



ISEL

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA

Área Departamental de Engenharia Mecânica



Técnicas Avançadas de Análise de Vibração no âmbito do Controlo de Condição

DAVID ALEXANDRE GERMANO COSTA
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientadores:

Especialista António Afonso Roque
Doutora Inês Jerónimo Barbosa

Júri:

Presidente: Doutor João Manuel Ferreira Calado

Vogais:

Doutor Tiago Alexandre Narciso da Silva
Especialista António Afonso Roque

Dezembro 2017



ISEL

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA

Área Departamental de Engenharia Mecânica

Técnicas Avançadas de Análise de Vibração no âmbito do Controlo de Condição

DAVID ALEXANDRE GERMANO COSTA

(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre
em Engenharia Mecânica

Orientadores:

Especialista António Afonso Roque

Doutora Inês Jerónimo Barbosa

Júri:

Presidente: Doutor João Manuel Ferreira Calado

Vogais:

Doutor Tiago Alexandre Narciso da Silva

Especialista António Afonso Roque

Dezembro 2017

Agradecimentos

Este trabalho representa o final de mais uma etapa da minha vida. Uma etapa que se tornou possível de realizar devido ao apoio que várias pessoas prestaram. Por este motivo, quero expressar-lhes o meu profundo agradecimento.

Começo por agradecer à Doutora Inês Jerónimo Barbosa pelo apoio concedido. E principalmente ao Mestre António Roque pela oportunidade, apoio e orientação concedidos neste trabalho. Por toda a ajuda, transmissão de conhecimentos e disponibilidade.

Agradeço também à empresa DatAnálise – Serviços e Técnicas de Manutenção, Lda., e a todos os que fazem parte desta empresa por me terem recebido e proporcionado todos os meios e condições necessários para a execução deste trabalho e, em especial:

Ao Sr José Dominguez pela disponibilidade e vontade de acompanhar o meu trabalho, revelando-se fundamental na transmissão de conhecimentos e orientação nos vários ensaios efetuados.

Quero agradecer igualmente aos meus colegas, por todo o seu companheirismo e amizade sempre demonstrada.

Por fim, mas não menos importante, quero expressar o meu profundo agradecimento à minha família pelo apoio incondicional que sempre me deram, sendo que sem eles tudo teria sido mais difícil.

A todos, o meu Obrigado!

Resumo

No âmbito da manutenção condicionada de equipamentos, o presente trabalho tem como objetivo principal o estudo de determinadas técnicas avançadas de análise de vibrações.

Quando, em situação industrial se optar por uma manutenção condicionada, a análise de vibrações toma elevada importância uma vez que, é uma componente dessa manutenção com elevada importância e utilização. Deste modo, torna-se imprescindível a referência a certas técnicas avançadas que permitem um diagnóstico rápido e seguro em certas aplicações e em determinados problemas.

No presente trabalho, é passada em revisão a evolução do conceito de manutenção e suas variantes. Estudam-se os princípios de análise de vibrações assim como, os princípios da instrumentação que permitem a medição dessas vibrações. Já em relação às técnicas propriamente ditas, o seu estudo passará pela descrição teórica/prática de cada uma dessas, tendo sempre como referência o analisador CSI 2140.

Utilizando unidades didáticas, foram realizados ensaios em laboratório, que permitiram aplicar cada uma das técnicas. Sendo assim possível apresentar as variantes da sua aplicação.

Palavras-Chave: Manutenção condicionada, Análise de vibrações, Controlo de condição, Técnicas avançadas de análise de vibrações.

Abstract

In the context of conditioned equipment maintenance, the main objective of this work is the study of certain advanced vibration analysis techniques.

When in an industrial situation, conditioned maintenance is chosen, the analysis of vibrations is of high importance since it is a component of this maintenance with high importance and use. This makes it necessary to refer to certain advanced techniques that allow rapid and safe diagnosis in certain applications and certain problems.

In the present work the evolution of the concept of maintenance, its variants and the principles of vibration analysis are reviewed, as well as the principles of instrumentation that allow the measurement of these vibrations. Regarding the techniques themselves, their study will go through the theoretical / practical description of each of these, always having as reference the analyzer CSI 2140

Using didactic units, laboratory tests were carried out that allowed each of the techniques to be applied. Therefore it is possible to present the variants of its application.

Key words: Conditional maintenance, Vibration analysis, Condition control, Advanced vibration analysis techniques

Lista de Abreviaturas e Símbolos

A – Amplitude

T – Período

CPM – Ciclos por minuto

RMS – *Root mean square*

m – Massa

k – Rigidez

ω_n – Frequência natural

F_a – Força de amortecimento

c – Constante de amortecimento

c_c – Constante de amortecimento crítico

ζ - Fator de amortecimento

ω_d – Frequência natural amortecida

r – Razão de frequências

FFT – *Fast Fourier transform*

f_{amost} – Frequência de amostragem

L – Comprimento barra

E – Módulo de elasticidade

I – Momento de inércia

ω_k – Frequência natural da corda

ρ – Densidade linear da correia

FRF - Função de resposta em frequência

TSA – Time Synchronous averaging

FTF – Frequência de defeito na gaiola

BSF – Frequência de defeito na esfera ou rolo

BPFO – Frequência de defeito na pista externa

BPMI – Frequência de defeito na pista interna

Índice

| | | |
|--------|--|----|
| 1. | Introdução..... | 1 |
| 1.1. | Enquadramento da Dissertação..... | 1 |
| 1.2. | Objetivos da Dissertação..... | 2 |
| 1.3. | Metodologia..... | 2 |
| 1.4. | Estrutura da Dissertação | 2 |
| 2. | Manutenção | 4 |
| 2.1. | Introdução | 4 |
| 2.2. | Importância da Manutenção..... | 5 |
| 2.3. | Tipos de Manutenção..... | 5 |
| 2.3.1. | Manutenção Corretiva | 6 |
| 2.3.2. | Manutenção Preventiva Sistemática..... | 7 |
| 2.3.3. | Manutenção Preventiva Condicionada | 7 |
| 3. | Análise de Vibrações..... | 12 |
| 3.1. | Conceitos base sobre vibrações | 12 |
| 3.2. | Sistemas com 1 grau de liberdade..... | 15 |
| 3.3. | Frequência natural e Ressonância..... | 19 |
| 3.4. | Parâmetros utilizados para medir a amplitude | 21 |
| 3.5. | Aquisição de dados | 22 |
| 3.5.1. | Sensores..... | 22 |
| 3.5.2. | Analisador..... | 30 |
| 4. | Técnicas Avançadas de análise de vibrações | 37 |
| 4.1. | Introdução | 37 |
| 4.2. | <i>Bump Test</i> | 37 |
| 4.2.1. | Introdução..... | 37 |
| 4.2.2. | Descrição da técnica | 37 |
| 4.2.3. | Equipamentos necessários e esquema de montagem..... | 38 |
| 4.2.4. | <i>Bump Test</i> com o equipamento em estudo desligado | 39 |
| 4.2.5. | <i>Bump Test</i> com o equipamento ligado..... | 49 |
| 4.3. | Impact Test | 55 |
| 4.3.1. | Introdução..... | 55 |
| 4.3.2. | Descrição da técnica | 55 |
| 4.3.3. | Equipamentos necessários | 58 |
| 4.3.4. | Esquema de montagem..... | 58 |

| | | |
|--------|--|-----|
| 4.3.5. | Parâmetros a definir para o ensaio..... | 59 |
| 4.3.6. | Processo de aquisição de dados | 61 |
| 4.3.7. | Exemplos práticos..... | 62 |
| 4.4. | <i>Coast Down e run up</i> | 70 |
| 4.4.1. | Introdução..... | 70 |
| 4.4.2. | Coast Down Peak Hold | 71 |
| 4.4.3. | Coast Down Peak and Phase | 76 |
| 4.4.4. | Run up Peak Hold..... | 81 |
| 4.5. | Time Synchronous Averaging (TSA) | 84 |
| 4.5.1. | Descrição da técnica | 84 |
| 4.5.2. | Equipamentos necessários e Esquema de montagem | 87 |
| 4.5.3. | Parâmetros a definir para o ensaio..... | 87 |
| 4.5.4. | Processo de aquisição de dados | 88 |
| 4.5.5. | Exemplo prático..... | 89 |
| 4.6. | Auto-Correlação..... | 97 |
| 4.6.1. | Introdução..... | 97 |
| 4.6.2. | Descrição da técnica | 98 |
| 4.6.3. | Equipamentos necessários e Esquema de Montagem..... | 99 |
| 4.6.4. | Parâmetros a definir para o ensaio..... | 99 |
| 4.6.5. | Processo de aquisição de dados | 100 |
| 4.6.6. | Casos Práticos..... | 101 |
| 4.7. | <i>True Zoom</i> | 109 |
| 4.7.1. | Introdução..... | 109 |
| 4.7.2. | Descrição da técnica | 109 |
| 4.7.3. | Equipamentos necessários e Esquema de Montagem..... | 112 |
| 4.7.4. | Parâmetros a definir para o ensaio..... | 112 |
| 4.7.5. | Processo de aquisição de dados | 113 |
| 4.7.6. | Exemplo prático – caixa redutora..... | 114 |
| 4.8. | Comparação de resultados | 115 |
| 5. | Conclusão | 117 |
| | Sugestões para trabalhos futuros | 118 |
| | Bibliografia..... | 119 |
| | Anexos..... | 121 |
| | ANEXO I – Informação técnica do equipamento de medição CSI 2140 da Emerson | 122 |

| | |
|---|-----|
| ANEXO II – Informação técnica da acelerómetro A0760GP | 123 |
| ANEXO III – Informação técnica da acelerómetro 732A/732AT | 125 |
| ANEXO IV – Informação técnica da acelerómetro 726/726T | 126 |

Índice de Figuras

| | |
|--|----|
| Figura 2.1 - Evolução da Manutenção (Brito 2003)..... | 4 |
| Figura 2.2 – Representação das estratégias de manutenção | 6 |
| Figura 2.3 - Exemplo de aplicação da termografia (Leidolf & Noskievicova 2013) | 10 |
| Figura 3.1 - Sistema massa-mola..... | 13 |
| Figura 3.2 - Movimento harmónico simples | 13 |
| Figura 3.3 – Formas de representar a amplitude | 14 |
| Figura 3.4 - Exemplo de diferença de fase entre dois sinais similares (Scheffer & Girdhar 2004)..... | 15 |
| Figura 3.5 - Sistema massa-mola em posição vertical (Rao 2010) | 16 |
| Figura 3.6 - Sistema com 1 grau de liberdade com amortecimento viscoso (Rao 2010)..... | 16 |
| Figura 3.7 - Resposta de um sistema subamortecido consoante o valor de ζ (Almeida 2011)..... | 18 |
| Figura 3.8 - Variação de ωd com o amortecimento (Rao 2010)..... | 18 |
| Figura 3.9 - Resposta de um sistema sobreamortecido consoante o valor de ζ (Almeida 2011)..... | 19 |
| Figura 3.10 - Fator de amplificação de um sistema não amortecido (Rao 2010)..... | 20 |
| Figura 3.11 - Variação de M em função de r e ζ (Rao 2010)..... | 21 |
| Figura 3.12 - Relação entre a velocidade, aceleração e deslocamento para o mesmo nível de severidade (Scheffer & Girdhar 2004) | 22 |
| Figura 3.13 - Esquema de um sistema de Foucault (Scheffer & Girdhar 2004) | 24 |
| Figura 3.14 – Imagem ilustrativa do interior de um acelerómetro (Sinha 2015) | 25 |
| Figura 3.15 - Curva de resposta do acelerómetro (Sequeira 2013) | 26 |
| Figura 3.16 - Tipos de montagem de um acelerómetro | 29 |
| Figura 3.17 - Resposta de um acelerómetro em função da sua montagem (Roque n.d.)..... | 30 |
| Figura 3.18 - Analisador CSI 2140..... | 31 |
| Figura 3.19 - Diagrama de blocos do processo de cálculo da análise de frequência..... | 32 |
| Figura 3.20 – Sinal original e sinal amostrado (Sinha 2015) | 32 |
| Figura 4.1 - Ilustração do esquema de montagem do bump test | 39 |
| Figura 4.2 – Imagem do analisador com os parâmetros pré-definidos para..... | 39 |
| Figura 4.3 - Opção bump test com o equipamento desligado no analisador | 41 |
| Figura 4.4 – Barra com um motor na extremidade..... | 42 |
| Figura 4.5 - Martelo utilizado na experiência..... | 42 |

| | |
|--|----|
| Figura 4.6 – Modelo didático de tensão em correias utilizado no bump test | 42 |
| Figura 4.7 - Imagem do analisador com os parâmetros utilizados | 43 |
| Figura 4.8 - Sinal no tempo bump test equipamento desligado modelo barra com motor na extremidade..... | 43 |
| Figura 4.9 - Espectro de frequências bump test equipamento desligado modelo barra com motor na extremidade | 44 |
| Figura 4.10 – Esquema simplificado do sistema da Figura 4.4..... | 45 |
| Figura 4.11 - Perfil da barra | 45 |
| Figura 4.12 - Sinal no tempo bump test modelo didático de tensão em correias | 46 |
| Figura 4.13 – Espectro de frequências bump test do modelo didático de tensão em correias | 47 |
| Figura 4.14 - Esquema simplificado do sistema da Figura 4.6 | 48 |
| Figura 4.15 - Gráfico Pressão(bar) / força (N) para este modelo (Roque 2007) | 49 |
| Figura 4.16 - Esquema ilustrativo da aplicação da média negativa..... | 50 |
| Figura 4.17 - Imagem do analisador com os parâmetros pré-definidos para | 50 |
| Figura 4.18 - Opção bump test com o equipamento a funcionar no analisador | 52 |
| Figura 4.19 - Opção negative average no analisador..... | 52 |
| Figura 4.20 - Imagem do analisador com os parâmetros utilizados no bump test com o equipamento ligado | 52 |
| Figura 4.21 - Espectro de frequências bump test equipamento ligado..... | 53 |
| Figura 4.22 - Imagem do desequilíbrio presente no motor..... | 53 |
| Figura 4.23 – Espectro de frequências final Bump Test equipamento ligado..... | 54 |
| Figura 4.24 - Martelo Instrumentado modelo A034703..... | 55 |
| Figura 4.25 - Pontas de impacto | 55 |
| Figura 4.26 - Gráfico ilustrativo das frequências abrangidas por cada ponta de impacto (Emerson 2014) | 56 |
| Figura 4.27 - Exemplo de vários tipos de martelos de impacto (Emerson 2011b) | 56 |
| Figura 4.28 – Esquema de montagem utilizando uma medição multicanal (Emerson 2011b)..... | 57 |
| Figura 4.29 - Ilustração da colocação do acelerómetro no mesmo local do impacto (Avitable 2001)..... | 58 |
| Figura 4.30 - Ilustração da colocação do acelerómetro e local de impacto (Avitable 2001) | 58 |
| Figura 4.31 - Ilustração do esquema de montagem do impact test..... | 59 |

| | |
|--|----|
| Figura 4.32 - Ilustração dos parâmetros pré-definidos para impact test..... | 59 |
| Figura 4.33 - Exemplo da configuração do martelo e acelerômetro | 61 |
| Figura 4.34 - Seleção da opção impact no analisador | 61 |
| Figura 4.35 - Parâmetros utilizados no impact test modelo barra com motor na extremidade | 62 |
| Figura 4.36 - Sinal no tempo do impact test modelo barra com motor na extremidade. | 63 |
| Figura 4.37 - Gráficos de fase, coerência e FRF com identificação da frequência natural para o impact test modelo barra com motor na extremidade..... | 64 |
| Figura 4.38 - Função de resposta em frequência do impact test modelo barra com motor na extremidade..... | 64 |
| Figura 4.39 – Coerência entre entrada e saída impact test do modelo barra com motor na extremidade | 65 |
| Figura 4.40 - Diagrama de fase impact test do modelo barra com motor na extremidade | 66 |
| Figura 4.41 – Parâmetros utilizados no impact test modelo didático de tensão em correias | 66 |
| Figura 4.42 - Sinal no tempo do impact test modelo didático de tensão em correias | 67 |
| Figura 4.43 - Gráficos de fase, coerência e FRF com identificação da frequência natural do impact test modelo didático de tensão em correias | 68 |
| Figura 4.44 - Função de transferência impact test modelo didático de tensão em correias | 69 |
| Figura 4.45 – Coerência entre entrada e saída impact test modelo didático de tensão em correias | 69 |
| Figura 4.46 – Diagrama de fase impact test modelo didático de tensão em correias..... | 70 |
| Figura 4.47 - Imagem do analisador com os parâmetros pré-definidos para coast down peak hold | 72 |
| Figura 4.48 - Opção coast down peak hold | 73 |
| Figura 4.49 - Imagem do analisador com os parâmetros definidos para o ensaio coast down peak hold..... | 74 |
| Figura 4.50 - Sinal no tempo coast down peak hold | 74 |
| Figura 4.51 - Espectro de frequências coast down peak hold | 75 |
| Figura 4.52 - Ilustração da colocação do tacômetro | 77 |
| Figura 4.53 - Imagem do analisador com os parâmetros pré-definidos para coast down peak and phase..... | 77 |

| | |
|--|-----|
| Figura 4.54 - Opção coast down peak and phase | 78 |
| Figura 4.55 - Exemplo da colocação da fita no equipamento | 79 |
| Figura 4.56 - Imagem do analisador durante a recolha de dados do coast down peak and phase | 79 |
| Figura 4.57 – Amplitude de ordem 1 (em cima) e fase em função da rotação (em baixo) coast down peak and phase..... | 80 |
| Figura 4.58 - Parametros a definir para run up peak hold | 82 |
| Figura 4.59 - Opção manual analyze no analisador..... | 82 |
| Figura 4.60 - Espectro de frequências run up peak hold | 84 |
| Figura 4.61 - Diagrama de blocos do processo de cálculo da FFT recorrendo à técnica TSA..... | 85 |
| Figura 4.62 - Esquema de montagem da técnica TSA | 87 |
| Figura 4.63 - Ilustração dos parâmetros pré-definidos para TSA..... | 88 |
| Figura 4.64 - Opção time synchronous analysis..... | 88 |
| Figura 4.65 - Modelo didático para simulação de batimento | 89 |
| Figura 4.66 - Esquema de engrenagens e de engrenamento do modelo..... | 89 |
| Figura 4.67 - Parâmetros utilizados no teste sem TSA | 90 |
| Figura 4.68 - Sinal no tempo da caixa redutora sem TSA..... | 91 |
| Figura 4.69 - Espectro de frequências da caixa redutora sem TSA..... | 92 |
| Figura 4.70 - Imagem referente à colocação do tacómetro | 93 |
| Figura 4.71 - Imagem do analisador com os parâmetros definidos para o ensaio com a técnica TSA | 93 |
| Figura 4.72 - Sinal no tempo da caixa redutora com TSA | 93 |
| Figura 4.73 - Espectro de frequências da caixa redutora com TSA | 95 |
| Figura 4.74 - Espectro de frequências do modelo didático para simulação de batimento sem TSA | 96 |
| Figura 4.75 - Imagem com a colocação do tacómetro na ventoinha | 96 |
| Figura 4.76 - Espectro de frequências das ventoinhas com TSA | 97 |
| Figura 4.77 - Ilustração da opção manual analyze utilizada na auto correlação | 100 |
| Figura 4.78 - Opção auto correlação no analisador | 100 |
| Figura 4.79 - Modelo didático para ensaios em rolamentos..... | 101 |
| Figura 4.80 - Sinal no tempo para rolamento sem defeito..... | 102 |
| Figura 4.81 – Auto-correlação do sinal da Figura 4.80..... | 102 |
| Figura 4.82 - Rolamento com defeito na pista externa..... | 103 |

| | |
|---|-----|
| Figura 4.83 - Sinal no tempo com defeito na pista externa | 103 |
| Figura 4.84 – Espectro de frequências para BPFO..... | 104 |
| Figura 4.85 – Auto-correlação da Figura 4.83 com identificação da frequência de defeito na BPFO | 104 |
| Figura 4.86 – Auto-correlação do sinal da Figura 4.72 | 105 |
| Figura 4.87 - Modelo didático para ensaio de uma bomba a cavitatar..... | 106 |
| Figura 4.88 – Em cima - Sinal no tempo sem cavitação, Em baixo – Sinal no tempo com cavitação | 107 |
| Figura 4.89 - Em cima – Espectro sem cavitação, Em baixo – Espectro com cavitação | 107 |
| Figura 4.90 – Auto-correlação do sinal sem a bomba a cavitatar | 108 |
| Figura 4.91 – Auto-correlação do sinal com a bomba a cavitatar | 109 |
| <i>Figura 4.93 - Ilustração da resolução com $F_{min}=0$.....</i> | 110 |
| <i>Figura 4.92 - Ilustração da resolução com $F_{min}=230000$.....</i> | 110 |
| Figura 4.94 – Resolução obtida sem utilizar o true zoom | 111 |
| Figura 4.95 – Resolução obtida com o true zoom | 111 |
| Figura 4.96 - Esquema de montagem utilizado na técnica true zoom..... | 112 |
| Figura 4.97 - Ilustração dos parâmetros a definir no true zoom..... | 112 |
| Figura 4.98 - Parâmetros de zoom..... | 113 |
| Figura 4.99 - Opção true zoom no analisador | 114 |
| Figura 4.100 - Parâmetros utilizados no ensaio do true zoom..... | 114 |
| Figura 4.101 - Espectro de frequências true zoom | 115 |

Índice de Tabelas

| | |
|---|-----|
| Tabela 1 - Frequências de defeito do rolamento..... | 103 |
| Tabela 2 - Valores obtidos para a frequência natural para o modelo barra com motor na extremidade | 116 |
| Tabela 3 - Valores obtidos para a frequência natural para o modelo da correia | 116 |

1. Introdução

1.1. Enquadramento da Dissertação

Com o passar do tempo, a competitividade existente na indústria tem vindo a aumentar. Aumento esse causado por vários fatores, o maior deles a globalização, que tem feito com que as empresas procurem cada vez mais essa mesma competitividade.

Para atingir uma maior competitividade, as empresas tendem a criar estratégias que permitam pensar de modo criativo acerca do rumo a tomar. Rumo esse que tem como objetivo alcançar a sustentabilidade e longevidade da empresa.

Para se atingir a longevidade, é necessário que a empresa apresente um sistema de melhoria contínua, tendo como principal objetivo atingir a máxima eficiência. De entre as várias áreas existentes que permitem aumentar a eficiência, encontra-se a manutenção que permite reduzir custos e aumentar a disponibilidade dos equipamentos.

A manutenção com o passar dos anos tem vindo a assumir um papel fundamental na estratégia de uma empresa que procura atingir a maior qualidade e produtividade. Deste modo, a manutenção e a produção devem estar em perfeita sintonia para que as metas sejam atingidas, ou seja, caso não haja uma manutenção atempada dos equipamentos, estes podem falhar em alturas inoportunas, originando quebras na produção e também na qualidade.

Deste modo, a manutenção representa uma preocupação crescente nas empresas uma vez que, estas se preocupam cada vez mais em aumentar a fiabilidade dos equipamentos. Assim surge a necessidade da implementação de planos de manutenção preventiva, com o intuito de programar todas as intervenções e inspeções.

Com a evolução das técnicas de manutenção a focarem cada vez mais a diminuição de custos e o aumento de rendimento dos equipamentos, torna-se imprescindível abordar as vibrações como uma ferramenta nesse sentido. Uma vez que estão presentes em qualquer tipo de mecanismo com elementos rotativos, são fonte de grande parte dos problemas ocorridos nas estruturas, atuando gradualmente e deteriorando os equipamentos.

1.2. Objetivos da Dissertação

O objetivo do presente trabalho centra-se na pesquisa de técnicas avançadas de análise de vibrações, no âmbito do controlo de condição dos equipamentos. Técnicas essas que apresentam grande utilidade uma vez que, permitem identificar problemas característicos como também ajudar a esclarecer possíveis dúvidas acerca do problema encontrado.

Deste modo, pretende-se apresentar de forma teórica e prática algumas técnicas que facilitam o diagnóstico. A abordagem prática será efetuada em modelos didáticos presentes na empresa DatAnálise e servirá como complemento à teoria mostrando assim, os resultados esperados aquando a aplicação de cada técnica.

Outro dos objetivos, passa por explorar os procedimentos que devem ser tomados para a aplicação de cada técnica.

1.3. Metodologia

A metodologia adotada no desenvolvimento do presente trabalho, pretende criar condições para que seja possível analisar algumas técnicas avançadas de análise de vibrações para o controlo de condição.

Deste modo, começou-se por iniciar um estudo teórico abordando a análise de vibrações em si e posteriormente as referidas técnicas.

Os desenvolvimentos práticos incidiram sobre dados recolhidos em vários modelos didáticos presentes na empresa DatAnálise tendo como objetivo, apresentar pelo menos um caso para cada técnica. Por fim, os sinais recolhidos foram tratados e retiradas as devidas conclusões.

1.4. Estrutura da Dissertação

A presente dissertação encontra-se dividida em 5 capítulos.

O Capítulo 1 trata a introdução ao presente trabalho.

No Capítulo 2 é exposto o conceito de manutenção. Referindo as principais filosofias de manutenção, bem como as suas utilizações. São ainda referidas as principais técnicas de controlo de condição utilizadas.

No Capítulo 3 é abordado o tema análise de vibrações. Neste capítulo serão abordados os principais conceitos sobre as vibrações assim como a cadeia de medida utilizada para a aquisição do sinal, nomeadamente os sensores e o analisador.

O Capítulo 4 expõe a parte teórica acerca das técnicas avançadas de análise de vibrações. Apresentando para cada uma dessas técnicas os resultados dos ensaios realizados em laboratório.

No Capítulo 5 é apresentada uma conclusão geral da dissertação assim como, uma validação dos resultados obtidos em certas técnicas, através da comparação destes com os valores calculados teoricamente. Por fim será apresentado o possível trabalho a desenvolver no futuro.

2. Manutenção

2.1. Introdução

A função manutenção surgiu devido ao facto de todos os equipamentos que se encontrem em funcionamento estarem sujeitos a processos de deterioração. Processos esses prejudiciais ao serviço a que estão destacados, ou seja, caso um equipamento não esteja nas suas melhores condições, toda a linha de produção pode ser prejudicada ou até mesmo parada.

Para combater essa deterioração surgiu a função manutenção que, segundo a NP EN 13306, consiste na combinação de todas as ações técnicas, administrativas e de gestão, durante o ciclo de vida de um bem, destinadas a mantê-lo ou repô-lo num estado em que este possa desempenhar a função requerida.

A manutenção começou a ser introduzida a partir de 1940 sendo que, a partir dessa data, o conceito de manutenção foi marcado por três gerações de desenvolvimento, como se pode verificar na Figura 2.1 (Brito 2003).

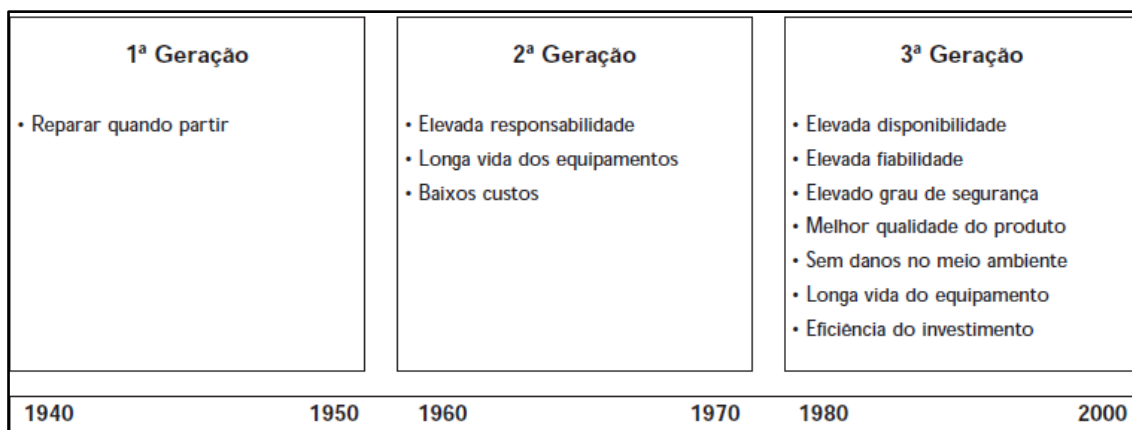


Figura 2.1 - Evolução da Manutenção (Brito 2003)

Como se pode verificar na figura acima a manutenção começou por se definir como a reparação após a avaria, no entanto no decorrer de quarenta anos, esta sofreu um grande desenvolvimento. Começando a existir uma elevada preocupação principalmente em relação à disponibilidade, fiabilidade e qualidade do produto. Este desenvolvimento surge principalmente devido à enorme competitividade do mercado, onde as empresas batalham em busca dos melhores desempenhos e resultados nas suas operações. Assim, as empresas

precisam de primar pela sua confiabilidade e fiabilidade do seu processo e, para isso tem de existir uma manutenção rigorosa, para garantir que todos os equipamentos se encontrem nas suas melhores condições operacionais.

2.2. Importância da Manutenção

A manutenção tem tomado cada vez mais importância. Muita desta importância surge devido, para além dos problemas tradicionais, à preocupação na economia de energia, à conservação do meio ambiente, à renovação dos equipamentos e das instalações, à fiabilidade, à eficácia, à otimização dos processos industriais, à sua própria qualidade e à valorização dos seus técnicos (Brito 2003).

Do ponto de vista prático, e no que diz respeito aos benefícios económicos, a manutenção tem os seguintes benefícios:

- Menores custos diretos, nomeadamente quanto à redução do número de avarias, cujo valor é, geralmente, mais elevado do que proceder à manutenção dos equipamentos;
- Poupança de energia resultante da melhoria de rendimento dos equipamentos;
- Diminuição dos custos em peças de reserva, planeando as ações de manutenção;
- Diminuição de custos intangíveis, resultantes de prováveis quebras de produção que podem levar ao prolongamento do prazo de entrega e, por fim, ao desagrado do cliente.

Assim, a manutenção tem assumido uma importância crescente no que diz respeito à economia das empresas.

2.3. Tipos de Manutenção

A manutenção de equipamentos pode ser dividida essencialmente em dois tipos distintos (como se pode observar na Figura 2.2): a manutenção preventiva e a manutenção condicionada. Considerando ainda que, a manutenção preventiva pode também ser dividida em sistemática ou condicionada.

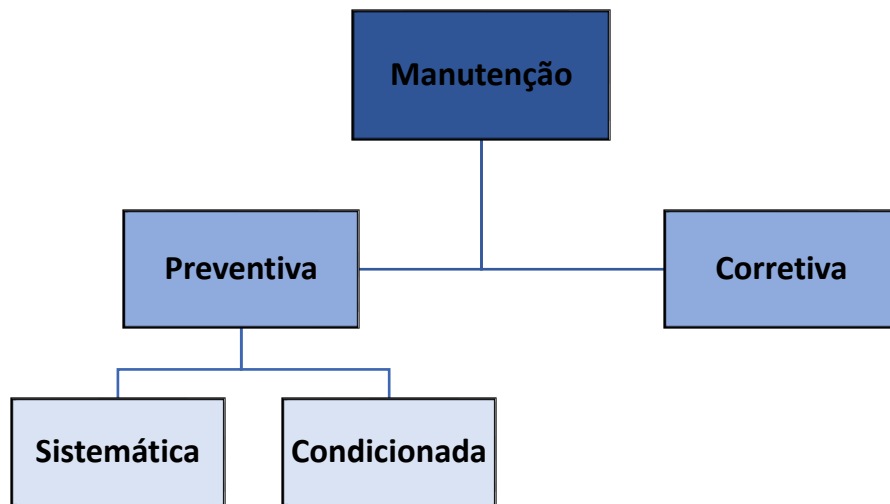


Figura 2.2 – Representação das estratégias de manutenção

De seguida, serão abordados cada tipo de manutenção apresentados na figura anterior, com algum detalhe.

2.3.1. Manutenção Corretiva

A manutenção corretiva, consiste num tipo de manutenção que é efetuada após a ocorrência da avaria num determinado equipamento, considerando avaria como a alteração ou anulação da capacidade de o mesmo realizar a função a que está destinado. Esta política de manutenção apresenta algumas desvantagens (Marcorin & Lima 2003):

- A necessidade de grandes quantidades de materiais de reposição em stock, para que a resposta à avaria seja a mais breve possível, o que acarreta grandes custos;
- A não existência de um plano de manutenção, o que vai originar uma grande imprevisibilidade em termos de trabalho, de avaria e consequentemente de custos;
- A perda de produção durante a paragem do equipamento.

No entanto, esta técnica de manutenção também apresenta vantagens, principalmente por não possuir custos relativos ao controlo de condição.

Desta forma, este tipo de manutenção é muito aplicado quando o equipamento representa pouca importância no processo, o custo de paragem é reduzido e as consequências da falha são baixas. Basicamente, esta técnica é aplicada quando os custos de indisponibilidade são menores que os custos de controlo de condição (Marcorin & Lima 2003).

2.3.2. Manutenção Preventiva Sistemática

A manutenção preventiva sistemática baseia-se em intervenções periódicas previamente programadas, que visam evitar a avaria. Estas intervenções podem ser programadas consoante as recomendações do fabricante, a experiência do pessoal interno ou através do histórico de avarias do equipamento. A calendarização destas intervenções, faz com que este tipo de manutenção seja muito utilizado em mudanças de óleo e filtros.

Contudo, é importante referir que, apesar deste tipo de manutenção reduzir o risco de avaria ele apresenta alguns inconvenientes quando utilizado em componentes sujeitos a desgaste. Isto porque, o padrão de desgaste de um certo componente pode não ser constante ao longo do tempo, ou seja, ao realizar-se este tipo de manutenção nestes componentes corre-se o risco de, ou se trocar um componente ainda com muito tempo de vida, ou pelo contrário, este avariar antes do tempo previsto (Marcorin & Lima 2003).

Assim, uma das desvantagens deste método é a realização de intervenções desnecessárias, que reduzem o tempo de produção e aumentam o custo de stock, devido à substituição de peças ainda em vida útil. Outro inconveniente, devido a essas intervenções desnecessárias, é a introdução de defeitos não existentes no equipamento, devido a (Kardec & Nascif 2010):

- Falha humana;
- Falha de sobressalentes;
- Contaminações introduzidas no óleo;
- Danos durante a paragem e arranque do equipamento;
- Falha dos procedimentos de manutenção.

2.3.3. Manutenção Preventiva Condicionada

A manutenção preventiva condicionada (denominada também por manutenção preditiva), diferencia-se das outras técnicas anteriormente referidas uma vez que, esta consiste numa manutenção que avalia e monitoriza o estado do equipamento. Avaliação esta que é feita recolhendo valores de certos parâmetros, que caracterizam o funcionamento da unidade comparando-os com os valores padrão de funcionamento (normalmente tabelados em

forma de intervalo). Caso estes valores se encontrem fora desse intervalo, significa que a unidade apresenta alguma anomalia.

Este controlo permite que a avaria seja detetada atempadamente, permitindo assim, programar a respetiva ação de manutenção com a devida antecedência. Desta forma, os custos de manutenção e os custos de indisponibilidade serão reduzidos, pois a aquisição de peças será feita consoante a necessidade, reduzindo o stock necessário (custos de manutenção) e as intervenções, como já foi referido, são programadas evitando assim paragens desnecessárias da linha de produção (custos de indisponibilidade) (Marcorin & Lima 2003).

Para efetuar a monitorização da condição dos equipamentos, existem diversas técnicas das quais se podem destacar as seguintes: Inspeção visual, ultra-sons, termografia, análise de óleos e análise de vibrações. Seguidamente apresentar-se-á uma breve abordagem a cada técnica.

➤ **Inspeção Visual**

A inspeção visual consiste na deteção de indícios de falha a “olho nu”. Deste modo, e em muitos casos, a inspeção visual irá detetar possíveis problemas, que poderão não ser detetados quando utilizadas outras técnicas (Mobley et al. 2008).

Devido ao facto de esta técnica apresentar baixos custos, ela é muitas vezes aplicada em simultâneo com outras técnicas, pois as informações obtidas pela sua realização complementarão os resultados obtidos pelas restantes (Mobley et al. 2008).

➤ **Análise de Vibrações**

A análise de vibrações, é uma das técnicas com mais utilização, senão a mais utilizada, quando se pretende realizar uma manutenção preventiva condicionada (controlo de condição). Com a utilização da mesma podem-se detetar e identificar precocemente, no equipamento em análise, vários problemas: desalinhamentos, desequilíbrios, anomalias em rolamentos, folgas, entre outras.

Esta análise, consiste na medição do nível de vibrações do equipamento em estudo. Devendo ser realizada periodicamente e em vários pontos chave do mesmo (sem interromper o seu funcionamento) utilizando equipamentos de leitura adequados. Posteriormente será feita uma comparação desses valores com os valores de referência (presentes no manual do equipamento ou recorrendo ao seu histórico) com o intuito de,

averiguar a possibilidade de existência de desvios, o que significará uma avaria no equipamento.

Dentro da análise de vibrações, existem varias técnicas que podem ser aplicadas, umas mais simples que apenas detetam a anomalia e outras, designadas técnicas avançadas, que permitem detetar qual o componente responsável pela anomalia e/ou qual o tipo de avaria.

Tal como todas as técnicas, esta também apresenta alguns inconvenientes:

- A necessidade de formação e qualificação, tanto para aplicar esta técnica como para interpretar os resultados obtidos;
- A possibilidade de as medições serem alteradas por elementos exteriores, isto é, as medições podem ser afetadas por outras fontes de vibração que estejam perto do equipamento em análise.

No capítulo seguinte, será feita uma abordagem mais pormenorizada a esta técnica, dado ser a base para o estudo em questão.

➤ **Ultra-Sons**

Tal como a análise de vibrações, os ultra-sons monitorizam o estado do equipamento ou sistema com o intuito de determinar a sua condição operacional. No entanto, este é controlado de maneira diferente, uma vez que os ultra-sons detetam o ruído propagado no meio gasoso, a análise de vibrações monitoriza o estado do equipamento através da vibração propagada no meio sólido.

Os ultra-sons diferenciam-se da análise de vibrações por apenas operarem em frequências de ruído elevadas, ou seja, esta técnica só funciona na gama de valores acima de 20.000 Hz. Estas frequências elevadas são uteis para determinadas aplicações, como por exemplo, deteção de fugas que geralmente criam ruído de elevada frequência (Mobley 2002).

➤ **Termografia**

A termografia baseia-se no facto de que todos os objetos com uma temperatura acima do zero absoluto emitem radiação (Mobley et al. 2008). Deste modo, esta é uma técnica que utiliza equipamentos de medição específicos para controlar a emissão de radiação infravermelha (temperatura), com o intuito de determinar a condição do equipamento em análise.

Assim, ao efetuar uma leitura pode se detetar anomalias térmicas, ou seja, detetar zonas ou pontos mais quentes ou mais frios que o padronizado (Figura 2.3). Permitindo a identificação e localização de possíveis problemas no sistema em causa.

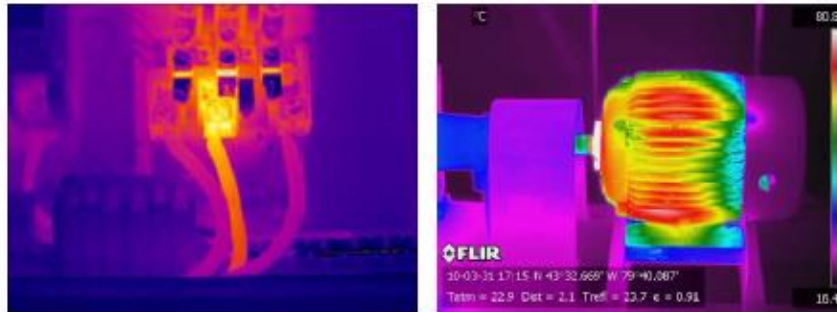


Figura 2.3 - Exemplo de aplicação da termografia (Leidolf & Noskievicova 2013)

Atualmente, existem instrumentos com elevada sensibilidade que permitem medir pequenas variações de temperatura, em relação à condição padrão (Randall 2011).

➤ **Análise de óleos**

A análise de óleos, permite estudar o atrito, o desgaste e a lubrificação de superfícies sólidas em contacto. Existem para isso várias técnicas que podem ser utilizadas no controlo de condição, nomeadamente, a análise das condições lubrificantes do óleo e a análise das partículas de desgaste presentes no mesmo.

No que diz respeito à análise das condições lubrificantes do óleo, esta baseia-se na recolha de uma amostra de óleo com o intuito de identificar as suas propriedades podendo assim, verificar se as propriedades físico-químicas desejadas para o efeito estão presentes. Esta análise deve ser efetuada de forma periódica. Em relação aos parâmetros testados durante a mesma, estes devem ser os seguintes (Mobley et al. 2008):

- Viscosidade;
- Contaminação (presença de água por exemplo);
- Teor de sólidos;
- Oxidação;
- Ponto de inflamação.

Contrariamente à análise das condições lubrificantes do óleo, a análise de partículas de desgaste tem como objetivo verificar a condição do equipamento. Ou seja, é retirada uma

amostra de óleo onde é analisada a quantidade, a composição e o tamanho das partículas presentes, permitindo assim avaliar o estado do equipamento.

Existem dois métodos para análise das partículas de desgaste: a espectrometria e a ferrografia. A espectrometria utiliza filtros graduados para separar os sólidos, estando limitada a partículas de 10 μm ou menos (Mobley 2002). Em relação à ferrografia, esta separa as partículas utilizando um campo magnético, sendo por isso limitada a partículas ferrosas ou magnéticas. No que diz respeito ao tamanho das partículas, esta técnica permite a separação de partículas até 100 μm (Mobley 2002).

A análise de partículas de desgaste é uma excelente ferramenta de deteção de falhas, no entanto, as suas grandes limitações são o facto de, os equipamentos de análise serem de custos elevados, assim como a dificuldade em analisar os resultados obtidos (Mobley 2002).

3. Análise de Vibrações

Como já foi referido, a análise de vibrações é uma técnica com importante relevância no controlo de condição. Consistindo esta na medição do nível de vibrações de um determinado equipamento e posterior análise dessa medição, com o objetivo de controlar a condição a que este se encontra.

Nos subcapítulos seguintes serão abordados os conceitos fundamentais para o estudo e compreensão da análise de vibrações.

3.1. Conceitos base sobre vibrações

A vibração consiste num movimento oscilatório, em torno de um ponto de referência. Esta vibração, é provocada pela existência de forças dinâmicas inerentes ou não, ao sistema. Forças essas que podem ser originadas por defeitos existentes no sistema (como por exemplo: desalinhamentos, desequilíbrios, folgas, entre outros). A amplitude da vibração depende da força de excitação, da massa, da rigidez e do amortecimento do sistema.

De salientar que, a existência de vibrações num equipamento nem sempre significa uma fonte de problemas dado que, em determinados equipamentos, essa vibração é uma consequência do seu funcionamento não apresentando qualquer tipo de preocupação.

A ilustração mais simples de uma vibração e, conseqüentemente de um movimento oscilatório, pode ser o sistema massa-mola, representado na Figura 3.1. Em que o movimento, é provocado pela compressão ou alongamento da mola através do deslocamento da massa.

