



Análise da condição de desequilíbrio de elementos rotativos em máquinas

LUIS DANIEL CARVALHO DOS SANTOS

junho de 2021

ANÁLISE DA CONDIÇÃO DE DESEQUILÍBRIO DE ELEMENTOS ROTATIVOS EM MÁQUINAS

Luís Daniel Carvalho dos Santos
1131168

2021

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



ANÁLISE DA CONDIÇÃO DE DESEQUILÍBRIO DE ELEMENTOS ROTATIVOS EM MÁQUINAS

Luís Daniel Carvalho dos Santos
1131168

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação do Professor Doutor Jorge Manuel Costa Da Fonseca Justo e coorientação do Professor Doutor Hernâni Miguel Reis Lopes.

2021

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



JÚRI

Presidente

<Grau Académico e Nome>

<Categoria, Instituição>

Orientador

Doutor Jorge Manuel Costa Da Fonseca Justo

Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Coorientador

Doutor Hernâni Miguel Reis Lopes

Professor Coordenador, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Arguente

<Grau Académico e Nome>

<Categoria, Instituição>

AGRADECIMENTOS

Ao concluir a presente dissertação de mestrado, recordo todo o percurso académico no ISEP. Apercebo-me que evoluí bastante, não apenas o meu conhecimento, mas, principalmente, evoluí como ser humano. Este meu percurso nunca teria sido tão gratificante, nem especial, sem as pessoas que marcaram presença na minha vida académica, profissional e pessoal nestes anos, às quais envio os meus mais sinceros agradecimentos.

Assim, gostaria de começar por agradecer à minha família: aos meus pais, à minha irmã e aos meus avós por toda a educação, apoio, sacrifício, devoção e amor.

Agradeço aos meus amigos pelos importantes momentos de descontração, pelo respeito e pelo apoio.

Aproveito para agradecer ao meu orientador, o Professor Jorge Justo, e ao meu coorientador, o Professor Hernâni Lopes, por todos os ensinamentos, pelo acompanhamento e pela disponibilidade. Agradeço, também, ao Engenheiro Gustavo Pinto pelo apoio prestado em contexto laboratorial.

A todos, um muito obrigado porque esta dissertação não é apenas minha, também é vossa.

PALAVRAS CHAVE

Diagnóstico de avarias; Monitorização da condição; Análise de vibrações; Desequilíbrios; Espectro de frequência;

RESUMO

As máquinas apresentam normalmente avarias ao longo da sua vida útil, que são decorrentes do seu próprio funcionamento ou de causas acidentais. O objetivo principal da manutenção é assegurar que os equipamentos desempenhem a sua função corretamente durante o maior período de tempo possível. A monitorização da condição constitui um tipo de manutenção baseada num acompanhamento contínuo das condições de operabilidade da máquina. A análise de vibrações é um conjunto de metodologias de monitorização com base na análise do sinal e do espectro de vibração, e na sua evolução ao longo do tempo, permitindo diagnosticar diversas avarias em máquinas. O desequilíbrio é uma das causas mais frequentes de vibração em máquinas, presente em diferentes graus de severidade em quase todas as máquinas rotativas.

O trabalho desenvolvido teve como principal objetivo identificar e analisar os três tipos de desequilíbrios que podem ocorrer em veios: estático, de binário e dinâmico. Para tal, recorrendo a um equipamento de simulação de avarias, simularam-se os três tipos de desequilíbrios, acrescentando massas de desequilíbrio aos planos do veio. Posteriormente, recorrendo a um programa desenvolvido para o efeito, foram recolhidos os sinais de vibração nos apoios do veio, captados por um acelerómetro triaxial. Através da análise do espectro, verificou-se, para os três tipos de desequilíbrios, uma elevada magnitude de vibração correspondente à frequência de rotação do veio. A análise da fase permitiu identificar e distinguir os tipos de desequilíbrios simulados.

Efetuu-se, ainda, a correção de desequilíbrio estático pelo método vetorial, a partir de um programa desenvolvido para o efeito. O procedimento passou pela introdução de uma massa de desequilíbrio num plano do veio e obtenção do vetor polar do desequilíbrio. Em seguida, introduziu-se uma massa de teste e determinou-se novamente o vetor polar. Por fim, introduziu-se a massa de correção e realizou-se uma nova aquisição do sinal de vibração, tendo-se verificado uma redução substancial da magnitude de vibração.

KEYWORDS

Breakdown diagnosis; Condition monitoring; Vibration analysis; Unbalances; Frequency spectrum

ABSTRACT

Machines usually have malfunctions throughout their useful life, which are due to their own operating conditions or to accidental causes. The main purpose of maintenance is to ensure that equipments perform their functions correctly for the longest possible time period. Condition monitoring is a type of maintenance based on continuous monitoring of a machine's operating conditions. Vibration analysis is a set of monitoring methodologies based on the analysis of the signal and the vibration spectrum, and on its evolution over time, allowing the diagnosis of various machine's failure modes. Unbalance has been found to be one of the most common causes of machinery vibration, present in various degrees on nearly all rotating machines.

The main goal of the experimental work was to identify and analyze the three types of unbalance that can occur on a machine's shaft: static, coupled and dynamic. In order to do so, a rotor simulator was used and the three types of unbalance were induced by adding unbalancing masses to the shaft's planes. After that, the vibraton signals at the shaft's support bearings were picked up by a triaxial accelerometer, using software specifically developed for this purpose. Through spectral analysis, all the samples' spectrum showed a high vibration magnitude at 1X the shaft's rotational speed. Phase analysis allowed to identify and distinguish the types of unbalance that were being induced.

In addition, single plane balancing was performed in a statically unbalanced shaft, through the vector method, by means of a computer program designed for that purpose. The procedure went as follows: an unbalancing mass was introduced in one of the shaft's planes and the polar vector of the unbalance was obtained. Next, a trial mass was added and the new polar vector of the unbalance was obtained. Finally, the correction mass and angular position were calculated and applied, followed by the acquisition of the vibration signal. After applying this procedure, the magnitude of initial unbalance showed a substantial reduction.

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

Lista de Abreviaturas

AC	Corrente alternada
BPI	Avaria no anel interior de um rolamento
BR	Frequência de passagem da correia
DAQ	<i>Data acquisition</i>
DC	Corrente contínua
DFT	<i>Discrete Fourier Transform</i>
FFT	<i>Fast Fourier Transform</i>
FL	Frequência de alimentação
FPP	Frequência de passagem dos polos
FT	Avaria na gaiola de um rolamento
FTIR	<i>Fourier Transform Infrared</i>
GMF	Frequência de engrenamento
IEPE	<i>Integrated Electronics Piezo-Electric</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
MEMS	<i>Microelectromechanical systems</i>
P-F	<i>Potential failure - Functional failure</i>
RDE	<i>Rotating Disk Emission</i>
RMS	<i>Root Mean Square</i>
STFT	<i>Short Term Fourier Transform</i>
SUVF	<i>Synchronous Ultraviolet Fluorescence</i>
UV	Ultravioleta
VP	Frequência de passagem das pás
WT	<i>Wavelet Transform</i>
WVD	<i>Wigner-Ville Distribution</i>

 Lista de Unidades

°	Grau
°C	Grau <i>Celsius</i>
μm	Micrómetro
μV	Microvolt
dB	Decibel
g	Grama
Hz	Hertz
kW	Quilowatt
mm	Milímetro
mV/bit	Milivolt por bit
mV/m/s ²	Milivolt por metro por segundo ao quadrado
rpm	Rotação por minuto
s	Segundo
V	Volt

 Lista de Símbolos

A	Amplitude ou magnitude de um sinal
a_0, b_i, c_i	Coeficientes de contribuição de cada componente de um sinal de vibração
D	Diâmetro de um veio
f	Frequência de um sinal
F	Força ou reação
$F_{máx}$	Frequência máxima
L	Distância entre apoios de um veio
m	Massa
N	Número inteiro de amostras
N_f	Tamanho da amostra de frequência de um sinal
r	Posição radial
T	Período de um sinal
t	Instante de tempo
\vec{V}	Vetor polar
$w(t)$	Função de ponderação
$x(t)$	Deslocamento
$\dot{x}(t)$	Velocidade
$\ddot{x}(t)$	Aceleração
Δt	Intervalo de tempo
ϕ	Ângulo de fase entre dois sinais
ω	Velocidade angular
$\omega_{crítico}$	Velocidade angular crítica

GLOSSÁRIO DE TERMOS

<i>Aliasing</i>	Erro de aquisição de um sinal por amostragem insuficiente.
<i>Colourmap</i>	Representação gráfica bidimensional que permite comparar três parâmetros, por intermédio de uma escala de cores.
Desequilíbrio	Avaria devido a um desalinhamento entre o centro de massa de um veio e o seu eixo de rotação.
Excentricidade	Avaria devido a um desalinhamento entre o centro geométrico de um componente e o seu eixo de rotação.
Ferrografia	Método de monitorização da condição baseado na examinação de partículas de desgaste presentes num determinado lubrificante.
Função de ponderação	Função de ponderação do sinal no tempo que atenua a amplitude do sinal lido
<i>Haystacks</i>	Montes no espetro de frequência
<i>Leakage</i>	Erro de aquisição de um sinal não periódico devido a uma amostragem limitada, não sendo garantida a repetibilidade do sinal.
<i>Oil whip</i>	Fenómeno mais severo que o <i>oil whirl</i> , pois ocorre quando a excitação do componente com <i>oil whirl</i> coincide com uma frequência natural do veio.
<i>Oil whirl</i>	Avaria provocada por uma folga excessiva e carga radial baixa em chumaceiras de atrito, levando a uma falta de coaxialidade entre o veio e o casquilho da chumaceira.
Ordens	Múltiplos inteiros da frequência fundamental de uma máquina.
Representação em cascata	Representação gráfica tridimensional do desenvolvimento do espetro no tempo.
<i>Run-up</i>	Fenómeno de arranque de uma máquina
Termografia	Método de monitorização da condição por análise térmica dos equipamentos.
Transdutor	Instrumento de conversão de sinal vibratório em sinal elétrico.
<i>Wavelet</i>	Funções matemáticas utilizadas como aproximação de um conjunto de dados reais.

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 – ORGANOGRAMA CLASSIFICATIVO DOS TIPOS DE MANUTENÇÃO [1] (ADAPTADO)	27
FIGURA 2 – CURVA P-F [3]	28
FIGURA 3 – EXEMPLO DE PROCESSO DE FILTRAGEM MAGNÉTICA DE PARTÍCULAS FERRÍTICAS [12]	34
FIGURA 4 – TERMOGRAMA DE UM MOTOR ELÉTRICO [13] (ADAPTADO)	35
FIGURA 5 – PERÍODO E FREQUÊNCIA DE VIBRAÇÃO [15]	36
FIGURA 6 – VALOR EFICAZ, VALOR MÉDIO, VALOR DE PICO E VALOR DE PICO A PICO [18]	36
FIGURA 7 – REPRESENTAÇÃO DE UM SINAL SINUSOIDAL EM DESLOCAMENTO, VELOCIDADE E ACELERAÇÃO	37
FIGURA 8 – FASE OU DESFASAMENTO DE SINAIS SINUSOIDAIS: SINAIS EM FASE (A), SINAIS EM OPOSIÇÃO DE FASE (B) E SINAIS DESFASADOS UM ÂNGULO ϕ (C)	38
FIGURA 9 – SINAIS SÍNCRONOS	41
FIGURA 10 – AUMENTO DE AMPLITUDE EM SINAIS NO TEMPO: AGRAVAMENTO DA MAGNITUDE DE UM SINAL HARMÓNICO (A) E COMBINAÇÃO DE SINAIS (B)	42
FIGURA 11 – REPRESENTAÇÃO DA ANÁLISE DA AMPLITUDE DE VIBRAÇÃO POR ORDENS [23] (ADAPTADO)	43
FIGURA 12 – RELAÇÃO ENTRE SINAL NO TEMPO E ESPETRO [24]	43
FIGURA 13 – REPRESENTAÇÃO DAS DIFERENTES FORMAS DO SINAL: SINAIS NO TEMPO (A), AMOSTRA DIGITAL DE PONTOS (B) E ESPETRO DE FREQUÊNCIA (C) [20] (ADAPTADO)	44
FIGURA 14 – REPRESENTAÇÃO DO FENÓMENO DE SUBAMOSTRAGEM [26]	45
FIGURA 15 – EFEITO DE <i>LEAKAGE</i> NA ANÁLISE DE UM SINAL PERIÓDICO (A) E NA ANÁLISE DE UM SINAL NÃO PERIÓDICO (B) [27] (ADAPTADO)	46
FIGURA 16 – EFEITO DA UTILIZAÇÃO DE FUNÇÕES DE PONDERAÇÃO NA ANÁLISE DO SINAL [28] (ADAPTADO)	46
FIGURA 17 – EXEMPLO DE REPRESENTAÇÃO EM CASCATA, QUE MOSTRA A EVOLUÇÃO DO ESPETRO NO TEMPO [31] (ADAPTADO)	48
FIGURA 18 – CONSTITUIÇÃO DE UM ACELERÓMETRO [41]	52
FIGURA 19 – COMPARAÇÃO DA SENSIBILIDADE DE DIFERENTES CONFIGURAÇÕES DE MONTAGEM [4]	53
FIGURA 20 – DISPOSITIVO DE AQUISIÇÃO DE SINAL, NATIONAL INSTRUMENTS CDAQ-9191 [52]	55
FIGURA 21 – PROCESSO DE MEDIÇÃO DE VIBRAÇÕES [53] (ADAPTADO)	55
FIGURA 22 – REPRESENTAÇÃO DAS DIREÇÕES DE MEDIÇÃO DA VIBRAÇÃO EM VEIOS	56
FIGURA 23 – NÍVEIS DE ALERTA, SEGUNDO A ISO 10816-1 [16]	62
FIGURA 24 – ESPETRO DE ROTOR COM DESEQUILÍBRIO ESTÁTICO [56] (ADAPTADO)	63
FIGURA 25 – ESPETRO DE ROTOR COM DESEQUILÍBRIO DE BINÁRIO [56] (ADAPTADO)	64
FIGURA 26 – ESPETRO DE ROTOR COM DESEQUILÍBRIO DINÂMICO [56] (ADAPTADO)	64
FIGURA 27 – ESPETRO DE ROTOR EM CONSOLA COM DESEQUILÍBRIO [56] (ADAPTADO)	65
FIGURA 28 – MÉTODO VETORIAL DE EQUILIBRAGEM DE VEIOS: VETOR DO DESEQUILÍBRIO INICIAL (A), VETOR COMBINADO DO DESEQUILÍBRIO INICIAL MAIS MASSA DE TESTE (B) E DETERMINAÇÃO	

DA POSIÇÃO ANGULAR DA MASSA DE COMPENSAÇÃO RELATIVAMENTE À MASSA DE TESTE (C) [59] (ADAPTADO)	67
FIGURA 29 – ESPETRO ACOPLAMENTO COM DESALINHAMENTO PARALELO [61] (ADAPTADO)	68
FIGURA 30 – ESPETRO DE ACOPLAMENTO COM DESALINHAMENTO ANGULAR [61] (ADAPTADO)	69
FIGURA 31 – ESPETRO DE VEIO EMPENADO [62] (ADAPTADO)	69
FIGURA 32 – ESPETRO DE ROLAMENTO COM FOLGA ROTATIVA [63] (ADAPTADO)	70
FIGURA 33 – ESPETRO DE FOLGA ESTRUTURAL [63] (ADAPTADO)	70
FIGURA 34 – ESPETRO DE ESTATOR COM EXCENRICIDADE [64] (ADAPTADO)	70
FIGURA 35 – ESPETRO DE ROTOR EXCÊNTRICO [64] (ADAPTADO)	71
FIGURA 36 – ESPETRO DE <i>OIL WHIRL</i> EM CHUMACEIRA DE ATRITO [67] (ADAPTADO)	71
FIGURA 37 – FASES DA PROGRESSÃO DE UMA AVARIA EM ROLAMENTOS [4] (ADAPTADO)	72
FIGURA 38 – ESPETRO DE ROLAMENTO ENVIESADO [61] (ADAPTADO)	73
FIGURA 39 – ESPETRO DE TURBULÊNCIA DE FLUXO EM VENTILADORES [16]	74
FIGURA 40 – ESPETRO DE BOMBA COM CAVITAÇÃO [16]	74
FIGURA 41 – ESPETRO TÍPICO DE DESGASTE DAS PÁS EM MÁQUINAS DE FLUXO [16]	74
FIGURA 42 – ESPETRO DE ENGRENAGEM EXCÊNTRICA [68] (ADAPTADO)	75
FIGURA 43 – ESPETRO DE ENGRENAGEM DESALINHADA [68] (ADAPTADO)	75
FIGURA 44 – ESPETRO DE ENGRENAGEM COM DESGASTE NO DENTE [68] (ADAPTADO)	76
FIGURA 45 – ESPETRO DE DESGASTE OU FOLGA EM CORREIAS [16]	76
FIGURA 46 – ESPETRO DE DESALINHAMENTO PARALELO E ANGULAR EM POLIAS [61] (ADAPTADO)	76
FIGURA 47 – ESPETRO DE EXCENRICIDADE EM POLIAS [69] (ADAPTADO)	77
FIGURA 48 – PROGRAMA DE AQUISIÇÃO DE SINAL: PÁGINA DE CONTROLO DE AQUISIÇÃO (A), PÁGINA DE ANÁLISE <i>RUN-UP</i> (B) E PÁGINA DE VISUALIZAÇÃO DOS PARÂMETROS DE AMPLITUDE E DO SINAL DE VIBRAÇÃO (C)	83
FIGURA 49 – REPRESENTAÇÃO DOS SINAIS NO TEMPO DO TACÓMETRO E ACELERÓMETRO, PARA UM DESFASAMENTO DE 90° ENTRE A RESPOSTA EM DESLOCAMENTO E O SINAL DE IMPULSO DO TACÓMETRO	84
FIGURA 50 – PROGRAMA DE PÓS-PROCESSAMENTO: PÁGINA DE CONTROLO	85
FIGURA 51 – PROGRAMA DE PÓS-PROCESSAMENTO: PÁGINA DE VISUALIZAÇÃO DO ESPETRO	86
FIGURA 52 – PROGRAMA DE PÓS-PROCESSAMENTO: PÁGINA DE VISUALIZAÇÃO DOS SINAIS NO TEMPO E DETERMINAÇÃO DO DESFASAMENTO	87
FIGURA 53 – PROGRAMA DE MONITORIZAÇÃO DA CONDIÇÃO: PÁGINA DE CONTROLO DO SINAL MEDIDO	88
FIGURA 54 – PROGRAMA DE MONITORIZAÇÃO DA CONDIÇÃO: PÁGINA DE VISUALIZAÇÃO DOS ESPETROS DO SINAL MEDIDO	88
FIGURA 55 – PROGRAMA DE MONITORIZAÇÃO DA CONDIÇÃO: PÁGINA DE VISUALIZAÇÃO E OBTENÇÃO DA FASE DO SINAL MEDIDO	89
FIGURA 56 – PROGRAMA DE MONITORIZAÇÃO DA CONDIÇÃO: PÁGINA DE ANÁLISE <i>RUN-UP</i>	89
FIGURA 57 – PROGRAMA DE EQUILIBRAGEM DE VEIOS A UM PLANO: AQUISIÇÃO DO SINAL DO DESEQUILÍBRIO	90
FIGURA 58 – PROGRAMA DE EQUILIBRAGEM DE VEIOS A UM PLANO: VISUALIZAÇÃO DA FASE DOS SINAIS	91

FIGURA 59 – PROGRAMA DE EQUILIBRAGEM DE VEIOS A UM PLANO: PÁGINA DE OBTENÇÃO DO VETOR POLAR DO DESEQUILÍBRIO	91
FIGURA 60 – PROGRAMA DE EQUILIBRAGEM DE VEIOS A UM PLANO: PÁGINA DE OBTENÇÃO DOS SINAIS DO DESEQUILÍBRIO ESTÁTICO MAIS O DESEQUILÍBRIO DA MASSA DE TESTE	92
FIGURA 61 – PROGRAMA DE EQUILIBRAGEM DE VEIOS A UM PLANO: PÁGINA DE OBTENÇÃO DA MASSA DE CORREÇÃO E RESPECTIVA POSIÇÃO ANGULAR	93
FIGURA 62 – EQUIPAMENTO DAQ NI USB-4431	97
FIGURA 63 – IMAGEM DO TACÓMETRO LASER MODELO LT2, DA LASERTACH®	98
FIGURA 64 – IMAGEM DO ACELERÓMETRO TRIAXIAL DA PCB PIEZOTRONICS®, MODELO 356B11	99
FIGURA 65 – EQUIPAMENTO DE SIMULAÇÃO DE AVARIAS VIBDEMO ROTORKIT, DA TECVIB®	100
FIGURA 66 – ACESSÓRIOS DO EQUIPAMENTO VIBDEMO ROTORKIT: ENGRENAGEM (A), VENTONHA DE VENTILADOR (B), CORREIAS E POLIAS (C), E VEIO COM ROLAMENTOS DEFEITUOSOS À ESQUERDA E VEIO EMPENADO À DIREITA (D)	101
FIGURA 67 – INSTALAÇÃO DE EQUIPAMENTOS: ACELERÓMETRO (A) E TACÓMETRO (B).....	102
FIGURA 68 – CERA DE PETRÓLEO UTILIZADA PARA A FIXAÇÃO DO ACELERÓMETRO.....	102
FIGURA 69 – LIGAÇÃO DOS SENSORES À PLACA DE AQUISIÇÃO DE SINAL: AS ENTRADAS A10 ATÉ A12 ESTÃO LIGADAS AO ACELERÓMETRO TRIAXIAL, E A ENTRADA A13 ESTÁ LIGADA AO TACÓMETRO LASER.....	102
FIGURA 70 – REPRESENTAÇÃO DA AMPLITUDE ESPETRAL (A) SINAIS NO TEMPO DO ACELERÓMETRO PARA A DIREÇÃO “Z” E TACÓMETRO (B), PARA A CONDIÇÃO DE DESEQUILÍBRIO ESTÁTICO	104
FIGURA 71 – REPRESENTAÇÃO DA AMPLITUDE ESPETRAL (A) E SINAIS NO TEMPO DO ACELERÓMETRO PARA A DIREÇÃO “Z” MEDIDO NOS APOIOS (B), PARA A CONDIÇÃO DE DESEQUILÍBRIO DE BINÁRIO	105
FIGURA 72 – REPRESENTAÇÃO DA AMPLITUDE ESPETRAL (A) E SINAIS NO TEMPO DO ACELERÓMETRO PARA A DIREÇÃO “Z” MEDIDO NOS APOIOS (B), PARA A CONDIÇÃO DE DESEQUILÍBRIO DINÂMICO	107
FIGURA 73 – BALANÇA DENVER INSTRUMENTS®, MODELO APX-200	108
FIGURA 74 – REPRESENTAÇÃO DA POSIÇÃO DA MASSA DE DESEQUILÍBRIO (A) E DO VETOR POLAR DE DESEQUILÍBRIO (B)	108
FIGURA 75 – REPRESENTAÇÃO DA POSIÇÃO DA MASSA DE DESEQUILÍBRIO E DA MASSA DE TESTE (A) E DOS VETORES POLARES DE DESEQUILÍBRIO E DE DESEQUILÍBRIO MAIS MASSA DE TESTE (B).....	109
FIGURA 76 – REPRESENTAÇÃO DOS VETORES POLARES DE DESEQUILÍBRIO, DE DESEQUILÍBRIO MAIS MASSA DE TESTE E DA MASSA DE CORREÇÃO	109
FIGURA 77 – POSIÇÃO DAS MASSAS DE DESEQUILÍBRIO, DE TESTE E DE CORREÇÃO ADICIONADAS AO DISCO	110

ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1 – DESCRIÇÃO DOS TIPOS DE MANUTENÇÃO	28
TABELA 2 – INFORMAÇÕES OBTIDAS POR MONITORIZAÇÃO DA CONDIÇÃO	29
TABELA 3 – DESCRIÇÃO DAS TÉCNICAS DE ANÁLISE DE ÓLEOS.....	33
TABELA 4 – AVARIAS DETETÁVEIS PELA ANÁLISE DE VIBRAÇÕES [4]	39
TABELA 5 – TÉCNICAS DE ANÁLISE DE VIBRAÇÕES.....	40
TABELA 6 – TÉCNICAS DE ANÁLISE DE VIBRAÇÕES NO DOMÍNIO DO TEMPO-FREQUÊNCIA	49
TABELA 7 – VANTAGENS E DESVANTAGENS DOS TIPOS DE TRANSDUTORES [4].....	50
TABELA 8 – CARACTERÍSTICAS DE VÁRIOS TIPOS DE TACÓMETROS [39].....	51
TABELA 9 – TIPOS DE ACELERÓMETROS E RESPECTIVAS CARACTERÍSTICAS [42–45]	52
TABELA 10 – VANTAGENS E DESVANTAGENS DAS CONFIGURAÇÕES DE MONTAGEM DO ACELERÓMETRO [47–49].....	54
TABELA 11 – TIPOS DE AVARIA E DIREÇÃO DE DETEÇÃO [16].....	56
TABELA 12 – ERROS NA MEDIÇÃO DE VIBRAÇÕES E RESPECTIVAS SOLUÇÕES [4,50].....	57
TABELA 13 – CLASSIFICAÇÃO DE MÁQUINAS, SEGUNDO A NORMA ISO 10816-1 [54].....	61
TABELA 14 – DESCRIÇÃO DOS ESTADOS DAS MÁQUINAS, SEGUNDO A NORMA ISO 10816-1 [54]	61
TABELA 15 – CLASSIFICAÇÃO DO NÍVEL DE VIBRAÇÃO NO DIAGNÓSTICO DE DESEQUILÍBRIOS EM MÁQUINAS [4].....	63
TABELA 16 – CRITÉRIOS DE SELEÇÃO DO TIPO DE EQUILIBRAGEM [14]	66
TABELA 17 – DESCRIÇÃO DAS FASES DE PROGRESSÃO DE UMA AVARIA EM ROLAMENTOS [4]	73
TABELA 18 – INTERVALOS DE FREQUÊNCIAS E RESPECTIVAS INCERTEZAS DO ACELERÓMETRO UTILIZADO	100
TABELA 19 – DESCRIÇÃO DAS AQUISIÇÕES DE SINAL REALIZADAS.....	103
TABELA 20 – CÁLCULO DA DIFERENÇA DE FASE DO SINAL DE VIBRAÇÃO EM RELAÇÃO AO SINAL DO TACÓMETRO.....	104
TABELA 21 – VALOR EFICAZ DO SINAL DE VIBRAÇÃO REGISTADO NOS DOIS APOIOS DO VEIO, PARA A CONDIÇÃO DE DESEQUILÍBRIO DE BINÁRIO.....	105
TABELA 22 – CÁLCULO DA DIFERENÇA DE FASE ENTRE OS SINAIS DE VIBRAÇÃO DO VEIO, PARA A CONDIÇÃO DE DESEQUILÍBRIO DE BINÁRIO	106
TABELA 23 – VALOR EFICAZ DO SINAL DE VIBRAÇÃO REGISTADO NOS DOIS APOIOS DO VEIO, PARA A CONDIÇÃO DE DESEQUILÍBRIO DINÂMICO	106
TABELA 24 – CÁLCULO DA DIFERENÇA DE FASE ENTRE OS SINAIS DE VIBRAÇÃO DO VEIO, PARA A CONDIÇÃO DE DESEQUILÍBRIO DE BINÁRIO.....	107
TABELA 25 – PARÂMETROS DO PROCESSO DE EQUILIBRAGEM.....	108
TABELA 26 – RESULTADO DO PROCESSO DE CORREÇÃO DO DESEQUILÍBRIO ESTÁTICO.....	110
TABELA 27 – SUMÁRIO DOS RESULTADOS OBTIDOS DOS DIAGNÓSTICOS DE DESEQUILÍBRIOS	113
TABELA 28 – RESPOSTA AOS OBJETIVOS DO TRABALHO	114
TABELA 29 – ANÁLISE DOS RESULTADOS OBTIDOS DA EQUILIBRAGEM A UM PLANO.....	115

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	27
1.1	Manutenção e monitorização	27
1.2	Objetivos.....	29
1.3	Descrição dos capítulos	30
2	ANÁLISE DE VIBRAÇÕES	33
2.1	Monitorização da condição	33
2.1.1	Análise de óleos.....	33
2.1.2	Análise de partículas de desgaste	34
2.1.3	Termografia por infravermelhos	35
2.1.4	Análise de vibrações	35
2.2	Tipos de sinal e domínios de análise	40
2.2.1	Tipos de sinal de vibração	40
2.2.2	Domínios de análise	42
2.3	Medição de vibrações.....	49
2.3.1	Seleção, posicionamento e montagem dos transdutores.....	49
2.3.2	Aquisição de sinal	55
2.3.3	Direções de medição	56
2.3.4	Erros na medição de vibrações.....	56
3	DIAGNÓSTICO DE AVARIAS	61
3.1	Níveis de alerta	61
3.2	Diagnóstico de avarias em máquinas	62
3.2.1	Desequilíbrio	63
3.2.2	Desalinhamento	68
3.2.3	Veio empenado	69
3.2.4	Folga	69
3.2.5	Motores elétricos	70
3.2.6	Chumaceiras de atrito	71
3.2.7	Rolamentos	72
3.2.8	Máquinas de fluxo.....	73
3.2.9	Engrenagens	74

3.2.10	Correias de transmissão	76
4	AQUISIÇÃO E TRATAMENTO DE SINAL DE VIBRAÇÃO	81
4.1	Metodologia de monitorização de máquinas	81
4.2	Programas para aquisição e tratamento de sinal.....	82
4.2.1	Programa para o diagnóstico de avarias	82
4.2.2	Programa para a monitorização em contínuo da condição	87
4.2.3	Programa de equilibragem de veios a um plano.....	90
5	DIAGNÓSTICO EXPERIMENTAL DE DESEQUILÍBRIOS	97
5.1	Apresentação dos equipamentos.....	97
5.1.1	Placa de aquisição de sinal	97
5.1.2	Tacómetro laser.....	98
5.1.3	Acelerómetro triaxial.....	99
5.1.4	Máquina para simulação de avarias	100
5.2	Montagem e configuração dos equipamentos	101
5.3	Diagnóstico de avarias de desequilíbrio.....	103
5.3.1	Desequilíbrio estático	103
5.3.2	Desequilíbrio de binário	105
5.3.3	Diagnóstico de desequilíbrio dinâmico	106
5.4	Correção de desequilíbrio estático.....	107
6	CONCLUSÕES E PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS	113
6.1	Conclusões.....	113
6.2	Propostas para trabalhos futuros.....	116
7	BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO.....	119
8	ANEXOS.....	127

INTRODUÇÃO

1.1 Manutenção e monitorização

1.2 Objetivos

1.3 Descrição dos capítulos

1 INTRODUÇÃO

1.1 MANUTENÇÃO E MONITORIZAÇÃO

Todos os equipamentos mecânicos tendem a apresentar algum desgaste ao longo do tempo devido ao próprio ambiente de funcionamento, situação que poderá ser agravada por eventuais defeitos de fabrico ou por fatores externos, como partículas, condições ambientais adversas.

A manutenção constitui uma ferramenta fundamental para garantir a longevidade do mecanismo ou da estrutura. Os tipos de manutenção encontram-se classificados no organograma da Figura 1.



Figura 1 – Organograma classificativo dos tipos de manutenção [1] (adaptado)

Do organograma destaca-se a existência de duas vertentes da manutenção, corretiva e preventiva, em que esta última se subdivide em manutenção predeterminada e preditiva. Em seguida descreve-se o domínio de aplicação de cada um destes tipos de manutenção:

- A manutenção corretiva é realizada, apenas, quando ocorre uma falha no equipamento;
- A manutenção predeterminada, cujo objetivo passa por um acompanhamento periódico do equipamento, com procedimentos de inspeção predefinidos;
- E a manutenção preditiva ou condicionada, a qual é realizada com o objetivo de prever a vida remanescente de um componente ou de todo o equipamento, monitorizando o seu funcionamento.

Na Tabela 1 encontram-se descritos sucintamente os três tipos de manutenção referenciados. Neste trabalho, cujo objetivo é diagnosticar avarias ou deficiências de funcionamento em máquinas rotativas, a manutenção preditiva é a que se enquadra

com os objetivos deste tema, pelo que será analisada com maior detalhe nas secções seguintes.

Tabela 1 – Descrição dos tipos de manutenção

Tipo de manutenção	Descrição
Corretiva (<i>Run-to-break</i>)	Realiza-se quando ocorre uma falha no equipamento, procedendo-se à reparação ou substituição do(s) elemento(s) com avaria. Trata-se de um tipo de manutenção muito utilizado na indústria, nomeadamente, em equipamentos cuja falha não condiciona o seu bom funcionamento [2].
Preventiva - Predeterminada (<i>Time-based</i>)	As intervenções são realizadas de acordo com datas estabelecidas previamente. Este tipo de manutenção reduz bastante a probabilidade de ocorrência de uma avaria. No entanto, não é um tipo de manutenção rigoroso, não evitando certas falhas. Por outro lado, há também componentes que são substituídos quando se encontram em bom estado de funcionamento, acabando por ser, por vezes, pouco rentável [2].
Preventiva - Preditiva ou condicionada (<i>Condition-based</i>)	Visa prever a ocorrência de uma avaria nos equipamentos, através de técnicas de monitorização da condição, capazes de transmitir informações sobre o estado atual do equipamento e realizar previsões do tempo útil dos elementos [2].

Através da manutenção preditiva ou condicionada, comparativamente aos restantes tipos de manutenção mencionados na Tabela 1, uma avaria pode ser detetada com bastante antecedência. Na Figura 2 encontra-se representada uma curva P-F (*potential failure – functional failure*), que ilustra a degradação de um equipamento na ocorrência de uma avaria, verificando-se que, através da manutenção preditiva, a avaria é detetada anteriormente ao aparecimento de sintomas mais severos e evidentes, tais como o ruído, aumento de temperatura (fonte de calor), fumo, etc [3].

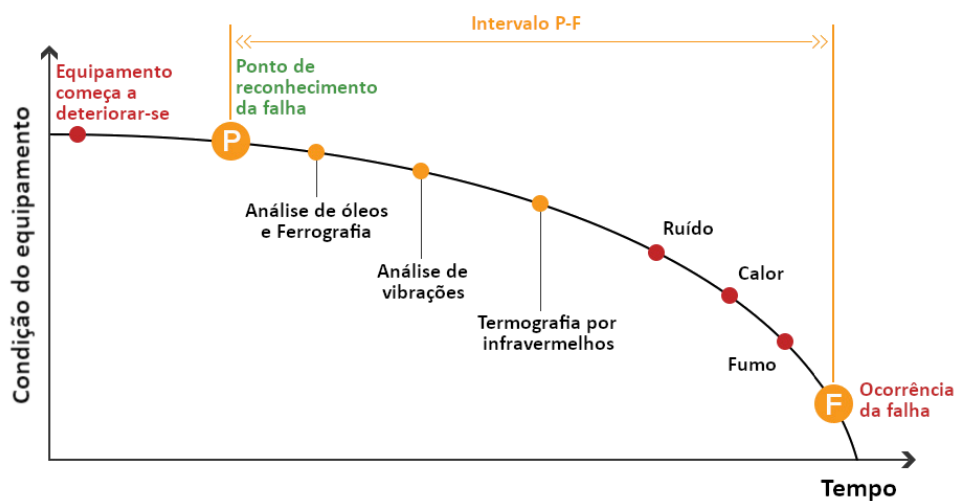


Figura 2 – Curva P-F [3]

Na manutenção preditiva existem vários métodos de diagnóstico de elementos, através da monitorização da condição, de entre os quais se destacam os seguintes, representados na Figura 2:

- Análise de vibrações;
- Análise de óleos;
- Análise de partículas de desgaste (ferrografia);
- Termografia.

Cada um destes métodos, será abordado com maior detalhe no capítulo 2.1. Estes permitem obter um determinado conjunto de evidências sobre o funcionamento da máquina, quer sobre o estado dos elementos rotativos, quer sobre a condição de operabilidade dos óleos e massas lubrificantes. Na Tabela 2 encontram-se enumeradas algumas informações relevantes que se podem extrair com base na análise de parâmetros, tais como o nível de vibração, o nível de contaminação do lubrificante ou a temperatura de serviço.

Tabela 2 – Informações obtidas por monitorização da condição

Método de monitorização	Exemplos de informação
Análise de vibrações	<ul style="list-style-type: none"> • Existência de desalinhamentos ou desequilíbrios; • Avarias elétricas; • Desgaste em correias; • Excentricidade em rotores; • Avarias em rolamentos, engrenagens, chumaceiras de atrito, acoplamentos e transmissões [4].
Análise de óleos	<ul style="list-style-type: none"> • Estado do lubrificante; • Existência de contaminações; • Presença de partículas metálicas (superiores a 10 μm) [4].
Análise de partículas de desgaste	<ul style="list-style-type: none"> • Dimensão (1 – 350 μm), concentração, forma e composição das partículas de desgaste com grande precisão [4].
Termografia	<ul style="list-style-type: none"> • Desgaste em elementos rotativos; • Existência de fugas de vapor; • Avarias elétricas [4].

1.2 OBJETIVOS

Tendo por base os métodos de monitorização da condição referidos na Tabela 2, o foco desta dissertação irá incidir sobre a análise de vibrações, tratando-se do método de monitorização mais indicado para a identificação de desequilíbrios. Assim, os objetivos deste trabalho são os seguintes:

1. Identificar os tipos de desequilíbrios em máquinas com elementos rotativos;
2. Clarificar o uso da análise de vibração para o diagnóstico da condição de desequilíbrio de elementos rotativos;
3. Definir procedimentos para a monitorização da condição através da análise de vibração.

