



# ESCOLA NAVAL



*talant de bi-faire*

**Pedro Lopes dos Santos**

## **Identificação de dano em rolamentos de esferas**

**Dissertação para obtenção do grau de Mestre em Ciências Militares Navais, na  
especialidade de Engenharia Naval – Ramo de Mecânica**



**Alfeite**

**2023**



# ESCOLA NAVAL



*talant de biẽfaire*



**ASPOF EN-MEC Lopes dos Santos**

**Identificação de dano em rolamentos de esferas**

**Dissertação para obtenção do grau de Mestre em Ciências Militares Navais, com  
especialização em Engenharia Naval – Ramo de Mecânica**

Orientação de: Prof. Hugo Filipe Diniz Policarpo

O Aluno Mestrando

O Orientador

---

ASPOF EN-MEC Lopes dos Santos

---

Professor Hugo Filipe Diniz Policarpo

**Alfeite**  
**2023**



*" Persistence is the path to success. "* – Charles Chaplin



## Agradecimentos

Aos meus professores, oficiais, sargentos e praças que me acompanharam durante o período de escola naval e me enriqueceram enquanto aluno e principalmente militar municiando-me de ferramentas para as futuras funções que irei empenhar.

Aos meus camaradas do curso Contra-Almirante Manuel Armando Ferraz com quem partilhei a nossa casa mãe onde vivemos inúmeras experiências e sentimentos. Aos meus camaradas de classe com quem cresci enquanto engenheiro e pessoa, obrigado.

Sr. Professor Hugo Policarpo, obrigado por ter aceitado orientar-me neste desafio e por ter atendido a todas as dúvidas e dificuldades que se cruzaram nesta minha jornada.

Sr. Professor Chedas Sampaio, agradeço todo o tempo e material que disponibilizou para me auxiliar neste trabalho, sem a sua presença e dedicação esta última etapa seria certamente mais difícil de cumprir.

Quero deixar a minha palavra de apreço ao departamento de propulsão e energia da guarnição da Fragata Bartolomeu Dias, que se mostrou disponível e me orientou nos primórdios deste documento. Obrigado à SKF Portugal pelo material fornecido e particularmente obrigado ao Engenheiro Mecânico Marco Silva da empresa *Lusamar*, à sua restante equipa, que gentilmente me disponibilizou as suas instalações, toda a maquinaria necessária e principalmente o seu tempo com a sua experiência e sabedoria.

Ao Sr. Hélder Ferreira do GAV que me acolheu no seu gabinete esclarecendo-me em tópicos sobre a nossa instituição.

Obrigado ao Sr. Professor Luís Mendonça pela visita às instalações da Escola Náutica e ao Técnico de Eletricidade Celso Pereira da KTL pela ajuda e partilha de conhecimento.

Em especial, quero dedicar esta dissertação de mestrado à minha mãe, que me tornou no homem que sou hoje.

## **Abstract**

Ball bearings are a crucial element in the construction of rotating equipment that is widely used in various civil and military industries.

Like any other piece of mechanical equipment, it suffers the wear and tear inherent to its operation which, without proper maintenance, can lead to damage to its components, thus compromising correct operation or even damaging the machine on which it is mounted.

The main objectives of this dissertation are to study, analyze, detect and diagnose faults in bearings using vibration signals acquired computationally and from an experimental fault simulation workbench designed by the author.

Initially, material was gathered to provide a theoretical approach to single row radial ball bearings, identifying the components that constitute them as well as their functions and applicability in different industries and for the navy.

Several examples are given of the damage that most frequently occurs during bearing operation and how it can be detected at an early stage using the crest factor and global level parameters and diagnosing it using techniques that involve amplitude modeling of the vibration signal, such as the envelope technique and the Hilbert transform.

The diagnoses obtained from the reading of the various tests carried out on the experimental workbench with bearings with damage to their raceways were successful, and the presence of their failure frequencies was evident.

This document opens new opportunities for scientific study. Using the experimental damage simulation workbench, it is possible to diagnose faults of other kinds or study the influence of loads and speed variations on damaged bearings.

**Keywords:** Ball bearings, rotating machinery, diagnosis, detection, damage, envelope, Hilbert.



## Resumo

Os rolamentos de esferas são um elemento crucial na constituição de equipamentos com características rotativas vastamente utilizados nas diferentes indústrias civis e militares. Como qualquer outro equipamento mecânico, sofre o desgaste inerente ao seu funcionamento que sem a manutenção adequada pode originar danos nos seus constituintes, comprometendo assim o correto funcionamento ou mesmo danificar a máquina na qual está montado.

A presente dissertação assume como objetivos principais o estudo, análise, detecção e diagnóstico de falhas em rolamentos por meio de sinais vibratórios adquiridos computacionalmente e a partir de uma bancada experimental de simulação de falhas concebida pelo autor.

Inicialmente é recolhido material para se efetuar uma abordagem teórica no âmbito dos rolamentos radiais de uma carreira de esferas, identificando os componentes que o constituem assim como as suas funções e aplicabilidade nas diferentes indústrias e para a marinha. São expostos vários exemplos dos danos que mais frequentemente surgem durante o funcionamento dos rolamentos e de que forma se consegue detetar de forma precoce através dos parâmetros do fator de crista e nível global e diagnosticá-los por meio de técnicas que envolvem a modelação em amplitude do sinal vibratório, como a técnica da envolvente e transformada de Hilbert.

Os diagnósticos obtidos para a leitura dos vários ensaios realizados na bancada experimental com rolamentos com danos nas respetivas pistas foram bem conseguidos sendo evidente a presença das suas frequências de falha.

A partir deste documento surgem novas oportunidades de estudo científico, utilizando a bancada experimental de simulação de danos é possível diagnosticar falhas de outras naturezas ou estudar a influência de cargas e variações de velocidade em rolamentos danificados.

Palavras-chave: Rolamentos de esferas, máquinas rotativas, diagnóstico, detecção, dano, envelope, Hilbert.



# Índice

|                                                                         |            |
|-------------------------------------------------------------------------|------------|
| <b>Agradecimentos .....</b>                                             | <b>iv</b>  |
| <b>Abstract.....</b>                                                    | <b>v</b>   |
| <b>Resumo .....</b>                                                     | <b>vii</b> |
| <b>Índice .....</b>                                                     | <b>ix</b>  |
| <b>Índice de abreviaturas, siglas e acrónimos.....</b>                  | <b>xi</b>  |
| <b>Índice de figuras .....</b>                                          | <b>xii</b> |
| <b>Índice de tabelas.....</b>                                           | <b>xv</b>  |
| <b>1. Introdução .....</b>                                              | <b>1</b>   |
| 1.1. Motivação .....                                                    | 2          |
| 1.2. Identificação do problema .....                                    | 3          |
| 1.3. Objetivos .....                                                    | 3          |
| 1.4. Estrutura da Dissertação.....                                      | 4          |
| <b>2. Fundamentos .....</b>                                             | <b>5</b>   |
| 2.1. Rolamentos de esferas.....                                         | 5          |
| 2.1.1. Anatomia de um rolamento radial de uma carreira de esferas ..... | 7          |
| 2.1.2. Principais funções de um rolamento .....                         | 10         |
| 2.1.3. Aplicações .....                                                 | 16         |
| 2.2. Identificação de danos em rolamentos de esferas.....               | 18         |
| 2.2.1. Frequências de falha de rolamentos .....                         | 26         |
| 2.3. Técnicas de deteção e diagnóstico de danos em rolamentos.....      | 28         |
| 2.3.1. Nível global.....                                                | 28         |
| 2.3.2. Fator de crista .....                                            | 31         |
| 2.3.3. Análise da envolvente.....                                       | 31         |
| 2.3.3.1. Envelope.....                                                  | 32         |
| 2.3.3.2. Envelope pela Transformada de Hilbert .....                    | 33         |
| 2.4. Toleranciamento dimensional e ajustamentos em rolamentos.....      | 36         |
| <b>3. Trabalho desenvolvido .....</b>                                   | <b>39</b>  |
| 3.1. Mostruário .....                                                   | 39         |
| 3.2. Bancada de simulação .....                                         | 39         |
| 3.2.1. Esquemas e materiais .....                                       | 40         |
| 3.2.2. Montagem dos componentes.....                                    | 55         |