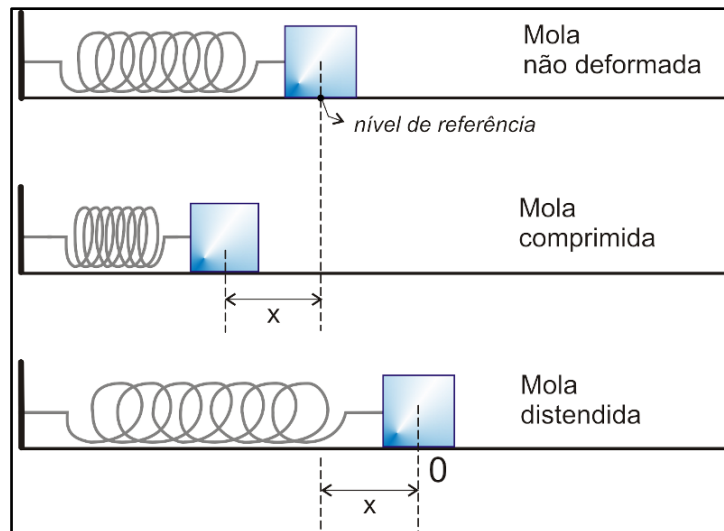


Figura 3.1 - Sistema massa-mola

A vibração surge, geralmente, quando um sistema é deslocado da sua posição de equilíbrio. Neste caso, deslocou-se a massa até uma distancia x para a esquerda da sua posição de equilíbrio, à qual a mola reagirá com um movimento contrário (força de restituição) e, será alongada até uma distancia x , à direita da posição de equilíbrio. De salientar que, a repetição deste processo designa-se como movimento oscilatório. Neste caso, a vibração pode ser descrita por um movimento harmónico simples, ilustrado na Figura 3.2.

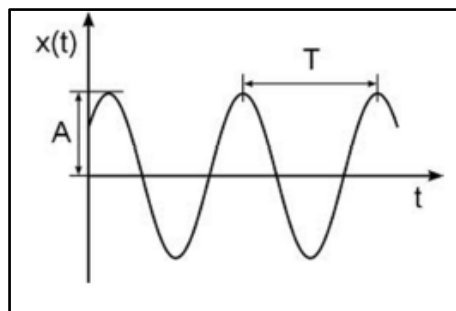


Figura 3.2 - Movimento harmónico simples

O gráfico da Figura 3.2 exhibe algumas das características básicas fundamentais no que diz respeito à análise de vibrações sendo eles, o período (T) e a amplitude (A). No que diz respeito ao período, este consiste no tempo que é necessário para concluir um ciclo podendo também, ser determinado pelo inverso da frequência. A frequência, por sua vez, consiste no número de vezes em que ocorre um movimento completo num determinado tempo. Esta pode ser expressa em três unidades:

- Ciclos por segundo (Hz);

- Ciclos por minuto (CPM);
- Ordens, que corresponde ao número de ciclos por rotação da máquina.

A amplitude de vibração, geralmente, é o primeiro indicador do estado do equipamento, tendo em conta que, este parâmetro indica a severidade da vibração que nele está presente, ou seja, quanto maior for maior será a gravidade do problema.

Esta amplitude pode ser expressa em valor de pico, pico a pico e valor eficaz (RMS), como está ilustrado na Figura 3.3.

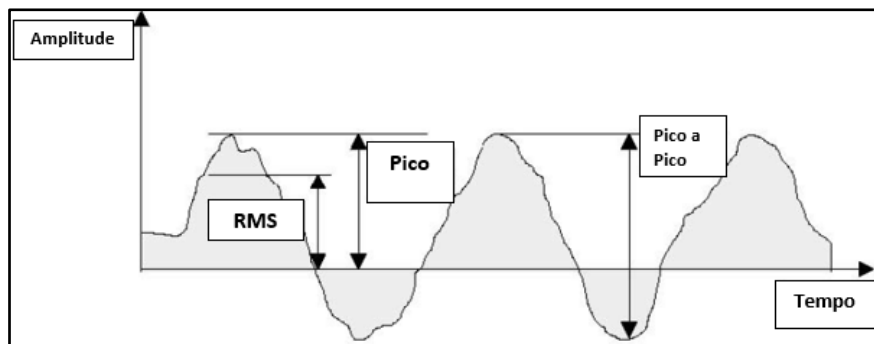


Figura 3.3 – Formas de representar a amplitude

O valor de pico, corresponde ao valor máximo numa direção (positiva ou negativa) a partir do zero, ou seja, o valor máximo tanto pode ser um pico máximo, como um pico mínimo, consoante aquele que seja maior.

O valor de pico a pico, corresponde à distância entre o pico máximo e o pico mínimo indicando assim, o percurso máximo da onda.

O valor de RMS de um sinal $x(t)$ pode ser definido pela seguinte expressão (Sinha 2015):

$$y_{rms} = \sqrt{\frac{\int_0^T x^2(t) dt}{T}} \quad (\text{Eq.1})$$

onde T representa o período do sinal $x(t)$. No caso de o movimento ser harmónico (sinal sinusoidal), o valor de RMS será 0.707 do valor de pico.

O RMS, é considerado a medida mais relevante no que toca a definir a amplitude de vibração. Isto porque, este parâmetro tem em consideração o histórico no tempo da onda e oferece um valor de nível, o qual é diretamente relacionado à energia contida, e portanto, à capacidade destrutiva da vibração (severidade da vibração).

Fase

Uma característica igualmente importante, quando comparados dois sinais, é o conceito de fase. A fase pode ser descrita como, a diferença no tempo (segundos, milissegundos,...) entre dois pontos equivalentes relativos a dois sinais, ou seja, estes podem apresentar a mesma fase caso os sinais, quando sobrepostos, coincidam. Caso contrário, os sinais apresentam um desfasamento, e caso este desfasamento seja metade do período, diz-se que estão em oposição de fase. A fase, pode também ser caracterizada pelo ângulo de fase. De salientar que, apenas se pode comparar a fase de dois sinais se estes apresentarem a mesma frequência.

Um exemplo de diferença de fase está representado na Figura 3.4, em que se verifica que os sinais estão desfasados um do outro $T/4$ e, como um período de desfasamento corresponde a 360° , $T/4$ corresponde a 90° , ou seja, os sinais apresentam um desfasamento de 90° .

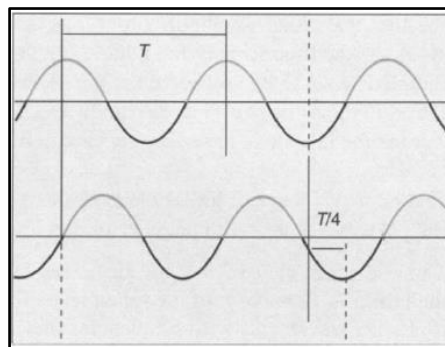


Figura 3.4 - Exemplo de diferença de fase entre dois sinais similares (Scheffer & Girdhar 2004).

A fase indica o modo como o equipamento está a vibrar. Ou seja, é uma ferramenta válida para identificar, confirmar ou distinguir os vários tipos de problemas.

3.2. Sistemas com 1 grau de liberdade

Os sistemas com um grau de liberdade, são caracterizados por serem os mais simples, pois requerem apenas uma coordenada independente para descrever a sua configuração. O exemplo mais simples destes sistemas é o sistema massa-mola (sistema não amortecido), representado na Figura 3.5, que consiste numa massa ligada por meio de uma mola a um suporte fixo. O movimento da massa é limitado pelo movimento da mola

na direção X, o que originará com que qualquer mudança de posição, a partir da posição de referência, é completamente descrita pelo valor de X.

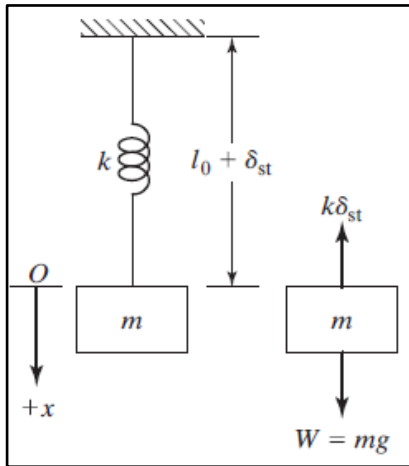


Figura 3.5 - Sistema massa-mola em posição vertical (Rao 2010)

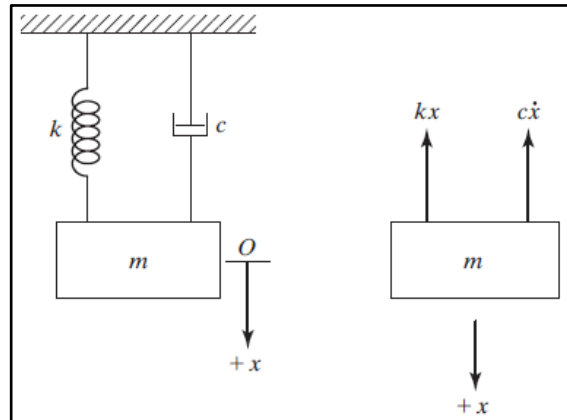


Figura 3.6 - Sistema com 1 grau de liberdade com amortecimento viscoso (Rao 2010)

Aplicando a segunda lei de Newton, ao sistema apresentado na Figura 3.5, obtém-se a seguinte equação do movimento (Rao 2010):

$$m\ddot{x} = -k(x + \delta_{st}) + mg \quad (\text{Eq.2})$$

Pela condição de equilíbrio estático $mg = k\delta_{st}$, ficando a equação diferencial do movimento na seguinte forma

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (\text{Eq.3})$$

Para calcular a frequência natural, utiliza-se a seguinte expressão

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (\text{Eq.4})$$

Considere-se agora o sistema apresentado na Figura 3.6, onde é possível verificar a existência, para além da mola, de um amortecedor viscoso responsável por dissipar a energia. A força dissipativa imposta pelo amortecedor tem como característica, ser proporcional à velocidade relativa entre as superfícies em movimento quando existe um fluido a separá-las. Desta forma a força de amortecimento viscoso é dada pela seguinte expressão, onde c é a constante de amortecimento (Rao 2010)

$$F_a = c\dot{x} \quad (\text{Eq.5})$$

Em relação à equação do movimento deste sistema, esta toma a seguinte forma

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (\text{Eq.6})$$

Com o intuito de resolver a equação anterior, admite-se uma solução na forma (Rao 2010)

$$x(t) = Ce^{st} \quad (\text{Eq.7})$$

onde C e s são constantes. A inserção dessa função na equação 6, resulta na seguinte expressão (Rao 2010)

$$(ms^2 + cs + k)Ce^{st} = 0 \quad (\text{Eq.8})$$

que tem a seguinte equação característica

$$ms^2 + cs + k \quad (\text{Eq.9})$$

cujas raízes são

$$S_{1,2} = \frac{-c \pm \sqrt{c^2 - 4mk}}{2m} = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}} \quad (\text{Eq.10})$$

Constante de amortecimento crítico

A constante de amortecimento crítico (c_c), é definida como o valor de c que faz com que, o discriminante Δ da equação 10 se anule isto porque, é do sinal deste discriminante que depende a natureza das raízes. Tem-se então (Rao 2010)

$$\left(\frac{c_c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m} = 0 \Leftrightarrow c_c = 2m \sqrt{\frac{k}{m}} = 2m\omega_n \quad (\text{Eq.11})$$

Fator de amortecimento

O fator de amortecimento (ζ) consiste numa quantidade adimensional, que indica o quanto o sistema está a ser amortecido. É definido como a relação entre a constante de amortecimento e a constante de amortecimento crítico (Rao 2010)

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \quad (\text{Eq.12})$$

Existem três casos possíveis de sistemas consoante o valor do fator de amortecimento, tais como:

➤ Sistema subamortecido caso $\zeta < 1$

Neste caso o movimento continua a ser harmónico, mas agora amortecido, ou seja, a amplitude decresce ao longo do tempo (como demonstrado na Figura 3.7).

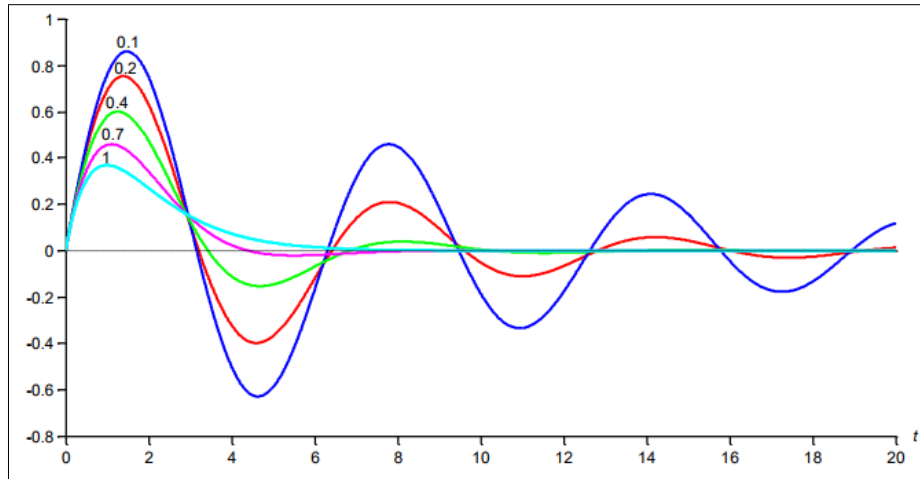


Figura 3.7 - Resposta de um sistema subamortecido consoante o valor de ζ (Almeida 2011)

Em relação à frequência de oscilação já não é a sua frequência natural, mas sim a chamada frequência natural amortecida (ω_d) (Rao 2010)

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (\text{Eq.13})$$

Como se pode verificar, na equação anterior a frequência natural amortecida tende a aproximar-se da frequência natural à medida que, o fator de amortecimento se aproxima de zero (como se pode ver na Figura 3.8).

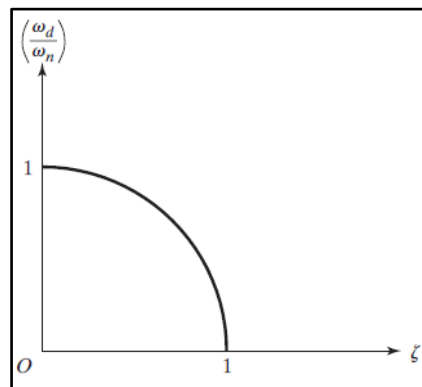


Figura 3.8 - Variação de ω_d com o amortecimento (Rao 2010)

Este caso é muito importante no estudo de vibrações mecânicas porque, é o único que resulta num movimento oscilatório (Rao 2010).

➤ **Sistema criticamente amortecido caso $\zeta = 1$**

Este caso acontece, quando a constante de amortecimento é igual à constante de amortecimento crítico. Na Figura 3.7 está representado a azul mais claro ($\zeta = 1$) este movimento. Como se pode verificar, o movimento já não é oscilatório, uma vez que,

neste tipo de sistema não ocorrem oscilações completas, ou seja, a massa retorna rapidamente à sua posição de equilíbrio.

➤ **Sistema sobreamortecido caso $\zeta > 1$**

Quando a constante de amortecimento é superior à constante de amortecimento crítica o sistema é chamado de sobreamortecido. No que diz respeito ao movimento sobreamortecido, este está ilustrado na Figura 3.9 e, como se pode verificar, este também não é oscilatório. Analisando a Figura 3.9, verifica-se que, quanto maior for o valor do fator de amortecimento menor será a amplitude de vibração inicial e, conseqüentemente, maior será o tempo de retorno à sua posição de equilíbrio. Também é possível verificar que não chega a existir vibração pois a massa, tal como no sistema criticamente amortecido, volta logo à sua posição inicial.

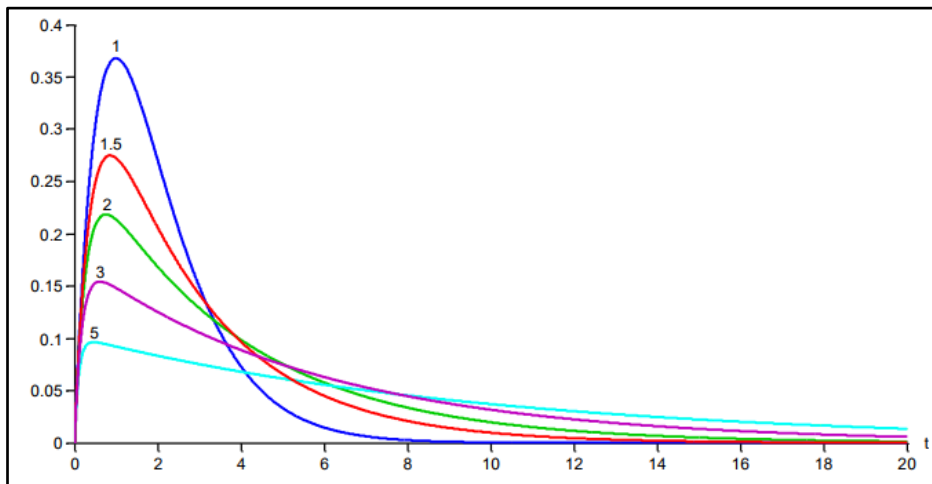


Figura 3.9 - Resposta de um sistema sobreamortecido consoante o valor de ζ (Almeida 2011)

3.3. Frequência natural e Ressonância

A frequência natural de um sistema (estrutura, máquina ou componente), é a frequência a que um sistema tende a oscilar na ausência de qualquer excitação externa. Esta frequência é calculada tendo em conta características dinâmicas do sistema: a massa, a rigidez e o amortecimento.

No que diz respeito à ressonância, este fenómeno ocorre quando a frequência da força excitadora coincide com a frequência natural do sistema. O sistema oscila com uma amplitude elevada à sua frequência natural.

Quando se estuda este fenômeno, surge a necessidade de estudar o conceito de fator de amplificação. Caso o sistema não seja amortecido, o fator de amplificação é representado pela razão entre a amplitude dinâmica (X) e a amplitude estática (δ_{ST}) (Rao 2010).

$$\frac{X}{\delta_{ST}} = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (\text{Eq.14})$$

A variação do fator de amplificação em função da razão de frequências ($r = \omega/\omega_n$), está demonstrada na Figura 3.10. Onde se pode verificar que, para $r = 1$ (a frequência da força excitadora é igual à frequência natural do sistema) o fator de amplificação torna-se infinito, devido ao sistema se apresentar no estado de ressonância.

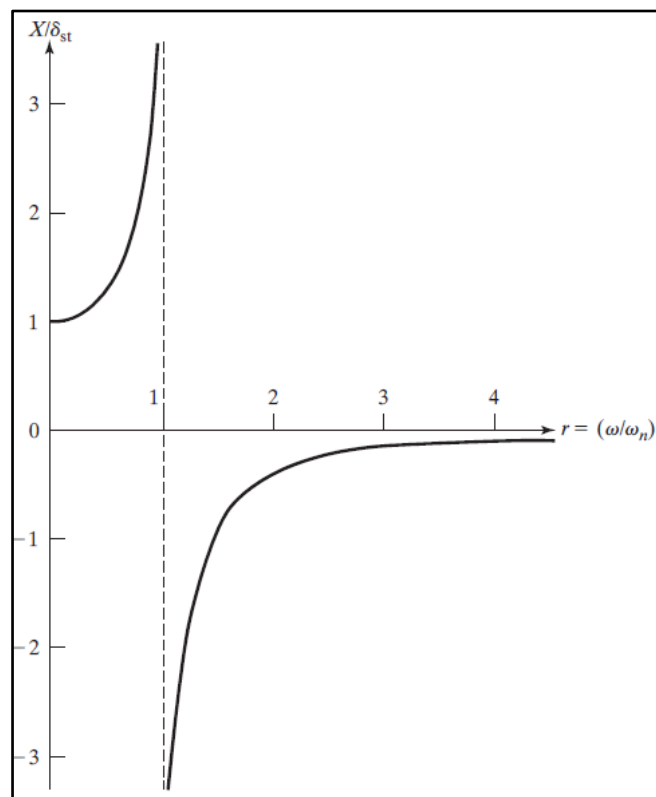


Figura 3.10 - Fator de amplificação de um sistema não amortecido (Rao 2010)

Em relação aos sistemas amortecidos, o fator de amplificação é dado pela seguinte expressão (Rao 2010):

$$\frac{X}{\delta_{ST}} = \frac{1}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (\text{Eq.15})$$

As variações do fator de amplificação com a razão de frequências e com o fator de amortecimento, estão apresentadas na Figura 3.11. Onde se pode verificar que o fator amplificação diminui à medida que o fator de amortecimento aumenta, sendo essa

diminuição mais significativa quando no estado de ressonância ou próximo deste ($r = 1$). Assim como, também diminui com o aumento da frequência da força excitadora para qualquer valor do fator de amortecimento.

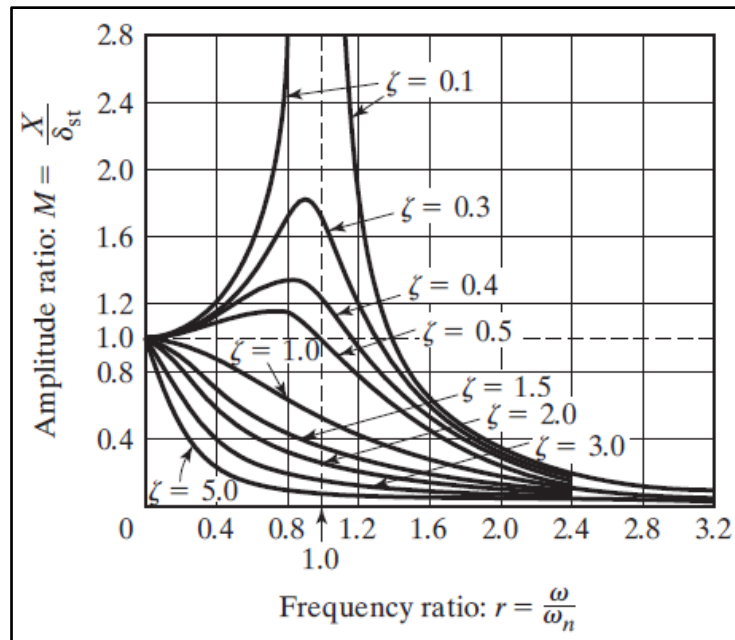


Figura 3.11 - Variação de M em função de r e ζ (Rao 2010)

Quando o amortecimento é pequeno, a frequência natural amortecida é aproximadamente igual à frequência natural do sistema (ver equação 13).

Resumidamente, a ressonância ocorre quando a frequência de excitação é aproximadamente igual à frequência natural do sistema, o que fará com que o sistema em questão vibre com grandes amplitudes e será o amortecimento que irá limitar essa vibração.

3.4. Parâmetros utilizados para medir a amplitude

A amplitude de vibração, referida anteriormente, pode ser medida a partir de três parâmetros distintos:

- Deslocamento;
- Velocidade;
- Aceleração.

De salientar, que existem restrições à utilização de cada um desses parâmetros, ou seja, a escolha do parâmetro a utilizar está relacionada com a frequência da vibração e com a

condição do equipamento. Na Figura 3.12, está apresentado um gráfico onde é demonstrada a utilização de cada parâmetro consoante a frequência do defeito. É importante salientar, que se está a ter em consideração o mesmo nível de severidade para os três parâmetros.

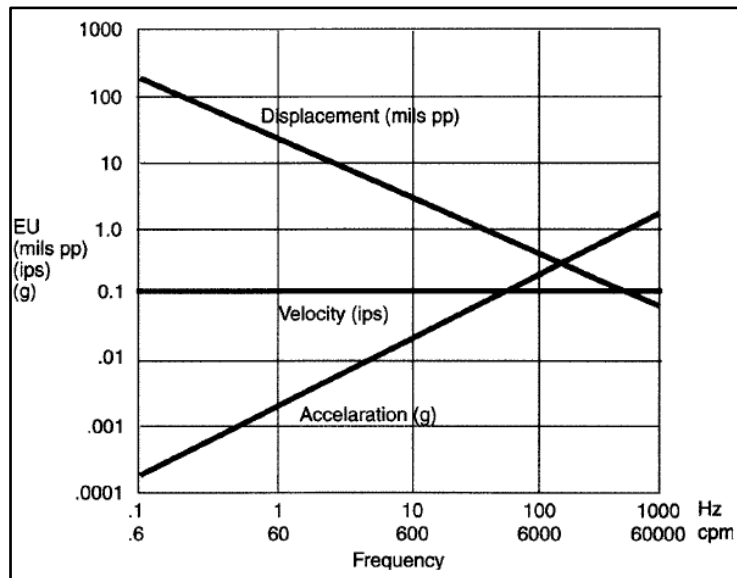


Figura 3.12 - Relação entre a velocidade, aceleração e deslocamento para o mesmo nível de severidade (Scheffer & Girdhar 2004)

Através da análise da figura anterior verifica-se que, quando se está perante um cenário de baixas frequências, deve-se utilizar o parâmetro deslocamento por este ser mais sensível nessa gama de frequências. Por outro lado, quando se analisam altas frequências deve-se utilizar o parâmetro aceleração. Enquanto que, para as frequências intermédias deve-se utilizar o parâmetro velocidade. Deste modo, obtêm-se os melhores resultados em termos da possibilidade de detetar fenómenos.

3.5. Aquisição de dados

A aquisição de dados para a análise de vibrações, utiliza basicamente sensores (transdutores) que são ligados por cabo ao equipamento de medida (analisador).

De seguida será feita uma abordagem a estes componentes.

3.5.1. Sensores

Para efetuar uma análise de vibrações, é necessário recorrer a equipamentos de medição capazes de medir o sinal vibratório. Estes equipamentos são denominados de sensores.

Um sensor, é um aparelho capaz de converter um tipo de energia num tipo de energia diferente. Na análise de vibrações, o sensor irá converter a vibração num sinal elétrico (Blaquez & Barbosa 2015). Existem três tipos de sensores mais utilizados: sensores de deslocamento, velocidade e aceleração, que serão mais tarde desenvolvidos. De salientar que, os acelerómetros serão mais detalhados devido à sua maior utilização neste estudo.

É importante referir que, uma das ações mais importantes durante a recolha de dados é a seleção do sensor, que melhor se adapte às condições operacionais do sistema em análise. Uma vez que, cada sensor pode apresentar vantagens para certas aplicações e limitações noutras situações, ou seja, não existe um sensor que satisfaça todas as aplicações.

➤ **Sensores de deslocamento**

Os sensores de deslocamento são utilizados para detetar modificações na posição de sistemas, mas também podem ser utilizados para detetar diferenças de posição de um componente rotativo, em relação a um estacionário. São normalmente utilizados para medir vibrações relativas (veio/chumaceira).

Os sensores de corrente de Foucault, são os mais utilizados para o controlo de vibrações em máquinas rotativas equipadas com chumaceiras de deslocamento. Estes são os únicos transdutores que podem medir vibrações do deslocamento de veios (Scheffer & Girdhar 2004).

Um sistema de corrente de Foucault, é composto por um sensor, um cabo de extensão e um oscilador/ desmodulador, representado na Figura 3.13. Um sinal de alta frequência (2 MHz), é gerado pelo oscilador/ desmodulador, sendo emitido na ponta do sensor. De seguida, correntes de Foucault são geradas na superfície do veio. O oscilador/desmodulador desmodula o sinal e proporciona uma tensão DC modulada, em que a essa porção, é diretamente proporcional à distância medida e a porção AC é diretamente proporcional à vibração medida (Scheffer & Girdhar 2004). Desta forma, um transdutor de corrente de Foucault pode ser utilizado, tanto para medir distâncias, como para medir vibrações (Scheffer & Girdhar 2004).

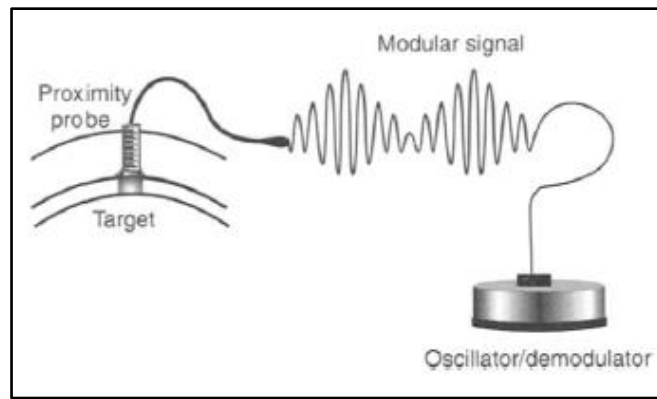


Figura 3.13 - Esquema de um sistema de Foucault (Scheffer & Girdhar 2004)

➤ Sensores de velocidade

Os sensores de velocidade são muito utilizados para controlar o nível de vibrações de máquinas rotativas. Estes são facilmente instalados na maioria dos analisadores e, quando comparados com os outros sensores, estes são mais baratos.

Estes sensores são compostos por três componentes: um íman, uma bobine e por molas que suportam o íman. Assim, quando o sensor é conectado a uma superfície que está a vibrar, o movimento relativo entre o íman estacionário e a bobine (que vibrará em sincronismo com a máquina) fará com que, as linhas magnéticas do íman atravessem a bobine, o que induzirá uma tensão na bobine proporcional à velocidade de vibração (Scheffer & Girdhar 2004).

Sensibilidade

A sensibilidade dos sensores de velocidade é constante numa gama de frequências específica (geralmente entre 10 Hz e 1 kHz) (Scheffer & Girdhar 2004). Em baixas frequências a sensibilidade diminui, o que originará que as medições (amplitudes) efetuadas abaixo dessa frequência, serão pouco precisas.

Vantagens na sua utilização (Scheffer & Girdhar 2004)

- Facilidade de instalação;
- Sinais fortes numa gama de frequências média;
- Não necessitam de alimentação externa.

Desvantagens na sua utilização (Scheffer & Girdhar 2004)

- Relativamente grandes e pesados;

- Sensíveis à frequência de entrada;
- Peças móveis;
- Sensíveis a campos magnéticos.

➤ **Acelerómetros**

Os acelerómetros, são os sensores mais utilizados para a medição de vibrações em equipamentos.

Os acelerómetros mais utilizados são os piezoelétricos. Estes são constituídos basicamente por um cristal piezoelétrico e por uma pequena massa, normalmente fechada numa caixa metálica protetora (Figura 3.14).

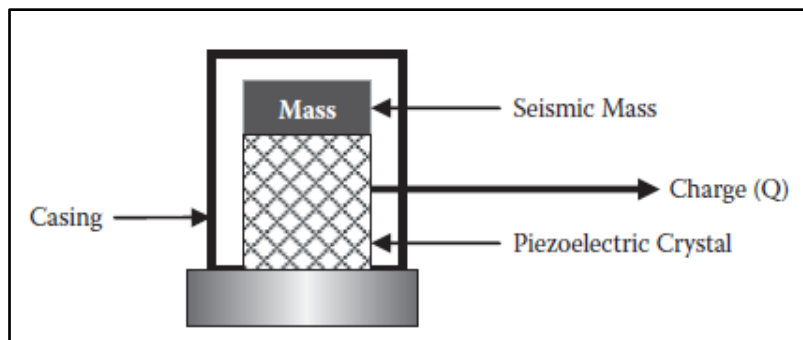


Figura 3.14 – Imagem ilustrativa do interior de um acelerómetro (Sinha 2015)

Quando este tipo de acelerómetro é colocado num equipamento, este ficará sujeito à vibração do mesmo. Deste modo, quando submetido a uma vibração, a massa no seu interior exerce uma força variável sobre o cristal piezoelétrico, força essa que é proporcional à aceleração da vibração sofrida. E, por sua vez, a carga produzida pelo cristal é proporcional à vibração do equipamento (Sinha 2015).

O tamanho do acelerómetro é uma variável importante a considerar dado que, irá influenciar a sensibilidade do mesmo. Considerando que a sensibilidade consiste na relação entre o sinal de entrada e o de saída, ou seja, representa a forma como varia o sinal de saída com a variação do sinal entrada.

Regra geral, quanto maior for o acelerómetro maior será a sua sensibilidade e, por outro lado, menor será a gama de frequência máxima utilizável (Sequeira 2013).

Durante a seleção de um acelerómetro existem parâmetros que se devem dar especial atenção, devendo estes ser seleccionados consoante a aplicação pretendida. Os parâmetros em questão são os seguintes:

- Gama de frequências;
- Sensibilidade;
- Frequência de ressonância;
- Tensão de polarização (*Bias Voltage*);
- Gama de temperaturas;
- *Dynamic range*;

Gama de frequências e Sensibilidade

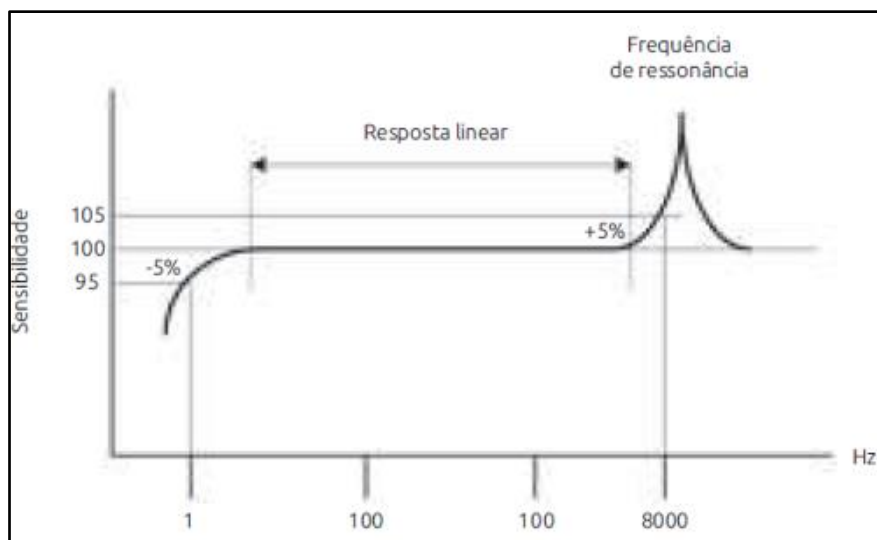


Figura 3.15 - Curva de resposta do acelerómetro (Sequeira 2013)

Na Figura 3.15, está representado um exemplo de uma curva de sensibilidade de um acelerómetro.

Como se pode verificar na Figura 3.15, os acelerómetros possuem certas condições de funcionamento em que, a sua resposta é linear. Deste modo, as medições deverão ser efetuadas apenas nesse intervalo, pois é nessas condições que existe a garantia de que, os valores medidos, são efetivamente proporcionais à vibração existente.

Para além dessa zona de resposta linear existem outras duas zonas não lineares, uma para as baixas frequências e outra para as altas frequências.

De referir que a sensibilidade, medida em milivolts por unidade de aceleração, é aproximadamente constante até 1/5 da frequência de ressonância (Sequeira 2013). Desta forma, é aconselhável o uso de acelerómetros até esse limite superior de frequência.

Tensão de polarização (*Bias Voltage*)

A tensão de polarização ou *Bias Voltage* é uma excelente ferramenta de diagnóstico. Assim, sabendo qual a tensão de alimentação, pode-se medir qual a tensão de polarização, ligando o sensor ao sistema. Durante a medição, dessa tensão existem três casos possíveis que podem ocorrer:

- Se a tensão de polarização for igual à tensão de alimentação quer dizer que o circuito está aberto;
- Se a tensão de polarização for igual a zero, conclui-se que existe um curto circuito na cadeia de medida;
- Se a tensão de polarização for a indicada no manual do acelerómetro (normalmente metade da tensão de alimentação), quer dizer que está tudo a funcionar corretamente.

Gama de Temperaturas

A gama de temperaturas indica qual o intervalo de temperaturas a que o acelerómetro deve funcionar, para que este não sofra danos irreversíveis e para que os dados recolhidos sejam os mais precisos. Deste modo, antes de seleccionar um acelerómetro é imprescindível saber a que temperaturas irá estar sujeito.

Intervalo Dinâmico

Este parâmetro indica qual a amplitude máxima, podendo ser positiva ou negativa, que o acelerómetro pode medir antes do sinal de saída sofrer uma distorção ou corte. É especificado em g's.

Vantagens na sua utilização

Como foi referido anteriormente, os acelerómetros são os transdutores mais utilizados para a medição de vibrações. Isto, deve-se ao facto de, estes apresentarem numerosas vantagens, tais como (Sequeira 2013):

- Apresentam uma vasta gama de frequências de utilização (1 a 10000 Hz). Superior aos outros sensores referidos;

- Fáceis de instalar, e no geral são mais pequenos e leves que os anteriores;
- São muito robustos e estanques, pelo que são apropriados para ambientes fabris;
- Resistentes ao choque, quedas, humidade, poeiras, óleo e outras agressividades ambientais e de manuseamento;
- Pouco sensíveis a vibrações laterais, transversais e a campos magnéticos. Sendo por isso, bons na aplicação em grandes motores elétricos.

Desvantagens da sua utilização

Como qualquer equipamento os acelerómetros também possuem desvantagens, tais como (Roque n.d.):

- Necessidade de condicionar o sinal;
- Relação sinal/ruído limitada;
- Possibilidade de saturação a altas frequências;
- Sensíveis à temperatura.

Pontos físicos de leitura

Um dos aspetos importantes a considerar quando se utilizam acelerómetros é a escolha dos pontos de leitura para a recolha dos sinais vibratórios dado que, uma má decisão poderá originar erros de leitura. Assim, a definição dos pontos deve ser cuidadosamente estudada, tendo em conta as características construtivas ou processuais e acessibilidade do equipamento em análise.

Para a análise de condição de qualquer equipamento, devem ser medidas e registadas as vibrações em cada uma das extremidades ou apoios nas três direções do espaço: vertical, horizontal e axial (Sequeira 2013).

Outro aspeto importante a considerar é a escolha do tipo de montagem do acelerómetro. Considerando que, existem quatro tipos de montagem principais, tais como (ilustrado na Figura 3.16):

- Utilização de ponteira;
- Montagem com base magnética;
- Montagem com adesivo ou cola;
- Montagem aparafusada.

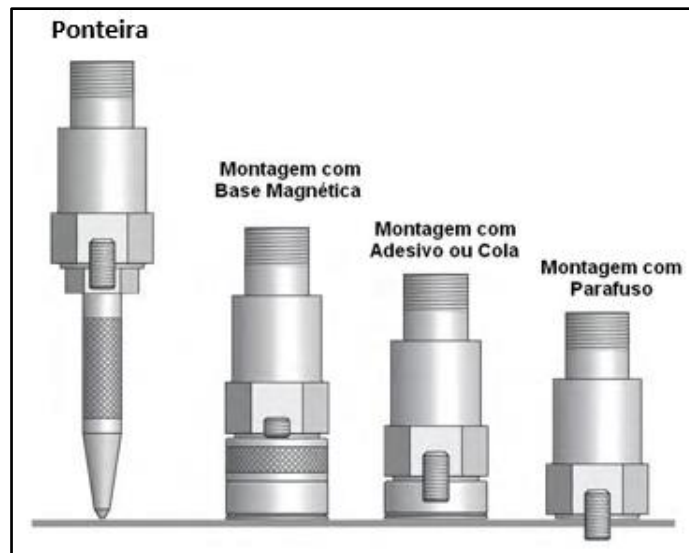


Figura 3.16 - Tipos de montagem de um acelerómetro

Relativamente aos tipos de montagem, o que é mais aconselhado é o aparafusado (melhor solução) uma vez que, este é o que fornece uma resposta em frequência mais ampla assim como, é o mais seguro e confiável em termos de montagem. A principal desvantagem é a de a superfície precisar de ser maquinada.

A montagem com base magnética é uma das mais utilizadas, sendo tipicamente utilizada em medições temporárias uma vez que, oferece uma boa fixação e pode ser retirado de forma rápida e fácil. Este método não é recomendado para montagens permanentes dado que, pode ser inadvertidamente movido da sua posição e as suas múltiplas superfícies e materiais do ímã, podem interferir com os sinais de alta frequência.

No que diz respeito à montagem com adesivo ou cola, esta apresenta uma fixação segura e sem a necessidade maquinar extensivamente a superfície. No entanto, este método reduz a faixa de resposta de frequência e/ou a precisão da medição, isto devido à propriedade de amortecimento do adesivo. Outra desvantagem é o facto de com o aumento da temperatura o adesivo poder ser danificado.

Finalmente, a utilização da ponteira é a menos fiável, dado que, é difícil exercer a mesma pressão de contacto em todas as medições (pressão de contacto manual altera o valor da amplitude e frequência).

Através da análise da Figura 3.17, que apresenta a resposta do acelerómetro consoante o seu modo de fixação, pode-se observar as diferentes faixas de frequência onde a resposta de cada um é linear, como também a sua frequência de ressonância reforçando assim, o

que foi mencionado sobre cada tipo. Conclui-se que, o que apresenta uma maior faixa de frequências, e o mais recomendado, é o acelerómetro com montagem por perno roscado. Por outro lado, o menos recomendado é o de ponteira pois apresenta a menor faixa de frequências.

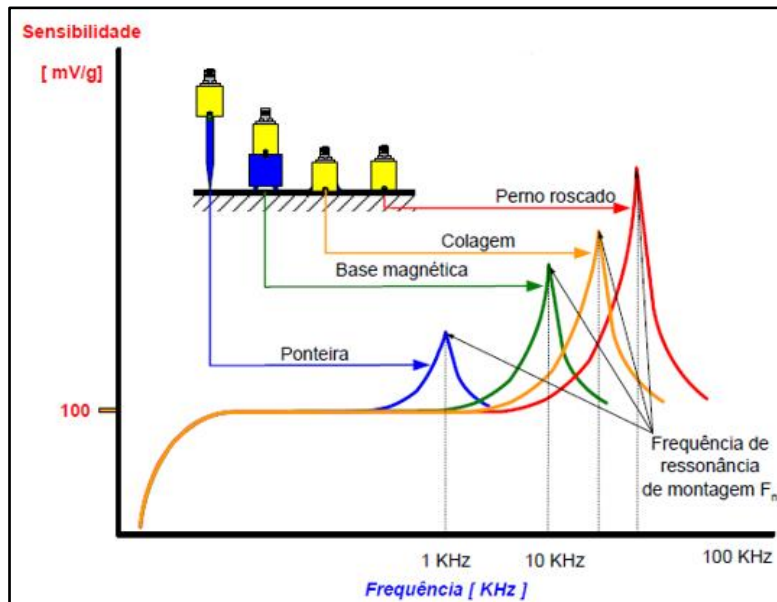


Figura 3.17 - Resposta de um acelerómetro em função da sua montagem (Roque n.d.)

Na prática, é normalmente utilizado o perno roscado em recolhas em contínuo, ou seja, em recolhas que não seja necessário alterar a posição do acelerómetro entre medições. No caso de medições de rotina é utilizável qualquer outro tipo de montagem (preferencialmente a base magnética) evitando, sempre que possível, a ponteira pelas causas referidas anteriormente.

A escolha do modo de montagem depende também do equipamento a medir, das suas características e da acessibilidade ao mesmo.

3.5.2. Analisador

Antes de se efetuar a recolha de dados é recomendado, a criação, no *software*, de uma base de dados e respetiva rotina, para posterior *download* para o analisador. A base de dados, consiste em criar, como o nome indica, uma base com a informação de um ou mais equipamentos onde os dados irão ser recolhidos, ficando depois todos os dados organizados nessa. A rotina, consiste basicamente numa lista de equipamentos (contidos

na base de dados criada) e os respectivos pontos de medição requeridos para a análise. É a partir da rotina criada que o analisador irá realizar a recolha de dados.

O analisador é um equipamento fundamental no que toca a análise de vibrações, pois trata-se de um equipamento capaz de coletar rapidamente e facilmente dados de equipamentos. Atualmente, existem analisadores portáteis, como é o caso do CSI 2140 da Emerson (Figura 3.18), que permitem recolher dados de equipamentos no seu ambiente fabril. Estes equipamentos permitem também analisar os dados no local e posteriormente extrai-los para o computador através do *software* específico.