1.3 DESCRIÇÃO DOS CAPÍTULOS

Esta dissertação está dividida em seis capítulos, cujos conteúdos se encontram sintetizados de seguida:

- No Capítulo 1 é apresentada uma breve introdução ao tema do trabalho, descrevendo sumariamente os diferentes tipos de manutenção com destaque na manutenção do tipo preditiva. Definem-se também os objetivos deste trabalho e descrevem-se, sumariamente, os conteúdos abordados em cada capítulo.
- No Capítulo 2 são abordados os métodos de monitorização da condição, tendo como foco principal a análise de vibrações. São ainda referidos os conceitos mais importantes na análise de vibrações, nomeadamente os tipos e técnicas de monitorização e a metodologia de medição de vibrações.
- O Capítulo 3 retrata os níveis de alerta, segundo a norma ISO 18016 e os métodos de diagnóstico de avarias em máquinas, com particular destaque na deteção e nos métodos de correção de desequilíbrios.
- No Capítulo 4 referem-se os passos que levaram à construção dos programas de aquisição, monitorização e tratamento do sinal de vibração, assim como o programa de equilibragem a um plano.
- No Capítulo 5 está descrito o trabalho experimental realizado, desde os equipamentos utilizados e a sua montagem, passando pelo procedimento adotado e o tratamento dos dados, até à aplicação do procedimento de equilibragem a um plano.
- No Capítulo 6 são apresentadas as conclusões gerais deste trabalho, sendo avaliado o cumprimento dos objetivos estipulados, e termina com a apresentação de propostas de trabalhos futuros.

ANÁLISE DE VIBRAÇÕES

2.1 Monitorização da condição

2.2 Tipos de sinal e domínios de análise

2.3 Medição de vibrações

2 ANÁLISE DE VIBRAÇÕES

Neste capítulo é feita uma descrição mais detalhada sobre os métodos de monitorização da condição introduzidos no capítulo anterior, dando destaque à análise de vibrações. São ainda mencionados os métodos de diagnóstico de avarias em máquinas.

2.1 MONITORIZAÇÃO DA CONDIÇÃO

As principais técnicas de monitorização da condição são a análise de óleos, a análise das partículas de desgaste, a análise de termografia por infravermelhos e a análise de vibrações. Estas serão abordadas com detalhe nas secções seguintes.

2.1.1 ANÁLISE DE ÓLEOS

A adição de óleos ou massas lubrificantes em equipamentos rotativos é de extrema importância. A correta inclusão de um lubrificante no equipamento garante um aumento significativo da vida útil e uma melhor eficiência dos elementos rotativos [5]. No entanto, os óleos são suscetíveis à acumulação de partículas levando a uma diminuição da sua eficácia [6]. Por outro lado, o fator económico também é relevante pois a aquisição e remoção de um lubrificante são tarefas dispendiosas [4]. A metodologia de análise de óleos tem por objetivo a examinação de partículas presentes no lubrificante, obtendo informações como o tipo de desgaste e a localização do mesmo [6]. Na Tabela 3 encontram-se enumeradas diversas técnicas de análise de óleos.

Tabela 3 – Descrição das técnicas de análise de óleos

Técnica de análise	Descrição
Espetrómetro de infravermelhos por transformada de Fourier, FTIR	Método baseado na análise do espectro de infravermelhos dos componentes do lubrificante. Cada molécula emite uma determinada resposta em frequência quando solicitada por um feixe de luz infravermelho, pelo que é possível classificar qualitativamente os componentes [7].
Espetrómetro de fluorescência ultravioleta síncrona, SUVF	É uma técnica de leitura das características dos detritos pela emissão sincronizada de feixes ultravioleta (UV). O espectro obtido é de leitura mais simples que o espectro FTIR, pois cada material corresponde apenas a um “pico” do espectro em frequência e tem uma área específica [8].
Eléctrodo de disco rotativo, RDE (<i>Rotating Disk Emission</i>)	Método de análise de partículas que simula o comportamento do óleo na máquina. Um disco é parcialmente imerso no óleo, gerando-se uma camada limite de lubrificante na superfície do disco. A leitura é realizada por uma fonte de excitação que incide um feixe sobre a superfície da camada limite [9].

Para além da inspeção de partículas no óleo, é importante analisar as propriedades do próprio óleo, verificando se o mesmo está em bom estado de utilização. As características mais relevantes a analisar são as seguintes:

- Viscosidade;
- Nível de contaminação;
- Humidade;
- Acidez e basicidade;
- Ponto de ignição, isto é, a temperatura mínima à qual um fluido liberta vapor suficiente para que ocorra combustão quando em contacto com uma fonte externa de calor [10].

2.1.2 ANÁLISE DE PARTÍCULAS DE DESGASTE

A análise de partículas de desgaste, também designada por ferrografia, é uma técnica não-destrutiva baseada na examinação de partículas de desgaste presentes num determinado lubrificante. Os detritos são separados do óleo por métodos de filtragem ou magnéticos. Posteriormente são isolados e analisados por intermédio de um microscópio ótico, identificando a geometria, concentração e composição dos detritos [11]. Na Figura 3 está ilustrado um possível processo de filtragem de partículas ferríticas.

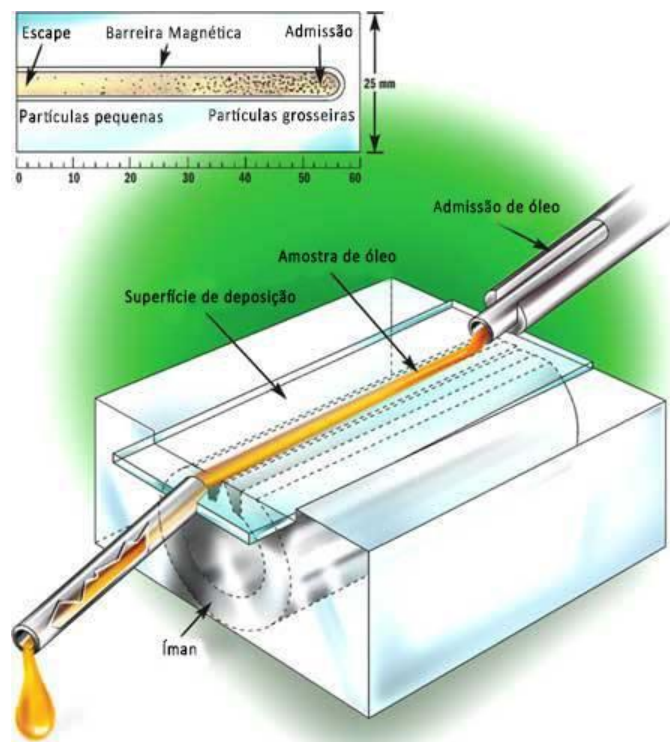


Figura 3 – Exemplo de processo de filtragem magnética de partículas ferríticas [12]

Este processo é constituído por uma admissão, onde é introduzida a amostra de óleo. Esta atravessa uma superfície onde os detritos ferríticos se depositam, por ação de um íman que se encontra abaixo da superfície. Por fim, o óleo é escoado, contendo apenas partículas suspensas de dimensão muito reduzida ou partículas não ferríticas.

2.1.3 TERMOGRAFIA POR INFRAVERMELHOS

O método de análise de termografia por infravermelhos requer a leitura da temperatura da máquina em funcionamento no regime estacionário. A presença de elevadas forças de atrito entre os componentes e/ou elevada amplitude de vibração manifestam-se pelo aumento da temperatura local. As análises de termografia são baseadas em imagens termográficas por infravermelhos adquiridas junto à máquina. Esta análise pode ser realizada através da comparação do gradiente de temperaturas entre diferentes regiões da máquina ou por comparação de imagens termográficas adquiridas em diferentes momentos da vida útil da máquina. Na Figura 4 é apresentado um exemplo de uma imagem termográfica. Através do seguimento da distribuição de temperaturas ao longo da vida útil de uma máquina é possível acompanhar a progressão de uma avaria [4].

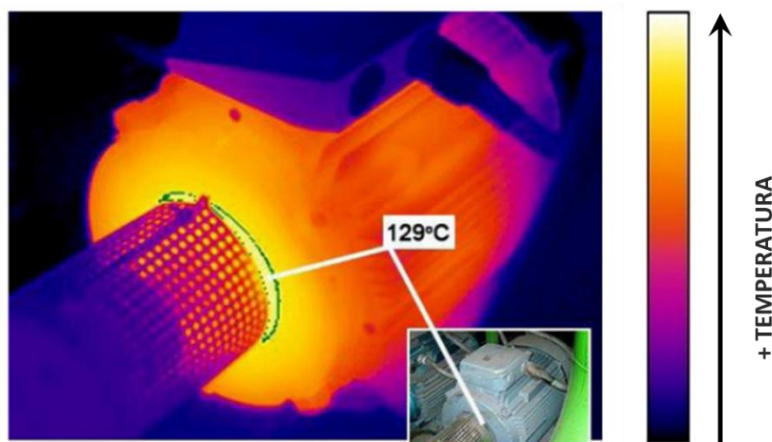


Figura 4 – Termograma de um motor elétrico [13] (adaptado)

2.1.4 ANÁLISE DE VIBRAÇÕES

Todas as máquinas rotativas produzem vibração, consoante as condições mecânicas e condições de operabilidade dos equipamentos. A análise de vibrações tem como objetivo monitorizar o estado de funcionamento dos elementos rotativos a partir do sinal no tempo ou em frequência, identificando a presença de desgaste num dado componente de uma máquina [14]. A monitorização das vibrações tem por base a análise de parâmetros do sinal no tempo, tais como o período, a frequência e a amplitude. Para os interpretar, é necessário um conhecimento claro do seu significado. O conceito de período, T , está associado ao tempo de repetibilidade de uma função. No caso do sinal representado na Figura 5, o período corresponde ao intervalo de tempo entre dois valores máximos consecutivos. Já a frequência de vibração, f , define-se como o inverso do período, representando o número de ciclos de uma função no intervalo de um segundo [4].

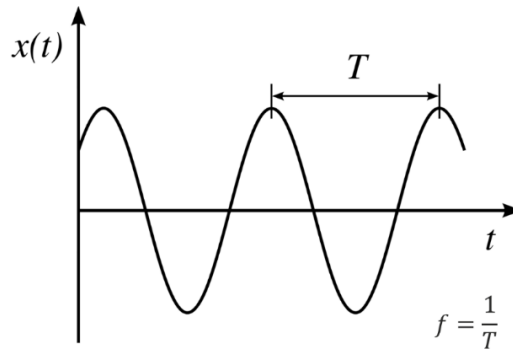


Figura 5 – Período e frequência de vibração [15]

A amplitude, A , corresponde à magnitude de deslocamento, velocidade ou aceleração, num determinado instante do sinal, sendo um dado indicativo da severidade da vibração.

O valor de pico traduz-se na distância entre o eixo das abcissas e o valor máximo de amplitude num ciclo – normalmente utilizado na medição de velocidade [16];

O valor de pico a pico obtém-se, medindo a magnitude do sinal entre picos opostos, como representado na Figura 6 – normalmente utilizado na medição de deslocamento [16];

O valor médio é obtido calculando a média aritmética dos valores absolutos da forma do sinal (Figura 6);

O valor eficaz (valor RMS) corresponde à média quadrática dos valores do sinal, sendo, portanto, um valor mais rigoroso e, conseqüentemente, mais utilizado nas técnicas de análise de vibrações – normalmente associado à análise da aceleração [16]. O valor RMS acaba por constituir a medida mais relevante, permitindo obter informações relativamente ao potencial destrutivo da vibração [17]. Na Figura 6 estão indicados os parâmetros valor eficaz, valor médio, valor de pico e valor de pico a pico num sinal sinusoidal.

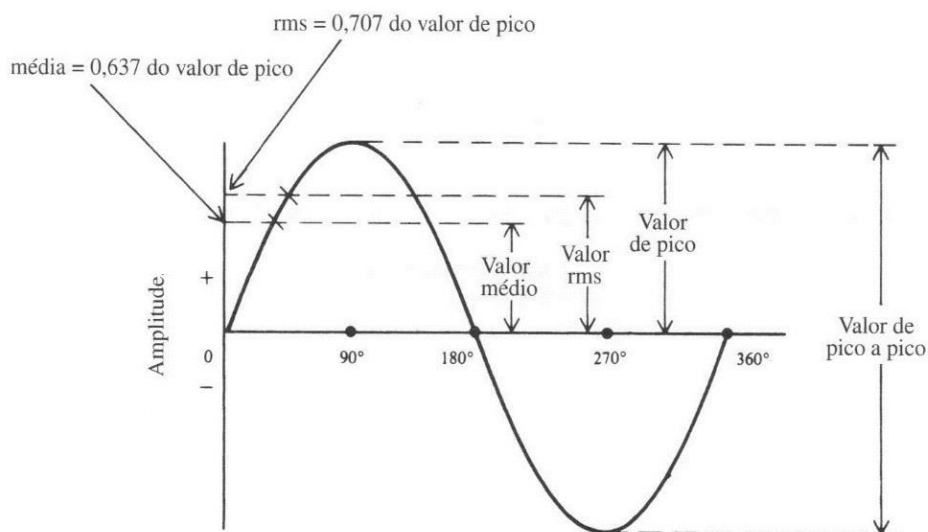


Figura 6 – Valor eficaz, valor médio, valor de pico e valor de pico a pico [18]

Na análise de vibrações, estes conceitos estão diretamente relacionados com as grandezas deslocamento, velocidade e aceleração da seguinte forma:

- O deslocamento, $x(t)$, corresponde à distância percorrida por uma partícula vibratória. Num sinal de vibração, o valor de pico a pico corresponde ao deslocamento máximo da partícula [14]. Esta grandeza está diretamente relacionada com a tensão de aperto entre elementos e permite averiguar a eventual existência de fricção por posição inadequada entre elementos rotativos [4];
- A velocidade, $\dot{x}(t)$, é representada como a derivada do deslocamento em ordem ao tempo. Uma partícula vibratória, aquando do seu movimento, possui alterações de velocidade, sendo nula quando o deslocamento é máximo e altera o sentido quando o deslocamento passa a posição de repouso. Esta grandeza é proporcional às forças de fadiga atuantes em elementos estruturais [4];
- Por fim, a aceleração, $\ddot{x}(t)$, corresponde à primeira derivada da velocidade em ordem ao tempo. A par do que acontece na velocidade, uma partícula vibratória, aquando do seu movimento, possui alterações de aceleração durante o movimento, sendo nula quando a velocidade é máxima e altera o sentido quando a velocidade é nula [14].

Na Figura 7 estão representados os sinais no tempo do deslocamento, velocidade e aceleração para uma mesma função sinusoidal. Pelo conceito de fase, descrito mais adiante, verifica-se que estas três grandezas se encontram desfasadas entre si de 90° , sendo que a velocidade está em quadratura de avanço em relação ao deslocamento, e a aceleração está em oposição de fase em relação ao deslocamento e em quadratura de avanço em relação à velocidade.

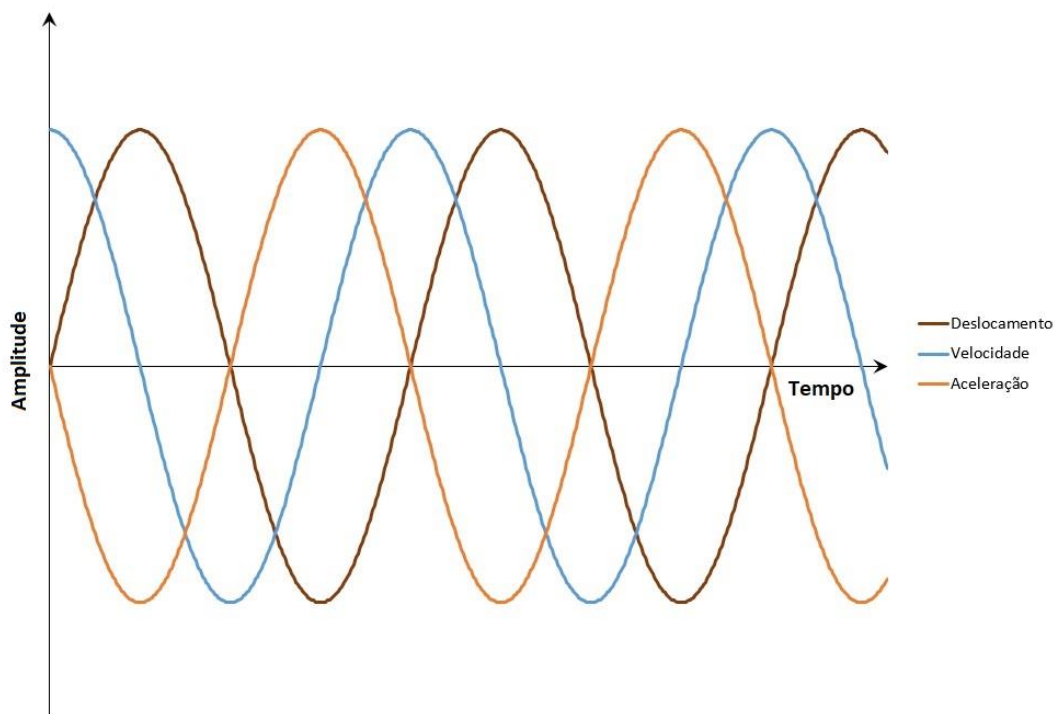


Figura 7 – Representação de um sinal sinusoidal em deslocamento, velocidade e aceleração

O ângulo de fase entre dois sinais no tempo tem grande relevância para o estudo das vibrações, permitindo identificar desequilíbrios, desalinhamentos, empenos em veios e ressonância [4]. O ângulo de fase de um sinal é definido relativamente a um sinal de referência. Na Figura 8 apresentam-se alguns exemplos de desfasamento no tempo entre dois sinais sinusoidais. Os sinais dizem-se em fase quando o ângulo de desfasamento é 0° , sendo que os sinais possuem o mesmo andamento no tempo, podendo apresentar diferentes amplitudes (Figura 8 (a)). Os sinais estão em oposição de fase quando possuem um ângulo de fase de 180° . Neste caso, apresentam um andamento simétrico (Figura 8 (b)). Genericamente, os sinais apresentam um desfasamento, ϕ , que pode variar entre 0° e 360° (Figura 8 (c)).

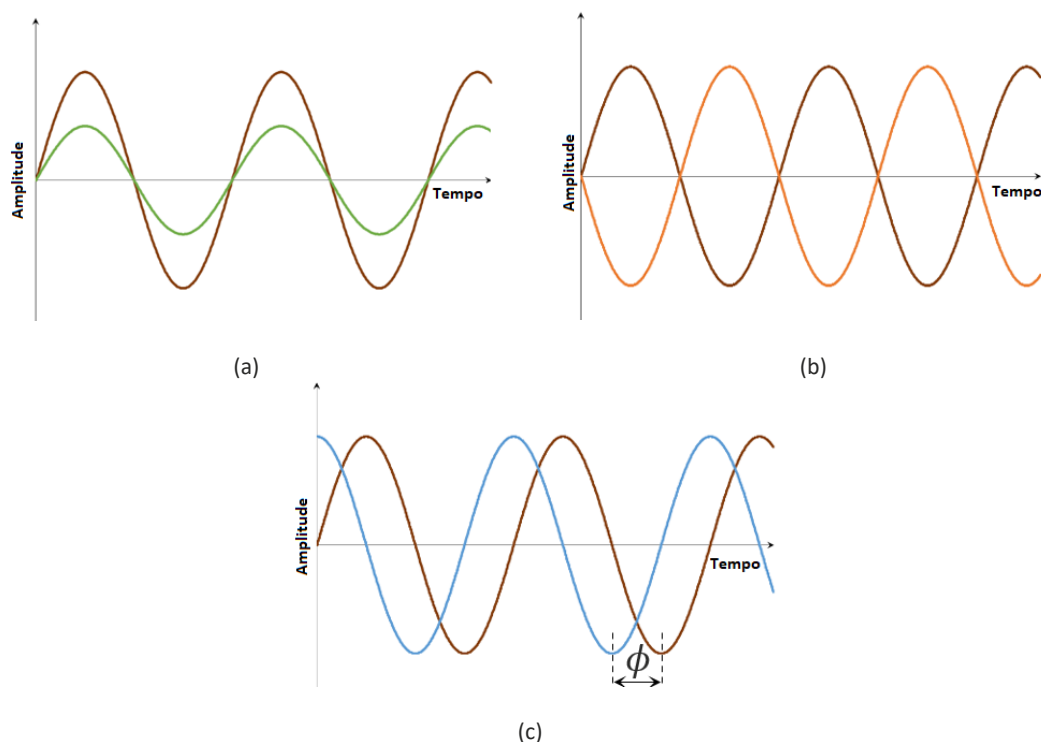


Figura 8 – Fase ou desfasamento de sinais sinusoidais: sinais em fase (a), sinais em oposição de fase (b) e sinais desfasados um ângulo ϕ (c)

O procedimento de deteção de avarias numa máquina traduz-se nos seguintes passos:

- Deteção da avaria, com recurso a um programa de análise de vibrações, comparando os resultados obtidos com níveis de alerta normalizados. Esta análise permite ao técnico responsável concluir se existe ou não risco de avaria;
- Análise da severidade da avaria, pela análise comparativa dos sinais no tempo, assim como das curvas de tendência e comparando com histórico do equipamento;
- Análise da causa da avaria, recorrendo às mesmas ferramentas utilizadas no processo de análise do problema, sendo possível identificar a causa da ocorrência da avaria;
- Verificação da resolução da avaria, após a devida reparação, é novamente realizado um registo do sinal de vibração, o qual servirá de referência para futuras análises [4].

Pela análise de vibrações podem detetar-se diversas avarias em elementos rotativos. Na Tabela 4 encontram-se alguns elementos rotativos, e respetivas avarias detetáveis. Na secção 3.2. serão detalhados os tipos de avarias mais relevantes.

Tabela 4 – Avarias detetáveis pela análise de vibrações [4]

Elementos rotativos	Exemplos de avarias
Chumaceiras de atrito	<ul style="list-style-type: none"> • Desgaste com aumento do toleranciamento; • <i>Oil Whirl</i> – folga excessiva e carga radial ligeira; • <i>Oil Whip</i> – quando a excitação provocada pelo <i>Oil Whirl</i> coincide com a frequência natural do veio.
Rolamentos	<ul style="list-style-type: none"> • Excentricidade; • Desequilíbrio; • Enviesamento.
Engrenagens	<ul style="list-style-type: none"> • Excentricidade; • Desgaste no dente; • Desalinhamento.
Correias de transmissão	<ul style="list-style-type: none"> • Desgaste; • Excentricidade nas polias; • Desalinhamento nas polias; • Ressonância.
Rotores	<ul style="list-style-type: none"> • Desequilíbrio estático; • Desequilíbrio de binário; • Desequilíbrio dinâmico; • Excentricidade; • Fricção.

Comparativamente aos métodos de monitorização estudados nas secções transatas, a análise de vibrações é o método mais utilizado, apresentando as seguintes vantagens:

- O espetro de vibração é obtido de forma simples e rápida. Isto significa que é possível verificar, em tempo real, eventuais alterações no comportamento da máquina, ao passo que, a análise de óleos, por exemplo, exige, por vezes, um intervalo de dias entre a recolha da amostra de óleo e a análise do mesmo;
- Melhor precisão no diagnóstico de máquinas, dado que os restantes métodos podem ser algo ambíguos, nomeadamente a análise de óleos e ferrografia, pois as partículas identificadas podem não conduzir ao problema [2];
- Não obriga a uma interrupção do funcionamento do equipamento.

A complexidade e diversidade de sinais de vibração produzidos pelas máquinas com elementos rotativos requer o uso de diferentes técnicas de monitorização do sinal, a saber:

- Técnicas do domínio do tempo;
- Técnicas do domínio da frequência;
- Técnicas do domínio tempo-frequência [19].

Na Tabela 5 estão descritos os tipos de técnicas mencionados. As técnicas mais utilizadas em cada domínio encontram-se descritas com maior detalhe no capítulo 2.2.

Tabela 5 – Técnicas de análise de vibrações

Domínio	Descrição
Técnicas do domínio do tempo	São técnicas de análise mais simples que permitem a identificação da amplitude de pico a pico, valor de pico e valor médio do nível de vibração [19].
Técnicas do domínio da frequência	Técnicas mais usadas no diagnóstico de avarias. Baseiam-se na conversão de sinais do domínio do tempo para o domínio das frequências discretas, por aplicação da transformada de Fourier [19].
Técnicas do domínio tempo-frequência	Estas técnicas têm a vantagem de permitir analisar sinais de vibração não estacionários [19].

2.2 TIPOS DE SINAL E DOMÍNIOS DE ANÁLISE

A análise de vibrações consiste na identificação de diferentes parâmetros que caracterizam o comportamento dinâmico de uma máquina e permite associá-lo a uma avaria num elemento rotativo. Neste capítulo são abordados os tipos de sinais no tempo e descrevem-se com maior detalhe os domínios de análise referidos na Tabela 5.

2.2.1 TIPOS DE SINAL DE VIBRAÇÃO

A análise de vibrações é função do tipo de sinal observado. Os tipos de sinal mais frequentes na análise de vibrações são:

- Sinal periódico;
- Sinal harmónico;
- Sinal síncrono, sub-síncrono e não síncrono;
- Sinal transiente.

Seguidamente são descritos em detalhe cada um destes tipos de sinais:

- **Sinal periódico**

Um sinal periódico tem como principal característica a sua repetibilidade ao longo do tempo. Cada repetição da função corresponde a um ciclo e o tempo de um ciclo corresponde ao período do sinal, conforme já foi referido no capítulo 2.1.4.

- **Sinal harmónico**

O sinal harmónico, $x(t)$, é um sinal periódico descrito pela Equação 1 ou pela Equação 2,

$$x(t) = A \sin(\omega t + \phi) \quad (1)$$

$$x(t) = A \cos(\omega t + \phi) \quad (2)$$

onde:

- A corresponde ao valor de pico do sinal;
- ω é a velocidade angular, dada por $\omega = 2\pi/T$;
- ϕ corresponde ao ângulo de fase.

- **Sinais síncronos, sub-síncronos e não síncronos**

Dois sinais são síncronos quando possuem a mesma frequência ou velocidade angular, ω . Podem, no entanto, ter amplitudes diferentes e estar desfasados de um ângulo, ϕ [20]. A Figura 9 retrata o comportamento de dois sinais harmônicos, com diferentes amplitudes, onde o Sinal 1 está em quadratura de avanço relativamente ao Sinal 2, encontrando-se desfasados de um ângulo de 90° .

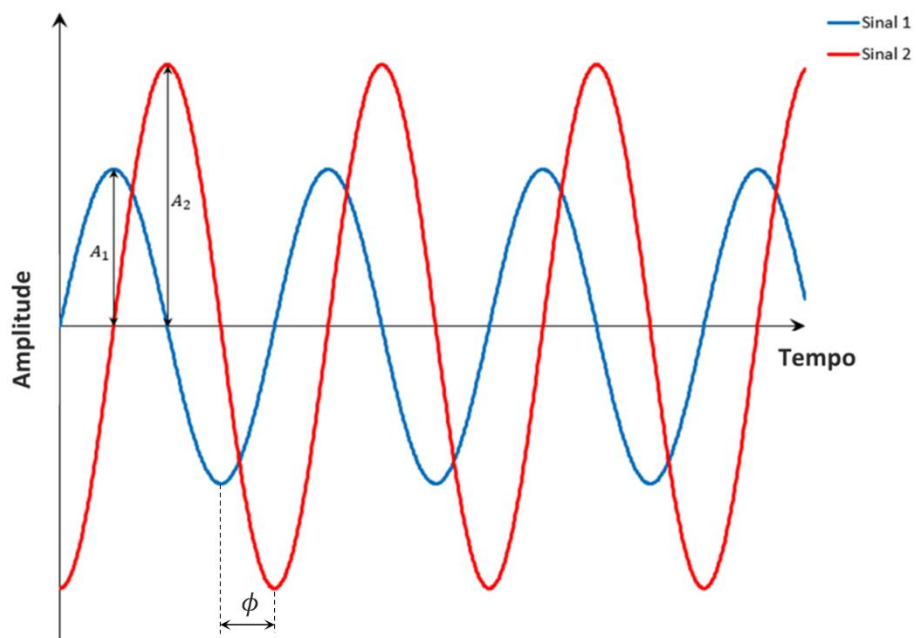


Figura 9 – Sinais síncronos

$$\begin{cases} x_{\text{Sinal 1}}(t) = 0,003 \sin(2,5t) \\ x_{\text{Sinal 2}}(t) = 0,007 \sin\left(2,5t + \frac{3\pi}{2}\right) \end{cases} \quad (3)$$

Os sinais sub-síncronos caracterizam-se por uma frequência de vibração inferior à frequência fundamental [16], sendo esta associada à velocidade de rotação do veio da máquina. Os sinais não síncronos são sinais que não têm qualquer tipo de relação com a frequência fundamental [16].

- **Sinal transiente**

Trata-se de um sinal não estacionário que se prolonga durante um intervalo finito de tempo [2]. Está normalmente associado a perturbações momentâneas no comportamento da máquina, como por exemplo, uma alteração da velocidade de rotação [16].

2.2.2 DOMÍNIOS DE ANÁLISE

No capítulo 2.1.4 mencionaram-se características importantes de um sinal de vibração. Na monitorização de vibrações é realizada a análise do sinal ou do espectro, de acordo com o domínio da técnica utilizada. Recordando:

- Domínio do tempo;
- Domínio da frequência;
- Domínio do tempo-frequência.

2.2.2.1 Sinal no tempo

O sinal no domínio do tempo constitui uma representação da evolução, no tempo, da amplitude de vibração do elemento em análise, permitindo observar a vibração num componente [4]. No eixo das abcissas é representado o tempo e no eixo das ordenadas é representada a amplitude de vibração. Na Figura 10, observam-se alguns exemplos da evolução da amplitude de vibração no tempo.

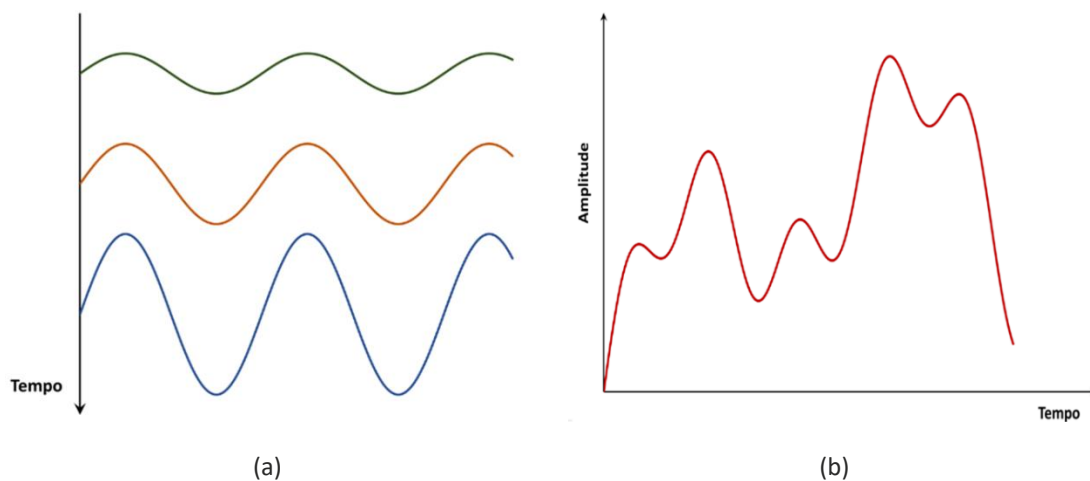


Figura 10 – Aumento de amplitude em sinais no tempo: agravamento da magnitude de um sinal harmónico (a) e combinação de sinais (b)

Na Figura 10 (a) verifica-se um aumento substancial de amplitude de vibração devido ao agravamento da avaria num elemento rotativo. Já o sinal combinado da Figura 10 (b) resulta da sobreposição de três sinais sinusoidais, situação que é normalmente obtida na recolha de dados da máquina sem qualquer filtragem do sinal. Assim, a análise do sinal no tempo está limitada ao número de sinais harmónicos que o compõem, havendo a necessidade de discretizar o sinal para identificar a fonte de cada componente do sinal vibratório. Para tal, aplicam-se técnicas do domínio da frequência, habitualmente designada por análise espectral.

2.2.2.2 *Espetro de frequência*

O espectro de frequência é obtido a partir do sinal no tempo através de um processo de Transformada Rápida de Fourier (FFT) [21], processo este que será analisado com maior detalhe nesta secção. O espectro consiste na decomposição do sinal vibratório no tempo nas suas componentes e representá-las no domínio da frequência, permitindo, deste modo, associar a cada componente do sinal, um componente da máquina. Através da associação das frequências geradas com os componentes rotativos de uma máquina é possível identificar mais facilmente os componentes que apresentam avaria [22]. Na análise de vibrações, a frequência é habitualmente relacionada com a velocidade de rotação do veio. Apesar de, como referenciado na secção 2.1.4., a unidade mais corrente ser o Hertz (Hz), na análise de avarias em máquinas é usado, no eixo das abcissas, múltiplos inteiros da velocidade de rotação do veio do motor, o qual se designa de análise por ordens. Na Figura 11 é apresentado um exemplo da distribuição das amplitudes de vibração por ordens da frequência fundamental da máquina, correspondente à velocidade de rotação do veio.

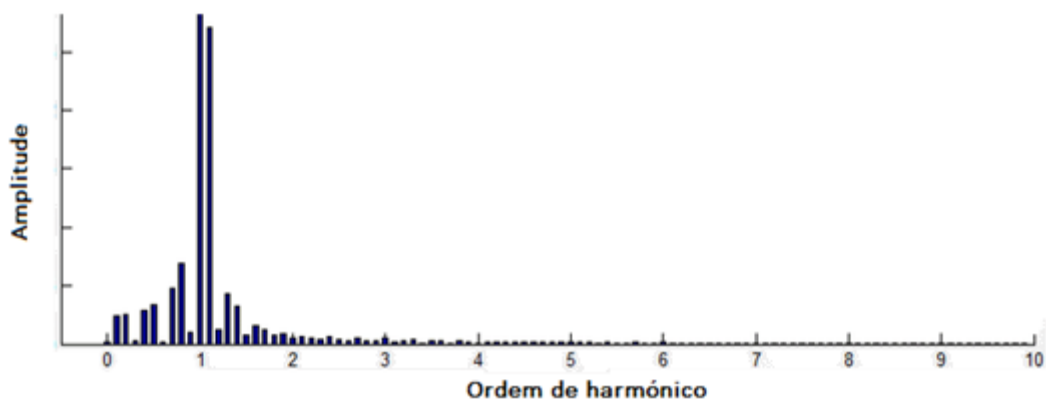


Figura 11 – Representação da análise da amplitude de vibração por ordens [23] (adaptado)

O espectro do sinal pode ser interpretado com o auxílio da representação da Figura 12, que ilustra a relação entre os domínios do tempo e da frequência de um sinal complexo. Após decomposição em sinal harmónicos, as componentes do sinal complexo manifestam-se isoladamente no espectro.

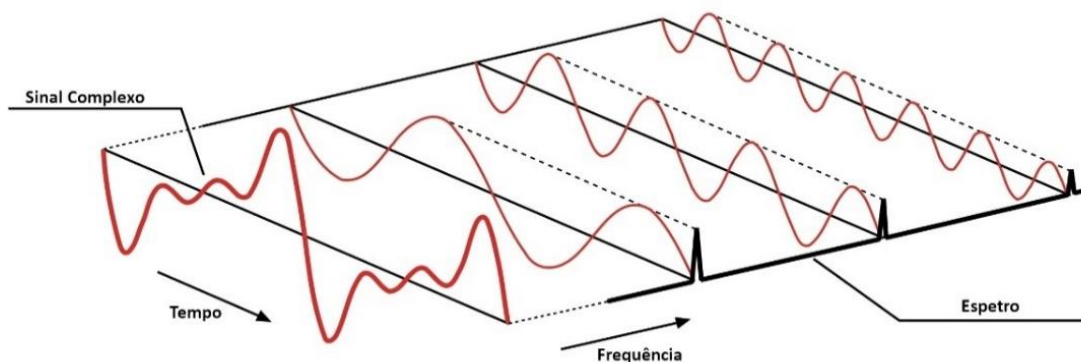


Figura 12 – Relação entre sinal no tempo e espectro [24]

Seguidamente será detalhado o processo de transformação do sinal no tempo para o domínio da frequência por intermédio da transformada rápida de Fourier (FFT).

A transformada rápida de Fourier (FFT) é um algoritmo usado na análise de vibrações que tem como principal objetivo decompor o sinal no tempo em sinais harmónicos múltiplos inteiros da frequência fundamental. O fundamento deste algoritmo passa pela discretização do sinal analógico, $x(t)$, obtido da máquina, em sinais digitais discretos, $x_i = x(t_i)$, onde t_i corresponde ao instante de um sinal discreto, pela Transformada Discreta de Fourier (DFT) [20], representada na Equação 4,

$$x_i = x(t_i) = \frac{a_0}{2} + \sum_{i=1}^{N/2} \left(a_i \cos \frac{2 \pi i t_i}{T} + b_i \sin \frac{2 \pi i t_i}{T} \right); \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (4)$$

onde:

- N é o número de sinais discretos;
- T é o tempo total da amostra.
- Os coeficientes a_0 , a_i e b_i representam a contribuição de cada componente do sinal, sendo estes determinados pelas equações (5), (6) e (7), respetivamente:

$$a_0 = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N x_j \quad (5)$$

$$a_i = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N x_j \cos \frac{2 \pi i t_j}{N} \quad (6)$$

$$b_j = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N x_j \sin \frac{2 \pi i t_j}{N} \quad (7)$$

A partir da amostra de N pontos, obtêm-se $N/2$ espetros de frequência que, posteriormente, são aglomerados num único espetro [25]. Na Figura 13 está representado o processo de conversão do sinal no tempo em espetro.

