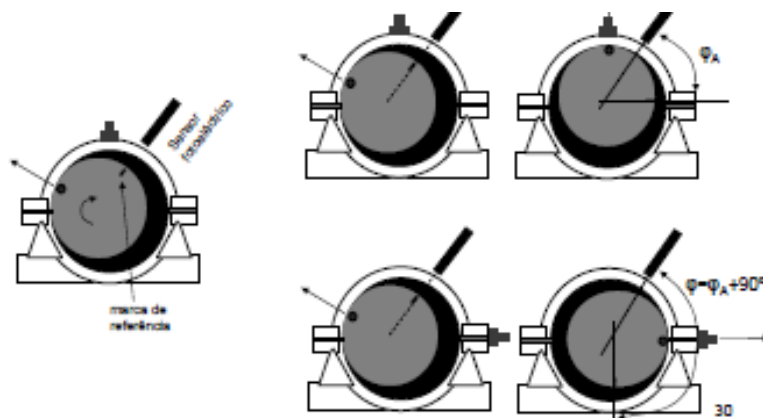


Figura 39 - Representação esquemática da evolução da fase do sinal de vibração

4.1.2. Desalinhamento

Existe desalinhamento sempre que as linhas de eixo dos veios e das chumaceiras não coincidam, ou então quando as linhas de eixo da máquina motora e movida não coincidam. É impossível atingir um alinhamento perfeito, por isso é sempre necessário contar com efeitos residuais provenientes deste fenómeno.

Uma das soluções utilizada para compensar os problemas provenientes deste fenómeno é a utilização de acoplamentos elásticos. No entanto a utilização destes elementos não serve para eliminar a vibração resultante do desalinhamento.

Caso a vibração seja excessiva, tenderá a existir desgaste rápido das chumaceiras, acoplamentos e retentores. Caso a substituição destas peças seja feita em períodos inferiores a 5 anos, constitui um sinal de que provavelmente existe um problema de desalinhamento.

À semelhança do que acontece para o desequilíbrio também podem ser definidos três diferentes tipos de desalinhamento. Os três tipos de desalinhamento são:

- Desalinhamento Paralelo

O desalinhamento paralelo consiste numa translação de um dos eixos em relação ao outro. Neste tipo de desalinhamento os dois eixos em questão mantêm-se paralelos, no entanto não são coincidentes.

Um espectro típico de em frequência da vibração gerada por um desalinhamento paralelo na direcção radial destaca-se pelo facto da frequência preponderante ser a

correspondente a duas vezes a frequência de rotação. São também importantes a frequência de rotação e o seu 3º múltiplo.

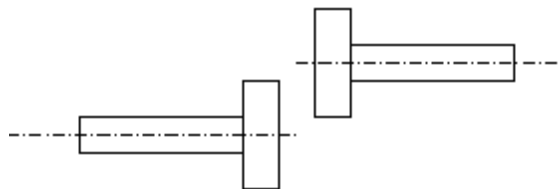


Figura 40 - Exemplo esquemático de desalinhamento Paralelo

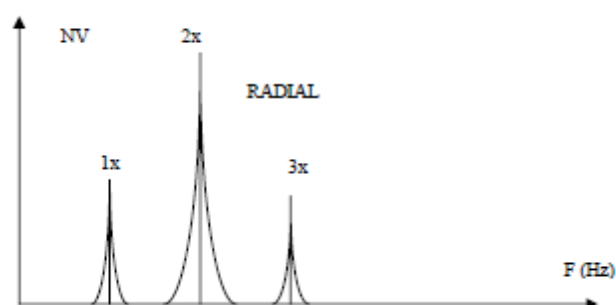


Figura 41 - Esquema tipo de um espectro de vibração FFT resultante de um desalinhamento paralelo

O sinal vibratório nas direcções radiais está desfasado de 180° para dois apoios em lados opostos do acoplamento. A diferença nas amplitudes das frequências de primeira e segunda ordem em relação à frequência de rotação é determinada pela natureza do acoplamento.

- Desalinhamento Angular

O desalinhamento angular consiste na falta de paralelismo entre os dois eixos acoplados.



Figura 42 - Esquema representativo de um deslocamento angular

O desalinhamento angular é caracterizado pela predominância de vibração axial e desfasamento de 180° nas vibrações nos dois apoios próximos do acoplamento. Tipicamente, o componente na frequência de trabalho será predominante no espectro, apesar de existir, em menor intensidade, o componente de $2 \times \text{RPM}$. Contudo, raramente podem aparecer componentes de alta ordem, que quando surgem indicam a ocorrência de problemas nos acoplamentos.

Este tipo de desalinhamento gera um momento flector em cada veio responsável pela maior amplitude de vibração na direcção axial.

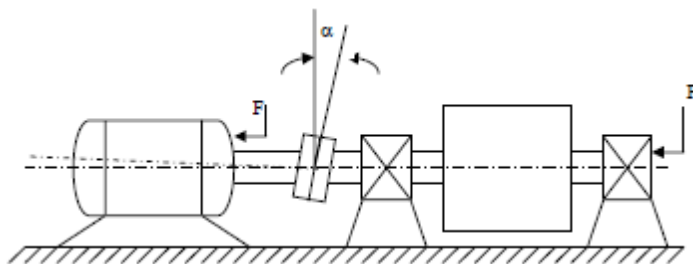


Figura 43 - Esquema de um acoplamento com desalinhamento angular

No entanto a forma de desalinhamento mais comum é o desalinhamento combinado. Este tipo de desalinhamento configura uma sobreposição de efeitos dos dois tipos de desalinhamento anteriores

As características mais relevantes de um comportamento vibratório gerado por desalinhamento são:

- Componente mais relevante à frequência de funcionamento. Esta componente é crescente;
- Componente elevada a $2 \times \text{RPM}$;
- Vibração axial elevada. Nos casos em que o desalinhamento angular é predominante esta componente pode até ser superior à componente radial;
- Caso o desalinhamento seja muito severo pode existir uma componente importante a $3 \times \text{RPM}$;
- Uma forma de distinguir o desalinhamento do desequilíbrio, é a grande diferença entre as componentes horizontais e verticais da vibração;
- A amplitude e as fases de vibração são estáveis, não variando com a velocidade da máquina;
- As maiores amplitudes de vibração verificam-se nas chumaceiras mais próximas do acoplamento, ou então nas chumaceiras desalinhadas;
- O desalinhamento provoca tensões alternadas nos elementos elásticos do acoplamento, o que gera uma vibração a uma frequência de $n_{\text{elementos}} \times \text{RPM}$.

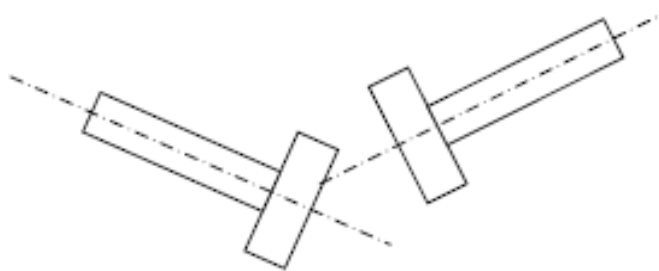


Figura 44 - Esquema representativo do desalinhamento combinado

As principais causas associadas ao desalinhamento são:

- Deficiente montagem do acoplamento;
- Chumaceiras desalinhadas;
- Fundação mal construída;
- Gradientes térmicos;

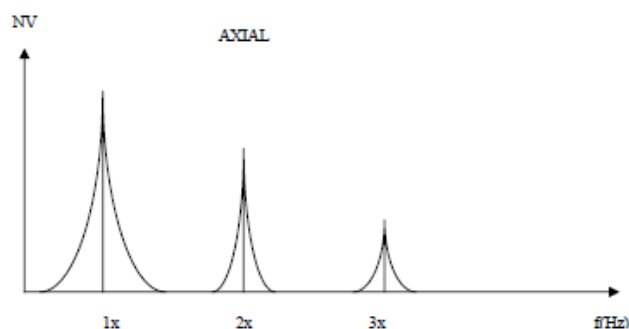


Figura 45 - Espectro FFT típico para um desalinhamento combinado

4.1.3. Empeno

Um eixo empenado comporta-se como um eixo desalinhado, por essa razão a sintomatologia aplicável é a mesma que foi indicada para o desalinhamento. As principais causas que podem conduzir ao empeno dum veio são:

- Flexão Gravítica, originada por elevados períodos de inactividade;
- Empeno gerado por tensões originadas em gradientes térmicos;

4.1.4. Folgas e desapertos

As folgas não são consideradas mecanismos de excitação num sistema mecânico, mas antes mecanismos de amplificação de vibrações. Em teoria um sistema folgado não apresentaria comportamento vibratório caso não existissem mecanismos de excitação com desequilíbrios ou desalinhamentos. As frequências características destas anomalias são frequências múltiplas pares da frequência de rotação do equipamento e também em ordens altas. Uma característica distintiva destes defeitos é o aumento da amplitude de vibração na direcção da fixação, geralmente vertical seguida do aparecimento de um pico importante a 1/2 da frequência de funcionamento.

Existe um consenso que aponta para o facto da presença de picos na frequência de rotação acompanhados por vários harmónicos é um forte indicador deste tipo de avaria. As folgas mecânicas podem ser agrupadas em três grandes conjuntos.

- Tipo I

As folgas do tipo I são folgas estruturais relacionadas com falta de rigidez na fundação ou nos apoios do equipamento. Neste grupo também se incluem deformações na base de apoio do equipamento, e folgas nos chumbadores das fundações.

As vibrações amplificadas por este tipo de defeitos são geralmente predominantes na direcção vertical e têm a sua maior evidência na base de apoio do equipamento.

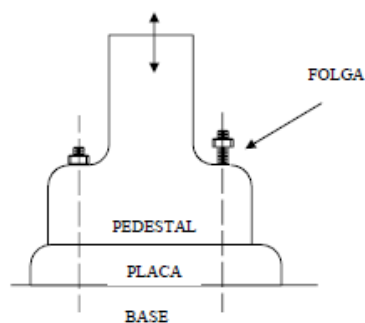


Figura 46 - Esquema de um tipo de folga estrutural

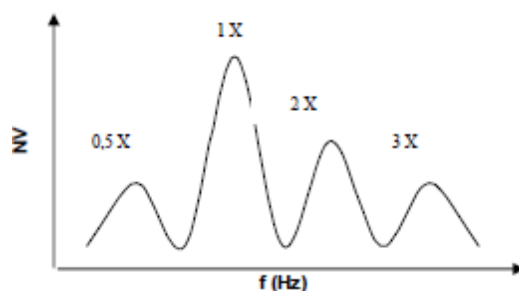


Figura 47 - Espectro esquemático de vibrações devido a folgas na placa de base

- Tipo II

Neste grupo enquadram-se as folgas na fixação dos apoios do veio em rotação. Entram também neste grupo as trincas nos apoios e na base do equipamento.

Na Figura 48 podemos observar a ilustração de um mecanismo desequilibrado com os parafusos da chumaceira com folga. A força devido ao desequilíbrio quando dirigida para cima e para baixo gera a frequência de 2x RPM do eixo num sensor colocado na vertical do apoio, e quando a folga for lateral, também ocorre a frequência de 2x RPM do eixo num sensor disposto na horizontal.

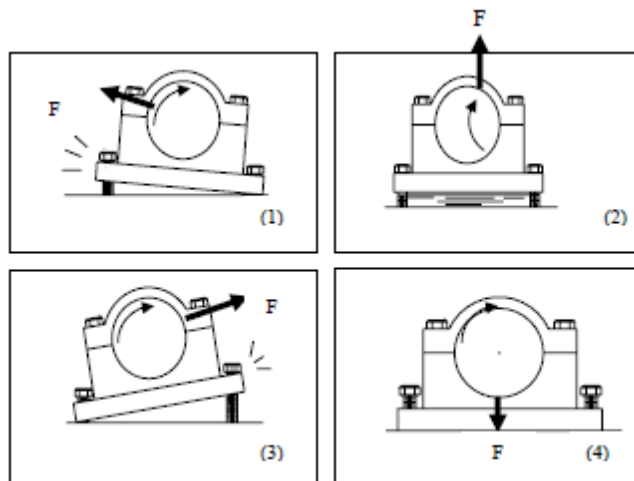


Figura 48 - Ilustração de um mecanismo desequilibrado com folgas nos parafusos de aperto

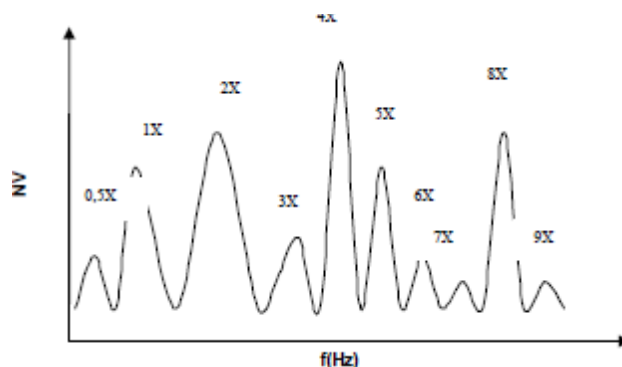


Figura 49 - Espectro esquemático de vibrações devido a folgas do tipo II

- Tipo III

São folgas geradas por fixação inadequada entre as peças da máquina. Com a acção das forças dinâmicas do rotor surgem efeitos não lineares, alterando periodicamente a rigidez do sistema. Assim, as vibrações terão características idênticas ao batimento truncado. Aparecerão componentes sub-harmónicos e inter-harmónicos. Também pertencem a este grupo folgas entre a bucha e chumaceira, entre o anel interno do rolamento e o veio, ou entre o anel externo e a chumaceira. As medidas de fase são geralmente instáveis, e podem variar bastante de um ponto de medida para outro.

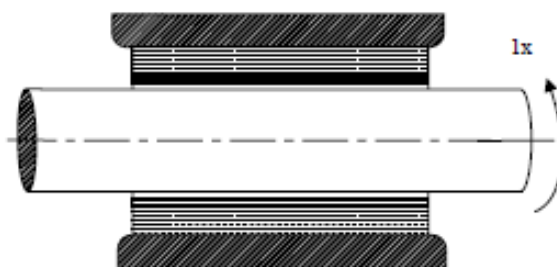


Figura 50 - Esquema de veio e chumaceira radial montados com folga

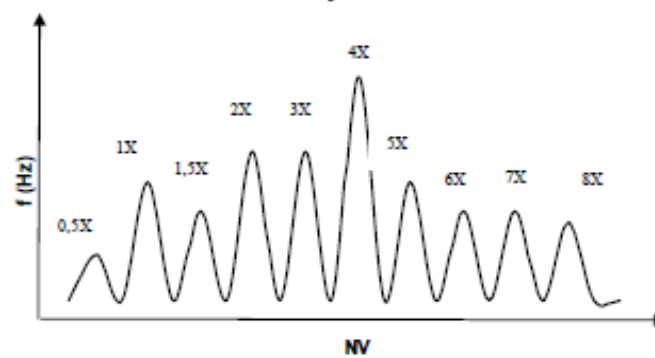


Figura 51 - Espectro esquemático de vibrações devido a folgas do tipo III

Deve-se referir que este tipo de defeitos causa um elevado ruído de chão. É importante ainda referir que as componente radiais são muito diferentes, sendo mais elevadas as componentes nas direcções com menor rigidez, sendo que as medições nas direcções radiais têm uma amplitude maior que na direcção axial.

A relação entre valores medidos em diversos pontos de medição é aleatória.

As principais causas para a existência de folgas mecânicas são:

- Montagem Incorrecta;
- Desgaste Excessivo;
- Problemas na fundação;
- Componentes fracturados;

4.1.5. Defeitos em Chumaceiras Hidrodinâmicas

Vários factores como desgaste, erosão, folgas exageradas, ou lubrificação deficiente podem causar problemas nas chumaceiras radiais que levem à origem de vibrações bastante severas em potência.

Um dos factores determinante para as folgas neste tipo de chumaceiras é o nível de desgaste. Este nível pode ser monitorizado através da comparação dos valores de vibração radial nas direcções horizontais e verticais. No caso de equipamentos com uma configuração horizontal as vibrações na direcção vertical são tendencialmente menores que as vibrações na direcção vertical. No entanto caso se verifique um aumento assinalável no nível de vibração na direcção vertical, existe uma forte possibilidade de existir desgaste excessivo nesse apoio.

De seguida serão apresentados alguns dos mecanismos vibratórios mais importantes relacionados com este tipo de apoios.

4.1.5.1. *Oil Wirl*

O Oil Wirl é um problema que pode acontecer em máquinas com chumaceiras radiais hidrodinâmicas como por exemplo bombas verticais. Embora o nome do fenómeno refira Oil, este pode também acontecer com chumaceiras lubrificadas a água, o que é uma solução utilizada em algumas configurações de bombas.

Em funcionamento normal, na fase de arranque o movimento de rotação do veio gera um fluxo de óleo que promove a sustentação do veio, que desloca o mesmo no sentido contrário ao da rotação. Caso o projecto da chumaceira seja o correcto, esta película estabiliza e o veio entra em regime permanente.

Caso as condições de projecto da chumaceira não seja o ideal o veio tenderá a regressar á sua posição estática, no entanto caso o amortecimento da chumaceira não seja suficiente o veio descreve uma trajectória orbital no interior da chumaceira.

A vibração devido ao Oil Wirl pode ser particularmente severa, no entanto esta avaria é facilmente identificável pois possui uma frequência característica muito particular. Numa chumaceira que se encontre em Oil Wirl a frequência predominante ocorre entre 0.42 e 0.48 da frequência de funcionamento.

As principais causas que podem originar o Oil Wirl são:

- Projecto Incorrecto;
- Folgas Exageradas;
- Variações na viscosidade do lubrificante;

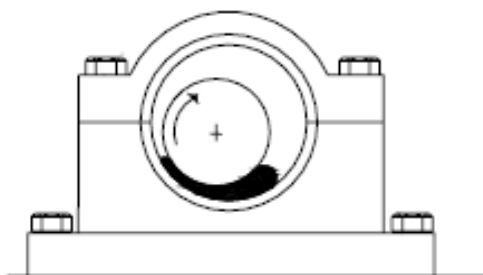


Figura 52 - Esquema de chumaceira com Oil Wirl

O Oil Wirl pode ser evitado de diversas formas, uma delas é a alteração da geometria da chumaceira. Recomendam-se para isso geometrias que impeçam o movimento do veio de estabilizar, como seja chumaceiras lobadas ou chumaceiras segmentadas.

4.1.5.2. *Wirl seco*

A lubrificação inapropriada de uma chumaceira radial hidrodinâmica, também pode causar vibração. Se faltar lubrificação no apoio, ou se for usado lubrificante errado, poderá ocorrer um roçamento excessivo entre o veio e o apoio estacionário. Esta fricção excita vibração no apoio e noutras partes da máquina. Esta vibração é semelhante àquela que aparece

quando passamos um dedo húmido sobre uma superfície de vidro. As vibrações resultantes são de alta frequência, e não serão múltiplos da rotação do veio.