|           |                                                                                          |           |
|-----------|------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| 3.3.      | Medição e análise de vibrações .....                                                     | 58        |
| 3.3.1.    | Verificação das frequências de falha do rolamento 6301 .....                             | 58        |
| 3.3.2.    | Validação numérica dos parâmetros de detecção e diagnóstico de falhas em rolamentos..... | 60        |
| 3.3.3.    | Aquisição de dados – Acelerómetro .....                                                  | 64        |
| 3.3.4.    | Ensaio experimental – Bancada de simulação.....                                          | 65        |
| 3.3.1.    | Verificação dos parâmetros de detecção e diagnóstico de falhas em rolamentos.....        | 67        |
| <b>4.</b> | <b>Apresentação, tratamento e discussão dos resultados .....</b>                         | <b>69</b> |
| 4.1.      | Mostruário .....                                                                         | 69        |
| 4.2.      | Bancada experimental de simulação de danos .....                                         | 69        |
| 4.3.      | Medição e análise de vibrações .....                                                     | 69        |
| 4.3.1.    | Dano na pista interior .....                                                             | 70        |
| 4.3.2.    | Dano na pista exterior .....                                                             | 71        |
| 4.3.3.    | Dano no elemento rolante.....                                                            | 73        |
| 4.3.4.    | Dano na gaiola .....                                                                     | 75        |
| <b>5.</b> | <b>Considerações finais .....</b>                                                        | <b>78</b> |
| 5.1.      | Conclusão .....                                                                          | 78        |
| 5.2.      | Lições aprendidas.....                                                                   | 79        |
| 5.3.      | Trabalhos futuros .....                                                                  | 80        |
|           | <b>Bibliografia .....</b>                                                                | <b>81</b> |

## **Índice de abreviaturas, siglas e acrónimos**

RER: Rolamentos de esferas

AE: Anel exterior

AI: Anel interior

G: Gaiola

CR: Corpos Rolantes

FFT: Fast Fourier Transform

PGM: plano de gestão da manutenção

GAV: Gabinete de avaliação

CAD: Computed Aid design

RMS: Root mean square

EHL: Elastohydrodynamic Lubrication

FC: Fator de crista

NG: Nível global

TE: Técnica da envolvente

TH: Transformada de Hilbert

## Índice de figuras

|                                                                                                                                                                                                                   |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 1 – Tipos de rolamentos de esferas: a) de uma carreira (Single Row), b) de contacto angular de esferas (Angular contact), c) de duas carreiras (Double row), d) axial (Ball thrust) Fonte: SKF (2023)..... | 5  |
| Figura 2 – Geometria de um rolamento de esferas Fonte: ISSO 5593.....                                                                                                                                             | 7  |
| Figura 3 – Rolamento de esferas radial .....                                                                                                                                                                      | 9  |
| Figura 4 – Rolamento de rolos radial .....                                                                                                                                                                        | 9  |
| Figura 5 – Representação do fluxo inverso de lubrificante no interior das pistas Fonte: catálogo SKF.....                                                                                                         | 13 |
| Figura 6 – Momento de atrito de um rolamento em função da velocidade de rotação e da viscosidade Fonte: catálogo SKF .....                                                                                        | 14 |
| Figura 7 – Filme lubrificante nos locais de contacto Fonte: catálogo SKF .....                                                                                                                                    | 15 |
| Figura 8 – Tipos de direções de cargas sentidas num rolamento .....                                                                                                                                               | 16 |
| Figura 9 – SKF Microlog Analyzer GX.....                                                                                                                                                                          | 18 |
| Figura 10 – Evolução do fenómeno de spalling ou flaking .....                                                                                                                                                     | 19 |
| Figura 11 – Exemplo de carga excessiva no anel interior Fonte: Barden.....                                                                                                                                        | 20 |
| Figura 12 – Anel interior termicamente afetado Fonte: Barden.....                                                                                                                                                 | 21 |
| Figura 13 – Brinelling falso Fonte: Barden .....                                                                                                                                                                  | 22 |
| Figura 14 – Brinelling verdadeiro Fonte: Barden .....                                                                                                                                                             | 22 |
| Figura 15 – Exemplos de fadiga .....                                                                                                                                                                              | 22 |
| Figura 16 – Resultado da contaminação no anel interior Fonte: Timken .....                                                                                                                                        | 23 |
| Figura 17 – Exemplo de falha por lubrificação Fonte: Barden .....                                                                                                                                                 | 24 |
| Figura 18 – Exemplo de corrosão no anel exterior Fonte: Barden .....                                                                                                                                              | 25 |
| Figura 19 – ilustração do desgaste largo e oblíquo nas pistas do rolamento .....                                                                                                                                  | 25 |
| Figura 20 - características funcionais de um rolamento radial .....                                                                                                                                               | 27 |
| Figura 21 - valores de pré-alarme e alarme para o nível global (mm/s) .....                                                                                                                                       | 30 |
| Figura 22 - Diferentes fontes de vibração num sistema .....                                                                                                                                                       | 30 |
| Figura 23 - Representação gráfica do fator de crista .....                                                                                                                                                        | 31 |
| Figura 24 - FFT de um sinal .....                                                                                                                                                                                 | 32 |
| Figura 25 - Técnica do envelope .....                                                                                                                                                                             | 33 |
| Figura 26 – Transformada de Hilbert.....                                                                                                                                                                          | 34 |