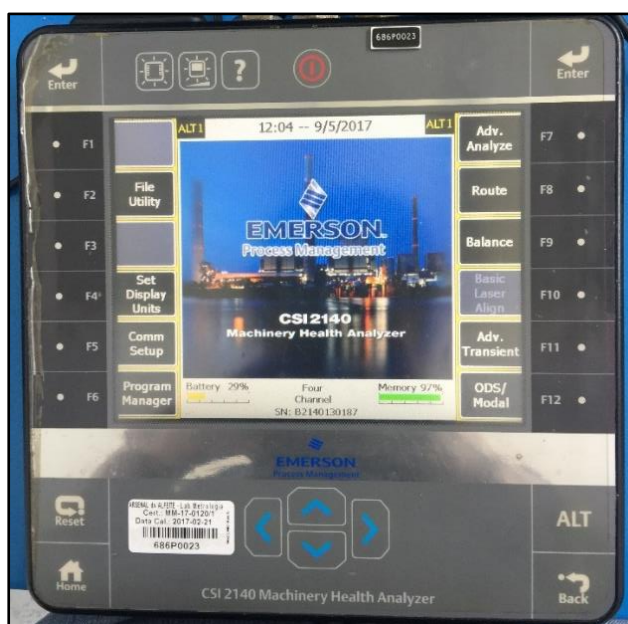


Figura 3.18 - Analisador CSI 2140

O diagrama de blocos presente na Figura 3.19 representa de uma forma resumida o processo de cálculo da *Fast Fourier Transform* (FFT) presente nos analisadores, ou seja, o sinal no tempo é sujeito a certas operações antes de ser apresentado.

Resumidamente, o sinal analógico recolhido pelo sensor é submetido a um filtro anti-alias, que será abordado mais à frente. Depois das frequências serem filtradas (filtro anti-alias), o sinal analógico filtrado é convertido em digital. Deste modo, o conversor A/D transforma o sinal analógico num conjunto de pontos (sinal digital) para o posterior cálculo da FFT.

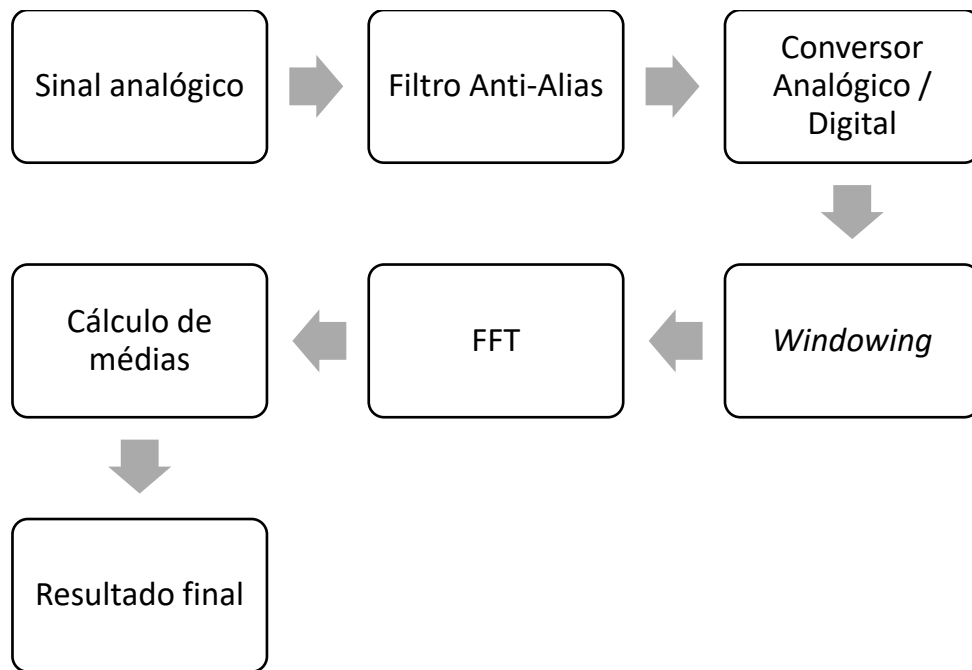


Figura 3.19 - Diagrama de blocos do processo de cálculo da análise de frequência

Nesta fase, é necessário ter especial atenção na escolha da frequência de amostragem, que consiste na quantidade de pontos recolhidos por unidade de tempo, dado esta ser a responsável pela correta transformação do sinal analógico em digital. Se, eventualmente, esta não for a acertada, o sinal digital pode não representar corretamente o sinal analógico, como se pode verificar na Figura 3.20.

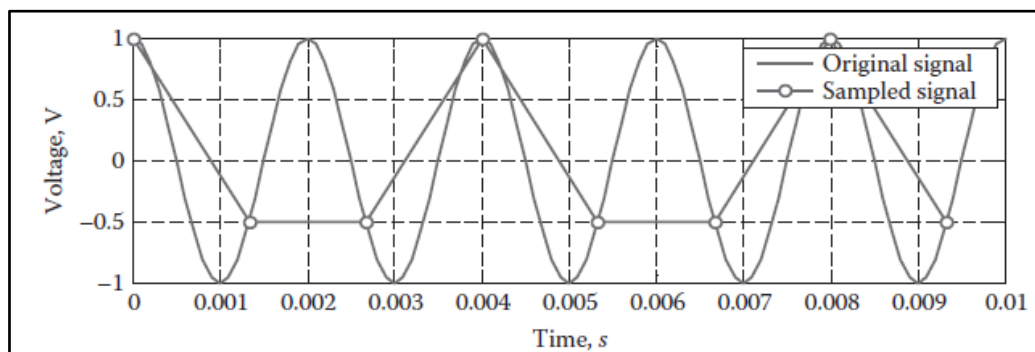


Figura 3.20 – Sinal original e sinal amostrado (Sinha 2015)

Para evitar este tipo de erros, segundo o teorema de amostragem de Nyquist, deve-se adquirir o sinal a uma frequência de amostragem, pelo menos duas vezes superior à frequência máxima do sinal (Olshausen 2000).

$$f_{amost} \geq 2 \cdot f_{max} \quad (\text{Eq.16})$$

No entanto, dado o facto de se utilizar o filtro anti-alias, a frequência limite não elimina as frequências imediatamente superiores e que se encontram junto ao limite. Deste modo,

em termos práticos, a frequência de amostragem passa a ser calculada da seguinte forma (Sinha 2015):

$$f_{amost} \geq 2,56 \cdot f_{max} \quad (\text{Eq.17})$$

Após esta conversão, o sinal, agora digital, fica sujeito a uma operação de *windowing* que será abordado mais à frente.

Antes de efetuar as medições e a respectiva análise, existem parâmetros que são necessários definir:

- F máximo e F mínimo;
- Linhas de resolução;
- Tipo de janela;
- Número de médias;
- *PeakVue* e Desmodulação;
- Função *Trigger*.

F máximo e F mínimo

Com a definição dos valores de F máximo e F mínimo está-se a estabelecer os limites de frequência máxima e mínima das medições. Por outras palavras, o F máximo e o F mínimo definem o valor da frequência máxima e mínima respetivamente, exibida no espetro, o que não quer dizer que o sinal não contenha frequências superiores às estabelecidas.

Para eliminar as frequências superiores à frequência máxima estabelecida, é utilizado um filtro passa baixo denominado de filtro anti-alias. Filtro este que tem o objetivo de eliminar as frequências referidas do sinal analógico, antes deste ser convertido em digital.

Geralmente, quanto maior a velocidade de operação de uma máquina, maior deverá ser o valor de F máximo para que se obtenham todas as informações cruciais da máquina (Emerson 2011a).

Linhas de resolução

O número de linhas de resolução, tem como objetivo aumentar ou diminuir a resolução do espetro, ou seja, quanto maior o número de linhas melhor serão separadas/individualizadas as frequências contidas no sinal. No entanto, quanto maior for a resolução, maior será a memória necessária e, conseqüentemente, mais tempo demorará

a aquisição e tratamento de dados deste modo, é importante encontrar um bom compromisso entre o número de linhas e o tempo de aquisição.

Assim, é usual utilizar um número de linhas elevado, quando se pretende distinguir duas frequências muito próximas ou quando F máximo for muito elevado (Emerson 2011a).

Tipo de janela

Como ilustrado na Figura 3.19, o processo *windowing* é efetuado antes do cálculo do FFT, isto para garantir que as amplitudes e frequências dos componentes, presentes no sinal no tempo, sejam calculadas de forma correta, ou seja, é necessário que a amplitude do sinal no tempo seja nula no início e no fim da amostra. Uma vez que, se tal não acontecer, serão incluídas frequências e amplitudes não existentes durante o cálculo. Assim, a função janela (*window*) é utilizada para forçar que o sinal no tempo seja nulo, nos limites da amostra.

Existem vários tipos de funções que poderão ser selecionadas, sendo (Emerson 2011a):

- Hanning: função mais utilizada na recolha de dados, pois estabelece um bom compromisso entre a precisão em amplitude e frequência;
- Uniform ou retangular: é uma função em que basicamente não existe janela, ou seja, não existem constrangimentos. Esta opção deverá ser selecionada quando se realizam testes de análises transitórias, como por exemplo o *bump test*;
- Força/Exponencial: é uma função utilizada no teste de impacto, isto porque este teste requer dois tipos de janelas. Deste modo, o analisador aplica a janela força ao canal do martelo e a janela exponencial ao canal do acelerómetro.

A janela escolhida afeta a precisão da amplitude e a resolução em frequência, ou seja, a cada uma está associado um fator de janela. Por outras palavras, para calcular a resolução real de um espectro, tem de se multiplicar o fator de janela pela resolução calculada (C. et al. 2001).

$$Resolução = \frac{F \text{ max}}{\text{Número de linhas}} \quad (\text{Eq.18})$$

$$Resolução \text{ real} = resolução \times \text{fator de janela} \quad (\text{Eq.19})$$

Por exemplo, se a frequências máxima for de 3000 Hz e se tivermos 1600 linhas, tem-se

uma resolução de 1.875 Hz por linha. No entanto, se for utilizada a janela *hanning* que tem um fator de janela de 1.5, a resolução real será então de 2.813 Hz por linha.

Número de médias

Este parâmetro, tem como objetivo minimizar o efeito de variações aleatórias ou picos, devido a ruído inerente ao sinal de vibração. Este efeito deve-se ao facto de, quando se mede uma vibração, geralmente, vários espectros são calculados sendo depois calculado um espectro médio. Deste modo, quanto maior for o número de espectros calculados melhor este espectro médio representará a resposta do sistema. No entanto, tal como acontece com o número de linhas, quanto maior o número de espectros calculados mais lento se torna o processo de aquisição e tratamento de dados.

Para além de se definir o número de espectros recolhidos, também se tem de estabelecer que tipo de média se pretende, dado que existem diferentes tipos, tais como (Emerson 2011a):

- Média normal (*normal average*): realiza a média de todos os espectros calculados. Pode-se aplicar à maioria dos casos;
- Média de retenção de pico (*peak hold average*): mostra a maior amplitude de cada espectro. É utilizada quando se realizam leituras com a máquina a parar (*coast down*);
- Média sincronizada no tempo (*synchronous time average*): remove as vibrações não síncronas do sinal, permanecendo a vibração síncrona com a referência. É utilizada quando se pretende dados referentes à velocidade de rotação de um veio específico.
- Média em ordens (*order tracking*): é utilizado quando se analisa máquinas com velocidade variável;
- Média negativa (*negative average*): consiste em reduzir o número de espectros e comparar os resultados com os resultados de uma média normal, ou com os dados do teste de impacto, para ajudar a isolar os potenciais problemas;
- Média exponencial (*exponential average*): é utilizado em casos em que as vibrações variem significativamente durante a medição.

PeakVue e Desmodulação

O analisador pode utilizar a tecnologia *peakvue* ou desmodulação para adquirir os dados. O *peakvue* destaca-se por ter uma maior sensibilidade a fenómenos que ocorram nas altas frequências (Emerson 2011a).

Normalmente, o *peakvue* é utilizado para obter os dados relativos a altas frequências associadas aos defeitos em rolamentos ou engrenagens uma vez que, nestes componentes os defeitos surgem, na sua fase inicial, nas altas frequências.

A desmodulação utiliza um filtro passa alto especificado pelo utilizador, com o intuito de remover todos os componentes de baixa frequência do sinal. Posteriormente, o sinal é amplificado e desmodulado em amplitude, o que irá criar um sinal de baixa frequência (Emerson 2011a).

Função Trigger

A função *trigger* é utilizada quando se pretende analisar um problema num equipamento, mas não se sabe quando é que este irá ocorrer. Deste modo, esta função tem como objetivo, indicar quando é que os dados devem ser recolhidos com base nos parâmetros definidos pelo utilizador. Um exemplo de utilização desta função pode ser o teste de impacto, ou seja, os dados só serão recolhidos quando o impacto ocorrer.

Existem quatro opções de *trigger* que podem ser seleccionadas (Emerson 2011a):

- Trigger off: esta opção implica que a coleta de dados só se realizará quando o operador carregar no botão *enter* do analisador;
- Tach Trigger: recolhe os dados de acordo com o pulso do tacómetro uma vez por revolução. Neste caso, é necessário definir também uma percentagem que irá determinar a quantidade da forma de onda a ser recolhida antes do *trigger* ser ativo, ou seja, caso seja 0% o *trigger* é executado no início da janela de tempo, enquanto que se for 50% o *trigger* é executado no centro da janela de tempo;
- Level Trigger: recolhe os dados na amplitude especificada da parte ascendente ou descendente da onda. Neste caso, tal como no anterior é necessário definir o valor da percentagem, como também o nível do *trigger*;
- RPM Trigger: recolhe os dados quando as rpm estiverem acima, ou abaixo, de um determinado valor.

4. Técnicas Avançadas de análise de vibrações

4.1. Introdução

Dado o aumento da utilização do controlo de condição e, em especial, o aumento da utilização da análise de vibrações durante o mesmo, tendo como base a manutenção dos equipamentos, surgiu a necessidade da criação de varias técnicas que permitem, de forma expedita, tirar conclusões sobre o sinal recolhido.

Deste modo, neste capítulo serão abordadas algumas dessas técnicas que permitem, não só identificar rapidamente algumas propriedades do sistema, como também, esclarecer dúvidas existentes acerca da origem do problema existente no equipamento.

Dito isto, serão abordadas técnicas que permitem identificar frequência natural de um sistema de forma rápida (com é o caso do *bump test*, *impact test*, *coast down*, e *run up*), identificar sinais periódicos (como é o caso da auto correlação), concentrar o sinal recolhido numa certa gama de frequências (utilizando o *true zoom*) e também uma técnica (*time synchronous averaging*) que permite recolher apenas o sinal síncrono com o componente desejado.

4.2. *Bump Test*

4.2.1. Introdução

O *bump test* é uma técnica desenvolvida no final dos anos 70. Esta é uma técnica que permite identificar as frequências naturais. É caracterizada por ser uma técnica muito simples, tanto a nível de equipamentos requeridos, como também a nível de execução.

4.2.2. Descrição da técnica

O principio de funcionamento desta técnica é muito simples, ou seja, o sistema é sujeito a um impacto, ficando depois a vibrar livremente à sua frequência natural. Visto isto, o *bump test* consiste basicamente em medir a resposta de um sistema sujeito a um impacto com um martelo comum (não instrumentado). Impacto este, que irá excitar todas as frequências do sistema. Deste modo, será possível determinar a frequência natural, uma vez, que nessa frequência existirá um pico na resposta devido à existência de ressonância.

É importante salientar que, esta técnica produzirá picos no espectro de frequências que identificam apenas frequências naturais e não vibrações periódicas (caso o equipamento esteja a funcionar), devido á utilização do algoritmo média negativa.

No que diz respeito à medição em si, o *bump test* requer apenas um canal para efetuar a medição enquanto que, existem outras técnicas que requerem medições com dois ou mais canais (por exemplo o *impact test*). Esta medição de apenas um canal, tem a desvantagem de só poder registar o impacto e identificar a frequência natural (ou frequências) de uma estrutura enquanto que, as medições que utilizam dois ou mais canais permitem medir outras grandezas (como por exemplo a fase).

Um dos pontos fortes do *bump test*, em relação ás outras técnicas utilizadas para determinar frequências naturais, é que pode ser utilizado em equipamentos estáticos (não rotativos), como por exemplo tubos, bases entre outros.

É geralmente utilizado em estruturas pequenas ou médias. No que diz respeito às estruturas grandes e pesadas (como por exemplo locomotivas, entre outras) este teste não é muito utilizado, pois estas estruturas não respondem como desejado após o impacto e, também devido à necessidade da utilização de um equipamento (martelo) de grandes dimensões.

Em relação à aplicação da técnica em equipamentos dinâmicos, esta pode ser realizada com o equipamento a funcionar, ou com o equipamento desligado, sendo estas situações descritas mais à frente.

4.2.3. Equipamentos necessários e esquema de montagem

Para a realização de uma medição recorrendo a esta técnica, são necessários os seguintes equipamentos:

- Um martelo comum, ou outra ferramenta que possa ser utilizada para bater na estrutura;
- Um acelerómetro;
- Um analisador.

O esquema de montagem para a aplicação da técnica em questão é muito simples, sendo apenas necessário colocar um acelerômetro no equipamento e ligá-lo ao analisador. O esquema utilizado, no exemplo prático a seguir explicado, está ilustrado na Figura 4.1.

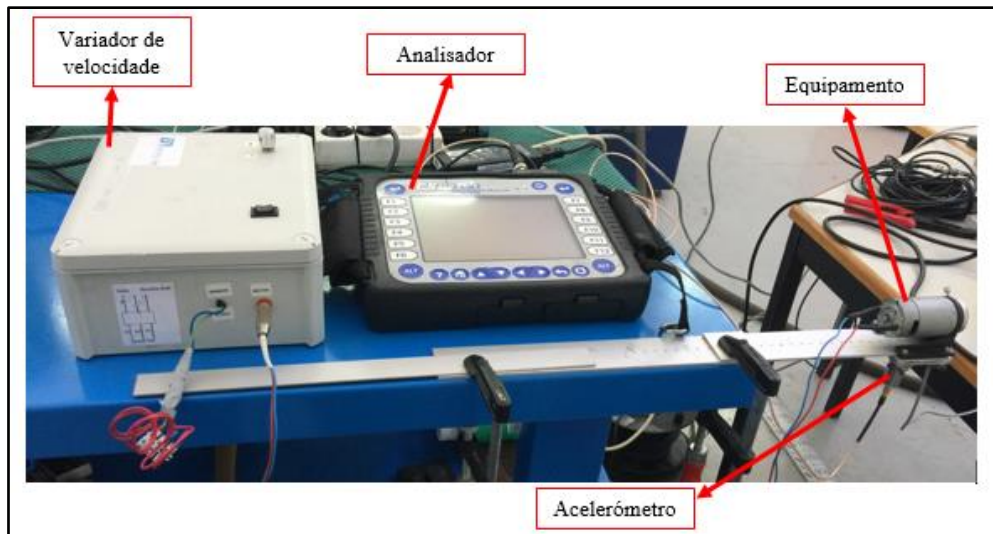


Figura 4.1 - Ilustração do esquema de montagem do bump test

4.2.4. Bump Test com o equipamento em estudo desligado

O *bump test*, com o equipamento em estudo desligado, é utilizado preferencialmente em relação ao teste com o equipamento a funcionar, uma vez que, como este está parado não existem outras forças de excitação. Deste modo, a análise do espectro de frequências será bastante mais expedita, pois só estarão presentes as frequências resultantes do impacto.

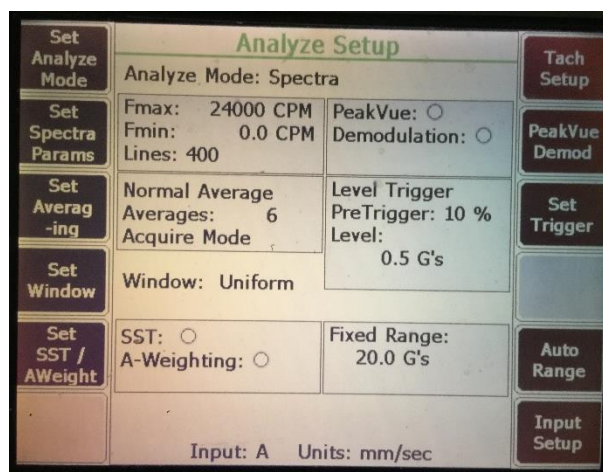


Figura 4.2 – Imagem do analisador com os parâmetros pré-definidos para bump test com o equipamento desligado

No que diz respeito a esta técnica e, no que à coleta de dados diz respeito é necessário ter em atenção que, existem certos parâmetros que o analisador já tem pré-definidos (como apresentado na Figura 4.2). No entanto, caso esses parâmetros não se adequem ao pretendido, é possível alterar os mesmos de acordo com os objetivos.

Durante a recolha de dados há que ter em atenção que só se pode realizar um impacto por média, ou seja, o número de médias define o número de impactos. De referir que o impacto do martelo deve ser efetuado na mesma direção do acelerómetro.

Parâmetros a definir para o ensaio

Caso se pretenda alterar os parâmetros, estes são os seguintes (Emerson 2011a):

- Definir frequência máxima, frequência mínima e número de linhas de resolução;
- Definir o número de impactos a realizar (número de médias): nesta técnica utiliza-se uma média normal para tratar os dados e, quanto maior o número de médias, maior irá ser o número de impactos a realizar;
- Definir o tipo de janela: para este teste a janela a utilizar tem de ser a retangular (*uniform*), uma vez que, como se trata de um teste de impacto, sem qualquer outra fonte de vibração, a resposta deste encontra-se no início do sinal no tempo, ou seja, caso se seleccionasse a opção *hanning* esta iria destruir parte importante do sinal;
- Definir o *trigger*: deve ser escolhida a opção *Level Trigger*. Caso os dados comecem a ser recolhidos antes do impacto do martelo, é necessário aumentar o nível do *trigger*, ou seja, neste caso é essencial aumentar o valor padrão de 0.5 para que, a vibração de fundo não cause um falso *trigger* e comece o teste muito cedo;
- Definir *Auto Range*: caso seja necessário definir o parâmetro *auto range* deve ser tido em conta que, este deve estar desligado de modo a utilizar a opção *fixed range*. Isto porque, se a opção *auto range* estiver ligada, o primeiro impacto no equipamento servirá apenas para definir faixa dinâmica do analisador, ou seja, nenhum dado será recolhido. Os dados serão apenas recolhidos a partir do segundo impacto, se este tiver a mesma amplitude do primeiro. Caso contrário, este impacto será utilizado para definir a nova gama de valores e nenhum dado será recolhido novamente. Para prevenir que isto aconteça, utiliza-se a opção

fixed range em que, o valor desta tem que ser superior à amplitude causada pelo impacto do martelo. No entanto, tem de se ter em atenção que se este valor for muito baixo, o analisador pode ficar em sobrecarga sendo que, neste caso deve-se diminuir a força do impacto ou aumentar o valor deste parâmetro.

Processo de aquisição de dados

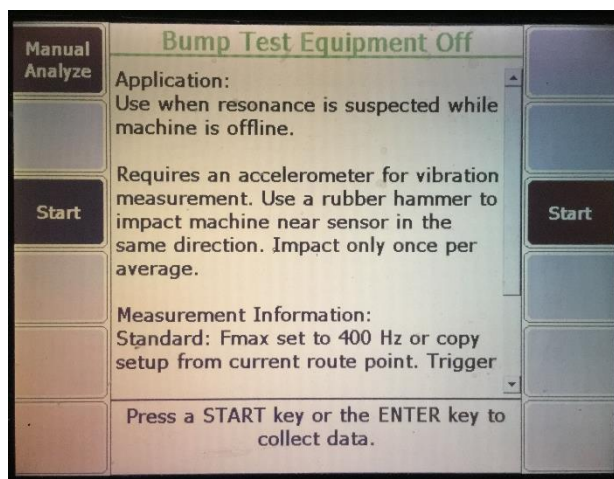


Figura 4.3 - Opção bump test com o equipamento desligado no analisador

No que diz respeito ao processo de aquisição de dados com o equipamento desligado, os seguintes passos devem ser seguidos:

1. Desligar o equipamento;
2. Colocar o acelerómetro na posição desejada;
3. Seleccionar no analisador a opção *bump test* com o equipamento desligado;
4. Pressionar o botão *start*, ou na opção *manual analyze* caso se pretenda alterar os parâmetros (ver Figura 4.3);
5. Bater no equipamento com o martelo cada vez que no ecrã apareça “waiting for trigger”;
6. Guardar os resultados obtidos.

Exemplos práticos

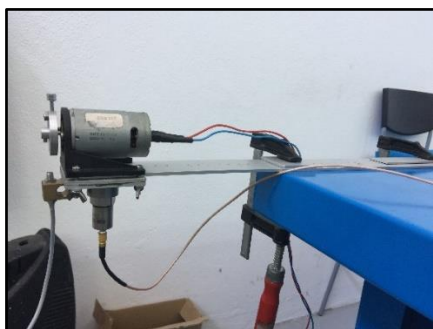


Figura 4.4 – Barra com um motor na extremidade



Figura 4.5 - Martelo utilizado na experiência

Com o intuito de exemplificar a aplicação da técnica em questão, foram realizados dois ensaios, utilizando o martelo ilustrado na Figura 4.5 para efetuar os impactos. No primeiro ensaio, utilizou-se o acelerómetro com a referência 726/726T (ver anexo IV) e o modelo da Figura 4.4 que consiste, numa barra com uma massa na ponta que, neste caso, se trata de um motor. Para o segundo ensaio, utilizou-se o acelerómetro com a referência 732/732AT (ver anexo III) e o modelo da Figura 4.6 que, consiste numa correia fixa numa extremidade e sujeita a uma tensão de tração na outra.

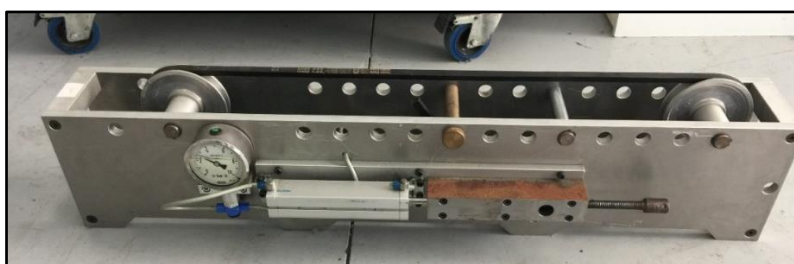


Figura 4.6 – Modelo didático de tensão em correias utilizado no bump test

➤ Barra com motor na extremidade

Para a realização deste ensaio, optou-se por alterar alguns parâmetros (ver Figura 4.7), nomeadamente, o número de linhas, com o intuito de aumentar o tempo do sinal para que se possa observar que, o equipamento comece sem vibração, depois tenha a vibração derivada do impacto e, por fim, fique a vibrar à sua frequência natural, até que volte à situação de repouso, ou seja, até que fique parado. Deste modo, obteve-se o sinal no tempo e o espectro de frequências apresentados nas Figura 4.8 e Figura 4.9, respetivamente.

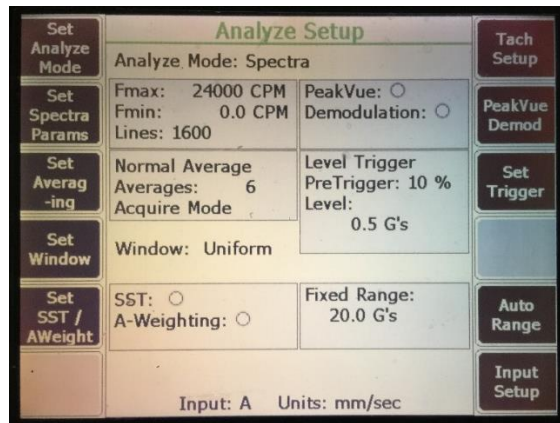


Figura 4.7 - Imagem do analisador com os parâmetros utilizados

no bump test com o equipamento desligado do modelo barra com motor na extremidade

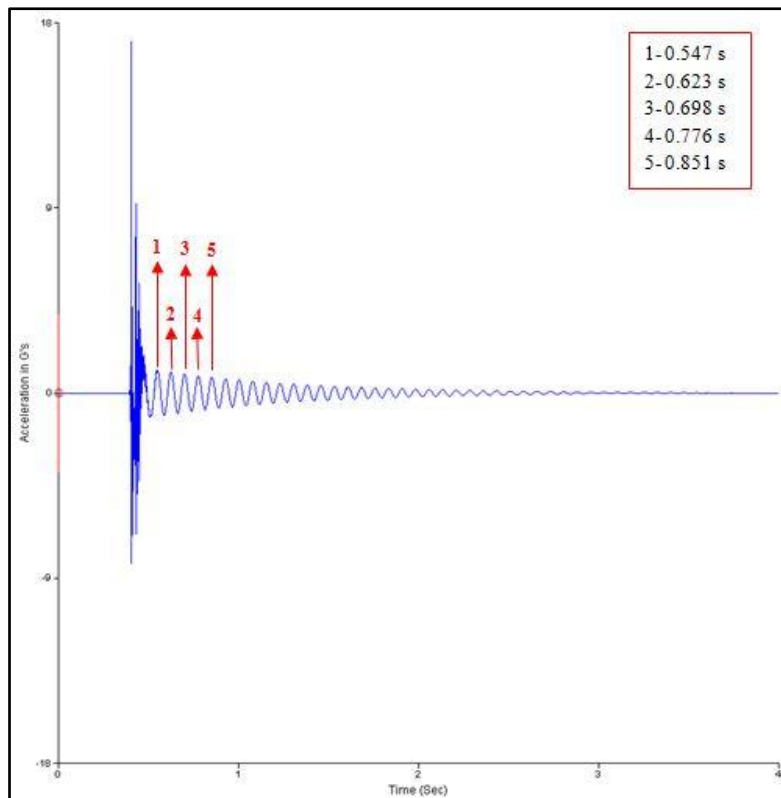


Figura 4.8 - Sinal no tempo bump test equipamento desligado modelo barra com motor na extremidade

Através da análise da forma de onda (Figura 4.8) verifica-se que, surge uma zona onde a amplitude de vibração aumenta abruptamente, zona essa que corresponde ao momento do impacto sendo, a energia depois dissipada ao longo do tempo devido ao amortecimento da estrutura. Calculando o período da oscilação utilizando os picos identificados obtiveram-se os seguintes resultados:

$$T_{1,2} = 0.623 - 0.547 = 0.076 \text{ s} \quad (\text{Eq.20})$$

$$T_{2,3} = 0.698 - 0.623 = 0.075 \text{ s} \quad (\text{Eq.21})$$

$$T_{3,4} = 0.776 - 0.698 = 0.078 \text{ s} \quad (\text{Eq.22})$$

$$T_{4,5} = 0.851 - 0.776 = 0.075 \text{ s} \quad (\text{Eq.23})$$

$$T = \frac{T_{1,2} + T_{2,3} + T_{3,4} + T_{4,5}}{4} = \frac{0.076 + 0.075 + 0.078 + 0.075}{4} = 0.076 \text{ s} \quad (\text{Eq.24})$$

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{0.076} = 13.16 \text{ Hz} = 789.60 \text{ CPM} \quad (\text{Eq.25})$$

O cálculo anterior indica que a frequência natural do sistema é aproximadamente 789.6 CPM.

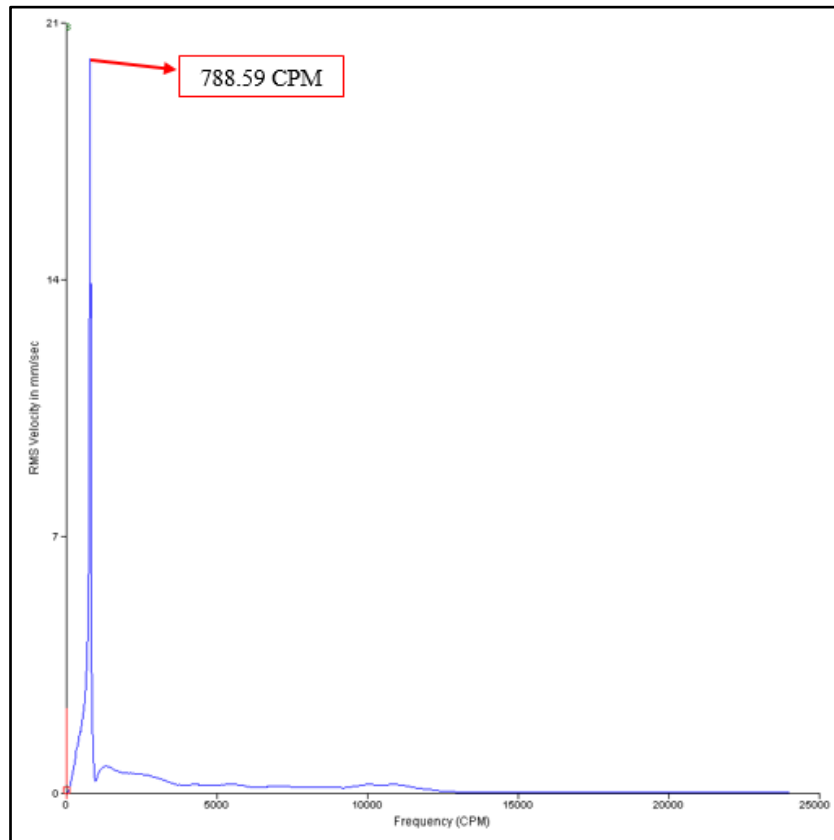


Figura 4.9 - Espectro de frequências bump test equipamento desligado modelo barra com motor na extremidade

Como se pode verificar na Figura 4.9, existe apenas um pico no espectro com uma amplitude muito elevada, o que sugere que o sistema entre em ressonância a uma frequência de aproximadamente 788.59 CPM.

Comparando os dois valores obtidos (valor obtido através do sinal no tempo e através do espectro) verifica-se que, estes são muito próximos o que sugere que, a frequência natural do sistema se encontra nesse intervalo de frequências (788.59 a 789.60 CPM).

De seguida, será calculada a frequência natural do sistema, analiticamente, com o intuito de, posteriormente, efetuar uma validação de resultados.

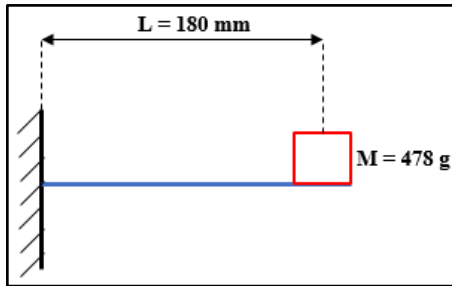


Figura 4.10 – Esquema simplificado do sistema da

Figura 4.4

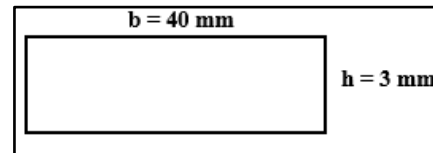


Figura 4.11 - Perfil da barra

Para calcular a frequência natural do sistema utilizou-se a equação 4. Onde se pode verificar que, para determinar essa frequência é necessário determinar a rigidez do sistema que, por sua vez é dependente do comprimento da barra (L), do momento de inércia (I) e do módulo de elasticidade (E) que, neste caso como a barra é de alumínio, assume-se 69 GPa.

$$I = \frac{1}{12}bh^3 = \frac{1}{12}0.040 \times 0.003^3 = 9 \times 10^{-11}m^4 \quad (\text{Eq.26})$$

$$k = \frac{3EI}{L^3} = \frac{3 \times 69 \times 10^9 \times 9 \times 10^{-11}}{0.180^3} = 3194.44 \text{ N/m} \quad (\text{Eq.27})$$

Considerando que o sistema possui uma massa de 478 gramas, procedeu-se ao cálculo da sua frequência natural.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3194.44}{478 \times 10^{-3}}} = 13.01 \times 60 = 780.65 \text{ CPM} \quad (\text{Eq.28})$$

➤ Modelo didático de tensão em correias

No segundo ensaio colocou-se uma pressão de tração de 3 bar na correia e aplicou-se o *bump test*, utilizando os mesmos parâmetros do ensaio anterior (ver Figura 4.7) e

obtiveram-se os seguintes resultados, no que ao sinal no tempo e espectro de frequência diz respeito, apresentados nas Figura 4.12 e Figura 4.13, respetivamente.

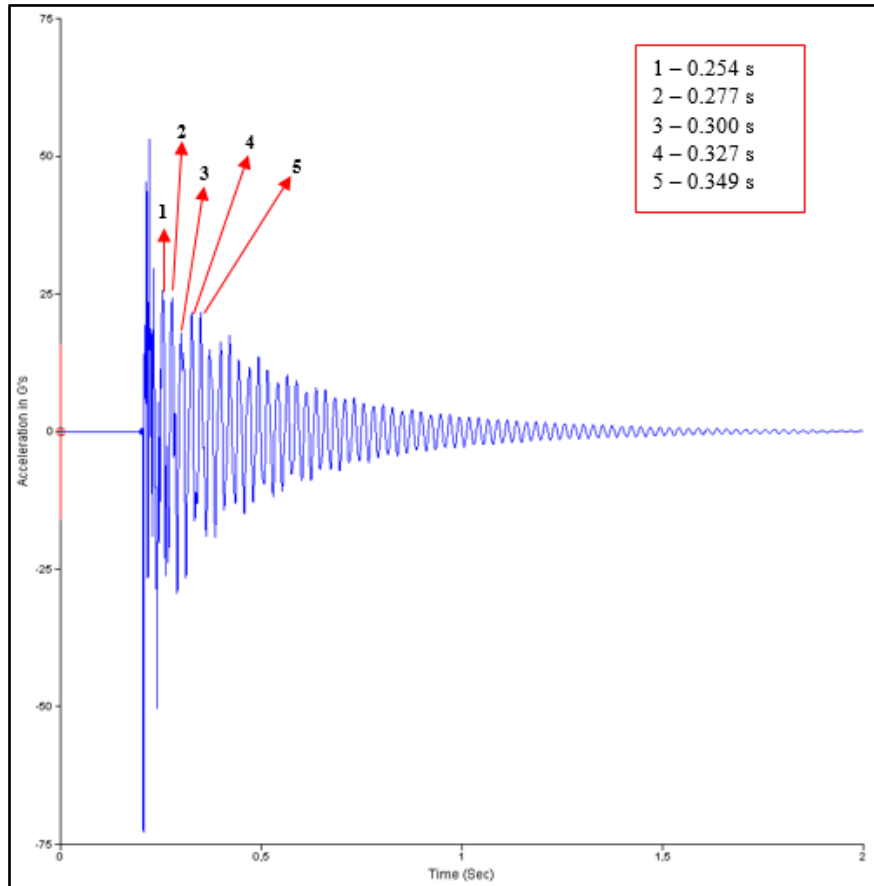


Figura 4.12 - Sinal no tempo bump test modelo didático de tensão em correias

Através da análise da figura anterior verifica-se, tal como no exemplo anterior, que surge uma zona onde a amplitude de vibração aumenta abruptamente, instante esse que, corresponde ao momento do impacto sendo depois a energia dissipada ao longo do tempo, devido ao amortecimento da estrutura. Calculando o período da função utilizando os picos identificados obtiveram-se os seguintes resultados:

$$T_{1,2} = 0.277 - 0.254 = 0.023 \text{ s} \quad (\text{Eq.29})$$

$$T_{2,3} = 0.300 - 0.277 = 0.023 \text{ s} \quad (\text{Eq.30})$$

$$T_{3,4} = 0.327 - 0.300 = 0.027 \text{ s} \quad (\text{Eq.31})$$

$$T_{4,5} = 0.349 - 0.327 = 0.022 \text{ s} \quad (\text{Eq.32})$$

$$T = \frac{T_{1,2} + T_{2,3} + T_{3,4} + T_{4,5}}{4} = \frac{0.023 + 0.023 + 0.027 + 0.022}{4} \quad (\text{Eq.33})$$

$$= 0.0238 \text{ s}$$

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{0.0238} = 42.017 \text{ Hz} = 2521.02 \text{ CPM} \quad (\text{Eq.34})$$

O cálculo anterior indica que a frequência natural do sistema é aproximadamente 2521.02 CPM.

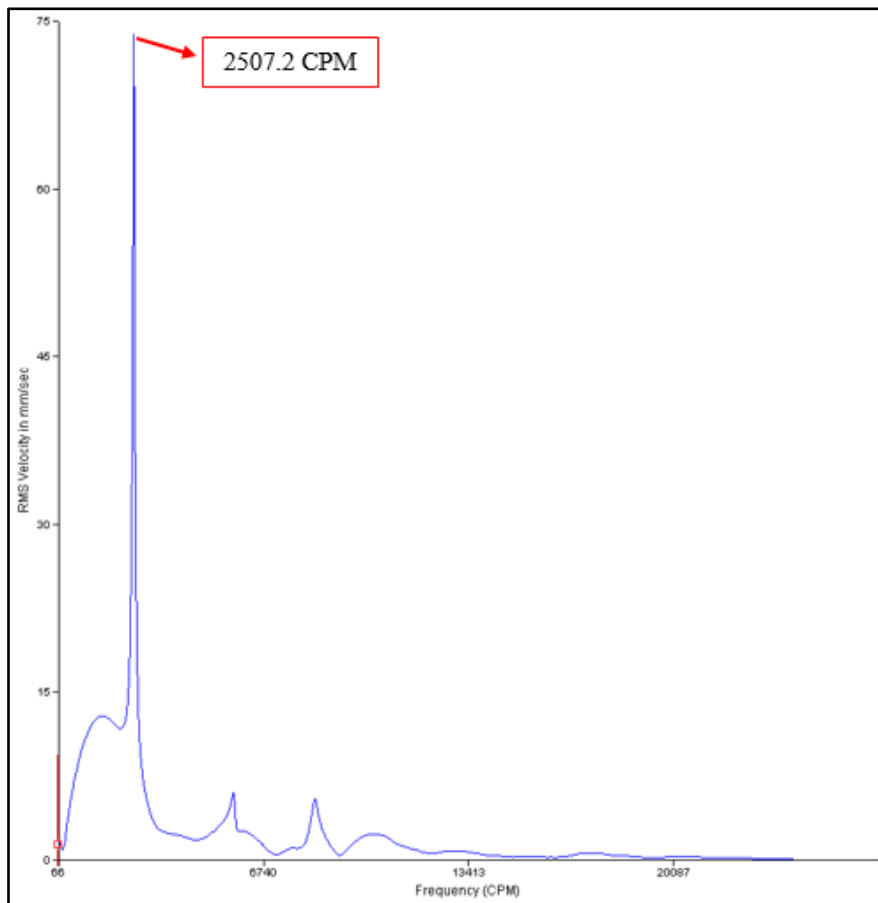


Figura 4.13 – Espectro de frequências bump test do modelo didático de tensão em correias

Analisando o espectro da Figura 4.13, verifica-se a existência de um pico no espectro com uma amplitude muito elevada, o que sugere que uma frequência natural do sistema é 2507.2 CPM.

Comparando este valor com o calculado, a partir do sinal no tempo, verifica-se que, estes são muito próximos o que sugere que, a frequência natural do sistema se encontra nesse intervalo de frequências (2507.2 a 2521.02 CPM).

Tal como no caso anterior, de seguida será calculada a frequência natural deste equipamento analiticamente, tendo posteriormente os mesmos objetivos do cálculo analítico efetuado anteriormente.

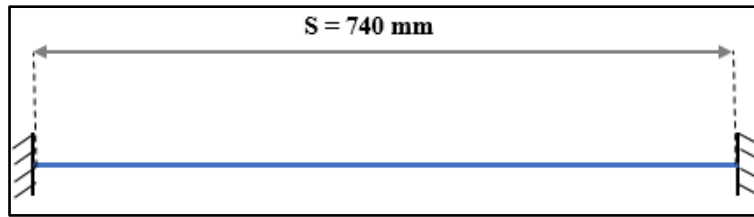


Figura 4.14 - Esquema simplificado do sistema da Figura 4.6

Para o cálculo analítico, considerou-se o sistema como sendo uma corda encastrada em ambas as extremidades (como ilustrado na Figura 4.14), tendo-se em conta as seguintes considerações (Roque 2007):

- A corda é uniforme, ou seja, tem uma massa por unidade de comprimento constante, é perfeitamente elástica e não oferece resistência à flexão;
- A tensão na corda é tal que a deformação devida ao seu próprio peso pode ser desprezada;
- As deformações durante o movimento são suficientemente pequenas em relação à deformação inicial, sendo assim possível desprezar a variação no valor da tensão.