Se o atrito for parcial ou intermitente, a rigidez do veio varia temporariamente, ou seja, o veio fica mais rígido durante o período de contacto. Neste caso, o sistema passa a ser não linear, e as vibrações resultantes têm componentes de frequências sub-harmónicas da rotação ($1/2x$, $1/3x$, $1/4x$, $1/5x$,...) e/ou inter-harmónicas ($3/2x$, $5/2x$, $7/2x$,...).

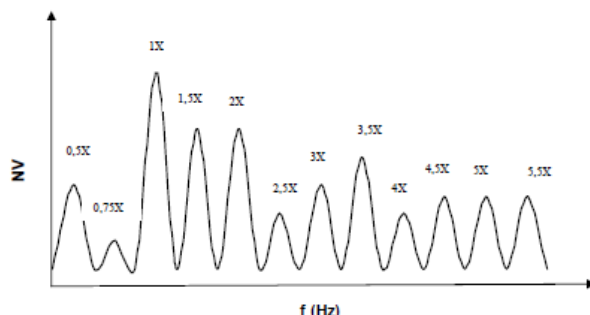


Figura 53 - espectro de vibração de um sistema com wirl seco

4.1.6. Ressonância

As frequências de ressonância de uma máquina são as frequências às quais ela vibra com máxima amplitude em resposta a uma força de excitação. As frequências de ressonância são reguladas pelas frequências naturais, amortecimento e forças de excitação. O amortecimento regula a amplitude, evitando que a resposta do sistema amplie indefinidamente até ao colapso.

A frequência natural de um sistema com um grau de liberdade é dada por:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Uma máquina pode ter muitas frequências de ressonância as quais variam com a direcção.

A ressonância pode ser de dois tipos:

- Estrutural;

Quando o componente que vibra em ressonância é um dos componentes fixos da máquina;

- Velocidade Crítica;

Quando o componente que entra em ressonância é o veio. A velocidade crítica é influenciada pela massa rigidez do rotor e chumaceiras. O desgaste natural dos diferentes componentes de um equipamento altera as condições de ressonância do mesmo.

A ressonância manifesta-se através de uma amplitude extremamente elevada e direccional, sendo para a direcção de ressonância cerca de 5 vezes maior que nas outras direcções.

É também um forte indicador da existência de ressonância a existência de grandes variações no valor da amplitude de vibração com pequenas variações nas frequências de excitação.

A ressonância não é um mecanismo de excitação, nem podem ser apontadas causas para a sua ocorrência, dado ser uma característica intrínseca a todos os sistemas no entanto, um projecto correcto quer do equipamento quer das suas fundações pode impedir que a zona de ressonância esteja perto da zona de funcionamento.

4.1.7. Defeitos em Rolamentos

Os rolamentos estão entre os componentes mais importantes da grande maioria das máquinas sendo que as suas especificações de tempo de vida útil e capacidade são muito rigorosas. Isto permite que se faça coincidir o tempo de vida do rolamento com o tempo de vida da máquina. O tempo de vida de um rolamento é definido como o número de rotações que pode fazer antes dos primeiros sinais de fadiga na forma de fendas. (Sampaio, 2009).

Estas fendas desenvolvem-se gradualmente até à superfície. Com a passagem dos elementos rolantes desprendem-se pequenos fragmentos, fenómeno conhecido como *flaking* ou *spalling*. O dano continuará a aumentar em extensão e eventualmente levará ao colapso do rolamento.

Infelizmente grande parte dos rolamentos não atinge a vida prevista sendo que a percentagem das falhas é dada por:

- 10% - Atinge o tempo de vida útil previsto
- 40% - Avaria por lubrificação deficiente
- 30% - Avaria por montagem inadequada (desalinhamento ou enjambramento)
- 20% - Avaria por outras razões (sobrecarga, defeito de fabrico, deficiente conservação.)

(Sampaio, 2009)

Quando existe uma falha num rolamento, esta tende a manifestar-se em 4 frequências características, sendo essas frequências:

- Frequência de falha na gaiola (FT - *fundamental train*)

$$FT = \frac{1}{2} \frac{N}{60} \left(1 \pm \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (4.2)$$

- Frequência de falha na pista exterior (BPO - *ball pass outer race*)

$$BPO = \frac{n}{2} \frac{N}{60} - \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (4.3)$$

- Frequência de falha na pista interior (BPI - *ball pass inner race*)

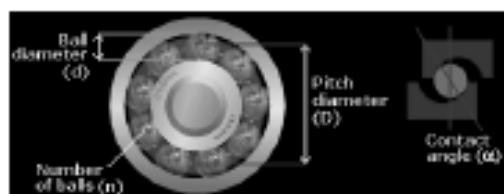
$$BPI = \frac{n}{2} \frac{N}{60} + \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (4.4)$$

- Frequência de falha no elemento rolante (BS - *ball spin*)

$$BS = \pm \frac{D}{d} \frac{N}{60} \left(1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \cos^2 \alpha \right) \quad (4.5)$$

Estas frequências são geralmente muito altas quando comparadas com as frequências de funcionamento sendo necessário utilizar bandas de frequência bastante largas para poder detectar estes defeitos.

Estas frequências são exactas e determinadas a partir da análise cinemática do rolamento. Uma das formas mais tradicionais de detecção de problemas em rolamentos é a avaliação do ruído produzido nas chumaceiras, existindo até equipamentos de medição de vibração preparados para esse tipo de análise.



α ângulo de contacto
d diâmetro do elemento rolante
n nº de elementos rolantes
N rotação do veio [RPM]
D diâmetro médio do rolamento

Figura 54 - Rolamento de esferas

4.1.8. Avarias em Motores Eléctricos

A vibração em máquinas eléctricas tais como motores, geradores, e alternadores podem ter origem mecânica ou eléctrica. Os problemas mecânicos mais comuns são desequilíbrio, desalinhamento e folgas, que já foram discutidos nos itens anteriores. A vibração causada por problemas eléctricos é normalmente o resultado de forças magnéticas desequilibradas, que agem sobre o rotor ou estator. Esse desequilíbrio das forças magnéticas pode ser devido a cinco factores:

- Apoios do veio do rotor excêntricos;
- Rotor não centrado dentro do estator;
- Furo do estator elíptico;
- Barras da gaiola trincadas ou quebradas;
- Ventoinha danificada;

A frequência característica relacionada com os problemas do rotor está associada à velocidade de rotação do mesmo, sendo que os problemas no estator estão correlacionados com 2 vezes a frequência da rede.

Uma das formas mais expeditas de verificar se o problema vibratório tem origens magnéticas é verificar se o nível global de vibração desaparece assim que a corrente é desligada.

4.2. Vibrações causadas por mecanismos hidráulicos e aerodinâmicos.

Todas as bombas e ventiladores apresentam no seu espectro uma frequência que representa a frequência de passagem das suas pás e que é dada por:

$$BP = N^{\circ}_{de\ pás} \times RPM \quad (4.6)$$

Esta frequência de vibração deve-se a variações de pressão no fluxo do fluido na passagem do impulsor para a descarga.

A variação da amplitude à frequência de passagem das pás, o aparecimento de bandas laterais espaçadas de 1xRPM e o aparecimento de harmónicas de BP é um indicador de folgas incorrectas, entre as pás e o difusor, ou obstruções na voluta.

No caso dos ventiladores se as pás se deformarem ou fracturarem é natural o aumento da amplitude à frequência de passagem das pás e mesmo o aparecimento de bandas laterais espaçadas de 1xRPM. Se houver um problema de folgas é natural o aparecimento de harmónicas. (Sampaio, 2009)

A recirculação e instabilidades hidráulicas devido a variações de pressão são um problema comum e fazem-se sentir em frequências sub-sincronas. São normalmente frequências de banda larga.

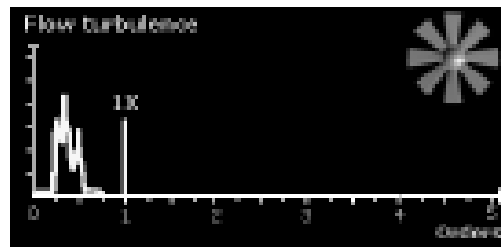


Figura 55 - Espectro no domínio de frequência de vibrações originadas por instabilidades hidráulicas

A cavitação é também uma das fontes de vibração que se podem manifestar numa bomba hidráulica. Normalmente manifesta-se nas altas frequências e é também um fenómeno de banda larga.

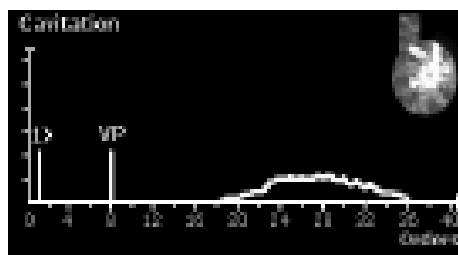


Figura 56 - Espectro de vibração gerado por fenómenos de cavitação



Diagnóstico de Avaria em Bombas e Ventiladores por análise de Vibrações e equilibragem em Estaleiro pelo Método dos Coeficientes de Influência

5. Equilibragem

Equilibragem é definida na norma ISO 14694 como o conjunto de processos através dos quais a distribuição de massa de um determinado Rotor é verificada, e caso necessário corrigida.

A equilibragem embora possa ser feita de diversas formas assenta sempre no princípio de adição e remoção de massa ao rotor.

Os tipos de desequilíbrio, as suas manifestações e causas foram já expostos em 4.1.1, sendo que neste ponto serão discutidas as formas de corrigir esses defeitos.

As técnicas de equilibragem podem ser divididas em duas categorias principais consoante o tipo de rotor a que se apliquem. Podemos assim equilibrar rotores rígidos ou elásticos. Esta classificação depende da dependência da forma da deformada do veio com a velocidade de rotação, e consequentemente com a frequência de excitação do sistema.

Caso a deformação do veio seja independente da velocidade de rotação, para o intervalo de interesse, podemos afirmar que estamos a tratar de um rotor rígido, enquanto se a sua deformada for claramente influenciada pela velocidade de rotação, o que indica aliás que a zona de trabalho está na proximidade de velocidades críticas do rotor, estamos a tratar de rotores elásticos.

5.1. Equilibragem de rotores Rígidos

A equilibragem de rotores rígidos inclui um grande número de procedimentos bem estabelecidos no meio da equilibragem. Muitas das técnicas são muito expeditas, quer a nível teórico, quer matemático, estando bem adaptadas ao ambiente industrial. A utilização de procedimentos de equilibragem para rotores rígidos permite que a estabilidade do rotor para uma determinada velocidade seja alcançada sem grandes problemas associados.

Dependendo do tipo de rotor e da configuração do desequilíbrio as técnicas de equilibragem de rotores rígidos podem ser divididas em dois tipos, Equilibragem estática, e equilibragem dinâmica. Estes dois tipos de equilibragem estão desenvolvidos nos pontos abaixo.

5.1.1. Equilibragem Estática

Como se pode inferir pelo seu nome, a equilibragem estática destina-se à correcção de desequilíbrios estáticos, sendo mais indicada para rotores estreitos. Este tipo de equilibragem corrige apenas o desequilíbrio num plano, que corresponde ao plano síncrono com a rotação, para este caso exemplificativo considerar-se-á o plano x,y. A equilibragem é conseguida

através da realocização do centro de massa no eixo de rotação com a colocação ou remoção de massas em coordenadas específicas, anulando os momentos estáticos relativos aos eixos que definem o plano de equilibragem, satisfazendo assim as seguintes equações:

$$M_x = - \sum_i m_i y_i = 0 \quad (5.1)$$

$$M_y = - \sum_i m_i x_i = 0 \quad (5.2)$$

Onde M_x e M_y representam os momentos estáticos referentes a x e y, m_i representam as massas discretas através das quais se pode representar um rotor e x_i e y_i as distancias dessas massas aos eixos x e y.

Caso M_x ou $M_y \neq 0$ a massa requerida para reequilibrar o sistema no determinado raio R_{eq} é dada por:

$$M_{eq} = \frac{\sqrt{S_x^2 + S_y^2}}{R_{eq}} \quad (5.3)$$

Estando localizada no ângulo Θ , dado por:

$$\Theta_{eq} = \text{atan}\left(-\frac{S_x}{S_y}\right) \quad (5.4)$$

5.1.2. Equilibragem Dinâmica

No que à equilibragem dinâmica diz respeito, os factores determinantes são as massas excêntricas e os quadrados das distâncias ao centro de massa. O quadrado da distância advém da função de força, e do braço do momento. A função de força para a equilibragem dinâmica é a força centrífuga gerada pelas massas excêntricas nos planos z_1 e z_2 considerados para a equilibragem.

O braço do momento tem a mesma interpretação que no caso da equilibragem dinâmica.

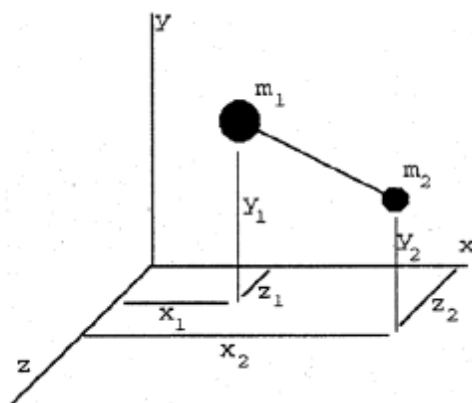


Figura 57 - Esquema de cálculo dos momentos para a equilibragem dinâmica

O binário gerado pelas massas desequilibradas é dado por:

$$T = rF \quad (5.5)$$

Onde F representa o vector de força em cada ponto, que para este caso advém da força centrífuga, e r corresponde ao vector de posição de cada ponto. Este vector é dado da seguinte forma:

$$r_i = x_n i + y_n j + z_n k \quad n \in \{1,2\} \quad (5.6)$$

Assumindo que os sistemas possuem uma velocidade de rotação constante em torno do eixo dos zz , a função força pode ser expressa da seguinte forma:

$$F_i = (m_n a_{nx})i + (m_n a_{ny})j \quad n \in \{1,2\} \quad (5.7)$$

Onde os termos a , referem-se às componentes de aceleração das massas excêntricas, que podem ser determinadas da seguinte formas.

$$a_{nx} = -r_n \omega^2 \cos(\theta_n) \quad (5.8)$$

$$a_{ny} = -r_n \omega^2 \sin(\theta_n) \quad (5.9)$$

Sendo $\sin(\theta) = \frac{y}{r}$ e $\cos(\theta) = \frac{x}{r}$.

Nas máquinas de equilibragem actuais, equipadas com células de carga e transdutores de velocidade angular, possuem a capacidade de determinar a força exercida pelo rotor desequilibrado em ambos os apoios, bem como a fase do desequilíbrio, fornecendo assim dados que permitem a resolução do sistema de equações constituído pelas condições de equilíbrio de momentos nos apoios em ordem a m_1 e m_2 .

Outra forma de aferir o valor do desequilíbrio dinâmico de um corpo em rotação, é através do binário resultante das forças de desequilíbrio, que é dado por:

$$T = \omega^2 \times \sqrt{(m_1 x_1 z_1 + m_2 x_2 z_2)^2 + (m_1 y_1 z_1 + m_2 y_2 z_2)^2} \quad (5.10)$$

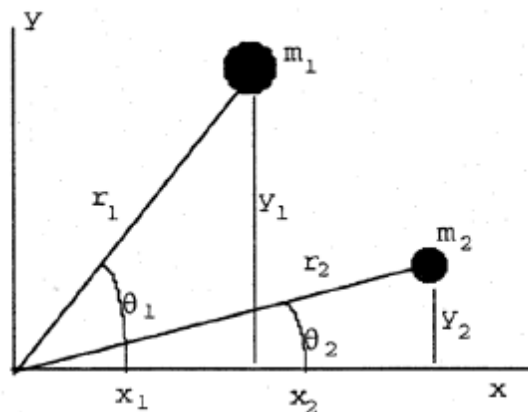


Figura 58 - Representação do posicionamento das massas excêntricas no plano $x\hat{o}$

5.2. Equilibragem de Rotores Elásticos

Os modos de vibração de determinado sistema envolvem a interacção vibratória entre todos os seus componentes, representam por isso movimentos vibratórios elementares em que se decompõem a vibração.

O movimento orbital do rotor, originado pelo desequilíbrio gera um conjunto de forças que são descarregadas pelos apoios para a restante estrutura, que responde dinamicamente a esta solicitação. Sendo a rigidez do rotor, um dos factores mais importantes no que às formas modais diz respeito, caso a rigidez seja baixa, o que implica uma elevada rigidez do suporte, o movimento do rotor terá uma restrição elevada ao nível dos apoios, o que faz com que grande parte do comportamento vibratório ocorra na flexão do rotor. Caso isto aconteça, estamos na presença de um rotor elástico.

A equilibragem de rotores elásticos é mais complexa que a de rotores rígidos, pois tem de ter em conta a influência das formas modais do rotor nos níveis vibratórios apresentados pelo mesmo.

A determinação das massas de equilibragem para a equilibragem de rotores flexíveis, pode ser feita de três diferentes formas. Essas formas são, Equilibragem modal, Equilibragem por Coeficientes de Influência, e Metodologia de Equilibragem Unificada.

5.2.1. Equilibragem Modal

A equilibragem modal assenta na assumption dos modos de vibração ortogonais, e tenta equilibrar o rotor para as formas modais respectivas. O número mínimo de planos de equilibragem é igual ao número de modos de vibração. Actualmente a maioria dos equipamentos industriais opera acima da primeira frequência de ressonância, existindo mesmo equipamentos que operam acima da segunda. (Vance, 1988)

Em geral a forma da deformada de um rotor a trabalhar entre duas velocidades críticas tem influências residuais do modo de vibração com a frequência inferior e efeitos predecessores do modo com frequência mais alta.

Ao contrário dos métodos apresentados anteriormente para rotores rígidos, este método necessita de recorrer à aplicação de pesos de prova com o objectivo de excitar os modos de vibração pretendidos.

Assim sendo a colocação dos pesos de prova deve obedecer ao critério de excitação dos modos de interesse para que várias formas modais possam ser equilibradas ao mesmo tempo.

O caso mais geral de desequilíbrio distribuído $u(z)$ pode ser expandido em termos do deslocamento modal da seguinte forma:

$$u(z) = \sum F_k m_z \Phi_z \quad (5.11)$$

Onde F_k é a força, m_z é a massa para determinado modo de vibração colocada num determinado plano e Φ_z é a fase designada

$$u_1 = E_1 m_1 \Phi_{11} + E_2 m_2 \Phi_{21} \quad (5.12)$$

$$u_2 = E_1 m_2 \Phi_{12} + E_2 m_2 \Phi_{22} \quad (5.13)$$

$$u_3 = E_1 m_3 \Phi_{13} + E_2 m_2 \Phi_{23} \quad (5.14)$$

As massas de equilibragem para os dois planos podem ser calculadas da seguinte forma:

$$M_1 = m_1 \Phi_{11}^2 + m_2 \Phi_{12}^2 + m_3 \Phi_{13}^2 \quad (5.15)$$

$$M_2 = m_1 \Phi_{21}^2 + m_2 \Phi_{22}^2 + m_3 \Phi_{23}^2 \quad (5.16)$$

A resposta pode agora ser expressa como a soma dos componentes modais.

$$\begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{bmatrix}_1 + \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{bmatrix}_2 \quad (5.17)$$

O primeiro vector de componentes modais irá excitar a primeira forma modal e o segundo conjunto excita a segunda forma de vibração.