|                                                                                   |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 27 – Sinal harmónico modulado em amplitude .....                           | 34 |
| Figura 28 - Ajustamento com folga .....                                           | 37 |
| Figura 29 - Ajustamento com pressão ou aperto .....                               | 38 |
| Figura 30 - Ajustamento em transição ou incerto .....                             | 38 |
| Figura 31 –Bancada simuladora de falhas em rolamentos da Spectra Quest.....       | 40 |
| Figura 32 – Modelo conceptual da banca de simulação .....                         | 41 |
| Figura 33 – Motor eléctrico Nord Fonte: Nord drivesystems .....                   | 41 |
| Figura 34 – Variador de frequência Nord Nord drivesystems.....                    | 42 |
| Figura 35 – Acoplamento do tipo flexível em aranha Fonte: Phidets .....           | 43 |
| Figura 36 – Chumaceira-rolamento danificado montado no veio da spectraquest ..... | 45 |
| Figura 37 – Embalagem do rolamento danificado na pista interna (BPFI).....        | 45 |
| Figura 38 – Chumaceira em versão CAD (Solidworks). .....                          | 46 |
| Figura 39 – Cálculo de tolerâncias Fonte: SKF .....                               | 48 |
| Figura 40 – Autodesk Fusion programação de um facejamento .....                   | 49 |
| Figura 41 – Autodesk Fusion programação de um desbaste .....                      | 49 |
| Figura 42 – Furação em CNC.....                                                   | 49 |
| Figura 43 – Furação no engenho de furar .....                                     | 50 |
| Figura 44 – Chumaceira produzida.....                                             | 50 |
| Figura 45 – Torneamento da peça cilíndrica de travagem.....                       | 51 |
| Figura 46 – Freio em versão CAD (Solidworks).....                                 | 52 |
| Figura 47 – Produção do freio por corte a jato de água.....                       | 52 |
| Figura 48 – Manufatura dos furos do freio .....                                   | 53 |
| Figura 49 – Freio .....                                                           | 53 |
| Figura 50 – Torneamento do disco.....                                             | 54 |
| Figura 51 – Disco de desequilíbrio.....                                           | 54 |
| Figura 52 – Base em versão CAD (Solidworks) .....                                 | 55 |
| Figura 53 – Furação da base no engenho convencional .....                         | 55 |
| Figura 54 – Processo de quinagem da base .....                                    | 55 |
| Figura 55 – Ligação em estrela .....                                              | 56 |
| Figura 56 – Ligação em triângulo.....                                             | 56 |
| Figura 57 – Ligação variador-rede (230V) .....                                    | 56 |
| Figura 58 – Ligação nos bornes .....                                              | 57 |

|                                                                                                        |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 59 – Ligação no variador-motor .....                                                            | 57 |
| Figura 60 – Montagem do rolamento na chumaceira.....                                                   | 57 |
| Figura 61 – Frequências típicas de falha calculadas pela SKF .....                                     | 59 |
| Figura 62 – Validação do RMS e fator de crista.....                                                    | 60 |
| Figura 63 – validação do nível global.....                                                             | 61 |
| Figura 64– Simulação do rolamento da serie 6301 .....                                                  | 62 |
| Figura 65 – Simulação da falha em Algodoo .....                                                        | 62 |
| Figura 66 – Técnica da envolvente para a simulação em algodoo na pista interior .....                  | 63 |
| Figura 67 – Transformada de Hilbert para a simulação em algodoo na pista interior ..                   | 63 |
| Figura 68 – Técnica da envolvente e Hilbert para a simulação em algodoo na pista exterior .....        | 64 |
| Figura 69 – Aquisição de dados .....                                                                   | 65 |
| Figura 70 – Avaliação estroboscópica .....                                                             | 65 |
| Figura 71 – Diferentes danos infligidos .....                                                          | 66 |
| Figura 72 – Configuração do rolamento com falha na pista exterior na chumaceira....                    | 67 |
| Figura 73 – Parâmetros geométricos e funcionais do rolamento da serie 6301 .....                       | 68 |
| Figura 74 – Bancada experimental de simulação danos .....                                              | 69 |
| Figura 75 - Técnica da Envolvente para a falha na pista interior de 78,8Hz a 1200RPM .....             | 71 |
| Figura 76 - Técnica da Transformada de Hilbert para a falha na pista interior de 78,8Hz a 1200RPM..... | 71 |
| Figura 77 - Técnica da Envolvente para a falha na pista interior de 41,2Hz a 1200RPM                   | 73 |
| Figura 78 - Técnica de Hilbert para a falha na pista interior de 41,2Hz a 1200RPM.....                 | 73 |
| Figura 79 - Técnica da Envolvente para a falha num elemento rolante de 57,5Hz a 1200RPM .....          | 74 |
| Figura 80 - Técnica de Hilbert para a falha num elemento rolante de 57,5Hz a 1200RPM .....             | 75 |
| Figura 81 - Técnica da Envolvente para a falha na gaiola de 6,9Hz a 1200RPM .....                      | 76 |
| Figura 82 - Técnica da Envolvente para a falha na gaiola de 6,9Hz a 1200RPM .....                      | 76 |

## Índice de tabelas

|                                                                                                         |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Tabela 1 - Legenda da figura 2.....                                                                     | 8  |
| Tabela 2 – Coeficiente de atrito para rolamentos abertos .....                                          | 10 |
| Tabela 3 – Dimensões rolamento 6301.....                                                                | 44 |
| Tabela 4 – Características funcionais do rolamento 6301 .....                                           | 44 |
| Tabela 5 – Propriedades do rolamento 6301 .....                                                         | 44 |
| Tabela 6 – Tolerâncias de veios.....                                                                    | 47 |
| Tabela 7 – Tolerância de furos .....                                                                    | 47 |
| Tabela 8 - valores de tolerâncias para veio-rolamento.....                                              | 48 |
| Tabela 9 - valores de tolerâncias para rolamento-chumaceira.....                                        | 48 |
| Tabela 10 - Cálculo das frequências de falha .....                                                      | 59 |
| Tabela 11 – Tabela de comparação de resultados das frequências típicas de falha do rolamento 6301 ..... | 60 |
| Tabela 12 - Parâmetros de detecção de falha na pista interior do 6301 a 20Hz.....                       | 70 |
| Tabela 13 - Parâmetros de detecção de falha na pista exterior do 6301 a 20Hz .....                      | 72 |
| Tabela 14 - Parâmetros de detecção de falha num elemento rolante do 6301 a 20Hz ..                      | 74 |
| Tabela 15 - Parâmetros de detecção de falha na gaiola do 6301 a 20Hz .....                              | 75 |

## 1. Introdução

A evolução das civilizações ao longo do tempo pode ser traduzida numa função exponencial sendo que os desenvolvimentos tecnológicos e científicos são os catalisadores no percurso da evolução humana. É importante realçar que, para o triunfo de qualquer comunidade, equipa ou empresa é necessário ter uma base sólida de conhecimentos bem alicerçados pela experiência e investigação que contribuam para um suporte do que se venha a edificar futuramente. As falhas e erros cometidos no passado devem ser transpostos para o presente para que se seja compreendida a sua origem e motivo, e assim ser possível projetar essa análise para o futuro, assumindo uma postura preventiva, evitando cometê-los de novo.

Os rolamentos de esferas são um elemento crucial na constituição de equipamentos com características rotativas. Permitem um movimento suave e preciso entre as partes fixas e móveis de um dispositivo. Segundo Melconian (2006), a transferência de movimento que se dá através de rolamentos de esferas apresenta rendimentos entre  $0,98 \leq \mu_R \leq 0,99$ , devido principalmente, à quase ausência de atrito entre as superfícies. No entanto, são responsáveis por 45% – 55% das falhas em máquinas rotativas. Por esta razão, a deteção e diagnóstico de dano, também usualmente referido como falha, em rolamentos é imprescindível para um funcionamento saudável das máquinas, sendo este tema objeto de estudo ao longo de vários anos, Lanham (2002) e também o tema alvo da presente dissertação.

As deteções de dano em rolamentos podem ser conseguidas através de diferentes formas. Por exemplo, através da medição de vibrações, emissões acústicas (Hasan 2019) e sinais elétricos (Soualhi 2019). Esta dissertação centra-se no diagnóstico de danos em rolamentos radiais de esferas utilizando dados adquiridos pela medição de vibrações em local apropriado. Em transmissões mecânicas, a vibração sempre se provou eficaz no reconhecimento de avarias, no entanto, é difícil cumprir com um processo de diagnóstico fiável, visto que os sinais vibratórios têm de ser modelados por forma a ser possível realizar um diagnóstico que identifique o elemento danificado, Bediaga (2013).