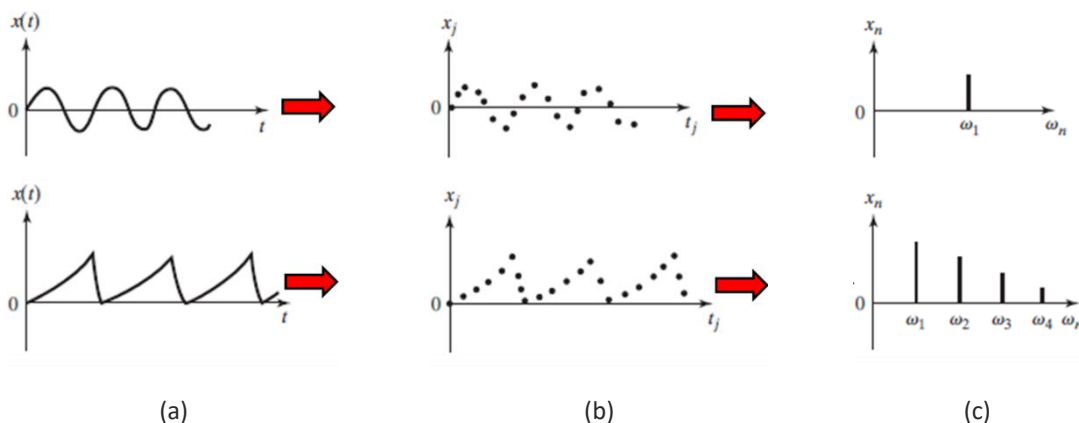


Figura 13 – Representação das diferentes formas do sinal: sinais no tempo (a), amostra digital de pontos (b) e espetro de frequência (c) [20] (adaptado)

O estudo de vibrações com base na análise espectral requer uma filtragem cuidada dos dados obtidos da máquina. A ausência de filtros implica erros grosseiros na análise devido a interferências no sinal, tais como ruídos, ou devido a uma amostragem insuficiente. Seguidamente analisam-se os possíveis erros aquando da aplicação da FFT. Tratando-se de um método numérico, a FFT tem uma resolução limitada ao tamanho da amostra. De acordo com o critério de estabilidade de Nyquist (Equação (8)), a frequência de amostragem, N_f , necessita de ser, pelo menos, o dobro do valor da frequência máxima, $F_{máx}$, do sinal [26].

$$N_f = 2 \times F_{máx} \quad (8)$$

Para evitar o problema de subamostragem do sinal, efeito designado na nomenclatura inglesa por “*aliasing*”, deverão ser aplicados filtros passa-baixo e a taxa de amostragem deverá ser 2,56 vezes a frequência máxima do sinal de medição (Equação 9).

$$N_f = 2,56 \times F_{máx} \quad (9)$$

Na Figura 14 é apresentado um exemplo do problema de subamostragem, fenómeno “*aliasing*”, que é resultado da baixa taxa de amostragem do sinal.

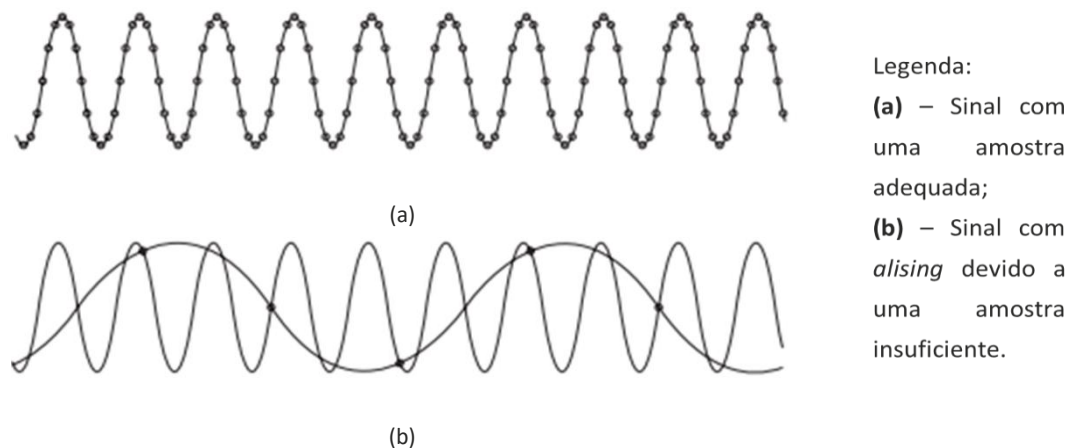


Figura 14 – Representação do fenómeno de subamostragem [26]

Da Figura 14 (b) conclui-se que a taxa de amostragem foi insuficiente, pelo que o espetro resultante se traduz num sinal fictício, de frequência inferior ao sinal original. Os sistemas dedicados à análise de vibrações incluem um filtro *anti-aliasing*. Estes são filtros analógicos do tipo passa-baixo que são aplicados antes da digitalização do sinal, que consiste em atenuar as frequências superiores ou de igual valor à frequência máxima, garantindo, assim, o correto registo de todas as frequências geradas [26].

O fenómeno de *leakage* é decorrente da aplicação do algoritmo da FFT ao sinal não periódico no tempo. A amostragem do sinal é limitada no tempo e, por esse motivo, não é garantida a repetibilidade do sinal adquirido (ver Figura 15). No entanto, esta propriedade é fundamental para se obter a correta identificação das frequências através da aplicação da FFT. A falta de periodicidade do sinal amostrado conduz à dispersão da amplitude do espetro em torno da frequência do sinal (Figura 15 (b)).

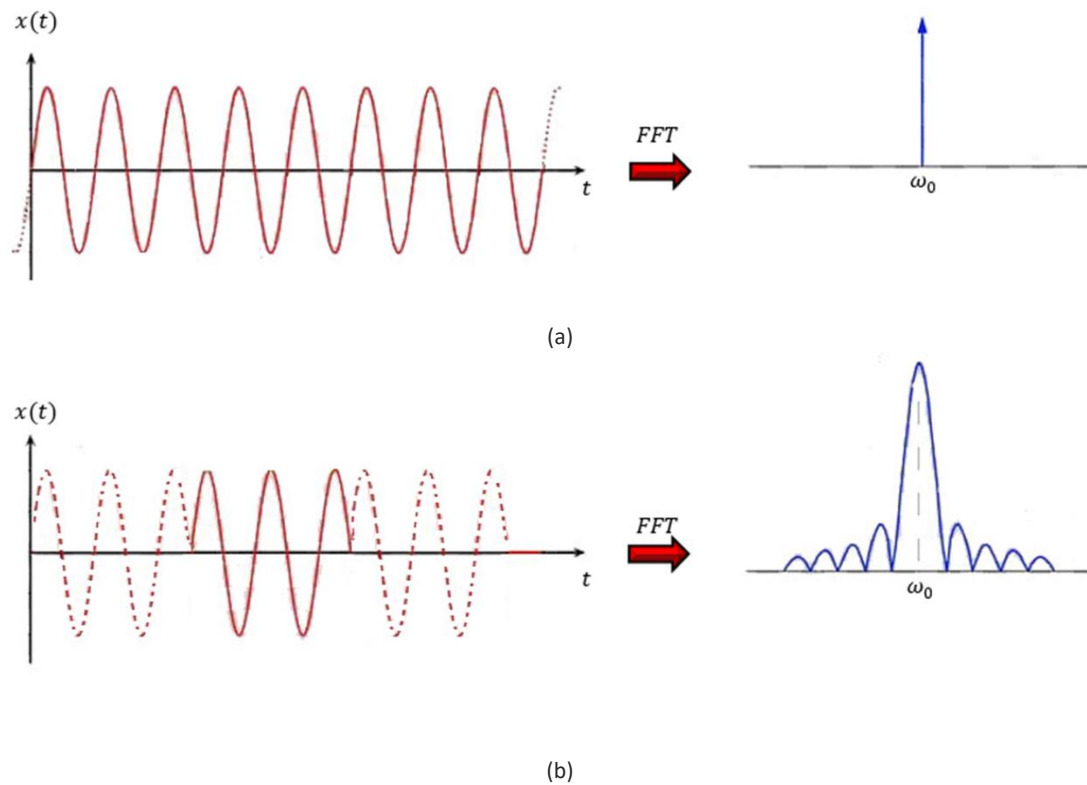


Figura 15 – Efeito de *leakage* na análise de um sinal periódico (a) e na análise de um sinal não periódico (b) [27] (adaptado)

Para solucionar este fenómeno são aplicadas funções de ponderação ao sinal no tempo, por forma a garantir a periodicidade do sinal amostrado [2] (Figura 16). Através da aplicação da FFT ao sinal no tempo ponderado é possível identificar corretamente as componentes em frequência do sinal. Contudo, a aplicação das funções de ponderação no tempo tem o custo de atenuar a amplitude do sinal representado no domínio da frequência.

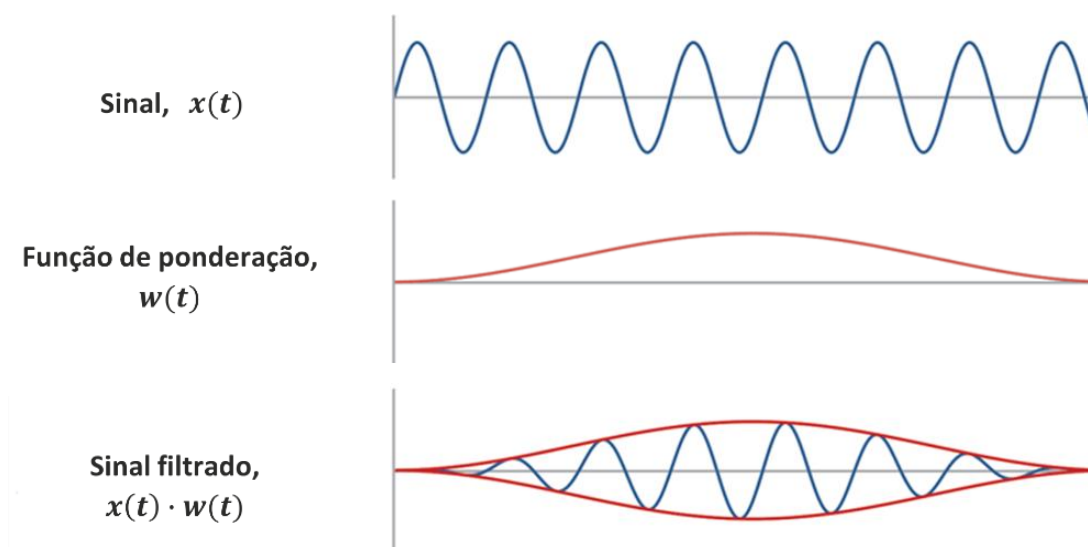


Figura 16 – Efeito da utilização de funções de ponderação na análise do sinal [28] (adaptado)

Existem diversas funções de ponderação que visam minimizar o fenómeno de “leakage”. Seguidamente apresentam-se cinco das mais relevantes:

- **Retangular**

Trata-se do tipo de função mais simples. Consiste na adaptação do sinal à função descrita na Equação 10, assumindo valor unitário em cada ponto do sinal obtido e é nula nos intervalos entre pontos da amostra [29]. Adequada para excitações de impulso.

$$\begin{cases} w(n) = 1 & \text{se } 0 \leq n \leq N \\ 0 & \text{se outro} \end{cases} \quad (10)$$

- **Exponencial negativa**

Esta função adapta o sinal a uma curva exponencial, descrita na Equação 11. É apropriada a utilização desta função para a análise da resposta em estruturas com baixo ou moderado amortecimento [30].

$$\begin{cases} w(n) = e^{-\frac{t(n)}{\tau}} & \text{se } 0 \leq n \leq N \\ 0 & \text{se outro} \end{cases} \quad (11)$$

- **Hanning**

É a função mais adequada para a análise de sinais aleatórios estacionários [30]. Consiste na adaptação do sinal à função descrita na Equação 12, forçando a amostra a assumir valores nulos no início e no final do período de amostragem. Tem uma elevada precisão na resolução da frequência, mas não na amplitude, pois força os valores de pico a ajustarem-se à função [16].

$$\begin{cases} w(n) = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cos\left(\frac{2\pi n}{L}\right) & \text{se } 0 \leq n \leq N \\ 0 & \text{se outro} \end{cases} \quad (12)$$

- **Hamming**

É uma extensão da função de ponderação *Hanning*, descrita pela Equação 13, com a diferença que a amplitude não é nula no início, nem no final do período de amostragem do sinal. A par da função *Hanning*, a função *Hamming* é indicada quando se requer uma maior precisão na frequência, mas com a contrapartida de atenuar a amplitude [16].

$$\begin{cases} w(n) = 0,54 - 0,46 \cos\left(\frac{2\pi n}{L}\right) & \text{se } 0 \leq n \leq N \\ 0 & \text{se outro} \end{cases} \quad (13)$$

- **Flat Top**

A função de ponderação Flat top, que é descrita pela Equação 14, é apropriada à análise de sinais sinusoidais, pois, ao invés das funções anteriores, a função de ponderação *Flat Top* tem baixa resolução de frequência, mas uma elevada resolução de amplitude. Mais detalhes sobre esta função de ponderação no tempo podem ser consultados na referência [16].

$$\begin{cases} w(n) = 0,216 - 0,417 \cos\left(\frac{2\pi n}{L-1}\right) + 0,277 \cos\left(\frac{4\pi n}{L-1}\right) - 0,084 \cos\left(\frac{6\pi n}{L-1}\right) + 0,007 \cos\left(\frac{8\pi n}{L-1}\right) & \text{se } 0 \leq n \leq N \\ 0 & \text{se outro} \end{cases} \quad (14)$$

Do ponto de vista da manutenção preditiva, é importante selecionar o tipo de representação que permita a melhor avaliação da progressão de uma avaria. Para fenômenos não estacionários é usual representar o espectro do sinal para diferentes intervalos de tempo. Este tipo de representação é designado por representação em cascata, “*waterfall*”. Trata-se de uma representação tridimensional do espectro de frequência (amplitude *versus* ordem), sendo que o terceiro eixo representa a sua evolução no tempo, Figura 17.

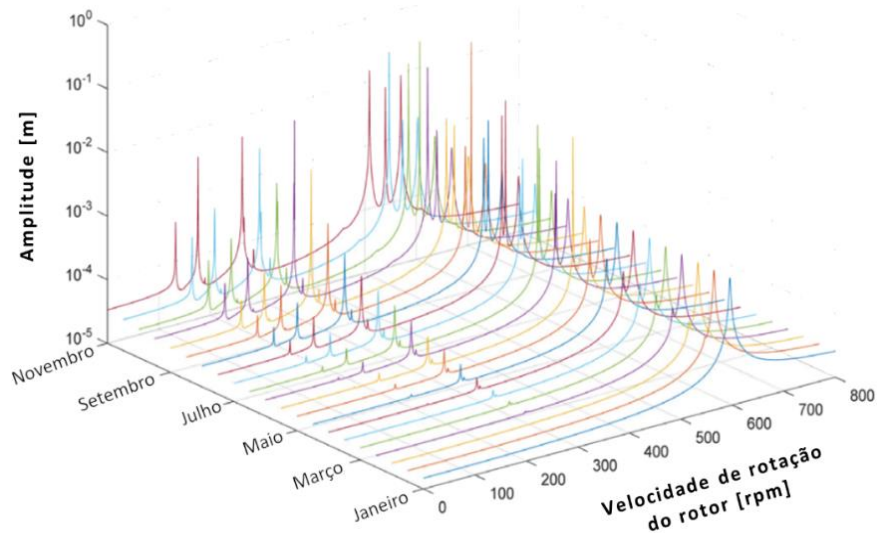


Figura 17 – Exemplo de representação em cascata, que mostra a evolução do espectro no tempo [31] (adaptado)

A Figura 17 corresponde à representação do espectro de vibração no tempo produzido pela propagação de uma fissura no rotor do motor. Este revela que surge um aumento na amplitude de vibração e o aparecimento de componentes de mais baixa frequência, com a propagação da fissura.

2.2.2.3 Análise tempo-frequência

A análise no domínio do tempo-frequência é indicada para sinais não estacionários, bastante comuns quando ocorrem avarias em máquinas [32]. Na Tabela 6 estão descritas três técnicas do domínio do tempo-frequência.

Tabela 6 – Técnicas de análise de vibrações no domínio do tempo-frequência

Técnica	Descrição
Transformada de Fourier de tempo curto, STFT	Ao invés de aplicar a DFT a todo o sinal, este é decomposto em curtos intervalos de igual dimensão, recorrendo a uma função <i>Hamming</i> , e aplicando a DFT a cada segmento [32]. No entanto, a resolução da frequência está dependente da dimensão dos intervalos considerados [2], pois o domínio da função é fixo.
Análise de <i>wavelet</i>	<i>Wavelets</i> são funções matemáticas utilizadas como aproximação de um conjunto de dados reais [33]. Estas funções matemáticas resultam numa sequência de respostas de impulso de filtros, com a particularidade de se realizarem a diferentes escalas [2]. A análise pela transformada de <i>wavelets</i> (WT) permite eliminar a desvantagem do método STFT, porque a dimensão da função é variável [34]. Este método é mais adequado para a deteção de perturbações no sinal a elevadas frequências, pois as <i>wavelets</i> têm melhor capacidade de localizá-las no tempo [2].
Distribuição de Wigner-Ville, WVD	É uma distribuição que permite uma leitura precisa da potência no tempo e do espetro de energia, conferindo elevada resolução, tanto na leitura do tempo, como da frequência em sinais não estacionários [35].

2.3 MEDIÇÃO DE VIBRAÇÕES

Neste subcapítulo descreve-se o processo de recolha de medições de vibração: a escolha do transdutor mais adequado à medição a efetuar, o seu posicionamento e montagem, a aquisição do sinal, e os erros que podem ocorrer na medição de vibrações.

2.3.1 SELEÇÃO, POSICIONAMENTO E MONTAGEM DOS TRANSDUTORES

A leitura do sinal é efetuada por intermédio de um transdutor: um dispositivo que converte um determinado tipo de energia em energia elétrica [36]. Na análise de vibrações, o transdutor converte a energia mecânica do movimento oscilatório em sinal elétrico. O processo de aquisição de sinal está dependente do parâmetro em análise que pode ser em deslocamento, velocidade ou aceleração. Com o aumento da frequência, é expectável que haja uma diminuição do nível de deslocamento e um aumento do nível de aceleração. A medição da vibração na forma de velocidade é a que garante a melhor sensibilidade para a gama habitual de rotação da máquina, isto é:

- Até 10 Hz (600 rpm) é medido o deslocamento;
- Entre 10 Hz (600 rpm) e 1000 Hz (60 krpm) é medida a velocidade;
- Com frequências superiores a 1000 Hz (60 krpm), a aceleração é o parâmetro que garante uma maior precisão [32].

Cada transdutor é indicado para a medição de um determinado parâmetro:

- A posição pode ser medida usando sensores do tipo resistivo, capacitivo ou indutivo;
- A velocidade pode ser medida usando sensores de velocidade eletromagnéticos ou sensores óticos;
- Acelerómetro para a medição da aceleração [37].

Na Tabela 7 apresentam-se vantagens e desvantagens de cada tipo de transdutor.

Tabela 7 – Vantagens e desvantagens dos tipos de transdutores [4]

Transdutor	Vantagens	Desvantagens
Transdutores de deslocamento	<ul style="list-style-type: none"> • Resposta a baixas frequências (a partir de 0 Hz); • Fiabilidade; • Permitem medir o deslocamento relativo do veio relativamente à chumaceira. 	<ul style="list-style-type: none"> • Instalação difícil e custo elevado; • Inapropriados para medições de alta frequência; • Difícil calibração, pois está dependente da taxa de absorção de energia do material do veio.
Transdutores de velocidade	<ul style="list-style-type: none"> • Sinal de saída elevado; • Fácil montagem; • Possibilidade de operar a temperaturas elevadas. 	<ul style="list-style-type: none"> • Não é apropriado para medições de baixa ou alta frequência; • Sensível a alterações de temperatura; • Grandes dimensões; • Imprecisões nas medições devido a uma razão sinal/ruído baixa.
Acelerómetro	<ul style="list-style-type: none"> • Transdutores mais utilizados na indústria devido à elevada gama de frequências e de temperaturas de operação; • Possibilidade do sinal de saída ser em velocidade ou deslocamento (por integração); • Boa estabilidade ao longo do tempo. 	<ul style="list-style-type: none"> • Resposta linear a partir de 2 Hz; • Limitações de temperatura de operação.

O transdutor mais utilizado no diagnóstico de avarias baseado na análise de vibrações é o acelerómetro. As vantagens deste tipo de transdutores são a sua reduzida dimensão, a elevada gama de medição em frequência e amplitude e a sua facilidade na montagem. É através da amplitude e fase do sinal obtido através deste transdutor que se torna possível identificar os diferentes tipos de avarias em máquinas. Para indexar a amplitude de vibração produzida na máquina relativamente à posição angular do veio é usado um tacómetro como referência. Este é, habitualmente, um sensor ótico que gera um impulso para uma dada posição angular específica do veio. Em seguida são descritos em detalhe as principais características de funcionamento destes tipos de transdutores.

2.3.1.1 Tacómetro

O tacómetro é um dispositivo utilizado na medição de velocidade de rotação de máquinas. Pode estar embutido no próprio equipamento ou pode ser um dispositivo portátil [38]. Na Tabela 8 estão mencionados vários tipos de tacómetros e as suas respetivas características mais relevantes.

Tabela 8 – Características de vários tipos de tacómetros [39]

Tacómetros	Características
Tacómetros analógicos	<ul style="list-style-type: none"> • Não armazenam leituras; • Não calculam informações estatísticas, tais como a média ou o desvio padrão; • A velocidade de rotação é convertida em sinal elétrico com o auxílio de um conversor externo.
Tacómetros digitais	<ul style="list-style-type: none"> • Têm a capacidade de armazenar informação; • Realizam operações estatísticas.
Tacómetros de contacto e óticos	<ul style="list-style-type: none"> • Os tacómetros de contacto estão em contacto direto com o veio da máquina; • Os tacómetros óticos realizam a medição da velocidade de rotação sem contacto direto com a máquina, via laser.
Tacómetros para medição de sinal e para medição de frequência	<ul style="list-style-type: none"> • Os tacómetros para medição do sinal determinam a velocidade de rotação com base no intervalo de tempo entre impulsos. São mais indicados para velocidades de rotação baixas; • Já os tacómetros para medição da frequência calculam a velocidade de rotação com base na frequência dos impulsos. São mais indicados para velocidades de rotação elevadas.

2.3.1.2 Acelerómetro

O acelerómetro é um transdutor que produz um sinal proporcional à aceleração [2]. De um modo geral, os acelerómetros são constituídos um corpo rígido e uma massa sísmica, como mostra a Figura 18. A vibração gerada pelo funcionamento da máquina, produz o movimento do corpo do acelerómetro relativamente à massa sísmica que se encontra parada e, conseqüentemente, o elemento piezoelétrico que serve de ligação entre o corpo do acelerómetro e a massa sísmica sofre deformação, gerando um sinal proporcional à aceleração sentida [40]. Esta conversão de deformação em potencial elétrico é realizada por um elemento conversor de energia do acelerómetro, dependendo da sua configuração [41]. Na Tabela 9 estão mencionados quatro tipos de acelerómetros e respetivas características.

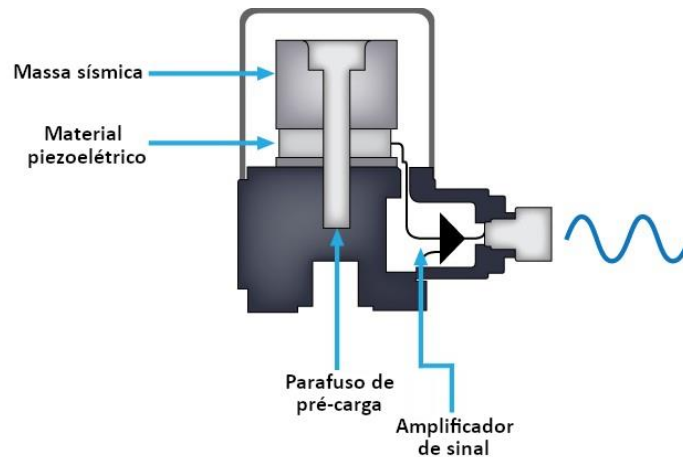


Figura 18 – Constituição de um acelerómetro [41]

Tabela 9 – Tipos de acelerómetros e respetivas características [42–45]

Acelerómetro	Características
Piezoelétrico	<ul style="list-style-type: none"> • Operam em corrente alternada (AC); • Produzem sinais elétricos proporcionais à aceleração do corpo; • São os acelerómetros mais utilizados atualmente na análise de vibrações; • Apresentam uma elevada gama de frequências de medição; • São robustos e fiáveis, prolongando as suas características por períodos longos de tempo.
Piezo-resistivo	<ul style="list-style-type: none"> • Operam em corrente contínua (DC); • Medem valores de resistência elétrica no tempo, proporcionais à aceleração do corpo; • Sendo operados em DC, podem medir frequências desde 0 Hz; • São sensíveis a variações de temperatura.
Capacitivo	<ul style="list-style-type: none"> • Operam em DC; • Semelhantes aos piezo-resistivos, mas medem a variação de capacitância; • Indicados para a análise de estruturas de grande dimensão; • Possuem melhor estabilidade, gama de frequências, e resolução que os piezoelétricos.
Sistema Microeletromecânico (MEMS)	<ul style="list-style-type: none"> • Operam em DC; • Indicados para leitura a baixas frequências (até 100 Hz); • Acelerómetro de baixo custo de fabrico e pequenas dimensões; • Aplicações na área da sismologia, monitorização de infraestruturas, etc.

Os acelerómetros são, ainda, classificados de acordo com o número de eixos:

- Os acelerómetros uniaxiais são essencialmente sensíveis à vibração numa única direção;
- Os acelerómetros biaxiais permitem realizar medições em duas direções ortogonais;
- E os acelerómetros triaxiais permitem realizar medições em três direções ortogonais [46].

Uma correta instalação do acelerómetro é essencial para a obtenção de resultados satisfatórios. A montagem do acelerómetro pode ser permanente ou não, consoante se a monitorização é recorrente ou periódica. Essencialmente, aquando da montagem do acelerómetro, devem cumprir-se os seguintes requisitos:

- O local da instalação deve ser seguro e de fácil acesso;
- O local da instalação necessita de estar próximo do elemento em análise, isto é, o percurso entre a fonte de vibração e o sensor deve ser o menor possível;
- A ligação entre o acelerómetro e a máquina deve ser tão resistente quanto possível;
- A superfície onde o acelerómetro é aplicado deve de ser plana, retificada e isenta de quaisquer impurezas (tinta, ferrugem, sujidade, etc), de modo a não comprometer a leitura [4].

Existem diversas configurações de montagem deste tipo de transdutores em máquinas. Na Figura 19 estão apresentadas as mais correntes e respetiva gama de frequências de leitura.

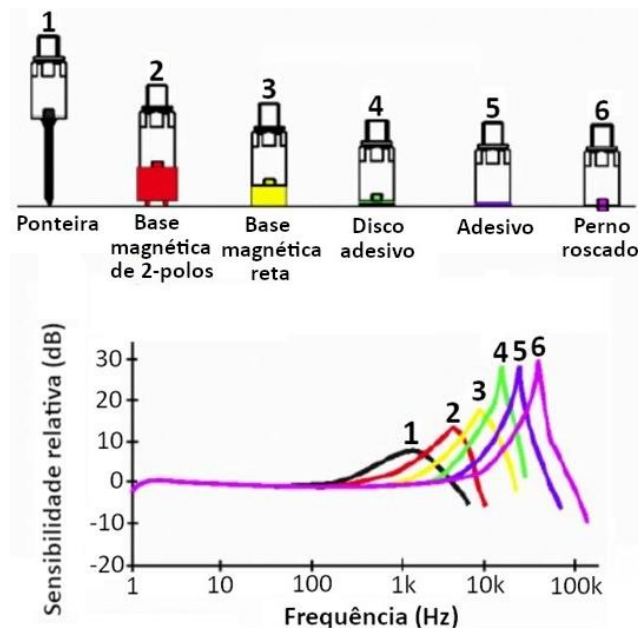


Figura 19 – Comparação da sensibilidade de diferentes configurações de montagem [4]

Pela Figura 19 conclui-se que a configuração que garante uma melhor sensibilidade a frequências mais elevadas é a de perno roscado, pois a superfície do acelerómetro está na totalidade em contacto direto com a superfície da máquina, sendo a configuração capaz de detetar eficientemente uma maior gama de frequências. Ao passo que a configuração de ponteira, por exemplo, realiza leituras menos precisas a frequências acima de 100 Hz. Na Tabela 10 apresentam-se vantagens e desvantagens das configurações apresentadas.

Tabela 10 – Vantagens e desvantagens das configurações de montagem do acelerómetro [47–49]

Configuração	Vantagens	Desvantagens
Ponteira	<ul style="list-style-type: none"> Indicada para locais de difícil acesso; A medição é efetuada rapidamente. 	<ul style="list-style-type: none"> Resposta em frequência até 1500 Hz; Muito baixa precisão.
Base magnética de dois polos	<ul style="list-style-type: none"> Indicado para superfícies irregulares e curvas; Força magnética elevada; Montagem fácil e rápida. 	<ul style="list-style-type: none"> Colocação abrupta do acelerómetro pode danificar o mesmo, devido à elevada força magnética; Limitado a materiais ferromagnéticos.
Base magnética reta	<ul style="list-style-type: none"> Força magnética elevada; Montagem fácil e rápida. 	<ul style="list-style-type: none"> Colocação abrupta do acelerómetro pode danificar o mesmo, devido à elevada força magnética; Limitado a materiais ferromagnéticos; Apenas apropriado para superfícies planas.
Disco adesivo	<ul style="list-style-type: none"> Confere isolamento elétrico à ligação; Rápida montagem e desmontagem; Normalmente limitado à temperatura de 95 °C. 	<ul style="list-style-type: none"> Preparação da superfície exigente; União menos resistente e fiável que a configuração de perno roscado; Desmontagem difícil.
Adesivo	<ul style="list-style-type: none"> Rápida montagem e desmontagem; Quando a espessura de adesivo é ideal, a frequência de ressonância aproxima-se bastante da configuração de perno roscado. 	<ul style="list-style-type: none"> Preparação da superfície exigente; Sensibilidade de leitura do sensor depende da espessura do adesivo (espessura excessiva pode criar amortecimento); União menos resistente e fiável que a configuração de perno roscado; Normalmente está limitado à temperatura de 40 °C.
Perno roscado	<ul style="list-style-type: none"> Excelente sensibilidade de leitura a frequências elevadas; A totalidade da superfície do acelerómetro está em contacto com a superfície da máquina (em superfícies planas); Fácil desmontagem. 	<ul style="list-style-type: none"> É necessário furar o local de posicionamento do acelerómetro; Existe a possibilidade de o perno desenroscar, devido à oscilação produzida pela máquina, criando folga entre o acelerómetro e a superfície da máquina.

Após a seleção e montagem do transdutor, estão reunidas as condições para se proceder à aquisição do sinal, processo abordado na secção 2.3.2.

2.3.2 AQUISIÇÃO DE SINAL

O sinal elétrico gerado pelo acelerómetro deverá ser digitalizado e amostrado por um sistema de aquisição de sinal, *data acquisition* (DAQ), semelhante ao apresentado na Figura 20. Existem diversas funções de um sistema DAQ:

- Amplificação da magnitude do sinal;
- Filtragem, limitando a largura de banda do sinal, de modo a eliminar o efeito de ruídos e ressonância [50];
- Isolamento, prevenindo a passagem de sinais elétricos indesejados no *input* do sinal;
- Linearização – conversão de um sinal analógico não linear para um sinal digital linear [51].

É importante selecionar as funções mais apropriadas aquando da aquisição do sinal, de modo a minimizar erros na medição de vibrações.



Figura 20 – Dispositivo de aquisição de sinal, NATIONAL INSTRUMENTS cDAQ-9191 [52]

O processo de aquisição de sinal está esquematizado na Figura 21, principiando pela leitura do sinal analógico por parte do transdutor, transmitindo-o ao dispositivo DAQ que converte em sinal digital, armazena e modifica, de modo a facilitar a sua leitura. Por fim, o dispositivo DAQ transmite a informação do sinal digital ao programa de análise de vibrações.

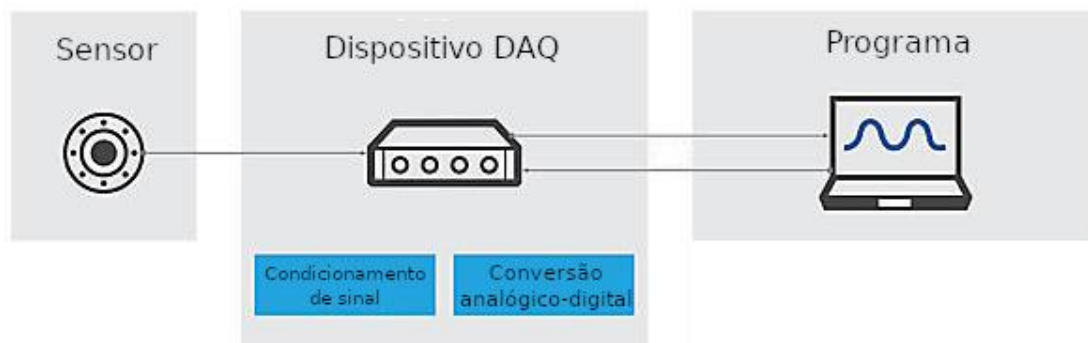


Figura 21 – Processo de medição de vibrações [53] (adaptado)

2.3.3 DIREÇÕES DE MEDIÇÃO

O diagnóstico da avaria é determinado pela direção de medição da vibração, sendo que é importante conhecer a nomenclatura das coordenadas características do movimento rotativo de um veio (Figura 22). São elas:

- Direção axial;
- Direção radial.

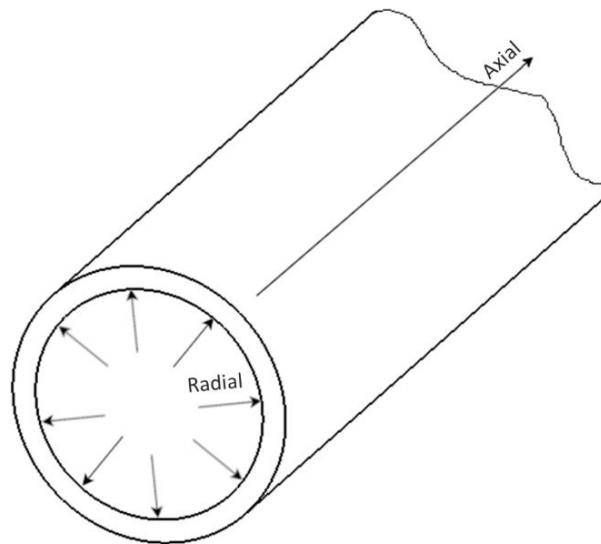


Figura 22 – Representação das direções de medição da vibração em veios

Na Tabela 11 estão mencionados exemplos de avarias e a respetiva direção na qual se manifestam no espectro de frequência.

Tabela 11 – Tipos de avaria e direção de deteção [16]

Avaria	Direção
Curvatura no veio	Axial
Desalinhamento	Axial/Radial
Desequilíbrio	Radial
Excentricidade	Radial
Folga	Radial

2.3.4 ERROS NA MEDIÇÃO DE VIBRAÇÕES

Ocasionalmente podem acontecer erros na análise de vibrações, que resultam em medições fora do comum. Estes erros poderão resultar em fenómenos de instabilidade do sinal. Na Tabela 12 apresentam-se erros que podem ocorrer na medição de sinal de vibrações, o motivo pelo qual ocorrem e respetiva solução.

Tabela 12 – Erros na medição de vibrações e respetivas soluções [4,50]

Erro	Motivo	Solução
Espetro em “rampa”	O circuito do transdutor, quando alimentado eletricamente, tarda em estabilizar. Este fenómeno deve-se à medição de vibrações no período instável do transdutor; O transdutor sofre uma alteração significativa de temperatura (por mudança de posição, por exemplo).	Aumentar o tempo de estabilização do sensor.
Altas frequências reduzidas ou ausência das mesmas	Montagem incorreta do transdutor; Sujidade na superfície de contacto.	Verificar a montagem do transdutor.
Deteção de harmónicos no local da montagem	Contacto entre o transdutor e a superfície com folga, levando à vibração do sensor.	
Espetro irregular	Ausência de calibração do transdutor; Ausência de filtragem do sinal.	Antes da medição de vibração, configurar os equipamentos de recolha e análise, adaptando-os à máquina em estudo.

DIAGNÓSTICO DE AVARIAS

- 3.1 Níveis de vibração e níveis de alerta
- 3.2 Diagnóstico de avarias em máquinas

3 DIAGNÓSTICO DE AVARIAS

O estado de funcionamento de uma máquina pode ser avaliado através da análise global da vibração por esta produzida. Neste capítulo são descritos os níveis de alerta da vibração produzida por cada classe de máquinas e são apresentadas várias avarias e o modo como se manifestam no espectro, destacando os diferentes tipos de desequilíbrios em veios.