Deste modo, aplicando a teoria das ondas estacionárias em cordas, obtém-se a seguinte expressão para a frequência natural da corda (Roque 2007):

$$\omega_k = \frac{k\pi}{s} \sqrt{\frac{T_0}{m}} \quad (\text{Eq.35})$$

Como se pretende calcular a primeira frequência natural à flexão da corda, tem-se que $k=1$, ficando a expressão com a seguinte forma (Roque 2007):

$$\omega_1 = \frac{\pi}{s} \sqrt{\frac{T_0}{\rho}} \Leftrightarrow f_1 = \frac{1}{2s} \sqrt{\frac{T_0}{\rho}} \quad (\text{Eq.36})$$

sendo T_0 a força de tração na correia em newtons, s o comprimento do vão livre em metros, ρ a densidade linear da correia em kg/m e f a frequência em Hz.

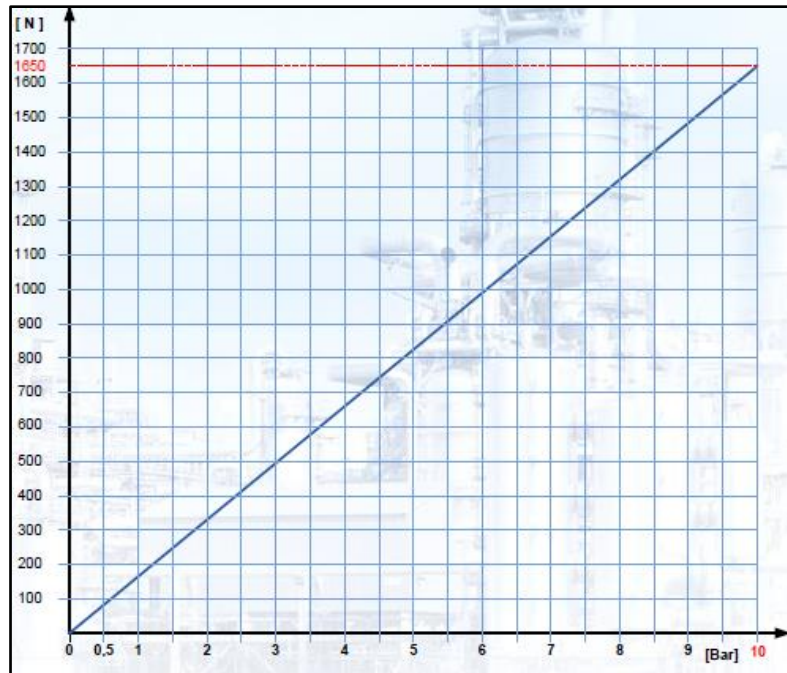


Figura 4.15 - Gráfico Pressão(bar) / força (N) para este modelo (Roque 2007)

Através da análise do gráfico da Figura 4.15 verifica-se que para este modelo, 3 bar de pressão equivale a 500 N de força. No que diz respeito à correia, esta tem a referência SPA 2000 apresentando uma massa por unidade de comprimento de 0.12 Kg/m. Deste modo, a frequência natural do modelo é a seguinte:

$$f = \frac{1}{2 \times 0.740} \sqrt{\frac{500}{0.12}} = 43.61 \times 60 = 2616.88 \text{ CPM} \quad (\text{Eq.37})$$

4.2.5. *Bump Test* com o equipamento ligado

Caso não se possa desligar o equipamento, realiza-se o *bump test* com o equipamento a funcionar, no entanto, neste caso há o inconveniente de existirem outras forças de excitação, para além da força aplicada durante o impacto. A análise torna-se mais complexa, sendo para isso aplicado o algoritmo da média negativa (*negative averaging*), com o objetivo de eliminar as frequências periódicas e, assim, facilitar a análise dos dados obtidos. O teste será feito em duas partes. Durante a primeira parte os dados serão recolhidos enquanto o equipamento estiver sujeito aos impactos, na segunda parte os dados serão recolhidos sem impactos. Ainda na segunda parte, será realizado o tratamento dos dados, ou seja, a vibração periódica será subtraída do espectro e será apresentado o resultado final como se pode ver no esquema da Figura 4.16.

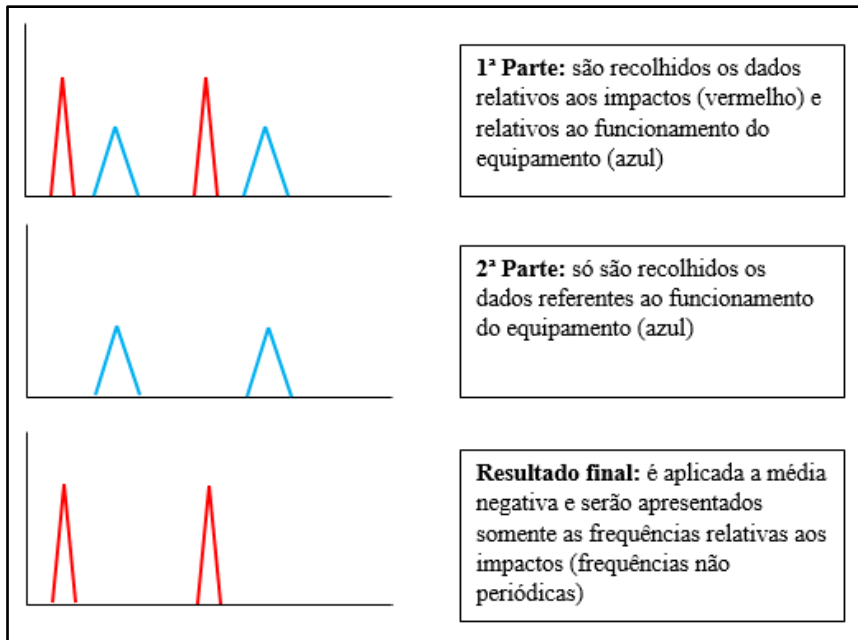


Figura 4.16 - Esquema ilustrativo da aplicação da média negativa

De salientar que o equipamento não pode estar a trabalhar em ressonância, uma vez que, neste estado estaríamos a eliminar a frequência de interesse.

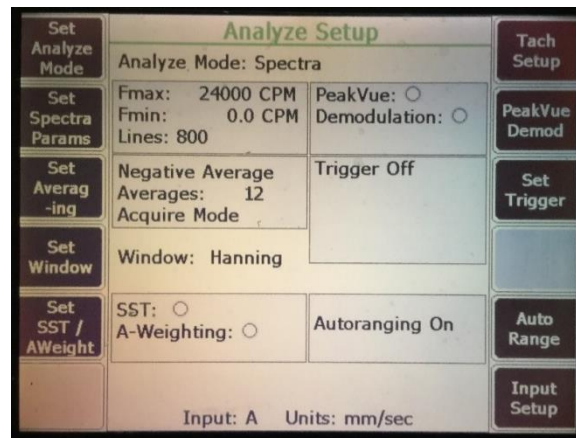


Figura 4.17 - Imagem do analisador com os parâmetros pré-definidos para *bump test* com o equipamento ligado

No que diz respeito aos parâmetros, tal como no *bump test*, com o equipamento desligado, existe a opção de realizar o teste com os parâmetros pré-definidos (ver Figura 4.17) ou então pode ser o utilizador a definir os parâmetros, consoante o desejado.

No que diz respeito à recolha de dados, os impactos devem começar a ser executados imediatamente após o início da operação, tendo em atenção que se deve realizar apenas um impacto por média.

Parâmetros a definir para o ensaio

Caso se pretenda alterar os parâmetros, estes são os seguintes:

- Definir frequência máxima, frequência mínima e número de linhas de resolução;
- Definir o número de impactos a realizar: neste campo tem de se seleccionar a opção média negativa para que, esta remova a frequência operacional. Há que ter em atenção que, quanto maior o número de médias, maior irá ser o número de impactos a realizar;
- Definir o tipo de janela: neste caso tem de se escolher a *window hanning* para que esta elimine o ruído do espectro, dado que, existe mais do que uma vibração presente;
- Definir o trigger: neste caso não é necessário que exista *trigger*;
- Auto range: neste caso deverá ser utilizado a opção *auto range*.

Processo de aquisição de dados

No caso do *bump test*, com o equipamento a funcionar, o procedimento é muito semelhante ao anterior, devendo ser realizado da seguinte maneira:

1. Colocar o acelerómetro na posição desejada;
2. Seleccionar no analisador a opção *bump test* com o equipamento a funcionar;
3. Pressionar o botão *start*, ou na opção *manual analyze*, caso se pretenda alterar os parâmetros (ver Figura 4.18);
4. Bater no equipamento com o martelo perto do acelerómetro;
5. Após a realização de todos os impactos deve-se carregar no botão *negative average* (como ilustrado na Figura 4.19).
6. Carregar no botão *stop* após os valores estabilizarem;
7. Guardar os resultados obtidos.

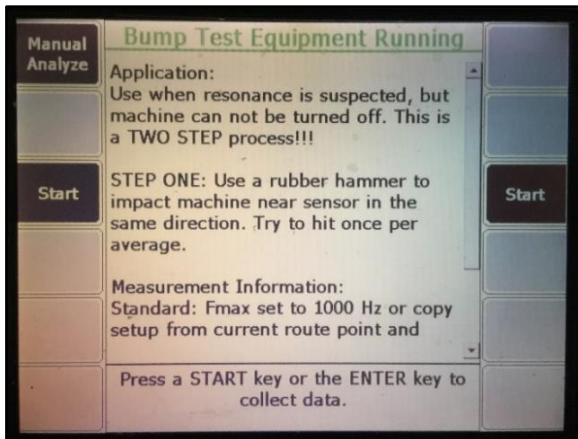


Figura 4.18 - Opção bump test com o equipamento a funcionar no analisador

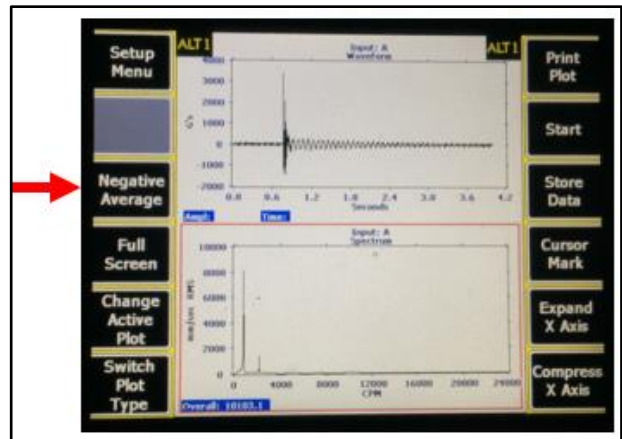


Figura 4.19 - Opção negative average no analisador

Exemplo prático - barra com motor na extremidade

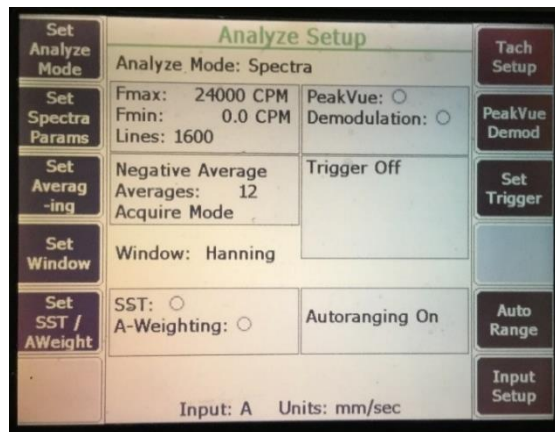


Figura 4.20 - Imagem do analisador com os parâmetros utilizados no bump test com o equipamento ligado

Tal como no primeiro teste efetuado no *bump test* com o equipamento parado, foi realizado um ensaio no mesmo motor com o mesmo acelerómetro, mas desta vez a rodar a aproximadamente 1480 RPM e com o mesmo martelo de modo a, exemplificar o teste em questão. Para a realização do ensaio, optou-se por alterar alguns parâmetros (ver Figura 4.20), nomeadamente o número de linhas. Deste modo obteve-se espectro de frequências apresentado na Figura 4.21.

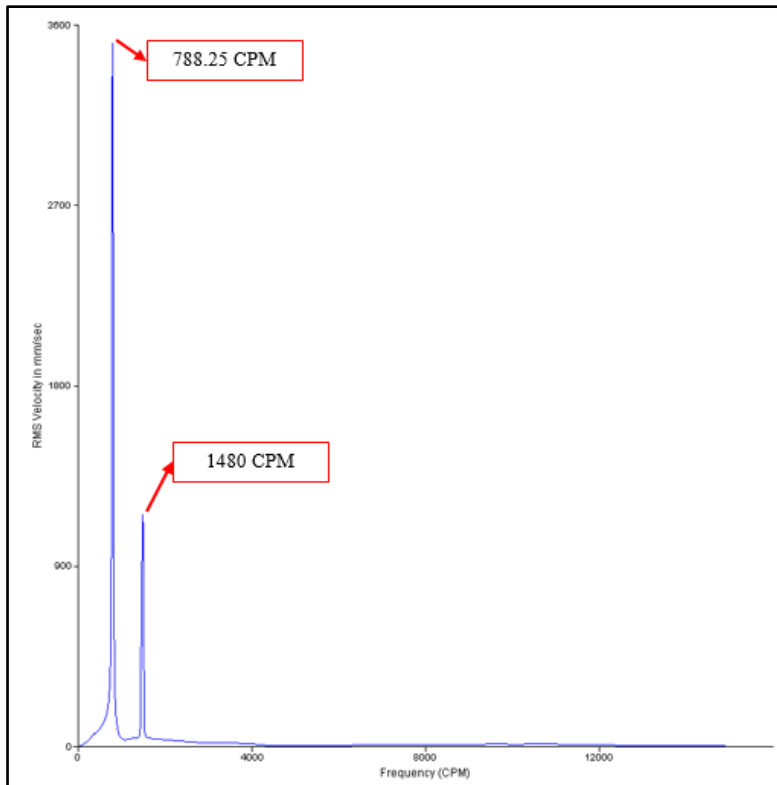


Figura 4.21 - Espectro de frequências bump test equipamento ligado

Analisando o espectro da Figura 4.21 verifica-se que, existem dois picos, sendo que, um deles à frequência de 788.25 CPM tem uma amplitude muito mais elevada, o que sugere que seja devido à ressonância provocada pelo impacto e, assim, essa poderá ser a frequência natural do equipamento. Já o outro pico ocorre à frequência de 1480 CPM que corresponde à frequência de rotação do motor, o que sugere que, este pico seja devido ao desequilíbrio existente no rotor (ilustrado na Figura 4.22).

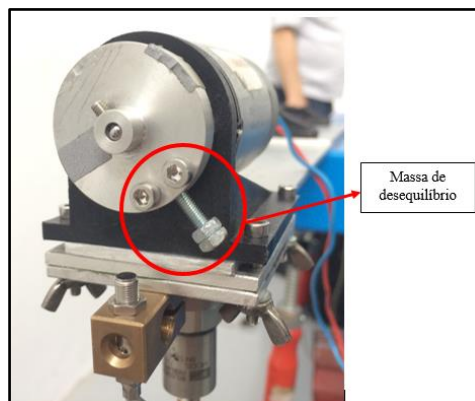


Figura 4.22 - Imagem do desequilíbrio presente no motor

De seguida, aplicou-se a média negativa (*negative average*) e deixou-se o equipamento a funcionar até os dados estabilizarem. Por fim, parou-se a recolha e obteve-se o espectro de frequências apresentado na Figura 4.23.

Analisando o espectro da Figura 4.23 verifica-se, tal como esperado, que após a aplicação da média negativa, surge apenas o pico com maior amplitude, ou seja, esse pico com uma frequência de 788.25 CPM resultou da amplificação induzida pelo impacto do martelo e, conseqüentemente, é uma vibração não periódica. Em relação ao outro pico (com uma frequência de 1480 CPM), que foi identificado como sendo devido ao desequilíbrio, desapareceu devido a ser uma vibração periódica e não uma vibração induzida pelo impacto. Deste modo, pode-se concluir que a frequência natural do sistema barra/motor é 788.25 CPM.

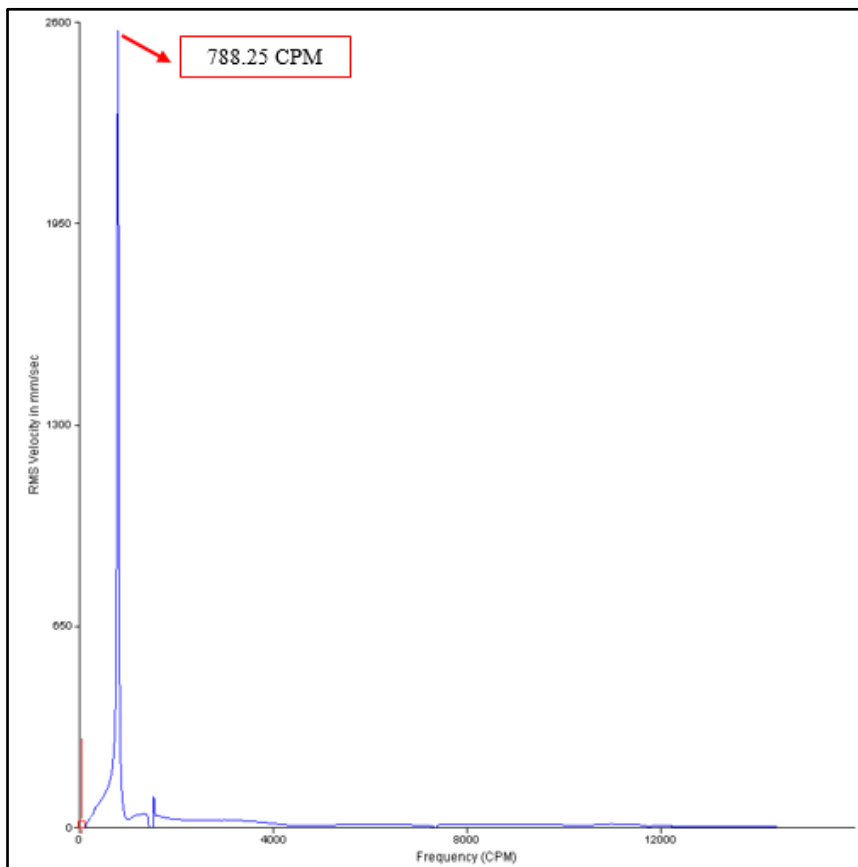


Figura 4.23 – Espectro de frequências final Bump Test equipamento ligado

4.3. Impact Test

4.3.1. Introdução

O *impact test* é uma técnica que permite identificar, tal como o *bump test*, as frequências naturais. No entanto, esta técnica distingue-se do *bump test* por também permitir medir rigidez e determinar a resposta do sistema. Para além destas possíveis aplicações, o *impact test* pode também ser utilizado na análise modal (Emerson 2011a).

4.3.2. Descrição da técnica

O princípio de funcionamento do *impact test* é muito semelhante ao do *bump test*. Pois nesta técnica a estrutura também é sujeita a um impacto, que irá excitar todas as frequências naturais do equipamento, ficando depois a vibrar livremente, no entanto, a principal diferença é que neste caso não se utiliza um martelo normal, mas sim um *impact hammer* (martelo instrumentado).



Figura 4.24 - Martelo Instrumentado modelo A034703



Figura 4.25 - Pontas de impacto

O martelo instrumentado ou *impact hammer* (ilustrado na Figura 4.24), é uma ferramenta especializada que, para além de excitar a estrutura, mede a intensidade do impacto.

Esta ferramenta está equipada com um sensor de força, que gera um sinal proporcional à força de excitação aplicada na estrutura, o que permitirá medir a força aplicada durante o teste. Um aspeto importante é que, estes martelos possuem diferentes pontas de impacto (ver Figura 4.25) classificadas consoante a sua dureza e, que alteram o intervalo de frequências a excitar (LDS-Dactron 2003). Assim como se pode verificar na Figura 4.26, se o pretendido for excitar baixas frequências, utiliza-se uma ponta de baixa dureza por outro lado, se pretender excitar altas frequências, utiliza-se uma ponta com uma dureza superior.

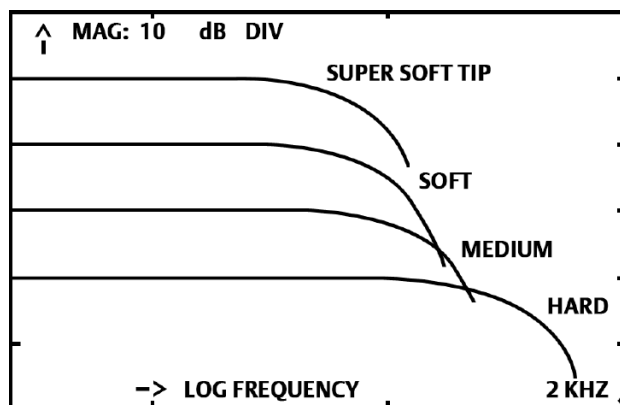


Figura 4.26 - Gráfico ilustrativo das frequências abrangidas por cada ponta de impacto (Emerson 2014)

Existem martelos de vários tamanhos e pesos (Figura 4.27) sendo que, a escolha destes depende do tipo de aplicação. Caso se pretenda executar testes em estruturas como unidades de disco de computador, é aconselhável a utilização de um martelo muito pequeno (com aproximadamente 2 gramas), o contrário acontece se forem executados testes em estruturas grandes e pesadas onde é aconselhável a utilização de martelos de grandes dimensões (com aproximadamente 5.5 quilogramas).

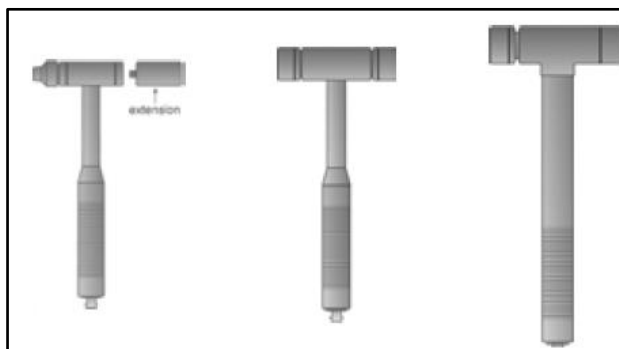


Figura 4.27 - Exemplo de vários tipos de martelos de impacto (Emerson 2011b)

No que diz respeito à medição propriamente dita, esta técnica requer uma medição multicanal, que permite registrar a força aplicada pelo martelo de impacto num canal e gravar a resposta num segundo canal, como ilustrado na Figura 4.28.

A medição multicanal é utilizada quando se pretende medir a amplificação da amplitude de uma frequência de ressonância, determinar a rigidez e o amortecimento e confirmar que a frequência obtida é uma frequência natural e não uma vibração de outra origem.

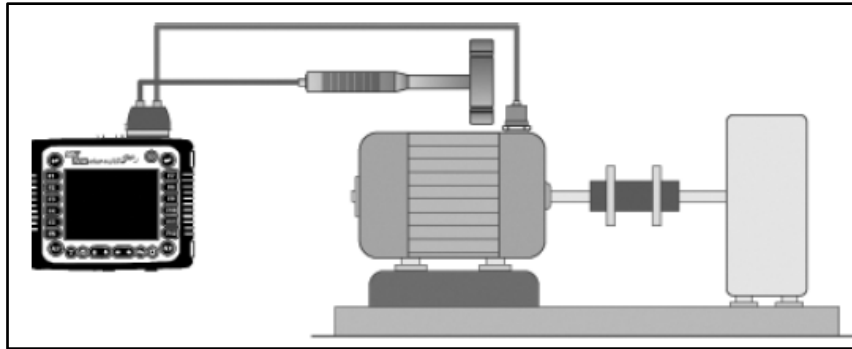


Figura 4.28 – Esquema de montagem utilizando uma medição multicanal (Emerson 2011b)

Durante a análise de dados existem três conceitos importantes que têm de se ter em atenção, sendo estes a função de resposta em frequência (FRF), a medição de fase (*cross-channel phase*) e a coerência entre canais (*cross-channel coherence*).

No que diz respeito à função FRF, esta é responsável pela determinação da resposta em frequência da estrutura. Para isso, a função FRF relaciona os dados de entrada com os dados de saída. Neste caso em particular, os dados de entrada serão a força de excitação aplicada pelo martelo e os dados de saída será o sinal no tempo coletado pelo acelerómetro obtendo-se no final, a relação entre os dois sinais, que dará a informação necessária para a identificação da frequência natural.

Em relação à medição de fase, esta é importante para definir inequivocamente que estamos na presença de uma frequência natural pois, na ressonância a fase varia 180 graus. Caso esta seja inferior a 180 graus, quer dizer que, ou a estrutura está fortemente amortecida ou então, que o movimento da estrutura na ressonância não ocorre na direção do acelerómetro e/ou do martelo.

A coerência entre os sinais é uma medição fundamental para validar o *impact test*, isto porque a coerência refere-se a quanto da vibração de saída (resposta) foi provocada pela excitação externa (força aplicada pelo martelo), ou seja, caso toda a vibração de saída fosse provocada pelo impacto do martelo o valor da coerência seria 1. No caso do valor de coerência do teste ser superior a 0.75, a recolha pode ser considerada válida. Caso seja inferior a 0.75 quer dizer que a vibração não foi só provocada pelo impacto do martelo mas também, por outras forças externas (Emerson 2011b).

4.3.3. Equipamentos necessários

Para a realização de uma medição, recorrendo a esta técnica, são necessários os seguintes equipamentos:

- Um martelo instrumentado;
- Um ou mais acelerómetros;
- Um analisador.

4.3.4. Esquema de montagem

No que diz respeito ao posicionamento do acelerómetro em relação ao ponto de impacto, o acelerómetro deve ser colocado no mesmo local do impacto, como ilustrado na Figura 4.29.

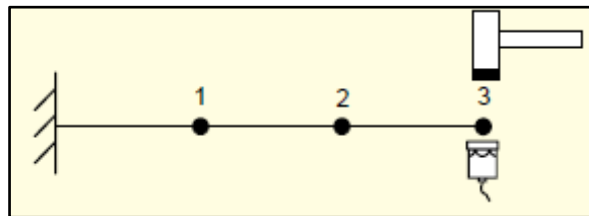


Figura 4.29 - Ilustração da colocação do acelerómetro no mesmo local do impacto (Avitable 2001)

No entanto, devido à teoria de reciprocidade os resultados são os mesmos se o teste for efetuado colocando o acelerómetro num local fixo e variando apenas o local do impacto, ou pelo contrário, fixando o local de impacto e variando o local e posição de fixação do acelerómetro, a única diferença é, em termos de tempo, ou seja, é mais rápido e mais expedito variar o local de impacto do que mudar o acelerómetro de local.

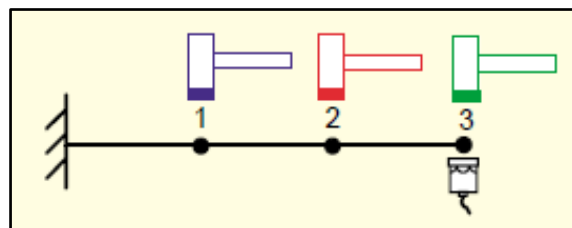


Figura 4.30 - Ilustração da colocação do acelerómetro e local de impacto (Avitable 2001)

Em relação ao esquema de montagem para a aplicação da técnica em questão, é apenas necessário ligar o martelo instrumentado no analisador, colocar o acelerómetro no equipamento e ligá-lo ao analisador. O esquema utilizado no exemplo prático a seguir demonstrado, está ilustrado na Figura 4.31 (de salientar que o martelo instrumentado

utilizado não é o adequado, uma vez que é muito grande comparativamente com o equipamento).

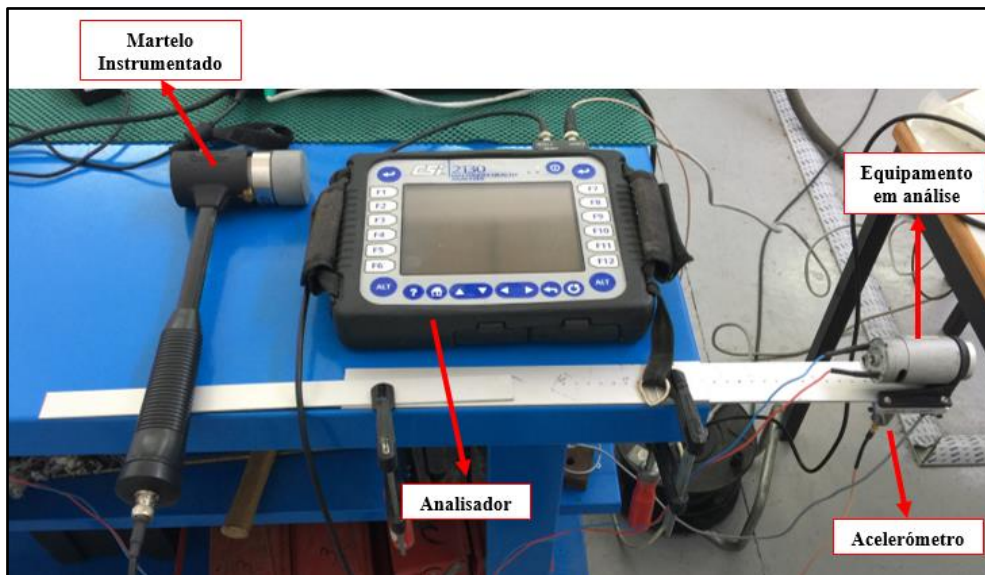


Figura 4.31 - Ilustração do esquema de montagem do impact test

4.3.5. Parâmetros a definir para o ensaio

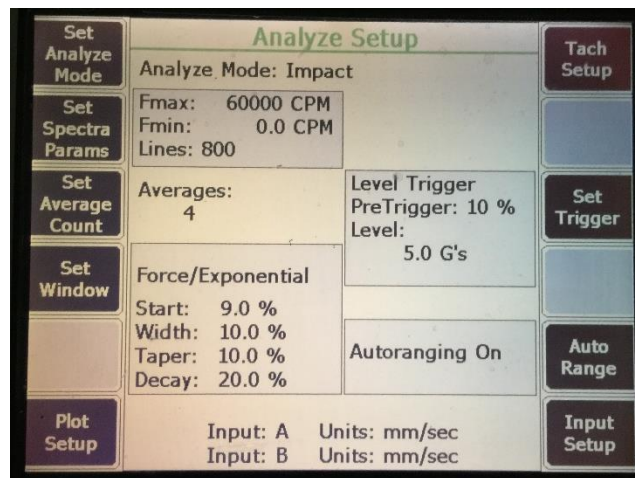


Figura 4.32 - Ilustração dos parâmetros pré-definidos para impact test

Tal como em outras técnicas, existem duas opções no que aos parâmetros de recolha diz respeito, ou seja, pode-se optar por utilizar os parâmetros pré-definidos (ver Figura 4.32) ou caso esses não sejam os adequados pode-se optar por alterá-los. Neste caso os parâmetros são os seguintes (Emerson 2011a):

- Definir frequência máxima, frequência mínima e número de linhas de resolução;

- Definir o número de impactos a realizar: sendo estes definidos pelo número de médias, tal como no *bump test*. No entanto, é recomendado um mínimo de quatro impactos;
- Definir o tipo de janela: o *impact test* requer dois tipos de janela. Sendo desta forma utilizada a janela força/exponencial. Uma vez que, a janela de força é aplicada ao canal do martelo instrumentado e a janela exponencial é aplicada ao canal de resposta. Neste tipo de janela, é necessário definir alguns outros parâmetros tais como:
 - Start Time: este deve ser igual ou ligeiramente inferior que o parâmetro *pré-trigger* que é normalmente 10% assim, atribui-se o valor de 9% ao *start time*.
 - Force Width: corresponde à duração do sinal de força e é representado como uma percentagem do tempo total do ensaio. Este requer medições de teste iniciais, para determinar a duração real da força em relação ao tempo total do ensaio. Normalmente atribui-se o valor de 10% como valor inicial.
 - COS Taper: consiste num parâmetro que “suaviza” as extremidades das janelas de força e exponencial. É recomendado atribuir um valor entre 10% - 20%.
 - Expo Decay: representa o valor em que a amplitude decai em $1/e$, sendo $e=2.7182$. Deve ocorrer em $1/4$ do registo de tempo total, sendo o valor recomendado entre 20%-25%. O valor máximo possível é 98% e o mínimo é 0% o que fará com que, o computador calcule automaticamente um valor de decaimento;
- Definir o Trigger: a opção para o *trigger* é o *level trigger*. Neste caso como existe um martelo de impacto o nível do *trigger* é definido em newtons, sendo o valor pré-definido 22.24 newtons. Tal como no *bump test*, com o equipamento desligado, caso os dados comecem a ser recolhidos antes do impacto, é necessário aumentar este valor e o contrário também se aplica;
- Configurar o martelo de impacto e o acelerómetro (ver Figura 4.33): é necessário definir o modelo do martelo, a sua sensibilidade e o tipo de alimentação. Já para o acelerómetro, é necessário definir a sensibilidade e o tipo de alimentação. De salientar que, o martelo deve estar no canal A, para que os resultados sejam os melhores.

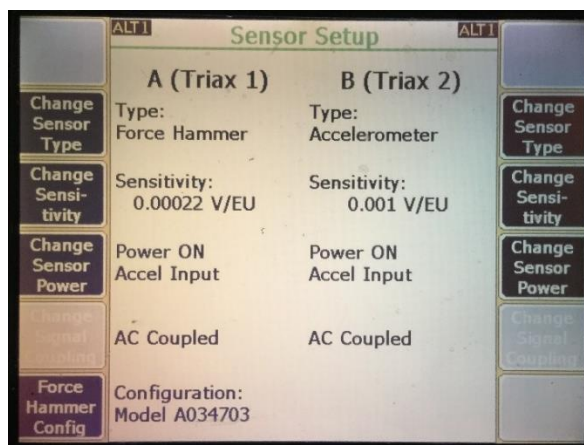


Figura 4.33 - Exemplo da configuração do martelo e acelerómetro

4.3.6. Processo de aquisição de dados

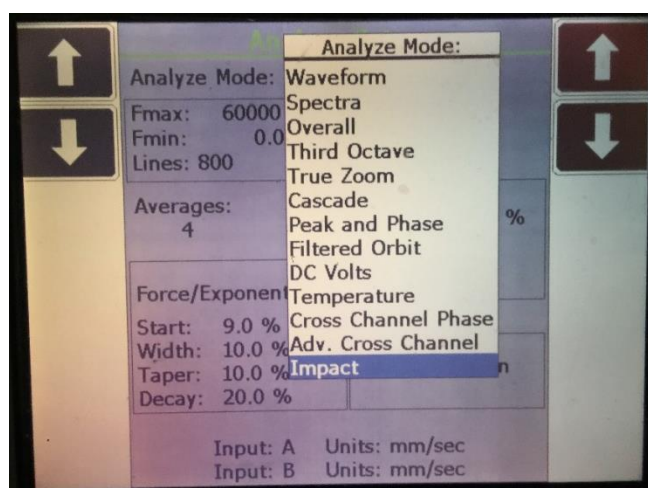


Figura 4.34 - Seleção da opção impact no analisador

No que diz respeito ao processo de aquisição de dados com o equipamento desligado, os seguintes passos devem ser seguidos:

- Colocar o acelerómetro na posição desejada;
- Selecionar no analisador a opção *impact*, como ilustrado na Figura 4.34;
- Pressionar o botão *enter*, após a alteração dos parâmetros desejados;
- Bater no equipamento com o martelo cada vez que no ecrã apareça “Strike with force hammer”;
- Guardar os resultados obtidos.

4.3.7. Exemplos práticos

Com o intuito de exemplificar a técnica descrita foram realizados dois ensaios em dois modelos distintos, utilizando sempre o martelo instrumentado apresentado na Figura 4.24 com uma ponta de impacto de baixa dureza dado que, se pretende analisar baixas frequências. O primeiro ensaio foi realizado no modelo barra com motor na extremidade apresentado na Figura 4.4 utilizando o acelerômetro com a referência 726/726T (ver anexo IV), em relação ao segundo ensaio foi utilizado o modelo didático de tensão em correias apresentado na Figura 4.6 utilizando o acelerômetro com a referência 732/732AT (ver anexo III).

➤ Barra com motor na extremidade

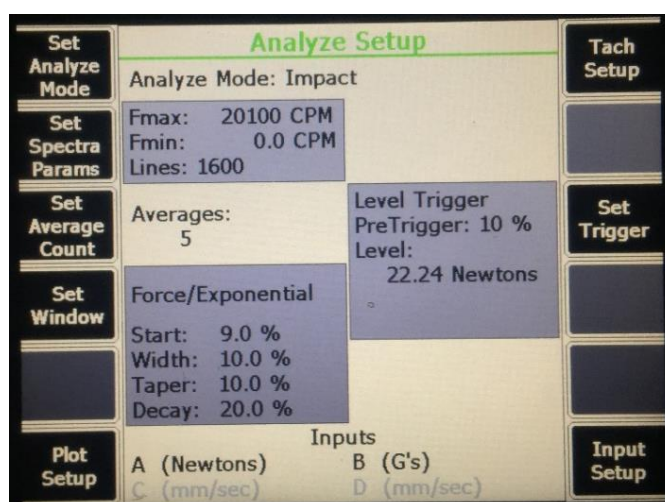


Figura 4.35 - Parâmetros utilizados no impact test modelo barra com motor na extremidade

No que diz respeito ao primeiro ensaio utilizaram-se os parâmetros apresentados na Figura 4.35 e obtiveram-se os seguintes resultados.

Com a análise do sinal do tempo da Figura 4.36 verifica-se que, surge uma zona onde a amplitude de vibração aumenta abruptamente, zona essa que corresponde ao momento do impacto, sendo depois dissipada ao longo do tempo, devido ao amortecimento da estrutura.

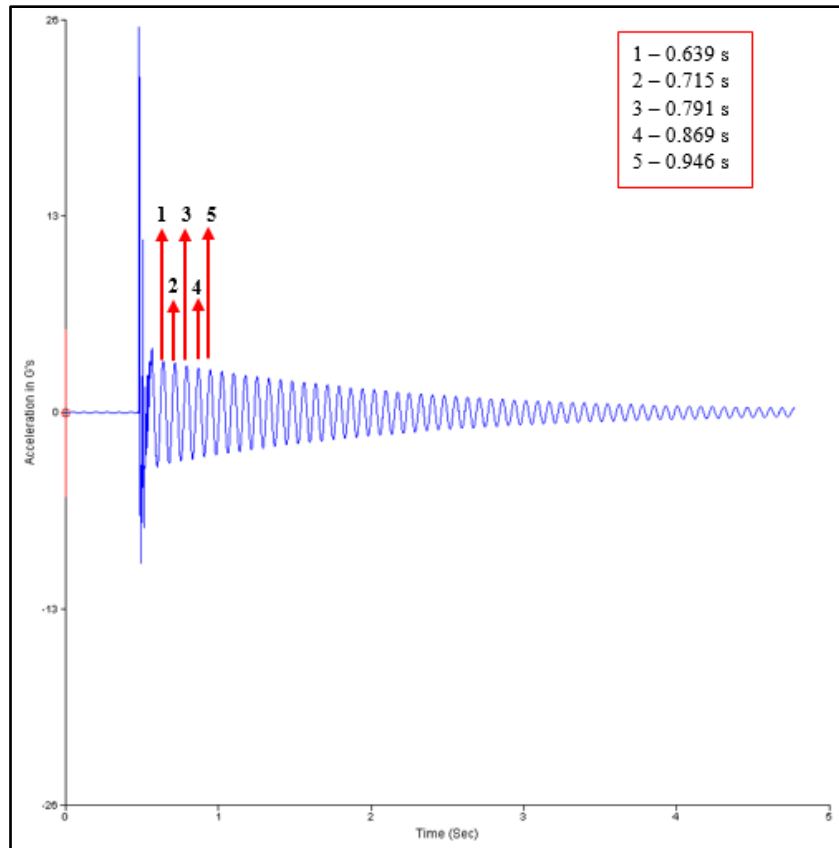


Figura 4.36 - Sinal no tempo do impact test modelo barra com motor na extremidade

Calculando o período da função utilizando e os picos identificados obtiveram-se os seguintes resultados:

$$T_{1,2} = 0.715 - 0.639 = 0.076 \text{ s} \quad (\text{Eq.38})$$

$$T_{2,3} = 0.791 - 0.715 = 0.076 \text{ s} \quad (\text{Eq.39})$$

$$T_{3,4} = 0.869 - 0.791 = 0.078 \text{ s} \quad (\text{Eq.40})$$

$$T_{4,5} = 0.946 - 0.869 = 0.077 \text{ s} \quad (\text{Eq.41})$$

$$T = \frac{T_{1,2} + T_{2,3} + T_{3,4} + T_{4,5}}{4} = \frac{0.076 + 0.076 + 0.078 + 0.077}{4} = 0.0768 \text{ s} \quad (\text{Eq.42})$$

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{0.0768} = 13.02 \text{ Hz} = 781.2 \text{ CPM} \quad (\text{Eq.43})$$

O cálculo anterior indica que a frequência natural do sistema é aproximadamente 781.2 CPM.

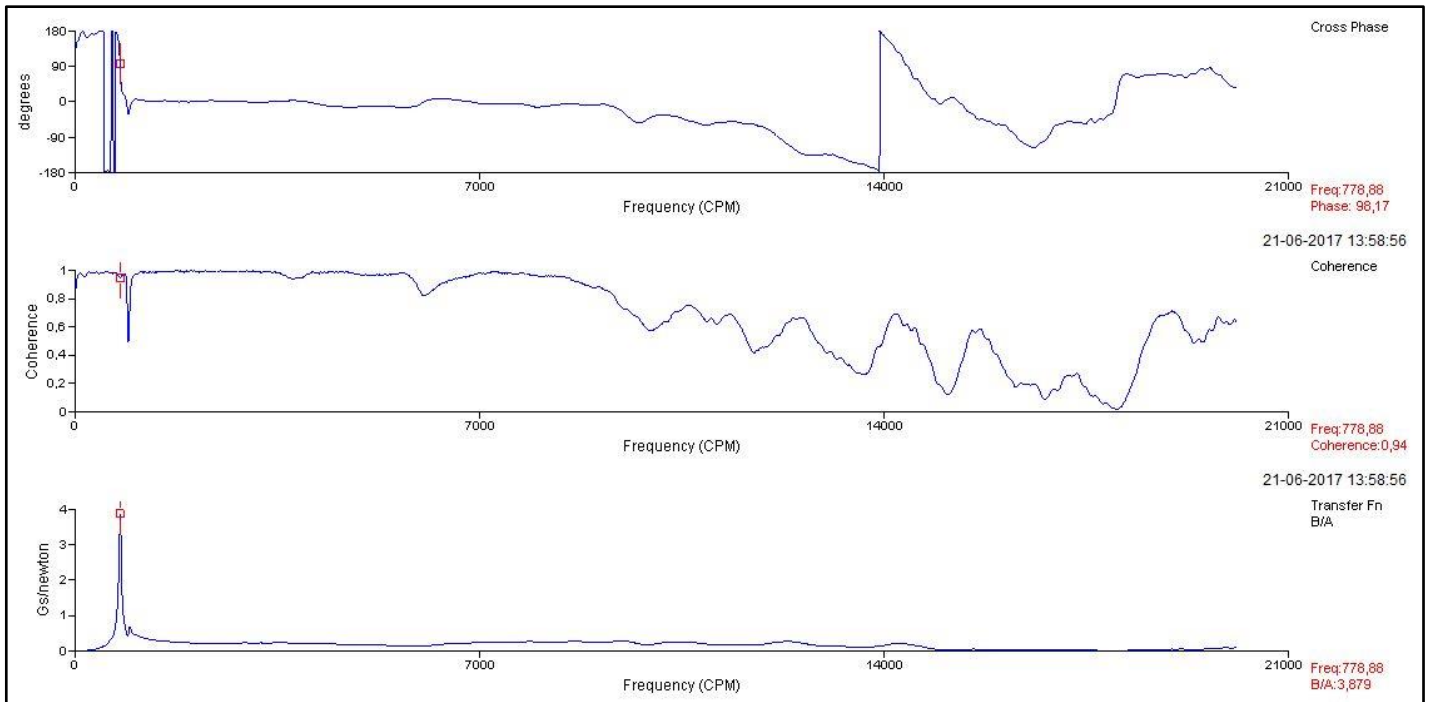


Figura 4.37 - Gráficos de fase, coerência e FRF com identificação da frequência natural para o impact test modelo barra com motor na extremidade

Na Figura 4.37 estão apresentados os gráficos de fase, coerência e FRF deste ensaio com a respectiva identificação da frequência natural em cada um deles. De seguida, serão apresentados cada um deles separadamente, identificando a frequência de interesse para que se possa realizar uma melhor análise.