A utilização de rolamentos de esferas é vasta e flexível, visto que, estes possuem um mercado que se demonstra disponível para os diferentes consumidores,

correspondendo às necessidades e características da máquina que iram integrar. Assim torna-se necessário saber que existem tipos de rolamentos, que serão abordados adiante, que se categorizam consoante a direção da sua carga e a sua constituição.

### **1.1. Motivação**

Sendo uma das principais incumbências de um engenheiro mecânico naval assegurar o diagnóstico das falhas dos componentes, equipamentos e sistemas que o rodeiam de forma atempada, evitando aplicar medidas corretivas fazendo cumprir com o plano de manutenção atribuído, torna-se fundamental e útil estudar os possíveis danos associados a uma das peças mais importantes de uma máquina rotativa, o rolamento.

O rolamento radial rígido de uma carreira de esferas é um dos tipos mais comuns na utilização industrial, ao explorar as características dos seus danos mais comuns, assim como o seu comportamento vibratório perante anomalias, é possível determinar a sua causa.

Inicialmente, na década de 80, McFadden e Smith publicaram vários artigos relativamente à modelação de sinas vibratórios com o objetivo de diagnosticar danos em rolamentos. As técnicas mais tradicionais envolvem a aplicação de uma Transformada Rápida de Fourier, do inglês “Fast Fourier Transform” (FFT), e a modulação de amplitude e de frequência. Apesar de, mais recentemente estarem a ser utilizadas e desenvolvidas, técnicas de deteção e diagnóstico de anomalias em máquinas rotativas utilizando redes neuronais, que requerem enormes quantidades de dados e poder computacional para treinar as mesmas, a modelação dos sinais adquiridos continua a ser empregue de forma habitual, Bediaga (2013).

Com um controlo ativo sobre equipamentos é praticável monitorizar de melhor forma as manutenções estabelecidas, antecipar danos que prejudiquem o estado das máquinas que equipam rolamentos e facilitar a compreensão acerca da origem de uma falha num rolamento de esferas. Todos estes objetivos convergem para a possibilidade de se dar uma melhor resposta à cadeia de comando relativamente ao tempo operacional que as máquinas que apresentam rolamentos de esferas, estão disponíveis e a trabalhar em boas condições, podendo assim aferir se a missão poderá ser cumprida ou não.

## **1.2. Identificação do problema**

Os rolamentos, como qualquer outro equipamento mecânico, sofre o desgaste inerente ao seu funcionamento que sem a manutenção adequada pode originar danos nos seus constituintes, comprometendo assim o correto funcionamento ou mesmo danificar a máquina na qual está montado. Mesmo que a geometria do rolamento seja “perfeita”, este irá sempre produzir vibração durante o seu funcionamento. Esta vibração é provocada por meio da rotação dos corpos rolantes ao percorrem as pistas que os guiam. Os pontos de contacto no interior do rolamento são elásticos, fazendo com que a dureza do rolamento seja perecível no tempo, Wensing (1998).

Assim, esta dissertação visa capacitar a cadeia de comando em dar uma resposta mais adequada relativamente ao tempo operacional que as máquinas que utilizam rolamentos de esferas estão disponíveis e a trabalhar em boas condições, podendo assim, aferir se a missão poderá ser cumprida ou não.

Esta dissertação procura ainda, sintetizar a informação referente a rolamentos rígidos de esferas radiais, devido à sua ampla aplicabilidade no mercado das várias indústrias assim como, em bastantes equipamentos a bordo das unidades navais e terrestres da Marinha Portuguesa.

## **1.3. Objetivos**

Os principais objetivos da presente dissertação são os seguintes:

- Reunir informação presente em manuais, trabalhos de investigação, catálogos de fabricantes e qualquer fonte que contribua de uma forma positiva e enriquecedora para o trabalho acerca de rolamentos de esferas e a sua respetiva identificação e diagnóstico de falhas;
- Idealizar e elaborar um mostruário que disponha, de uma forma interativa, os rolamentos e os seus respetivos danos; (Em construção. Será requerida autorização ao júri para a sua inclusão na versão final deste documento)
- Conceber e desenvolver uma bancada experimental de simulação de falhas para rolamentos radiais de esferas composto por um variador de fase, um motor elétrico acoplado a um veio suportado por uma chumaceira com a

possibilidade de permutar diferentes rolamentos para posterior análise de sinal por meio de um acelerómetro;

- Desenvolver um software para o diagnóstico de falhas em rolamentos utilizando o sinal vibratório como entrada, captado a partir de um acelerómetro devidamente posicionado;
- Retirar conclusões e resultados fidedignos do estudo vibratório realizado na bancada de simulação.

#### 1.4. Estrutura da Dissertação

Desta forma, a dissertação encontra-se estruturada em cinco capítulos, seguidamente resumidos:

- **Introdução:** neste capítulo introduz-se o tema principal desta dissertação de mestrado motivando o leitor a compreender o problema apresentado. Resume-se de forma expedita quais são os objetivos que foram alcançados ao longo dos vários capítulos deste trabalho.
- **Fundamentos:** aqui encontra-se informação relativa às características geométricas e funcionais dos rolamentos de esferas, os principais danos sentidos por este elemento, respetivas técnicas de deteção e diagnóstico de dano e conceitos que fundamentam as metodologias aplicadas.
- **Trabalho desenvolvido:** especifica-se os processos metodológicos utilizados na construção de um mostruário e de uma bancada de simulação de danos em rolamentos de esferas radiais, bem como explicar o processo de leitura e análise de dados adquiridos de forma experimental e numérica.
- **Discussão de resultados:** neste capítulo expõe-se os resultados obtidos, bem como a sua respetiva análise e interpretação.
- **Considerações finais:** serão concedidas as conclusões finais, limitações do estudo e sugestões de trabalhos futuros.

## 2. Fundamentos

### 2.1. Rolamentos de esferas

De acordo com o manual de rolamentos produzido pela empresa sueca SKF, existem quatro tipos diferentes de rolamentos de esferas que se encontram ilustrados na Figura 1:

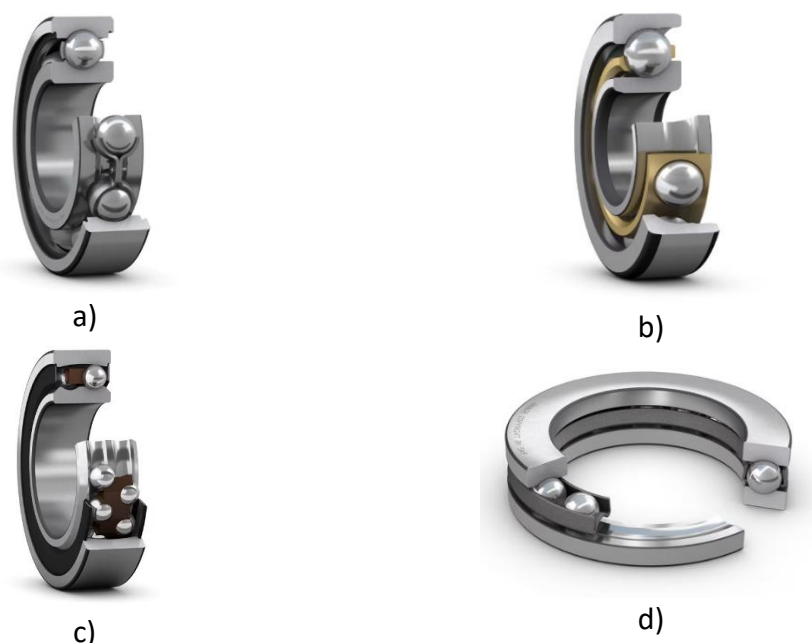


Figura 1 – Tipos de rolamentos de esferas: a) de uma carreira (Single Row), b) de contacto angular de esferas (Angular contact), c) de duas carreiras (Double row), d) axial (Ball thrust) Fonte: SKF (2023)