As principais vantagens da equilibragem modal são:

- Números das voltas de testes a velocidade elevadas são reduzidos;
- Tens uma sensibilidade muito boa a altas velocidades;
- É possível equilibrar o sistema para uma forma específica;
- Pode ser um processo totalmente empírico;

5.2.2. Equilibragem por Coeficientes de Influência

A equilibragem através de Coeficientes de Influência pode ser definida como o processo que determina a “quantidade de desequilíbrio”, em várias posições ao longo do eixo dos zz que pode ser diminuído através da selecção de massas de correcção discretas.

Este método utiliza o nível vibratório criado nos apoios, por duas massas de teste colocadas alternadamente em dois planos pré-seleccionados para a equilibragem, (este procedimento pode ser utilizado para equilibragem multi-planar), para calcular quatro coeficientes de influência quer permitem por sua vez determinar as massas e correspondentes posições angulares que colocadas nos mesmos planos permitem a anulação do estado vibratório original.

Este é um método empírico que determina a influência de uma unidade de massa numa determinada aposição para que se possa anular o desequilíbrio existente.

À semelhança do método de equilibragem modal a equilibragem por coeficientes de influência permitem a equilibragem do sistema para diferentes velocidades. No entanto como muitos dos equipamento são utilizados a uma velocidade constante o mais comum é equilibrar o sistema para a velocidade de funcionamento, ou caso o sistema seja utilizado com

velocidade variável, equilibrar o sistema para a velocidade onde se verifica o comportamento vibratório mais severo.

Seja $\{V_{jk}\}$ o vector que contém os fasores de vibração, amplitude e fase, medidos nos apoios do equipamento, $[c_{kj}]$ a matriz dos coeficientes de influência, $\{U_j\}$ o vector coluna que contém as massas de equilibragem e $\{M_j\}$ as massas de prova, j , o número de planos e k o número de velocidades para as quais se pretende equilibrar e i o número correspondente a cada apoio.

A vibração original do rotor pode ser escrita da seguinte forma:

$$\{V_{jk}\} = [c_{ijk}]\{U_{jk}\} \quad (5.18)$$

Tomando com exemplo o caso mais comum de equilibragem, com dois planos e uma velocidade as equações que se retiram de (5.18) são:

$$V_{11} = C_{111}U_1 + C_{121}U_2 \quad (5.19)$$

$$V_{21} = C_{211}U_1 + C_{221}U_2 \quad (5.20)$$

Assumindo que as vibrações presentes nos sistemas são causadas por massas excêntricas a vibração medida após a adição de massas de prova será sempre igual à soma da vibração causada pelas massas desequilibradas originais somada à vibração causada pelas massas adicionadas. Assim sendo:

$$\{V'_{ijk}\} = [c_{ijk}]\{M_j\} + [c_{ijk}]\{M_j\} \quad (5.21)$$

Simplificando o termo referente à vibração original vem:

$$\{V'_{ijk}\} = \{V_i\} + [c_{ikj}]\{M_j\} \quad (5.22)$$

Sendo que para o mesmo caso que foi apresentado em (5.19) e (5.20) as equações retiradas de (5.21) são:

$$V'_{111} = V_{11} + C_{111}M_1 \quad (5.23)$$

$$V'_{121} = V_{21} + C_{121}M_1 \quad (5.24)$$

$$V'_{211} = V_{11} + C_{211}M_2 \quad (5.25)$$

$$V'_{221} = V_{21} + C_{221}M_2 \quad (5.26)$$

Os coeficientes de influência têm como unidade $mm s^{-1} g^{-1}$ e representam a influência em termos vibratórios que uma unidade de massa terá no sistema, e podem ser calculados da seguinte forma:

$$C_{ijk} = \frac{V'_{ijk} - V_{ik}}{M_j} \quad (5.27)$$

Isto permite a resolução de (5.18) em ordem a $\{U_{jk}\}$ determinando assim as massas que em teoria iriam anular o estado vibratório existente no equipamento.

As principais vantagens deste método são;

- É um método totalmente empírico que requer pouco conhecimento teórico, podendo ser aplicado facilmente em ambiente industrial;
- Pode equilibrar o equipamento para qualquer combinação de velocidades escolhida;
- Pode ser facilmente programado, sendo a sua utilização muito prática;
- Pode ser utilizado qualquer conjunto de sensores de vibração;

Foi este o método de estudo utilizado nos casos de estudo deste trabalho que envolveram equilibragem.

Os cálculos podem ser feitos no domínio complexo.

5.2.3. Método Unificado

O Método Unificado combina a abordagem do método modal e dos coeficientes de influência, através da aplicação da abordagem teórica dos coeficientes de influência considerando também o comportamento modal do Rotor. Este processo incorpora as vantagens de ambos os métodos e elimina as suas desvantagens.

A utilização deste método de equilibragem apenas faz sentido para velocidades próximas das velocidades críticas do rotor utilizando-se uma distribuição modal de desequilíbrio ao invés de um valor único.

Caso estejamos a equilibrar numa zona próxima da primeira velocidade crítica a distribuição de desequilíbrio de prova seria dada por:

$$[u]_r = \begin{bmatrix} 1 \\ \frac{m_2 \Phi_{12}}{m_1 \Phi_{11}} \\ \frac{m_3 \Phi_{13}}{m_1 \Phi_{11}} \end{bmatrix} \quad (5.28)$$

Onde Φ_{11} , Φ_{12} e Φ_{13} representam as localizações angulares. O grupo de pesos de prova é colocado no veio e a amplitude de vibração do rotor é medida, sendo a excentricidade provocada pela distribuição de massa de prova é dada por:

$$[y]_r = (E_1 + E_{1r})A_1 [\Phi_1] + (E_2 + E_{2r})A_2 [\Phi_2] + \dots + (E_j + E_{jr})A_j [\Phi_j] \quad (5.29)$$

Através da subtração da amplitude de vibração original obtêm-se

$$y_{rk} - y_k = E_{1r}A_1\Phi_{k1} \quad (5.30)$$

Determinando-se o primeiro factor de amplificação modal no domínio complexo da seguinte forma:

$$A_1 = \frac{1}{N} \sum^N \left(\frac{y_{rk} - y_k}{E_{ir} \Phi_{ik}} \right) \quad (5.31)$$

Onde N é o número de pontos de medida.

Caso se assuma que a primeira sonda está perto do ponto de amplitude máxima do rotor o desequilíbrio modal é dado por:

$$E_1 = \frac{y_1}{A_1 \Phi_{11}} = \left(\frac{y_1}{y_{r1} - y_1} \right) E_{ir} \quad (5.32)$$

A correcção modal correspondente é colocada então no ponto oposto ao desequilíbrio determinado.

As massas de correcção para a primeira velocidade crítica são assim dadas por:

$$\begin{bmatrix} u_{11} \\ u_{21} \\ u_{31} \end{bmatrix}_b = \left(\frac{y_1}{y_{r1} - y_1} \right) \begin{bmatrix} u_{11} \\ u_{21} \\ u_{31} \end{bmatrix}_r \quad (5.33)$$

5.3. Disposições normativas

Relativamente ao que à equilibragem diz respeito, existem também diversas disposições normativas relativamente à equilibragem. Neste ponto do trabalho serão feitas breves abordagens às disposições normativas utilizadas na EFAFLU relativamente aos procedimentos de equilibragem.

5.3.1. ISO 14694

Como foi referido no ponto 3.3, esta norma centra-se essencialmente na regulação dos níveis de equilibragem para equipamentos de vibração. No que à equilibragem diz respeito, a norma centra-se em rotores rígidos. Esta norma define 5 graus de equilibragem, baseados nas categorias de aplicação definidas na Tabela 5.

Tabela 8 - Graus de Equilibragem para Rotores Rígidos segundo a norma ISO 14694

Categoria de Aplicação	Grau de equilibragem para rotores rígidos
BV – 1	G 16
BV – 2	G 16
BV – 3	G 6.3
BV – 4	G 2.5
BV – 5	G 1.0

O valor numérico associado ao G representa a velocidade periférica máxima que o centro de massa de um rotor pode apresentar, pois o valor de G pode ser definido como:

$$G = e_{per} \omega \quad (5.34)$$

Onde e_{per} representa a excentricidade máxima admissível e ω representa o valor da velocidade angular em que se está a fazer a equilibragem.

A partir de (5.34) é possível determinar a excentricidade máxima admissível, e_{per} , para um determinado rotor, desde que se conheça a aplicação a que este rotor se destina.

$$e_{per} = \frac{G}{\omega} \times 10^3 \text{ } [\mu m] \quad (5.35)$$

Sendo que é possível determinar o momento de desequilíbrio máximo, que é dado pelo produto da excentricidade máxima admissível pela massa do rotor.

$$U_{per} = m_{rot} \times e_{per} \quad (5.36)$$

É importante referir que este valor de desequilíbrio máximo refere-se ao rotor como um todo, não podendo ser encarado no caso da equilibragem multiplanar, ao contrário da equilibragem estática como o valor de desequilíbrio máximo determinado para um plano, pois para casos onde se apliquem correcções em vários planos é necessário dividir este desequilíbrio de uma forma ponderada entre todos os planos de equilibragem.

Também se deve dizer que os desequilíbrios residuais admissíveis determinados através desta norma não se aplicam aos métodos de equilibragem em estaleiro, pois para esses casos os valores de vibração calculados não se referem apenas ao rotor, mas também à restante estrutura do equipamento, não podendo ser considerada uma simples equilibragem de rotores rígidos.

Para os casos de equilibragem em estaleiro a referência mais importante deve ser o nível vibratório do equipamento, podendo no entanto estes valores funcionar como referências informativas.

5.3.2. ISO 1940

Esta é uma norma que se centra apenas na equilibragem de rotores rígidos. No entanto o seu âmbito de aplicação é relativamente largo sendo por isso a norma de referência utilizada na EFAFLU no que toca à equilibragem de rotores de bombas, motores eléctricos, e outros

elementos que não sejam rotores de ventiladores abrangidos pela norma ISO 14694 apresentada em 5.3.1.

Esta norma apresenta o mesmo princípio que a norma ISO 14694 sendo que divide os graus de equilibragem tendo como referência a utilização dos equipamentos.

A atribuição dos graus de equilibragem está apresentada na Tabela 9 - Categorias de Aplicação segundo a norma ISO 1940 - 1.

Tabela 9 - Categorias de Aplicação segundo a norma ISO 1940 - 1

Grau	Aplicação
G 16	• Veios de transmissão • Peças de equipamentos de demolição • Peças de maquinaria agrícola • Impulsores de bombas de drenagem e esgoto • Componentes individuais para motores de carros camiões e locomotivas • Árvores de cames para motores com 6 ou mais cilindros
G 6.3	Peças ou equipamentos de processo industrial como: • Ventiladores • Bombas • Máquinas ferramenta e componentes de maquinaria em geral • Componentes de motores eléctricos normais • Componentes para motores de explosão com requisitos especiais • Hélices para aplicações marítimas
G 2.5	• Turbinas a gás e a vapor • Rotores rígidos de Turbo-geradores • Turbo-compressores; • Motores para máquinas ferramenta; • Pequenos motores eléctricos • Bombas accionadas por turbinas
G 1.0	• Accionadores de máquinas de moagem • Pequenos motores eléctricos com especificações especiais
G 0.4	• Discos e armaduras para máquinas de moagem

Relativamente à determinação dos desequilíbrios máximos admissíveis para esta norma aplicam-se as equações (5.34) a (5.36), bem como os raciocínios e condicionantes a elas associados.

6. Metodologias

Neste capítulo serão expostas as metodologias utilizadas quer ao nível da análise de vibrações quer ao nível da equilibragem em estaleiro que foram aplicadas nos casos de estudo deste trabalho.

O objectivo para estas metodologias é serem adoptadas pela EFAFLU, Bombas e Ventiladores como processos standard para tratamento de problemas relacionados com nível vibratório excessivo.

6.1. Análise de Vibrações

Como foi referido no capítulo 4, a detecção de avaria por análise de vibrações centra-se no cruzamento do comportamento vibratório apresentado pelo equipamento com frequências típicas de defeito.

Assim sendo é necessário em primeiro lugar conhecer bem o equipamento, desde as suas características de funcionamento, sendo a mais importante para o diagnóstico de avarias a velocidade de rotação, até às características mecânicas.

O conhecimento das características mecânicas de um equipamento é particularmente importante, pois permite à partida filtrar as possíveis causas de avaria.

Por exemplo, não faz sentido procurar defeitos de alinhamento num ventilador cujo veio do motor seja também o veio do impulsor.

Assim sendo os três primeiros passos para uma abordagem de análise de vibrações devem ser:

1. Aferir as características mecânicas e nominais do equipamento a analisar;
2. Analisar as características mecânicas do equipamento de forma estabelecer quais as avarias que se podem verificar naquele tipo de equipamento;
3. Verificar quais as normas aplicáveis ao tipo de equipamento em análise;

Como ponto de partida, é também necessário conhecer o nível global de vibração do equipamento, de forma a ferir a gravidade do problema ou mesmo a existência de problema.

Estas medições podem, e devem ser também utilizadas como informação estatística de forma a poder ser conhecida a evolução do equipamento ao longo do tempo, caso essa evolução seja preocupante avançar para procedimentos de análise e controlo de vibrações mesmo que os níveis de referência não tenham sido ultrapassados, ou então agendar essas intervenções de uma forma atempada que não implique grandes constrangimentos no processo em que o equipamento está envolvido.

Assim o quarto passo será:

4. Aferir o nível global de vibração do equipamento e caso seja possível cruzar o valor medido com informações obtidas ao longo do tempo para aquele equipamento;

É importante referir que todas as medições devem ser levadas a cabo de acordo com as normas aplicáveis, quer ao nível dos pontos de medição, que são geralmente os pontos de apoio dos veios do equipamento, quer ao nível das direcções de medição.

Como foi visto em 4 o cruzamento dos dados obtidos em diversas direcções possibilita uma melhor compreensão das causas de um determinado comportamento vibratório

Sempre que possível a análise do comportamento vibratório de um equipamento deveria ser feita com variação da velocidade de funcionamento. Isto permite verificar a dependência do nível vibratório com a velocidade. Permite ainda verificar se no domínio de funcionamento do equipamento, que vai desde a velocidade nula no arranque à velocidade máxima de funcionamento existe algum ponto crítico onde se verifique alguma ressonância do sistema.

Caso não seja possível utilizar a variação de velocidade, a dependência do nível vibratório com a velocidade pode ser verificada ao longo da fase de paragem do equipamento, pois a redução de velocidade dá-se de uma forma gradual, permitindo também aferir a existência de picos de ressonância ao longo do domínio de funcionamento do equipamento.

Existem casos onde se pode verificar uma ressonância na frequência máxima de funcionamento do equipamento. Estas ressonâncias podem passar “encapotadas” como outros mecanismos de vibração dado que o que se verifica na análise é um crescimento da vibração com a velocidade de rotação. Caso esse aumento seja muito brusco, digamos 30% ou 40% com uma variação muito baixa de frequência, 2Hz a 3Hz, pode suspeitar-se que o pico vibratório se deve a uma ressonância na velocidade de funcionamento do equipamento. Para verificar ou despistar esta causa pode levar-se o equipamento a uma frequência ligeiramente acima da sua frequência máxima de trabalho, quando possível, de forma a verificar se estamos efectivamente na presença de um pico ou de uma rampa.

5. Acompanhar a evolução do nível vibratório do equipamento com a velocidade de rotação, quando possível através de um arranque controlado com variação da velocidade, ou então na fase de paragem do equipamento.
6. Verificar a existência de frequências críticas para o domínio de funcionamento do equipamento.

Seguidamente pode-se passar para a análise em frequência, (FFT) propriamente dita. Esta primeira análise deve ser feita em banda larga, podendo ir até 1kHz, para que também estejam incluídas no espectro as frequências de falha nos rolamentos, (caso existam).

Estas frequências podem ser calculadas manualmente, ou através de uma pequena aplicação desenvolvida em *Matlab* para o efeito.

Esta análise servirá para identificar a “zona” de frequências onde se verificam os harmónicos com maior amplitude, sendo possível posteriormente centrar a atenção nessa banda de frequência de forma a proceder-se a uma análise mais cuidada.

7. Análise de frequência em banda larga. Reconhecer a banda de frequências onde se encontram os picos mais relevantes.

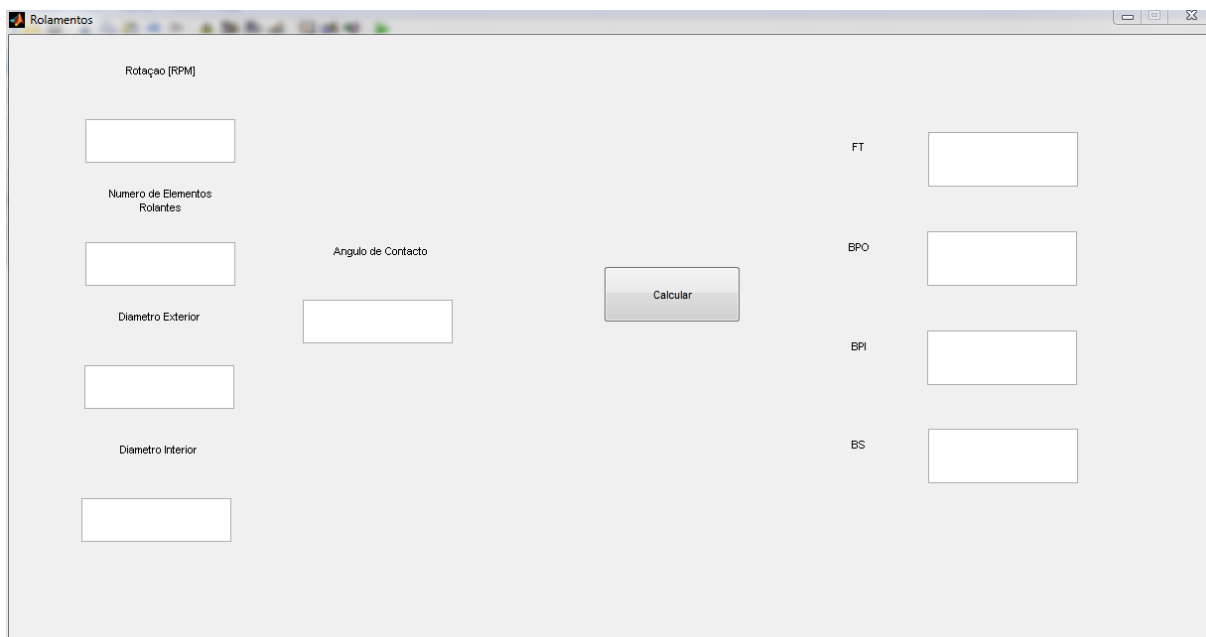


Figura 59 - Output da aplicação para cálculo das frequências de falha dos rolamentos

Caso se verifique a existência de picos nas frequências de falha dos rolamentos estas podem ser confirmadas de diferentes formas sendo talvez a mais expedita a verificação do ruído emitido pelos rolamentos.