3.1 NÍVEIS DE ALERTA

O diagnóstico de máquinas, numa primeira instância, é feito com base na análise do nível global de vibração, isto é, na análise do valor eficaz (RMS), permitindo detetar a existência de uma avaria [4]. Para tal, recorre-se à norma ISO 10816 onde estão indicados os níveis de alerta, consoante as características da máquina. A ISO 10816-1 classifica as máquinas em quatro classes, conforme a Tabela 13.

Tabela 13 – Classificação de máquinas, segundo a norma ISO 10816-1 [54]

Classe da máquina	Descrição	Gama de potências [kW]
Classe I	Máquinas de pequena dimensão.	≤ 15
Classe II	Máquinas de média dimensão com apoios ligeiros.	15 – 75
Classe III	Máquinas de grande dimensão com apoios rígidos.	75 – 10 000
Classe IV	Máquinas de muito grande dimensão e turbomáquinas com apoios especiais.	$\geq 10\ 000$

A ISO 10816 fornece, ainda, indicações sobre os limites de alerta, isto é, os valores RMS que classificam o estado de uma máquina como “Bom”, “Aceitável”, “Permissível” ou “Perigoso” (Tabela 14).

Tabela 14 – Descrição dos estados das máquinas, segundo a norma ISO 10816-1 [54]

Estado	Descrição
Bom	Associado a máquinas na fase de rotação.
Aceitável	Máquina sem necessitar de intervenção a longo prazo.
Permissível	Máquina com incerteza de funcionamento contínuo a longo prazo, necessita de monitorização.
Perigoso	Máquina em mau estado, os níveis de vibração são suficientemente severos para a ocorrência de uma avaria.

Os valores dos níveis de alerta encontram-se na representação da Figura 23. Pela figura conclui-se que, por exemplo, uma máquina com um motor elétrico que debita uma potência de 30 kW (Classe II) está em bom estado de funcionamento se, aquando da análise de vibrações, o valor eficaz da velocidade for, no máximo, de 1,12 mm/s.

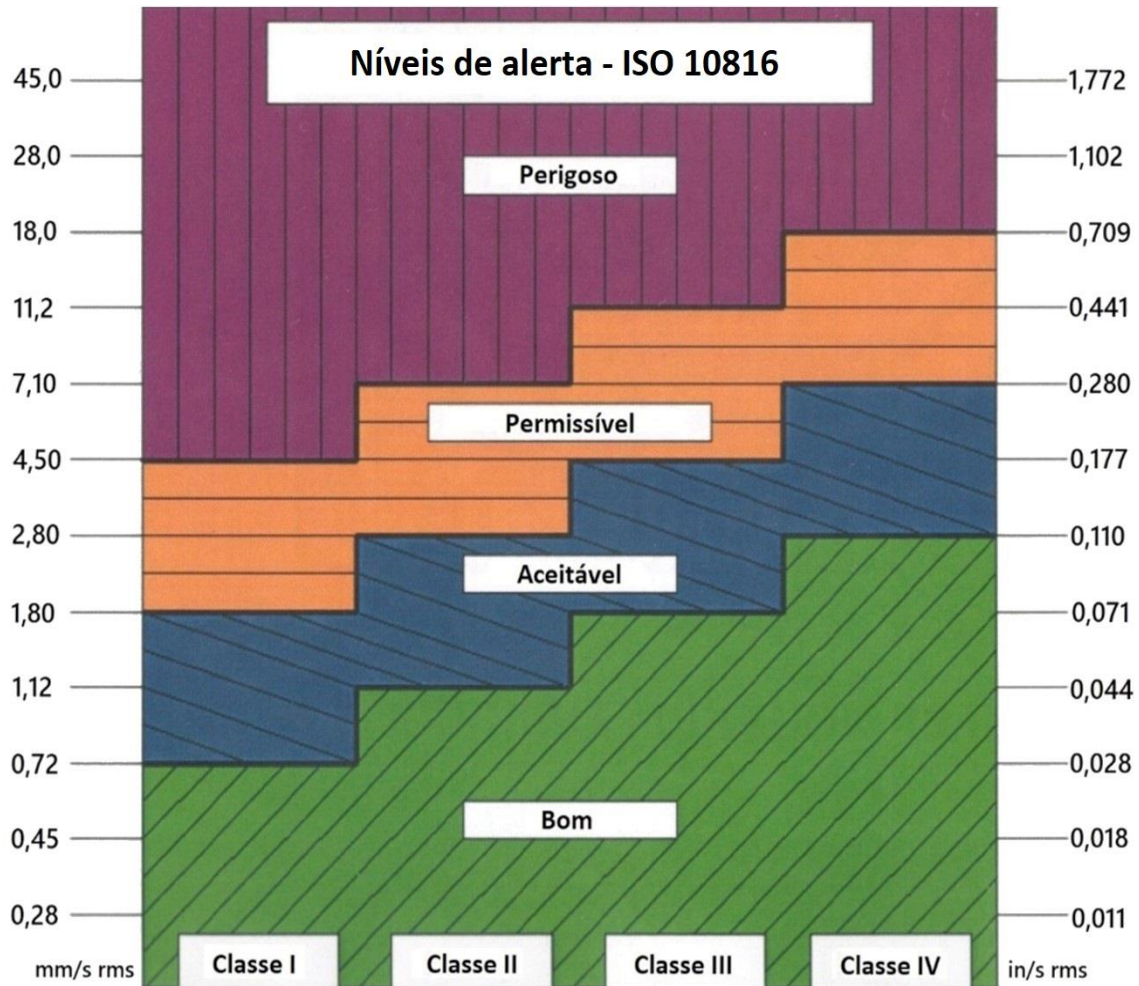


Figura 23 – Níveis de alerta, segundo a ISO 10816-1 [16]

Caso o valor eficaz de vibração da máquina atinja os estados “Permissível” ou “Perigoso”, é necessário proceder ao diagnóstico da avaria, de modo a identificar a sua origem.

3.2 DIAGNÓSTICO DE AVARIAS EM MÁQUINAS

Para o correto diagnóstico de avarias em componentes rotativos de uma máquina é necessário conhecer o espectro em frequência gerado por cada tipo de avaria. Seguidamente apresentam-se as diferentes avarias em máquinas e o modo como estas se manifestam no espectro.

3.2.1 DESEQUILÍBRIO

Um veio está desequilibrado quando o seu centro de massa está desalinhado relativamente ao eixo teórico, quer seja por não uniformidade da distribuição de massa, quer seja por inclinação do eixo de inércia, em relação ao eixo teórico de rotação. A massa que cria desequilíbrio produz uma força centrífuga que varia no tempo, segundo um padrão sinusoidal, proporcional à frequência fundamental da máquina [4], isto é, no espetro surge um nível de vibração de ordem 1X. A Tabela 15 exhibe a classificação do nível de vibração para máquinas de pequena, média e grande dimensão, assim como o respetivo diagnóstico.

Tabela 15 – Classificação do nível de vibração no diagnóstico de desequilíbrios em máquinas [4]

Dimensão da máquina				Diagnóstico
Pequena	Média	Grande, baixas rotações	Grande, elevadas rotações	
Nível de vibração RMS [mm/s], à frequência fundamental				
< 1,575	< 2,5	< 4,00	< 6,25	Desequilíbrio ligeiro
1,575 – 3,150	2,5 – 5,0	4,00 – 8,00	6,25 – 12,50	Desequilíbrio moderado
3,150 – 9,954	5,0 – 15,8	8,00 – 25,28	12,50 – 39,50	Desequilíbrio severo
> 9,954	> 15,8	> 25,28	> 39,50	Desequilíbrio extremo

3.2.1.1 Tipos de desequilíbrios

O desequilíbrio provoca tensões elevadas nos apoios do veio da máquina, sendo importante o seu diagnóstico numa fase inicial para evitar a degradação prematura do componente. Os desequilíbrios são classificados em desequilíbrio estático, desequilíbrio de binário e desequilíbrio dinâmico, cujas características são detalhadas a seguir:

- **Desequilíbrio estático**

O desequilíbrio estático é caracterizado pelo eixo do centro de massa ser paralelo ao eixo de rotação do rotor [55]. Este desvio é visível, mesmo quando o rotor não está em movimento. Na Figura 24 está representado um rotor com desequilíbrio estático, e o respetivo espetro.

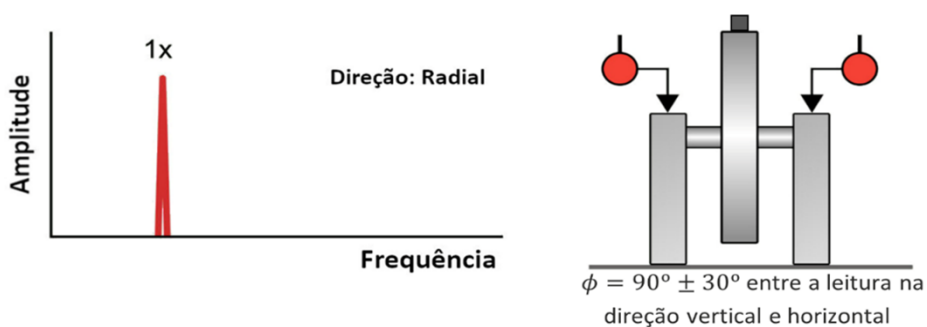


Figura 24 – Espetro de rotor com desequilíbrio estático [56] (adaptado)

Neste tipo de desequilíbrio, como o eixo do centro de massa é paralelo ao eixo de rotação do rotor, os sinais obtidos nos apoios estão em fase.

- **Desequilíbrio de binário**

Ocorre quando duas massas acopladas ao rotor estão localizadas em locais opostos no veio, produzindo sinais de vibração em oposição de fase nos apoios (ver Figura 25). Este resulta da inclinação do eixo de inércia em relação ao eixo teórico de rotação. Este fenómeno ocorre nomeadamente em veios de médio e longo comprimento [56].

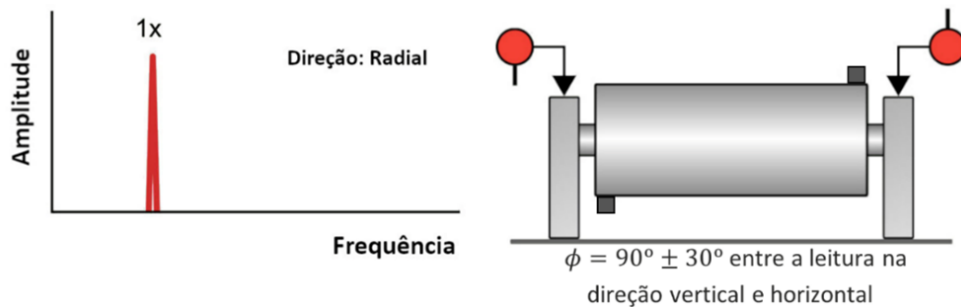


Figura 25 – Espectro de rotor com desequilíbrio de binário [56] (adaptado)

- **Desequilíbrio dinâmico**

O desequilíbrio dinâmico resulta da combinação do desequilíbrio estático e desequilíbrio de binário. É caracterizado por apresentar, simultaneamente, uma translação e rotação do eixo de inércia, em relação ao eixo teórico de rotação [57]. É o caso mais recorrente pois, na prática, dificilmente se verifica a existência de desequilíbrio estático ou de binário [4]. Como resultado, o desfaseamento da vibração entre apoios apresenta valores que estão entre 0° e 180° , como ilustrado na Figura 26.

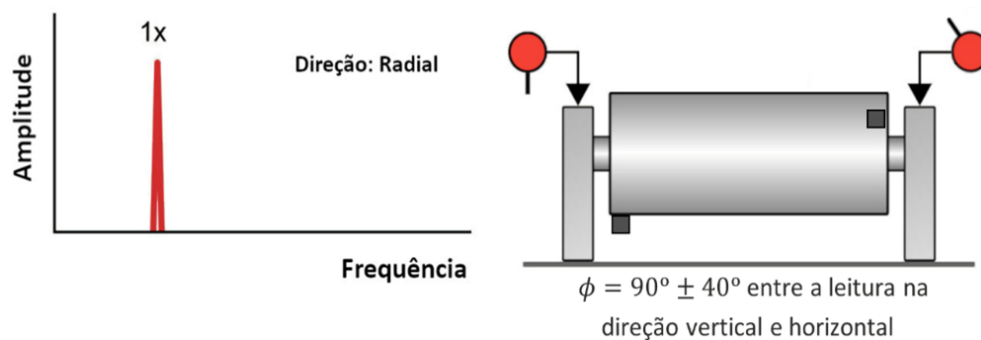


Figura 26 – Espectro de rotor com desequilíbrio dinâmico [56] (adaptado)

O desequilíbrio pode ser observado em rotores em consola. Esta situação distingue-se dos restantes tipos de desequilíbrios por apresentar uma forte componente de vibração de primeira ordem (1X) na direção axial provocado pelo momento fletor da carga suspensa, verificando-se que os apoios se encontram em fase [16] conforme se observa na Figura 27.

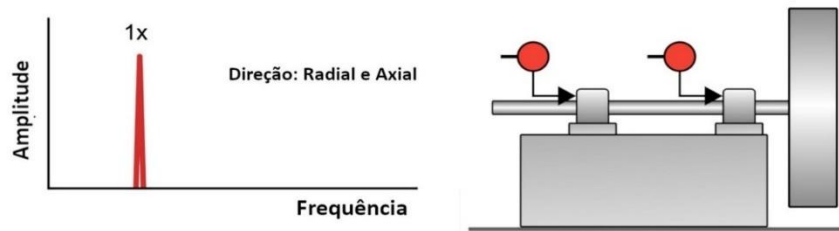


Figura 27 – Espectro de rotor em consola com desequilíbrio [56] (adaptado)

É através da análise espectral e da fase que frequentemente são detetados desequilíbrios em veios ou em rotores de motores. Azeem e Xiaoqing [58] desenvolveram um estudo experimental que teve como objetivo a deteção de desequilíbrio num veio através da análise espectral e da análise da fase. Para tal, recorreu-se a um equipamento de simulação de avarias em máquinas, provocando um desequilíbrio artificial no veio através da introdução de uma massa de desequilíbrio. Foi recolhido o sinal vibratório, da aceleração no tempo, a três velocidades de rotação distintas. Os sinais em aceleração obtidos foram integrados e, posteriormente, foi analisada a sua distribuição espectral, por aplicação da Transformada de Fourier. Este estudo foi realizado em conformidade com a norma ISO 2372 (substituída, entretanto, pela ISO 10816), que define o grau de utilização do equipamento, classificando-o como Classe I (Tabela 13) e “Aceitável” pelo valor eficaz de velocidade (Tabela 14). Pela análise espectral verificou-se a presença de uma magnitude elevada da componente de ordem 1X para cada velocidade de rotação. A amplitude obtida em cada ensaio foi tanto maior, quanto mais elevada foi a velocidade de rotação. Pela análise da fase, observou-se que os apoios do veio estavam em fase, o que corresponde à condição de desequilíbrio estático.

3.2.1.2 Equilibragem de veios

Conforme foi mencionado, o desequilíbrio resulta do desfasamento de translação e rotação entre o eixo de inércia e o eixo teórico de rotação. Este fenómeno deve-se a uma desigualdade na distribuição da massa, isto é, excessos ou ausências localizados de massa [20]. A correção dos desequilíbrios passa pela adição de uma massa, numa posição específica, com o objetivo de eliminar o desequilíbrio. Os processos de equilibragem são designados por equilibragem a um plano e equilibragem em dois planos, sendo estes descritos em detalhe em seguida.

Na Tabela 16 é apresentada a seleção do tipo de equilibragem de veios, função da sua velocidade de rotação, ω , do diâmetro do veio, D , e da distância entre apoios, L , onde $\omega_{crítico}$ corresponde a uma velocidade de rotação do veio, em que o veio oscila a uma frequência coincidente com uma das suas frequências naturais.

Tabela 16 – Critérios de seleção do tipo de equilibragem [14]

Critérios	Tipo de equilibragem
$L/D \leq 0,5$ e $\omega < 1000 \text{ rpm}$	Equilibragem a um plano
$0,5 < L/D < 2,0$ e $\omega < 150 \text{ rpm}$	
$L/D > 2,0$ e $\omega < 100 \text{ rpm}$	
$L/D > 0,5$ e $\omega < \omega_{\text{crítico}}$	Equilibragem em dois planos

3.2.1.2.1 Equilibragem a um plano

A equilibragem a um plano permite a correção de desequilíbrios estáticos. As metodologias de retificação baseiam-se na remoção de material no local do desequilíbrio ou adição de material a 180° da localização do desequilíbrio [20]. De seguida são apresentados dois métodos de equilibragem a um plano:

- O primeiro método baseia-se no equilíbrio de esforços no veio. Quando o veio é animado com uma velocidade de rotação, ω , a massa de desequilíbrio produz uma força centrífuga, suportada pelos apoios. Assim, são medidas as reações nos apoios, F_1 e F_2 [20], e o valor da massa de desequilíbrio é determinado, efetuando o equilíbrio do veio (Equação 15)

$$\sum F_{\text{veio}} = 0 \Leftrightarrow mr\omega^2 = F_1 + F_2 \quad (15)$$

onde m corresponde ao valor da massa de desequilíbrio e r à sua posição radial. Este processo de equilibragem do veio é realizado por processo iterativo [20], visto ser desconhecido o valor da massa e a sua posição radial. Normalmente, começa-se por definir a posição radial e angular da massa de equilibragem e vai-se adicionando ou removendo massa de equilibragem até se atingir valores aceitáveis;

- O segundo método permite obter o valor da massa de equilibragem e a sua posição angular a partir da análise de vetores polares, extraídos da medição da amplitude de vibração, relativamente a uma posição de referência. O procedimento de equilibragem por este método é constituído, fundamentalmente, por quatro etapas:
 - Numa primeira etapa, o veio é animado com uma velocidade de rotação, ω , para se obter a magnitude, A_0 , e fase, ϕ_0 , do sinal. Através deste é construído o vetor polar, \vec{V}_0 (Figura 28 (a)), referente à massa de desequilíbrio do veio, m_0 ;
 - De seguida, é introduzida uma massa de teste, m_T , numa posição radial conhecida, e para uma orientação angular arbitrária. Coloca-se o veio em movimento, à mesma velocidade de rotação, ω , e determina-se o novo vetor polar (Figura 28 (b)). Este novo vetor polar, \vec{V}_1 , representa o

desequilíbrio provocado por m_0 e m_T em simultâneo (A_1), com um ângulo de fase, ϕ_1 ;

- Posteriormente determina-se a magnitude, A_T , do vetor do desequilíbrio provocado apenas pela massa de teste, \vec{V}_T , através da diferença entre A_1 e A_0 . O ângulo ϕ_{COMP} , referente ao vetor da massa de compensação, \vec{V}_{COMP} (Figura 28 (c)), é determinado recorrendo à regra dos cossenos [20] (Equação 16).

$$\phi_{COMP} = \cos^{-1} \left[\frac{A_0^2 + A_T^2 - A_1^2}{2 A_0 A_T} \right] \quad (16)$$

- Por fim, assumindo que existe uma proporcionalidade entre a magnitude do desequilíbrio e o valor da massa de desequilíbrio [59], m_0 , a massa de compensação, m_{COMP} , é determinada pela Equação 17.

$$m_{COMP} = m_0 = \frac{A_0}{A_T} \times m_T \quad (17)$$

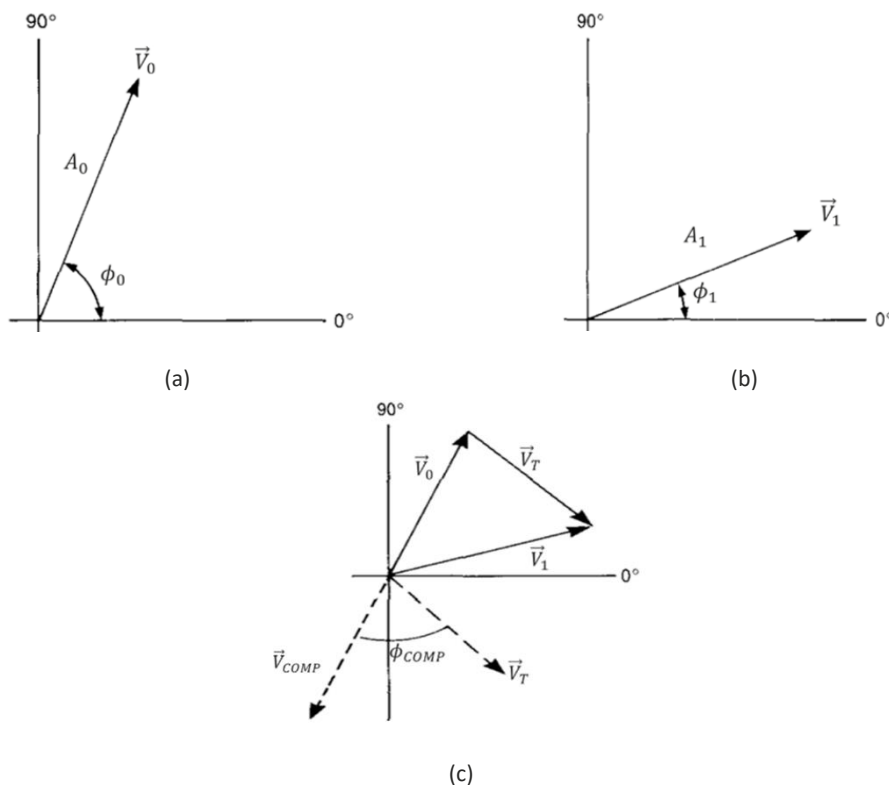


Figura 28 – Método vetorial de equilibragem de veios: vetor do desequilíbrio inicial (a), vetor combinado do desequilíbrio inicial mais massa de teste (b) e determinação da posição angular da massa de compensação relativamente à massa de teste (c) [59] (adaptado)

Após a correção do desequilíbrio, é recomendável verificar o nível de vibração. Caso este ainda apresente níveis elevados, será necessário repetir o procedimento.

3.2.1.2.2 Equilibragem em dois planos

Um veio pode estar equilibrado estaticamente, mas em rotação produzir vibração. Esta situação ocorre em veios desequilibrados cujo comprimento é bastante superior ao diâmetro (Tabela 16), na presença de massas de desequilíbrio de valor semelhante, em posições angulares diferentes, em dois planos do veio [60]. Nesta situação o veio possui um desequilíbrio dinâmico ou, caso as massas estejam em posições simétricas nos respetivos planos, desequilíbrio de binário. Este fenómeno é corrigido através da equilibragem em dois planos. O par de equilibragens pode ser efetuado recorrendo ao método vetorial. Apesar deste método ser bastante semelhante ao descrito na secção anterior, acaba por constituir um problema mais complexo, devido ao efeito cruzado, isto é, a medição da magnitude de vibração num plano ser afetada pelo desequilíbrio no plano oposto. Ao invés de se realizarem dois ensaios, como é o caso da equilibragem a um plano, realizam-se três ensaios. Este método pode ser sintetizado nas seguintes etapas:

- Um primeiro ensaio com o desequilíbrio original;
- De seguida coloca-se a massa de teste no primeiro plano e realiza-se um novo ensaio;
- Por fim, retira-se a massa de teste do primeiro plano, coloca-se a mesma no plano oposto e realiza-se o último ensaio [14].

3.2.2 DESALINHAMENTO

O desalinhamento é uma das avarias mais recorrentes em máquinas rotativas. Ocorre quando os eixos de rotação de dois veios acoplados não coincidem. Este fenómeno é consequência de uma montagem incorreta da máquina, erros de projeto ou deformações em operação, podendo conduzir a um desgaste precoce dos elementos adjacentes aos veios [61]. Os desalinhamentos classificam-se em desalinhamento paralelo e desalinhamento angular, cuja descrição se apresenta em seguida:

- **Desalinhamento paralelo**

O desalinhamento é paralelo quando os eixos de rotação dos dois veios acoplados são paralelos. Este gera uma forte componente de vibração na direção radial nos apoios dos dois veios acoplados, com componentes de vibração até à terceira ordem (3X) [61], sendo a componente de segunda ordem (2X) a mais preponderante, conforme mostrado na Figura 29. As amplitudes destas componentes são proporcionais ao grau de desalinhamento [16].

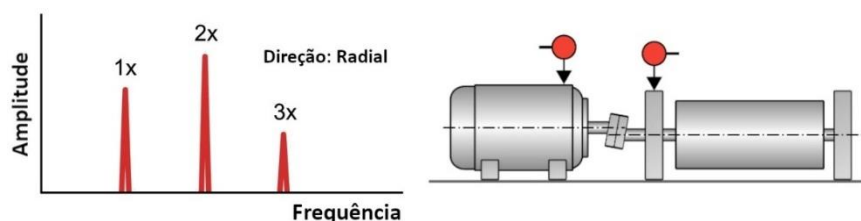


Figura 29 – Espectro acoplamento com desalinhamento paralelo [61] (adaptado)

No caso do desalinhamento os harmónicos gerados nos apoios de cada veio estão em oposição de fase.

- **Desalinhamento angular**

O desalinhamento angular ocorre quando os eixos de rotação dos veios não são paralelos, levando a uma forte componente axial da frequência fundamental e harmónicos até à terceira ordem [61] (ver Figura 30). A par do que ocorre no desalinhamento paralelo, no desalinhamento angular os apoios estão em oposição de fase.

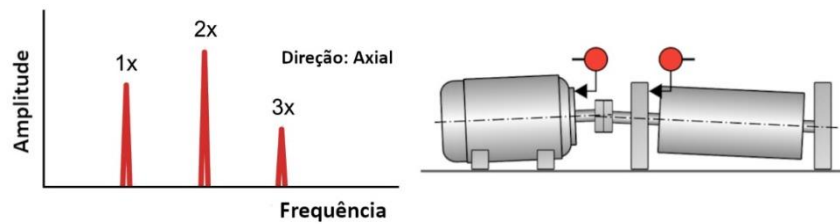


Figura 30 – Espectro de acoplamento com desalinhamento angular [61] (adaptado)

3.2.3 VEIO EMPENADO

O espectro de um veio empenado está representado na Figura 31.

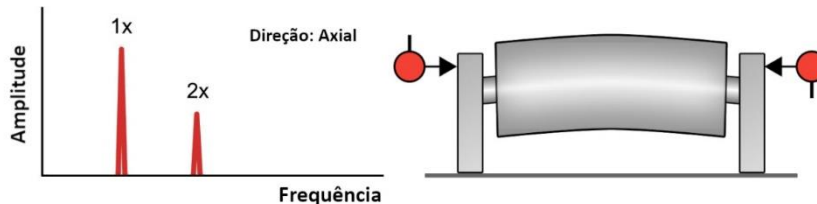


Figura 31 – Espectro de veio empenado [62] (adaptado)

Na Figura 31 observa-se uma forte componente de ordem 1X e uma componente 2X de magnitude inferior, na direção axial. Existe, também, componentes 1X e 2X na direção radial [4]. Numa situação de empeno de um veio, os apoios estão em oposição de fase.

3.2.4 FOLGA

Em máquinas rotativas podem ocorrer dois tipos de folgas:

- **Folga rotativa**

Este tipo de folga ocorre entre um elemento rotativo e um elemento estrutural. No espectro desta avaria regista-se uma forte componente de ordem 1X na direção radial. Pode apresentar mais do que um harmónico, consoante a severidade da folga. Em casos extremos verifica-se, ainda, vibração sub-síncrona de ordem 0,5X. Na Figura 32 apresenta-se o espectro característico de um rolamento com folga rotativa severa.

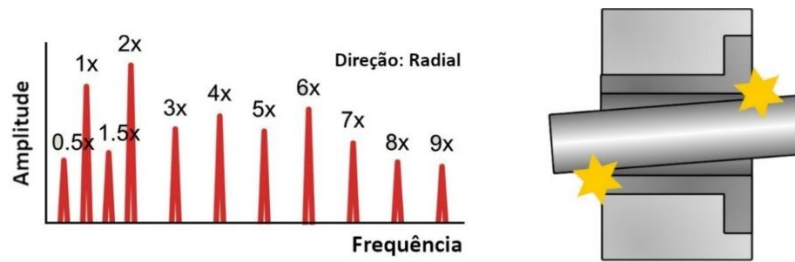


Figura 32 – Espectro de rolamento com folga rotativa [63] (adaptado)

- **Folga estrutural**

A folga estrutural ocorre entre dois elementos estruturais da máquina. Esta avaria, a par da folga rotativa, leva a uma forte componente de ordem 1X na direção radial, mas distingue-se pelo facto de os elementos estruturais estarem em oposição de fase. O espectro de uma folga estrutural está representado na Figura 33.

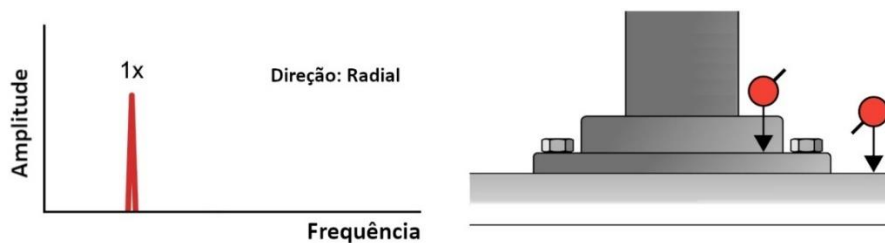


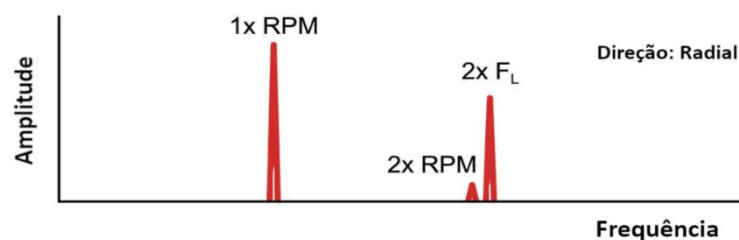
Figura 33 – Espectro de folga estrutural [63] (adaptado)

3.2.5 MOTORES ELÉTRICOS

Os motores elétricos produzem vibração devido à variação do campo magnético. Esta variação leva a uma deformação no material magnético, criando vibração a uma frequência de ordem 2X da frequência de alimentação da rede elétrica, designada por frequência de alimentação (F_L), isto é, 100 Hz ou 120 Hz [4]. Dentro das avarias em motores elétricos são comuns os seguintes casos de excentricidade:

- **Excentricidade do estator**

A excentricidade é um fenómeno que resulta do desalinhamento entre o centro geométrico e o eixo de rotação. Na Figura 34 está representado o espectro de um estator com excentricidade. Nesta avaria, para além do segundo harmónico da frequência de alimentação, surgem componentes de ordem 1X e 2X, na direção radial.



FL – Frequência de alimentação

Figura 34 – Espectro de estator com excentricidade [64] (adaptado)

- **Excentricidade no rotor**

Este tipo de excentricidade é provocado por uma variação do entre-eixo entre o rotor e o estator. Na Figura 35 está representado o espectro obtido no caso de um rotor excêntrico.

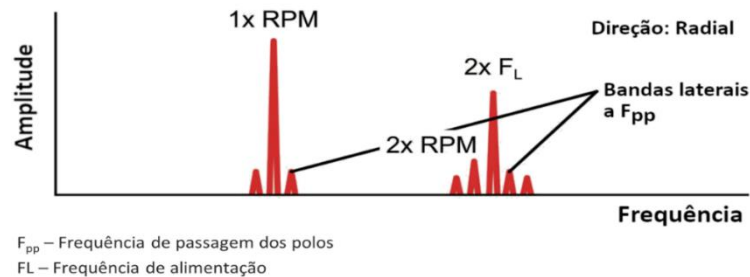


Figura 35 – Espectro de rotor excêntrico [64] (adaptado)

No espectro verifica-se uma forte componente 2X da frequência de alimentação. Também se observa a existência de bandas laterais referentes à frequência de passagem dos polos (FPP) provocado pela diferença entre a velocidade de rotação real e a velocidade síncrona que, por sua vez, depende da frequência de alimentação e do número de polos [65].

3.2.6 CHUMACEIRAS DE ATRITO

Nas avarias em chumaceiras de atrito verifica-se uma forte componente de ordem 1X. Em casos mais severos podem surgir componentes de meia ordem (0,5X) ou de um terço de ordem (1/3X). Seguidamente são analisadas duas condições em chumaceiras de atrito:

- **Oil whirl**

O *oil whirl* é uma condição provocada por uma folga excessiva e carga radial baixa. A combinação destes dois fatores conduz a uma falta de coaxialidade entre o veio e o casquilho da chumaceira [66]. Na Figura 36 está representado o espectro de uma chumaceira com *oil whirl*, o qual se caracteriza pela vibração sub-síncrona de ordem entre 0,38X até 0,48X.



Figura 36 – Espectro de *oil whirl* em chumaceira de atrito [67] (adaptado)

- **Oil whip**

O *oil whip* é um fenómeno mais severo que o *oil whirl*, pois ocorre quando a excitação do componente com *oil whirl* coincide com uma frequência natural do veio levando ao fenómeno de ressonância, pelo que esta avaria é facilmente detetada [4].

3.2.7 ROLAMENTOS

Os rolamentos são elementos utilizados nos apoios de componentes rotativos em máquinas. Estes elementos são habitualmente constituídos por quatro componentes, um anel externo, um anel interno, elementos rolantes e gaiola, sendo que cada um destes componentes produz uma determinada frequência característica. A evolução do espetro de uma avaria num rolamento pode ser dividida em oito fases, conforme ilustradas na Figura 37 e a seguir descritas na Tabela 17.

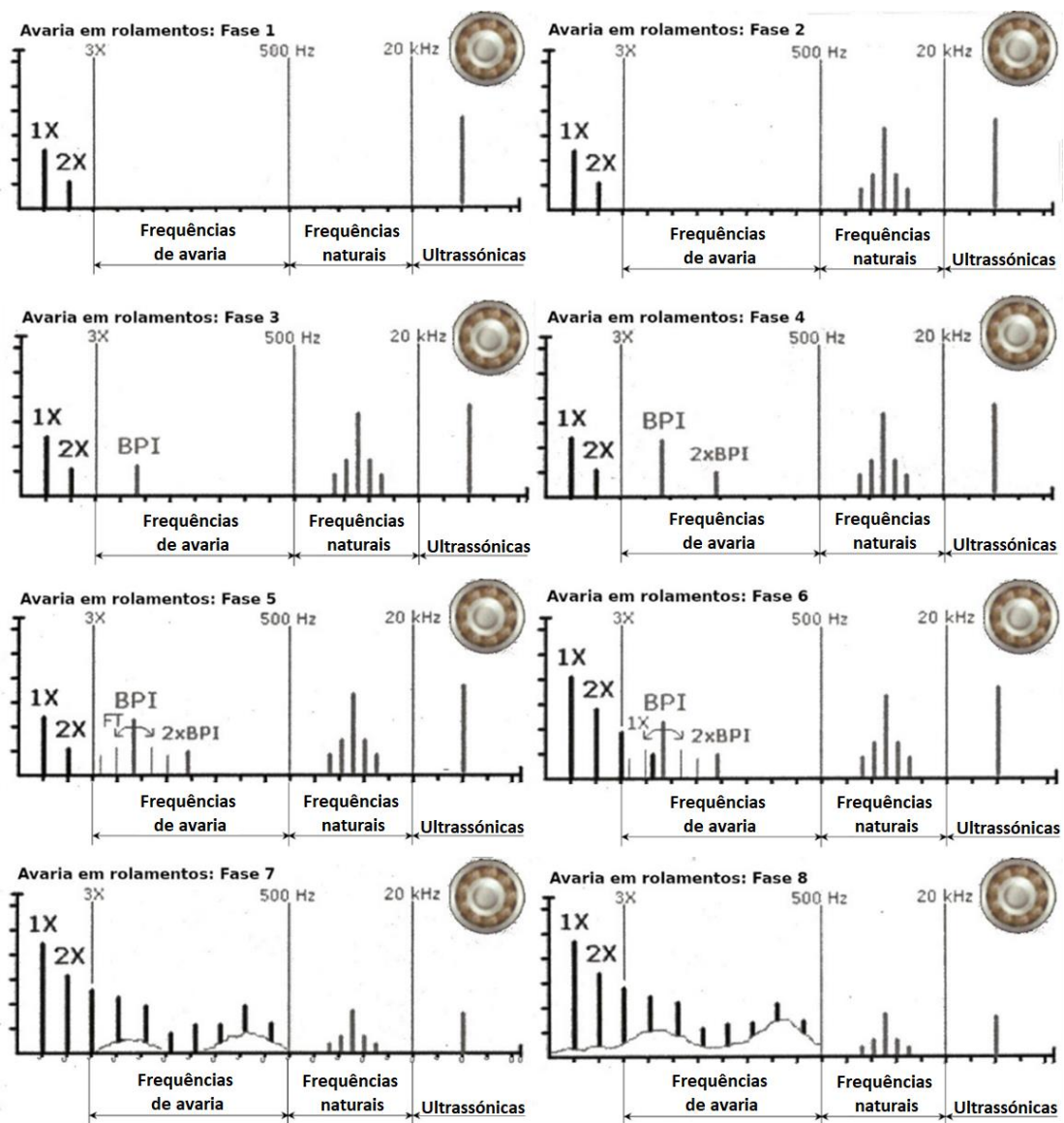


Figura 37 – Fases da progressão de uma avaria em rolamentos [4] (adaptado)

Tabela 17 – Descrição das fases de progressão de uma avaria em rolamentos [4]

Fase	Descrição
1	Surgem frequências na gama de 20 kHz a 60 kHz; Avaria indetetável no espetro de vibração.
2	Agravamento da avaria anterior leva à produção de ruído.
3	Surgem, no espetro, as primeiras componentes indicativas de avaria no anel interno (BPI).
4	A frequência da avaria na pista interna desenvolve um segundo harmónico.
5	Aumento dos níveis de vibração e do número de harmónicos no espetro; Aparecimento de bandas laterais indicativas de avaria na gaiola do rolamento (FT).
6	Aumento de amplitude na componente de ordem 1X e aparecimento dos seus harmónicos.
7	Nesta fase surgem montes no espetro, designados, na nomenclatura inglesa, por <i>haystacks</i> , ao invés das bandas laterais; O ruído que o rolamento produz é captável pelo ouvido humano.
8	Agravamento da frequência e do ruído que o rolamento produz; A avaria está iminente.