#### **Rolamento de esferas de uma carreira (Single Row)**

O rolamento de esferas de uma carreira, ver Figura 1 a), é um dos mais utilizados. Existe um corte em forma de meia-lua nas pistas interior e exterior que forma uma ranhura larga na qual se dá a rolagem de uma fila única de esferas. Apesar de ter sido criado primeiramente para suportar carga radial, este rolamento é capaz de suportar cargas axiais substanciais em qualquer direção, mesmo a elevadas velocidades de funcionamento. O alinhamento cuidadoso entre o veio e a chumaceira é fundamental para o seu desempenho. Os seus vedantes funcionam como proteção adicional contra os contaminantes e, ainda, participam na retenção do lubrificante.

#### **Benefícios/vantagens:**

- Bom desempenho perante cargas combinadas, suportando melhor as cargas axiais;

- Assegura um funcionamento sem contaminantes quando os vedantes estão montados no rolamento.

### **Rolamento de contacto angular de esferas (Angular Contact)**

O rolamento de contacto angular de esferas, ver Figura 1 b), possui duas abas de apoio de impulso, uma na pista interior, outra no lado oposto na pista exterior. As duas abas formam um ângulo de contacto acentuado inclinado para o eixo da chumaceira, assegurando a maior capacidade de impulso e rigidez axial. Este design consegue suportar uma carga de impulso pesada numa direção, por vezes combinada com uma carga radial moderada.

#### **Benefícios/vantagens:**

- Elevada capacidade de impulso
- Rigidez axial

### **Rolamento de esferas de duas carreiras (Double Row)**

O rolamento de esferas de duas carreiras, ver Figura 1 c), combina os princípios de conceção dos rolamentos de uma carreira e dos rolamentos de contacto angular. Tal como o rolamento de contacto angular, tem ranhuras tanto na pista interior como na pista exterior que são posicionadas de modo que as linhas de carga, através das esferas, formem um ângulo de contacto convergente para o exterior ou para o interior.

As duas filas de esferas asseguram uma deslocação axial mais baixa quando comparadas à fila única dos rolamentos de uma fila. Ou seja, é menos provável que o rolamento fique desalinhado no eixo ou na chumaceira. As carreiras duplas podem suportar cargas radiais pesadas e têm um bom desempenho sob cargas axiais em qualquer direção.

#### **Benefícios/vantagens:**

- Capacidade de impulso em qualquer direção;
- Elevada capacidade radial
- Menor deslocação axial

### **Rolamento axial (Ball Thrust)**

O rolamento axial, ver Figura 1 d), tem uma elevada capacidade de impulso. A linha de carga passa paralelamente às suas esferas até ao eixo do veio, pelo que há pouco

deslocamento axial. É recomendada a utilização de abas planas no veio e na chumaceira para cargas pesadas.

#### **Benefícios/vantagens:**

- Elevada capacidade de impulso;
- Deslocação axial mínima.

Dos quatro tipos de rolamentos mencionados anteriormente, esta dissertação procura sintetizar a informação referente a rolamentos rígidos de esferas radiais, devido à sua ampla aplicabilidade no mercado das várias indústrias assim como, em bastantes equipamentos a bordo das unidades navais e terrestres da Marinha Portuguesa. Serão abordados também, de forma tangencial, rolamentos de rolos com o objetivo de se efetuar algumas comparações de forma que alguns conceitos possam ser clarificados.

#### **2.1.1. Anatomia de um rolamento radial de uma carreira de esferas**

O ser humano, durante séculos, dependeu apenas da sua própria força para movimentar objetos. Desde 3500 B.C que existem registos da utilização da roda inserida num eixo, acompanhada de uma lubrificação rudimentar como lã e gordura animal.

O princípio sempre foi o mesmo, diminuir o atrito no movimento de objetos. Os rolamentos de hoje conseguem praticamente satisfazer qualquer necessidade devido à diversidade existente no mercado. Portanto, é importante que se conheça a terminologia adotada pela norma ISO 5593, Rolamentos – Vocabulário.

Através da Figura 2, é possível identificar o significado dos diferentes símbolos mais comuns para rolamentos radiais.

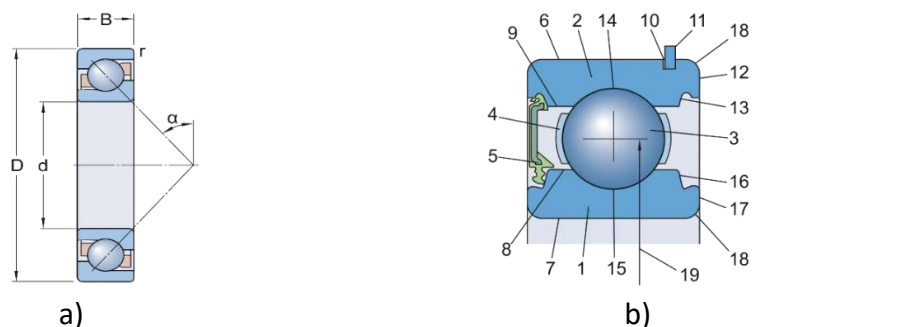


Figura 2 – Geometria de um rolamento de esferas Fonte: ISSO 5593

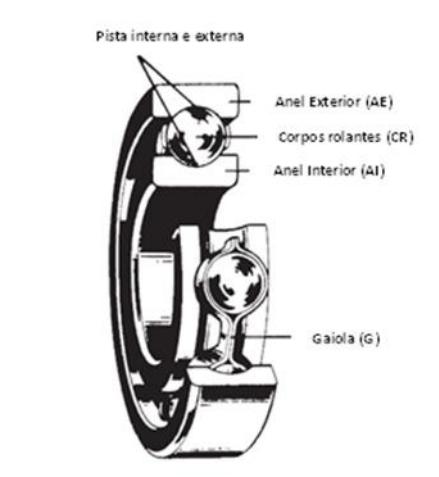
Tabela 1 - Legenda da figura 2

| Legenda da Figura 2                           |                                           |                                              |
|-----------------------------------------------|-------------------------------------------|----------------------------------------------|
| Figura 2 a)                                   | Figura 2 b)                               |                                              |
| <b>B</b> - Largura do rolamento               | 1- Anel interno                           | 11- Anel de retenção                         |
| <b>r</b> - Dimensão do chanfro                | 2- Anel externo                           | 12- Faces laterais do anel externo           |
| <b>D</b> -Diâmetro externo                    | 3- Corpo Rolante                          | 13- Rebaixo para placa de vedação            |
| <b>d</b> -Diâmetro do furo                    | 4- Gaiola                                 | 14- Pista do anel externo                    |
| <b><math>\alpha</math></b> -Ângulo de contato | 5- Placa de vedação                       | 15- Pista do anel interno                    |
|                                               | 6- Superfície externa                     | 16- Rebaixo para placa de vedação            |
|                                               | 7- Furo do anel interno                   | 17- Face lateral do anel interno             |
|                                               | 8- Superfície do ressalto do anel interno | 18- Chanfro                                  |
|                                               | 9- Superfície do ressalto do anel externo | 19- Diâmetro efetivo do círculo do rolamento |
|                                               | 10- Ranhura para anel de retenção         |                                              |