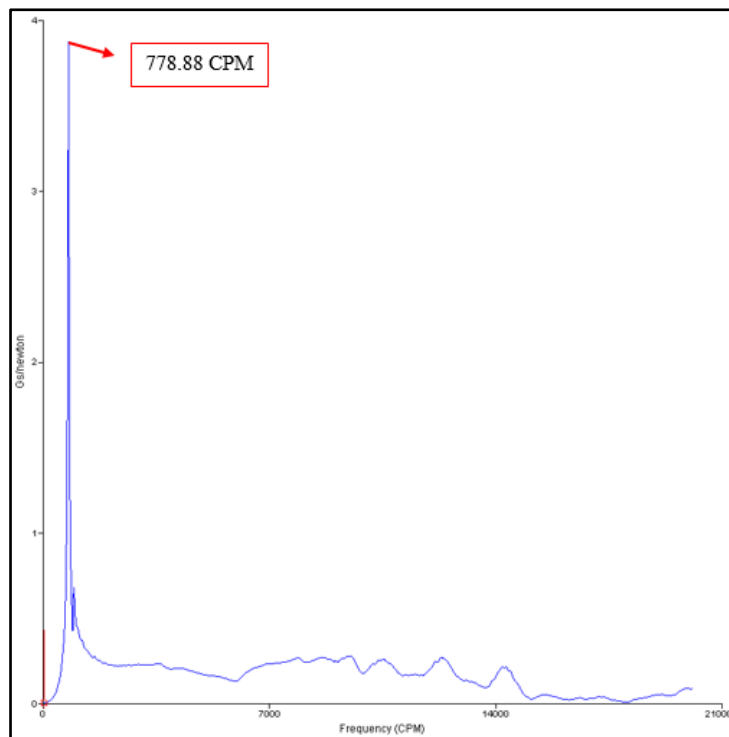


Figura 4.38 - Função de resposta em frequência do impact test modelo barra com motor na extremidade

Analisando o espectro da Figura 4.38, verifica-se a existência de um pico (a uma frequência de 778.88 CPM) com uma amplitude muito mais elevada, quando comparado com os outros picos. Este aumento repentino, ocorre devido a essa ser a frequência natural do equipamento e, conseqüentemente, a sua amplitude sofre uma amplificação. Comparando esta frequência (778.88 CPM) com a frequência calculada através do sinal no tempo (781.2 CPM), verifica-se que estas são muito próximas, o que indica que a frequência natural deste equipamento se encontra nesse intervalo de frequências. No entanto e, uma vez que, se trata de um *impact test*, tem-se a vantagem de poder analisar a coerência e a fase do sinal e, assim tirar as dúvidas acerca da frequência natural do equipamento.

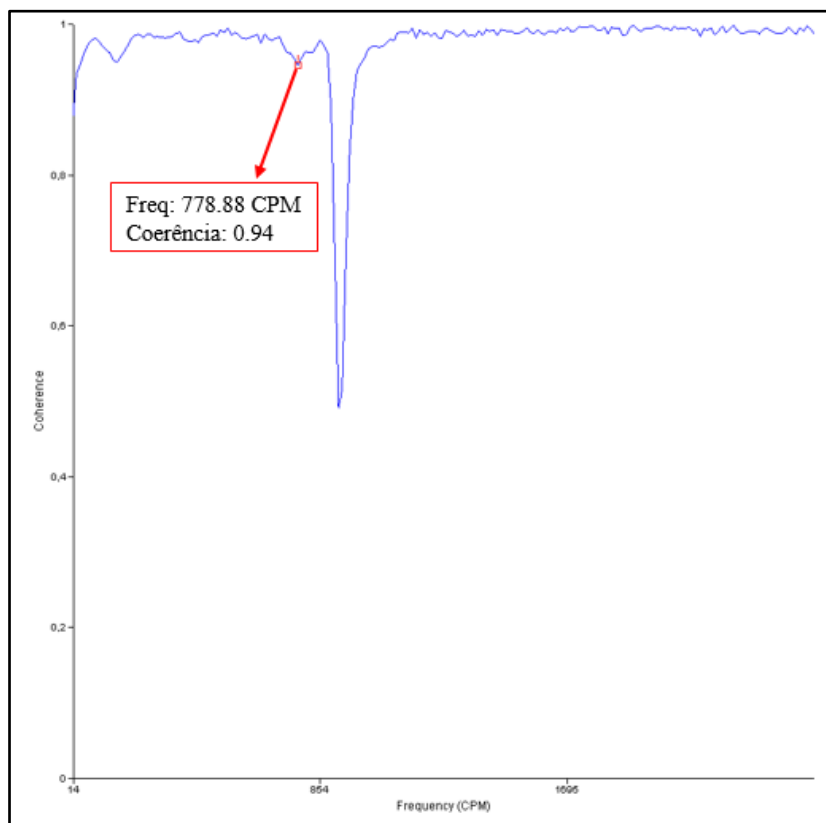


Figura 4.39 – Coerência entre entrada e saída impact test do modelo barra com motor na extremidade

Através da análise do sinal de coerência presente na Figura 4.39, verifica-se que esta é de 0.94, ou seja, 94% do sinal de saída foi provocado pelo sinal de entrada, o que é bastante aceitável. Uma vez que, este valor significa que 94% do sinal de saída, recolhido pelo acelerómetro, foi provocado pelo impacto do martelo instrumentado.

Em relação à fase, esta está apresentada na Figura 4.40, onde se pode verificar uma mudança de fase, cerca de 180 graus, entre as frequências de 703.50 CPM e 1042.7 CPM,

o que era espectável uma vez que, esses valores correspondem às frequências onde o equipamento entrou e saiu do estado de ressonância respectivamente.

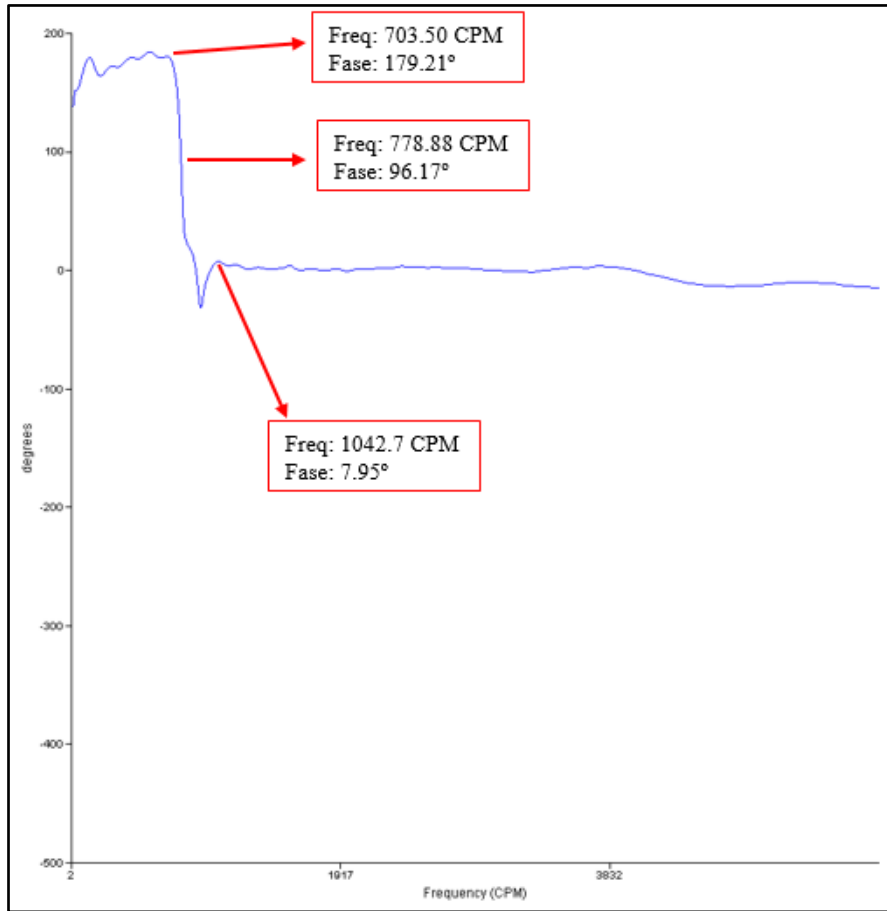


Figura 4.40 - Diagrama de fase impact test do modelo barra com motor na extremidade

➤ Modelo didático de tensão em correias

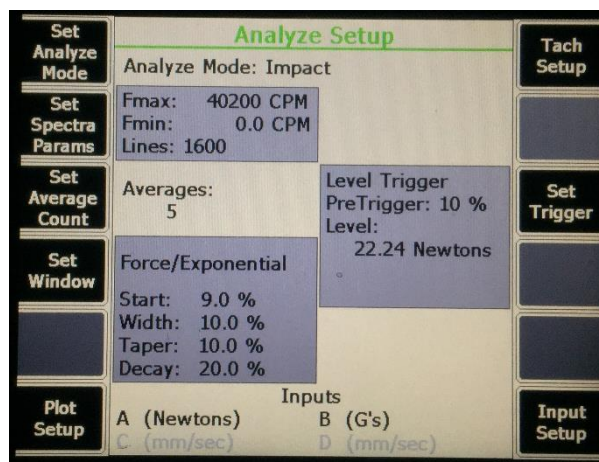


Figura 4.41 – Parâmetros utilizados no impact test modelo didático de tensão em correias

No que diz respeito ao segundo ensaio, este foi realizado nas mesmas condições do ensaio realizado no *bump test*, com o equipamento desligado, ou seja, com a correia sujeita a uma pressão de 3 bar. No que diz respeito aos parâmetros utilizados, estes foram os apresentados na Figura 4.41. Obtendo-se, deste modo, os seguintes resultados no que à frequência natural dizem respeito.

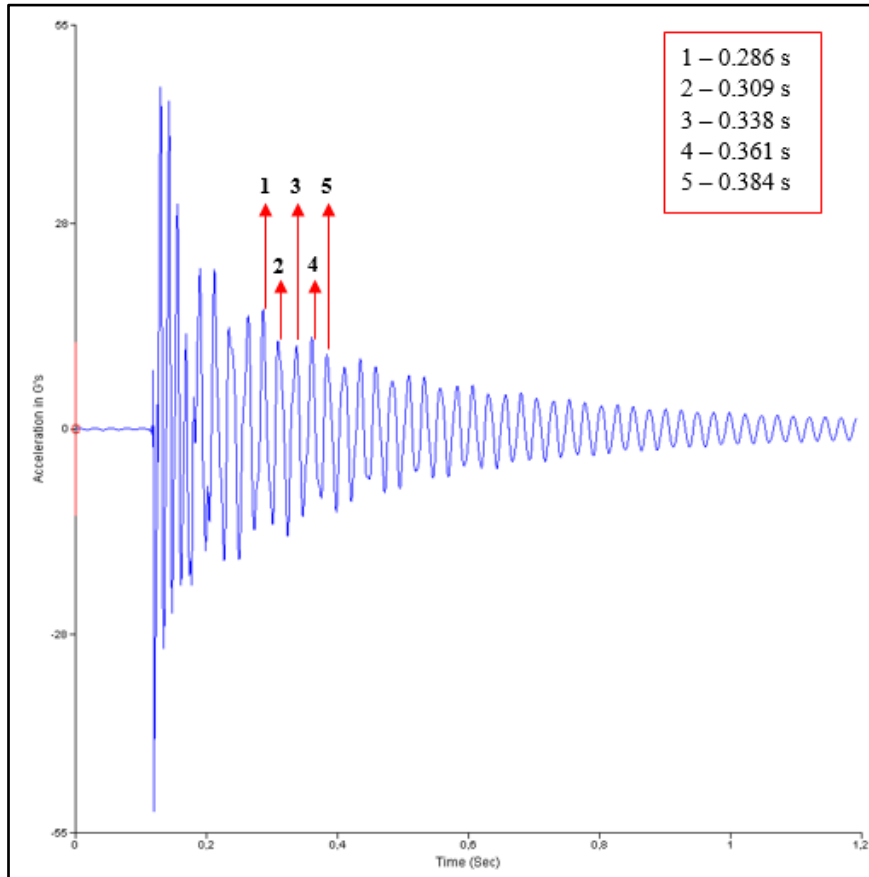


Figura 4.42 - Sinal no tempo do impact test modelo didático de tensão em correias

Através da análise do sinal da figura anterior verifica-se, tal como nos casos anteriores, que surge uma zona onde a amplitude de vibração aumenta repentinamente que, corresponde ao momento do impacto sendo depois a energia dissipada ao longo do tempo, devido ao amortecimento da estrutura. Calculando o período da função utilizando os picos identificados obtiveram-se os seguintes resultados:

$$T_{1,2} = 0.309 - 0.286 = 0.023 \text{ s} \quad (\text{Eq.44})$$

$$T_{2,3} = 0.338 - 0.309 = 0.029 \text{ s} \quad (\text{Eq.45})$$

$$T_{3,4} = 0.361 - 0.338 = 0.023 \text{ s} \quad (\text{Eq.46})$$

$$T_{4,5} = 0.384 - 0.361 = 0.023 \text{ s} \quad (\text{Eq.47})$$

$$T = \frac{T_{1,2} + T_{2,3} + T_{3,4} + T_{4,5}}{4} = \frac{0.023 + 0.029 + 0.023 + 0.023}{4} = 0.0245 \text{ s} \quad (\text{Eq.48})$$

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{0.0245} = 40.816 \text{ Hz} = 2448.96 \text{ CPM} \quad (\text{Eq.49})$$

O cálculo anterior indica que a frequência natural do sistema é aproximadamente 2448.96 CPM.

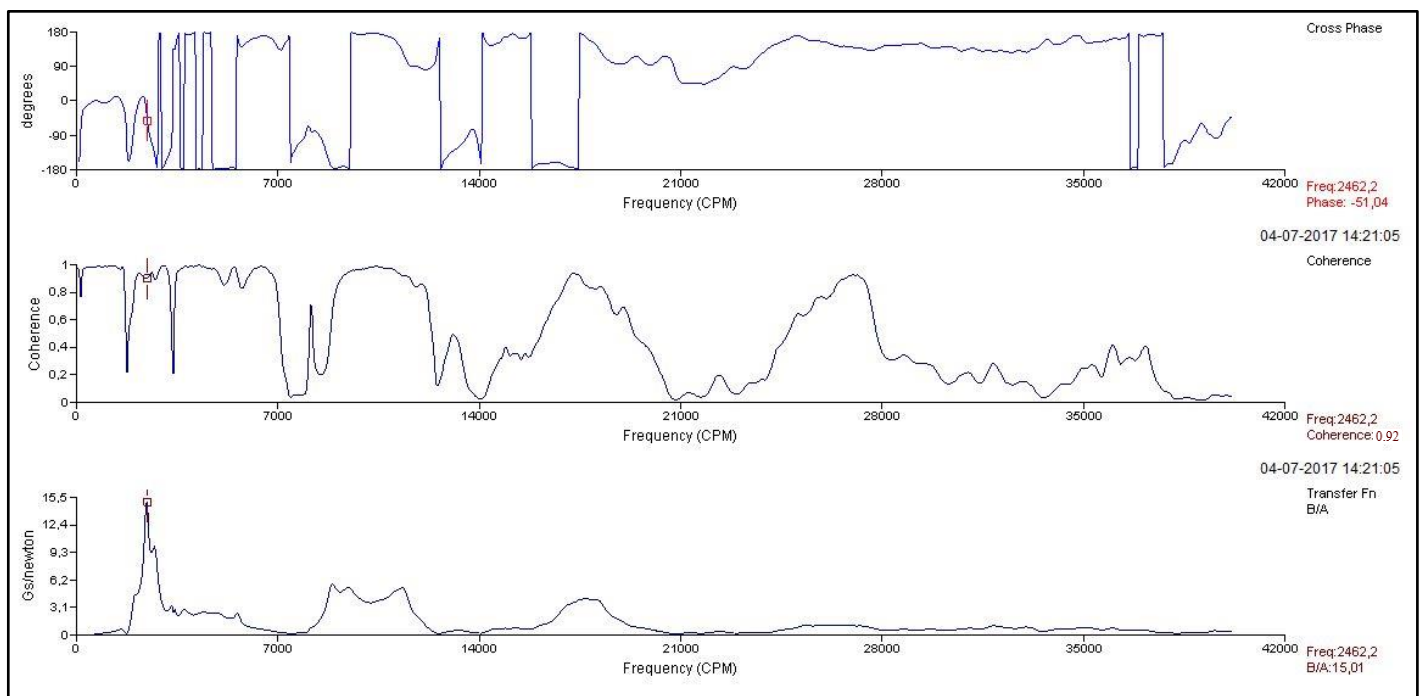


Figura 4.43 - Gráficos de fase, coerência e FRF com identificação da frequência natural do impact test modelo didático de tensão em correias

Tal como no ensaio anterior na Figura 4.43 está apresentado o conjunto dos três gráficos (fase, coerência e FRF). Sendo a seguir apresentados cada um deles de forma separada para uma melhor análise.

Analisando a Figura 4.44 verifica-se que existe uma frequência, mais precisamente 2462.2 CPM, em que a amplitude é muito alta comparativamente às outras frequências. Este aumento súbito ocorre devido a essa a frequência natural do equipamento e, consequentemente, a sua amplitude sofre um grande aumento. Comparando esta frequência (2462.2 CPM) com a frequência calculada, através do sinal no tempo da Figura

4.42 (2448.96 CPM), verifica-se que, estas são muito próximas o que indica que, a frequência natural deste equipamento, se encontra nesse intervalo de frequências. No entanto, tal como no exemplo anterior irão ser analisadas a coerência e a fase do sinal.

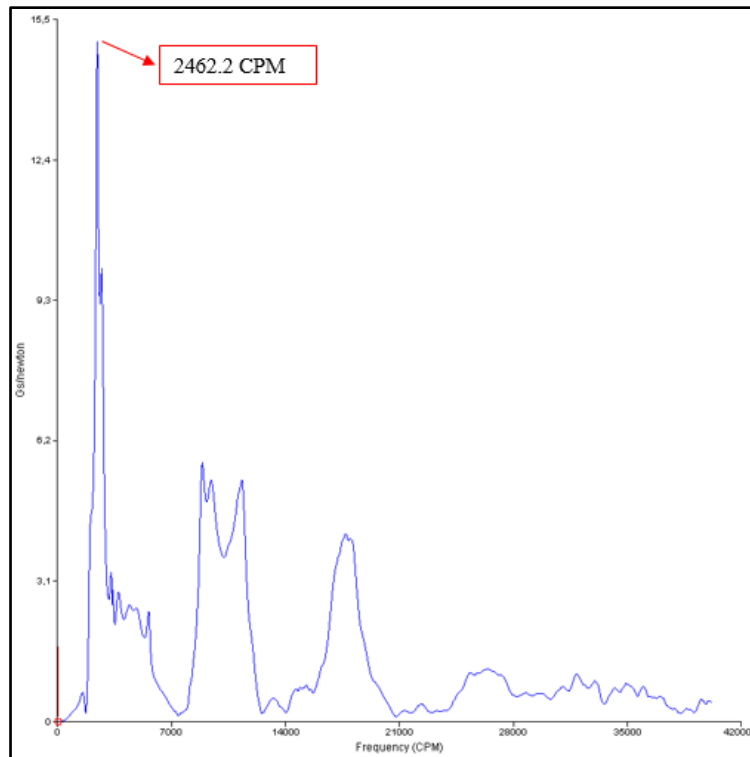


Figura 4.44 - Função de transferência impact test modelo didático de tensão em correias

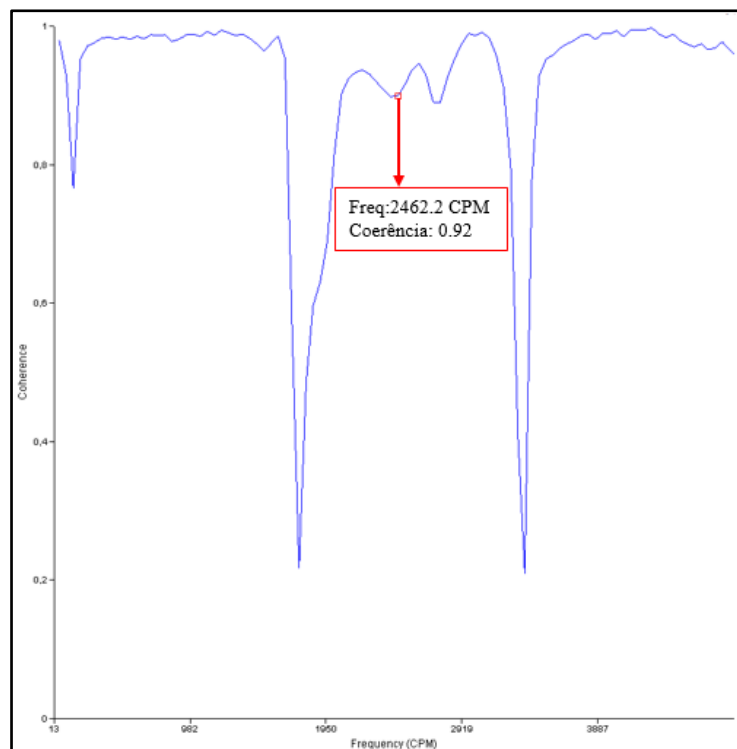


Figura 4.45 – Coerência entre entrada e saída impact test modelo didático de tensão em correias

Através da análise do sinal de coerência presente na Figura 4.45, verifica-se que 0.92 do sinal de saída foi provocado pelo sinal de entrada, o que é bastante admissível. Esta coerência significa que, 92% do sinal de saída recolhido pelo acelerómetro foi provocado pelo impacto do martelo instrumentado.

Em relação à fase, esta está apresentada na Figura 4.46, onde se pode verificar uma mudança de fase cerca de 180 graus entre as frequências de 2311.5 CPM e 2814.0 CPM que, correspondem às frequências onde o equipamento entrou em ressonância e saiu desse estado respetivamente.

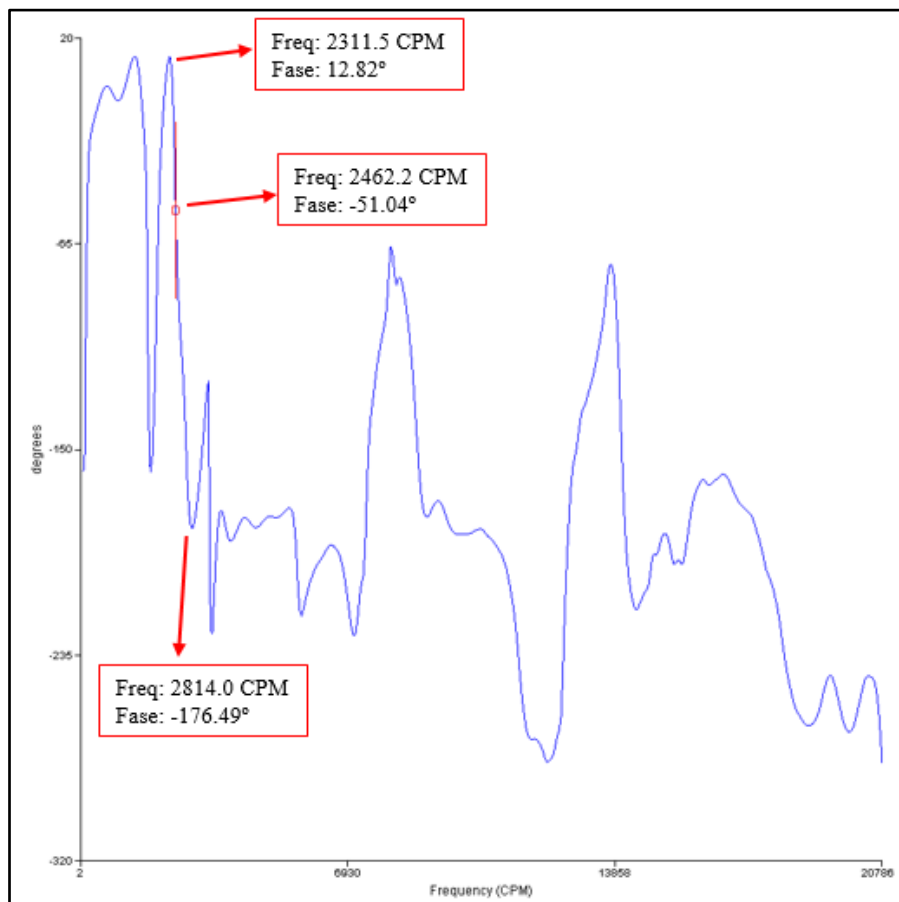


Figura 4.46 – Diagrama de fase impact test modelo didático de tensão em correias

4.4. *Coast Down e run up*

4.4.1. Introdução

Estas técnicas são utilizadas para determinar frequências naturais de um sistema. *Coast Down* consiste em medir o nível de vibrações de um sistema/equipamento, durante o processo de paragem do mesmo, já a técnica *run up* consiste em medir o nível de

vibrações, mas, durante o processo de arranque do equipamento. De salientar que, estas técnicas não podem ser aplicadas a todos os equipamentos, uma vez que, para estas poderem ser aplicadas é necessário que, o equipamento em questão, quando em processo de paragem, diminua a sua velocidade gradualmente e não abruptamente e o mesmo tem de acontecer durante o processo de arranque. Deste modo o sinal obtido será não estacionário dado que, a velocidade da maquina irá variar.

A medição do nível de vibração durante o processo de paragem/arranque fornece informações importantes, que não são possíveis de obter através das típicas medições efetuadas ao sistema no seu nível estacionário de funcionamento. Exemplos disso são o caso de fontes de vibração que se comportam de forma diferente com a mudança de velocidade, como é o caso da ressonância. Uma vez que a ressonância, é caracterizada por gerar um aumento da amplitude de vibração na frequência da mesma, ou seja, é um aumento localizado dado que, nas outras frequências, a amplitude é consideravelmente mais baixa.

No que diz respeito à técnica *coast down*, esta pode ser utilizada recorrendo a dois tipos de medições distintos, que serão descritos de seguida:

- *Coast down peak hold*;
- *Coast down peak and phase*.

Já para a técnica *run up*, apenas será utilizada recorrendo à medição *peak hold*.

4.4.2. Coast Down Peak Hold

O *coast down peak hold* consiste num tipo de medição que, tem como objetivo determinar a frequência natural do sistema, medindo para isso, o nível de vibrações durante a paragem do equipamento, recorrendo a uma função de retenção de pico (*peak hold*).

A função de retenção de pico irá reter a frequência de maior amplitude presente em cada linha de resolução, para cada média adquirida deste modo, quando a velocidade do equipamento chegar a zero, será apresentado um único espectro com as amplitudes de pico máximas. Trata-se de uma função bastante utilizada na técnica *coast down*, quando não se tem disponível um tacómetro.

Caso exista ressonância, são esperados picos no espectro à sua frequência natural, por outro lado caso o equipamento não atinja o nível de ressonância durante a paragem o nível de vibrações deverá descer até a paragem do equipamento.

Equipamentos necessários e Esquema de montagem

Para a realização de uma medição, recorrendo a esta técnica, são necessários apenas dois equipamentos:

- Um acelerómetro;
- Um analisador.

O esquema de montagem para a aplicação da técnica em questão é muito simples sendo apenas necessário colocar um acelerómetro no equipamento e ligá-lo ao analisador. Desta forma, o esquema de aquisição utilizado no exemplo prático a seguir explicado, é o mesmo do utilizado no *bump test* ilustrado na Figura 4.1.

Parâmetros a definir para o ensaio

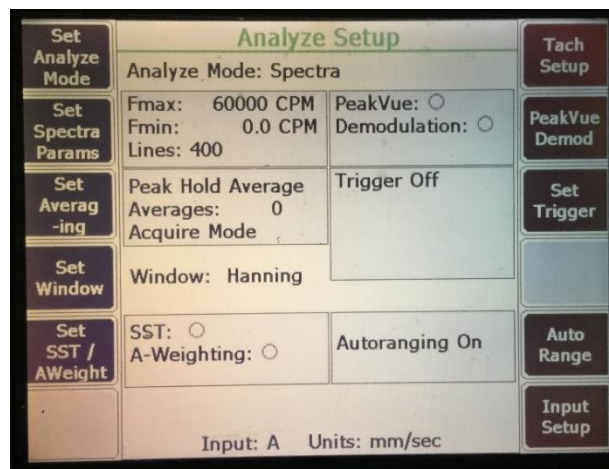


Figura 4.47 - Imagem do analisador com os parâmetros pré-definidos para coast down peak hold

Tal como, em outra técnicas, existe a opção de executar a técnica utilizando os parâmetros pré-definidos (ver Figura 4.47) ou, caso se pretenda, pode-se alterar os parâmetros adequando-os às necessidades do ensaio. Caso se pretenda alterar os parâmetros, estes são os seguintes:

- Definir frequência máxima, frequência mínima e número de linhas de resolução;

- Definir o tipo de média: neste caso tem de escolher a opção *peak hold average* com zero médias, uma vez que, é pretendido que a recolha de dados seja feita ao longo de todo o processo de paragem.
- Definir o tipo de janela: a janela a escolher deverá ser a *hanning*, pois é a que se adequa melhor ao pretendido;
- Definir o *Trigger*: para esta técnica não se utiliza a função *trigger*, uma vez que, se pretende que os dados comecem a ser recolhidos, a partir do momento em que se inicia o processo.

Processo de aquisição de dados

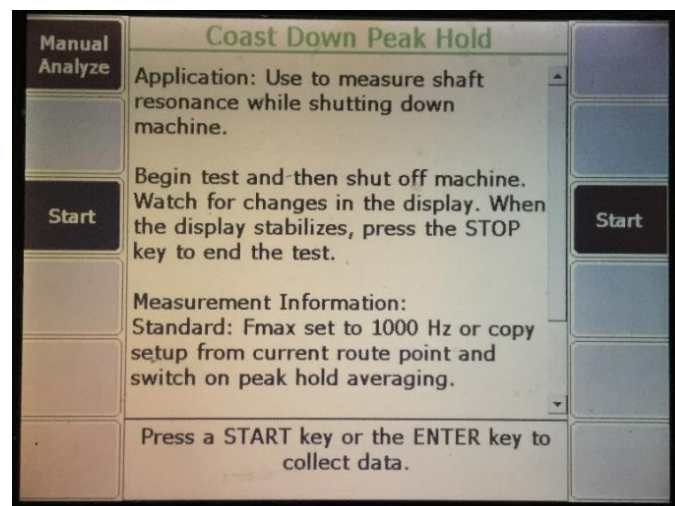


Figura 4.48 - Opção *coast down peak hold*

No que diz respeito ao processo de aquisição de dados, para o *coast down peak hold*, os seguintes passos devem ser seguidos:

1. Colocar o acelerómetro na posição desejada;
2. Selecionar no analisador a opção *coast down peak hold*;
3. Pressionar o botão *start*, ou na opção *manual analyze*, caso se pretenda alterar os parâmetros (ver Figura 4.48);
4. Desligar o equipamento;
5. Quando o equipamento parar, deve-se carrear no botão *stop* para terminar a recolha de dados;
6. Guardar os resultados obtidos.

Exemplo prático – barra com motor na extremidade

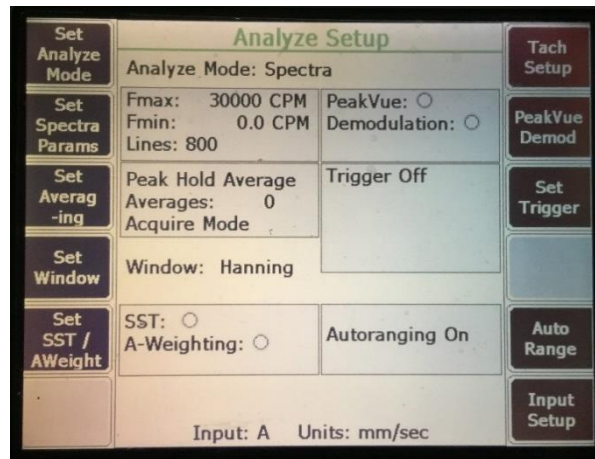


Figura 4.49 - Imagem do analisador com os parâmetros definidos para o ensaio coast down peak hold

Para exemplificar a técnica em questão realizou-se um ensaio no modelo da Figura 4.4 (barra com motor na extremidade), colocando para isso, o motor a funcionar a uma velocidade superior à velocidade de ressonância (mais precisamente 1400 RPM) e, de seguida diminuir a velocidade gradualmente até este parar totalmente. No que diz respeito aos parâmetros utilizados, decidiu-se aumentar o número de linhas e diminuir a frequência máxima (como ilustrado na Figura 4.49). Após a realização do ensaio, obteve-se sinal no tempo e espectro de frequências apresentados nas Figura 4.50 e Figura 4.51 respetivamente.

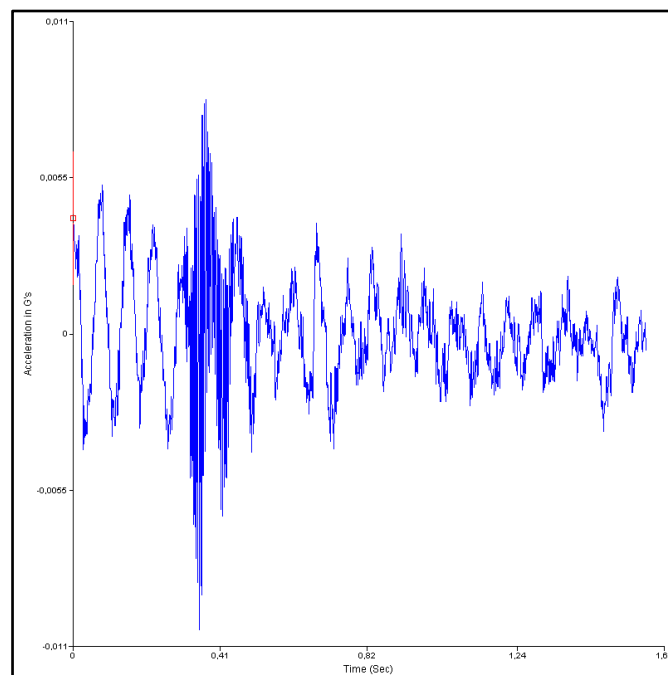


Figura 4.50 - Sinal no tempo coast down peak hold

Com a análise do sinal no tempo presente na Figura 4.50, verifica-se que, decorridos aproximadamente 0.41 segundos, o sinal apresenta um aumento de amplitude considerável o que, pode significar a passagem pelo estado de ressonância. Para comprovar esse aumento de amplitude, analisou-se o espectro de frequências presente na Figura 4.51 e pode-se concluir que, o equipamento passou realmente por um estado de ressonância e que a sua frequência natural é aproximadamente 764.94 CPM.

No espectro da Figura 4.51 é possível também verificar uma zona delimitada por um círculo, onde a amplitude de vibração não é nula. Esta zona surge devido à função *peak hold*, ou seja, esta função regista cada amplitude de vibração à medida que a velocidade diminui e, como o rotor se apresenta desequilibrado todas as amplitudes irão aparecer no espectro, uma vez que, a frequência de defeito de um desequilíbrio ocorre à velocidade de rotação. A uma determinada altura o sistema entra em ressonância e essa frequência é amplificada, daí surgir um pico com elevada amplitude no espectro.

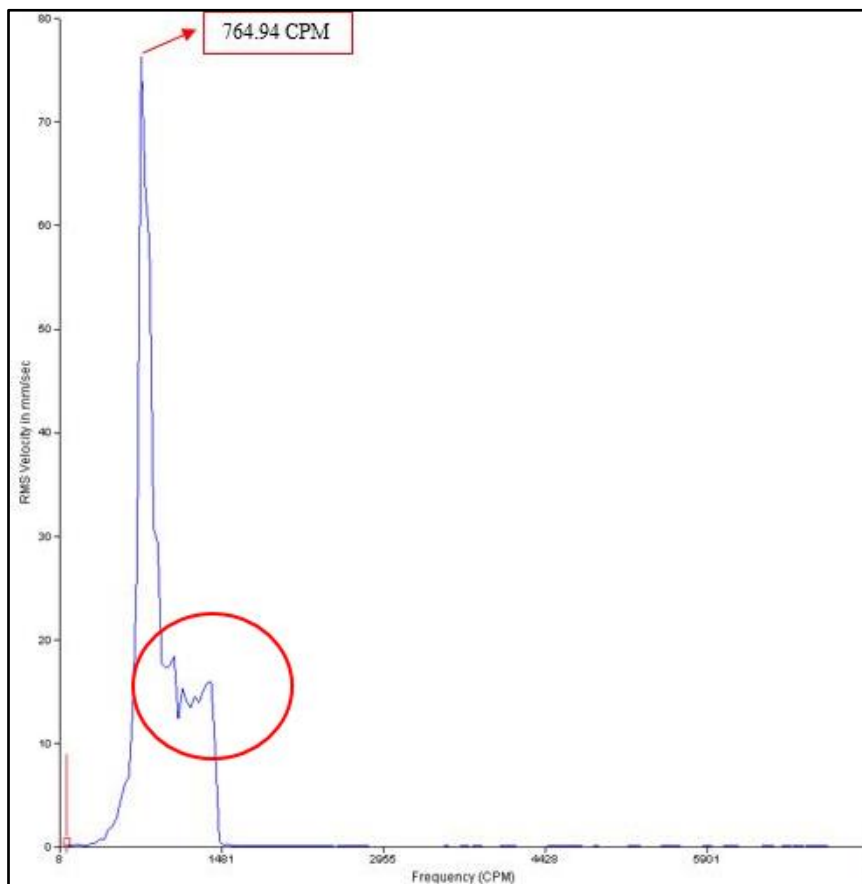


Figura 4.51 - Espectro de frequências coast down peak hold

4.4.3. Coast Down Peak and Phase

O *coast down peak and phase* consiste num tipo de medição muito semelhante à técnica descrita anteriormente, ou seja, consiste em medir o nível de vibrações durante a paragem de um equipamento, com o intuito de determinar a sua frequência natural, no entanto, neste caso, serão apresentadas as amplitudes de vibração e a sua fase síncrona com a velocidade de rotação do equipamento.

Desta forma, se não houver ressonância durante a paragem do equipamento, o nível de vibração diminuirá a uma taxa constante, caso exista ressonância irá aparecer um pico a uma certa velocidade de rotação e a fase irá variar cerca de 180 graus. Com esta técnica é possível confirmar através, da alteração da fase, se a variação de amplitude presente no espectro ocorreu devido à ressonância.

Como foi referido esta técnica, utiliza como referência a velocidade de rotação do equipamento desta forma, é necessário a utilização de um tacómetro que, irá emitir um pulso uma vez por revolução.

Equipamentos necessários e esquema de montagem

Para a realização de uma medição, recorrendo a esta técnica, são necessários os seguintes equipamentos:

- Um acelerómetro;
- Um tacómetro;
- Um analisador.

O esquema de montagem, para a aplicação da técnica em questão apesar de simples, é mais complexo que o da técnica anterior, ou seja, é necessário colocar um acelerómetro no equipamento e colocar o tacómetro, de modo, a que este consiga emitir um pulso por revolução, sendo para isso necessário a colocação de uma fita refletora no rotor, por fim, é necessário ligá-los ao analisador. Desta forma, o esquema de montagem utilizado neste caso é muito semelhante ao utilizado na técnica anterior, sendo a única diferença, a colocação do tacómetro como ilustrado na Figura 4.52.



Figura 4.52 - Ilustração da colocação do tacómetro

Parâmetros a definir para o ensaio

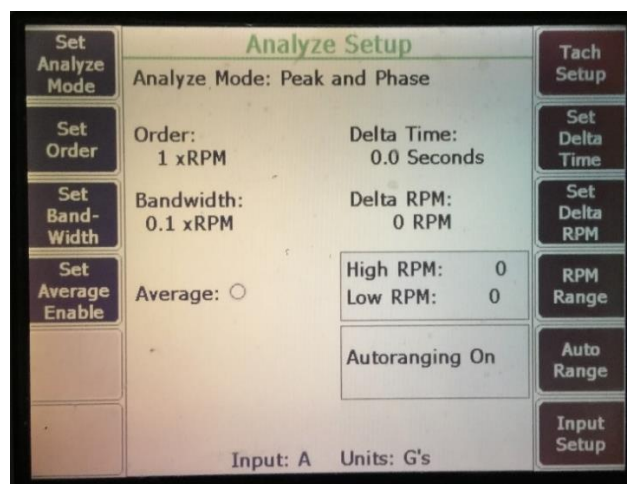


Figura 4.53 - Imagem do analisador com os parâmetros pré-definidos para coast down peak and phase

Existe a opção de executar a técnica utilizando os parâmetros pré-definidos (ver Figura 4.53) ou, pode-se optar por alterar os parâmetros, sendo estes (Emerson 2011a):

- **Definir a ordem:** consiste em definir um múltiplo da velocidade de rotação do equipamento que será definida com a frequência de análise. Tipicamente será definido com 1xRPM para medir a amplitude de vibração e a fase à frequência de rotação;
- **Definir a largura de banda:** este tem como função especificar a largura de banda do filtro de rastreamento, utilizado para atenuar todos os componentes de frequência, menos o pico desejado. Por outras palavras, esta é a frequência central multiplicada por este parâmetro. Este parâmetro pode tomar valores entre 0.02 e 1, sendo recomendado o valor de 0.10. Caso se utilize um filtro mais

estreito, este irá atenuar as componentes das frequências mais próximas do pico desejado, no entanto, há que ter em atenção que quanto mais estreito for, maior será o tempo de processamento do analisador;

- Definir a média: este parâmetro deve estar desativo quando se realiza o teste *coast down*. Este é útil quando se analisa um equipamento em funcionamento e, cujas leituras de pico e fase alteram entre medições, uma vez que este parâmetro vetoriza a média de uma nova medição com a medição anterior;
- Definir o *delta time*: é o tempo em segundos decorrido entre os pontos de dados que estão a ser armazenados. Caso se pretenda que os dados sejam armazenados sempre que a velocidade varie de acordo com o parâmetro delta RPM, este deve ser definido como zero;
- Definir o delta RPM: tem como função definir a partir de que valor de variação de velocidade é que os dados devem começar a ser recolhidos. Caso se pretenda que os valores comecem a ser recolhidos logo que ocorra variação de velocidade, este parâmetro deve ser definido como zero.
- Definir o intervalo de rotação: este parâmetro define o intervalo de rotação a medir, definindo para isso a velocidade máxima e mínima. Caso a velocidade do equipamento esteja fora desse intervalo, os dados não serão recolhidos e aparecerá a mensagem “RPM out of range”. Se não se pretender estabelecer estes limites coloca-se o valor zero nos dois intervalos e, assim, este parâmetro é desativado.