Isto pode ser feito recorrendo a equipamentos já preparados que permitem que se escute o ruído emitido pelo rolamento de uma forma mais clara. Caso esses equipamentos não estejam disponíveis pode-se recorrer a métodos artesanais como colocar uma chave de fendas na chumaceira, e “escutar através” dela o ruído nos rolamentos.

É uma boa prática mesmo quando não está disponível uma análise FFT em banda larga fazer a verificação acústica dos rolamentos, pois caso estes estejam a ficar danificados, (mas ainda não em estado de dano crítico), pode ser vantajoso proceder à substituição imediata de forma a evitar transtornos ao processo produtivo.

Seguidamente deve ser feita uma análise cuidada na banda de frequências identificada como banda mais preponderante no comportamento vibratório do sistema. Devem ser recolhidos dados nos diversos pontos de medição recomendados pela norma e nas direcções assinaladas como importantes.

Deve ser dada particular relevância aos valores de amplitude para as diferentes frequências múltiplas da frequência de rotação, (em geral até à 3ª), e às diferenças ou semelhanças entre as amplitudes nas diversas direcções.

8. Análise cuidada na banda de frequência mais relevante para o comportamento vibratório do sistema. Recolha de dados em diferentes pontos de medição e direcções;

Por último, e de forma a sermos conduzidos a uma análise correcta das causas da vibração apresentada pelo sistema deve-se cruzar os dados recolhidos com a informação

apresentada em 4. Pode ainda ser utilizada como ferramenta a análise de fase de vibração para frequências filtradas.

9. Cruzamento de dados recolhidos com as informações disponíveis sobre diagnóstico de avarias com análise de vibrações;

Esta metodologia poderá não conduzir imediatamente a um diagnóstico assertivo, podendo muitas vezes subsistir dúvidas sobre a causa real da vibração. No entanto esta metodologia permite direccionar as intervenções a realizar de uma forma muito mais objectiva.

É importante referir que o acumular de experiência é também um factor muito importante em análises deste tipo, pois permite uma maior sensibilidade e conhecimento dos problemas do equipamento.

6.2.Método de Equilibragem em Estaleiro

Como foi referido em 5.2.2, a metodologia de base para proceder à equilibragem em estaleiro utilizada neste trabalho é a equilibragem através de coeficientes de influência.

Esta metodologia de equilibragem está muito vocacionada para ventiladores, pois no caso de bombas centrífugas a acessibilidade necessária ao rotor para se proceder a este tipo de equilibragem não é na maioria dos casos possível. No entanto caso não existam impedimentos desse tipo, este método é perfeitamente possível de ser utilizado tanto em bombas como em qualquer tipo de equipamentos rotativos.

O equipamento utilizado neste procedimento de equilibragem, foi o *X-Viber* da marca *VMI*. Este equipamento, para além de possuir um transdutor de vibração incorporado, no caso um acelerómetro, possui um transdutor de velocidade angular, no caso uma célula foto eléctrica que trabalha com radiação infravermelha.



Figura 60 - Equipamento de medição de vibração X-Viber

A combinação da informação recebida por estes dois transdutores permite que o equipamento possa em primeiro lugar filtra o sinal de vibração exactamente para a frequência de rotação medida pelo transdutor de velocidade angular. Permite ainda que para além da amplitude de vibração, medida por este equipamento no parâmetro de velocidade, o equipamento seja capaz, a partir da diferença temporal entre os sinais de vibração e de velocidade, a fase do movimento vibratório.

Como foi indicado em 5.2.2 a equilibragem por coeficientes de influência determina a influência que uma unidade de massa terá no estado vibratório do equipamento. Por essa razão neste tipo de procedimento é necessário realizar voltas de teste com pesos de prova para aferir esta influência. Estes pesos de prova podem ser materializados de diversas formas, sendo a mais comum a aplicação de parafusos com diversas anilhas de forma a se atingir a massa desejada. No entanto este tipo de aplicação de massa introduz danos permanentes aos elementos do rotor.

Para evitar esse tipo de problemas podem utilizar-se vários tipos de soluções, desde logo podem-se utilizar molas de equilibragem.

Estas molas, com pesos entre 1g e 5g, são indicadas para rotores bastante leves, tendo no entanto de ser aplicadas no bordo de ataque das pás do ventilador para não serem projectadas quer pela acção da força centrífuga quer pela força exercida pelo fluxo de ar no interior do ventilador.



Figura 61 - Molas de Equilibragem

Outra das possibilidades é a utilização de pesos autocolantes do tipo dos que se utilizam na equilibragem das rodas de automóveis. No entanto devido à força centrífuga gerada por um rotor de maior porte estes pesos são também projectados pelo ventilador, mesmo se colocados fora da zona do fluxo de ar, tendo por isso esta solução sido abandonada.

Para rotores de maior porte, a solução adoptada foi o fabrico de um conjunto de pesos, que não são mais que pequenos cubos de aço com uma ranhura com uma determinada espessura que são presos ao rotor através de um parafuso que pica a superfície do mesmo garantindo assim um atrito suficiente para manter o peso na posição desejada.

Estes pesos têm uma massa que varia desde as 13g às 30g, e possuem ainda outro furo roscado que permite a aplicação de parafusos com anilhas de forma a possibilitar a afinação do peso desejado.



Figura 62 - Pesos de Prova

Através deste método foram equilibrados dois ventiladores que servirão como casos de estudo para este trabalho.

O procedimento aplica-se a uma equilibragem em dois planos para uma velocidade de rotação.

O procedimento de equilibragem foi o seguinte:

1. Verificar segundo as normas aplicáveis qual o grau de equilibragem mais apropriado para o equipamento em questão, de forma a termos uma referência sobre um nível e excentricidade aceitável;
2. Calcular os pesos mínimos de prova a partir do desequilíbrio residual admissível;
 - Este desequilíbrio é calculado tendo como referência o grau de equilibragem, a massa do rotor e a sua velocidade angular. A expressão para a sua definição é dada na ISSO14694 e é a seguinte:

$$m_{res} = \frac{U_{per}}{R} \quad (6.1)$$

Onde,

$$U_{per} = M_{rot} \times e_{per} \quad (6.2)$$

e,

$$e_{per} = \frac{G}{\omega} \times 10^3 \quad (6.3)$$

Sendo

- m_{res} – Massa residual admissível [g];
 R – Raio de Equilibragem [mm];
 U_{per} – Desequilíbrio residual admissível [g.mm];
 M_{rot} – Massa do Rotor [kg];
 e_{per} – Excentricidade residual admissível [μ m];
 G – Grau de Equilibragem;
 ω – Velocidade angular [rad/s];

Este valor do desequilíbrio residual máximo admissível serve como referência para o cálculo do peso de prova mínimo, pois sabe-se que qualquer desequilíbrio inferior a este valor não terá uma influência assinalável e utilizável para a equilibragem do equipamento. Por essa razão pode-se dizer que uma estimativa para os pesos de prova pode ser dada por:

$$m_{test} = m_{res} \times K \quad (6.3)$$

Onde,

K - É uma constante que varia normalmente entre 4 e 10.

3. Instalar o equipamento de medição segundo o manual do mesmo. É necessário tomar em consideração o posicionamento relativo entre o acelerómetro e o taquímetro digital, pois este é determinante para a medição dos ângulos. É ainda fundamental garantir a estabilidade das medições.
O transdutor de vibração deve ser montado numa direcção a 45° da direcção horizontal e vertical, para que o impulso vibratório sentido pelo transdutor seja uma representação o mais real possível do estado vibratório de uma direcção radial qualquer.
No entanto para além do desequilíbrio se caracterizar por uma grande semelhança no comportamento vibratório na direcção horizontal e vertical como aliás foi referido em 4.1.1, muitas vezes não é possível a colocação do transdutor nesta posição, devendo por isso escolher-se a direcção que apresente a maior amplitude de vibração, pois será nessa mesma direcção que os efeitos das massas de prova serão mais sentidos.
4. Fazer a volta de teste sem pesos de prova. Registar os valores de amplitude e fase de vibração em cada apoio;
5. Colocar o peso de prova determinado no primeiro plano de equilibragem. Registar a posição angular do peso. Os ângulos devem ter como referência o ponto do pick up de velocidade, e devem ser medidos a partir desse ponto no sentido contrário ao da rotação do rotor.

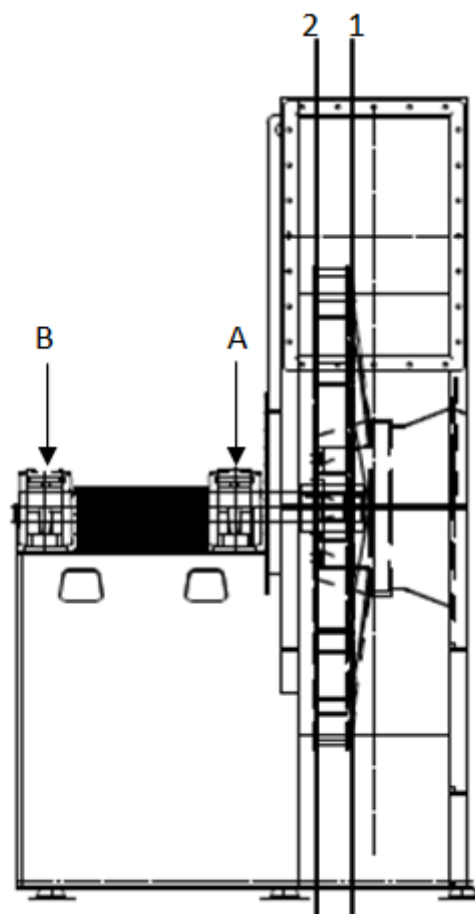


Figura 63 - Posicionamento dos planos de equilibragem e dos apoios para um ventilador centrífugo

A convenção apresentada na Figura 63, constitui apenas uma sugestão, podendo ser utilizada qualquer outra convenção desde que seja coerente com em todas as fases do procedimento.

6. Efectuar a volta de teste número dois e registar os valores da amplitude e fase de vibração em ambos os apoios do ventilador.
7. Retirar o peso de prova do plano 1, e repetir os passos 5 e 6 mas desta vez com o peso de prova no plano 2;
8. Correr o algoritmo dos coeficientes de influência determinando assim os pesos de equilibragem e as suas respectivas posições. Para isso foi desenvolvida uma aplicação em *Matlab* que apresenta após o processamento dos dados obtidos durante o processo, as massas de equilibragem, bem como a sua posição angular.

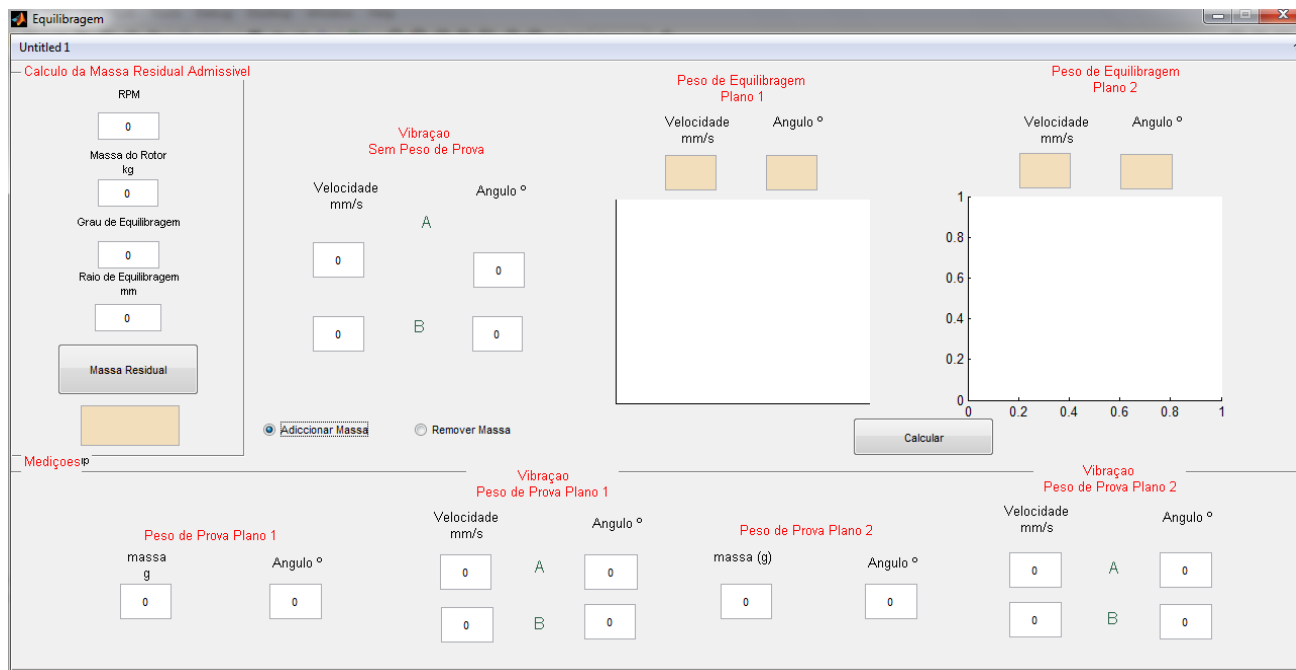


Figura 65 - Interface Gráfica da aplicação criada para cálculo das massas de equilibragem

9. Afinar os pesos de equilibragem necessários e coloca-los nas posições angulares determinadas. (é necessário ter em atenção a forma de medição dos ângulos, de forma a que seja congruente com as medições anteriores);
10. Efectuar mais uma volta de teste e avaliar o nível de vibração instalado no equipamento. Caso seja necessário proceder a mais um procedimento de equilibragem;
11. Pode ainda com um novo procedimento verificar-se se a massa residual existente cumpriria o desequilíbrio residual admissível para o grau de equilibragem atribuído ao rotor. Isto aconteceria se as novas massas de equilibragem calculadas estivessem abaixo das massas determinadas como massas residuais admissíveis para cada plano.

Os pesos de equilibragem provisórios devem ser substituídos por pesos definitivos, que podem estes sim ser soldados ou aparafusados ao rotor.

7. Casos de Estudo

No decurso deste trabalho foram estudados 3 casos de equipamentos que apresentavam níveis vibratórios acima do normal.

Dois destes casos de estudo, dois ventiladores centrífugos, debruçam-se mais sobre a questão da equilibragem, enquanto o terceiro caso, um grupo de bombas verticais corresponde a um caso de detecção de avaria por análise de vibrações.

7.1. Equilibragem Ventilador VI 3015

O ventilador tem as seguintes características:

- Potência 7,5 kW;
- Accionamento por Correias;
- Velocidade de rotação, 1635, (1500) rpm, 27.250 Hz;
- Diâmetro da Turbina, 664mm;
- 10 Penas;
- Peso da turbina 44 kg;
- Grau de equilibragem segundo ISO 14694, G 2.5
- Velocidade máxima de vibração admissível ISO 14694, 3.5mm/s

Este ventilador saiu de fábrica com um nível vibratório aceitável para o grau de equilibragem G 2,5, tendo trabalhado sem apresentar qualquer problema durante um largo período de tempo. No entanto após esse período verificou-se um aumento no nível vibratório. Após a recepção do equipamento o espectro de vibração (FFT), encontrado na direcção vertical no apoio de ataque do ventilador foi o seguinte:

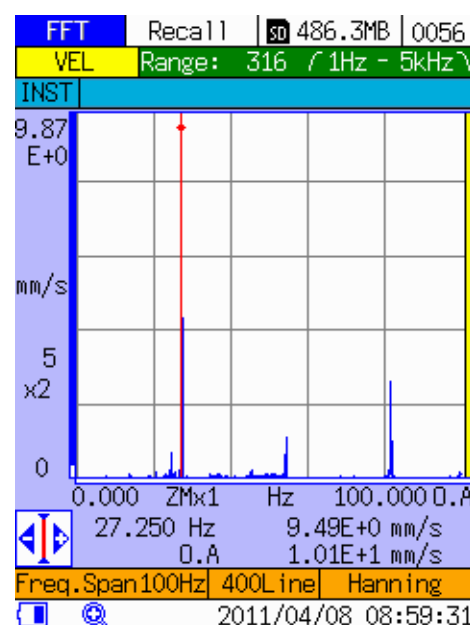


Figura 66 - Espectro de Vibração no apoio de Ataque do ventilador aquando da recepção

Como se pode verificar este ventilador apresenta um nível de vibração global de 10.01mm/s, sendo que à frequência de rotação apresenta um harmónico cuja amplitude é de 9.49mm/s. Deve-se dizer que a amplitude de vibração na direcção axial não é importante quando comparada com a direcção radial.

Este espectro aponta para duas causas possíveis:

- Desequilíbrio;
- Empeno;

Estas duas irregularidades manifestam-se da mesma forma no comportamento vibratório do grupo rotórico, pois ambas resultam no posicionamento do centro de massa do rotor fora do eixo de rotação do veio, sendo que o desequilíbrio se deve a uma distribuição não uniforme da massa rotativa, enquanto a excentricidade se deve a um incorrecto posicionamento geométrico do rotor.

Assim e após se verificar que o posicionamento a turbina era o correcto e que a amplitude de vibração axial não era muito importante, avançou-se para a equilibragem.

Este ventilador foi o primeiro a ser equilibrado através do procedimento de equilibragem em estaleiro definido para o trabalho. Assim sendo foi neste ventilador que se fizeram quer os testes do equipamento utilizado para a equilibragem, quer o desenvolvimento do próprio processo ao nível operacional.

A configuração do corpo rotórico do ventilador, os planos de equilibragem e os apoios estão representados na Figura 67.