Ainda nas avarias de rolamentos é importante mencionar a situação de rolamento enviesado. Trata-se de uma avaria semelhante ao desalinhamento angular, ou seja, o eixo do rolamento não é coaxial com o eixo do veio. Este fenómeno levará ao aparecimento de harmónicos no espetro de ordem até 3X, na direção axial, como se pode observar pela Figura 38. Na medição da fase entre o veio e o rolamento verifica-se que existe oposição de fase.

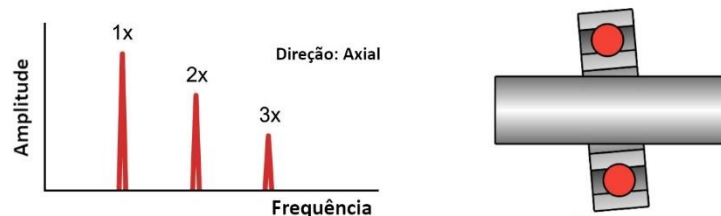


Figura 38 – Espetro de rolamento enviesado [61] (adaptado)

3.2.8 MÁQUINAS DE FLUXO

Define-se como máquina de fluxo qualquer equipamento capaz de fornecer ou extrair energia de um fluido. Antes de analisar o comportamento oscilatório de avarias em máquinas de fluxo é importante conhecer três fenómenos que causam desgaste severo:

- **Turbulência de fluxo**

Este fenómeno ocorre devido a variações de pressão ou de velocidade do ar. No espetro (Figura 39) é visível o aparecimento de frequências baixas aleatórias, tipicamente na gama correspondente às velocidades de 50 rpm a 2000 rpm.

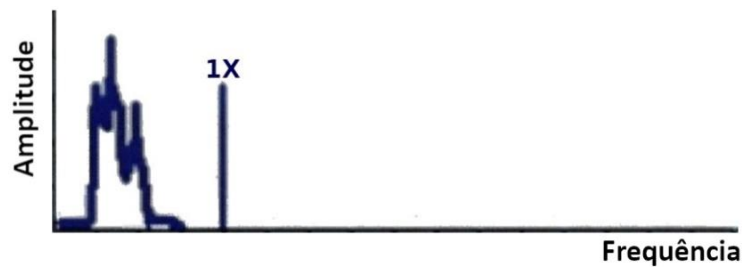


Figura 39 – Espectro de turbulência de fluxo em ventiladores [16]

- **Cavitação**

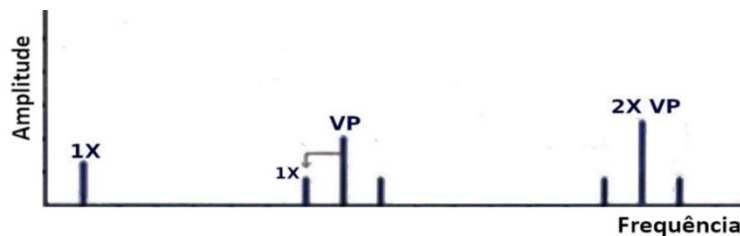
A cavitação é um fenómeno que ocorre em máquinas de fluxo devido a uma queda significativa de pressão do fluido. Esta condição traduz-se no aparecimento de um monte no espectro de vibração, como se verifica pela Figura 40.



Figura 40 – Espectro de bomba com cavitação [16]

- **Desgaste das pás**

Tanto para bombas centrífugas, como para ventiladores ou compressores centrífugos, em caso de desgaste das pás, o espectro obtido será semelhante ao da Figura 41.



VP – Frequência de passagem de pás

Figura 41 – Espectro típico de desgaste das pás em máquinas de fluxo [16]

No espectro verifica-se a presença de uma componente VP, correspondente à frequência de passagem das pás, e respetivo segundo harmónico, na direção radial. O valor de ordem de VP depende diretamente do número de pás da máquina. As turbinas distinguem-se das máquinas de fluxo mencionadas, quando apresentam desgaste nas pás, pois, no espectro, não apresentam a componente do segundo harmónico de VP.

3.2.9 ENGRENAGENS

As engrenagens são constituídas por duas rodas dentadas, sendo uma de maior dimensão (coroa) e outra de menor dimensão (pinhão), cujos dentados podem ser retos (a análise espectral é realizada na direção radial) ou helicoidais (a análise espectral é

realizada na direção axial) [4]. Os tipos de avaria mais recorrentes em engrenagens são a excentricidade, o desalinhamento e o desgaste no dente. A seguir são descritos em detalhe os espectros de vibração produzidos por cada uma destas avarias.

- **Excentricidade**

Quando existe excentricidade na engrenagem, o espectro resultante assemelha-se ao da Figura 42.

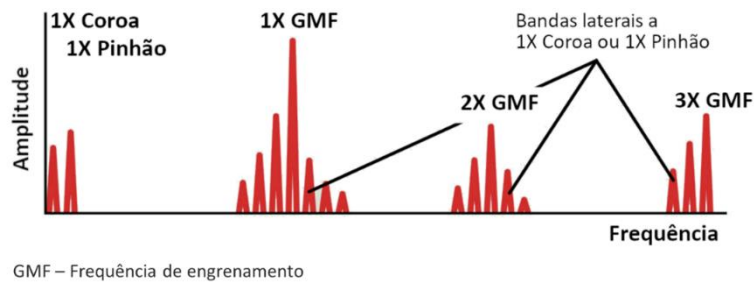


Figura 42 – Espectro de engrenagem excêntrica [68] (adaptado)

Na Figura 42 verifica-se a presença das frequências de funcionamento dos veios do pinhão e da coroa (caso ambos apresentem excentricidade), assim como a frequência de engrenamento, GMF, e respetivos harmónicos na direção radial. É possível, ainda, observar-se a presença de bandas laterais à frequência de engrenamento e respetivos harmónicos.

- **Desalinhamento**

No caso de desalinhamento na engrenagem, o espectro será semelhante à excentricidade, mas com grande magnitude do segundo harmónico da frequência de engrenamento, GMF, e com a presença de segundo e terceiro harmónicos da frequência fundamental, como se verifica pela Figura 43.

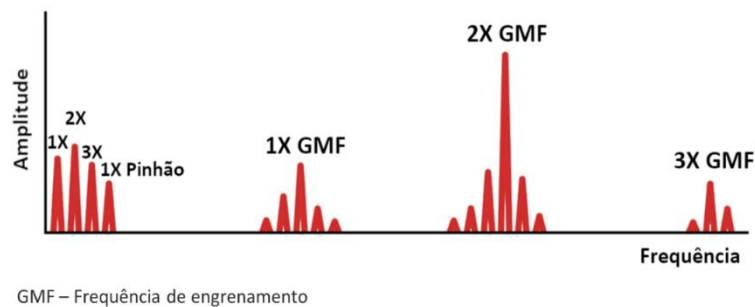


Figura 43 – Espectro de engrenagem desalinhada [68] (adaptado)

- **Desgaste no dente**

Quando existe desgaste no dente ocorrem dois fenómenos no espectro, o aumento da magnitude das bandas laterais e uma excitação da frequência natural do engrenamento. Na Figura 44 está representado o espectro de dente com desgaste.

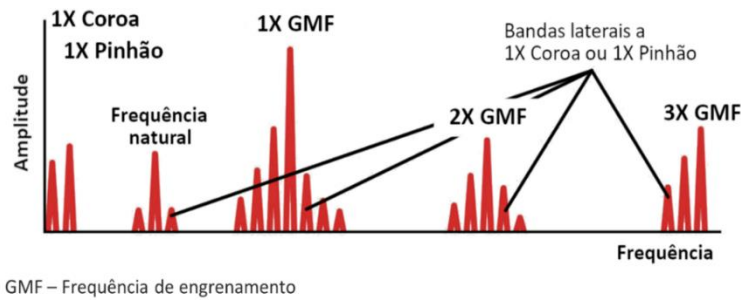


Figura 44 – Espectro de engrenagem com desgaste no dente [68] (adaptado)

3.2.10 CORREIAS DE TRANSMISSÃO

As correias de transmissão são elementos de máquinas que, acopladas a polias em veios, transmitem rotação. De seguida são abordadas três avarias em correias de transmissão:

- **Desgaste ou folga na correia**

Quando ocorre desgaste ou folga na correia observa-se a frequência de passagem das correias (BR) e respetivas componentes harmónicas no espectro, como representado na Figura 45.

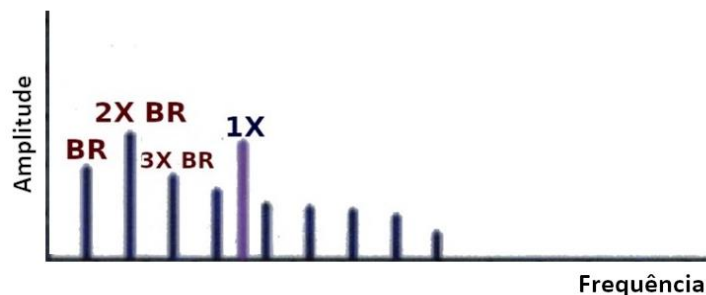


Figura 45 – Espectro de desgaste ou folga em correias [16]

- **Desalinhamento nas polias**

Verifica-se desalinhamento nas polias quando estas estão dispostas em planos diferentes [61]. O desalinhamento pode ser paralelo ou angular. No caso de desalinhamento paralelo, os planos onde se inserem as polias são paralelos. Enquanto que no caso de desalinhamento angular, os planos possuem uma inclinação entre si. Na Figura 46 estão ilustrados os tipos de desalinhamento mencionados, assim como o espectro resultante destas avarias.

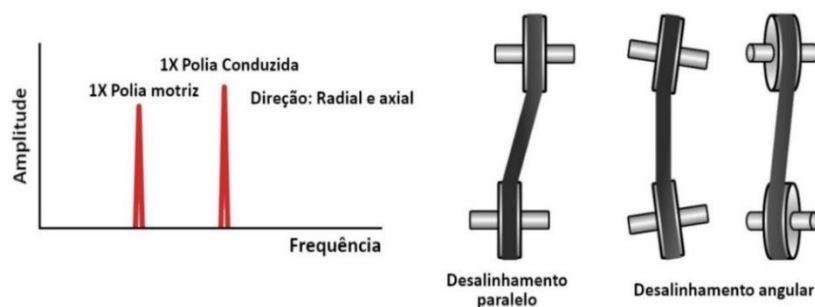


Figura 46 – Espectro de desalinhamento paralelo e angular em polias [61] (adaptado)

Ao contrário da excentricidade, no caso do desalinhamento verifica-se a existência de uma elevada componente de ordem 1X na direção axial da polia motriz, isto é, a polia que transmitirá binário, ou da polia conduzida (que adquire binário da polia motriz).

- **Excentricidade da polia**

O espectro resultante desta avaria exibe elevadas componentes de ordem 1X de ambas as polias na direção radial (Figura 47).

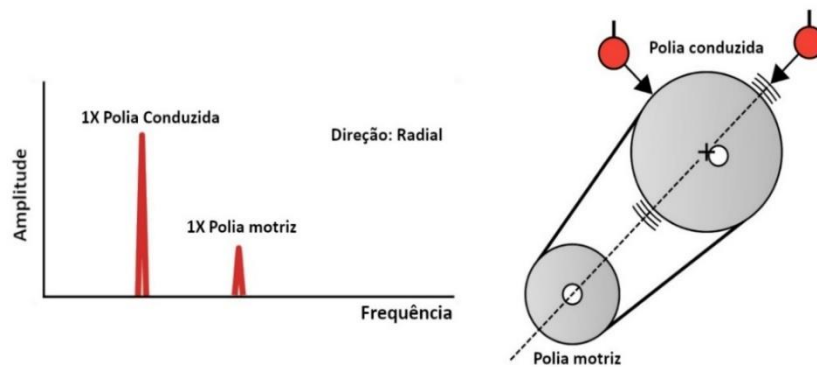


Figura 47 – Espectro de excentricidade em polias [69] (adaptado)

AQUISIÇÃO E TRATAMENTO DE SINAL DE VIBRAÇÃO

- 4.1 Metodologia de monitorização de máquinas
- 4.2 Programas para aquisição e tratamento de sinal

4 AQUISIÇÃO E TRATAMENTO DE SINAL DE VIBRAÇÃO

Neste capítulo é apresentada a metodologia de recolha e tratamento do sinal de vibração, assim como os programas desenvolvidos para esses mesmos fins, tendo por base os conceitos e procedimentos descritos nas secções anteriores.

4.1 METODOLOGIA DE MONITORIZAÇÃO DE MÁQUINAS

Na manutenção preditiva o procedimento habitual de monitorização de máquinas resume-se a duas etapas:

- Numa primeira etapa é realizada a recolha do sinal de vibração junto à máquina, recorrendo-se aos equipamentos de aquisição descritos na secção 2.3. O sinal é gravado com o auxílio de um programa desenvolvido para o efeito;
- Posteriormente, é efetuado o pós-processamento que engloba a conversão do sinal no tempo no espetro em frequência e a análise de parâmetros do sinal, nomeadamente:
 - Uma avaliação do nível global de vibração da máquina, classificando-o de acordo com o grau de gravidade definido pela norma ISO 10816;
 - Uma análise comparativa do espetro com os dados obtidos da intervenção anterior, de modo a avaliar a progressão da avaria e planear uma intervenção.

A aplicação do método baseado na manutenção preditiva é indicada para as seguintes situações:

- Avaliar a progressão de uma avaria, através de comparações entre espetros de inspeções sucessivas, analisando eventuais alterações, como por exemplo um aumento da magnitude de um determinado sinal ou o aparecimento de harmónicos;
- Inspeccionar equipamentos de fabrico em indústrias mais exigentes, como na indústria aeronáutica onde, por vezes, são exigidos toleranciamentos e estados superficiais bastante refinados. Nestas situações é exigido um baixo nível de vibração permissível dos equipamentos de fabrico.

No âmbito do diagnóstico experimental de avarias, de modo a implementar o procedimento descrito, foram desenvolvidos quatro programas na plataforma LabView®, ferramenta de programação por objetos da National Instruments®, versão 14.0. Estes programas, descritos na secção 4.2, permitem adquirir e processar o sinal de vibração em três canais, monitorizar o estado do equipamento e efetuar a equilibragem a um plano de veios.

4.2 PROGRAMAS PARA AQUISIÇÃO E TRATAMENTO DE SINAL

Este capítulo é dedicado à descrição dos programas desenvolvidos no âmbito deste trabalho, os quais são orientados para diagnóstico de avarias, monitorização da condição e equilibragem em máquinas rotativas. Estes foram desenvolvidos na plataforma LabView® por permitirem uma fácil e rápida interface com o equipamento de aquisição de sinal da National Instruments®. No desenvolvimento dos programas foram seguidas diferentes filosofias, uma direcionada para o diagnóstico de avarias em máquinas, uma outra para a monitorização em contínuo da condição da máquina e uma terceira dedicada à equilibragem de veios. Para o diagnóstico de avarias foram desenvolvidos dois programas, um para aquisição e gravação dos sinais no tempo medidos por um tacómetro e por um acelerómetro triaxial, e um outro dedicado à análise dos parâmetros de vibração mais relevantes, a partir dos quais é pretendido diagnosticar as avarias. O programa dedicado à monitorização em contínuo da condição da máquina assenta na análise comparativa do espectro da vibração medido e o espectro vibração registado para o estado normal de funcionamento da máquina. Por último, foi desenvolvido um programa para equilibragem de veios a um só plano.

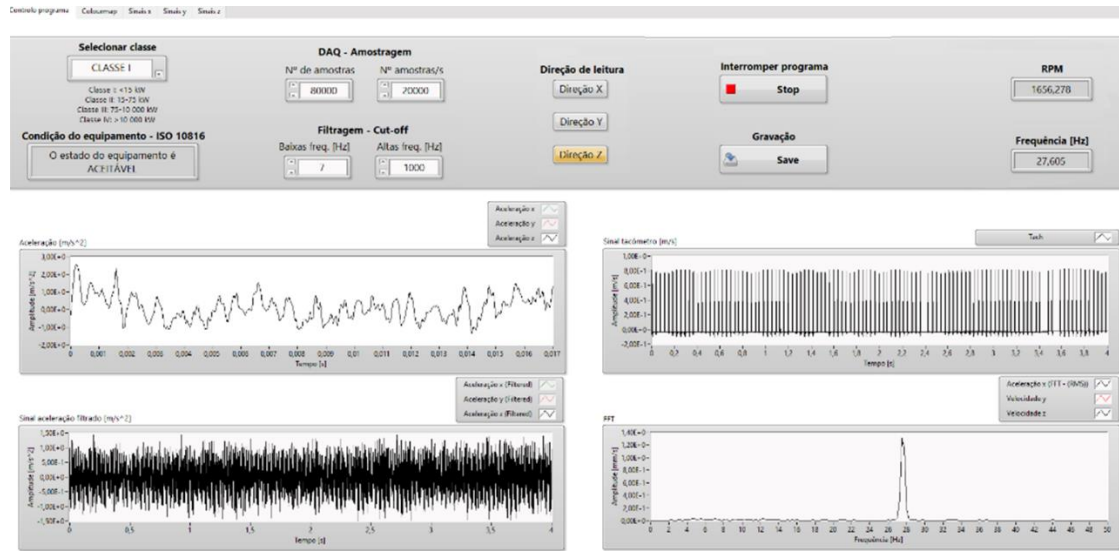
4.2.1 PROGRAMA PARA O DIAGNÓSTICO DE AVARIAS

A estratégia seguida no desenvolvimento dos programas dedicados ao diagnóstico de avarias passou por separar a etapa de aquisição da etapa do processamento dos sinais, uma vez que esta segunda requer a realização de diferentes análises sobre um mesmo sinal, as quais não podem ser executadas em tempo real.

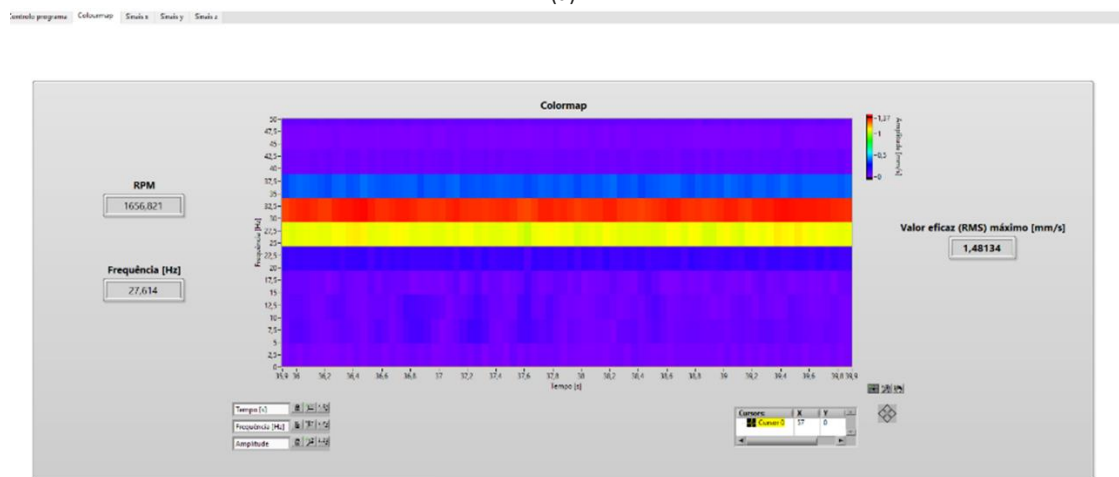
No programa de aquisição foi introduzido um conjunto de ferramentas com o objetivo de assegurar uma boa qualidade dos sinais adquiridos, nomeadamente:

- O controlo visual dos sinais adquiridos;
- Gravação dos sinais em ficheiros no formato “.lvm” (associado a medições realizadas pelo Labview®);
- Análise de alguns parâmetros de vibração mais relevantes.

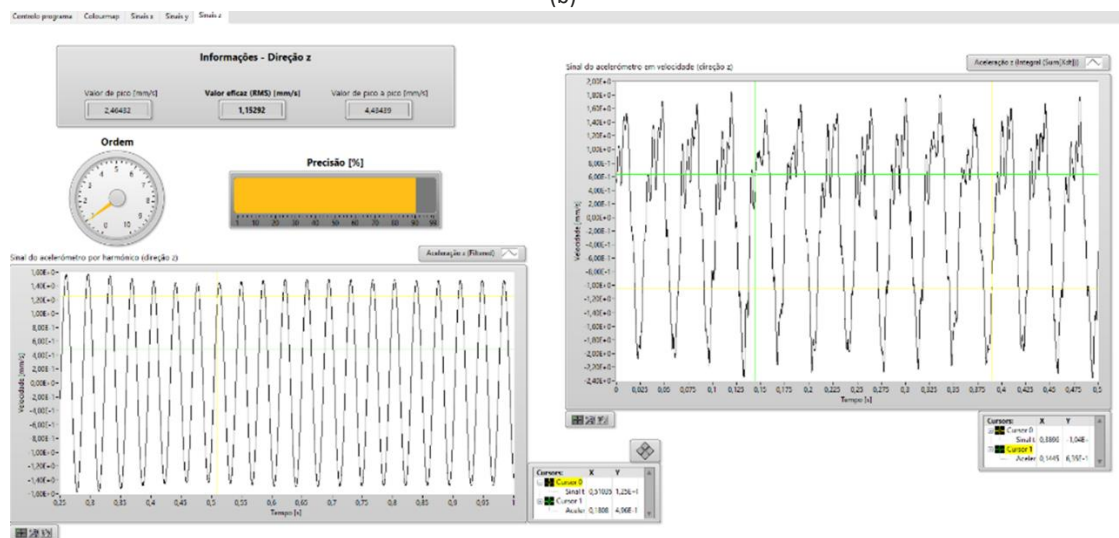
Os sinais devem apresentar taxas de aquisição e amplitudes adequadas para permitir a sua correta análise, evitando problemas como a subamostragem, a baixa resolução da medição ou a baixa razão sinal-ruído. Para uma posterior análise dos dados, os sinais no tempo da aceleração e velocidade, após integração, medidos pelo acelerómetro triaxial e o sinal em velocidade medido pelo tacómetro são gravados três ficheiros separados. A qualidade da medição é avaliada por via da observação do sinal de vibração e análise de alguns dos seus parâmetros fundamentais. O programa possui ferramentas que permitem monitorizar o processo de aquisição (Figura 48 (a)), visualizar o espectro durante o arranque do equipamento, análise *run-up* (Figura 48 (b)), e visualizar os parâmetros de amplitude e uma representação gráfica do sinal de vibração, em velocidade, por harmónico, nas três direções de medição do acelerómetro (Figura 48 (c)).



(a)



(b)



(c)

Figura 48 – Programa de aquisição de sinal: página de controlo de aquisição (a), página de análise *run-up* (b) e página de visualização dos parâmetros de amplitude e do sinal de vibração (c)

No que se refere ao programa dedicado ao pós-processamento dos dados, este foi desenvolvido com o intuito de permitir a realização de diferentes análises aos sinais previamente adquiridos. Na Figura 50 está representado o painel principal do programa, o qual permite selecionar os dados previamente gravados e também incluir análises anteriores que servirão de referência ao novo estudo. A velocidade de rotação do veio e a amplitude da velocidade de vibração nas três direções do acelerómetro são também apresentadas. O programa possui um conjunto de ferramentas que permite ao utilizador analisar a evolução da vibração no tempo, distribuição espectral da vibração e determinar as amplitudes da vibração, os quais são necessários para um correto diagnóstico de avarias em máquinas rotativas, sendo ainda de destacar:

- Representação dos sinais no tempo provenientes do tacómetro e do acelerómetro, permitindo analisar a qualidade da medição em velocidade e aceleração;
- Parâmetros do sinal de vibração em velocidade, valor de pico, valor de pico a pico e valor RMS, nas três direções de medição do acelerómetro;
- Representação do espectro das amplitudes de vibração indexados à velocidade de rotação do veio, nas três direções de medição do acelerómetro;
- Medição do ângulo de fase da vibração relativamente à posição do tacómetro sendo que este dependerá do posicionamento do acelerómetro, relativamente ao tacómetro. Na Figura 49 está representado um exemplo de posicionamento do tacómetro e do acelerómetro e o respetivo gráfico da resposta do sinal de vibração em deslocamento, medido na direção “Z”, coincidente com a direção radial do veio.

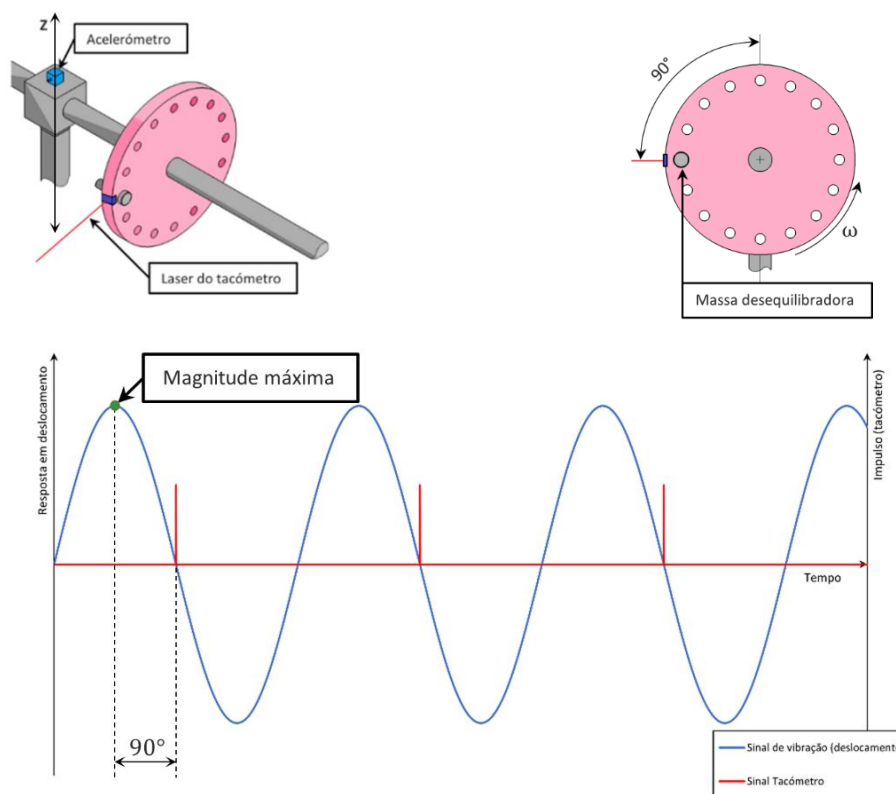


Figura 49 – Representação dos sinais no tempo do tacómetro e acelerómetro, para um desfasamento de 90° entre a resposta em deslocamento e o sinal de impulso do tacómetro

O tacómetro gera um sinal no tempo na forma de impulso aquando da passagem da fita refletora. Este sinal serve de referência para correlacionar a resposta da aceleração com a posição angular do veio. A este valor terá de ser contabilizado na definição do desfasamento entre o acelerómetro e o tacómetro. Com o objetivo de facilitar a leitura da fase, nomeadamente em situações onde o posicionamento dos transdutores é limitado, o utilizador deve indicar a posição angular do acelerómetro e do tacómetro, assim como o sentido de rotação do veio. Na página de controlo do programa (Figura 50) é feita automaticamente a compensação da fase em função da direção de medição dos dois transdutores e do sentido de rotação do veio.

Controlo e Dados de amplitude | Espectros | Fase

Exportar espectros

Exportar Espectros

Inserir nome do equipamento

Controlo

Sinal de referência

Adicionar sinal de referência

RPM: 1775,43 Frequência [Hz]: 29,5904

Ficheiro velocidade referência
G:\Testes_LV\DB\Velocidade_3.lvm

Ficheiro tacómetro referência
G:\Testes_LV\DB\Tach_3.lvm

Sinal em análise

RPM: 1775,51 Frequência [Hz]: 29,5918

Clique para indicar o sentido da rotação do veio

Indicar posição do acelerómetro e do tacómetro

Ficheiro velocidade em análise
G:\Testes_LV\DB\Velocidade_4.lvm

Ficheiro tacómetro em análise
G:\Testes_LV\DB\Tach_4.lvm

Sinais: Comparar dois apoios Direção: Z Interromper programa

	Valor de pico [mm/s]	Valor de pico a pico [mm/s]	Valor eficaz (RMS) [mm/s]
Direção X	1,75	3,31	0,818
Direção Y	3,51	6,86	1,22
Direção Z	2,67	4,49	0,866

	Valor de pico [mm/s]	Valor de pico a pico [mm/s]	Valor eficaz (RMS) [mm/s]
Direção X	2,27	3,7	0,81
Direção Y	2,33	4,56	0,871
Direção Z	2,91	4,98	1,18

Figura 50 – Programa de pós-processamento: página de controlo

Na representação dos espectros por ordens da velocidade de rotação é permitido ajustar a escala e a resolução do espectro para uma melhor identificação das principais componentes dos sinais de vibração e determinar a sua correlação com a velocidade do veio. O espectro medido pode ser sobreposto a um espectro de referência, o que permite comparar os dois espectros e analisar a evolução do estado da máquina (Figura 51). O programa permite exportar as representações gráficas dos espectros em análise para um ficheiro Excel, criando um histórico da máquina.

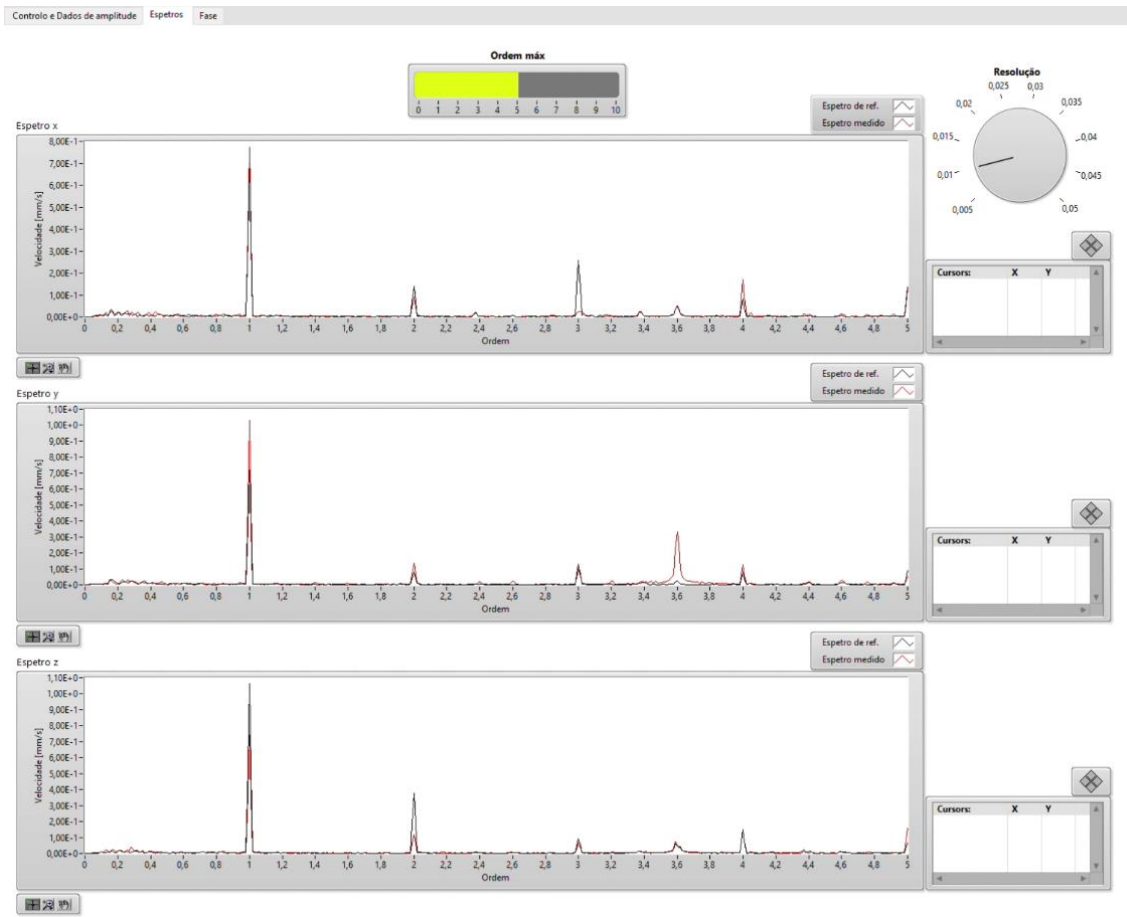


Figura 51 – Programa de pós-processamento: página de visualização do espectro

O valor da fase entre os sinais é dependente da diferença entre o instante de tempo para dois pontos homólogos dos sinais em análise. Partindo desse conceito, o programa efetua o cálculo da fase através da Equação 18,

$$\phi = \frac{360^\circ \times \Delta t}{T} \quad (18)$$

onde Δt corresponde ao intervalo de tempo entre dois pontos homólogos dos sinais. Devido a dificuldades na obtenção de forma automática do período do sinal durante o desenvolvimento do programa, optou-se por usar a frequência ao invés do período, passando a fase a ser definida pela Equação 19.

$$\phi = 360^\circ \times \Delta t \times f \quad (19)$$

O programa permite visualizar uma representação dos sinais de vibração, ou do sinal de vibração e sinal do tacómetro, sobrepostos. A partir da identificação do intervalo de tempo de dois pontos entre sinais é determinado o seu desfasamento angular (Figura 52).

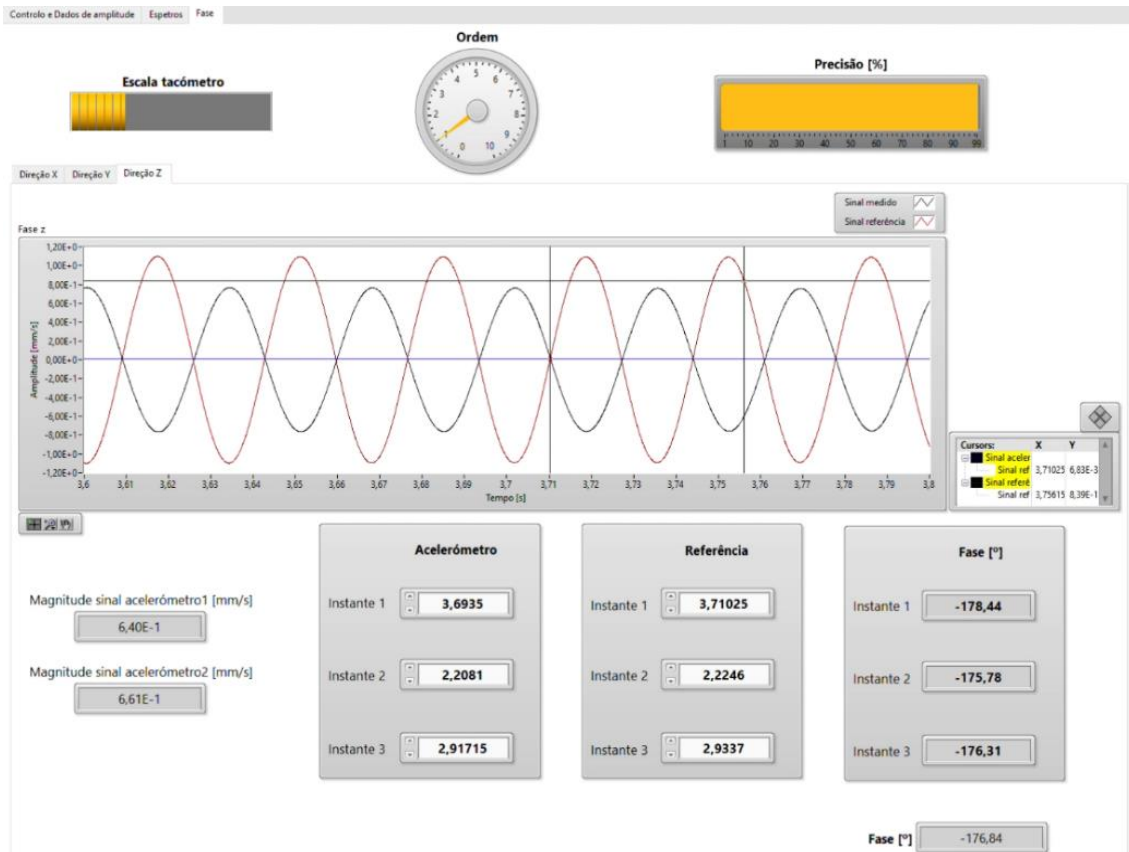


Figura 52 – Programa de pós-processamento: página de visualização dos sinais no tempo e determinação do desfasamento

4.2.2 PROGRAMA PARA A MONITORIZAÇÃO EM CONTÍNUO DA CONDIÇÃO

O programa desenvolvido tem como principal objetivo avaliar em tempo real a condição de funcionamento da máquina por análise comparativa com um estado de referência. Na primeira página (Figura 53) é permitido ao utilizador definir os parâmetros de aquisição do sinal do tacómetro e dos sinais em aceleração medidos pelo acelerómetro triaxial. Os sinais em tempo real e respetivos espetros por frequência e por ordem da velocidade de rotação do veio podem ser visualizados nas páginas seguintes (Figura 54 e Figura 55). À semelhança do programa dedicado ao diagnóstico de avarias, vários parâmetros associados à representação espectral do sinal podem ser controlados por forma a facilitar a sua análise. No entanto, como a análise da condição da máquina é realizada em tempo real, não é possível efetuar a gravação dos dados. As principais funcionalidades deste programa são:

- Avaliar a progressão de uma avaria, por comparação do espetro medido com um espetro obtido em registos anteriores;
- Análise comparativa da vibração gerada pela máquina durante o seu arranque, análise *run-up* (Figura 56);
- Classificação do estado do equipamento a partir do valor RMS da vibração gerada.