Processo de aquisição de dados

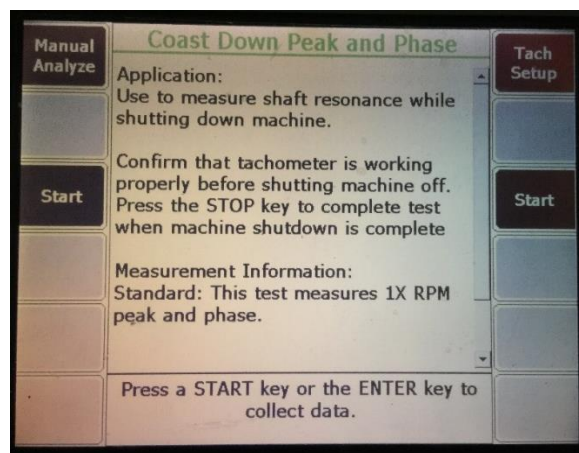


Figura 4.54 - Opção *coast down peak and phase*

No que diz respeito ao processo de aquisição de dados para o *coast down peak and phase*, os seguintes passos devem ser seguidos:

1. Colocar o acelerómetro na posição desejada;
2. Colocar um tacómetro numa posição em que este consiga recolher a velocidade do equipamento (se necessário deve ser colocada uma fita no equipamento, como ilustrado na Figura 4.55, com o intuito do tacómetro a detetar e assim dar uma informação exata da velocidade);

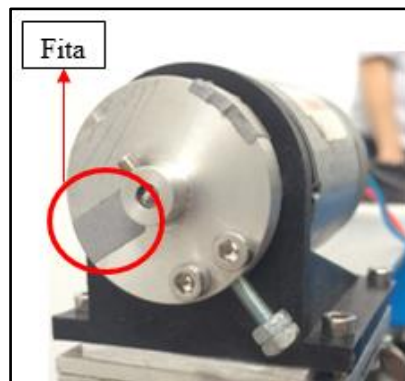


Figura 4.55 - Exemplo da colocação da fita no equipamento

3. Confirmar se o analisador está a receber os pulsos do provenientes do tacómetro;
4. Selecionar no analisador a opção *coast down peak and phase*;
5. Pressionar o botão *start*, ou na opção *manual analyze*, caso se pretenda alterar os parâmetros (ver Figura 4.54);
6. Desligar o equipamento;
7. Guardar os resultados obtidos.

Exemplo prático – barra com motor na extremidade

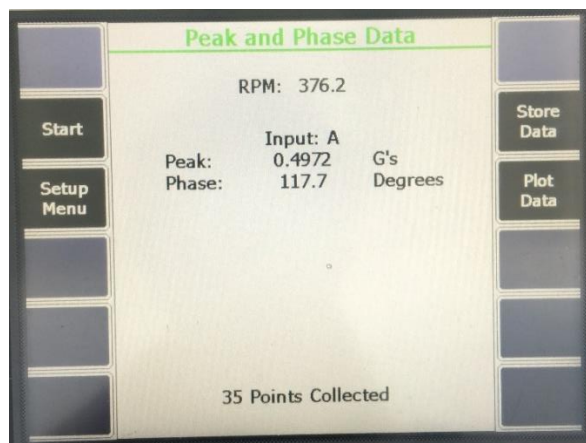


Figura 4.56 - Imagem do analisador durante a recolha de dados do *coast down peak and phase*

Foi realizado um ensaio no modelo da barra com motor na extremidade utilizando o acelerómetro com a referência 726/726T, em que o motor está a rodar a 1400 RPM, com o intuito de exemplificar a utilização desta técnica. Neste caso, optou-se por utilizar os parâmetros pré-definidos (ver Figura 4.53), uma vez que estes estavam de acordo com o desejado no ensaio. Durante a realização do ensaio os dados relativos à velocidade de rotação, pico e fase serão apresentados em tempo real no analisador (como ilustrado na Figura 4.56). Após a conclusão do ensaio obtiveram-se os resultados, representados na Figura 4.57.

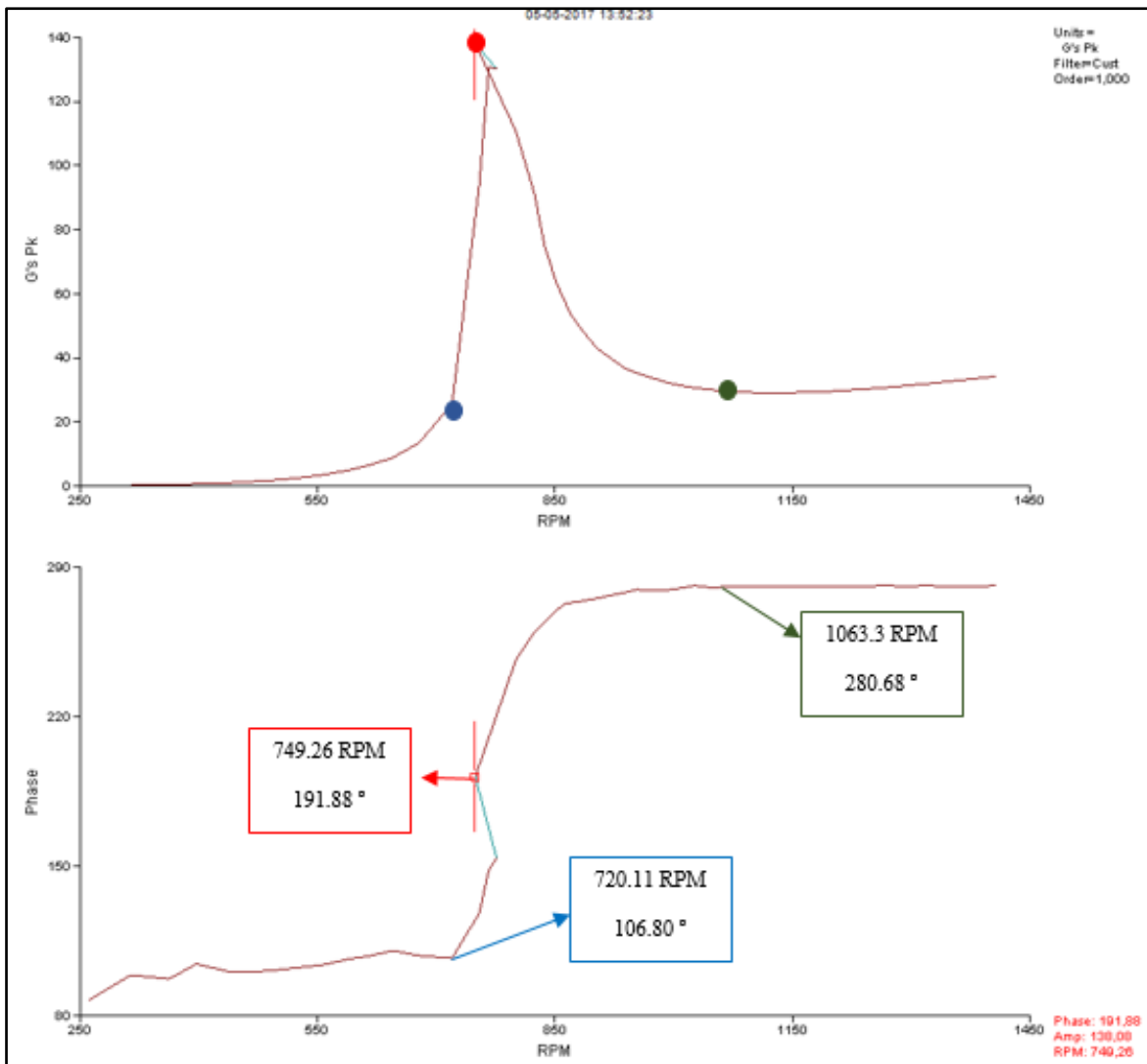


Figura 4.57 – Amplitude de ordem 1 (em cima) e fase em função da rotação (em baixo)
coast down peak and phase

Através da análise do sinal presente na Figura 4.57 verifica-se que, o equipamento começa a aumentar a amplitude de vibração por volta das 1063.3 RPM (ponto verde) e atinge a

sua amplitude máxima, às 749.26 RPM que é por sua vez, a frequência natural do equipamento (ponto vermelho), voltando depois a níveis aceitáveis por volta das 720.11 RPM (ponto azul). Este estado de ressonância pode ser confirmado pelo gráfico da fase, onde se pode verificar que houve uma variação de fase de aproximadamente 90 graus entre as 1063.3 RPM com uma fase de 280.68° (altura em que a amplitude de vibração começa a aumentar) e as 749.26 RPM com uma fase de 191.88° (altura em que atinge a sua frequência natural). Analisando de um modo geral, desde que, o equipamento começou a entrar num estado de ressonância (1063.3 RPM) até que saiu desse estado (720.11 RPM) a fase variou aproximadamente 180 graus ($280.68 - 106.80 = 173.88^\circ$).

4.4.4. Run up Peak Hold

O *run up peak hold* é muito semelhante à técnica *coast down peak hold*, uma vez que, tem o mesmo objetivo de determinar a frequência natural, no entanto, a única diferença é que esta técnica é aplicada ao processo de arranque do equipamento, e não ao processo de paragem. No que diz respeito à recolha de dados, como o nome indica, esta também se baseia na função retenção de pico, explicada no *coast down peak hold*.

Equipamentos necessários e esquema de montagem

Sendo esta técnica muito semelhante à *coast down peak hold* os equipamentos necessários para efetuar a medição, são os mesmos, ou seja, são necessários apenas dois equipamentos:

- Um acelerómetro;
- Um analisador.

Em relação ao esquema de montagem, este é o mesmo do apresentado na técnica *bump test* ilustrado na Figura 4.1.

Parâmetros a definir para o ensaio

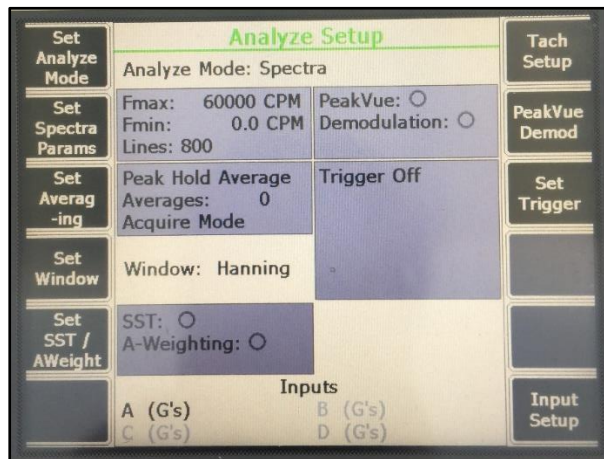


Figura 4.58 - Parametros a definir para run up peak hold

Ao contrário das técnicas referidas anteriormente, esta técnica em particular não tem nenhuma pré programação no analisador, o que implica que tenha de ser tudo definido pelo utilizador (ver Figura 4.58).

- Definir frequência máxima, frequência mínima e número de linhas de resolução;
- Definir o tipo de média: neste caso, tal como no *coast down peak hold*, tem de escolher a opção *peak hold average* com zero médias.
- Definir o tipo de janela: a janela a escolher deverá ser a *hanning*, pois é a que se adequa melhor ao pretendido;
- Definir o Trigger: para esta técnica não se utiliza a função *trigger* uma vez que, se pretende que os dados comecem a ser recolhidos a partir do momento em que se inicia o processo.

Processo de aquisição de dados

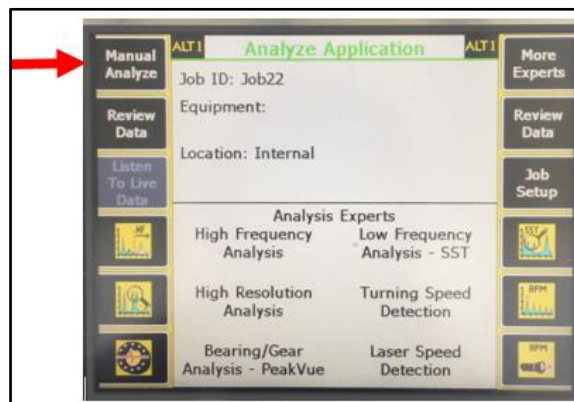


Figura 4.59 - Opção manual analyze no analisador

No que diz respeito ao processo de aquisição de dados para o *run up peak hold*, os seguintes passos devem ser seguidos:

1. Colocar o acelerómetro na posição desejada;
2. Selecionar no analisador a opção *manual analyze* (ver Figura 4.59);
3. Definir os parâmetros conforme desejado;
4. Começar a recolha de dados;
5. Ligar o equipamento;
6. Quando o equipamento chegar à sua velocidade de funcionamento deve-se carregar no botão *stop* para parar a recolha de dados;
7. Guardar os resultados obtidos.

Exemplo prático – barra com motor na extremidade

Seguindo o mesmo procedimento das técnicas anteriores, neste caso também foi realizado um ensaio no mesmo modelo das técnicas de *coast down* referidas anteriormente. Como neste caso se trata de uma técnica de arranque, e não de paragem a única alteração é que o motor começa parado, sendo depois ligado e os dados serão recolhidos até que esta atinga a velocidade de 1400 RPM (velocidade estabelecida anteriormente como velocidade de funcionamento). No que diz respeito aos parâmetros utilizados neste ensaio, estes foram os apresentados na Figura 4.58. Após a conclusão do ensaio, obteve-se o espectro de frequências apresentado na Figura 4.60.

Através da análise do espectro da Figura 4.60 verifica-se que a amplitude de vibração à 778.72 RPM sofreu grande aumento, o que sugere que essa seja a frequência de ressonância do equipamento.

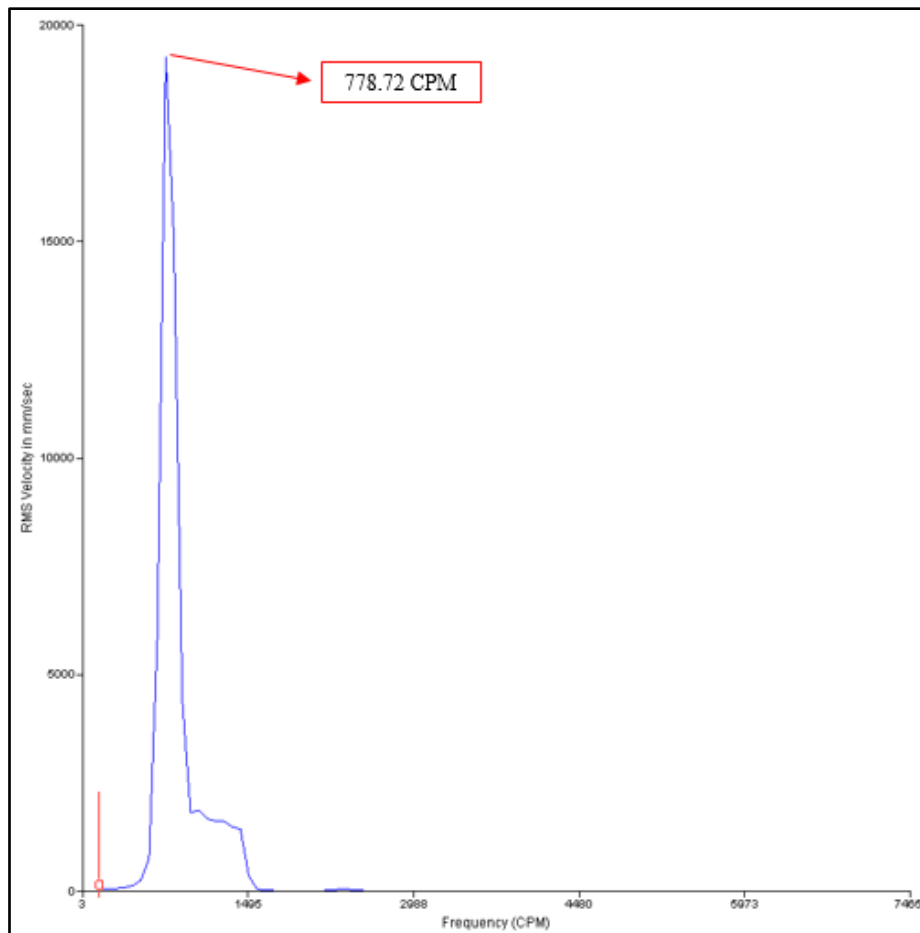


Figura 4.60 - Espectro de frequências run up peak hold

4.5. Time Synchronous Averaging (TSA)

4.5.1. Descrição da técnica

A técnica *Time Synchronous Averaging* (TSA) tem como objetivo, reduzir o ruído de fundo e também as frequências não síncronas com o tacómetro.

A aplicação desta técnica recorre a um processo diferente do utilizado na média usual, que geralmente é realizada na análise FFT. Como está ilustrado na Figura 3.19 a média usual é realizada após o cálculo da FFT (domínio frequência), ou seja, primeiro são calculadas as várias FFT's e, só após esse cálculo é que o espectro médio é calculado, ou seja, o espectro médio é calculado a partir dos espectros recolhidos. Em relação ao sinal no tempo este é descartado, o que implica que cada espectro calculado tenha presente tanto o sinal de interesse com também o ruído aleatório presente no respetivo sinal no tempo (Rahman et al. 2011, Aherwar & Khalid 2012). No entanto, caso este seja apresentado, será referente ao último espectro recolhido, antes de se realizar as médias.

Em relação à TSA, esta é aplicada antes do cálculo da FFT (como ilustrado no diagrama de blocos da Figura 4.61), ou seja, a média é aplicada ao sinal no tempo o que irá reduzir o ruído aleatório, assim como as componentes não síncronas com o tacómetro e, deste modo a FFT é calculada a partir do sinal no tempo médio, originando assim um espectro praticamente sem ruído e com apenas as frequências síncronas com a rotação.

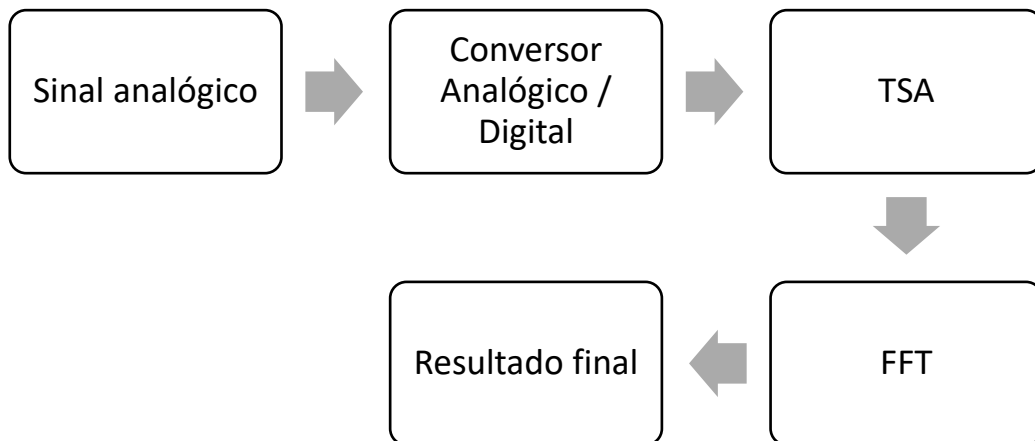


Figura 4.61 - Diagrama de blocos do processo de cálculo da FFT recorrendo à técnica TSA

No que diz respeito ao sinal, a amostragem deste é iniciada pela função *trigger*, de seguida todo o sinal aleatório não síncrono com essa função será, não eliminado, mas reduzido durante o processo de média, ou seja, praticamente só o sinal síncrono com a função *trigger* permanecerá no cálculo da média. A quantidade de vibração não síncrona reduzida durante o processo, é determinada pelo número de médias realizadas, e pode ser calculada utilizando a seguinte expressão:

$$\text{Vibração não síncrona reduzida} = \sqrt{\text{número de médias}} \quad (\text{Eq.50})$$

Como se pode verificar, quanto maior for o número de médias utilizadas maior, será a quantidade de vibração não síncrona reduzida do sinal.

A TSA é uma técnica de processamento de sinal, que permite extrair formas de onda periódicas de sinais com muito ruído (Combet & Gelman 2007). Esta é adequada para a análise de vibrações onde se pretenda isolar a vibração de um único componente do sistema, como é o caso de máquinas com acionamento por engrenagens (por exemplo caixas reductoras), pois permite que a vibração de um único veio seja separada da vibração

do sistema completo. Neste caso, a função *trigger* é derivada de um tacómetro que fornece um pulso por revolução do veio assim, as amostras são sincronizadas no sentido em que, todas começam no mesmo ponto, ponto este relacionado com a posição angular do veio. Após a realização de todas as médias, os picos do espectro que são harmónicos da velocidade de rotação do veio em estudo, permanecerão enquanto que os não síncronos, serão calculados em média fora do espectro (Aherwar & Khalid 2012).

A aplicação desta técnica apresenta alguns benefícios quando utilizada corretamente, deste modo, alguns dos benefícios serão os seguintes:

- Isola as vibrações apenas para o rotor que está a ser analisado: “remove” as vibrações de outros veios que não estejam acoplados ao rotor em estudo;
- Remove a contribuição da vibração elétrica no caso de motores de indução: neste caso a TSA irá “remover” as componentes de vibração referentes à corrente elétrica, permanecendo só as vibrações originadas pelas partes mecânicas em análise;
- Muito útil em caixas de engrenagens: é possivelmente a utilização preferencial desta técnica, uma vez que, permite descobrir se uma engrenagem possui algum defeito sem ter de a desmontar.

Tal como em todos os casos, esta técnica também possui algumas limitações, que devem estar presentes aquando a aplicação da mesma:

- Remove as frequências de defeito dos rolamentos: tendo em conta que, as frequências de defeito dos rolamentos são não síncronas com a velocidade de rotação, ao se aplicar a técnica TSA essas frequências serão eliminadas do espectro, pois só serão apresentadas as frequências síncronas com a velocidade detetada pelo tacómetro;
- Remove as frequências naturais do espectro: excetuando os casos em que a frequência natural coincide com a velocidade de rotação, esta será removida do espectro;
- Problemas com o tacómetro: quando se aplica esta técnica é importante verificar se o tacómetro utilizado se encontra em boas condições de funcionamento assim, como, deve-se confirmar se este está a trabalhar corretamente quando instalado no equipamento. Uma vez que, caso este não esteja a funcionar todos os resultados obtidos estarão incorretos.

4.5.2. Equipamentos necessários e Esquema de montagem

Para a realização de uma medição, recorrendo a esta técnica, são necessários os seguintes equipamentos:

- Um acelerómetro;
- Um tacómetro;
- Um analisador.

No que diz respeito ao esquema de montagem, este deve ser semelhante ao apresentado na Figura 4.62, onde está apresentado a instalação do tacómetro, do acelerómetro e do analisador.

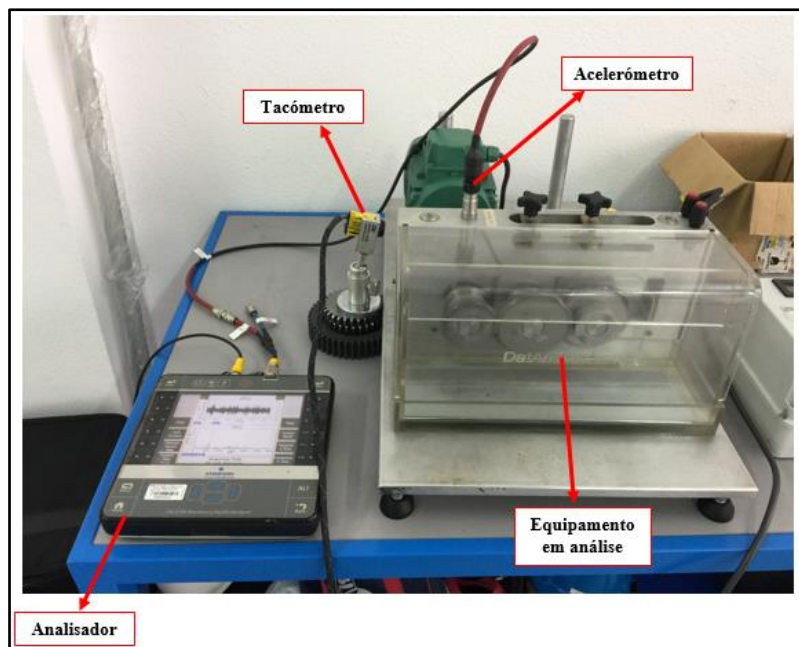


Figura 4.62 - Esquema de montagem da técnica TSA

4.5.3. Parâmetros a definir para o ensaio

Existem duas opções no que aos parâmetros de recolha diz respeito, ou seja, pode-se optar por utilizar os parâmetros pré-definidos (ver Figura 4.63) ou pode-se optar por alterá-los. Caso se pretenda alterar os parâmetros, estes são os seguintes:

- Definir frequência máxima, frequência mínima e número de linhas de resolução;
- Definir o tipo de média: neste caso, tem de escolher a opção *synchronous time* com zero médias, caso se pretenda visualizar a evolução dos dados e parar a recolha quando estes estabilizarem. Ou então, pode-se optar por colocar um número de médias relativamente elevado, uma vez que, caso sejam realizadas

poucas médias, corre-se o risco de parar a recolha de dados antes de estes estabilizarem e, assim, surgirem no espectro amplitudes não desejadas e não síncronas;

- Definir o tipo de janela: a janela a escolher deverá ser a *hanning*, pois é a que se adequa melhor ao pretendido;

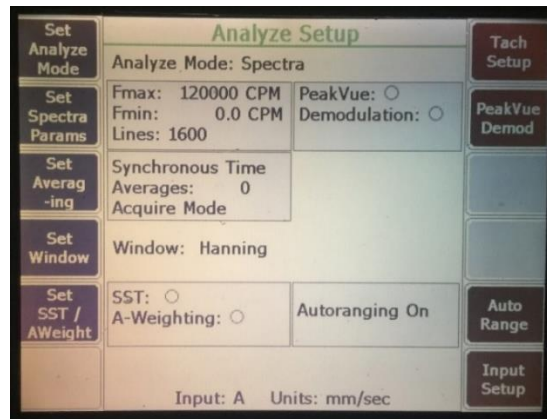


Figura 4.63 - Ilustração dos parâmetros pré-definidos para TSA

4.5.4. Processo de aquisição de dados

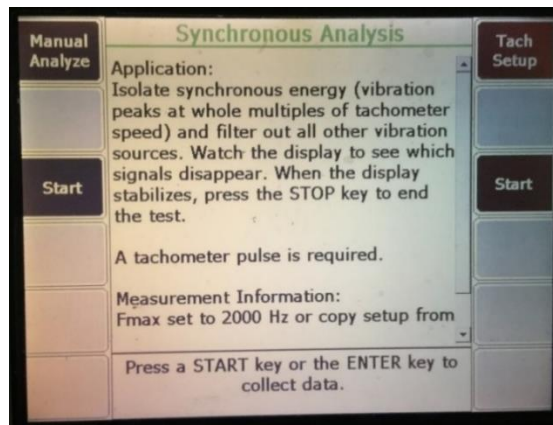


Figura 4.64 - Opção time synchronous analysis

No que diz respeito ao processo de aquisição de dados para a TSA, os seguintes passos devem ser seguidos:

7. Colocar o acelerómetro na posição desejada;
8. Colocar o tacómetro na posição pretendida;
9. Verificar se o tacómetro está a funcionar;
10. Selecionar no analisador a opção *synchronous analysis*;
11. Pressionar o botão *start*, ou na opção *manual analyze*, caso se pretenda alterar os parâmetros (ver Figura 4.64);

12. Começar a recolha de dados;
13. Guardar os resultados obtidos.

4.5.5. Exemplo prático

De modo a exemplificar a aplicação da TSA e a diferença entre a sua utilização e uma recolha de dados normal, foram realizados dois ensaios em dois modelos distintos sendo que, para cada modelo foram efetuadas duas medições, ou seja, uma utilizando a metodologia *standard* (médias executadas no domínio frequência) e a outra utilizando a TSA. No que diz respeito aos modelos, utilizou-se um modelo representativo de uma caixa redutora (como apresentado na Figura 4.62) e um modelo didático para simulação de batimento que é constituído por duas ventoinhas (como apresentado na Figura 4.65), em ambos os modelos utilizou-se o acelerómetro com a referência A0760 GP (ver anexo II).

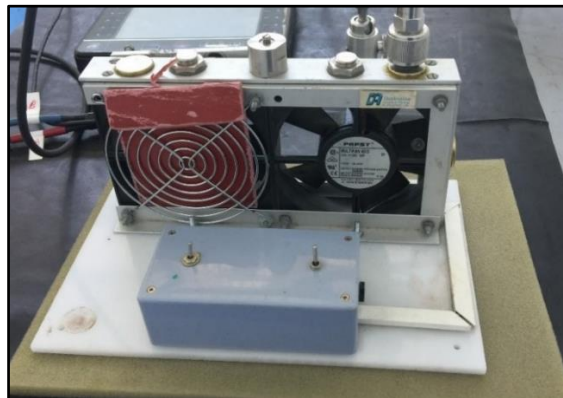


Figura 4.65 - Modelo didático para simulação de batimento

➤ Modelo Caixa Redutora

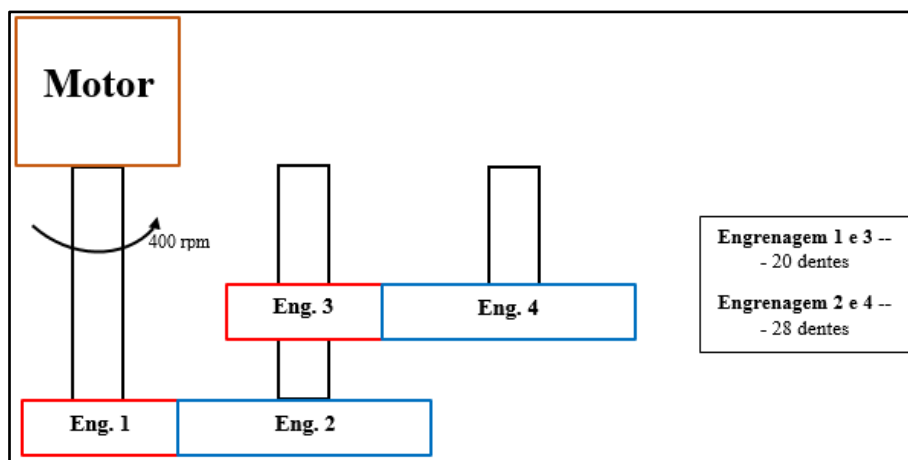


Figura 4.66 - Esquema de engrenagens e de engrenamento do modelo

Neste modelo foram efetuadas duas medições nas mesmas condições de funcionamento, mais precisamente a 400 rpm e com o mesmo nível de carga aplicada. No que diz respeito a cálculo das frequências de engrenamento de cada engrenagem, foi tido em conta o esquema da Figura 4.66, onde está representado o esboço de engrenamento do modelo em estudo e o número de dentes de cada engrenagem. De seguida serão calculadas as frequências de engrenamento de cada engrenagem.

$$F_{engrenamento} = \text{número de dentes} \times \text{velocidade do veio} \quad (\text{Eq.51})$$

$$F_1 = 20 \times 400 \Leftrightarrow F_1 = 8000 \text{ rpm} \quad (\text{Eq.52})$$

$$F_2 = F_1 = 28 \times n_2 \Leftrightarrow n_2 = 285.7 \text{ rpm} \quad (\text{Eq.53})$$

$$F_3 = 20 \times 285.7 \Leftrightarrow F_3 = 5714 \text{ rpm} \quad (\text{Eq.54})$$

$$F_4 = F_3 = 28 \times n_3 \Leftrightarrow n_3 = 204 \text{ rpm} \quad (\text{Eq.55})$$

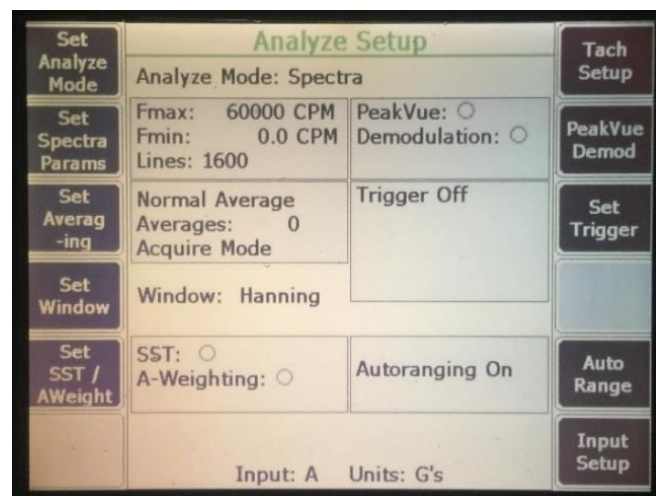


Figura 4.67 - Parâmetros utilizados no teste sem TSA

No que diz respeito à medição, utilizando o método *standard*, foram utilizados os parâmetros apresentados na Figura 4.67, e obtiveram-se os seguintes resultados no que diz respeito ao sinal no tempo (Figura 4.68) e espectro de frequências (Figura 4.69).

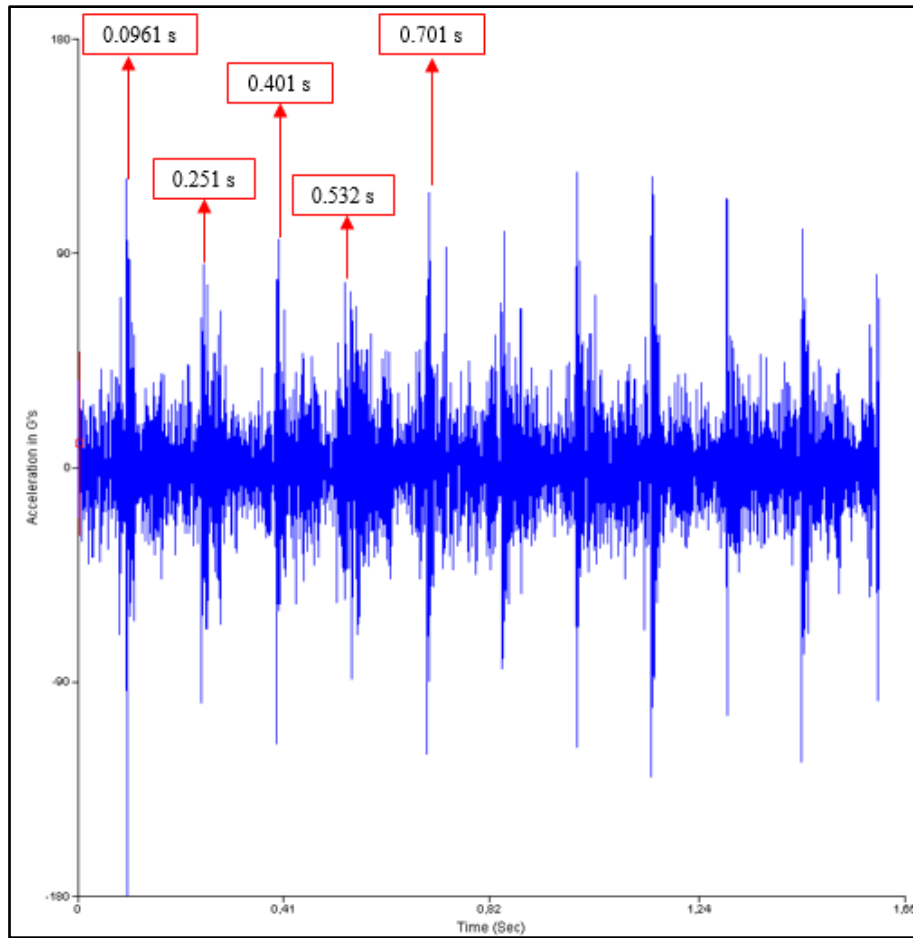


Figura 4.68 - Sinal no tempo da caixa redutora sem TSA

Analisando o sinal no tempo da Figura 4.68, verifica-se que existem picos periódicos, o que sugere que haja um defeito numa engrenagem, deste modo, procedeu-se ao cálculo do seu período com o intuito de determinar a sua frequência.

$$T_{1,2} = 0.251 - 0.0961 = 0.1549 \text{ s} \quad (\text{Eq.56})$$

$$T_{2,3} = 0.401 - 0.251 = 0.15 \text{ s} \quad (\text{Eq.57})$$

$$T_{3,4} = 0.532 - 0.401 = 0.131 \text{ s} \quad (\text{Eq.58})$$

$$T_{4,5} = 0.701 - 0.532 = 0.169 \text{ s} \quad (\text{Eq.59})$$

$$T = \frac{T_{1,2} + T_{2,3} + T_{3,4} + T_{4,5}}{4} = \frac{0.1549 + 0.15 + 0.131 + 0.169}{4} = 0.151 \text{ s} \quad (\text{Eq.60})$$

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{0.151} = 6.623 \text{ Hz} = 397.38 \text{ CPM} \quad (\text{Eq.61})$$

Como a frequência calculada (397.38 CPM) é muito próxima da frequência de rotação do veio de entrada (400 CPM) pode-se concluir que, a engrenagem acoplada a esse veio apresenta algum defeito.

Analisando o espectro da Figura 4.69 salta à vista um pico com amplitude muito elevada a 11441.4 CPM, que é aproximadamente 2x a frequência de engrenamento da engrenagem 3 e 4. Numa segunda análise, verifica-se também a existência de um pico a 8008.8 CPM que corresponde à frequência de engrenamento das engrenagens 1 e 2 e também picos a 24026.3 CPM e 40043.1 CPM que correspondem respectivamente a 3x e 4x dessa frequência de engrenamento.

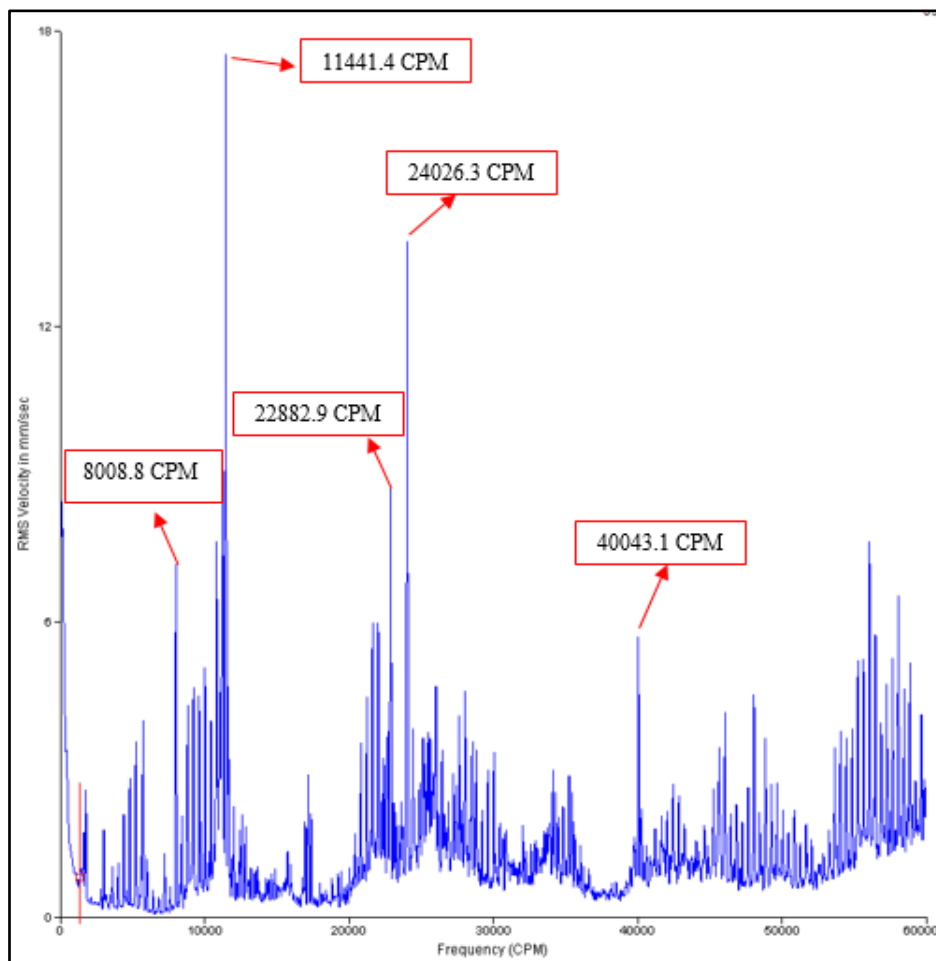


Figura 4.69 - Espectro de frequências da caixa redutora sem TSA

De seguida, aplicou-se a técnica referida, e optou-se por efetuar a medição à velocidade do veio de entrada (veio que liga o motor à caixa de engrenagens) assim, colocou-se o tacómetro nesse mesmo veio, como apresentado na Figura 4.70.



Figura 4.70 - Imagem referente à colocação do tacómetro

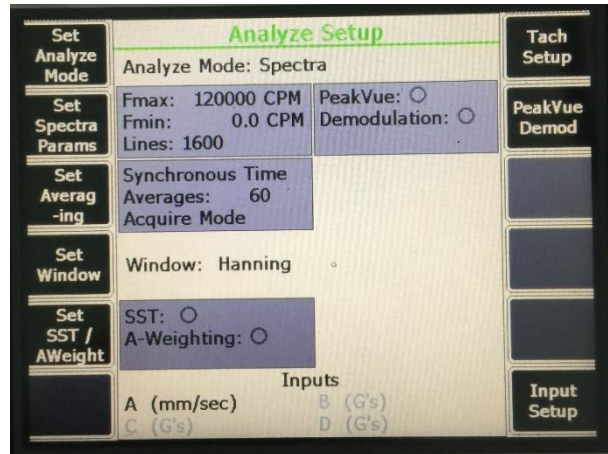


Figura 4.71 - Imagem do analisador com os parâmetros definidos para o ensaio com a técnica TSA

Em relação aos parâmetros utilizados na TSA, optou-se por efetuar uma única alteração no que ao número de médias diz respeito, ou seja, optou-se por realizar 60 médias ao invés de ser o utilizador a parar a recolha (ver Figura 4.71). Após a conclusão da recolha de dados, obtiveram-se os gráficos para o sinal no tempo e espectro de frequências, apresentados nas Figura 4.72 e Figura 4.73, respetivamente.

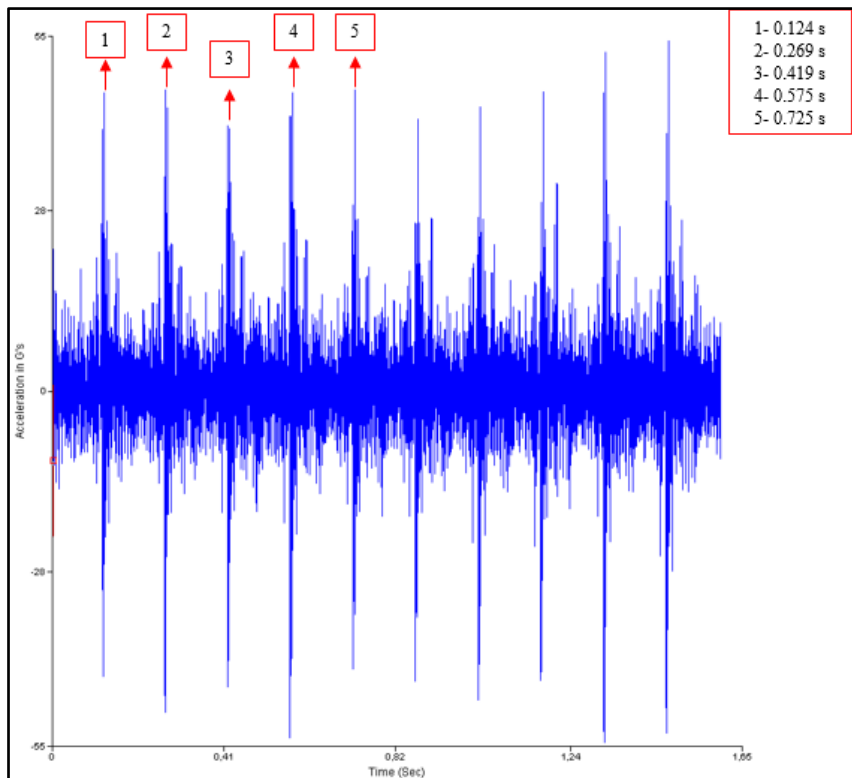


Figura 4.72 - Sinal no tempo da caixa redutora com TSA

Analisando o sinal no tempo da Figura 4.72, verifica-se que, tal como no caso anterior, existem picos periódicos a repetirem-se ao longo do tempo, o que sugere que, haja um defeito na engrenagem acoplada ao veio em estudo. Deste modo, procedeu-se ao cálculo do seu período com o intuito de determinar a sua frequência.

$$T_{1,2} = 0.269 - 0.124 = 0.145 \text{ s} \quad (\text{Eq.62})$$

$$T_{2,3} = 0.419 - 0.269 = 0.15 \text{ s} \quad (\text{Eq.63})$$

$$T_{3,4} = 0.575 - 0.419 = 0.156 \text{ s} \quad (\text{Eq.64})$$

$$T_{4,5} = 0.725 - 0.575 = 0.15 \text{ s} \quad (\text{Eq.65})$$

$$T = \frac{T_{1,2} + T_{2,3} + T_{3,4} + T_{4,5}}{4} = \frac{0.145 + 0.15 + 0.156 + 0.15}{4} = 0.15 \text{ s} \quad (\text{Eq.66})$$

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{0.15} = 6.67 \text{ Hz} = 400.2 \text{ CPM} \quad (\text{Eq.67})$$

Como a frequência calculada (400.2 CPM) é muito próxima da frequência de rotação do veio em análise (400 CPM), pode-se concluir que a engrenagem acoplada a esse veio apresenta algum defeito.