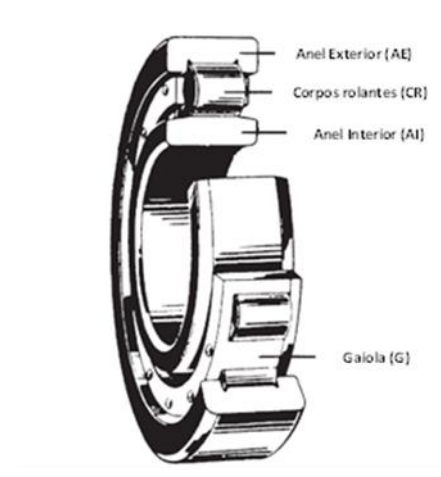
Segundo o catálogo da empresa internacional japonesa NTN, o desempenho de um rolamento é assegurado por quatro peças fundamentais, Anel Exterior (AE), Anel Interior (AI), Corpo Rolante (CR) e Gaiola (G).

O anel exterior e interior têm como principal função limitar e proteger a parte interna do rolamento. O AI é desenhado, de forma geral, para funcionar num veio suportando cargas existentes, e o AE assume um papel fundamental na parte estrutural da peça visto que, é o elemento que está em contacto direto com a chumaceira onde integra.

Os rolamentos guiam os seus elementos rolantes através das pistas que se encontra na parte interior de cada anel. No caso dos rolamentos de esferas (ver figura 3) as pistas têm uma forma semicircular, no caso dos rolamentos de rolos (ver figura 4) as pistas são de forma retangular. Desta forma os corpos rolantes mantem-se na posição desejada sem desviar da sua trajetória dentro das pistas



*Figura 3 – Rolamento de esferas radial*



*Figura 4 – Rolamento de rolos radial*

Os elementos rolantes apresentam dois aspetos de forma generalista, esferas ou rolos. Os rolos possuem vários estilos, cilíndricos, de agulha, autocompensadores e cónicos, dependendo sempre do seu propósito no dispositivo que irá fazer parte e principalmente da direção do tipo de carga a suportar. Apesar de existirem elementos rolantes diferentes, a sua função é comum a todos, suportar as cargas existentes enquanto rolam entre as pistas.

A gaiola de um rolamento mantém os elementos rolantes, esferas ou rolos, espaçados em igual distância prevenindo o aumento do momento de atrito e o aquecimento através da fricção no mesmo. Assim, a gaiola, ao distribuir uniformemente as esferas ou rolos otimiza a distribuição de carga fazendo com que a sua operação seja mais silenciosa, e guia também os elementos rolantes na sua correta posição e dentro dos limites impostos pelas pistas.

Quando um rolamento de esferas está estacionário num sistema ideal, a pressão é aplicada de forma uniforme e radial pelas pistas e esferas nas zonas de contacto. Quando o rolamento inicia o seu funcionamento a esfera inicia a sua rotação. O material das pistas é mais volumoso exatamente à frente da esfera e mais plano atrás da mesma. A esfera achata-se no quadrante dianteiro inferior e cria saliências no quadrante traseiro inferior. Este processo repete-se para cada esfera enquanto a carga estiver em movimento, Wensing (1998).

O contacto contínuo de metal com metal entre as esferas e as pistas acabará por desgastar as peças e resultar em falha do rolamento. Por esta razão, mesmo estando a desempenhar o seu trabalho (diminuir a fricção entre duas superfícies) o rolamento

acaba por criar a sua própria fricção, interna. Esta é uma das razões pelas quais a utilização de lubrificação no interior do rolamento é fundamental para aliviar o atrito.

### 2.1.2. Principais funções de um rolamento

Os rolamentos, como já foi descrito anteriormente, são elementos que atuam como uma ferramenta de suporte sempre que existe um eixo/veio em trabalho. Orientam de forma controlada a rotação e oscilações presentes num sistema mecânico, portanto, podemos aferir que as principais funções de um rolamento são: **Reduzir o atrito, suportar as cargas existentes e guiar as peças móveis.**

#### Atrito

O atrito encontra-se presente sempre que duas superfícies entram em contacto. Este origina uma força (ou um momento) que se opõe ao movimento dos corpos provocando aquecimento e desgaste dos materiais intervenientes. Esta forma de dissipação de energia entre corpos animados de movimento relativo simbolizam o atrito entre duas ou mais superfícies que escorregam ou rolam entre si. A força (ou o momento) de atrito pode ser estática quando o corpo se encontra em repouso, ou dinâmica para corpos em movimento. O coeficiente de atrito ( $\mu$ ) entre as superfícies e a força normal (ou o respetivo momento) de contacto entre elas, correspondem aos dois fatores que influenciam de forma mais direta a intensidade da força de atrito. O  $\mu$  difere consoante o tipo de rolamento utilizado, como se indica a Tabela 1 retirada do manual de rolamentos produzido pela SKF, referente a rolamentos de esferas abertos, ou seja, rolamentos sem vedações de contacto.

*Tabela 2 – Coeficiente de atrito para rolamentos abertos*

| Coeficiente de atrito para rolamentos abertos                                                                                                                             |                             |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------|
| Tipo de rolamento                                                                                                                                                         | Coeficiente de atrito $\mu$ |
| Rolamentos de esferas                                                                                                                                                     | 0,0015                      |
| Rolamentos de esferas de contacto angular: <ul style="list-style-type: none"> <li>• Uma carreira</li> <li>• Duas carreiras</li> <li>• Quatro pontos de contato</li> </ul> | 0,0020                      |
|                                                                                                                                                                           | 0,0024                      |
|                                                                                                                                                                           | 0,0024                      |
|                                                                                                                                                                           | 0,0024                      |
| Rolamentos autocompensadores de esferas                                                                                                                                   | 0,0010                      |
| Rolamentos axiais de esferas                                                                                                                                              | 0,0013                      |

A força (ou o momento) de atrito em rolamentos de esferas depende de vários fatores como as cargas a que está sujeito, o tipo e tamanho do rolamento, a velocidade a que opera e das propriedades e quantidade do lubrificante utilizado. Mesmo assim, é possível aferir que um rolamento instalado em boas condições e operando efetivamente com manutenções adequadas, consegue atingir intensidades de força (ou de momento) de atrito significativamente baixas.

### **Lubrificantes**

A finalidade principal na utilização de um lubrificante é reduzir o atrito e consequentemente o desgaste entre duas superfícies em contacto. Assim, pode-se dizer que, em princípio, qualquer substância – sólida, líquida ou gasosa – interposta entre duas superfícies e que facilite o seu escorregamento é um potencial lubrificante.

Para além desta finalidade, é necessário que se constatem outras como a habilidade de impedir a corrosão do material, a separação efetiva dos pontos de contacto e que se dissipem temperaturas elevadas em pontos críticos de carga.