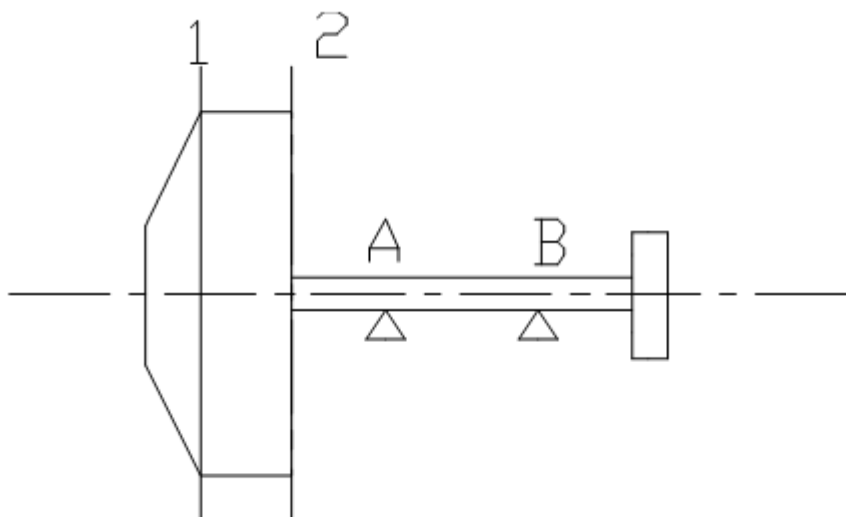


Figura 67 - Configuração do corpo rotórico do Ventilador

- **Pesos de prova:**
 - **Plano 1 – 17g - 124°**
 - **Plano 2 – 17g - 55°**

Os resultados obtidos foram os seguintes:

- Volta de Teste, sem peso;
 - Apoio A – 8 - 356°
 - Apoio B – 8 - 2°

- Volta de Teste, peso colocado no plano 1;
 - Apoio A – 6 - 53°
 - Apoio B – 7 - 49°

- Volta de Teste, peso colocado no plano 2;
 - Apoio A – 12 - 344°
 - Apoio B – 12 - 346°

Em seguida e tendo como objectivo o cálculo dos pesos de equilibragem utilizou-se o algoritmo dos coeficientes de influência, tendo sido obtidos os seguintes pesos e posicionamentos:

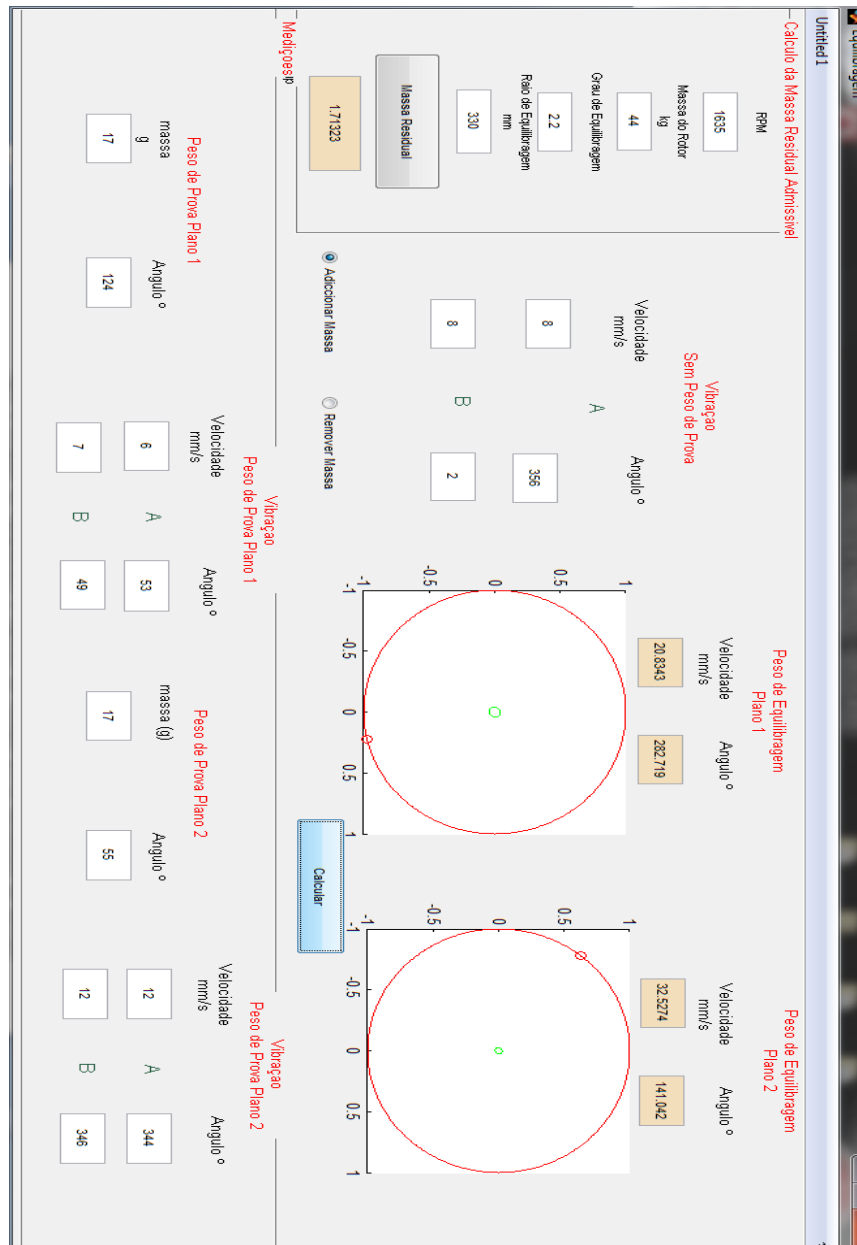


Figura 68 - Output do programa de cálculo das massas de equilibragem

- **Pesos de Equilibragem:**

- **Plano 1 – 20.8g - 282.7°**
- **Plano 2 – 32.5g -6 141.0°**

Após a determinação dos pesos de prova procedeu-se à sua colocação nos pontos indicados. Finalmente pôs-se novamente o ventilador em funcionamento para verificar a efectividade da operação de equilibragem. O espectro em frequência obtido foi o seguinte:

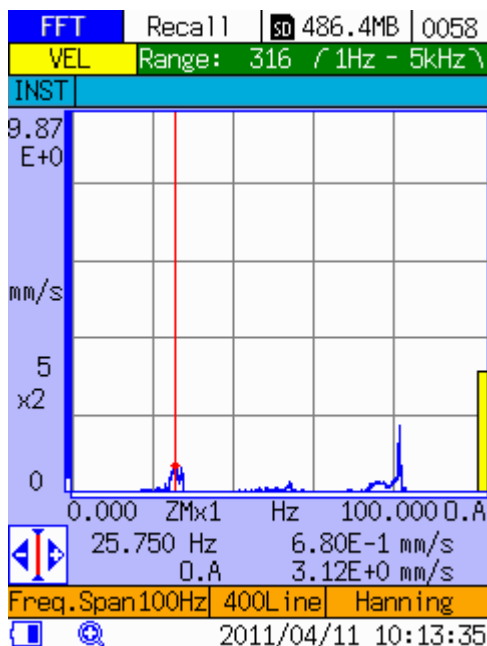


Figura 69 - Espectro de vibração no apoio de ataque após a operação de equilibragem

Como é possível observar o valor do nível global de vibração caiu para os 3.12 mm/s, o que representa uma diminuição de cerca de 70% no valor global de vibração. É importante ainda realçar que para a frequência de funcionamento, onde se encontrava o pico mais relevante antes da equilibragem, (frequência característica do desequilíbrio), o valor medido após a equilibragem passou para 0.6mm/s.

Nota-se agora uma predominância de uma frequência de cerca de $3 \times$ a frequência de funcionamento. Este problema pode dever-se quer a problemas ao nível da transmissão quer a problemas ao nível dos rolamentos, (que no processo de revisão também foram trocados).

Decidiu-se não avançar com outro procedimento de equilibragem, pois estes testes foram feitos em fábrica, e pretende-se verificar a influência da instalação em estaleiro, sendo caso necessário feito mais um passo de equilibragem.

Esta foi a primeira equilibragem feita através do processo desenvolvido neste trabalho. Como tal serviu de meio para validar o equipamento e o processo. Após esta equilibragem o ventilador foi ainda alvo de outras operações e manutenção como a substituição e rolamentos e chumaceiras que após desmontagem revelaram algumas marcas de dano, estando inclusive mal montadas, o que poderia justificar até parte do desequilíbrio.

O certificado de nível vibratório do ventilador aquando da sua expedição para o cliente após as operações de manutenção encontra-se anexo a este relatório.

7.2. Equilibragem do Ventilador KB 15

O ventilador tem as seguintes características:

- Potência 7,5 kW;
- Acoplamento directo;
- Velocidade de rotação, 2985, (3000) rpm, 49.75 Hz;
- Diâmetro da Turbina, 400mm;
- 11 Penas;
- Peso da turbina 20 kg;
- Grau de equilibragem segundo ISO 14694, G 2.5
- Velocidade máxima de vibração admissível ISO 14694, 3.5mm/s



Figura 70 - Ventilador

Este ventilador quando foi recebido apresentava um nível de vibração exagerado que pode ser verificado na Figura 71 que representa o espectro de vibração na direcção horizontal do apoio oposto ao ataque.

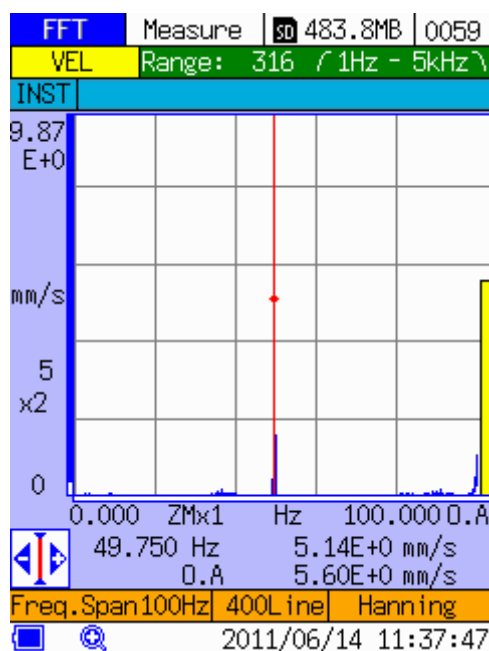


Figura 71 - Espectro de Vibração do apoio oposto ao ataque

Neste espectro pode verificar-se a preponderância da frequência de trabalho do equipamento o que aponta claramente para uma situação de desequilíbrio. Tendo em conta estas considerações avançou-se para o procedimento de equilibragem. Mais uma vez a amplitude de vibração na direcção axial não era relevante.

Considerando que se trata de um equipamento com acoplamento directo o esquema de planos e apoios para o procedimento de equilibragem é o que está representado na Figura 72.

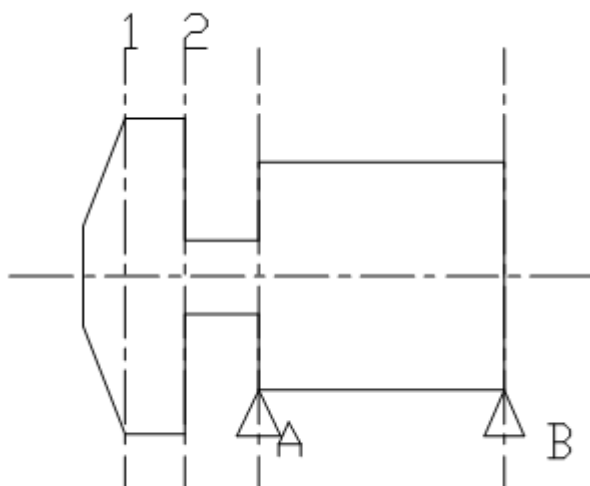


Figura 72 - Esquema dos apoios e planos par o caso deste ventilador

Este ventilador apresentou alguns problemas ao nível da execução do procedimento de equilibragem. Desde logo a medição da velocidade angular do ventilador torna-se difícil, pois

esta é geralmente feita através da reflexão de um feixe de infravermelhos num pedaço de fita reflectora colada no veio. Este equipamento não possui nenhuma parte de veio exposta, por isso foi necessário recorrer ao ventilador do motor para ter acesso a um ponto onde se possa medir a velocidade angular, como ilustrado na Figura 73.

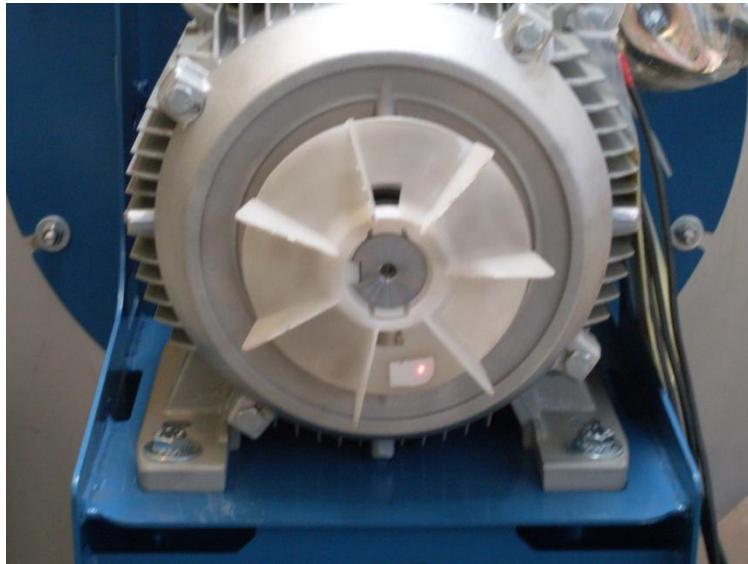


Figura 73 - Transdutor da Velocidade Angular

Outro dos problemas associados à equilibragem deste ventilador prende-se com o facto de ser um equipamento muito leve, o que impede a utilização dos pesos de prova fabricados para o efeito. Por essa razão foi necessário utilizar várias molas de equilibragem com o inconveniente de estas terem de ser aplicadas na face interna das pás como já foi discutido em 6.2.

Sendo a carcaça do motor em alumínio tornou-se também impossível fixar o acelerómetro por meios magnéticos tendo a medição sido feita manualmente na direcção horizontal estando a ponta de prova colocada nos orifícios para os parafusos de fixação das protecções, o que ainda assim conferiu mais alguma estabilidade às medições.



Figura 75 - Equipamento de medição de amplitude e fase de vibração

Nas voltas de teste, os valores obtidos foram os seguintes:

- **Pesos de Prova:**
 - Plano 1 – 2g - 51°
 - Plano 2 – 3g - 102°
- **Volta de teste sem peso de prova:**
 - Plano 1 – 1.41g - 217°
 - Plano 2 – 3.20g - 37°
- **Volta de teste peso de prova plano 1:**
 - Plano 1 – 4.08g - 40°

- Plano 2 – 5.48g - 25°
- Volta de teste peso de prova plano 2:
 - Plano 1 – 3.71g - 55.5°
 - Plano 2 – 5.14g - 41.4°

Com estas medições correu-se o algoritmo dos coeficientes de influência tendo-se obtido os seguintes resultados:

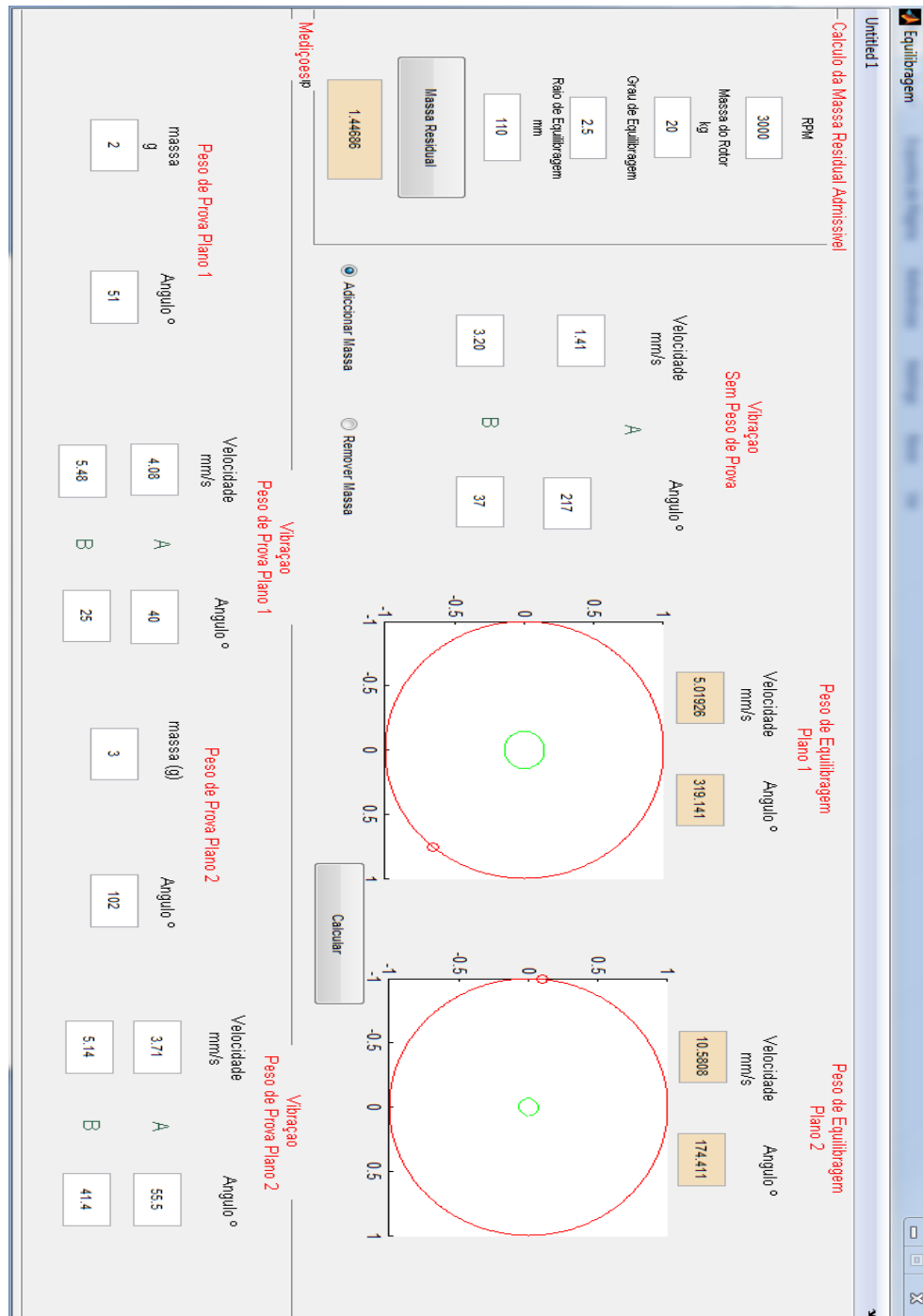


Figura 76 - Output da aplicação para cálculo dos pesos de equilibragem

- **Pesos de Equilibragem:**

- **Plano 1 – 5.02g - 319.1°**
- **Plano 2 – 10.58g - 174.4°**

Os pesos calculados foram aplicados e efectuaram-se medidas de vibração tendo sido obtido para o apoio B na direcção horizontal, (o ponto e direcção com as maiores amplitudes), o espectro indicado na

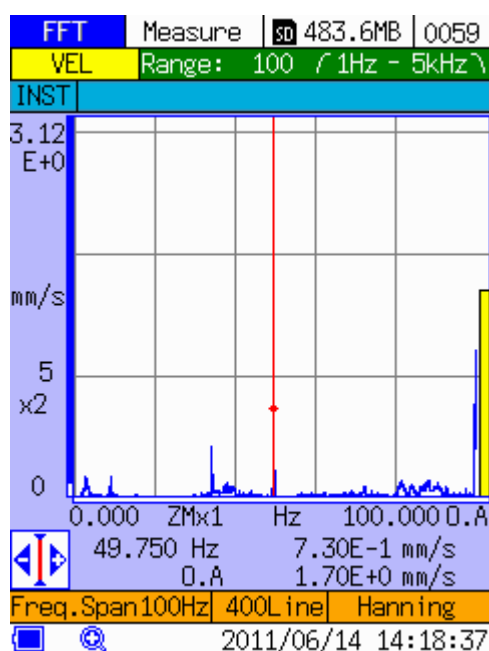


Figura 77 - Espectro de vibração para o apoio B após equilibragem

Como se pode ver pelo espectro apresentado, o valor de vibração caiu para 1.7mm/s de nível global e para a frequência de rotação caiu para 0.73mm/s bem dentro dos intervalos definidos pela norma.