Com a análise do espectro da Figura 4.73 verifica-se que, o pico que antes existia a 11441.4 CPM já não existe (pelo menos com amplitude tão elevada), surgindo apenas picos referentes à frequência de engrenamento da engrenagem 1 (engrenagem que está acoplada ao veio em estudo). Ou seja, com a aplicação desta técnica, omitiu-se as frequências relativas aos outros veios, dando ênfase apenas às frequências síncronas ao veio em estudo.

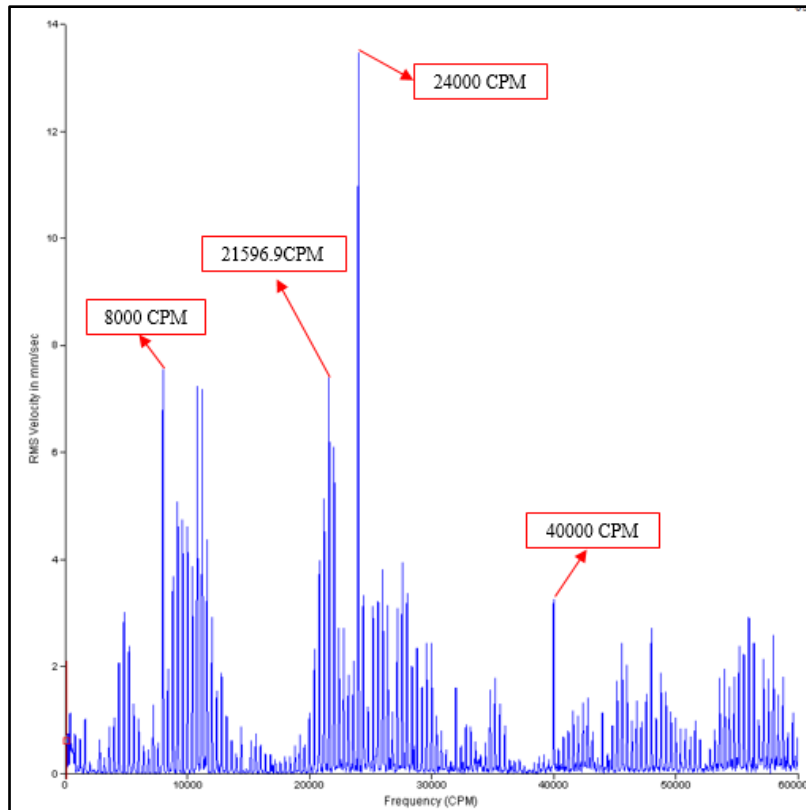


Figura 4.73 - Espectro de frequências da caixa redutora com TSA

➤ Modelo didático para simulação de batimento

Neste caso, tal como no anterior, as duas medições foram efetuadas nas mesmas condições de funcionamento, ou seja, a ventoinha da esquerda com uma velocidade de aproximadamente 2381 RPM e a da direita com aproximadamente 2561 RPM.

Em relação à medição utilizando o método *standard*, obteve-se o espectro de frequências apresentado na Figura 4.74.

Analisando o espectro da Figura 4.74, verifica-se a existência de dois picos com maior amplitude a 1x a frequência de rotação de cada ventoinha, e também as suas harmónicas. Estes picos devem-se ao facto de as ventoinhas estarem desequilibrados logo, a frequência de defeito é 1x a rotação.

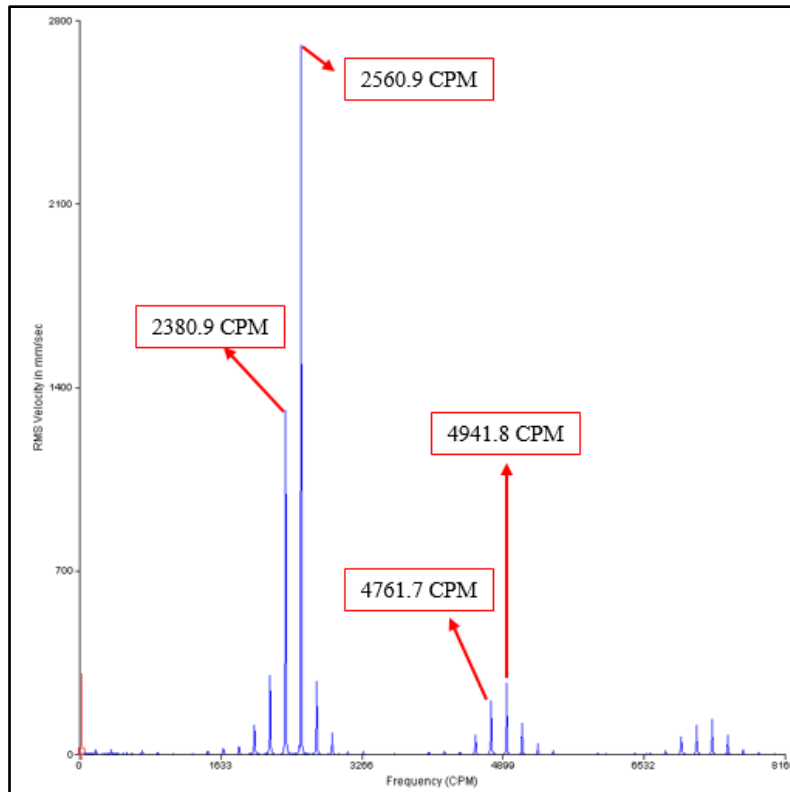


Figura 4.74 - Espectro de frequências do modelo didático para simulação de batimento sem TSA

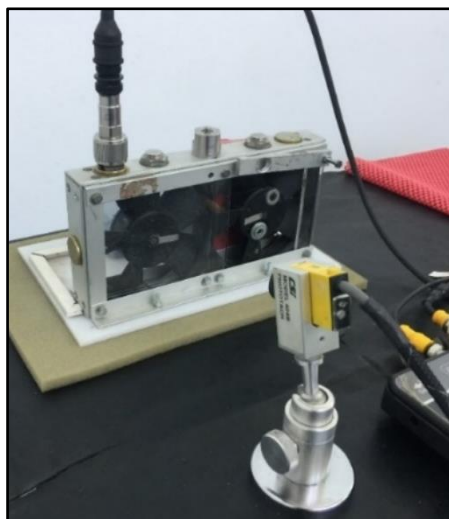


Figura 4.75 - Imagem com a colocação do tacómetro na ventoinha

De seguida, aplicou-se a técnica referida e, optou-se por efetuar a medição à velocidade da ventoinha que está à direita na Figura 4.65 assim, colocou-se o tacómetro nessa ventoinha como apresentado na Figura 4.75 e, obteve-se o espectro de frequências apresentado na Figura 4.76.

Com a análise do espectro da figura seguinte e comparando-o com o da Figura 4.74, verifica-se que, apenas aparece um pico com elevada amplitude à velocidade de rotação

da ventoinha da direita. Este resultado era o esperado, uma vez que, se aplicou a técnica TSA a essa ventoinha. E por consequência, toda a vibração não síncrona com ela será omitida do sinal.

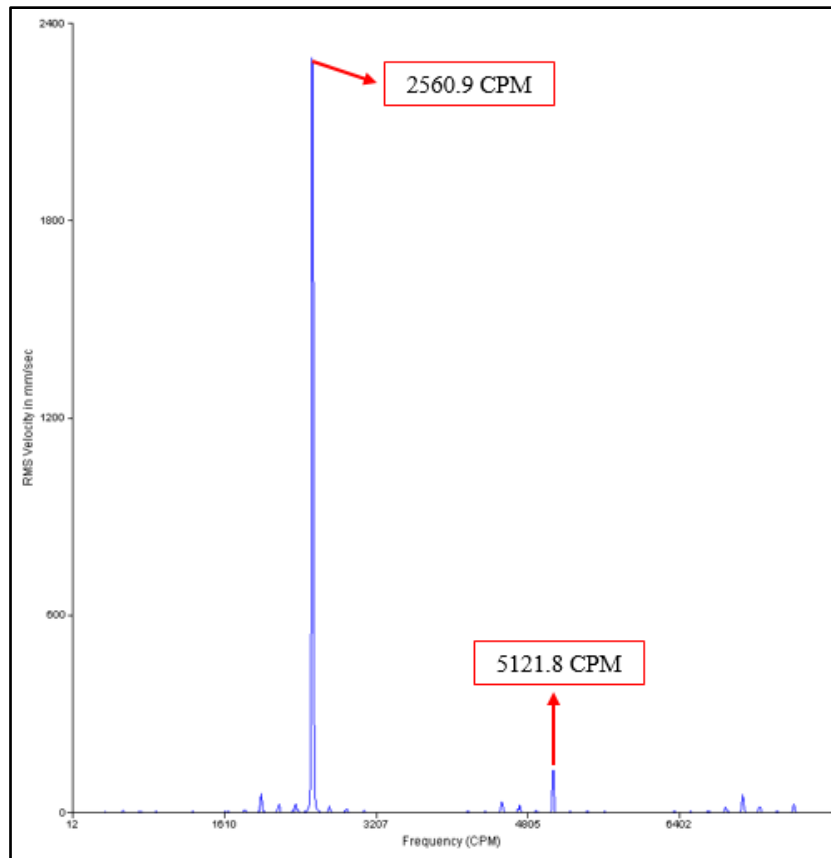


Figura 4.76 - Espectro de frequências das ventoinhas com TSA

4.6. Auto-Correlação

4.6.1. Introdução

A correlação é uma função que consiste na medida de similaridade entre dois sinais, ou seja, ao deslocar no tempo um sinal relativamente a outro sinal, pode ser obtida uma função de correlação.

No que diz respeito à auto-correlação, como o nome indica, é uma técnica de correlação que envolve apenas um sinal, e fornece informações sobre a estrutura do sinal e o seu comportamento no domínio no tempo.

A auto-correlação, surge assim, como uma alternativa à análise espectral (normalmente efetuada recorrendo à FFT). As principais características desta função são, a capacidade

de identificar eventos de baixa repetição, assim como, a capacidade de identificar e separar eventos periódicos de eventos aleatórios.

4.6.2. Descrição da técnica

Como foi referido, a auto-correlação envolve apenas um sinal, comparando para isso um sinal de referência com uma versão deslocada de si mesmo, ou seja, trata-se da correlação de duas observações intervaladas dum instante τ .

Por outras palavras, a auto correlação (R_x) é a média do produto de duas amostras do mesmo sinal, separados por um determinado tempo τ . Deste modo, a função de auto-correlação, é definida pela seguinte expressão (Randall 2011):

$$R_x(t, \tau) = E[x(t)x(t + \tau)] \quad (\text{Eq.68})$$

Caso o sinal $x(t)$ seja estacionário no do tempo (t), a função de auto-correlação é independente deste, ficando apenas dependente do tempo incrementado τ . Visto isto a função toma o seguinte aspeto (Randall 2011):

$$R_x(\tau) = E[x(t)x(t + \tau)] \quad (\text{Eq.69})$$

Através da análise da equação 69 verifica-se que, caso não exista desvio entre os sinais ($\tau = 0$), a análise é feita a dois sinais idênticos e, conseqüentemente, a função auto-correlação toma o seu valor máximo.

A amplitude da função de auto-correlação pode tomar valores entre 1 e -1. Em que, caso seja próxima de zero, significa que quase toda a energia contida na forma de onda, ocorra devido a avarias não periódicas, ou seja, avarias que geram impactos aleatórios. Pelo contrário, se esta tomar valores próximos de um significa que, quase toda a energia contida na forma de onda tem origem em fontes que geram sinais periódicos, ou seja, impactos repetitivos no tempo.

No que diz respeito à análise de vibrações, como foi mencionada anteriormente, esta função é muito útil para encontrar padrões de repetição de um sinal, ou seja, averiguar a presença de um sinal periódico presente no meio do ruído. Um exemplo de aplicação desta técnica, pode ser para analisar impactos, ou seja, esta técnica permite distinguir

impactos periódicos (como no caso de defeitos em rolamentos) de impactos aleatórios (por exemplo os impactos provocados por lubrificação deficiente).

4.6.3. Equipamentos necessários e Esquema de Montagem

Esta técnica é muito simples de aplicar, e para tal são necessários apenas dois equipamentos:

- Um acelerómetro;
- Um analisador.

No que diz respeito ao esquema de montagem para a aplicação da técnica em questão, este é muito simples. Sendo apenas necessário, colocar um acelerómetro no equipamento em estudo e ligá-lo ao analisador.

4.6.4. Parâmetros a definir para o ensaio

Tendo em conta que esta técnica pode ser aplicada em diversas situações e, que a recolha dos dados se procede da maneira básica, ou seja, ao contrário da maior parte das outras técnicas referidas, não existe nenhuma pré programação que se utilize para recolher os dados, utilizando esta técnica. Ao invés disso, os dados são recolhidos de uma forma manual, sendo para isso necessário definir os parâmetros adequados ao ensaio em questão:

- Definir frequência máxima, frequência mínima e número de linhas de resolução;
- Tipo de média: neste parâmetro terá de ser definido o tipo de média a utilizar e o número de médias a realizar;
- Definir o tipo de janela: esta função deve ser definida consoante o teste, em que se pretende aplicar a auto correlação, sendo normalmente aconselhada a utilização da janela *hanning*;
- Definir o *Trigger*: neste caso não se utiliza a função *trigger*, uma vez que se pretende que a recolha de dados seja realizada a partir do momento em que se inicia o processo.

4.6.5. Processo de aquisição de dados

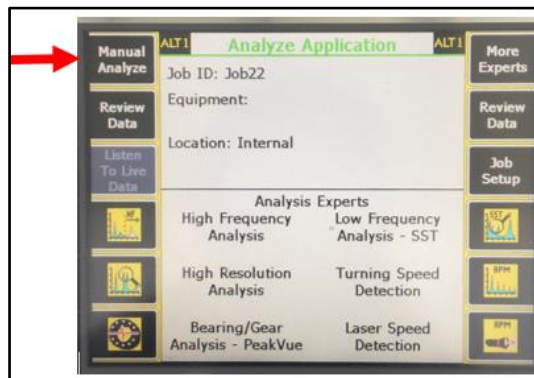


Figura 4.77 - Ilustração da opção manual analyze utilizada na auto correlação

O processo de aquisição de dados desta técnica é consideravelmente simples. Desta forma, para se aplicar esta técnica é necessário recolher os dados de um equipamento, obtendo assim o seu sinal no tempo e o respetivo espectro de frequências. De seguida, é aplicada a auto correlação ao sinal, no tempo com o intuito de eliminar o ruído, tornando-se mais fácil de analisar. De uma forma mais sistemática, o processo de aquisição deverá seguir os seguintes passos:

1. Colocar o acelerómetro na posição desejada;
2. Selecionar no analisador a opção *manual analyze* (ver Figura 4.77);
3. Definir os parâmetros conforme desejado;
4. Começar a recolha de dados;
5. Guardar os resultados obtidos;
6. Aplicar a auto correlação no analisador (Figura 4.78), ou então pode-se optar por extrair os dados para o software e aí aplicar a técnica ao sinal no tempo.

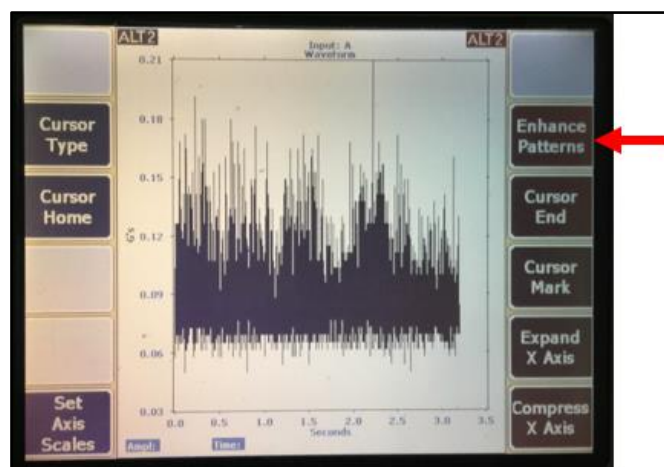


Figura 4.78 - Opção auto correlação no analisador

4.6.6. Casos Práticos

De seguida serão apresentados vários ensaios, com o intuito de perceber o comportamento da função de auto-correlação perante vários cenários. Dado isto, foram realizados ensaios em três equipamentos distintos. Foram efetuados ensaios em rolamentos e num modelo de uma caixa redutora, com o objetivo de verificar o resultado da auto-correlação, quando sujeita a impactos periódicos e foi efetuado um ensaio numa bomba a cavitatar, com o intuito de verificar o resultado de um sinal puramente aleatório, de referir que em todos os ensaios foi utilizado o acelerómetro com a referência A0760 GP.

No que diz respeito aos rolamentos, começou-se por executar um ensaio num rolamento com a referência NU 307 ECP da SKF, (recorrendo ao modelo da Figura 4.79) com vários defeitos (nomeadamente na pista externa e um teste sem defeitos), verificando-se para cada um desses, o comportamento da função, de salientar que, todos os rolamentos se encontravam sujeitos às mesmas condições operacionais, ou seja, a um a velocidade de rotação de 680 RPM e um binário de aperto nos parafusos de 30 N.m que simulam uma carga vertical. Posteriormente, foi aplicada esta técnica aos resultados obtidos no ensaio da técnica TSA, com o intuito de mostrar que esta técnica não se aplica somente em rolamentos. Finalmente, para avaliar o comportamento da função quando sujeita a um sinal aleatório, foi realizado um ensaio numa bomba a cavitatar (recorrendo ao modelo da Figura 4.87).

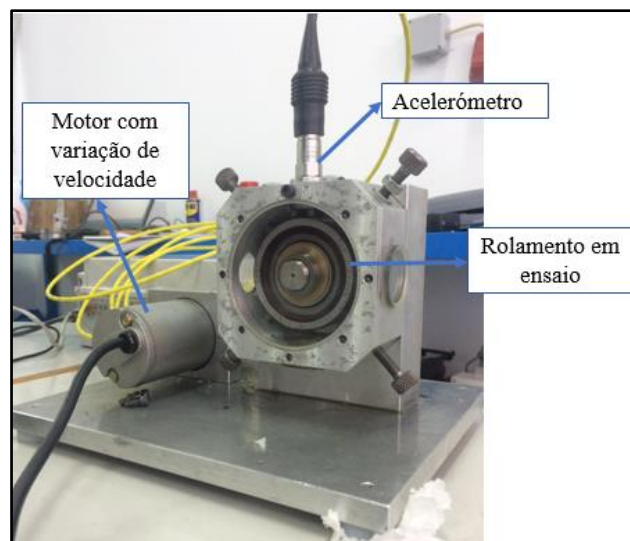


Figura 4.79 - Modelo didático para ensaios em rolamentos

➤ Rolamento sem defeito

Com o intuito de observar o comportamento da função de auto-correlação, quando não existem defeitos periódicos, foi realizado um ensaio num rolamento novo, sem defeitos, e obtiveram-se os seguintes resultados.

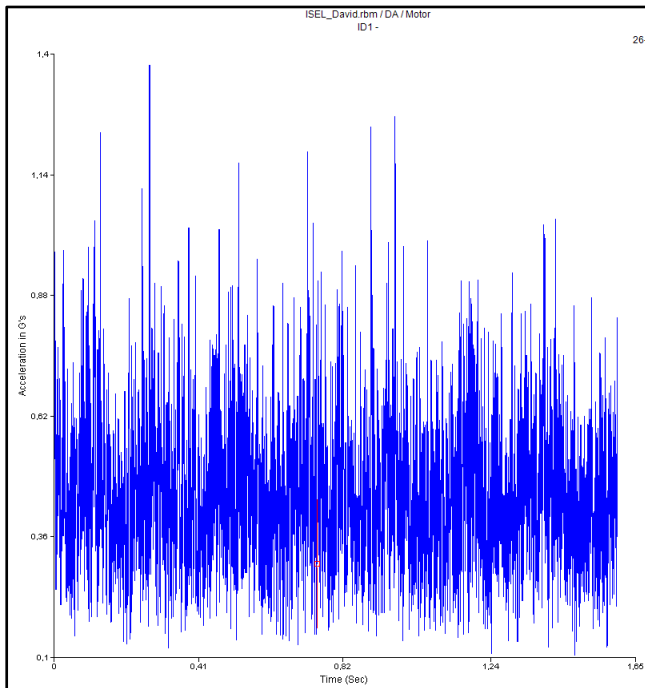


Figura 4.80 - Sinal no tempo para rolamento sem defeito

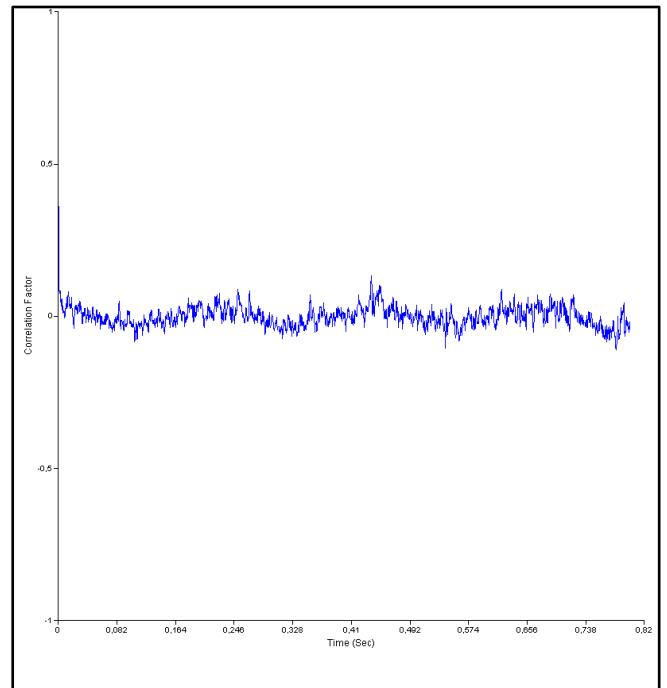


Figura 4.81 – Auto-correlação do sinal da Figura 4.80

Como se pode verificar na auto-correlação da Figura 4.81, o sinal apresenta um fator de correlação aproximado a zero, o que se pode traduzir na ausência de batimentos periódicos. Deste modo, pode-se concluir que o rolamento em análise não apresenta qualquer defeito.

➤ **Rolamento com defeito na pista externa (BPFO)**



Figura 4.82 - Rolamento com defeito na pista externa

Tabela 1 - Frequências de defeito do rolamento

| Defeito | Fatores (ordens) | Valores de frequência em CPM |
|---------|------------------|------------------------------|
| RPM | 1 | $1 \times 680 = 680$ |
| FTF | 0.397 | $0.397 \times 680 = 269,96$ |
| BSF | 2.32 | $2.32 \times 680 = 1577,6$ |
| BPFO | 4.76 | $4.76 \times 680 = 3236,8$ |
| BPFI | 7.24 | $7.24 \times 680 = 4923,2$ |
| 2 x BSF | 4.64 | $4.64 \times 680 = 3155,2$ |

Para um rolamento com defeito na pista externa (ver Figura 4.82), obtiveram-se os seguintes sinal no tempo e espectro de frequências recorrendo à tecnologia *peakvue*, apresentados nas Figura 4.83 e Figura 4.84, respetivamente. No que diz respeito ao espectro de frequências verifica-se que, existem picos, essencialmente, à frequência de defeito da pista externa e nas suas harmónicas.

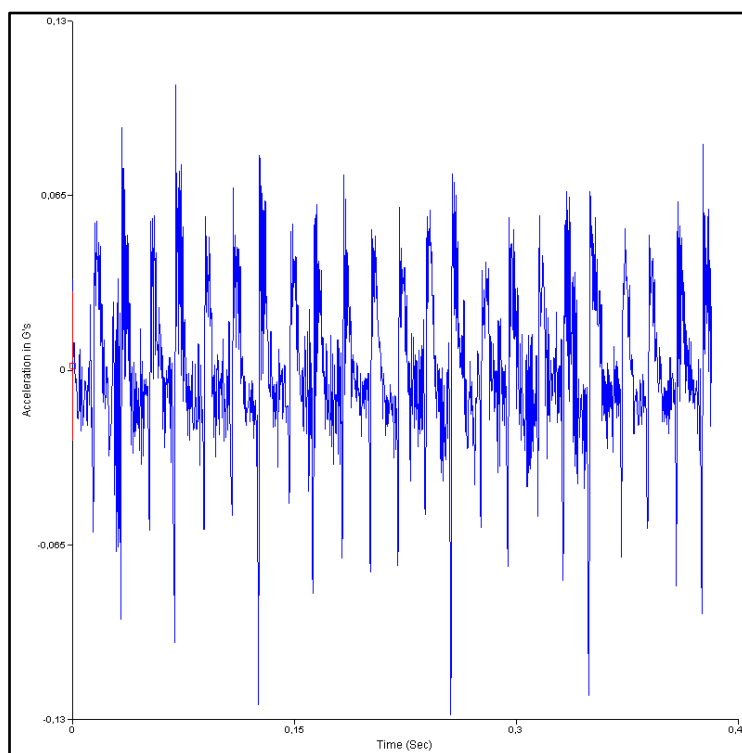


Figura 4.83 - Sinal no tempo com defeito na pista externa

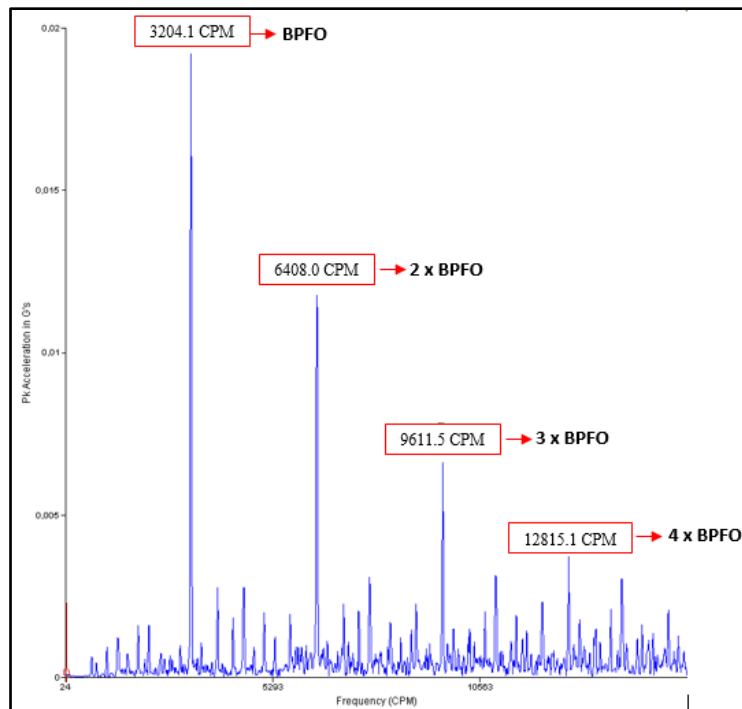


Figura 4.84 – Espectro de frequências para BPFO

De seguida, foi aplicada a auto-correlação ao sinal no tempo da Figura 4.83 obtendo-se o sinal exposto na Figura 4.85, onde se pode verificar a existência de picos periódicos. Como se pode verificar também na Figura 4.85, ao se sobrepor a esse sinal, a frequência de defeito da pista externa existe uma coerência entre os picos e a frequência do defeito.

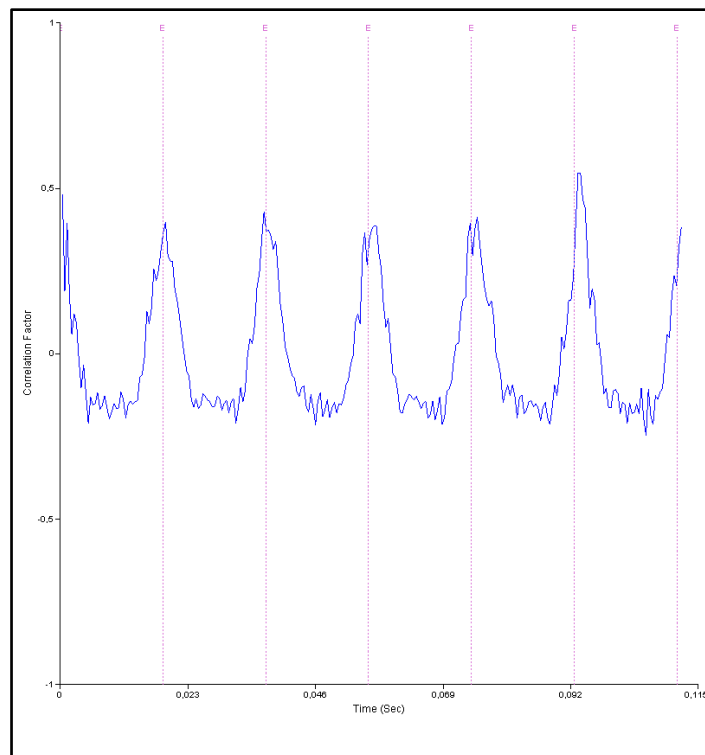


Figura 4.85 – Auto-correlação da Figura 4.83 com identificação da frequência de defeito na BPFO

➤ Aplicação ao modelo caixa redutora

Com o intuito de mostrar a utilização desta técnica, noutros casos que não rolamentos, foi aplicada a auto-correlação ao modelo da caixa redutora, utilizando para isso o sinal no tempo obtido através da técnica TSA apresentado na Figura 4.72 e obteve-se o sinal presente na Figura 4.86. Nesse sinal, é perfeitamente visível picos periódicos, o que significa que a engrenagem acoplada ao veio em estudo apresenta algum defeito, que possivelmente será um defeito num dente.

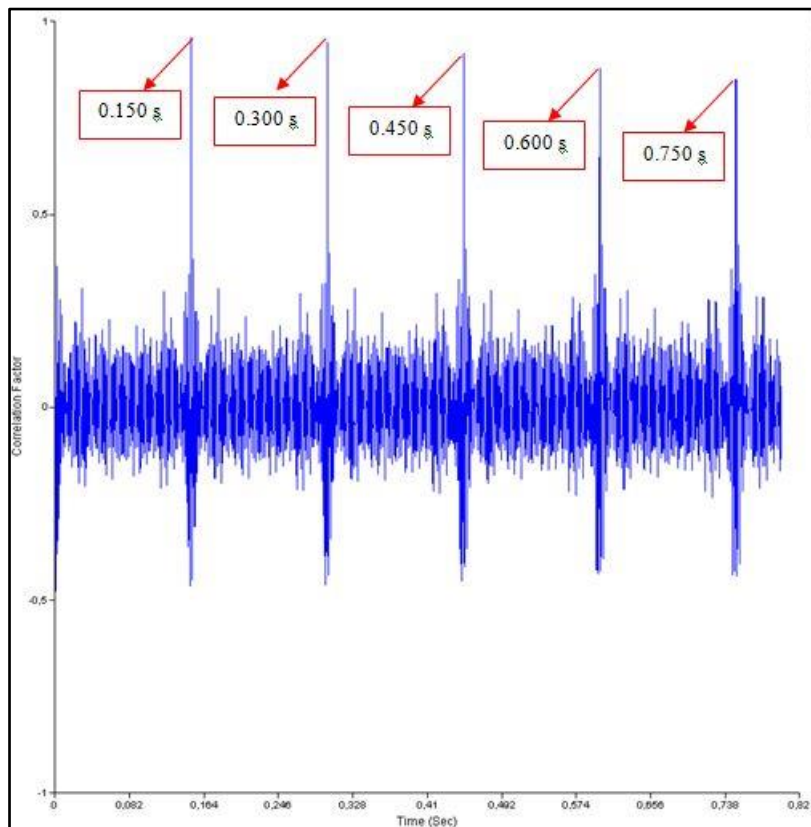


Figura 4.86 – Auto-correlação do sinal da Figura 4.72

De modo a determinar a frequência do defeito procedeu-se ao seguinte cálculo:

$$T_{1,2} = 0.300 - 0.150 = 0.150 \text{ s} \quad (\text{Eq.70})$$

$$T_{2,3} = 0.450 - 0.300 = 0.150 \text{ s} \quad (\text{Eq.71})$$

$$T_{3,4} = 0.600 - 0.450 = 0.150 \text{ s} \quad (\text{Eq.72})$$

$$T_{4,5} = 0.750 - 0.600 = 0.150 \text{ s} \quad (\text{Eq.73})$$

$$T = \frac{T_{1,2} + T_{2,3} + T_{3,4} + T_{4,5}}{4} = \frac{0.150 + 0.150 + 0.150 + 0.150}{4} = 0.150 \text{ s} \quad (\text{Eq.74})$$

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{0.150} = 6.667 \text{ Hz} = 400 \text{ CPM} \quad (\text{Eq.75})$$

Como se pode verificar a frequência calculada (400 CPM) corresponde à frequência de rotação do veio, ou seja, ocorre um impacto por volta do veio, o que corrobora com o que se afirmou anteriormente e a engrenagem apresenta um defeito num dente.

➤ Bomba a cavitatar

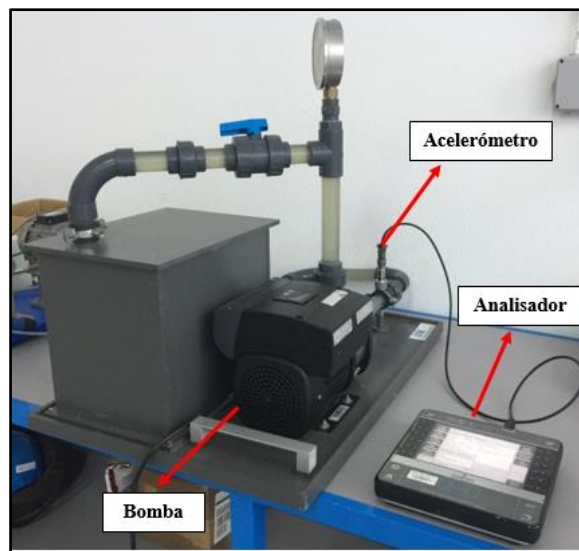


Figura 4.87 - Modelo didático para ensaio de uma bomba a cavitatar

Neste caso foram realizados, dois ensaios com o intuito de comparar os resultados obtidos. Foi realizado um ensaio com a bomba a funcionar normalmente e outro com a bomba a cavitatar (utilizando o modelo da Figura 4.87), de modo a obter um sinal puramente aleatório, e assim, aplicar a função auto-correlação com o intuito de demonstrar o resultado de um defeito não periódico. Para se conseguir colocar a bomba a cavitatar, reduziu-se a pressão de sucção (pressão de admissão), para que esta seja insuficiente e assim a bomba comece a cavitatar, obtendo-se os seguintes resultados para o sinal no tempo e espectro de frequências (Figura 4.88 e Figura 4.89, respetivamente).

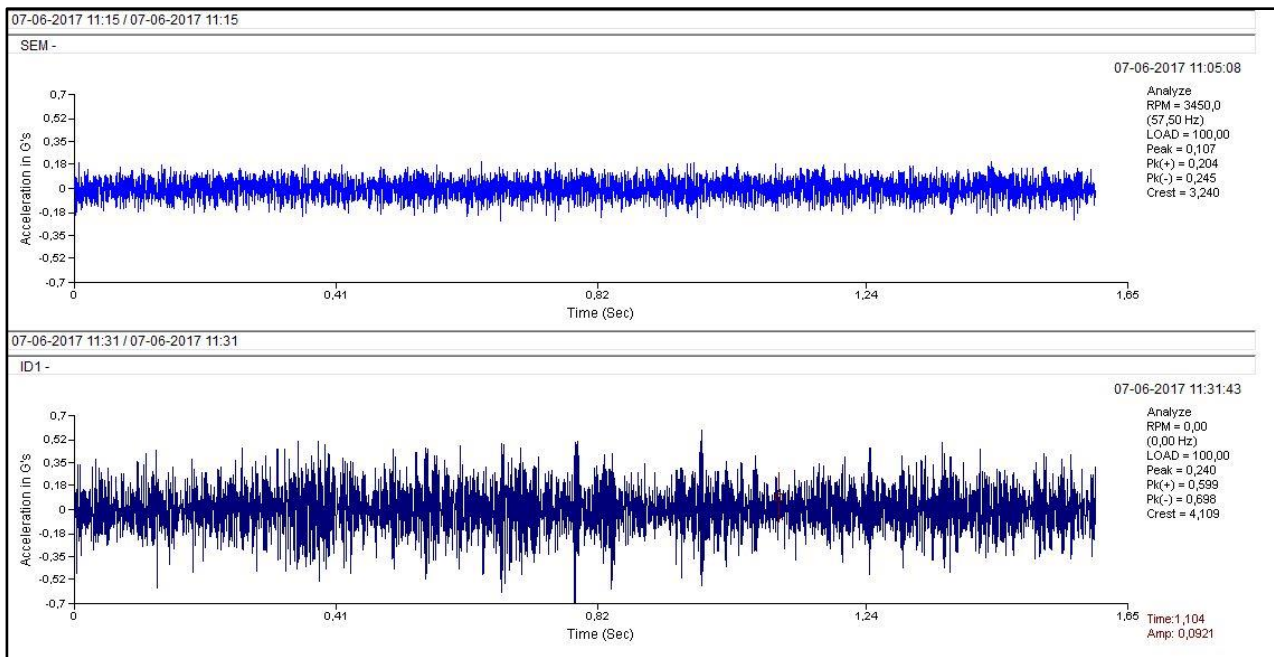


Figura 4.88 – Em cima - Sinal no tempo sem cavitação,
Em baixo – Sinal no tempo com cavitação

Analisando a figura anterior, verifica-se que, no sinal no tempo apresentado na parte inferior (com cavitação) é facilmente visível zonas onde ocorreram impactos, ao contrário do sinal no tempo superior, em que não se consegue visualizar nada.

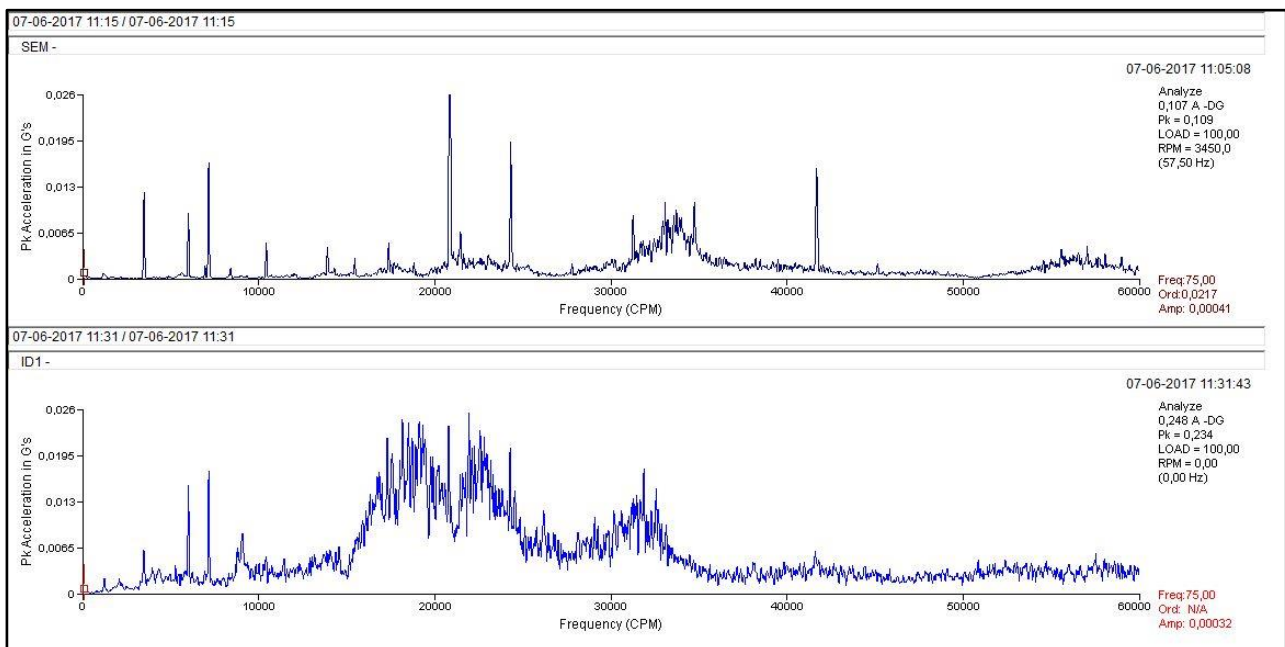


Figura 4.89 - Em cima – Espectro sem cavitação,
Em baixo – Espectro com cavitação

A cavitação gera, normalmente, vibrações de alta frequência. Esta vibração pode ser observada quando comparados os espectros apresentados na Figura 4.89, em que se verifica que no espectro inferior (com cavitação) surge uma zona com amplitudes significativas em alta frequência (por volta dos 20000 CPM), não existente no espectro superior (sem cavitação).

Aplicando a função de auto-correlação aos sinais no tempo da Figura 4.88, obtiveram-se os sinais apresentados nas Figura 4.90 e Figura 4.91. Nesses sinais, é possível observar que não existe nenhuma periodicidade.