Os lubrificantes utilizados em rolamentos de esferas variam consoante as especificações impostas pelo fabricante dos mesmos, no entanto, como indica Cousseau (2009), os tipos mais comuns de lubrificantes utilizados são:

- A graxa, um lubrificante semissólido proveniente de uma base mineral que se tornou popular devido à sua facilidade de adesão às superfícies e redução de desgaste de material.
- O óleo que se apresenta geralmente como um líquido sintético, contudo também existem óleos que resultam da extração mineral e animal também. Os óleos são utilizados em rolamentos que acusam regimes de altas velocidades. A viscosidade é uma das propriedades dos óleos lubrificantes que mais assinala a sua natureza, traduzindo o coeficiente de atrito interno ou de resistência que um líquido oferece ao escorregamento, tornando-se imperial nas perdas de potência de um rolamento.
- E por fim os lubrificantes sólidos, como a grafite que são manufacturados utilizando processos de combinação de graxas e óleos que melhoram a longevidade da lubrificação, evitando maior desgaste do material. Estes

lubrificantes são utilizados em dispositivos mecânicos que registem altas temperaturas de funcionamento e cargas elevadas.

Relativamente aos lubrificantes mencionados, é habitual que se adicione aditivos com o objetivo de aprimorar as características naturais do lubrificante. Alguns aditivos conferem características que não se registam na forma mais natural do agente lubrificante, como por exemplo o melhoramento da condutividade térmica e o aumento de resistência ao corte.

### **Modelo SKF para cálculo do momento de atrito**

O modelo SKF apresenta o momento de atrito decomposto em quatro partes, nomeadamente os momentos de atrito gerados pelo rolamento, o deslizamento, pelos vedantes e pelo arrasto do lubrificante. Em seguida, este processo vai ser descrito de forma simplificada, sendo que a sua descrição completa pode ser consultada no site oficial da SKF.

#### **Momento de atrito de rolamento- $M_{rr}$**

As diferentes cargas a que o rolamento está sujeito variam, logicamente, a carga que cada elemento rolante sofre. A própria geometria do rolamento importa para o cálculo deste momento de atrito, portanto, a SKF denomina a variável  $G_{rr}$  que relaciona os diferentes tipos de rolamentos. Outros fatores importantes para a determinação do momento de atrito do rolamento são, o fator de redução por corte de entrada e o fator de redução por esgotamento de entrada.

#### **Fator de redução do aquecimento por corte de entrada**

A espessura do filme de lubrificante que se localiza nos pontos de contacto é ínfima quando comparada com a quantidade de lubrificante que ocupa o restante espaço disponível. Portanto, o lubrificante que se encontra próximo das zonas de contacto da entrada é rejeitado originando um fluxo inverso (ver Figura 5). Este, por sua vez origina uma diminuição da espessura do filme lubrificante, aumentando a temperatura no interior do rolamento, resultando, na diminuição da viscosidade do lubrificante e obtendo assim diminuição do atrito. Este efeito é contabilizado pela SKF através da variável  $\varphi_{ish}$ .

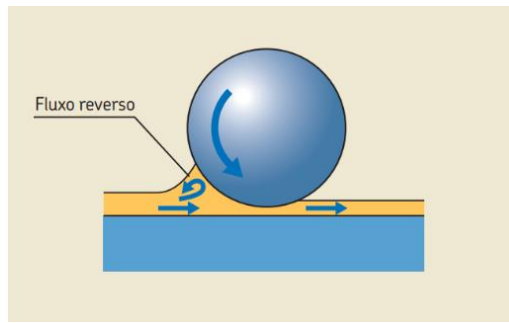


Figura 5 – Representação do fluxo inverso de lubrificante no interior das pistas Fonte: catálogo SKF

### **Fator de redução por esgotamento cinemático**

Em rolamentos que operem a velocidades elevadas ou com lubrificantes de elevada viscosidade a reposição de lubrificante nas pistas não é totalmente conseguida após as passagens sucessivas dos elementos rolantes, fazendo com que exista um défice de lubrificação nas pistas originando uma redução da espessura do filme lubrificante no rolamento e consequentemente na redução da resistência total. A SKF contabiliza este efeito através da variável  $\varphi_{rs}$  que também contribui para o momento de atrito do rolamento.

### **Momento de atrito deslizante $M_{sl}$**

Estas perdas estão associadas a zonas de contacto entre as peças constituintes de um rolamento que possuem movimento relativo. Este momento de atrito é originado fundamentalmente entre as pistas do rolamento e os corpos rolantes, de que se denomina por macro escorregamentos. Existem ainda os micro escorregamentos que também contribuem para o cálculo deste momento de atrito. Estes acontecem devido às distorções geométricas provenientes da deformação elástica no contacto.

### **Momento de atrito das vedações - $M_{vedação}$**

O atrito produzido entre o lábio do vedante e o movimento da face do rolamento, é uma das parcelas que mais contribui para o somatório do momento de atrito.

### **Momento de atrito de arrasto - $M_{arrasto}$**

Este atrito só se verifica em situações de lubrificação por banho de óleo. Sendo que para rolamentos totalmente submersos onde o tamanho, quantidade, viscosidade e geometria do reservatório de óleo, desempenham um papel fundamental sobre o

momento de atrito total do rolamento. As agitações externas de outros elementos presentes no dispositivo mecânico também devem ser consideradas.

### Momento total de atrito - $M$

Posto isto, o momento total de atrito de rolamentos de esferas pode ser calculado através da soma de todas estas parcelas que é expressa pela seguinte expressão:

$$M = M_{rr} + M_{sl} + M_{vedação} + M_{arrasto} \quad (1)$$

A Figura 6, representa um diagrama do momento de atrito de um rolamento típico em função da velocidade de rotação e de viscosidade.

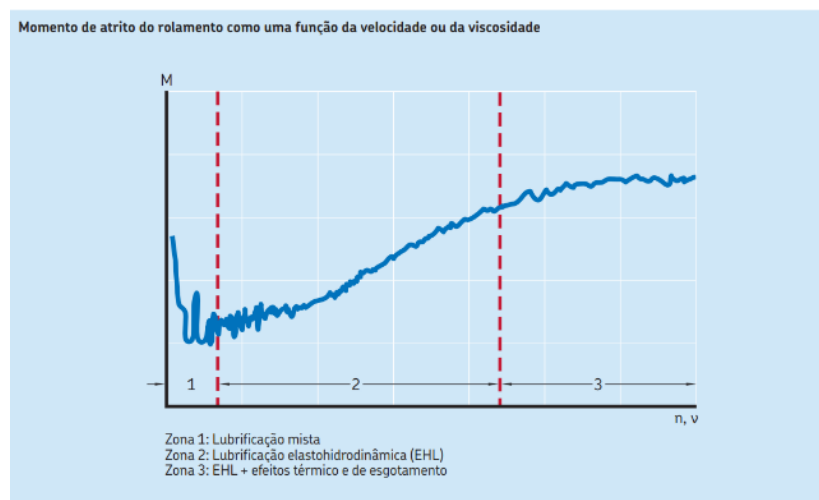


Figura 6 – Momento de atrito de um rolamento em função da velocidade de rotação e da viscosidade Fonte: catálogo SKF

Da Figura 6 verifica-se que para viscosidades ou velocidades inferiores registam-se momentos de atrito consequentemente mais baixos. Durante os primeiros instantes de operação o lubrificante inicia a formação de um filme hidrodinâmico fazendo com que o momento reduza (zona 1).