Para verificar se a excentricidade residual estaria dentro do intervalo definido pelo grau de equilibragem, (estabelecido para equilibragem de rotores rígidos, não aplicável para esta filosofia de equilibragem), repetiu-se o procedimento de equilibragem, de forma a determinar as massas que deveriam ser adicionadas. Deve referir-se que a massa residual calculada já tem em conta este procedimento ser uma equilibragem multiplanar.

Assim com este segundo passo obtiveram-se os seguintes resultados:

- **Pesos de Prova:**

- **Plano 1 – 2g - 51°**
- **Plano 2 – 2g - 102°**

- **Volta de teste sem peso de prova:**

- Plano 1 – 1.41g - 217°
- Plano 2 – 3.20g - 37°
- Volta de teste peso de prova plano 1:
 - Plano 1 – 3.71g - 55.5°
 - Plano 2 – 5.14g - 41.4°
- Volta de teste peso de prova plano 2:
 - Plano 1 – 3.71g - 55.5°
 - Plano 2 – 5.14g - 41.4°

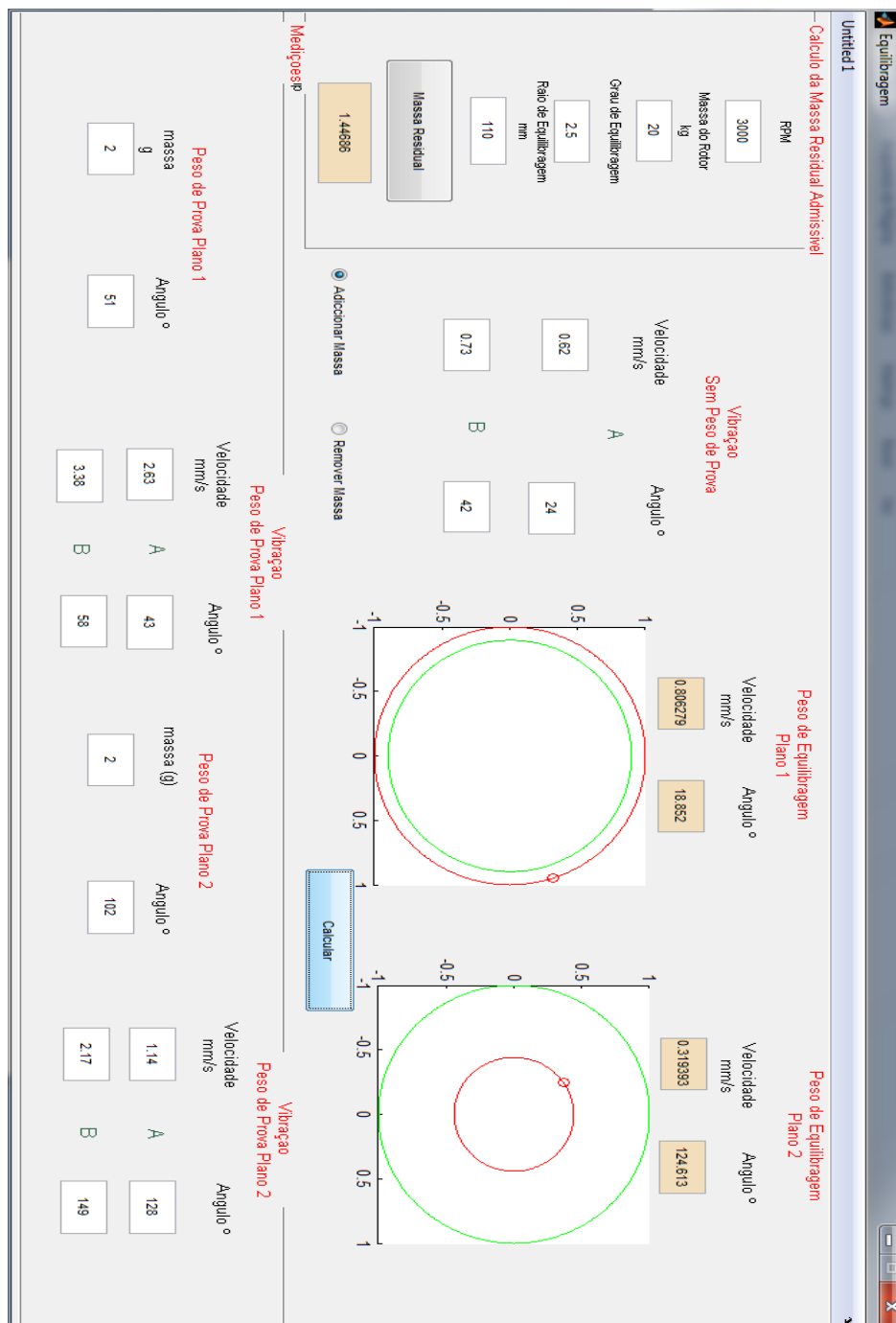


Figura 78 - Output depois do segundo procedimento de equilibragem

Estas massas de equilibragem calculadas correspondem às massas residuais existentes nos planos de equilibragem. Pelo output gráfico da aplicação pode-se ver que no caso do plano 1 a massa residual é ligeiramente maior que a massa residual admissível pela norma ISO 14694, no entanto para o plano B esta encontra-se dentro do intervalo referenciado.

Um novo passo de equilibragem seria muito difícil de executar de forma eficaz através desta metodologia pois as massas envolvidas são já muito baixas.

7.3. Diagnóstico da Bomba Vertical 14 A 75

Este caso de estudo centra-se essencialmente no diagnóstico de avarias, pois trata-se de uma bomba vertical de 75 kW que quando ensaiada apresentava um nível vibratório extremamente elevado, da ordem dos 16mm/s às 1470 RPM.

As características do equipamento são:

- Potência 75kW
- Velocidade de funcionamento, 1425 a 1485 RPM;
- Apoios, Chumaceiras radiais hidrodinâmicas lubrificadas a água;

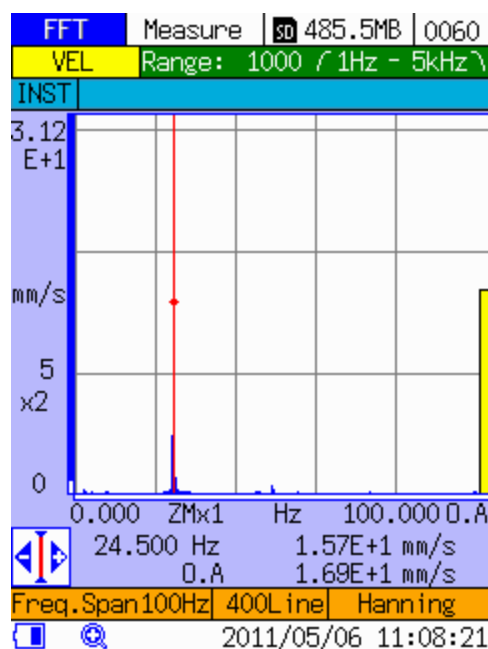


Figura 79 - Espectro de Vibração da bomba 14 A 75 a 1470 RPM

A montagem desta bomba no laboratório da EFAFLU era feita da forma indicada na Figura 80.

Estando a secção livre do equipamento submersa, as medições foram levadas a cabo recorrendo a um transdutor de vibração submersível. Este transdutor tinha a desvantagem de não poder ser deslocado de forma a poder aferir-se a intensidade de vibração em várias direcções radiais.

Uma das principais características do comportamento vibratório deste equipamento era o facto da frequência de vibração mais importante seguir sempre a frequência de funcionamento.

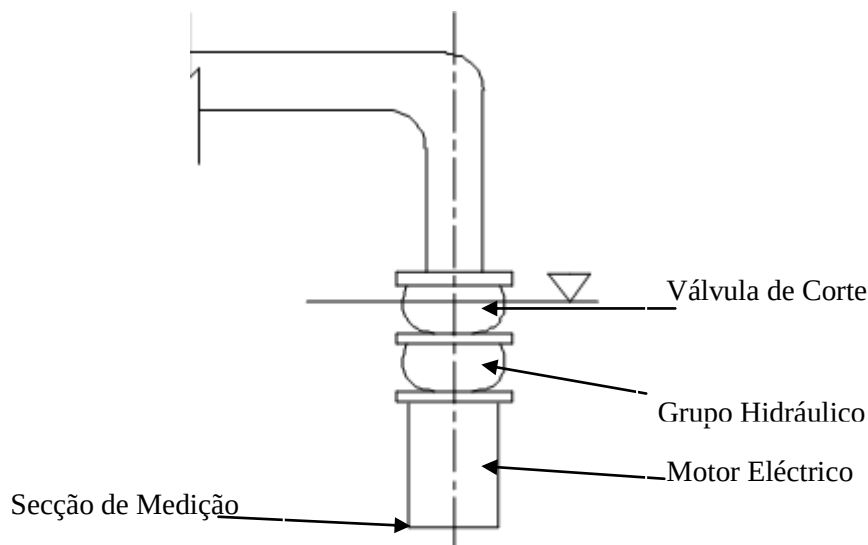


Figura 80 - Esquema representativo da montagem da bomba vertical no laboratório

Por essa razão decidiu-se proceder à equilibragem do rotor da bomba e do rotor do motor, tendo também sido corrigidas algumas anomalias geométricas que poderiam conduzir a desalinhamentos.

No entanto verificou-se que embora o nível vibratório tivesse baixado para valores da ordem dos 9.6mm/s às mesmas 1470 RPM, o mesmo se mantinha como inaceitável.

Verificou-se ainda na fase de arranque que ao aproximar-se da zona das 1470 RPM a amplitude vibração aumenta, diminuindo em seguida com o aumento da frequência de funcionamento.

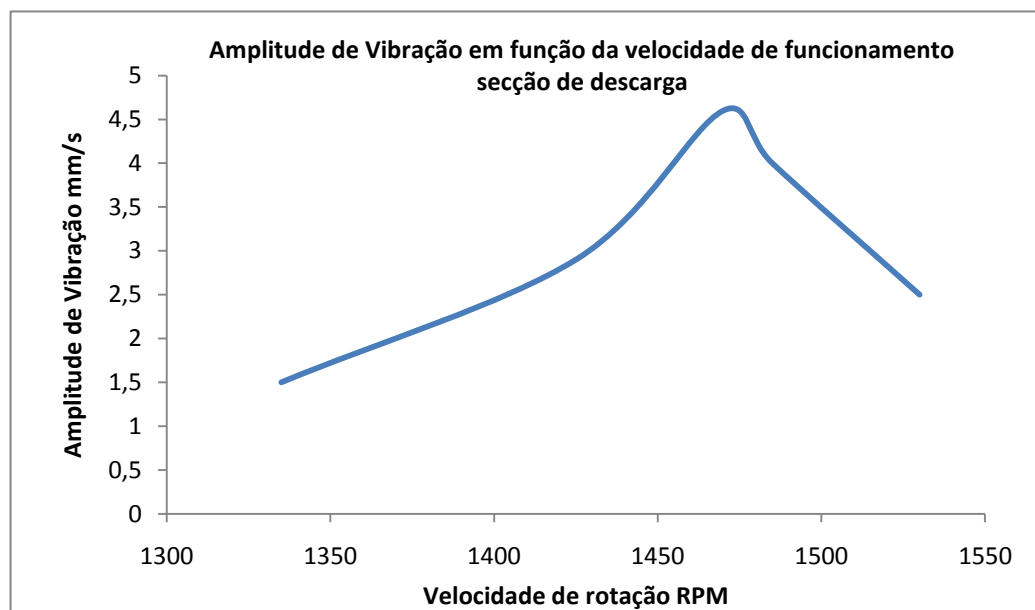


Figura 81 - Evolução da amplitude de vibração com a velocidade de funcionamento para a secção de descarga

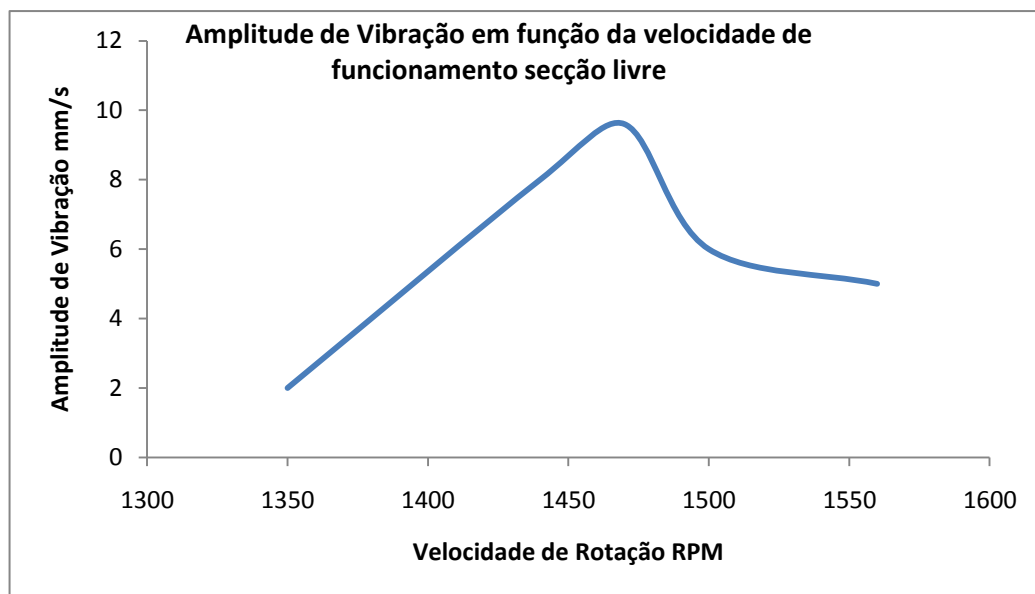


Figura 82- Evolução da amplitude de vibração com a velocidade de funcionamento para a secção livre

Este facto aponta para a possibilidade de existir uma ressonância nesta zona de frequências para a instalação no laboratório. Como foi referido anteriormente as medições na secção livre só podem ser feitas numa direcção, devido ao tipo de aplicação do acelerómetro. Esta direcção perfazia geralmente um ângulo de cerca de 60° com a vertical. Para verificar a direccionalidade deste comportamento vibratório, fizeram-se medições também na flange de descarga da bomba.

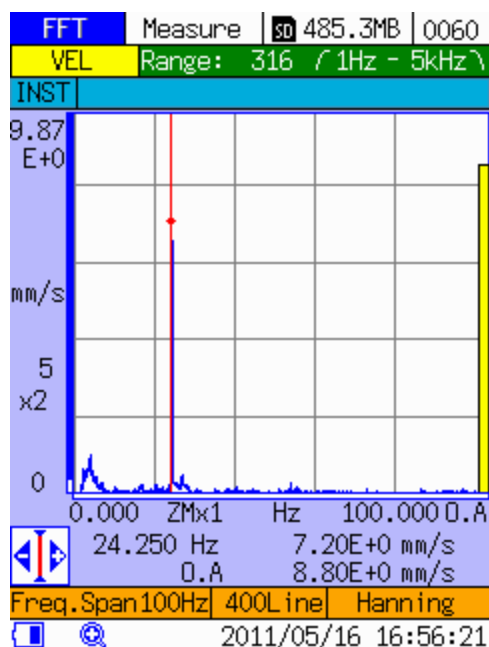


Figura 83 - Espectro de vibração da bomba 14 A 75 após equilibragem para 1455 RPM

Estas medições indicaram que para as diferentes direcções de medição, a variação máxima encontrada era de 70%, correspondendo a valores que variavam entre os 1.5mm/s e os 5mm/s.

Isto aponta para uma forte direcionalidade do comportamento vibratório, o que também é congruente com o diagnóstico de ressonância.

É importante referir que a direcção de medição na secção livre não coincidia com a direcção de amplitude máxima na flange de descarga, o que indica que as medições de amplitude de vibração feitas para essa secção podem errar por defeito em relação à amplitude máxima que efectivamente se verifica no equipamento.

Foi também averiguado através da metodologia de impacto, qual seria a frequência natural da tubagem. Com este procedimento concluiu-se que a primeira frequência natural da tubagem se encontrava na zona dos 4 Hz, (240 RPM), o que pode explicar os picos encontrados nessa zona nos espectros FFT. O espectro do ensaio de impacto na tubagem está indicado na **Erro! A origem da referência não foi encontrada..**

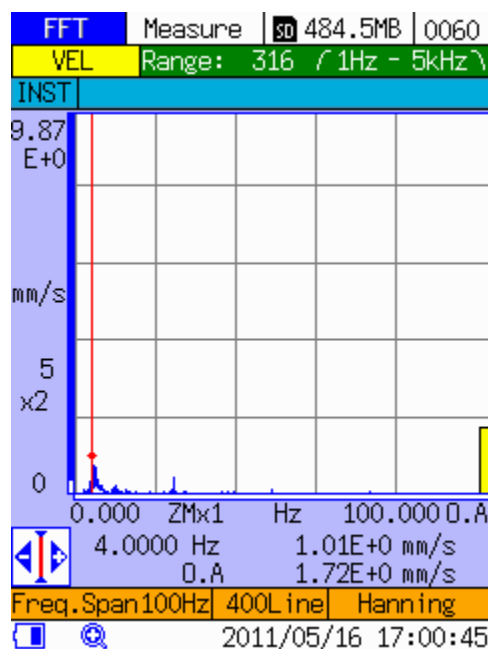


Figura 84 - Espectro do ensaio de impacto da tubagem

Outro dos ensaios que foi feito, foi a verificação se a forma como a tubagem era suportada influenciava os resultados obtidos. A tubagem em circunstâncias normais está simplesmente apoiada numa estrutura metálica a cerca de 2m da curva que liga o troço horizontal ao troço vertical. Este apoio foi substituído por um novo apoio simples desta vez na zona da curva, garantido pela ponte de grua do laboratório como ilustrado na Figura 85.