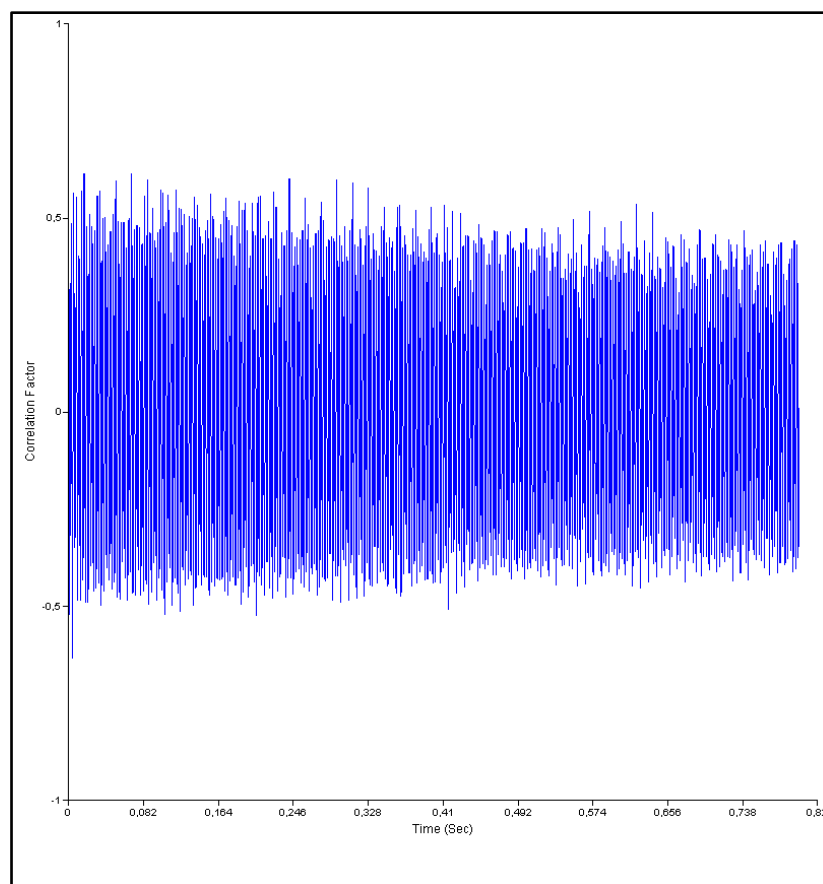


Figura 4.90 – Auto-correlação do sinal sem a bomba a cavitado

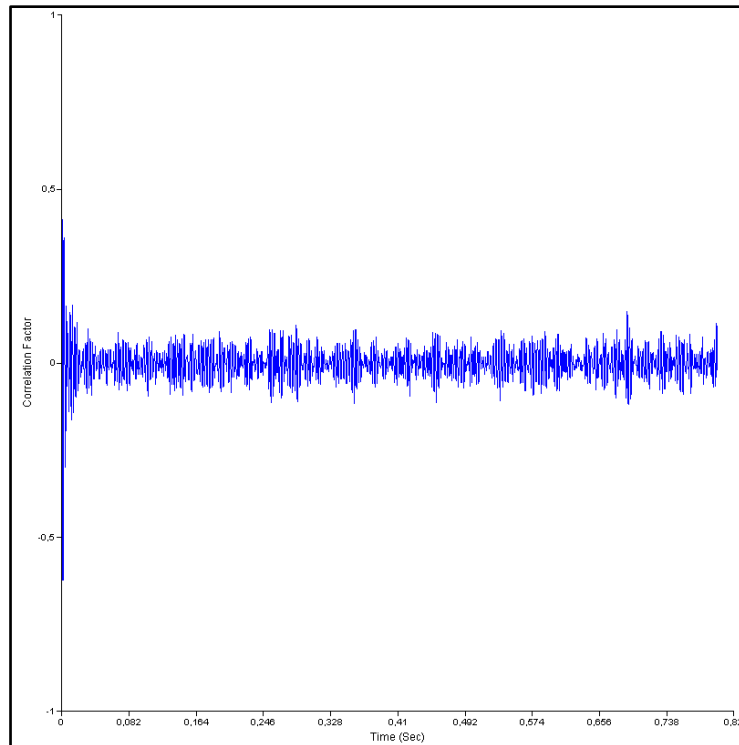


Figura 4.91 – Auto-correlação do sinal com a bomba a cavitador

4.7. *True Zoom*

4.7.1. Introdução

Muitas vezes, é necessário fazer *zoom* no espectro, com o intuito de analisar o que acontece em torno da frequência de interesse. No entanto, quando se realiza esse *zoom* em alta frequência perde-se resolução e por sua vez perde-se informação.

Desta forma, existem analisadores que disponibilizam a ferramenta chamada de *true zoom*, que permite recolher os dados em torno da frequência de interesse (chamada frequência central) com elevada resolução.

4.7.2. Descrição da técnica

True zoom é assim uma técnica de análise centrada numa gama de frequência específica. Esta permite que o utilizador defina uma frequência central e a largura de banda desejada. Largura esta que, em alguns casos, pode ser muito pequena (mais precisamente a largura de banda pode tomar valores de 60 até 600000 CPM), o que permite analisar frequências de vibração e as suas bandas laterais com elevado rigor. No que diz respeito à frequência

central, foi definido que o mínimo valor que esta poderá tomar será de 6000 CPM, surgindo assim a questão de o porquê de não se poder atribuir valores mais baixos a essa frequência. A resposta é muito simples, deve-se ao facto de até essa frequência a resolução obtida ao se utilizar uma leitura normal, sem recorrer a esta técnica, é satisfatória, ou seja, consegue-se realizar uma análise ao sinal com o rigor desejado. O contrário acontece acima dessa frequência, nomeadamente, em alta frequência, uma vez que, para se conseguir observar certos detalhes do sinal tem de se fazer zoom no espectro, o que originará uma perda de resolução neste caso, é recomendado a utilização do *true zoom*, que se irá focar na frequência desejada com uma elevada resolução.

É importante salientar que, esta técnica é utilizada preferencialmente em alta frequência e que o número de linhas é fixo e igual a 800 linhas.

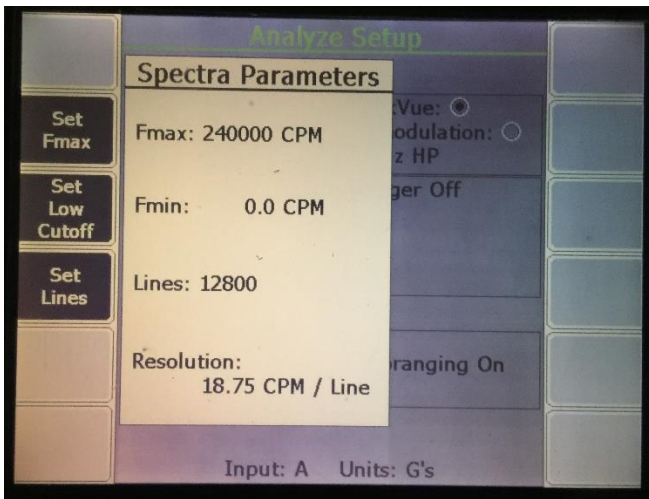


Figura 4.92 - Ilustração da resolução com $F_{min}=0$

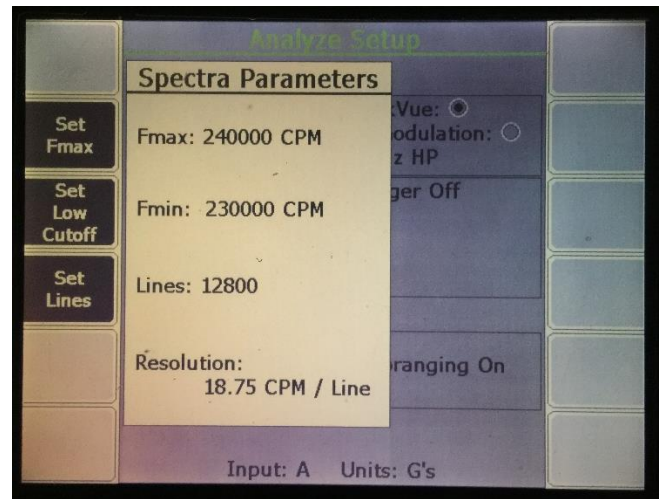


Figura 4.93 - Ilustração da resolução com $F_{min}=230000$

O primeiro impulso para contrariar a utilização desta técnica seria com o número de linhas máximo (12800 linhas), numa análise normal, definir a frequência mínima próxima da frequência máxima, para tentar aumentar a resolução (ver Figura 4.93). Por sua vez, esta simplificação não irá resolver em nada o problema da resolução, uma vez que, a frequência mínima apenas define o limite mínimo do espectro apresentado. Em relação à resolução, esta continua a ser determinada pelo quociente entre a frequência máxima e o número de linhas (equação 54). Esta afirmação, pode ser confirmada comparando as Figura 4.92 e Figura 4.93, onde se verifica que, ao se alterar a frequência mínima, a resolução continua a ser a mesma (18.75 CPM/linha).

$$Resolução = \frac{F_{m\acute{a}x}}{n^{\circ} \text{ de linhas}} = \frac{240000}{12800} = 18.75 \text{ CPM/linha} \quad (\text{Eq.76})$$

Um exemplo da aplicação desta técnica pode ser numa caixa redutora, em que se pretende analisar o sinal em redor da frequência de engrenamento, cujo veio tem uma velocidade de rotação muito inferior a essa frequência, o que implica que as bandas laterais também sejam muito próximas dessa frequência.

De modo a ilustrar a vantagem da utilização desta técnica, tem-se como base o seguinte exemplo. Considere-se que se pretende analisar o sinal à volta da frequência de engrenamento de 100000 CPM, cujo veio roda a 20 RPM, ou seja, o sinal apresentará bandas laterais espaçadas da frequência central 20 CPM. No que diz respeito à resolução efetiva necessária para se verem as bandas laterais, esta tem de ser menor ou igual à metade da frequência de espaçamento dessas bandas, ou seja, neste caso tem de ser menor ou igual que 10 CPM.

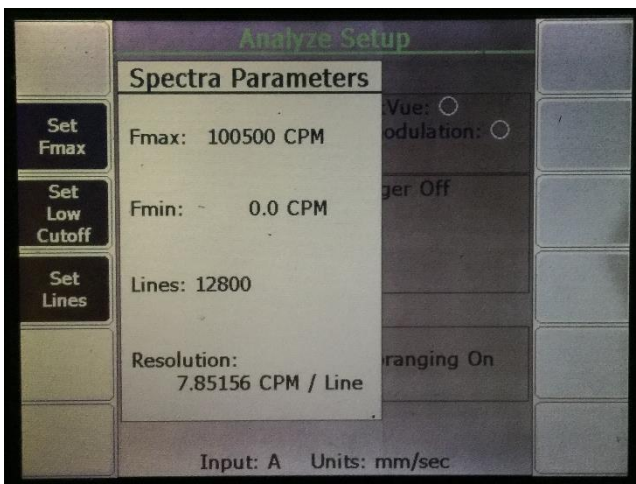


Figura 4.94 – Resolução obtida sem utilizar o true zoom

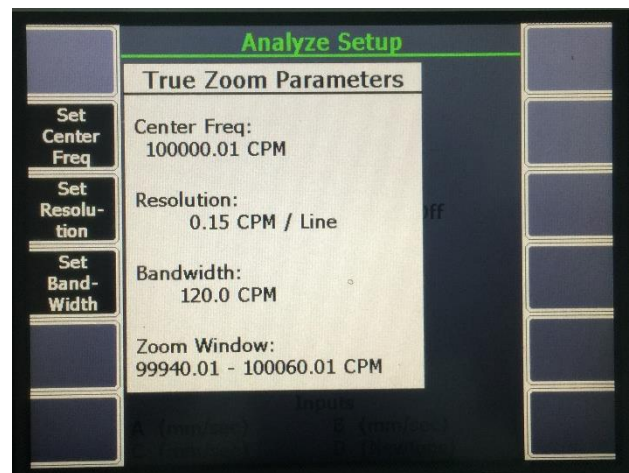


Figura 4.95 – Resolução obtida com o true zoom

Deste modo, comparou-se a resolução obtida utilizando uma leitura normal e utilizando a técnica *true zoom*, obtendo os resultados apresentados nas Figura 4.94 e Figura 4.95, respetivamente.

Para se calcular a resolução efetiva, é necessário multiplicar a resolução dada pelo fator de janela, que neste caso, como se está a utilizar a janela *hanning* é 1.5, assim obtêm-se as seguintes resoluções efetivas:

$$Res = 7.85156 \times 1.5 = 11.78 \text{ CPM/linha} \quad (\text{Eq.77})$$

$$Res_{TZ} = 0.15 \times 1.5 = 0.225 \text{ CPM/linha} \quad (\text{Eq.78})$$

Como a resolução tem de ser menor ou igual a 10 CPM, conclui-se que, só através da utilização do *true zoom*, se irá conseguir analisar as bandas laterais.

4.7.3. Equipamentos necessários e Esquema de Montagem

Tal como em outras técnicas referidas, esta técnica apenas necessita da utilização de dois equipamentos de leitura, tais como:

- Um acelerómetro;
- Um analisador.

No que diz respeito ao esquema de montagem, este é muito simples. Sendo apenas necessário colocar o acelerómetro no local desejado e depois liga-lo ao analisador. O esquema utilizado, no exemplo prático a seguir explicado, está ilustrado na Figura 4.96.

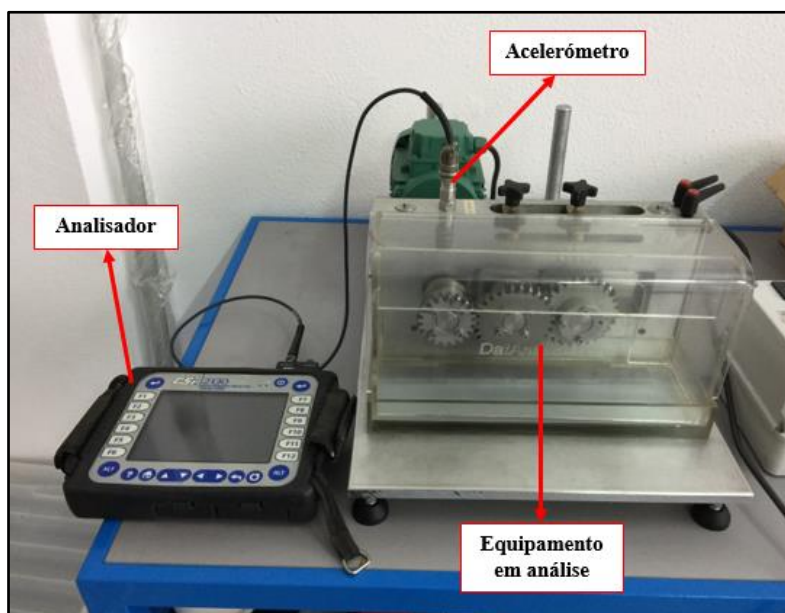


Figura 4.96 - Esquema de montagem utilizado na técnica true zoom

4.7.4. Parâmetros a definir para o ensaio

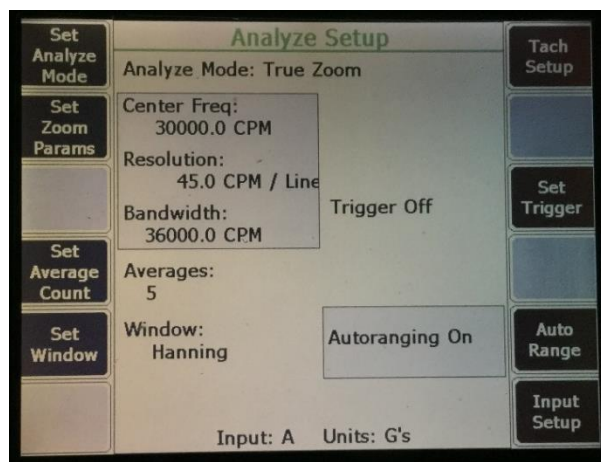


Figura 4.97 - Ilustração dos parâmetros a definir no true zoom

Para a aplicação do *true zoom*, existem parâmetros que têm de ser previamente definidos, consoante os interesses do ensaio a realizar, como se pode observar na Figura 4.97. Visto isto os parâmetros são os seguintes:

- Definir os Parâmetros do Zoom: Dentro deste tem de se definir a frequência central, que corresponde à frequência de interesse, a resolução que pode ser definida em Hz ou CPM e/ou a largura de banda (ver Figura 4.98). De salientar que, a resolução e a largura de banda funcionam em conjunto, ou seja, ao se alterar um desses parâmetros, essa alteração afeta os dois parâmetros;

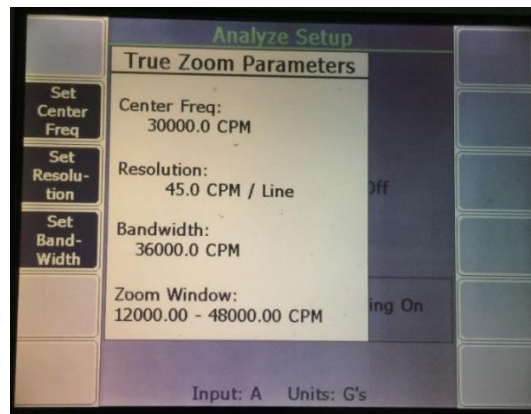


Figura 4.98 - Parâmetros de zoom

- Definição do número de médias;
- Definição do tipo de janela: neste caso é utilizada a janela *hanning*;
- Definição do *trigger*: neste caso, como se pretende que os dados sejam recolhidos a partir do momento em que se inicia o processo, o *trigger* deve estar desligado;
- Definição dos dados de entrada: configurar os canais de entrada, ou seja, o tipo de sensor e as unidades para o tipo de aquisição.

4.7.5. Processo de aquisição de dados

No que diz respeito ao processo de aquisição dos dados para a aplicação da técnica *true zoom*, este é muito simples e deve seguir os seguintes passos:

1. Colocar o acelerómetro;
2. Definir a opção *true zoom* dentro do menu *manual analyze* do analisador (Figura 4.99);
3. Definir os parâmetros desejados;
4. Iniciar medição;
5. Guardar os dados.

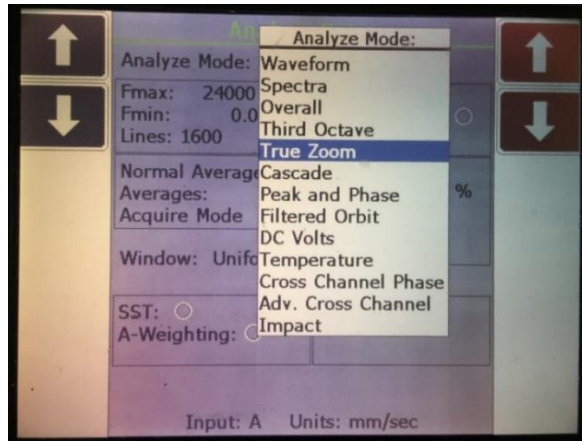


Figura 4.99 - Opção true zoom no analisador

4.7.6. Exemplo prático – caixa redutora

Tendo em conta que o modelo utilizado (ver Figura 4.96) é de pequenas dimensões, não se consegue obter frequências de engrenamento elevadas, utilizando uma baixa velocidade. Deste modo, o exemplo a seguir apresentado tem como principal função ilustrar apenas a utilização da técnica.

Para isso, colocou-se o equipamento nas mesmas condições do ensaio realizado na técnica TSA, ou seja, utilizando o mesmo acelerómetro colocou-se a trabalhar a 400 rpm, com as mesmas engrenagens, obtendo-se as mesmas frequências de engrenamento.

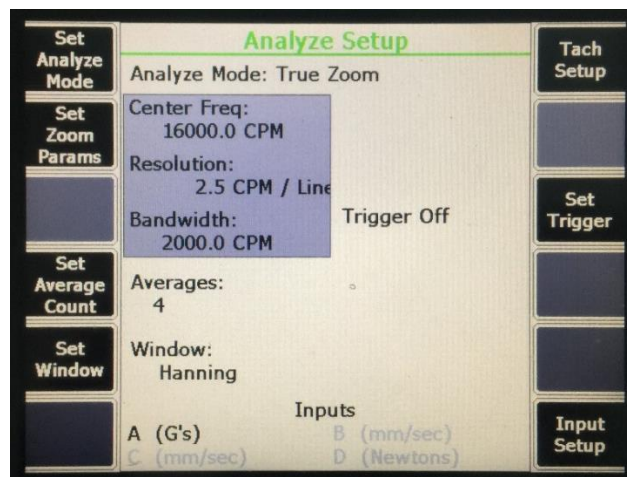


Figura 4.100 - Parâmetros utilizados no ensaio do true zoom

De seguida, aplicou-se a técnica *true zoom* com os parâmetros apresentados na Figura 4.100. Como se pode verificar, pretende-se analisar o sinal à volta da frequência de 16000 CPM (que corresponde a 2 vezes a frequência de engrenamento da primeira engrenagem) com uma largura de banda de 2000 CPM, isto porque se pretende analisar o sinal até à

segunda banda lateral e, como a velocidade de rotação é 400 RPM as bandas laterais irão surgir em torno da frequência central espaçadas de 400 CPM. Por fim, obteve-se o espectro apresentado na Figura 4.101.

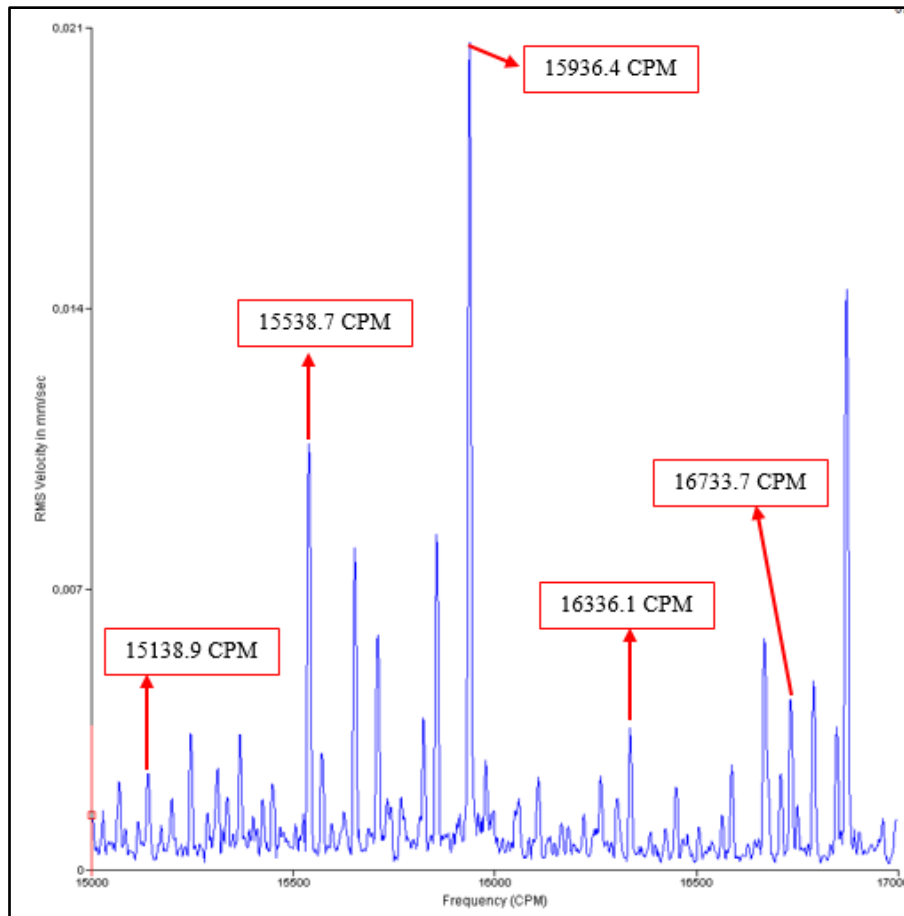


Figura 4.101 - Espectro de frequências true zoom

4.8. Comparação de resultados

Tendo em conta as técnicas estudadas anteriormente, constata-se que, as técnicas *bump test*, *impact test*, *coast down* e *run up* têm como objetivo identificar, através de métodos distintos, frequências naturais. Deste modo, e dado o facto de estas terem sido aplicadas no mesmo equipamento (barra com um motor na extremidade), optou-se por efetuar, tal como foi referido anteriormente, uma comparação dos valores obtidos experimentalmente para a frequência natural do equipamento com o valor calculado teoricamente, tendo como objetivo averiguar a confiabilidade das mesmas (ver Tabela 2). Posteriormente, será também efetuada, da mesma forma, uma comparação aos valores obtidos para o modelo da correia (ver Tabela 3), sendo que neste caso, só foram aplicadas duas técnicas uma vez que se trata de um sistema estático.

Tabela 2 - Valores obtidos para a frequência natural para o modelo barra com motor na extremidade

| Técnica utilizada | Frequência natural (CPM) | Frequência natural teórica (CPM) | Desvio (%) |
|----------------------------------|--------------------------|----------------------------------|------------|
| <i>Bump Test</i> | 788,59 | 780,65 | 1,02 |
| <i>Impact Test</i> | 778,88 | | 0,23 |
| <i>Coast Down Peak Hold</i> | 764,94 | | 2,01 |
| <i>Coast Down Peak and Phase</i> | 749,26 | | 4,02 |
| <i>Run Up Peak Hold</i> | 778,72 | | 0,25 |

Analisando a tabela anterior verifica-se que, os valores obtidos são muito próximos e quando comparados com o valor obtido teoricamente, os desvios resultantes são muito pequenos. No entanto, salta à vista um desvio mais elevado de aproximadamente 4%, resultante da técnica *coast down peak and phase*, uma das causas deste desvio pode ser a baixa sensibilidade de redução de velocidade do equipamento, uma vez que a velocidade é reduzida manualmente, com o intuito de simular a paragem progressiva do equipamento. Em relação ao melhor resultado, como era de esperar este foi obtido através da técnica *impact test*, dado esta ser a técnica mais rigorosa e também a que nos fornece mais informação, acerca do resultado obtido ser ou não válido.

Tabela 3 - Valores obtidos para a frequência natural para o modelo da correia

| Técnica utilizada | Frequência natural (CPM) | Frequência natural teórica (CPM) | Desvio (%) |
|--------------------|--------------------------|----------------------------------|------------|
| <i>Bump Test</i> | 2507,2 | 2616,88 | 4,19 |
| <i>Impact Test</i> | 2462,2 | | 5,91 |

Com a análise da Tabela 3 verifica-se que, existe algum desvio quando comparados os valores experimentais com o valor teórico, mas que os valores experimentais são muito próximos. No que diz respeito ao desvio em relação ao valor teórico, pode-se afirmar que, este se deve ao facto de, ao se efetuar a medição se ter colocado o acelerómetro em cima da correia, o que aumentou a sua massa e, por consequência, a frequência obtida é menor que a calculada.

5. Conclusão

O trabalho desenvolvido centrou-se no estudo teórico de técnicas avançadas de análise de vibrações e, posterior aplicação das mesmas em modelos didáticos, com o objetivo de exemplificar a sua utilização, tendo como base o analisador CSI 2140.

Após a introdução e exposição dos conceitos gerais, passou-se para as técnicas avançadas, a sua descrição e parâmetros necessários definir para a sua aplicação. O passo seguinte consistiu num conjunto de ensaios, em que foram estudados vários casos consoante a técnica a aplicar.

No que diz respeito às técnicas referentes à identificação da frequência natural do equipamento (*bump test*, *impact test*, *coast down*, *run up*), os resultados foram bastante aceitáveis. Como se pode verificar nas comparações efetuadas no subcapítulo 4.8, onde se pode verificar que os desvios rondam os 4% ou menos, valores considerados bastante aceitáveis.

O mesmo se verificou nas técnicas TSA e *true zoom*, uma vez na TSA conseguiu-se isolar, tanto as vibrações referentes a uma engrenagem num modelo de uma caixa redutora, como também, no modelo da ventoinha. Já no *true zoom*, apesar das limitações do modelo da caixa redutora, conseguiu-se ilustrar as vantagens da utilização da mesma.

Finalmente, através dos ensaios realizados para demonstrar a utilização da técnica de auto-correlação foi possível mostrar vários exemplos de defeitos em que os sinais são periódicos (defeitos em rolamentos e um defeito numa engrenagem de uma caixa redutora) assim como, foi também possível mostrar um exemplo de um sinal não periódico (cavitação de uma bomba).

Após isto é possível afirmar que os resultados obtidos ilustram da melhor maneira possível a aplicação das referidas técnicas. Conseguindo assim, obter os melhores resultados, de modo a exemplificar a utilização de cada uma destas.

Durante a conceção deste trabalho surgiram alguns problemas, dos quais se destacam: a pesquisa bibliográfica, devido à dificuldade de encontrar fontes bibliográficas, que abordem as referidas técnicas; a disponibilidade dos equipamentos necessários para a

aplicação destas técnicas e também o período necessário à aprendizagem, de como funcionam os equipamentos de recolha de dados.

Considerando a experiência obtida com os levantamentos efetuados e cruzando essa informação com as conclusões obtidas, é possível tirar algumas vantagens e desvantagens acerca da utilização destas técnicas.

Vantagens:

- São técnicas rápidas de aplicar no terreno;
- Algumas das técnicas permitem retirar conclusões no local da recolha;
- Permitem gravar os sinais recolhidos para posterior tratamento e análise. Permitindo efetuar análises no domínio do tempo e da frequência. Como foi visto anteriormente, em alguns casos, foi feita uma análise em termos de frequência, mas a forma de onda ajudou a validar essa análise.

Desvantagens:

- A mais importante, prende-se com o facto de ser necessário um técnico com formação para aplicar as técnicas, uma vez que, necessita de saber o problema a identificar e, assim escolher qual a técnica que mais se adequa;
- A necessidade de escolher os parâmetros de leitura corretos, pois uma má definição destes poderá invalidar a leitura.

Sugestões para trabalhos futuros

Uma continuação interessante para este trabalho, seria a recolha de sinais através da aplicação destas técnicas em equipamentos inseridos em ambiente industrial. Sendo assim possível verificar o comportamento das mesmas, quando aplicadas em equipamentos “reais” e verificar se os resultados obtidos são igualmente positivos.

Bibliografia

- Aherwar, A. & Khalid, S., 2012. Vibration analysis techniques for gearbox diagnostic: A review. *International Journal of Advanced Engineering Technology*, 3(2), pp.4–12.
- Almeida, L.B. De, 2011. Resposta no tempo de sistemas de primeira e de segunda ordem só com pólos. *Tempo*, pp.1–11.
- Avitable, P., 2001. Experimental Modal Analysis. *Sound and Vibration*, (January), pp.1–11.
- Blaquez, R. & Barbosa, J.C., 2015. Manutenção preditiva por análise de vibrações. , p.190p.
- Brito, M., 2003. Manual Pedagógico PRONACI Manutenção. , p.28.
- C., H., A., P. & C.M., H., 2001. *Harris's Shock and Vibration Handbook* 5th ed. McGraw-Hill, ed.,
- Combet, F. & Gelman, L., 2007. An automated methodology for performing time synchronous averaging of a gearbox signal without speed sensor. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 21(6), pp.2590–2606.
- Emerson, 2011a. CSI 2140 Machinery Health Analyzer. *October*, (October).
- Emerson, 2011b. Machinery Health TM Management CSI 2130 Machinery Health Analyzer.
- Emerson, 2014. Machinery Health Management, Impact Hammer. , (April).
- Kardec, A. & Nascif, J., 2010. *Manutenção - Função Estratégica* 3rd ed. Q. Editora Ltd, ed.,
- LDS-Dactron, 2003. Basics of Structural Vibration Testing and Analysis. , 1, pp.1–16.
- Leidolf, M. & Noskievicova, D., 2013. Analysis of Maintenance Data in Terms of Possible Application of Spc. *Metal 2013: 22Nd International Conference on Metallurgy and Materials*, pp.1977–1981.
- Marcorin, W.R. & Lima, C.R.L., 2003. Análise dos Custos de Manutenção e de Não-manutenção de Equipamentos Produtivos. *Revista de Ciência & Tecnologia*, 11(22), pp.35–42.

- Mobley, R.K., 2002. *An Introduction to Predictive Maintenance* 2nd ed. B. Heinemann, ed.
- Mobley, R.K., Wikoff, D.J. & Higgins, L.R., 2008. *Maintenance Engineering Handbook* 7th ed. T. McGraw-Hill Companies, ed.,
- Olshausen, B.A., 2000. Aliasing. *October*, pp.1–6.
- Rahman, A.G.A., Chao, O.Z. & Ismail, Z., 2011. Effectiveness of Impact-Synchronous Time Averaging in determination of dynamic characteristics of a rotor dynamic system. *Measurement: Journal of the International Measurement Confederation*, 44(1), pp.34–45.
- Randall, R.B., 2011. *Vibration-based Condition Monitoring* J. W. & Sons Ltd, ed.,
- Rao, S.S., 2010. *Mechanical Vibrations* 5th ed. Pearson, ed.,
- Roque, A.A., 2007. *Curso de Tensão em Correias e Alinhamento de Polias*,
- Roque, A.A., Introdução à Manutenção Condicionada e Análise de Vibrações.
- Scheffer, C. & Girdhar, P., 2004. *Machinery Vibration Analysis & Predictive Maintenance* Newnes, ed.,
- Sequeira, C., 2013. Sensores para medições de Vibrações Mecânicas – Acelerómetros. *Revista Manutenção*, 116, pp.4–6.
- Sinha, J.K., 2015. *Vibration Analysis, Instruments, and Signal Processing* T. & Francis Group, ed.,

Anexos

ANEXO I – Informação técnica do equipamento de medição CSI 2140 da Emerson

ANEXO II – Informação técnica da acelerómetro A0760GP

ANEXO III – Informação técnica da acelerómetro 732A/732AT

ANEXO IV – Informação técnica da acelerómetro 726/726T

ANEXO I – Informação técnica do equipamento de medição CSI 2140 da Emerson

CSI 2140 Machinery Health Analyzer

Product Data Sheet
April 2016

CSI 2140 Machinery Health Analyzer

- Easy data collection and powerful analysis tools in a single unit
- Four-channel data collection for faster route completion and advanced diagnostics
- Embedded Intelligence guides test set up and data analysis
- Ergonomically designed to improve usability in the field
- Convenient uploading of data wirelessly to AMS Suite from the field



The CSI 2140 Machinery Health Analyzer is best in class for speed and performance in vibration data collection and field analysis.

Overview

In today's economy, plants are continually looking for ways to remain competitive in the market place. For maintenance departments, this often translates into fewer staff and smaller budgets. In this do-more-with-less environment, maintenance personnel can't afford to continuously chase the next breakdown. They need to quickly and accurately identify developing faults and determine the root cause of the machinery problem so it can be fixed.

The CSI 2140 is the next generation in a family of industry-leading vibration analyzers and data collectors from Emerson. As with previous models, the CSI 2140 can provide:

- Route vibration collection
- Advanced vibration analysis
- Cross-channel analysis
- Transient analysis
- Dynamic balancing
- Motor monitoring
- ODS modal analysis

In addition to providing fast, actionable information, an effective solution must take advantage of modern communication and interface innovations that make tasks easier and more intuitive. Emerson's CSI 2140 Machinery Health Analyzer was designed specifically with these goals in mind.

Wirelessly upload route data and corrective maintenance jobs from the field to AMS Suite: Machinery Health Manager for analysis and reporting. AMS Machinery Manager integrates data from multiple technologies, including vibration, oil analysis, thermography, and balancing into a single database. Alerts generated by AMS Machinery Manager can be exported automatically to AMS Suite: Asset Performance Management where they are combined with alerts from other plant assets to provide a unified view of your plant's health. Together, the CSI 2140 and AMS Suite deliver the predictive intelligence necessary for increasing availability and reliability in the plant.



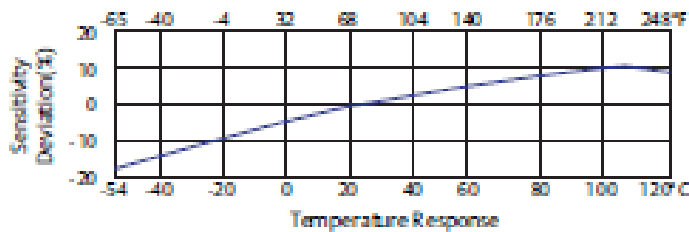
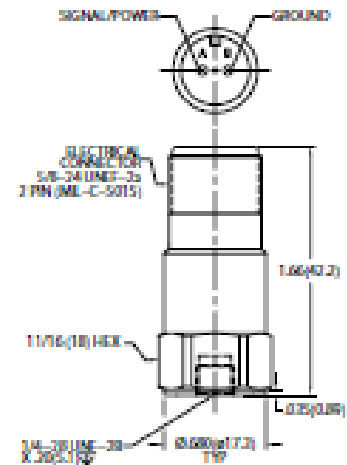
ANEXO II – Informação técnica da acelerómetro A0760GP

A0760GP

Specifications Sheet
June 2017

Industrial Accelerometer

| Dynamic Performance | |
|------------------------------------|--|
| Sensitivity ($\pm 3\%$) | 100 mV/g (10.2 mV/m/s ²) |
| Measurement Range | ± 50 g (± 490 m/s ²) |
| Frequency Range (± 3 dB) | 0.50 to 10,000 Hz (30 to 600,000 cpm) |
| Mounted Resonant Frequency | 25 kHz Nominal |
| Amplitude Linearity | $\pm 1\%$ (0 Based Straight Line Method) |
| Transverse Sensitivity | $\pm 7\%$ |
| Environmental | |
| Shock Limit | 5,000g pk (49,050 m/s ²) |
| Temperature Range | -54 to 121°C (-65 to 250°F) |
| Temperature Response | See Graph |
| Sealing | Welded Hermetic |
| Electrical | |
| Settling Time | ± 2 sec (Within 1% of Bias) |
| Discharge Time Constant | ≈ 0.7 sec |
| Excitation Voltage | 18 to 28 VDC |
| Constant Current | 2 to 20 mA |
| Output Impedance | <200 ohms |
| Output Bias | 8 to 12 VDC |
| Broadband Resolution (1 to 10 kHz) | 350 μ g (3,434 μ m/s ²) Electrical Noise |
| Case Isolation | >10 ⁸ ohms |



AMS


EMERSON.

| Mechanical | |
|----------------------------|------------------------------|
| Weight | 31 grams (1.1 oz) |
| Mounting Thread | 1/4-28 UNF-2B |
| Mounting Torque | 2 to 3 lb ft (2.7 to 6.8 Nm) |
| Sensor Element / Geometry | Ceramic / Shear |
| Case Material | Stainless Steel |
| Connector Type (Top) | MIL-C-5015, 2 Pin |
| Supplied Accessories | |
| Multiple Point Calibration | |
| 1/4-28 Mounting Stud | |

Emerson
 Reliability Solutions
 875 Innovation Drive
 Knoxville, TN 37932
 ☎+1 865 675 2400

© www.emerson.com/ams

©2017, Emerson. All rights reserved.

The Emerson logo is a trademark and service mark of Emerson Electric Co. All other marks are the property of their respective owners.

The contents of this publication are presented for informational purposes only, and while every effort has been made to ensure their accuracy, they are not to be construed as warranties or guarantees, express or implied, regarding the products or services described herein or their use or applicability. All sales are governed by our terms and conditions, which are available on request. We reserve the right to modify or improve the design or specifications of our products at any time without notice.

AMS



EMERSON

ANEXO III – Informação técnica da acelerómetro 732A/732AT



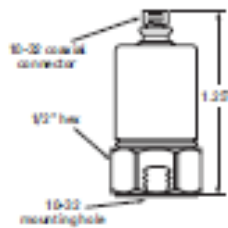
MEGGITT



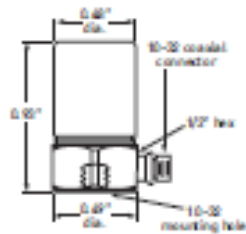
Wilcoxon Research model 732A/732AT High frequency accelerometer

Features

- Wide dynamic range
- Compact construction to fit in tight spaces
- Wide frequency range



Model 732AT



Model 732A

Dynamic

| | |
|-------------------------------|-----------------|
| Sensitivity, $\pm 5\%$, 25°C | 10 mV/g |
| Acceleration range | 500 g peak |
| Amplitude nonlinearity | 1% |
| Frequency response | |
| $\pm 5\%$ | 2.0 - 15,000 Hz |
| ± 3 dB | 0.5 - 25,000 Hz |
| Resonance frequency | 60 kHz |
| Transverse sensitivity, max. | 7% of axial |
| Temperature response | |
| -50°C | -10% |
| +120°C | -5% |

Electrical

| | |
|-----------------------------------|----------------|
| Power requirement: voltage source | 18 - 30 VDC |
| current regulating diode | 2 - 10 mA |
| Electrical noise, equiv. g. | |
| Broadband 2.5 Hz to 25 kHz | 200 μ g |
| Spectral | |
| 10 Hz | 20 μ g/√Hz |
| 100 Hz | 3 μ g/√Hz |
| 1,000 Hz | 2 μ g/√Hz |
| 10,000 Hz | 2 μ g/√Hz |
| Output impedance, max. | 100 Ω |
| Bias output voltage | 10 VDC |
| Grounding | case grounded |

Environmental

| | |
|---------------------------------------|-----------------------|
| Temperature range | -50°C to 120°C |
| Vibration limit | 500 g peak |
| Shock limit | 5,000 g peak |
| Electromagnetic sensitivity, equiv. g | 100 μ g/gauss |
| Base strain sensitivity | 0.005 g/ μ strain |

Physical

| | |
|------------------------|---------------------------|
| Sensing element design | PZT ceramic / compression |
| Weight | 13 grams |
| Material | 316L stainless steel |
| Mounting | 10-32 tapped hole |
| Output connector | 10-32 coaxial |
| Mating connector | R1 |
| Recommended cabling | J93 |

| Connector Pin | Function | Cable conductor |
|---------------|----------------|-----------------|
| Shell | common | shield |
| Pin | power / signal | center |

Accessories supplied: SFT mounting stud (International customers specify mounting requirements), calibration data (level 3).

Meggitt Sensing Systems
20511 Seneca Meadows Parkway
Germantown, MD 20876
USA

Tel: 301 330 8811
Fax: 301 330 8873
Email: wilcoxon@meggitt.com

www.meggitt.com

MEGGITT
smart engineering for
extreme environments

10000 00000 0/11

Due to continual research and product development, Meggitt Sensing Systems reserves the right to amend this specification without notice. Cleared for public release.

ANEXO IV – Informação técnica da acelerómetro 726/726T



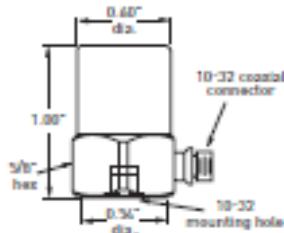
Wilcoxon Research

Models 726/726T Small size piezoelectric accelerometers

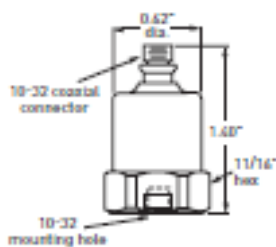


Features

- Wide frequency range
- Low noise floor
- Hermetically designed
- Temperature compensated
- Wide dynamic range
- Small size, lightweight
- Reverse wiring protection



Model 726



Model 726T

Dynamic

| | |
|---------------------------------------|-----------------|
| Sensitivity, ±5%, 25°C | 100 mV/g |
| Acceleration range | 80 g peak |
| Amplitude nonlinearity | 1% |
| Frequency response: | |
| ±5 % | 2.0 - 10,000 Hz |
| ±10 % | 1.0 - 12,000 Hz |
| ±3 dB | 0.6 - 15,000 Hz |
| Resonance frequency, mounted, nominal | 32 kHz |
| Transverse sensitivity, max. | 5% of axial |
| Temperature response: | |
| -50°C | -10% |
| +120°C | +5% |

Electrical

| | |
|--------------------------------------|---------------|
| Power requirement: voltage source | 18-30 VDC |
| current regulating diode | 2 - 10 mA |
| Electrical noise, equiv. g, nominal: | |
| Broadband 2.5 Hz to 25 kHz | 60 µg |
| Spectral 10 Hz | 8.0 µg/√Hz |
| 100 Hz | 0.8 µg/√Hz |
| 1,000 Hz | 0.3 µg/√Hz |
| 10,000 Hz | 0.2 µg/√Hz |
| Output impedance, max. | 1000 |
| Bias output voltage, nominal | 12 VDC |
| Grounding: | |
| Model 726 (side connector) | case grounded |
| Model 726T (top connector) | base isolated |

Environmental

| | |
|-------------------------------------|-----------------|
| Temperature range | -50 to 120°C |
| Vibration limit | 500 g peak |
| Shock limit | 5,000 g peak |
| Electromagnetic sensitivity @ 60 Hz | 60 µg/gauss |
| Base strain sensitivity | 0.002 g/µstrain |

Physical

| | |
|-------------------|----------------------|
| Weight: Model 726 | 30 grams |
| Model 726T | 34 grams |
| Case material | 316L stainless steel |
| Mounting | 10-32 tapped hole |
| Output connector | 10-32 coaxial |
| Mating connector | R1 |
| Recommended cable | J50 |

Accessories supplied: SF1 mounting stud, calibration data (Level 3)
 Accessories available: R1-2-J50-10 cable assembly, magnetic mounting bases, SF5 cementing studs, SF4 isolation mounting bases, power supplies, amplifiers, signal conditioners

Wilcoxon Research Inc
 20511 Service Meadows Parkway
 Germantown, MD 20876
 USA

Tel: 301 330 8811
 Fax: 301 330 8873
 Email: wilcoxon@meggitt.com

www.meggitt.com

MEGGITT
 smart engineering for
 extreme environments
 1000 Rev. H.3 12/07

Due to continued research and product development, Wilcoxon Research reserves the right to amend this specification without notice.