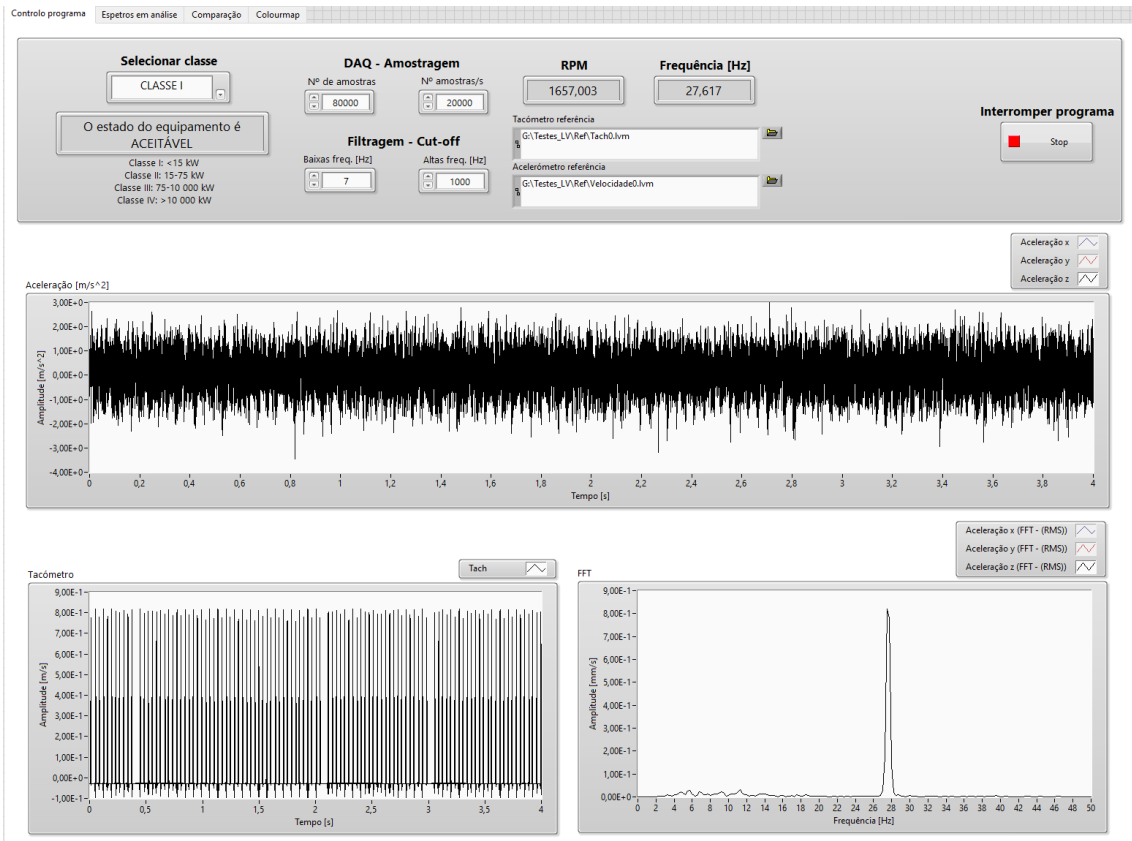


Figura 53 – Programa de monitorização da condição: página de controlo do sinal medido

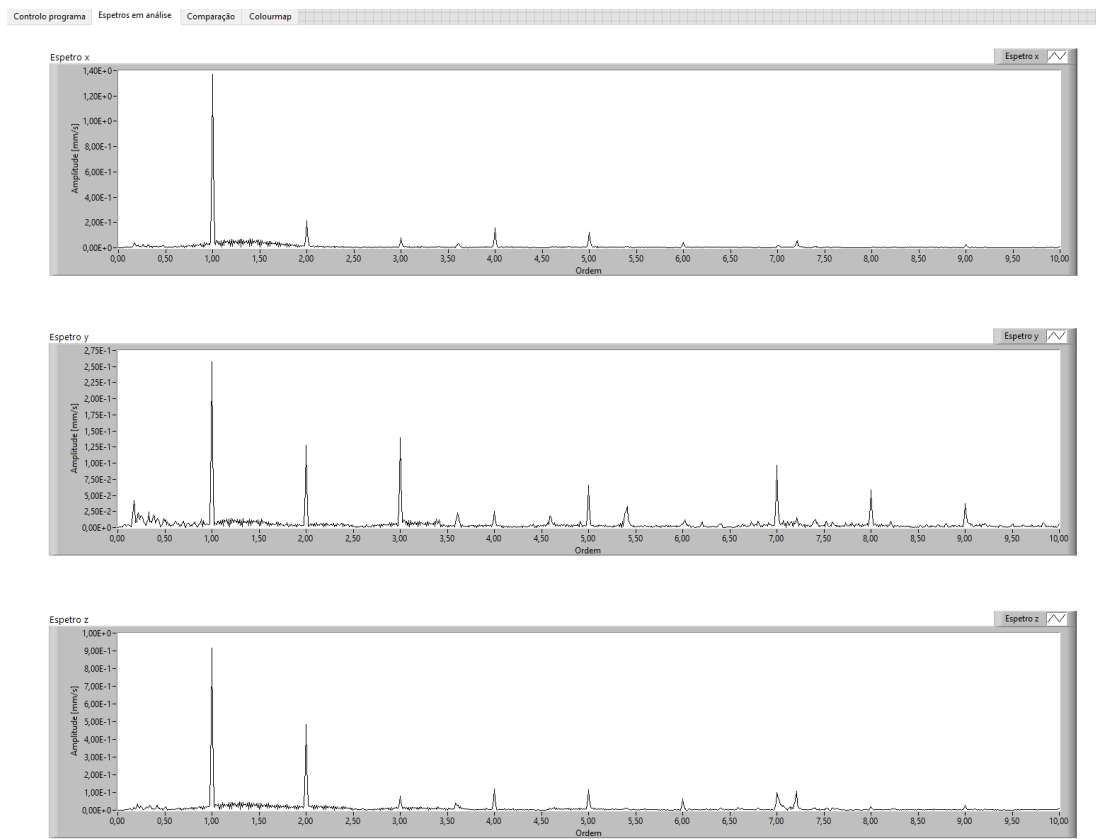


Figura 54 – Programa de monitorização da condição: página de visualização dos espectros do sinal medido

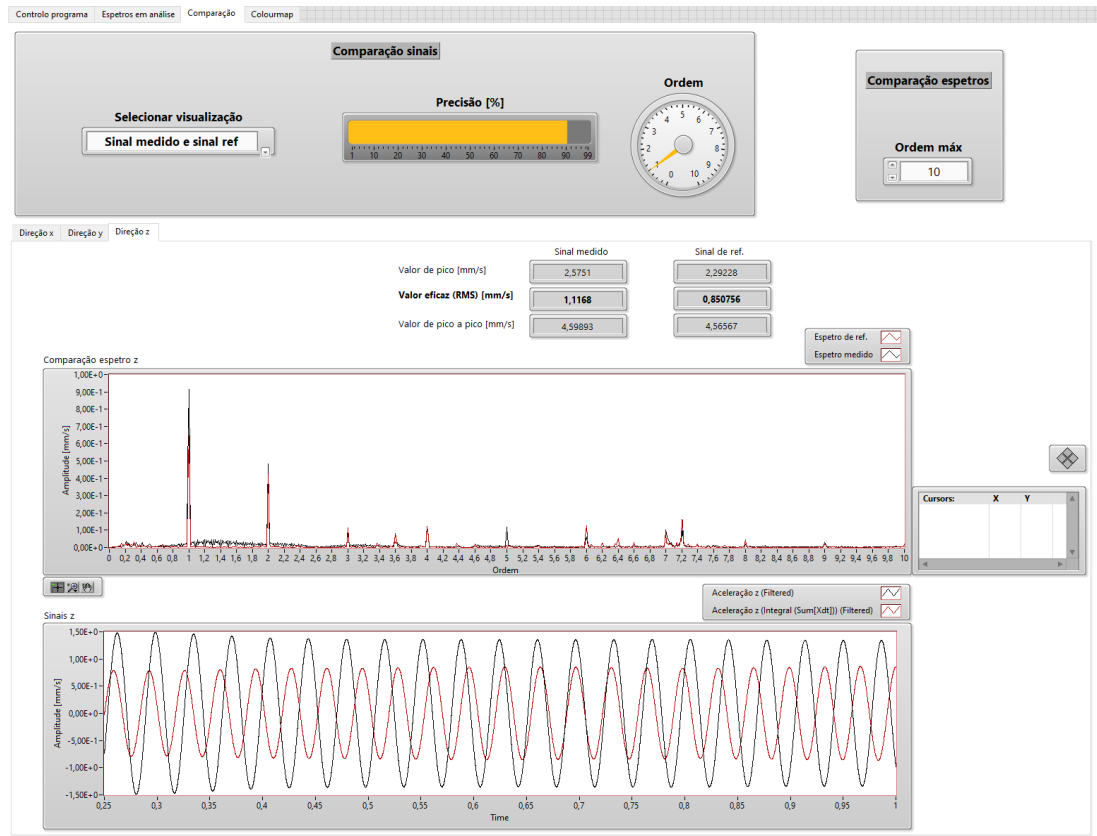


Figura 55 – Programa de monitorização da condição: página de visualização e obtenção da fase do sinal medido

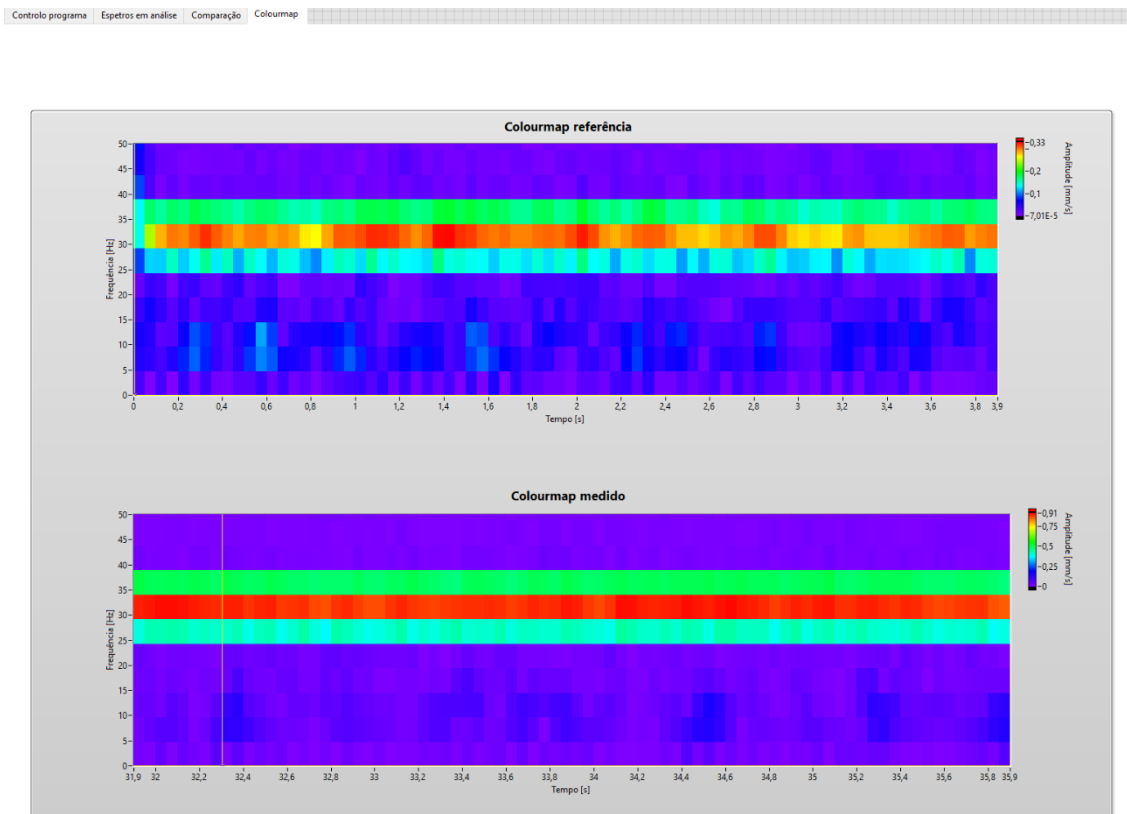


Figura 56 – Programa de monitorização da condição: página de análise *run-up*

4.2.3 PROGRAMA DE EQUILIBRAGEM DE VEIOS A UM PLANO

O programa de equilibragem a um plano foi desenvolvido com o objetivo de tornar mais eficiente e simples o processo de correção de desequilíbrios estáticos. Este tem por base o método vetorial, descrito na secção 3.2.1.2.2. O programa foi estruturado por páginas, correspondendo cada página a uma etapa deste método. A seguir são descritas em detalhe as funcionalidades que lhes estão associadas:

1. A primeira página (Figura 57) permite definir o número de amostras e taxa de amostragem em cada aquisição de dados. Com a máquina em funcionamento é realizada a aquisição dos sinais do tacómetro e do acelerómetro triaxial, pressionando o botão “Adquirir”. O sinal no tempo referente à direção de interesse é convertido em velocidade e apresentado na forma gráfica (Figura 58). A partir do sinal em velocidade do acelerómetro e do sinal do tacómetro é determinado o vetor polar do sinal para a direção de interesse do acelerómetro, o qual é apresentado na página seguinte (Figura 59). O processo deverá ser repetido sempre que os sinais adquiridos apresentem um baixa razão sinal-ruído.

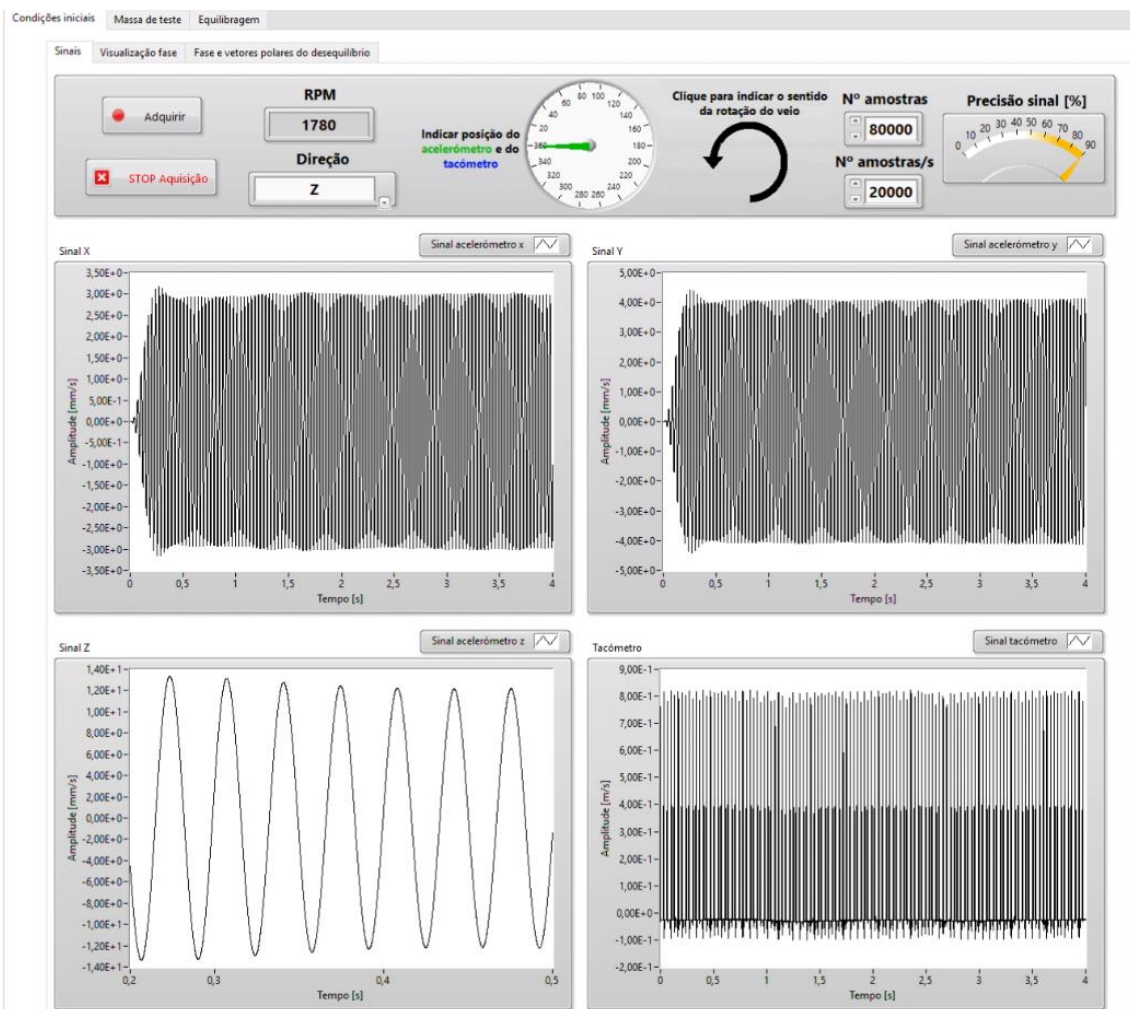


Figura 57 – Programa de equilibragem de veios a um plano: aquisição do sinal do desequilíbrio

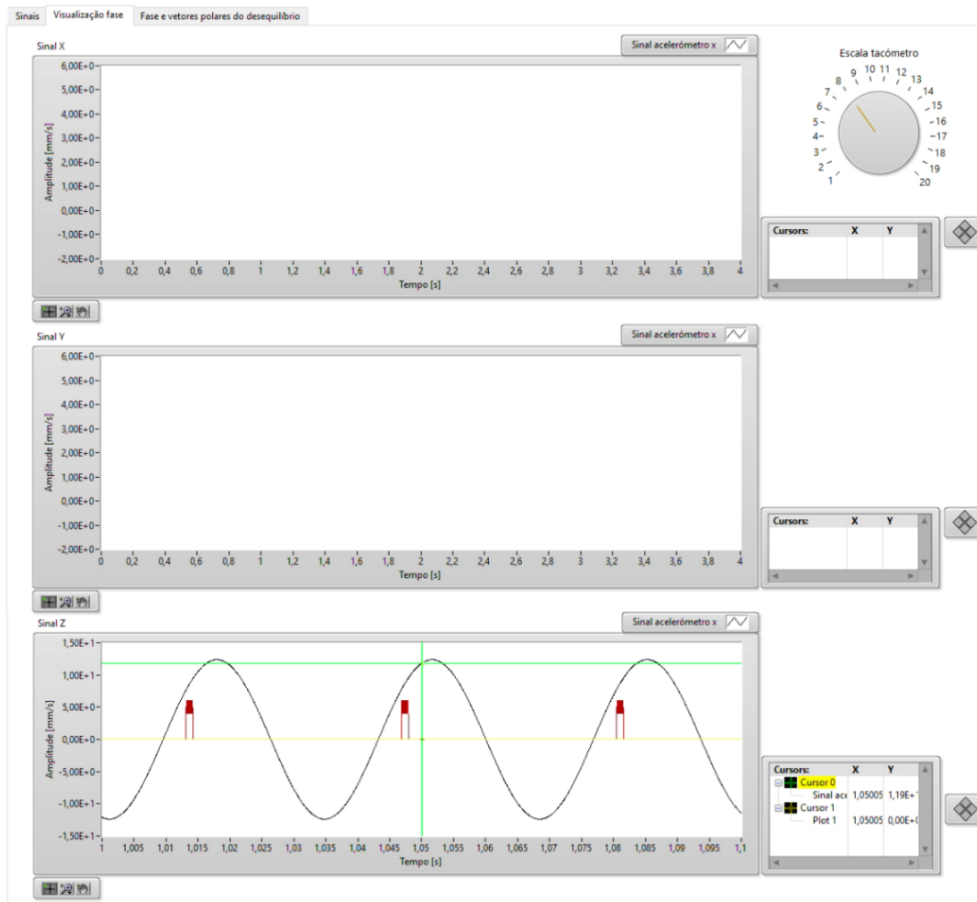


Figura 58 – Programa de equilibragem de veios a um plano: visualização da fase dos sinais

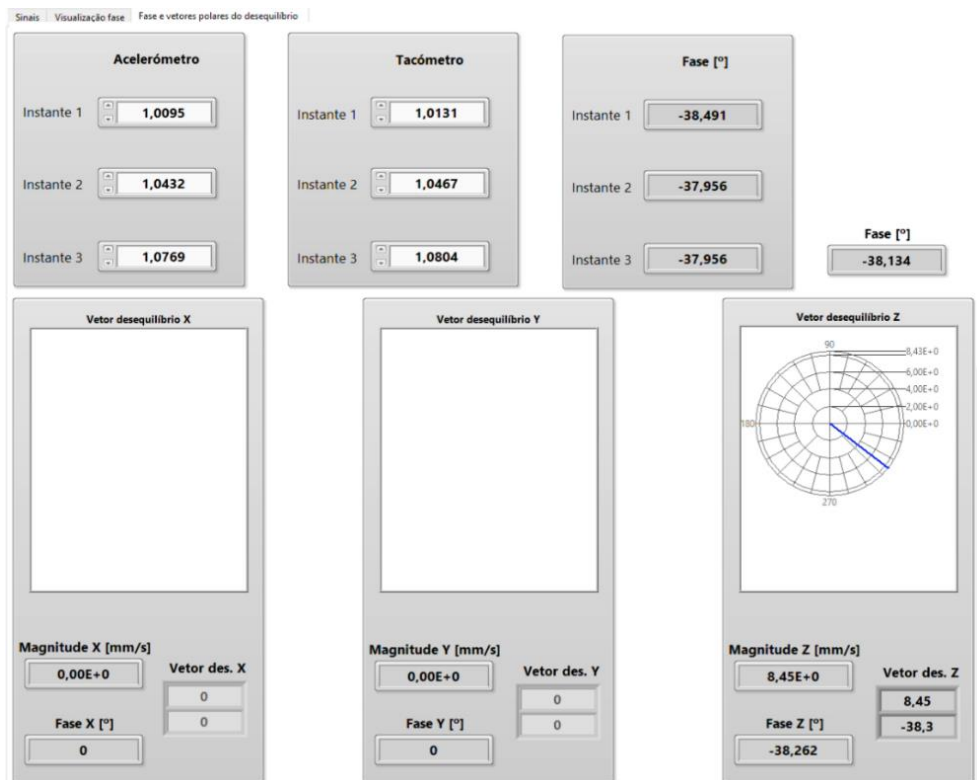


Figura 59 – Programa de equilibragem de veios a um plano: página de obtenção do vetor polar do desequilíbrio

- Na segunda etapa é adicionada a massa de teste ao veio, devendo o seu valor ser indicado na segunda página do programa (Figura 60). É realizada uma nova recolha dos sinais e é determinado o novo vetor polar, o qual corresponde à combinação do desequilíbrio estático mais o desequilíbrio da massa de teste.

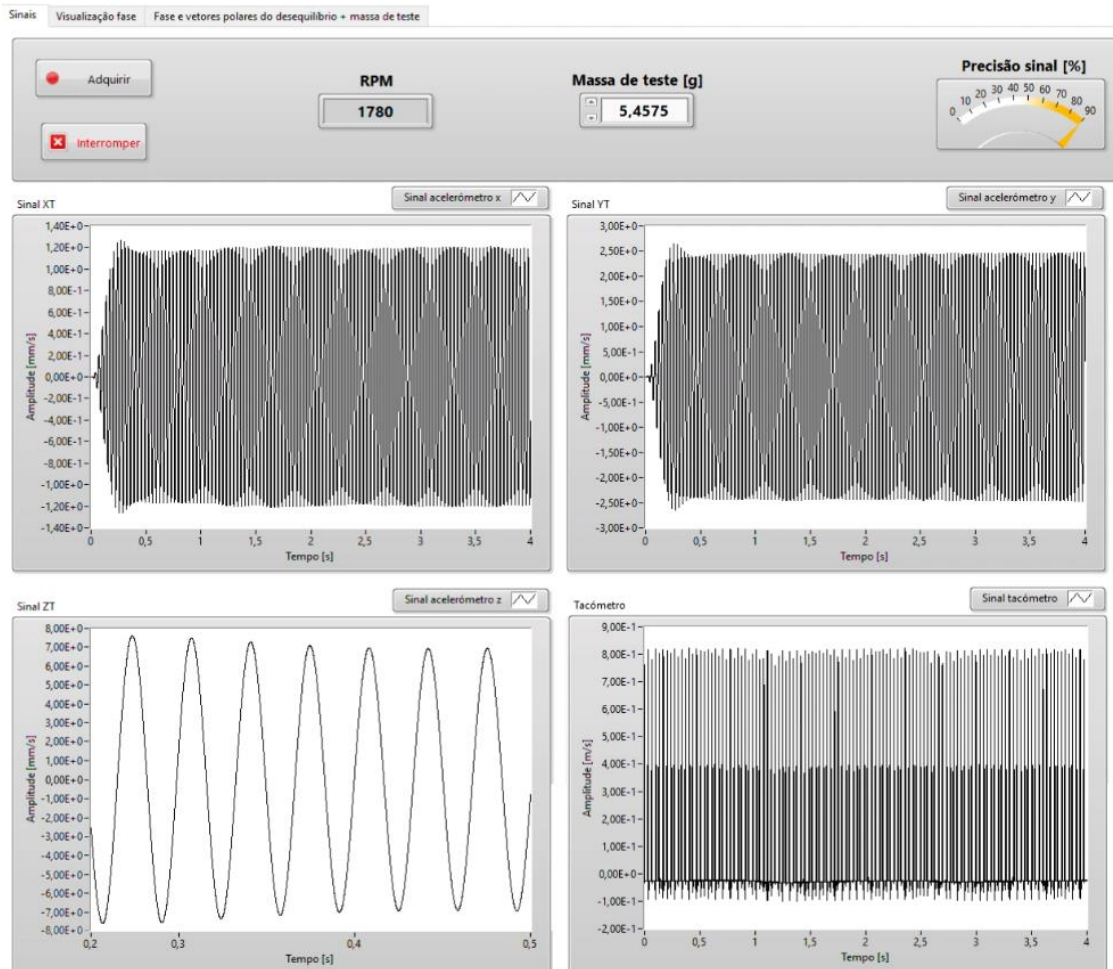


Figura 60 – Programa de equilibragem de veios a um plano: página de obtenção dos sinais do desequilíbrio estático mais o desequilíbrio da massa de teste

- Na última etapa é estimado o desequilíbrio inicial do veio, sendo o resultado apresentado após pressionar o botão “Solução” (Figura 61). Na terceira página do programa é apresentado o valor da massa para a correção do desequilíbrio e sua posição angular relativamente à posição da massa de teste. Caso existam limitações práticas relativamente ao valor da massa de correção ou quanto à posição angular da mesma, o programa permite prever o nível de atenuação do desequilíbrio pelo uso de diferentes combinações de massa e posição angular.

No final é realizada uma verificação do processo de equilibragem do veio através de uma nova medição da vibração gerada. Caso estes excedam os valores admissíveis, deverá proceder-se a uma nova equilibragem, repetindo todo o processo descrito nesta secção.

Condições iniciais Massa de teste Equilibragem

Obter solução

Mag. vetor massa de teste X [mm/s] 0,00E+0	Mag. vetor massa de teste Y [mm/s] 0,00E+0	Mag. vetor massa de teste Z [mm/s] 5,60E+0
Massa de compensação [g] 8,23813		
Posição angular relativamente à massa de teste [°] 32,7282		
<small>Nota: A massa de compensação calculada será colocada na mesma posição radial da massa de teste</small>		

<p>Massa inserida [g] 8</p> <p>Posição angular relativamente à massa de teste [°] 22,5</p>	<p style="text-align: center;">Obter vetor resultante</p> <p>Magnitude resultante [mm/s] 1,50E+0</p> <p>% correção do desequilíbrio 82,20</p>
--	---

Figura 61 – Programa de equilibragem de veios a um plano: página de obtenção da massa de correção e respetiva posição angular

DIAGNÓSTICO EXPERIMENTAL DE DESEQUILÍBRIOS

- 5.1 Apresentação dos equipamentos
- 5.2 Montagem e configuração dos equipamentos
- 5.3 Diagnóstico de avarias de desequilíbrio
- 5.4 Correção de desequilíbrio estático

5 DIAGNÓSTICO EXPERIMENTAL DE DESEQUILÍBRIOS

Neste capítulo são descritos os equipamentos usados na recolha dos sinais de vibração e o correspondente pós-processamento, a fim de diagnosticar desequilíbrios em máquinas. No final é aplicado o procedimento de correção de desequilíbrio estático na máquina de simulação de avarias.

5.1 APRESENTAÇÃO DOS EQUIPAMENTOS

Para a recolha da velocidade de rotação do veio e medição da aceleração em três direções foram usados uma placa de aquisição de dados de som e vibrações da National Instruments®, modelo USB-4431, um tacómetro da LaserTach® e um acelerómetro triaxial da PCB Piezotronics®, modelo 356B11. Para o processamento dos sinais foram desenvolvidos vários programas na plataforma LabView®, cuja descrição foi apresentada no capítulo anterior. Em seguida serão apresentados em detalhe as características principais de cada equipamento.

5.1.1 PLACA DE AQUISIÇÃO DE SINAL

Para a aquisição dos dados do tacómetro e do acelerómetro triaxial foi usada a placa da National Instruments®, modelo USB-4431, sendo a imagem visível na Figura 62.



Figura 62 – Equipamento DAQ NI USB-4431

Este equipamento de aquisição de dados (DAQ) possui cinco canais analógicos, quatro entradas e uma saída. É importante mencionar algumas características principais deste dispositivo DAQ, que se deverão ter em consideração aquando da seleção do tacómetro e do acelerómetro, sendo estas obtidas a partir da ficha técnica do equipamento (Anexo A):

- Permite recolher entre 1000 e 102400 amostras por segundo;
- Este modelo possui uma gama de tensão de ± 10 V, com uma resolução na conversão do sinal analógico a digital de 24 bits, ou seja, o dispositivo possui uma resolução mínima de $1,192 \mu\text{V/bit}$;
- Possui uma incerteza de $\pm 0,025$ dB na amplitude do sinal, em AC, à frequência de 1 kHz, para a temperatura ambiente. No entanto, para taxas de aquisição inferiores a 40000 amostras por segundo, a incerteza na amplitude é ligeiramente superior ($\pm 0,035$ dB).
- Possui condicionamento de sinal *Integrated Electronics Piezo-Electric* (IEPE) o que permite a ligação de sensores com eletrónica integrada.

5.1.2 TACÓMETRO LASER

O tacómetro laser da LaserTach[®], modelo LT2, é utilizado para a medição da velocidade de rotação do veio. A velocidade de rotação é determinada a partir dos impulsos gerados pela reflexão do feixe laser quando incide sobre uma fita refletora montada na superfície do veio. Na Figura 66 apresenta-se a imagem do tacómetro laser montado num tripé para facilitar o alinhamento do feixe laser com a fita refletora.



Figura 63 – Imagem do tacómetro laser modelo LT2, da LaserTach[®]

Este tacómetro emite um feixe laser modelado em frequência que, quando incide na fita refletora, produz um sinal de tensão, na forma de trem de impulsos, cuja largura é proporcional à velocidade de rotação do veio e à dimensão da fita refletora. O sinal produzido pelo tacómetro permite indexar o sinal vibração gerada pela máquina à posição angular do veio, sendo esta informação fundamental para distinguir os diferentes tipos de desequilíbrios. Existem ainda outros fatores que justificam o uso de um tacómetro, tais como:

- Permite a identificação da velocidade de rotação da máquina;
- Possibilita a normalização da frequência, isto é, a análise do espectro por ordens. Este fator é importante, pois garante uma análise independente da frequência fundamental;
- O sinal produzido serve de referência para identificar a diferença da fase para os sinais do acelerómetro.

A ficha técnica deste tacómetro pode ser consultada no Anexo B.

5.1.3 ACELERÓMETRO TRIAXIAL

Para medir o sinal de vibração do equipamento utilizou-se um acelerómetro piezoelétrico triaxial da PCB Piezotronics®, modelo 356B11, representado na imagem da Figura 64.



Figura 64 – Imagem do acelerómetro triaxial da PCB Piezotronics®, modelo 356B11

Algumas características mais revelantes deste acelerómetro são apresentadas resumidamente a seguir:

- Permite medir aceleração até 4905 m/s^2 (valor de pico). Como o objetivo passa pela análise de desequilíbrios em máquinas, esse valor está longe de ser alcançado;
- Produz um nível de ruído de 1 mm/s^2 a 10 Hz . Esta característica poderá afetar a qualidade da medição, uma vez que a maioria das máquinas rotativas apresentam velocidades de rotação relativamente baixas;
- Possui uma sensibilidade nas três direções próxima de $10,10 \text{ mV/m/s}^2$ a 100 Hz , com um erro de $\pm 10\%$. Esta característica representa a relação entre a aceleração captada pelo acelerómetro e o sinal em tensão gerado. A sensibilidade do acelerómetro é considerada adequada para o nível de vibrações geradas pelas máquinas rotativas e atendendo à resolução do sistema de aquisição de sinal;

- A fixação do acelerómetro pode ser realizada por cera de petróleo, uma vez que a gama de medição em frequência não excede 1 kHz, o que facilita a sua montagem e reposicionamento;
- Segundo a ficha de calibração presente no Anexo C, o acelerómetro apresenta as incertezas percentuais definidas na Tabela 18.

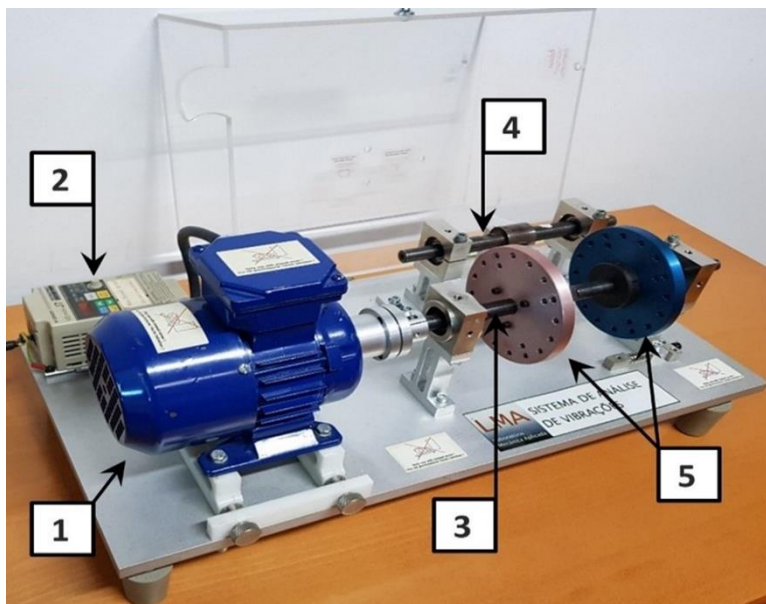
Tabela 18 – Intervalos de frequências e respetivas incertezas do acelerómetro utilizado

Intervalo de frequência [Hz]	Incerteza [%]
5-9	± 2,0
10-99	± 1,5
100-1999	± 1,0
2000-10000	± 2,5

Estes valores constituem um fator importante a ter em consideração na escolha da gama de frequências de medição da aceleração. Para minimizar este efeito foi aplicado ao sinal do acelerómetro um filtro digital passa-banda definido entre 7 Hz e 1 kHz.

5.1.4 MÁQUINA PARA SIMULAÇÃO DE AVARIAS

As avarias de desequilíbrio foram simuladas usando a máquina VibDemo Rotorkit, da TECVIB®, representada na Figura 65. Este é um equipamento didático que permite simular diferentes tipos de avarias através do ajuste da posição de alguns elementos, inclusão de elementos com dano e adição de massa aos discos.



Legenda:

- 1 – Motor elétrico;
- 2 – Regulador de velocidade, 230 V (AC) até 50 Hz;
- 3 – Veio principal;
- 4 – Veio secundário;
- 5 – Discos.

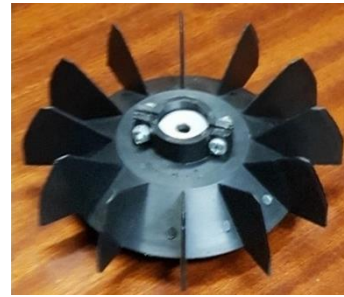
Figura 65 – Equipamento de simulação de avarias VibDemo Rotorkit, da TECVIB®

O equipamento permite simular diversos tipos de avarias, como desequilíbrios, desalinhamentos, folgas, fenómenos de ressonância e, através de incorporação de alguns acessórios, as seguintes avarias:

- Engrenagem com defeito num dente (Figura 66 (a));
- Desgaste nas pás de ventilador (Figura 66 (b));
- Correia com desgaste (Figura 66 (c));
- Um veio com rolamentos defeituosos e um veio empenado (Figura 66 (d)).