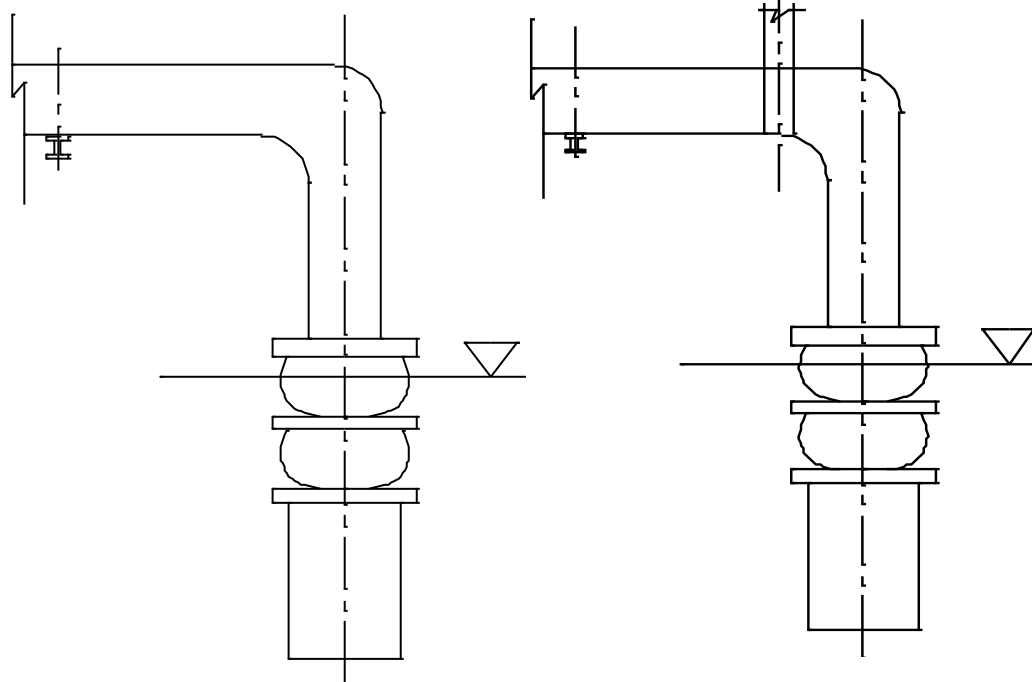


Figura 85 - Esquema Representativo Mudança dos apoios da tubagem

Esta alteração nos apoios da tubagem resultou numa redução de 68% na amplitude de vibração da secção livre, sendo a nova amplitude de vibração de 3mm/s, como se pode ver pela Figura 86.

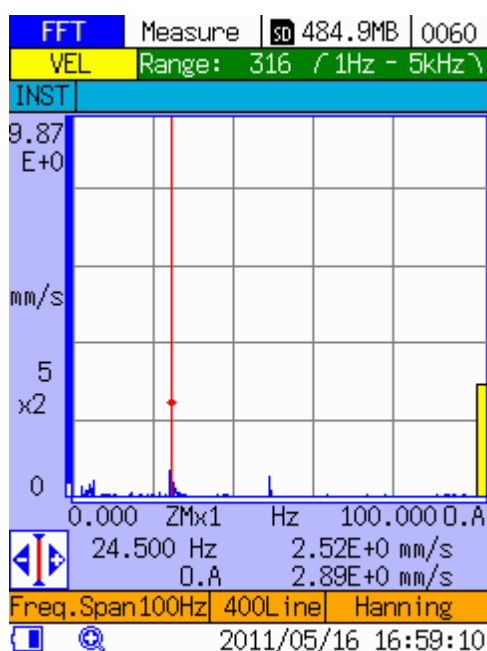


Figura 86 - Espectro de vibração da bomba com a nova situação de apoio para 1470 RPM

Considerando todos estes factos concluiu-se que estávamos perante uma situação de ressonância na instalação.

Dado que a instalação final onde esta bomba será colocada não possui as mesmas características que a instalação do laboratório da EFAFLU, esta conclusão não implica que

quando instaladas no seu local de funcionamento, esta bomba apresenta este tipo de comportamento vibratório.

O principal dado que se deve retirar desta análise é que, a ligação deste tipo de equipamentos à estrutura do laboratório deve ser alterada para que as condutas não influenciem os resultados obtidos de uma forma tão preponderante. Duas das soluções que estão a ser pensadas são a ligação do equipamento às condutas do laboratório por meio de uma ligação elástica, ou então a criação de um apoio rígido para a zona da flange de descarga.

8. Conclusão

Com a realização deste trabalho foi possível concluir que a manutenção é um sector que tem um peso bastante relevante na economia nacional, sendo ao mesmo tempo um ponto onde se pode investir tendo como objectivo a racionalização dos custos ou mesmo uma oportunidade de negócio.

Conclui-se ainda que a filosofia e as políticas de manutenção têm evoluído ao longo do tempo, tendo evoluído de uma perspectiva meramente correctiva para uma abordagem mais ao nível da prevenção e da previsão do comportamento dos equipamentos.

Pôde ainda verificar-se que a manutenção condicionada assenta na avaliação do estado dos equipamentos, avaliação essa que pode ser feita de diversas formas, sendo a mais importante e versátil a análise de vibrações no domínio de frequência.

Actualmente o processo de análise mais utilizado baseia-se no processo associado aos algoritmos da Transformada Rápida de Fourier, (FFT), utilizada em equipamentos portáteis que permitem a avaliação dos equipamentos de forma não invasiva e que também não afecte de forma muito importante o processo produtivo onde estes equipamentos estão envolvidos.

Tornou-se também evidente que as disposições normativas sobre vibrações referem-se ao nível global de vibração, estabelecendo sempre zonas de funcionamento, bem como categorias de utilização dos equipamentos.

Outra das conclusões que foi possível retirar foi o facto de cada tipo de avaria possuir uma assinatura característica, que permite com a conjugação de várias técnicas como a análise de fase e a própria análise FFT, aferir qual a causa do comportamento vibratório anormal do equipamento.

Concluiu-se também que existem várias formas de proceder à equilibragem de rotores, e que todas essas técnicas se baseiam em aproximações sobre o comportamento real do rotor, sendo que um dos métodos mais indicados e mais utilizados para a equilibragem em estaleiro é o método dos coeficientes de Influência que permite a equilibragem de rotores elásticos para várias velocidades críticas.

Este método apresenta a vantagem de poder ser automatizado com relativa facilidade, permitindo também como foi evidenciado pelos casos de estudo apresentados a obtenção de resultados bastante satisfatórios no que à melhoria da condição da máquina diz respeito.

Relativamente à equilibragem em estaleiro pode verificar-se também que as disposições normativas são omissas em relação aos graus indicados para este tipo de equilibragem, pois estas centram-se em rotores rígidos, encarando-os individualmente, não como um elemento de um conjunto, que é por outro lado a abordagem da equilibragem em estaleiro.

Tornou-se também claro que a aplicação de um processo genérico quer de equilibragem em estaleiro quer de análise de vibrações está sempre dependente das especificidades do equipamento, devendo por isso o processo possuir flexibilidade de forma a adaptar-se a todas as possibilidades.

Relativamente à análise de vibrações tornou-se evidente que a experiência é um factor importantíssimo, pois permite uma avaliação mais assertiva do estado do equipamento.

Concluiu-se também que todas as partes envolvidas na análise de vibrações devem possuir uma boa formação neste capítulo de forma a poderem estabelecer os diagnósticos com alguma segurança.

Finalmente concluiu-se que quando se procede a análise de vibrações num laboratório a estrutura de apoio deve ser concebida para que não influencie os resultados obtidos sob pena de todo o trabalho de análise não poder ser posteriormente utilizado na instalação efectiva do equipamento. Deve-se por isso sempre que possível proceder à análise na instalação definitiva do equipamento.

Trabalhos futuros

Uma continuação interessante para este trabalho seria a aplicação dos processos desenvolvidos a uma população de máquinas em ambiente industrial, sendo assim possível implementar uma política de manutenção preventiva.

Bibliografia

- Carnero, M.C.: 2003.** Selection of diagnostic techniques and instrumentation in a predictive maintenance program. A case studie. *Decision Suport Systems (38)*. 2003.
- Dias, J. M. R. 2003.** *A gestão da manutenção em Portugal*. s.l. : Instituto Superior de Econmia e Gestão, 2003.
- Farinha, J. 1997.** *Manutenção das Instalações e Equipamentos Hospitalares*. s.l. : Editora Minerva, 1997.
- Guedes, E. B. 2008.** *Fast Fourier Transform*. 2008.
- ISO . 2002.** *ISO 13380:2002*. s.l. : ISO, 2002.
- ISO. 1995.** *ISO 10816:1995*. s.l. : ISO, 1995.
- ISO. 2006.** *ISO 13306:2006*. s.l. : ISO, 2006.
- Menna, A. R. 2007.** *Detecção de falhas em mancais de rolamento por análise de vibrações em banda larga: Um caso prático de aplicação em uma população de equipamentos rotativos*. s.l. : Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2007.
- Mobley, K .R. 2004.** *Mainteinance Fundamentals* . s.l. : Elsevier Butterworth-Heinmann, 2004.
- Parreira, R.M.R. 2009.** *Análise de Dados de Vibração, Contributo para a definição do estado de condição*. s.l. : Instituto Superior de Estatística e Gestão de Informação, Universidade Nova de Lisboa, 2009.
- Pettinato, J. D. 2004.** *Development of Effective balancing procediture for a CT scanner*. Cleveland : s.n., 2004.
- Pinto, C. 1999.** *Organização e Gestão da Manutenção*. s.l. : Editora Monitor, 1999.
- Rodrigues, J. D. 2009.** *Apontamentos de Vibrações de Sistemas Mecânicos*. s.l. : Faculdde de Engenharia da Universidade do Porto, 2009.
- Sampaio, C. 2008.** *Instrumentação*. s.l. : Escola Nautica Infante D. Henrique, 2008.
- Sampaio, Chedas. 2009.** *Vibração mecânica na identificação de dano em máquinas*. s.l. : Escola Náutica Infante D. Henrique, 2009.
- Santos, José Lopes dos. 2009.** *Relação Cliente / Prestadores de Serviços de Manutenção Proposta de Melhoria*. s.l. : 10º Congresso Nacional de Manutenção, 2009.
- Souris, J. P. 1992.** *Manutenção Industrial- Custo ou Beneficio*. Lisboa : Lidel, 1992.
- Vance, J. M. 1988.** *Rotordynamics of Turbomachinery*. s.l. : Jonh Wiley and Sons, 1988.

Anexo I - Código Matlab para a determinação das massas de equilibragem

```
function pushbutton1_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to pushbutton1 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
%recolher os dados da caixa de dialogo
clc

cla(handles.axes1,'reset')
cla(handles.axes3,'reset')

V10_m=str2num(get(handles.edit1,'String'));
V20_m=str2num(get(handles.edit7,'String'));
V1A_m=str2num(get(handles.edit9,'String'));
V2A_m=str2num(get(handles.edit11,'String'));

V1B_m=str2num(get(handles.edit13,'String'));
V2B_m=str2num(get(handles.edit15,'String'));
TU1A_m=str2num(get(handles.edit17,'String'));
TU2B_m=str2num(get(handles.edit19,'String'));

V10_f=str2num(get(handles.edit2,'String'));
V20_f=str2num(get(handles.edit8,'String'));
V1A_f=str2num(get(handles.edit10,'String'));
V2A_f=str2num(get(handles.edit12,'String'));

V1B_f=str2num(get(handles.edit14,'String'));
V2B_f=str2num(get(handles.edit16,'String'));
TU1A_f=str2num(get(handles.edit18,'String'));
TU2B_f=str2num(get(handles.edit20,'String'));

V10=V10_m*cos(V10_f*pi/180)+(V10_m*sin(V10_f*pi/180))*1i;
V20=V20_m*cos(V20_f*pi/180)+(V20_m*sin(V20_f*pi/180))*1i;
V1A=V1A_m*cos(V1A_f*pi/180)+(V1A_m*sin(V1A_f*pi/180))*1i;
V2A=V2A_m*cos(V2A_f*pi/180)+(V2A_m*sin(V2A_f*pi/180))*1i;
V1B=V1B_m*cos(V1B_f*pi/180)+(V1B_m*sin(V1B_f*pi/180))*1i;
V2B=V2B_m*cos(V2B_f*pi/180)+(V2B_m*sin(V2B_f*pi/180))*1i;
TU1A=TU1A_m*cos(TU1A_f*pi/180)+(TU1A_m*sin(TU1A_f*pi/180))*1i;
TU2B=TU2B_m*cos(TU2B_f*pi/180)+(TU2B_m*sin(TU2B_f*pi/180))*1i;

K11 = (V1A-V10)/TU1A;
K12 = (V2A-V20)/TU1A;
K21 = (V1B-V10)/TU2B;
K22 = (V2B-V20)/TU2B;
```

$$U1 = (K22*V10 - V20*K21) / (-K11*K22 + K21*K12)$$

$$U2 = -(-K11*V20 + V10*K12) / (-K11*K22 + K21*K12)$$

$$P1_m = ((\text{real}(U1))^2 + (\text{imag}(U1))^2)^{0.5};$$

$$P1_f = 180/\pi * (\text{atan}(\text{imag}(U1)/\text{real}(U1)));$$

$$P2_m = ((\text{real}(U2))^2 + (\text{imag}(U2))^2)^{0.5};$$

$$P2_f = 180/\pi * (\text{atan}(\text{imag}(U2)/\text{real}(U2)));$$

```

if P1_f<0
    P1_f=P1_f+360;
else
    P1_f=P1_f;
end
if P2_f<0
    P2_f=P2_f+360;
else
    P2_f=P2_f;
end

if real(U2)*imag(U2)<0
    P2_f=P2_f+180;
    P2_f=P2_f-round(P2_f/360)*360;
else
    P2_f=P2_f;
end

%calculo do desequilíbrio máximo admissível

set(handles.edit25,'string',P1_m);
set(handles.edit26,'string',P1_f);
set(handles.edit27,'string',P2_m);
set(handles.edit28,'string',P2_f);

axes(handles.axes1);

XX=P1_m*cos(P1_f*pi/180);
YY=P1_m*sin(P1_f*pi/180);

r1=str2num(get(handles.edit36,'String'))/2;
theta=(0:0.01:2*pi);
xx=r1*cos(theta);
yy=r1*sin(theta);

xxx=P1_m*cos(theta);
yyy=P1_m*sin(theta);

if P1_m>r1
    XX=XX/P1_m;
    YY=YY/P1_m;
    xx=xx/P1_m;
    yy=yy/P1_m;
    xxx=xxx/P1_m;
    yyy=yyy/P1_m;
else
    XX=XX/r1;
    YY=YY/r1;
    xx=xx/r1;

```

```

yy=yy/r1;
xxx=xxx/r1;
yyy=yyy/r1;
end

hold on

axis([-1 1 -1 1])

plot (XX,YY,'o','color','r')
plot (xx,yy,'g')
plot (xxx,yyy,'r')
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
axes(handles.axes3)

XX2=P2_m*cos(P2_f*pi/180);
YY2=P2_m*sin(P2_f*pi/180);

xx2=r1*cos(theta);
yy2=r1*sin(theta);

xxx2=P2_m*cos(theta);
yyy2=P2_m*sin(theta);

if P2_m>r1
    XX2=XX2/P2_m;
    YY2=YY2/P2_m;
    xx2=xx2/P2_m;
    yy2=yy2/P2_m;
    xxx2=xxx2/P2_m;
    yyy2=yyy2/P2_m;
else
    XX2=XX2/r1;
    YY2=YY2/r1;
    xx2=xx2/r1;
    yy2=yy2/r1;
    xxx2=xxx2/r1;
    yyy2=yyy2/r1;
end

hold on

axis([-1 1 -1 1])

plot (XX2,YY2,'o','color','r')
plot (xx2,yy2,'g')
plot (xxx2,yyy2,'r')

```


Anexo II – Código Matlab para frequência de falhas em rolamentos

```
function pushbutton1_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to pushbutton1 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
N=str2num(get(handles.edit1,'String'));
n=str2num(get(handles.edit2,'String'));
D=str2num(get(handles.edit3,'String'));
d=str2num(get(handles.edit4,'String'));
alpha=pi/180*(str2num(get(handles.edit5,'String')));

FT = 1/2*N/60*(1+d/D*cos(alpha))*(1-d/D*cos(alpha));
BPO = n/2*N/60*(1-d/D*cos(alpha));
BPI = n/2*N/60*(1+ d/D*cos(alpha));
BS = (D/d*N/60)*(-1*((D/d*N/60)))*(1-(d/D)^2*(cos(theta))^2);

set(handles.edit6,'string',FT);
set(handles.edit7,'string',BPO);
set(handles.edit8,'string',BPI);
set(handles.edit9,'string',BS);
```


Anexo III – Proposta de Procedimento interno para Análise de Vibrações

1. Aferir as características mecânicas e nominais do equipamento a analisar;

Nomeadamente:

- Velocidade de Rotação;
- Potência;
- Tipo de accionamento;
- Tipo de Apoios;
- Tipo de acoplamento;

2. Analisar as características mecânicas do equipamento de forma estabelecer quais as avarias que se podem verificar naquele tipo de equipamento;

Neste ponto devem excluir-se as causas que não são aplicáveis ao tipo de equipamento.

3. Verificar quais as normas aplicáveis ao tipo de equipamento em análise;

Deve ser estabelecido quais os níveis vibratórios aceitáveis para o tipo de equipamento e para a sua situação de funcionamento.

4. Aferir o nível global de vibração do equipamento e caso seja possível cruzar o valor medido com informações obtidas ao longo do tempo para aquele equipamento;

Neste ponto devem-se respeitar os pontos e direcções de medição estabelecidos pelas normas.

5. Acompanhar a evolução do nível vibratório do equipamento com a velocidade de rotação, quando possível através de um arranque controlado com variação da velocidade, ou então na fase de paragem do equipamento.

6. Verificar a existência de frequências críticas para o domínio de funcionamento do equipamento;

Caso se encontrem picos ao longo do domínio de funcionamento do equipamento estes devem ser referenciados como possíveis zonas de ressonância.

7. Análise de frequência em banda larga. Reconhecer a banda de frequências onde se encontram os picos mais relevantes.

8. Análise cuidada na banda de frequência mais relevante para o comportamento vibratório do sistema. Recolha de dados em diferentes pontos de medição e direcções;

9. Cruzamento de dados recolhidos com as informações disponíveis sobre diagnóstico de avarias com análise de vibrações;

Neste ponto deve ser utilizada toda a documentação disponível sobre o tema, sendo recomendadas os quadros de análise de vibração anexos à norma ISO 14694.

É muito importante que todas as informações recolhidas sejam convenientemente registadas para que caso necessário seja possível fazer um acompanhamento estatístico, da história do equipamento.

Anexo IV – Proposta de procedimento Interno para equilibragem em estaleiro

1. Aferir as características mecânicas e nominais do equipamento a analisar;

Nomeadamente:

- Velocidade de Rotação;
 - Potência;
 - Tipo de accionamento;
 - Tipo de Apoios;
 - Tipo de acoplamento;
 - Massa do rotor;
 - Raio de equilibragem
2. Verificar segundo as normas aplicáveis qual o grau de equilibragem mais apropriado para o equipamento em questão, de forma a termos uma referência sobre um nível e excentricidade aceitável. Verificar também qual o nível de vibração aplicável para o equipamento em causa e para o seu estado de utilização;

Este grau de equilibragem servirá como valor informativo.

3. Calcular os pesos mínimos de prova a partir do desequilíbrio residual admissível;

Este cálculo pode ser feito a partir da aplicação para cálculo de massas de equilibragem, bastando aplicar a equação (1) à massa residual calculada.

$$m_{test} = m_{res} \times K \quad (1)$$

Onde,

K - É uma constante que varia normalmente entre 4 e 10.

Calculo da Massa Residual Admissivel

RPM

0

Massa do Rotor
kg

0

Grau de Equilibragem

0

Raio de Equilibragem
mm

0

Massa Residual

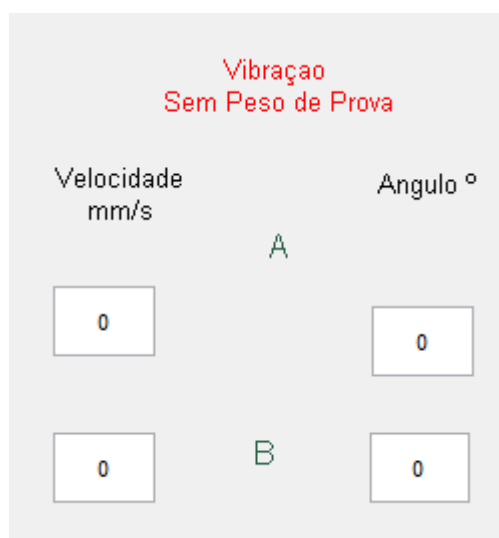
4. Escolher a configuração para os planos de equilibragem de forma mais indicada para o tipo de equipamento;

5. Instalar o equipamento de medição segundo o manual do mesmo.
É necessário tomar em consideração o posicionamento relativo entre o acelerómetro e o taquímetro digital, devendo ser determinante para a medição dos ângulos. É ainda fundamental garantir a estabilidade das medições.

O transdutor de vibração deve ser montado numa direcção a 45° da direcção horizontal e vertical, para que o impulso vibratório sentido pelo transdutor seja uma representação o mais real possível do estado vibratório de uma direcção radial qualquer.

No entanto para além do desequilíbrio se caracterizar por uma grande semelhança no comportamento vibratório na direcção horizontal e vertical, muitas vezes não é possível a colocação do transdutor nesta posição, devendo por isso escolher-se a direcção que apresente a maior amplitude de vibração, pois será nessa mesma direcção que os efeitos das massas de prova serão mais sentidos.

6. Fazer a volta de teste sem pesos de prova. Registar os valores de amplitude e fase de vibração em cada apoio, e introduzi-los na aplicação para cálculo das massas de equilibragem;



7. Colocar o peso de prova determinado no primeiro plano de equilibragem. Registar a posição angular do peso. Os ângulos devem ter como referência o ponto do pick up de velocidade, e devem ser medidos a partir desse ponto no sentido contrário ao da rotação do rotor. Deve ser escolhido o tipo de peso mais indicado.

Peso de Prova Plano 1

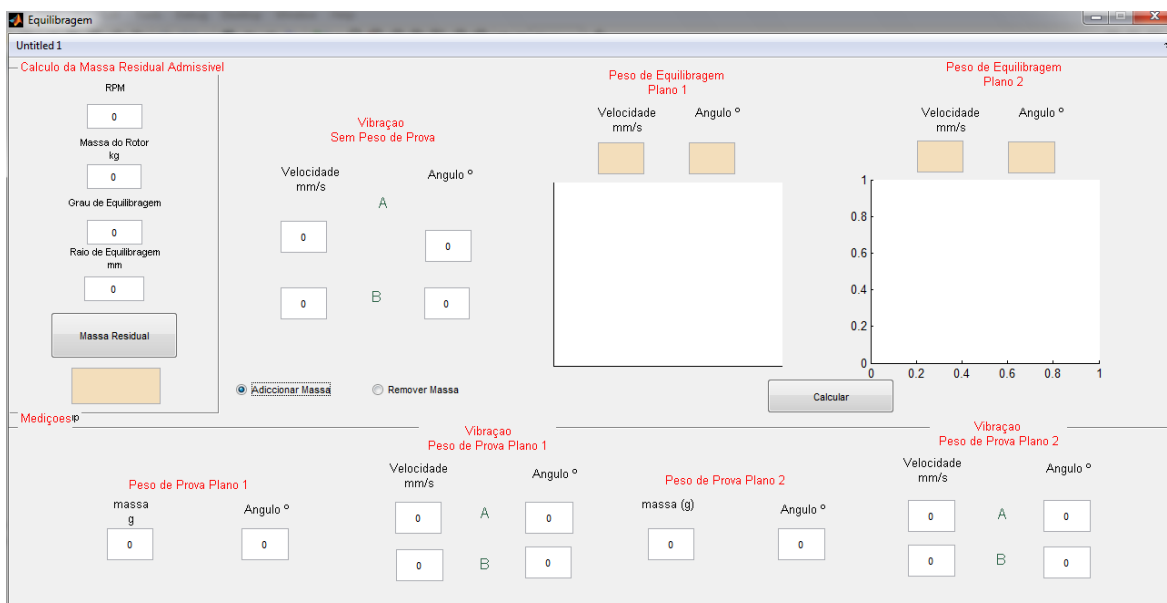
massa g	Angulo °
0	0

- Realizar a primeira volta de teste e registar os valores de vibração para os dois apoios. Introduzi-los no programa para cálculo das massas de equilibragem.

Vibração
Peso de Prova Plano 1

Velocidade mm/s		Angulo °
0	A	0
0	B	0

- Retirar o peso de prova do plano 1 e repetir os passos 7 e 8 para o segundo plano de equilibragem.
- Correr o algoritmo dos coeficientes de influência determinando assim os pesos de equilibragem e as suas respectivas posições. Para isso foi desenvolvida uma aplicação em *Matlab* que apresenta após o processamento dos dados obtidos durante o processo, as massas de equilibragem, bem como a sua posição angular.



The screenshot shows the 'Equilibragem' software interface. It includes a sidebar with input fields for RPM, Mass of Rotor (kg), Degree of Balancing, and Radius of Balancing (mm). The main area is divided into sections for 'Vibração Sem Peso de Prova' (Vibration without Test Weight) and 'Peso de Prova Plano 1' (Test Weight Plane 1). The 'Vibração Sem Peso de Prova' section has input fields for velocity (mm/s) and angle (°) for points A and B. The 'Peso de Prova Plano 1' section has input fields for mass (g) and angle (°). There are also sections for 'Peso de Equilibragem Plano 1' and 'Peso de Equilibragem Plano 2' with similar input fields. A graph area is visible on the right side of the interface. The bottom section contains a 'Medições' (Measurements) area with input fields for 'Peso de Prova Plano 1' and 'Peso de Prova Plano 2'.

11. Afinar os pesos de equilibragem necessários e coloca-los nas posições angulares determinadas. (é necessário ter em atenção a forma de medição dos ângulos, de forma a que seja congruente com as medições anteriores);
12. Efectuar mais uma volta de teste e avaliar o nível de vibração instalado no equipamento. Caso seja necessário proceder a mais um procedimento de equilibragem;
13. Pode ainda com um novo procedimento verificar-se se a massa residual existente cumpriria o desequilíbrio residual admissível para o grau de equilibragem atribuído ao rotor. Isto aconteceria se as novas massas de equilibragem calculadas estivessem abaixo das massas determinadas como massas residuais admissíveis para cada plano.

Os pesos de equilibragem provisórios devem ser substituídos por pesos definitivos, que podem estes sim ser soldados ou aparafusados ao rotor.

Os graus de equilibragem, funcionam como referências informativas devendo o critério de aceitação ser o nível de vibração.

Anexo V – Proposta de processo a ser integrado no sistema de gestão da qualidade para a equilibragem em estaleiro

Objectivo

Regulamentar todas as acções e procedimentos envolvidos nos processos de equilibragem em estaleiro, de equipamentos novos ou já em utilização.

Âmbito/Campo de Aplicação

Este processo aplica-se a todas as acções de equilibragem em estaleiro, sejam elas aplicadas a equipamentos novos ou como acção de manutenção em equipamentos já em utilização.

Definições e Abreviaturas

NP EN ISO 9000:2005 – “Sistemas de Gestão da Qualidade – Fundamentos e vocabulário”

OF – Ordem de Fabrico

PE – Procedimento de Equilibragem

TAV - Técnico de Assistência pós venda

SAV – Serviço pós venda

Referências

NP EN ISO 9001:2008 – “Sistemas de Gestão da Qualidade – Requisitos”

ISO 10816-1:1995 – “Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts”

ISO 1940-1:2003 – “Mechanical vibration - Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state - Part 1: Specification and verification of balance tolerances”

ISO 14694 – “Industrial fans – Specifications for balance quality and vibration levels”

Indicadores

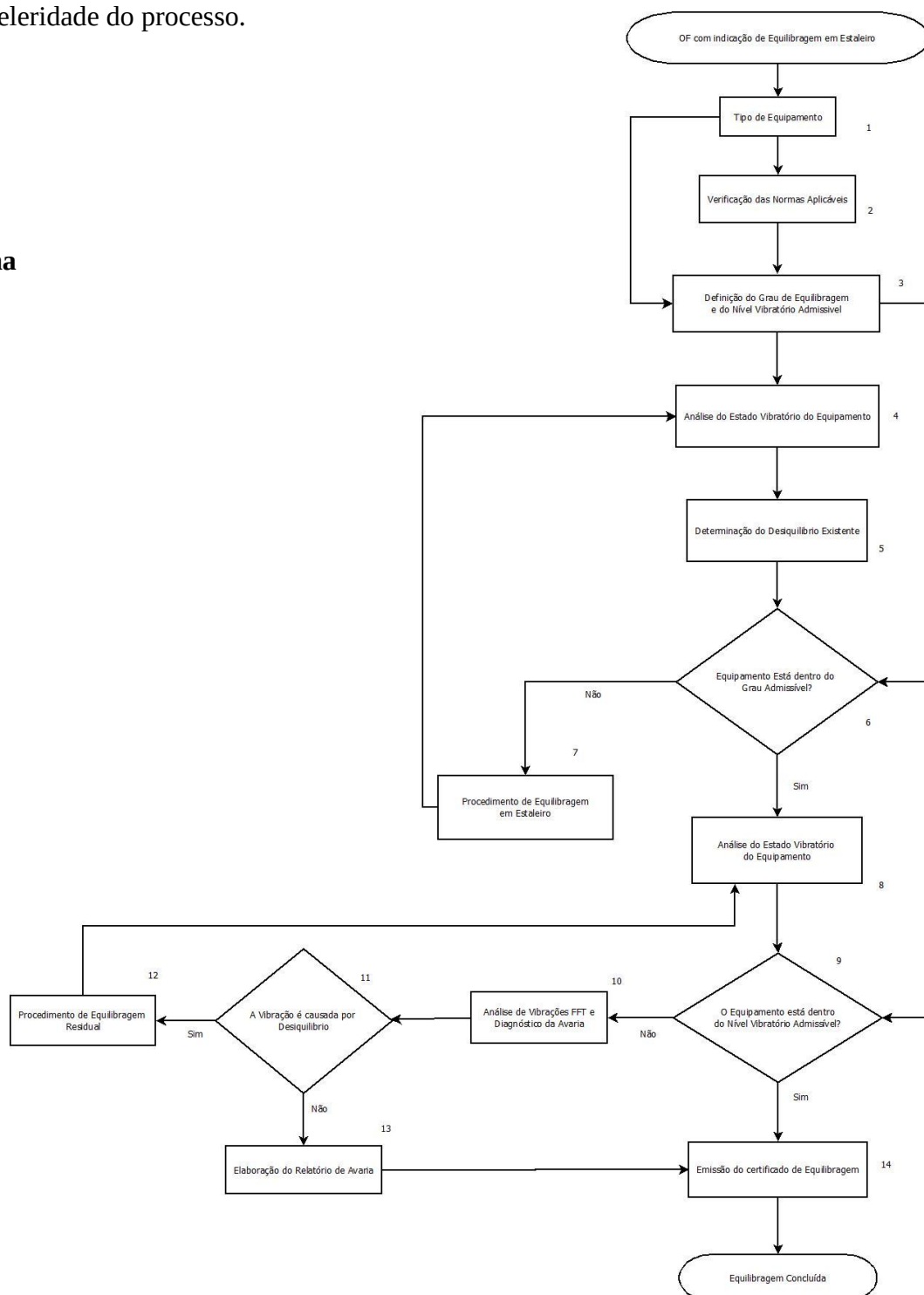
Deve ser monitorizado através dos relatórios de reparação (**IP 002**), se os procedimentos de equilibragem são eficazes. O TAV indicar nas observações feitas no **IP 002** as dificuldades que sentiu na aplicação do processo, podendo estes dados ser utilizados para a melhoria contínua do processo.

Deve se monitorizar através das OFs se o procedimento é fiável e robusto, identificando o número e os equipamentos que reincidam nas anomalias bem como o tempo que decorre entre incidentes, permitindo assim avaliar o desempenho do processo.

Deve ser inquirido junto dos clientes o nível de satisfação dos mesmos com a eficiência e celeridade do processo.

Processos

Fluxograma



Responsabilidades e descrição

Actividade	Responsável	Descrição	Documento/Registo
1	TAV	Através da ficha técnica do equipamento identificado na OF aferir as características pertinentes do mesmo e regista-las no certificado de equilibragem IP001 , e relatório de reparação IP002 .	OF Certificado de equilibragem - IP001 Relatório de Reparação – IP002
2	TAV	Com base nas características do equipamento, estabelecer quais as normas aplicáveis.	
3	TAV	Através das indicações das normas aplicáveis determinar o desequilíbrio máximo admissível, e fazer o registo em IP001 e IP002 .	IP001 IP002
4	TAV	Através do equipamento adequado determinar o nível vibratório do equipamento. Fazer o registo em IP001 e IP002 . (para o IP 001 o registo deve apenas ser feito nas medições iniciais e finais)	IP001 IP002
5	TAV	Com a utilização do equipamento adequado, determinar o desequilíbrio existente no equipamento, e fazer o registo em IP001 e IP002 . . (para o IP 001 o registo deve apenas ser feito nas medições iniciais e finais)	I001 I002
6	TAV	Através da comparação entre o valor obtido em 5 e o determinado em 3, aferir se o equipamento se encontra dentro do intervalo aceitável.	
7	TAV	Seguir o procedimento PR 002 , equilibragem em estaleiro	PR 002

8	TAV	Repetir o procedimento de 4, e fazer o registo no IP002 .	IP002
9	TAV	Comparar o valor obtido em 8 com o valor determinado em 3. Aferir se o valor obtido em 8 está dentro do intervalo admissível.	
10	TAV, ou responsável da produção ou desenvolvimento	Com o equipamento adequado, fazer a análise do estado vibratório do equipamento e fazer o diagnóstico de avaria respectiva.	
11	TAV, ou responsável da produção ou desenvolvimento	Aferir se a vibração é causada por desequilíbrio.	
12	TAV	Repetir o procedimento de 7	PR 002
13	TAV, ou responsável da produção ou desenvolvimento	Registar o diagnóstico efectuado no Relatório de Avaria IP 003	IP 003
14	TAV	Registar o nível vibratório final bem como o desequilíbrio residual final no IP 001 .	IP 001

6.3 Entradas e Saídas

Entradas	Ordem de Fabrico, OF ; Ficha Técnica do equipamento, FT Procedimento de Equilibragem, PR 002 ;
Saídas	Certificado de equilibragem, IP 001 ; Relatório de Reparação, IP 002 ; Relatório de Avaria, IP 003 ;

Arquivo de Documentos e Registos

Documento	Responsável	Local	Formato	Duração
OF	Responsável da Produção	Arquivo da Produção	Papel/Digital	Indefinido
FT	Responsável pela Qualidade	Arquivo da Qualidade	Papel/Digital	Indefinido
PR 002	Responsável pela Qualidade	Arquivo da Qualidade	Papel/Digital	Indefinido
IP 001	Responsável da Produção Responsável pela Qualidade	Arquivo da Produção Arquivo da Qualidade (neste caso o documento deve estar sempre associado à OF respectiva)	Papel/Digital	Indefinido
IP 002	Responsável SAV	Arquivo SAV	Papel	5 anos
IP 003	Responsável SAV Responsável da Qualidade	Arquivo SAV Arquivo da Qualidade	Papel Papel/Digital	5 anos Indefinido

Anexo VI - Certificado de estado Vibratório do Ventilador VI 3015



GARANTIA DA QUALIDADE

ENSAIO DE VENTILADORES

IP037/2

Pág.: 1 / 1

RELATÓRIO Nº 1100016

Cliente SAV

Ref.º Cliente UEF 06-VP01

O.E. 2011RC0182

Encomenda Nº _____

Ventilador Tipo: VI 3015 AH
Nº 095001701 Velocidade: 1565 RPM
Arranjo: 1 Posição de Montagem: 05

Motor Tipo: 132M-04
Nº 1004204033 Velocidade: 1465 RPM
Potência: 7.5 kW Intensidade: 14.9 A

Plano de Atravancamento: _____ Velocidade em vazio Ventilador: 1617 RPM

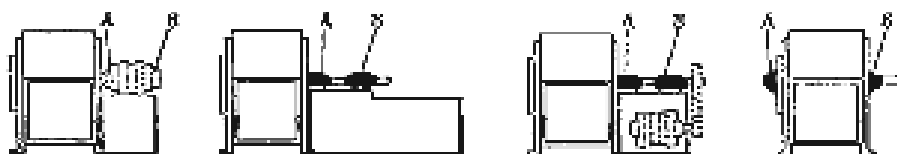
Controlo Dimensional: ✓ Controlo de Acabamento: ✓

Verificação Chapas de Características: ✓ Verificação Comportamento Mecânico: ✓

VIBRAÇÕES: a) Chumaceiras (Arr. 1, 2, 3, 8 e 9) b) Motor (Arr. 4)

DESLOCAMENTOS μm - Máximo Admissível: 95 μm (PG033)

	L/ Ventilador (A)		L/ Motor (B)	
	Horiz.	Vert.	Horiz.	Vert.
Arranque	16.98	24	28.37	30.7
30 min.	-	-	-	-
60min.	-	-	-	-
FINAL	-	-	-	-



TEMPERATURA NAS CHUMACEIRAS °C máx. = 90°C (Arr. 1, 2, 3, 8 e 9)

	L/ Motor	L/ Vent.		L/ Motor	L/ Vent.		L/ Motor	L/ Vent.
Arranque	18	18	40 min.	46	48	80 min.	-	-
10 min.	30	29	50 min.	46	48	90 min.	-	-
20 min.	42	43	60 min.	-	-	100 min.	-	-
30 min.	46	47	70 min.	-	-	110 min.	-	-

OBSERVAÇÕES: _____

RESPONSÁVEL PELO ENSAIO/ THE RESPONSIBLE FOR THE TEST	CLIENTE/ CUSTOMER	GARANTIA DA QUALIDADE/ QUALITY ASSURANCE*
Hugo Neves 11 / 04 / 19	_____ / _____ / _____	_____ / _____ / _____

*Aplicável aquando de ensaio certificado pela Qualidade

C:\Users\hneves\Documents\certificados\relatorio\relatorio_geral_certificado_1100016_11.doc