(a)



(b)



(c)

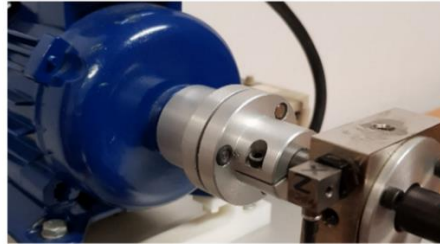


(d)

Figura 66 – Acessórios do equipamento VibDemo Rotorkit: engrenagem (a), ventoinha de ventilador (b), correias e polias (c), e veio com rolamentos defeituosos à esquerda e veio empenado à direita (d)

5.2 MONTAGEM E CONFIGURAÇÃO DOS EQUIPAMENTOS

O acelerómetro triaxial foi montado no apoio do veio situado mais próximo do motor elétrico (Figura 67 (a)). A orientação do acelerómetro triaxial é visível na imagem, sendo que os eixos de medição “X” e “Z” correspondem à direção radial do veio e o eixo de medição “Y” à direção axial. A fixação do acelerómetro foi realizada por cera de petróleo (Figura 68), assegurando uma boa adesão à superfície e uma transmissibilidade da vibração até 5 kHz, podendo ser removido com relativa facilidade. O tacómetro laser foi posicionado de forma a gerar um sinal de impulso de boa qualidade aquando da passagem da fita refletora, sendo esta montada na superfície do disco e visível na Figura 67 (b). Nesta montagem, o tacómetro está alinhado com a direção “Z” de medição do acelerómetro triaxial. Os sinais em aceleração nas três direções e o sinal do tacómetro foram adquiridos pela placa de aquisição de sinal USB-4431, através das quatro entradas analógicas disponíveis na placa (Figura 69).



(a)



(b)

Figura 67 – Instalação de equipamentos: acelerómetro (a) e tacómetro (b)



Figura 68 – Cera de petróleo utilizada para a fixação do acelerómetro



Figura 69 – Ligação dos sensores à placa de aquisição de sinal: as entradas AI0 até AI2 estão ligadas ao acelerómetro triaxial, e a entrada AI3 está ligada ao tacómetro laser

5.3 DIAGNÓSTICO DE AVARIAS DE DESEQUILÍBRIO

Para o diagnóstico de avarias é necessário realizar a configuração do programa de aquisição, definindo a classe da máquina, a taxa de amostragem, a gama útil de medição e indicando a sensibilidade dos transdutores. Os sinais foram adquiridos a uma taxa de 20000 amostras por segundo com um registo de 80000 amostras, o que significa que os dados são processados a cada 4 segundos. Esta elevada taxa foi escolhida para garantir que não existe subamostragem do sinal, evitando o fenómeno de *aliasing*. Um filtro digital do tipo passa-banda definido para o intervalo de 7 a 1000 Hz foi aplicado aos sinais do acelerómetro, com o objetivo de eliminar as não linearidades da resposta deste transdutor e reduzir o ruído do sinal, ver Tabela 18. Para demonstrar a efetividade do programa desenvolvido foram gerados artificialmente diferentes desequilíbrios na máquina através da adição de massas conhecidas, colocadas excentricamente nos discos. Para evitar outros fenómenos de vibração, como ressonâncias do veio, foram adicionadas massas de baixo valor (cerca de 3 g) e selecionada a velocidade de rotação de cerca de 1800 rpm (30 Hz). As quatro condições analisadas estão descritas na Tabela 19.

Tabela 19 – Descrição das aquisições de sinal realizadas

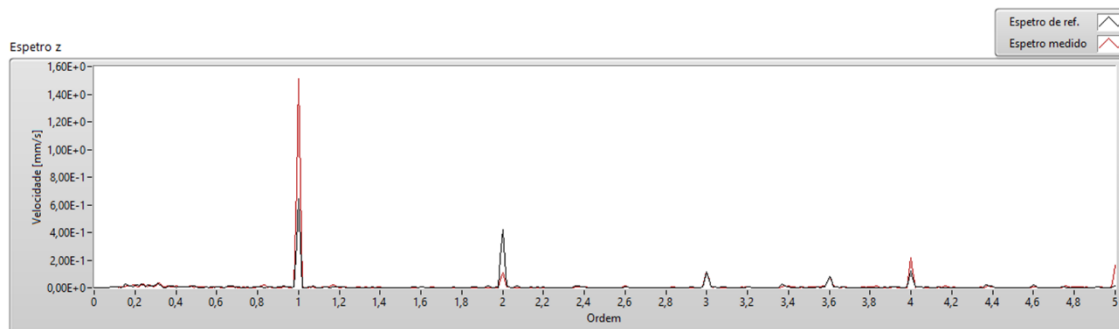
Condição	Descrição
Ausência de desequilíbrio	Recolha do sinal do equipamento na ausência de desequilíbrio. Os dados obtidos servirão de referência para as condições de desequilíbrio.
Desequilíbrio estático	O desequilíbrio a um plano corresponde à condição de desequilíbrio estático. Posicionou-se a massa no disco mais próximo do motor elétrico, à posição angular de 0° relativamente à fita refletora, e efetuou-se a aquisição do sinal de vibração.
Desequilíbrio de binário	É gerado pelo desequilíbrio em dois planos. No disco mais próximo do motor elétrico colocou-se uma massa a 90°, relativamente à fita refletora. No disco mais afastado colocou-se uma massa de valor semelhante a -90°, relativamente à fita refletora. Recolheram-se os sinais da vibração nos dois apoios do veio.
Desequilíbrio dinâmico	Corresponde à combinação dos desequilíbrios estático e de binário. Colocou-se no disco mais próximo do motor elétrico uma massa a 90° e, no disco oposto, uma massa de valor semelhante a 0°, ambos relativamente à fita refletora. Procedeu-se à aquisição dos sinais da vibração nos dois apoios do veio.

Para o diagnóstico dos diferentes tipos de desequilíbrio, os sinais da vibração recolhidos foram pós-processados com o objetivo de analisar a distribuição em frequência da sua amplitude e respetiva fase.

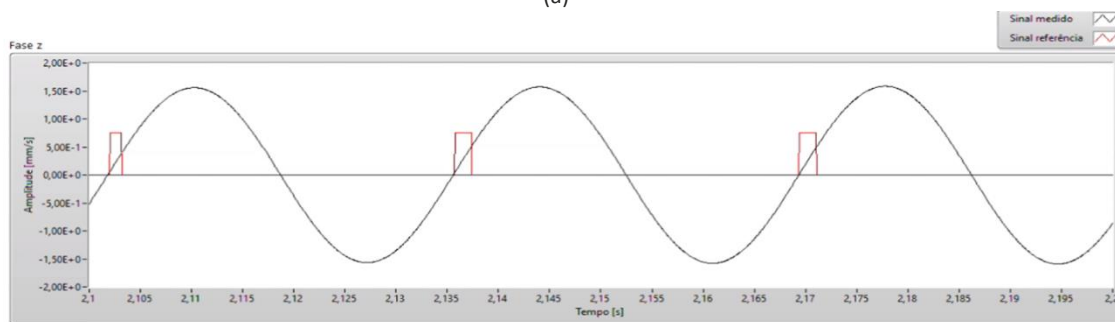
5.3.1 DESEQUILÍBRIO ESTÁTICO

A primeira medição é relativa à condição de ausência de desequilíbrio. Os dados foram guardados para servirem de referência para as condições de desequilíbrio. Após a introdução do desequilíbrio estático foram novamente medidos e guardados os sinais de vibração gerados pela máquina.

No programa de pós-processamento desenvolvido para a identificação de desequilíbrio, são comparados diversos parâmetros referentes às duas condições analisadas. Neste é possível identificar que ocorreu um aumento de 136% do nível de vibração do equipamento, relativamente ao valor eficaz de referência, registando-se 1,58 mm/s de valor RMS, o que permite classificar o estado do equipamento, de acordo com a norma ISO 10816, como “Aceitável”. Através da análise da distribuição da amplitude de vibração em frequência (Figura 70 (a)), constata-se que a introdução da massa provocou um aumento na amplitude da componente de ordem 1X e que o sinal da vibração em velocidade na direção “Z” está em fase com o sinal do tacómetro (Figura 70 (b)).



(a)



(b)

Figura 70 – Representação da amplitude espectral (a) sinais no tempo do acelerómetro para a direção “Z” e tacómetro (b), para a condição de desequilíbrio estático

O desfaseamento angular entre os sinais em velocidade do tacómetro e do acelerómetro, este último obtido por integração no tempo, o qual é determinado pela Equação 19. Este foi obtido tomando a média aritmética dos desfaseamentos angulares determinados com base em três intervalos de tempo, Δt_1 , Δt_2 e Δt_3 , definidos entre dois pontos homólogos dos dois sinais (Tabela 20).

Tabela 20 – Cálculo da diferença de fase do sinal de vibração em relação ao sinal do tacómetro

Intervalo [s]	Fase [°]
$\Delta t_1 = -2,0 \times 10^{-4}$	-2,13
$\Delta t_2 = -1,5 \times 10^{-4}$	-1,60
$\Delta t_3 = -1,0 \times 10^{-4}$	-1,07
Média	-1,60

O valor do desfasamento é de $-1,60^\circ$, o qual está muito próximo da posição angular da massa de desequilíbrio (0°). O aumento da componente de ordem 1X provocado pela adição da massa, juntamente com o facto de os sinais, de vibração e do tacómetro, estarem em fase, permite concluir que se trata de um desequilíbrio estático.

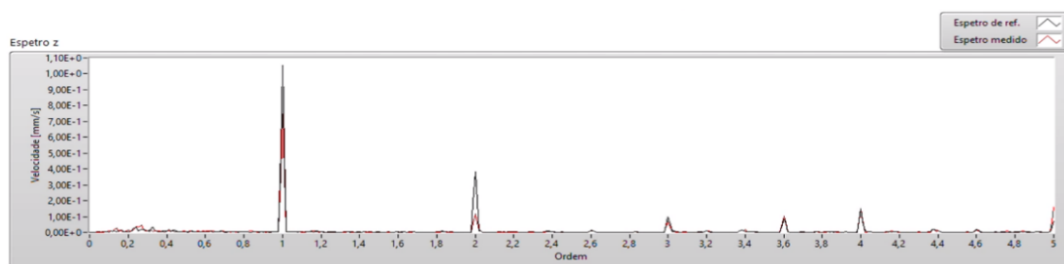
5.3.2 DESEQUILÍBRIO DE BINÁRIO

O desequilíbrio de binário foi criado pela adição em dois planos de duas massas de valor semelhante, mas em oposição de fase. Neste caso, a recolha dos dados foi realizada em ambos os apoios do veio, os quais foram pós-processados seguindo o mesmo procedimento descrito na análise anterior. Na Tabela 21 são apresentados o valor eficaz registado para cada apoio do veio, sendo que ambos correspondem a um estado de equipamento “Aceitável”.

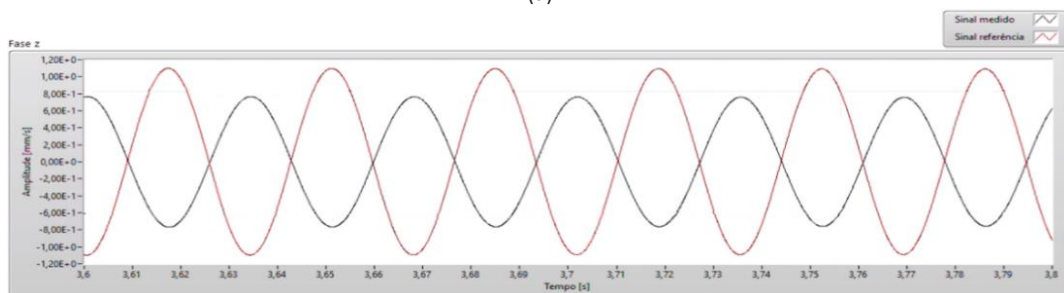
Tabela 21 – Valor eficaz do sinal de vibração registado nos dois apoios do veio, para a condição de desequilíbrio de binário

Apoio	Valor eficaz de vibração [mm/s]
Mais próximo do motor elétrico (Apoio 1)	0,866
Mais afastado do motor elétrico (Apoio 2)	1,18

Através da análise espectral da amplitude (Figura 71 (a)) verifica-se um aumento nas componentes de ordem 1X relativamente à condição de referência. No que se refere aos sinais da vibração no tempo, medidos nos dois apoios, verifica-se que estes estão em oposição de fase (Figura 71 (b)).



(a)



(b)

Figura 71 – Representação da amplitude espectral (a) e sinais no tempo do acelerómetro para a direção “Z” medido nos apoios (b), para a condição de desequilíbrio de binário

Assumiu-se o sinal do apoio mais próximo do motor elétrico como sinal de referência e, seguindo a mesma metodologia, foi determinado o desfasamento entre os sinais em vibração na direção “Z” para os dois apoios, sendo os valores obtidos apresentados na Tabela 22.

Tabela 22 – Cálculo da diferença de fase entre os sinais de vibração do veio, para a condição de desequilíbrio de binário

Intervalo [s]	Fase [°]
$\Delta t_1 = -1,675 \times 10^2$	-178,44
$\Delta t_2 = -1,65 \times 10^2$	-175,78
$\Delta t_3 = -1,655 \times 10^2$	-176,31
Média	-176,84

A verificação do aumento da amplitude de vibração de ordem 1X e o facto da vibração medida nos dois apoios estar em oposição de fase permite concluir que se trata de desequilíbrio de binário.

5.3.3 DIAGNÓSTICO DE DESEQUILÍBRIO DINÂMICO

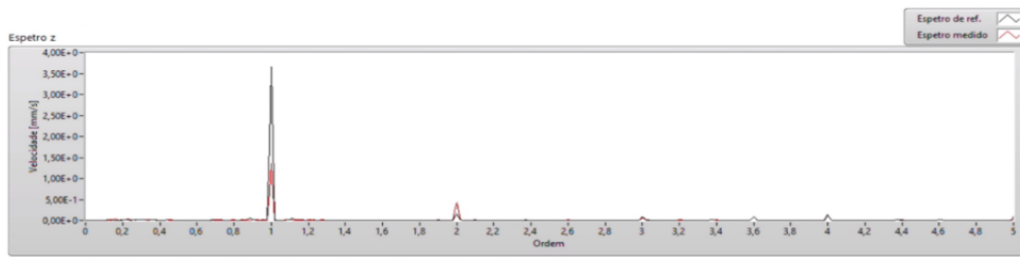
O desequilíbrio dinâmico resulta da combinação dos desequilíbrios estático e de binário e é a condição mais comumente observada. Na Tabela 23 são apresentados os valores eficazes da vibração medidos na direção “Z” para os dois apoios do veio. Segundo a norma ISO 10816, o nível de 3,67 mm/s registado no apoio localizado mais próximo do motor elétrico classifica o estado de funcionamento do equipamento como “Perigoso.

Tabela 23 – Valor eficaz do sinal de vibração registado nos dois apoios do veio, para a condição de desequilíbrio dinâmico

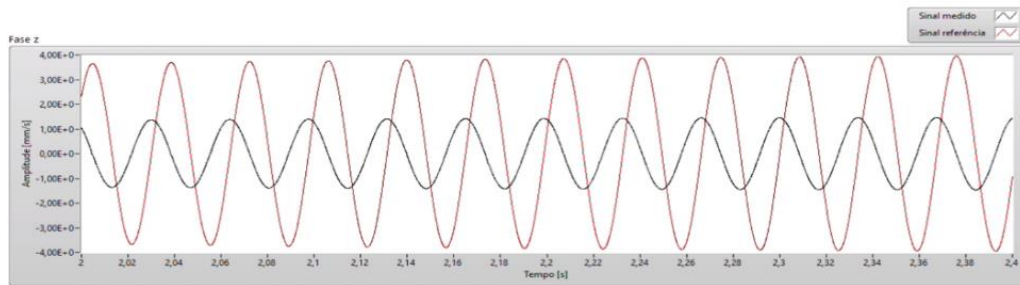
Apoio	Valor eficaz de vibração [mm/s]
Mais próximo do motor elétrico (Apoio 1)	3,67
Mais afastado do motor elétrico (Apoio 2)	1,47

A análise da amplitude espectral dos sinais de vibração revela uma forte componente de vibração de ordem 1X (Figura 72 (a)). Observa-se ainda, na representação dos dois sinais no tempo, que existe um desfasamento na vibração entre apoios (Figura 72 (b)). Ao contrário da condição anterior, este desfasamento estará compreendido entre 0° e 180°, como resultado da montagem das massas nos dois discos desfasadas de 90°.

Para o cálculo da fase assumiu-se como referência o sinal de vibração medido no apoio mais próximo do motor. Os valores de desfasamento entre os sinais foram determinados recorrendo à mesma metodologia utilizada nas análises anteriores, cujos valores para este caso se apresentam na Tabela 24.



(a)



(b)

Figura 72 – Representação da amplitude espectral (a) e sinais no tempo do acelerómetro para a direção “Z” medido nos apoios (b), para a condição de desequilíbrio dinâmico

Tabela 24 – Cálculo da diferença de fase entre os sinais de vibração do veio, para a condição de desequilíbrio de binário

Intervalo [s]	Fase [°]
$\Delta t_1 = -8,55 \times 10^{-3}$	-91,115
$\Delta t_2 = -8,45 \times 10^{-3}$	-90,049
$\Delta t_3 = -8,55 \times 10^{-3}$	-91,115
Média	-90,76

O desfasamento obtido é próximo da posição relativa das massas adicionadas aos dois discos. Pela forte componente de vibração de ordem 1X o desfasamento da vibração entre apoios ser próximo de -90° , conclui-se que se trata de um desequilíbrio dinâmico.

Na secção seguinte será apresentada uma descrição do processo de correção do desequilíbrio estático gerado artificialmente no veio.

5.4 CORREÇÃO DE DESEQUILÍBRIO ESTÁTICO

O desequilíbrio estático foi criado através da adição de uma massa conhecida a um dos discos do veio, conforme já descrito na secção anterior. A equilibragem do veio seguiu o procedimento apresentado na secção 4.2.3, recorrendo ao programa desenvolvido para o efeito, o qual tem por base o método vetorial. O valor da massa de desequilíbrio e da massa de teste foi medido através de uma balança de precisão da Denver Instruments®, modelo APX-200 (Figura 73), com resolução de 10^{-4} g. Na Tabela 25 estão apresentados os parâmetros usados neste processo.

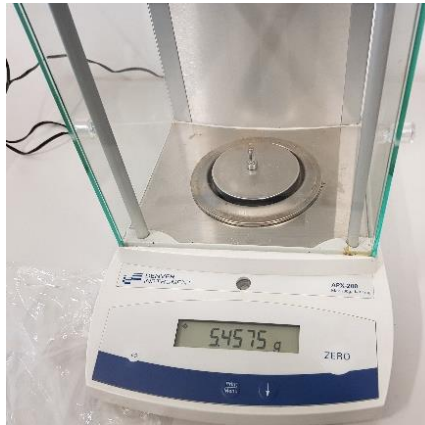


Figura 73 – Balança Denver Instruments®, modelo APX-200

Tabela 25 – Parâmetros do processo de equilibragem

Variáveis	Valor
Massa de desequilíbrio	7,1204 g
Massa de teste	5,4575 g
Velocidade de rotação	1680 rpm (28 Hz)

O desequilíbrio foi gerado artificialmente através da adição da massa de desequilíbrio ao disco situado mais próximo do motor elétrico, para a posição angular de 0° definida relativamente à posição angular da fita refletora, ver Figura 74 (a). Realizou-se a primeira aquisição e determinou-se o ângulo de fase entre o sinal da vibração para o eixo “Z” e o sinal do tacómetro pela Equação 19, obtendo-se o vetor polar do desequilíbrio inicial, o qual se representa na Figura 74 (b).

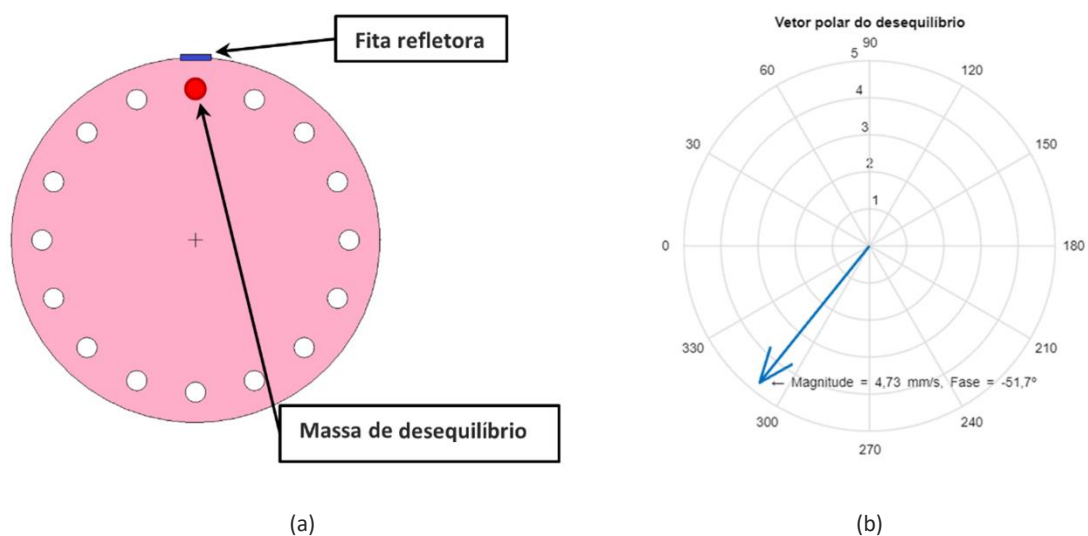


Figura 74 – Representação da posição da massa de desequilíbrio (a) e do vetor polar de desequilíbrio (b)

Em seguida, foi adicionada a massa de teste ao disco (Figura 75 (a)), introduzindo no programa o seu valor. A partir da medição da vibração foi determinado o novo vetor polar do desequilíbrio, o qual corresponde à combinação da massa de desequilíbrio mais a massa de teste (Figura 75 (b)).

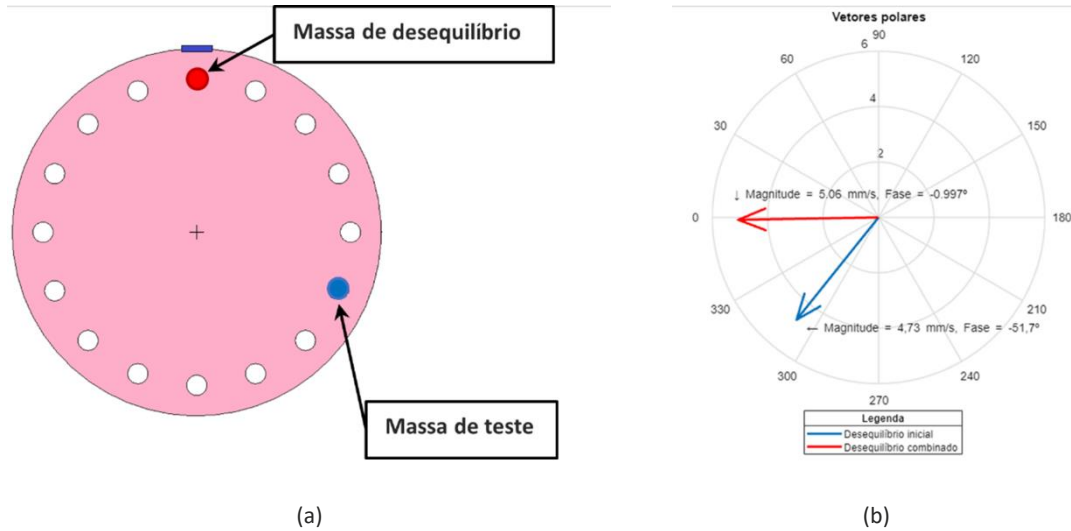


Figura 75 – Representação da posição da massa de desequilíbrio e da massa de teste (a) e dos vetores polares de desequilíbrio e de desequilíbrio mais massa de teste (b)

A partir dos dois vetores polares são determinados o valor da massa de correção e a sua posição angular definida relativamente à massa de teste, os quais têm os valores de, respetivamente, 6,14 g e 68,7°. Na Figura 76 estão representados os vetores obtidos a partir o processo de equilibragem efetuada. O valor da massa de correção não corresponde à massa de desequilíbrio introduzida artificialmente na máquina devido a esta já apresentar inicialmente algum desequilíbrio.

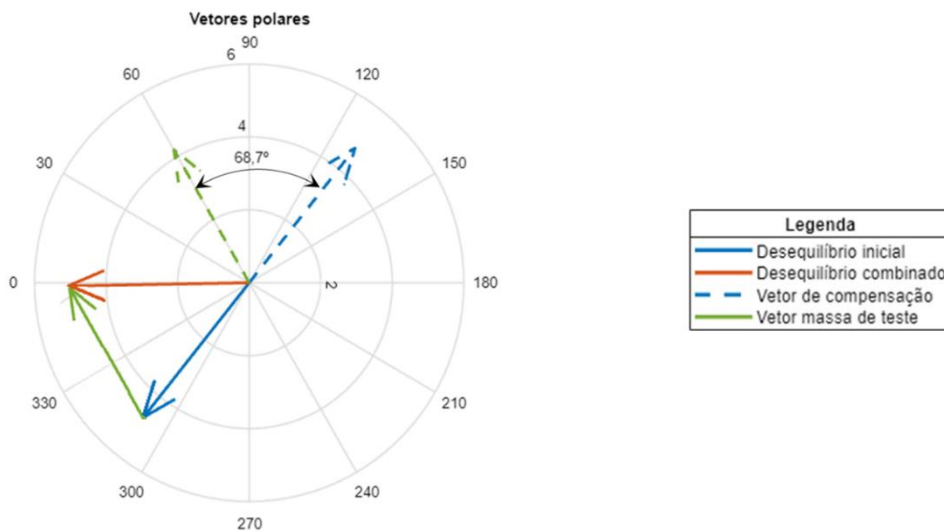


Figura 76 – Representação dos vetores polares de desequilíbrio, de desequilíbrio mais massa de teste e da massa de correção

Devido às limitações no valor e posição angular da massa de correção, não foi possível corrigir por completo o desequilíbrio gerado. Procurou-se reduzir o mesmo, introduzindo uma massa de valor e posição angular próximos dos obtidos através deste processo. O programa desenvolvido permite estimar os novos valores da amplitude de vibração e o nível de correção obtido para quaisquer outros valores que não aqueles que foram determinados. Na Tabela 26 são apresentados os valores da massa e posição angular usados na correção do desequilíbrio e a correspondente estimativa da magnitude de vibração e a percentagem de correção do desequilíbrio resultante.

Tabela 26 – Resultado do processo de correção do desequilíbrio estático

Massa de correção a introduzir		Estimativa de correção	
Valor [g]	7,0356	Magnitude resultante [mm/s]	0,729
Posição angular relativamente à massa de teste [°]	67,5	Correção do desequilíbrio [%]	84,5

Retirou-se a massa de teste, introduziu-se a massa de correção na posição indicada na Figura 77 e realizou-se nova medição do nível de vibração. Os resultados superaram a estimativa inicial, tendo-se obtido uma redução na vibração em 88,1 %. O equipamento apresentava inicialmente um valor eficaz da amplitude de vibração de 4,73 mm/s e passou para 0,561 mm/s após a adição de massa de correção. Conforme a norma ISO 10816, a classificação inicial do equipamento era “Perigoso” e passou para “Bom”.

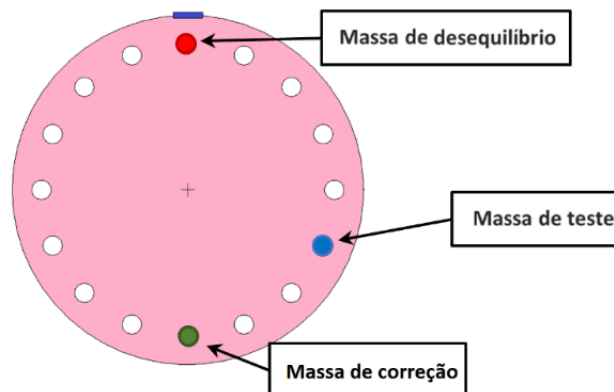


Figura 77 – Posição das massas de desequilíbrio, de teste e de correção adicionadas ao disco

CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

6.1 Conclusões

6.2 Propostas para trabalhos futuros

6 CONCLUSÕES E PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

Neste capítulo são discutidos os resultados obtidos, enunciadas as conclusões, avaliado o cumprimento dos objetivos inicialmente estipulados, e apresentadas as propostas de trabalhos futuros concordantes ou complementares do trabalho realizado.

6.1 CONCLUSÕES

A monitorização da condição em máquinas pela análise das vibrações é um processo de grande importância na perspetiva da manutenção preditiva, permitindo acompanhar a evolução de uma avaria num elemento rotativo e estimar a sua vida útil, substituindo ou reparando-o apenas quando necessário, através de intervenções programadas.

O desequilíbrio constitui a avaria mais comum em veios e pode ser de três tipos, como se mencionou anteriormente, estático, de binário ou dinâmico, consoante a distribuição de massa no elemento rotativo.

O procedimento experimental teve como objetivo o diagnóstico dos três tipos de desequilíbrios, os quais foram criados artificialmente num equipamento de simulação de avarias e baseado na análise da resposta em velocidade do sinal de vibração produzido. Na Tabela 27 estão sumariados os resultados obtidos dos diagnósticos realizados.

Tabela 27 – Sumário dos resultados obtidos dos diagnósticos de desequilíbrios

Tipo de desequilíbrio	Magnitude do sinal [mm/s]		Ângulo de fase		
			Valor esperado [°]	Valor obtido [°]	Erro [%]
Estático	1,58		0	-1,60	-
De binário	Apoio 1	0,866	±180	-176,84	1,76
	Apoio 2	1,18			
Dinâmico	Apoio 1	3,67	-90	-90,76	0,84
	Apoio 2	1,47			

De um modo geral, os resultados obtidos são bastante satisfatórios, nomeadamente os valores do ângulo de fase, resultando em erros percentuais bastante reduzidos. As discrepâncias nos valores de fase registados podem dever-se, como mencionado na secção 5.4, ao facto de o veio do equipamento apresentar inicialmente um ligeiro desequilíbrio. A baixa magnitude do sinal de vibração produzido no diagnóstico de desequilíbrio estático e de binário deve-se à introdução de massas de desequilíbrio de baixo valor e à baixa velocidade de rotação imposta ao veio.

Inicialmente, o intuito seria analisar o desequilíbrio a velocidades do veio mais elevadas e introduzir massas mais significativas (na ordem dos 8 g) de modo a destacar a magnitude do sinal de vibração à frequência fundamental. Porém o equipamento entraria em ressonância, influenciando severamente a qualidade dos resultados obtidos.

No capítulo introdutório estipularam-se os objetivos. Na Tabela 28 estão apresentadas as respostas às metas definidas com base no trabalho desenvolvido.

Tabela 28 – Resposta aos objetivos do trabalho

Objetivo	Conclusão
<p>1. Identificação dos tipos de desequilíbrios em máquinas com elementos rotativos.</p>	<p>O trabalho desenvolvido corroborou a metodologia de identificação dos três tipos de desequilíbrio mencionada na revisão bibliográfica. Os desequilíbrios são caracterizados por apresentarem uma magnitude de vibração elevada à frequência fundamental da máquina, na direção radial, mas distinguem-se entre si na análise da fase:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Desequilíbrio estático, distinto pelo facto dos sinais de vibração e do tacómetro estarem em fase; • Desequilíbrio de binário, caracterizado pela oposição de fase entre os sinais de vibração nos apoios do veio; • Desequilíbrio dinâmico, distinto pelo desfasamento entre os sinais de vibração nos apoios do veio.
<p>2. Clarificação do uso da análise de vibração para o diagnóstico da condição de desequilíbrio de elementos rotativos.</p>	<p>O trabalho desenvolvido comprovou que a análise de vibração permite diagnosticar de modo fácil e eficiente os desequilíbrios, obtendo-se resultados satisfatórios e precisos.</p>
<p>3. Definição de procedimentos para monitorização da condição através da análise de vibração.</p>	<p>A metodologia experimental adotada baseou-se no procedimento habitual de monitorização da condição de máquinas. De um modo geral, o sinal de vibração é adquirido diretamente no equipamento. Seguidamente é realizado o pós-processamento, onde o espetro do sinal de vibração adquirido e os respetivos parâmetros de amplitude são analisados e comparados com dados de referência do equipamento ou com registos de intervenções anteriores. O agendamento da intervenção seguinte poderá estar dependente dos resultados da análise, isto é, caso seja detetada a presença ou um agravamento severo de uma avaria, o período entre intervenções deverá ser ajustado.</p>

Para além do diagnóstico dos três tipos de desequilíbrios, realizou-se a equilibragem a um plano do veio com desequilíbrio estático, cujos resultados estão sumariados na Tabela 29.

Tabela 29 – Análise dos resultados obtidos da equilibragem a um plano

Parâmetro	Valor esperado	Valor obtido	Erro [%]
Massa de correção	7,12040 g	6,14075 g	13,76
Posição angular relativamente à massa de teste	67,5000°	68,7255°	-1,82

Numa primeira análise dos resultados, destaca-se uma ligeira discrepância entre o valor esperado da massa de equilibragem, que deveria ser coincidente com o valor da massa do desequilíbrio artificial, e o valor da massa de correção obtido. Este resultado é indicativo da presença de um desequilíbrio no próprio equipamento, possivelmente a uma posição angular próxima à da massa de correção, o que é também corroborado pelo reduzido erro na obtenção da posição angular da massa de correção relativamente à massa de teste (correspondente à posição angular oposta à da massa de desequilíbrio inicial).

É importante destacar o facto de os programas terem sido desenvolvidos pelo autor, de raiz, em ambiente Labview®, ao longo de três meses de trabalho diário de programação e testagem dos programas, apesar das restrições impostas pela pandemia, da dificuldade de obter licença do Labview® em ambiente doméstico e de limitações associadas ao próprio *software*. Este é intuitivo, mas bastante incompleto, tendo-se recorrido, por diversas ocasiões, a programação de baixo nível a fim de conferir aos programas desenvolvidos certas funcionalidades. Após a realização desta dissertação, o Laboratório de Mecânica Aplicada do Instituto Superior de Engenharia do Porto passou a dispor de ferramentas de análise na área de diagnóstico de avarias em máquinas, algo que anteriormente não possuía.

Apesar das dificuldades, na perspetiva do autor, o desenvolvimento desta dissertação permitiu assimilar conteúdos de extrema importância na temática da análise de vibrações e da monitorização da condição de equipamentos. Foram desenvolvidas competências extensas de programação em Labview®, de pesquisa e interpretação de artigos científicos, assim como na escrita e apresentação de conteúdos. É também relevante realçar que o autor considerou a experiência autónoma de trabalho em laboratório extremamente enriquecedora, permitindo estabelecer o contacto direto com os equipamentos necessários e cimentar os conceitos teóricos adquiridos, tanto na pesquisa bibliográfica, como no seu percurso académico.

6.2 PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

Em concordância com o trabalho desenvolvido no âmbito da dissertação de mestrado, seguidamente apresentam-se algumas propostas para trabalhos futuros:

- Diagnosticar e retificar as avarias presentes no equipamento de simulação;
- Simular e diagnosticar outros tipos de avarias em elementos rotativos, nomeadamente engrenagens, rolamentos, correias e apoios com folgas, procurando usufruir de todas as capacidades dos programas desenvolvidos;
- Realizar a monitorização da condição, pela análise de vibrações, recorrendo ao programa de monitorização em contínuo da condição;
- Desenvolver um programa de equilibragem em dois planos e utilizá-lo na correção de desequilíbrios de binário e dinâmico;
- Melhorar o programa de equilibragem a um plano, de modo a permitir optar entre o método vetorial e o método de análise dos esforços nos apoios do veio;
- Recorrer aos programas desenvolvidos para diagnosticar e corrigir um desequilíbrio estático em ambiente industrial.

**BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES
DE INFORMAÇÃO**

7 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

- [1] British Standards Institution, «BSI Standards Publication Maintenance — Maintenance terminology». EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION, Bruxelas, Bélgica, p. 36, 2010.
- [2] Y. Wu, S. Li, S. Liu, H.-S. Dou, e Z. Qian, «Vibration-Based Condition Monitoring». John Wiley & Sons, Ltd, Nova Deli, Índia, pp. 431–477, Abr. 2011.
- [3] B. Christiansen, «4 Practices for Catching Early Signs of Machine Deterioration», 2020. <https://www.thomasnet.com/insights/4-practices-for-catching-early-signs-of-machine-deterioration/> (acedido Mar. 26, 2021).
- [4] MOBIUS INSTITUTE, «Manual do curso técnico: “Analista de Vibrações - Categoria II”». SPECMAN Lda, Lisboa, Portugal, p. 281, 2005.
- [5] J. Farinha, «Asset Maintenance Engineering Methodologies». CRC Press, Florida, EUA, p. 322, Abr. 2018.
- [6] D. Norfield, «Practical Balancing of Rotating Machinery». Elsevier Ltd, Amesterdão, Países Baixos, p. 217, 2006.
- [7] A. Wolak, W. Krasodomski, e G. Zajac, «FTIR analysis and monitoring of used synthetic oils operated under similar driving conditions», *Friction*, vol. 8, pp. 995–1006, 2020.
- [8] A. Permanyer, L. Douifi, A. Lahcini, J. Lamontagne, e J. Kister, «FTIR and SUVF spectroscopy applied to reservoir compartmentalization: a comparative study with gas chromatography fingerprints results», *Fuel*, vol. 81. pp. 861–866, 2002.
- [9] AMETEK Spectro Scientific, «Rotating Disk Electrode (RDE) Optical Emission Spectroscopy - An Overview Analysis Applications», *AZoM*, 2020. <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=9649> (acedido Out. 31, 2020).
- [10] S. Selcuk, «Predictive maintenance, its implementation and latest trends», *J. Eng. Manuf.*, vol. 231, pp. 1670–1679, Jan. 2016.
- [11] M. C. Isa, N. H. N. Yusoff, H. Nain, M. S. D. Yati, M. M. Muhammad, e I. M. Nor, «Ferrographic Analysis of Wear Particles of Various Machinery Systems of a Commercial Marine Ship», *Procedia Eng.*, vol. 68, pp. 345–351, 2013.
- [12] S. Raadnui, «Low-cost Used Grease Analysis for Rolling Element Bearings», 2004. <https://www.machinerylubrication.com/Read/672/grease-analysis-bearings> (acedido Out. 31, 2020).
- [13] Renown Electric Inc., «Infrared Thermography», 2020. <https://www.renown-electric.com/preventative-predictive-maintenance-services/infrared->

- thermography/ (acedido Out. 31, 2020).
- [14] P. Girdhar e C. Scheffer, «Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance». Newnes, Oxford, Reino Unido, p. 255, 2004.
- [15] «Ruch harmoniczny», 2015. https://www.wikiwand.com/pl/Ruch_harmoniczny (acedido Out. 31, 2020).
- [16] MOBIUS INSTITUTE, «Vibration Training: Quick Reference : Glossary, Diagnostic Guide, Useful Charts and Tables». Uhre & Nybæk, Kongerslev, Dinamarca, p. 157, 2005.
- [17] J. S. Natyresa, «Vibrações». Campinas, Brasil, p. 16, 2013.
- [18] M. Gussow, «Eletricidade básica». Porto Alegre, Brasil, p. 570, 2009.
- [19] S. Patidar e P. Soni, «An Overview on Vibration Analysis Techniques for the Diagnosis of Rolling Element Bearing Faults», *Int. J. Eng. Trends Technol.*, 2013.
- [20] S. R. Singiresu, *Mechanical vibration*, 5ª Edição. Nova Jérсия, EUA: Pearson Education, Inc., 2011.
- [21] Y. C. Mo, K. Y. Su, W. Bin Kang, L. B. Chen, W. J. Chang, e Y. H. Liu, «An FFT-based high-speed spindle monitoring system for analyzing vibrations», *Eleventh International Conference on Sensing Technology*. Sydney, Austrália, pp. 1–4, 2017.
- [22] J. L. Cunningham, «Vibration analysis», *The Physical Measurement of Bone*. Institute of Physics Publishing, Bristol, Reino Unido, pp. 511–547, 2004.
- [23] R. Shukla e R. Tripathi, «A stand-alone Wind Energy Conversion System using wound rotor induction machine», *Proceedings of 2013 International Conference on Power, Energy and Control, ICPEC 2013*. Dindigul, Índia, pp. 662–667, Fev. 2013.
- [24] A. Fernandez, «Study of vibration», *Power-Mi*, 2020. <https://power-mi.com/content/study-vibration> (acedido Mar. 15, 2021).
- [25] A. R. Mohanty, «Machinery Condition Monitoring: Principles and Practices». CRC Press, Florida, EUA, p. 232, Dez. 2014.
- [26] M. Cerna e A. F. Harvey, «The Fundamentals of Signal Analysis», *Application Note*. National Instruments Co., p. 19, Jul. 2000.
- [27] WIKIPEDIA, «Leak effect», 2020. <https://de.wikipedia.org/wiki/Leck-Effekt> (acedido Nov. 25, 2020).
- [28] L. Chioye, «Choose The Right FFT Window Function When Evaluating Precision ADCs», *Electronic Design*. p. 8, 2013.
- [29] O. Gazi, *Understanding Digital Signal Processing*, 3ª Edição. Ancara, Turquia: Pearson Education Limited, 2016.
- [30] O. Døssing, «Structural Testing, Part I: Mechanical Mobility Measurements». Brüel & Kjær, Nærum, Dinamarca, p. 48, 1988.

- [31] C. Fu, X. Ren, Y. Yang, K. Lu, e Y. Wang, «Nonlinear response analysis of a rotor system with a transverse breathing crack under interval uncertainties», *Int. J. Non. Linear. Mech.*, vol. 105, pp. 77–87, 2018.
- [32] A. Nandi e H. Ahmed, «Condition Monitoring with Vibration Signals». John Wiley & Sons, Ltd, Chennai, Índia, p. 404, Dez. 2019.
- [33] A. Graps, «An Introduction to Wavelets», *IEEE Comput. Sci. Eng.*, vol. 2, pp. 50–61, 1995.
- [34] G. K. Singh e S. A. K. Sa'ad Ahmed, «Vibration signal analysis using wavelet transform for isolation and identification of electrical faults in induction machine», *Electr. Power Syst. Res.*, vol. 68, pp. 119–136, 2004.
- [35] L. Debnath e F. A. Shah, *Wavelet transforms and their applications*, 2ª Edição. Nova Iorque, EUA: Birkhäuser, 2015.
- [36] P. A. Payne, «Transducer», *McGraw-Hill Educ.*, 2020.
- [37] C. W. de Silva, *Vibration Fundamentals and Practice*. Florida, EUA: CRC Press, 2000.
- [38] Chemical Engineering World, «Tachometer Working and Types», 2020. <https://chemicalengineeringworld.com/tachometer-working-and-types/> (acedido Dez. 09, 2020).
- [39] P. Fears, «The History of the Tachometer», *Caigauge*, 2017. <https://www.caigauge.com/blog/the-history-of-the-tachometer> (acedido Dez. 09, 2020).
- [40] G. Krishnan, C. U. Kshirsagar, G. K. Ananthasuresh, e N. Bhat, «Micromachined high-resolution accelerometers», *J. Indian Inst. Sci.*, vol. 87, pp. 333–360, 2007.
- [41] NATIONAL INSTRUMENTS, «Measuring Vibration with Accelerometers», 2020. <https://www.ni.com/pt-pt/innovations/white-papers/06/measuring-vibration-with-accelerometers.html> (acedido Mar. 27, 2021).
- [42] Bruel & Kjaer, «Measuring Vibration». Bruel & Kjaer, Nærum, Dinamarca, p. 40, 1982.
- [43] Z. Ghemari, «Study and analysis of the piezoresistive accelerometer stability and improvement of their performances», *Int. J. Syst. Assur. Eng. Manag.*, vol. 8, pp. 1520–1526, 2017.
- [44] N. C. Yoder, D. E. Adams, e C. Aszkler, «Commonly used sensors for civil infrastructures and their associated algorithms», em *Sensor Technologies for Civil Infrastructures*, vol. 1, Woodhead Publishing, 2018, pp. 57–85.
- [45] X. Zou, P. Thiruvengatanathan, e A. A. Seshia, «A Seismic-Grade Resonant MEMS Accelerometer», *J. Microelectromechanical Syst.*, vol. 23, n. 4, pp. 768–770, 2014.
- [46] M. Elias, M. Vieira, S. Luiz, e S. Stevan Jr, «Análise geral sobre o acelerômetro», vol. 4. Conferência: Semana de Eletrônica e Automação, Ponta Grossa, Brasil, p. 6, 2013.

- [47] DJB instruments, «Accelerometer Mounting Guide», 2020. <https://www.djbinstruments.com/fr/information/technical-information-hub/accelerometer-mounting-guide> (acedido Dez. 13, 2020).
- [48] I. Korobiichuk, O. Bezvesilna, M. Kachniarz, M. Koshovyj, e V. Kvasnikov, «Methods and ways of piezoelectric accelerometers fastening on the objects of research», *Acta Phys. Pol.*, vol. 133, pp. 1112–1115, 2018.
- [49] C. M. Harris e A. G. Piersol, *Harris' shock and vibration handbook*, 5ª Edição. Nova Iorque, EUA: McGraw-Hill Education, 2002.
- [50] H. Himelblau, A. G. Piersol, J. H. Wise, e M. R. Grundvig, *Handbook for dynamic data acquisition and analysis*, 1ª Edição. Illinois, EUA: Institute of Environmental Sciences, 1995.
- [51] S. Hanly, «Signal Conditioning for Accelerometer-Based Vibration Testing». <https://blog.endaq.com/signal-conditioning-for-accelerometer-based-vibration-testing%0A> (acedido Dez. 13, 2020).
- [52] I. Koene, R. Viitala, e P. Kuosmanen, «Internet of Things Based Monitoring of Large Rotor Vibration with a Microelectromechanical Systems Accelerometer», *IEEE Access*, vol. 7, pp. 92210–92219, 2019.
- [53] N. INSTRUMENTS, «Data Acquisition (DAQ)», 2020. <https://www.ni.com/pt-pt/shop/data-acquisition.html> (acedido Dez. 14, 2020).
- [54] «Norma ISO 10816-1: Mechanical Vibration - Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts - Parte: 1-3». .
- [55] G. K. Grim, J. W. Haidler, e B. J. Mitchell, «The Basics of Balancing». Balance Technology Inc, Michigan, EUA, p. 28, 2014.
- [56] A. Fernandez, «Types of imbalance», *Power-Mi*, 2020. <https://power-mi.com/content/types-imbalance> (acedido Mar. 14, 2021).
- [57] IRD Products, «Dynamic Unbalance», 2020. <https://www.irdproducts.com/phone/dynamic-unbalance.html#:~:text=Dynamic unbalance is the most,do no coincide or touch> (acedido Dez. 19, 2020).
- [58] N. Azeem e X. Yuan, «Experimental study on the Condition Monitoring of Shaft Unbalance by using Vibrations Spectrum and phase Analysis», *2018 Condition Monitoring and Diagnosis (CMD)*. Perth, Austrália, pp. 1–6, 2018.
- [59] DEWESOFT, «Single and Dual-plane Rotor Balancing», 2021. <https://training.dewesoft.com/online/course/balancing> (acedido Mai. 05, 2021).
- [60] V. Fedak, P. Zaskalicky, e Z. Gelvanič, «Analysis of Balancing of Unbalanced Rotors and Long Shafts using GUI MATLAB», em *MATLAB Applications for the Practical Engineer*, vol. 1, K. Bennett, Ed. Rijeka, Croácia: InTech, 2014, pp. 535–564.
- [61] A. Fernandez, «Misalignment», *Power-Mi*, 2020. <https://power-mi.com/content/misalignment> (acedido Dez. 21, 2020).

- [62] A. Fernandez, «Bent shaft», *Power-Mi*, 2020. <https://power-mi.com/content/bent-shaft> (acedido Mar. 14, 2021).
- [63] A. Fernandez, «Looseness», *Power-Mi*, 2020. <https://power-mi.com/content/looseness> (acedido Mar. 14, 2021).
- [64] A. Fernandez, «Troubleshooting», *Power-Mi*, 2020. <https://power-mi.com/content/troubleshooting> (acedido Mar. 15, 2021).
- [65] G. H. Bate, «Vibration Diagnostics for Industrial Electric Motor Drives». Brüel & Kjær, Nærum, Dinamarca, p. 12, 2007.
- [66] M. H. Hekmat e G. A. Biukpour, «Numerical study of the oil whirl phenomenon in a hydrodynamic journal bearing», *J. Brazilian Soc. Mech. Sci. Eng.*, vol. 41, n. 5, p. 21, 2019.
- [67] A. Fernandez, «Troubleshooting of plain bearings», *Power-Mi*, 2020. <https://power-mi.com/content/troubleshooting-plain-bearings> (acedido Mar. 15, 2021).
- [68] A. Fernandez, «Troubleshooting of gears», *Power-Mi*, 2020. <https://power-mi.com/content/troubleshooting-gears> (acedido Mar. 15, 2021).
- [69] A. Fernandez, «Eccentricity», *Power-Mi*, 2020. <https://power-mi.com/content/eccentricity> (acedido Mar. 15, 2021).

ANEXOS

8 ANEXOS

ANEXO A FICHA TÉCNICA DA PLACA DE AQUISIÇÃO NATIONAL INSTRUMENTS® MODELO USB-4431

NI USB-443x Specifications

Français	Deutsch	日本語	한국어	简体中文
ni.com/manuals				

This document lists specifications for the NI USB-443x devices. The specifications apply to both the NI USB-4431 and NI USB-4432 unless otherwise noted. These specifications are typical at 25 °C unless otherwise stated. All specifications are subject to change without notice. Visit ni.com/manuals for the most current specifications and product documentation.



Caution The inputs of this sensitive test and measurement product are not protected for electromagnetic interference for functional reasons. As a result, this product may experience reduced measurement accuracy or other temporary performance degradation when cables are attached in an environment with electromagnetic interference present. Refer to the Declaration of Conformity (DoC) of this product for details of the standards applied to assess electromagnetic compatibility performance. To obtain the DoC, visit ni.com/certification, search by model number or product line, and click the appropriate link in the Certification column.



Caution To ensure the specified EMC performance, operate this product only with shielded cables and accessories.

Analog Input

Input channels	
NI USB-4431	4
NI USB-4432	5
Input connector	1 BNC per channel
PC communication.....	USB 2.0
Power consumption.....	2.5 W max
ADC resolution	24 bits
ADC type	Delta-sigma
Sampling mode	Simultaneous
Sample rates (f_s)	
Range	1 kS/s to 102.4 kS/s
Resolution ¹	≤2.10 mS/s
Internal frequency timebase accuracy.....	±100 ppm max

¹ Depends on the sample rate. Refer to the *Sample Rate and Update Rate, Accuracy and Coercion* section of the *NI Dynamic Signal Acquisition User Manual* for more information.

Input range
 NI USB-4431±10 V_{pk}
 NI USB-4432±40 V_{pk}
 FIFO buffer size1,023 samples (shared between all channels)
 Input couplingAC or DC, each channel independently software selectable

Input Impedance

Terminal	NI USB-4431 Input Impedance	NI USB-4432 Input Impedance
Between positive input and negative input	200 kΩ 130 pF	800 kΩ 120 pF
Between negative input and chassis ground	1 kΩ	1 kΩ

Absolute Maximum Input Voltage

Input	Voltage (V _{pk})*
Positive terminal (+)	±60
Negative terminal (-)	±10

Notes: Voltages above those listed in this table may cause permanent damage to the device.
 This is a stress rating only; specifications for the device are only valid when it is operated within its listed input range.
 * Voltages with respect to chassis ground.

AI Gain Accuracy (NI USB-4431)

Temperature Range	Amplitude Accuracy (AC at 1 kHz)* †	Amplitude Accuracy (DC)*
10 °C to 40 °C	±0.025 dB typ	±0.15% typ
	±0.032 dB max	±0.3% max
-30 °C to 70 °C	±0.052 dB max	±0.5% max

* For sample rates lower than 40 kS/s, add 0.01 dB of AC error and 0.1% of DC error to both typical and maximum specifications.
 † Applies to both AC and DC coupling.

AI Gain Accuracy (NI USB-4432)

Temperature Range	Amplitude Accuracy (AC at 1 kHz)*	Amplitude Accuracy (DC)*
10 °C to 40 °C	±0.025 dB typ	±0.25% typ
	±0.035 dB max	±0.35% max
-30 °C to 70 °C	±0.055 dB max	±0.65% max
* For sample rates lower than 40 kS/s, add 0.06 dB of AC error and 0.25% of DC error to both typical and maximum specifications.		

AI interchannel gain mismatch (-30 °C to 70 °C)

NI USB-44310.01 dB at 1 kHz

NI USB-44320.015 dB at 1 kHz

AI Offset

Temperature Range	NI USB-4431 Offset*	NI USB-4432 Offset*
10 °C to 40 °C	±750 µV typ	±2.6 mV typ
	±2.25 mV max	±7 mV max
-30 °C to 70 °C	±6.25 mV max	±17 mV max
* Source impedance ≤ 1 Ω. Offsets apply for both AC and DC coupling settings.		

AI Frequency Response

AI Amplitude Flatness

Input Signal Frequency (f_{in})	Flatness*
20 Hz to 20 kHz	±0.01 dB typ
	±0.02 dB max
20 Hz to 46.4 kHz	±0.02 dB typ
	±0.05 dB max
* Relative to 1 kHz	

AI phase linearity

$f_{in} = 20 \text{ Hz to } 20 \text{ kHz} \dots\dots\dots \pm 0.01^\circ$

$f_{in} = 20 \text{ Hz to } 46.4 \text{ kHz} \dots\dots\dots \pm 0.05^\circ$

AI interchannel phase mismatch

($f_{in} \geq 100 \text{ Hz}$).....0.02°/kHz · f_{in} typ, 0.04°/kHz · f_{in} max

-3 dB bandwidth0.49 · f_s

AC coupling

NI USB-4431

-3 dB cutoff frequency0.8 Hz

-0.1 dB cutoff frequency6 Hz

NI USB-4432

-3 dB cutoff frequency0.1 Hz

-0.1 dB cutoff frequency0.7 Hz

ADC filter delay (nominal).....39 samples

AI Distortion Plus Noise (NI USB-4431)

Input Signal Frequency (f_{in})	THD*	THD+N*
20 Hz to 20 kHz	-99 dB typ	-90 dB typ
	-93 dB max	-84 dB max
20 Hz to 46.4 kHz	-93 dB typ	-86 dB typ
	-87 dB max	-80 dB max
* $V_{in} = 8.9 V_{pk}$		

AI Distortion Plus Noise (NI USB-4432)

Input Signal Frequency (f_{in})	THD*	THD+N*
20 Hz to 20 kHz	-97 dB typ	-92 dB typ
	-91 dB max	-86 dB max
20 Hz to 46.4 kHz	-95 dB typ	-91 dB typ
	-89 dB max	-85 dB max
* $V_{in} = 8.9 V_{pk}$		

AI dynamic range (-60 dBFS, 1 kHz tone; $f_s = 102.4$ kS/s)

NI USB-4431100 dB typ, 98 dB min

NI USB-4432101 dB typ, 99 dB min

AI spurious free dynamic range (SFDR)

(-1 dBFS, 1 kHz tone; $f_s = 102.4$ kS/s).....104 dB

AI non-harmonic SFDR

(-1 dBFS, 1 kHz tone; $f_s = 102.4$ kS/s).....110 dB

AI intermodulation distortion (IMD)

(CCIF 11 kHz + 12 kHz, 1:1, -6 dBFS)-100 dB

AI Noise

Measurement Bandwidth	NI USB-4431 Noise	NI USB-4432 Noise
20 kHz	55 μV_{rms} typ	200 μV_{rms} typ
	75 μV_{rms} max	240 μV_{rms} max
46.4 kHz	75 μV_{rms} typ	250 μV_{rms} typ
	100 μV_{rms} max	300 μV_{rms} max

AI Common-Mode Rejection Ratio (CMRR)

AI CMRR ($f_{in} = 20 \text{ Hz to } 1 \text{ kHz}$)

NI USB-4431	55 dB
NI USB-4432	45 dB

AI Crosstalk

f_{in}	NI USB-4431*	NI USB-4432*
1 kHz	-110 dB	-105 dB
46.4 kHz	-90 dB	-80 dB
* Source impedance $\leq 50 \Omega$		

IEPE Excitation

Channels.....	AI0, AI1, AI2, AI3
Current	0 or 2.1 mA, each channel independently software selectable
Compliance voltage	20 V min
Output impedance	200 k Ω at 1 kHz
Current noise density	25 pA/ $\sqrt{\text{Hz}}$ at 10 kHz
Fault detection	
Thresholds.....	<1.5 V (short), >19.5 V (open)
Indication	Software, per channel

Transducer Electronic Data Sheet (TEDS) Support

Analog inputs AI<0..3> support Transducer Electronic Data Sheet (TEDS) according to the IEEE 1451 Standard.

For more information about TEDS, go to ni.com/info and enter the Info Code `rdteds`.

Maximum cable length 100 ft

Tachometer Inputs

You can use any analog input channel as a tachometer input.

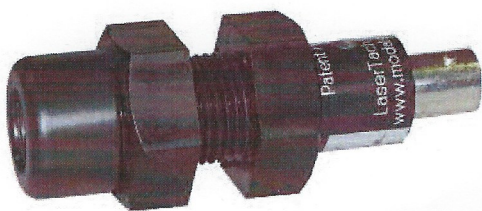
Analog Output (NI USB-4431)

Output channels	1
AO signal connection.....	BNC
AO frequency range	DC to 43.5 kHz
Internal frequency timebase accuracy.....	± 100 ppm max
DAC resolution	24 bits
DAC type	Delta-sigma
Output signal range.....	$\pm 3.5 V_{pk}$

ANEXO B FICHA TÉCNICA DO TACÓMETRO LT2, DA LASERTACH®

MODEL LASERTACH

ICP[®] LASER TACHOMETER LaserTach[™]



LaserTach shown with provided mounting nuts

The LaserTach[™] ICP[®] tachometer from The Modal Shop senses the speed of rotating equipment and outputs an analog voltage pulse train for referencing vibration signals to shaft speed. The sensor allows for measurements in excess of 30,000 RPM from distances as far as 20 inches (51 cm). A status LED provides positive, visual indication of proper signal pickup. The standard BNC jack connects the sensor to all constant current, ICP conditioned data acquisition systems and signal conditioners. Unlike magnetic tachometer pickups, the LaserTach does not require the rotating equipment to be a ferrous material - only a retroreflective target needs to be attached to the shaft.

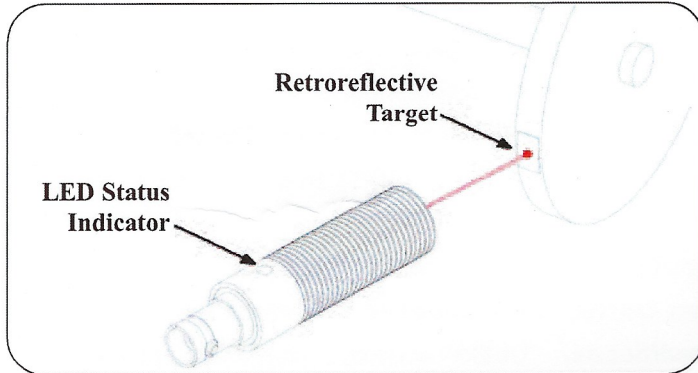
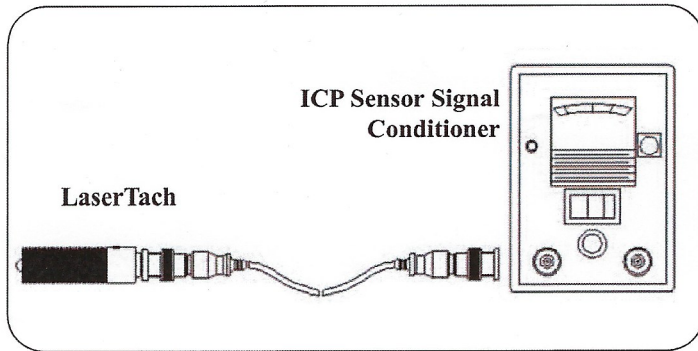
The unit powers from standard ICP sensor signal conditioning, requiring only a single coaxial or twisted pair cable connection - like your ICP accelerometers! No additional or specialized power source is needed. This facilitates deployment of multiple speed sensors using the same cabling and signal conditioning as your other ICP sensor arrays. Given that the LaserTach operates using the standard constant current supplied by many data acquisition systems it greatly simplifies your test system's cabling and configuration.

BENEFITS:

- Operates with standard ICP sensor signal conditioning.
- Easy to install - 20 inch range in a standard bolt package offers flexibility.
- One pulse per revolution eliminates need to oversample all channels for a high frequency tach signal.
- Simplifies cable management for dynamic testing of rotating equipment.



MODEL LASERTACH™



Using The LaserTach

ICP® sensors are a popular family of dynamic transducers used for measuring acceleration, force, pressure, shock, and strain. They rely upon a constant current excitation to the sensor from a signal conditioner.

Rotating shaft speed can now be measured using these same signal conditioning/data acquisition channels. While conventional tachometers require a special power supply, the ICP LaserTach is powered from an ICP sensor signal conditioner, and outputs a voltage pulse train at the frequency of the shaft speed.

Simply connect the LaserTach BNC connector to an ICP sensor signal conditioner and point the laser at a retroreflective target on the rotating shaft. The LED on the LaserTach gives a visual indication of the passing target while the voltage pulse train is output on the BNC connector.

An available LaserTach Kit includes LaserTach, BNC cable, mini-tripod with clip and retroreflective tape.

SPECIFICATIONS:*

PERFORMANCE

Speed Range:	Revs Per Minute (RPM)	30,000
	Revs Per Second (RPS)	500
	Revs Per Hour (RPH)	1,800,000
Output Amplitude		See chart at right
Operating Range: 90° Incidence		20 inches (51 cm)

ENVIRONMENTAL

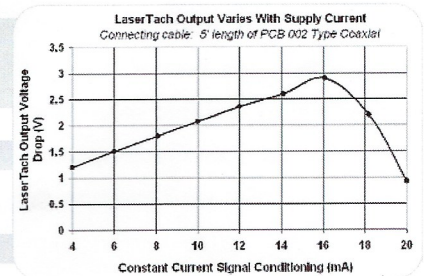
Operating Temperature Range	14° to 122° F (-10° to 50° C)
Storage Temperature Range	-40° to 185° F (-40° to 85° C)

ELECTRICAL

Excitation Voltage	18 to 30 VDC
Constant Current Excitation	3 to 20 mA
Output Impedance	< 100 Ohms

MECHANICAL

Size (Length x Diameter)	3.5 inches x 0.625 inches (88,9 mm x 15,9 mm)
Mounting Thread	5/8-18 UNF 2A
Weight: With Mounting Nuts	0.85oz (24 grams)
Without Mounting Nuts	0.6 oz (17 grams)
Connector Type	BNC Jack



The Modal Shop 3149 E Kemper Road, Cincinnati, OH 45241
Toll free 800-860-4867 / Phone 513-351-9919 / Fax 513-458-2172
E-mail info@modalshop.com Web site www.modalshop.com

© 2006 PCB Group, Inc. In the interest of constant product improvement, specifications are subject to change without notice.

*The specifications on this sheet are typical, operating range may vary slightly depending on the optical contrast available in operating environment. PCB and ICP are registered trademarks of PCB Group, Inc. LaserTach is a trademark of The Modal Shop, Inc.

ANEXO C RELATÓRIO DE CALIBRAÇÃO DO ACELERÓMETRO PCB PIEZOTRONICS®, MODELO 356B11

~ Calibration Certificate ~

Per ISO 16063-21

Model Number: 356B11

Serial Number: 187348 (x axis)

Description: ICP® Triaxial Accelerometer

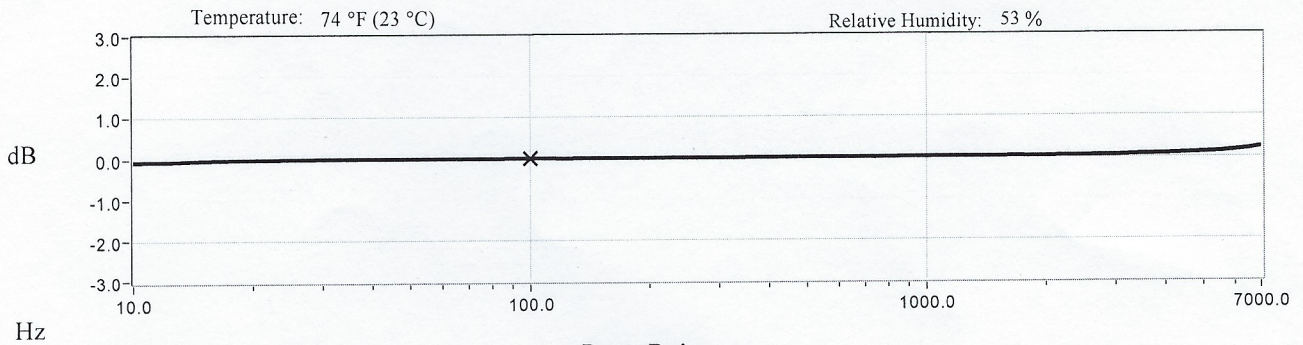
Manufacturer: PCB

Method: Back-to-Back Comparison AT401-3

Calibration Data

Sensitivity @ 100 Hz 10.10 mV/g Output Bias 10.2 VDC
(1.030 mV/m/s²) Transverse Sensitivity 2.0 %
Discharge Time Constant 0.7 seconds

Sensitivity Plot



Data Points

Frequency (Hz)	Dev. (%)	Frequency (Hz)	Dev. (%)	Frequency (Hz)	Dev. (%)
10	-0.9	300	0.0	7000	2.6
15	-0.4	500	0.1		
30	-0.1	1000	0.1		
50	-0.1	3000	0.4		
REF. FREQ.	0.0	5000	1.1		

Mounting Surface: Beryllium Fastener: Adhesive Fixture Orientation: Inverted Vertical

Acceleration Level (pk): 10.0 g (98.1 m/s²)

*The acceleration level may be limited by shaker displacement at low frequencies. If the listed level cannot be obtained, the calibration system uses the following formula to set the vibration amplitude: Acceleration Level (g) = 0.008 x (freq)². †The gravitational constant used for calculations by the calibration system is: 1 g = 9.80665 m/s².

Condition of Unit

As Found: n/a

As Left: New Unit, In Tolerance

Notes

1. Calibration is NIST Traceable thru Project 683/283498 and PTB Traceable thru Project 10065.
2. This certificate shall not be reproduced, except in full, without written approval from PCB Piezotronics, Inc.
3. Calibration is performed in compliance with ISO 9001, ISO 10012-1, ANSI Z540.3 and ISO 17025.
4. See Manufacturer's Specification Sheet for a detailed listing of performance specifications.
5. Measurement uncertainty (95% confidence level with coverage factor of 2) for frequency ranges tested during calibration are as follows: 5-9 Hz; +/- 2.0%, 10-99 Hz; +/- 1.5%, 100-1999 Hz; +/- 1.0%, 2-10 kHz; +/- 2.5%.

Technician: Monty Manning *MM* Date: 7/30/2015



CALIBRATION CERT #1862.02

PCB PIEZOTRONICS
VIBRATION DIVISION

Headquarters: 3425 Walden Avenue, Depew, NY 14043

Calibration Performed at: 10869 Highway 903, Halifax, NC 27839

TEL: 888-684-0013

FAX: 716-685-3886

www.pcb.com

CAL2-3521144009.309+0



~ Calibration Certificate ~

Per ISO 16063-21

Model Number: 356B11

Serial Number: 187348 (y axis)

Description: ICP® Triaxial Accelerometer

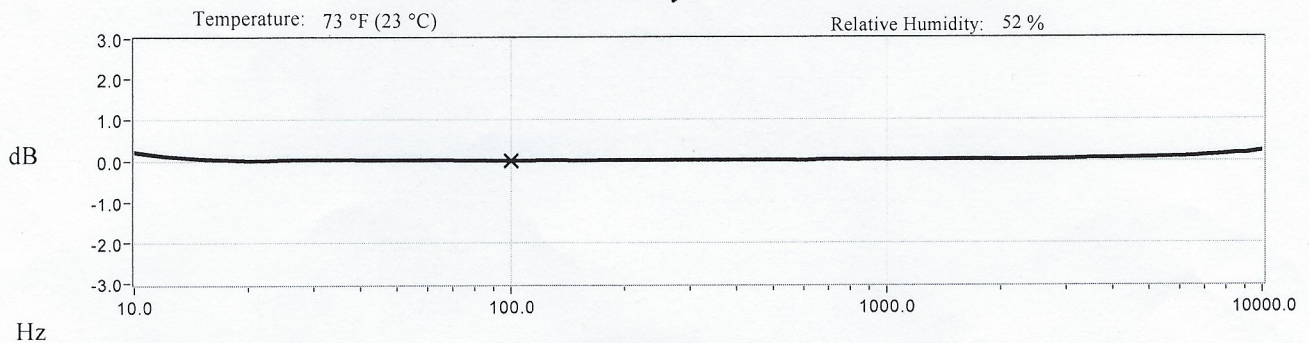
Manufacturer: PCB

Method: Back-to-Back Comparison AT401-3

Calibration Data

Sensitivity @ 100 Hz 10.08 mV/g Output Bias 10.0 VDC
(1.028 mV/m/s²) Transverse Sensitivity 2.4 %
Discharge Time Constant 0.7 seconds

Sensitivity Plot



Data Points

Frequency (Hz)	Dev. (%)	Frequency (Hz)	Dev. (%)	Frequency (Hz)	Dev. (%)
10	2.4	300	0.1	7000	1.4
15	0.6	500	0.1	10000	2.7
30	0.3	1000	0.2		
50	0.2	3000	0.5		
REF. FREQ.	0.0	5000	0.8		

Mounting Surface: Beryllium w/Silicone Grease Fastener: 5-40 Female Fixture Orientation: Vertical

Acceleration Level (pk): 10.0 g (98.1 m/s²)

¹The acceleration level may be limited by shaker displacement at low frequencies. If the listed level cannot be obtained, the calibration system uses the following formula to set the vibration amplitude: Acceleration Level (g) = 0.008 x (freq)². ²The gravitational constant used for calculations by the calibration system is: 1 g = 9.80665 m/s².

Condition of Unit

As Found: n/a
As Left: New Unit, In Tolerance

Notes

1. Calibration is NIST Traceable thru Project 683/283498 and PTB Traceable thru Project 10065.
2. This certificate shall not be reproduced, except in full, without written approval from PCB Piezotronics, Inc.
3. Calibration is performed in compliance with ISO 9001, ISO 10012-1, ANSI Z540.3 and ISO 17025.
4. See Manufacturer's Specification Sheet for a detailed listing of performance specifications.
5. Measurement uncertainty (95% confidence level with coverage factor of 2) for frequency ranges tested during calibration are as follows: 5-9 Hz; +/- 2.0%, 10-99 Hz; +/- 1.5%, 100-1999 Hz; +/- 1.0%, 2-10 kHz; +/- 2.5%.

Technician: Monty Manning *MA* Date: 7/30/2015



CALIBRATION CERT #1862.02

PAGE 1 of 1



Headquarters: 3425 Walden Avenue, Depew, NY 14043

Calibration Performed at: 10869 Highway 903, Halifax, NC 27839

TEL: 888-684-0013

FAX: 716-683-3886

www.pcb.com

CAL2-3521149636.952+0



~ Calibration Certificate ~

Per ISO 16063-21

Model Number: 356B11

Serial Number: 187348 (z axis)

Description: ICP® Triaxial Accelerometer

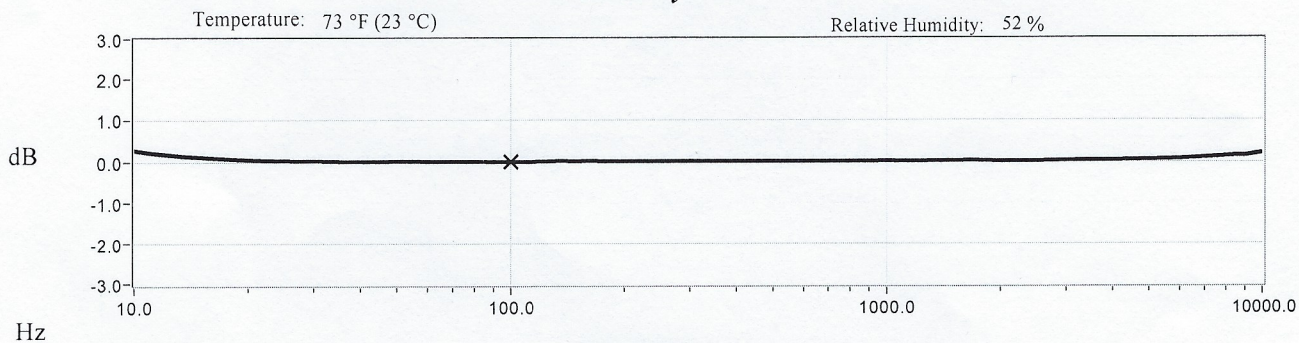
Manufacturer: PCB

Method: Back-to-Back Comparison AT401-3

Calibration Data

Sensitivity @ 100 Hz 10.09 mV/g Output Bias 10.1 VDC
(1.029 mV/m/s²) Transverse Sensitivity 1.2 %
Discharge Time Constant 0.8 seconds

Sensitivity Plot



Data Points

Frequency (Hz)	Dev. (%)	Frequency (Hz)	Dev. (%)	Frequency (Hz)	Dev. (%)
10	3.1	300	0.1	7000	1.1
15	1.2	500	0.1	10000	2.4
30	0.2	1000	0.1		
50	0.1	3000	0.3		
REF. FREQ.	0.0	5000	0.6		

Mounting Surface: Beryllium w/Silicone Grease Fastener: 5-40 Female Fixture Orientation: Vertical

Acceleration Level (pk): 10.0 g (98.1 m/s²)

¹The acceleration level may be limited by shaker displacement at low frequencies. If the listed level cannot be obtained, the calibration system uses the following formula to set the vibration amplitude: Acceleration Level (g) = 0.008 x (freq)². ²The gravitational constant used for calculations by the calibration system is: 1 g = 9.80665 m/s².

Condition of Unit

As Found: n/a
As Left: New Unit, In Tolerance

Notes

1. Calibration is NIST Traceable thru Project 683/283498 and PTB Traceable thru Project 10065.
2. This certificate shall not be reproduced, except in full, without written approval from PCB Piezotronics, Inc.
3. Calibration is performed in compliance with ISO 9001, ISO 10012-1, ANSI Z540.3 and ISO 17025.
4. See Manufacturer's Specification Sheet for a detailed listing of performance specifications.
5. Measurement uncertainty (95% confidence level with coverage factor of 2) for frequency ranges tested during calibration are as follows: 5-9 Hz; +/- 2.0%, 10-99 Hz; +/- 1.5%, 100-1999 Hz; +/- 1.0%, 2-10 kHz; +/- 2.5%.

Technician: Monty Manning *mm* Date: 7/30/2015



CALIBRATION CERT #1862.02

PAGE 1 of 1



Headquarters: 3425 Walden Avenue, Depew, NY 14043

Calibration Performed at: 10869 Highway 903, Halifax, NC 27839

TEL: 888-684-0013 FAX: 716-685-3886 www.pcb.com

CAL2-3521149831.351+0