Aumentando a velocidade de funcionamento e a viscosidade do lubrificante (zona 2), a espessura do filme aumenta também, provocando uma maior pressão nos constituintes e fazendo com que se registre um maior momento de atrito. Nesta zona é comum registrar-se uma lubrificação elastohidrodinâmica (EHL) em que regista a deformação plástica das superfícies alterando consideravelmente a espessura e forma do filme nos locais de contacto (ver Figura 7)

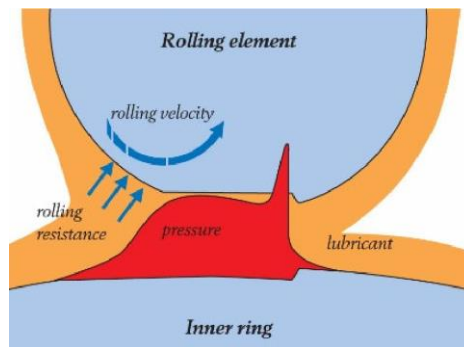


Figura 7 – Filme lubrificante nos locais de contacto Fonte: catálogo SKF

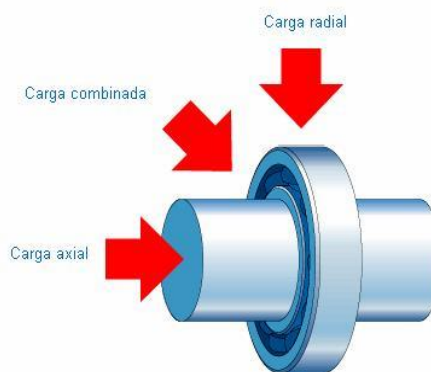
A velocidades e viscosidades mais elevadas o rolamento chega ao ponto em que se dá o esgotamento cinemático e o corte da entrada, fenómenos abordados anteriormente, que provocam diretamente um aumento progressivo do momento de atrito (zona 3).

### **Cargas**

Os conhecimentos dos tipos de solicitações requeridas pelas funções do rolamento de esferas contribuem para uma melhor decisão numa fase de projeto de um equipamento.

A carga radial atua na direção dos raios do rolamento, ou seja, o rolamento é projetado para suportar cargas que exercem força na direção perpendicular ao seu eixo. A carga axial é exercida na direção do seu eixo criando uma força paralela ao mesmo. Uma carga combinada é registada quando a força é composta axialmente e radialmente atuando em ambas as direções (ver figura 8).

É importante manter um controlo ativo sobre folgas nos apertos e desalinhamentos nos veios, visto que o rolamento será o primeiro elemento do dispositivo mecânico a sofrer danos sofrendo cargas diferentes daquelas que fora designado para suportar.



*Figura 8 – Tipos de direções de cargas sentidas num rolamento*

### **Guiar peças móveis**

A existência de rolamentos em máquinas rotativas é praticamente imprescindível sendo que um veio em trabalho necessita, quase sempre, de suporte enquanto opera. Os elementos rolantes suportam estas cargas ao mesmo tempo que deslizam nas pistas dos anéis separados uniformemente pela gaiola presente no rolamento. Em perfeitas condições, um rolamento radial funciona no plano transversal ao veio onde se encontra montado, dentro de uma chumaceira que serve de “habitação” para o mesmo.

### **2.1.3. Aplicações**

A aplicabilidade dos rolamentos na indústria moderna é bastante abrangente e transversal visto que, numa fase de projeto é possível idealizar de uma forma minuciosa e rigorosa o tipo de rolamento necessário, não só pela oferta diversificada de mercado, mas também na facilidade de produção de rolamentos de forma personalizada. É importante realçar que um dos principais fatores a considerar na escolha de um rolamento passa por aferir se este não despreza os requisitos do dispositivo mecânico onde se insere e que garante a eficácia aos componentes que necessitem de realizar movimentos rotativos com cargas.

Em seguida verifica-se uma lista de aplicações de rolamentos de esferas em máquinas rotativas nas indústrias do quotidiano das civilizações:

- Indústria automóvel: os rolamentos são usados em motores, transmissões e nas rodas dos veículos.
- Indústria aeroespacial: os rolamentos são usados em motores de aviões, hélices e turbinas.

- Indústria ferroviária: os rolamentos são usados em rodas, motores e transmissões de carruagens.
- Indústria naval: os rolamentos são usados em motores auxiliares e no próprio sistema de propulsão, hélices e equipamentos de força.
- Indústria da energia: os rolamentos são usados em turbinas de energia eólica, geradores eólicos, motores e geradores elétricos.
- Indústria de alimentar: os rolamentos são usados em máquinas de processamento de alimentos e em tapete.
- Indústria médica: os rolamentos são usados em equipamentos médicos, incluindo tomógrafos e máquinas de ressonância magnética.
- Indústria de produção: os rolamentos são usados em linhas de montagem e máquinas que requeiram transmissão de cargas.

Estes são apenas alguns exemplos da aplicação de rolamentos de esferas nas diferentes indústrias. Sabendo que os rolamentos desempenham um papel vital nas máquinas rotativas, como a transferência de energia, rotação “livre” de atrito e suporte de cargas, assumem um calibre universal, fazendo com que seja complicado, se não impossível, encontrar no setor industrial a falta deste elemento crucial.

### **Rolamentos na Marinha Portuguesa**

Como mencionado anteriormente, os rolamentos são usados em diversos equipamentos a bordo dos navios da Marinha Portuguesa. O Gabinete de Avaliação (GAV) localizado na direção de navios na Base Naval do Alfeite dá apoio às unidades navais na monitorização, deteção e diagnóstico de falhas em rolamentos através da aquisição de sinais vibratórios. A avaliação de condição por parte do GAV pode ser efetuada de diferentes formas: a pedido pelas unidades navais utilizando a plataforma SICALN e de forma periódica cumprindo com as manutenções previstas pelo plano de gestão da manutenção.

Para a aquisição dos sinais vibratórios é utilizado um dispositivo produzido pela SKF, ver Figura 9. Através do seu software é permitido o carregamento de rotas pré-planeadas pelo GAV. Estas rotas detêm informações relativas ao equipamento a medir e os respetivos locais de medição.



Figura 9 – SKF Microlog Analyzer GX

Este equipamento liga-se a um acelerómetro e apresenta no seu display, referente a cada medição, um gráfico medido em frequência assim como o valor do nível global referente ao equipamento que se está a medir, indicando a condição da máquina através de um código de cores (por exemplo, verde, amarelo e vermelho).

Em seguida as medições efetuadas pelo dispositivo, de acordo com as rotas estabelecidas, são descarregadas no GAV para um software complementar ao equipamento pertencente, o *@ptitude Analyst*, desenvolvido pela mesma empresa.

Neste software é possível determinar as falhas típicas do rolamento através da modelação em amplitude dos dados adquiridos a bordo, conseguindo-se avaliar a condição dos aparelhos medidos.

Em 2016, a Marinha Portuguesa desenvolveu e implementou o projeto VIBControlo para a monitorização de condição em várias unidades navais, com o objetivo de reduzir as avarias e danos nos equipamentos. Tal consiste na medição periódica de vibração regida pelas Fitac (rotas) que contêm uma ordem de trabalhos que deve ser respeitada durante o processo de aquisição de dados, ou seja, nela encontra-se quais os equipamentos a medir, assim como diagramas da posição do acelerómetro

## **2.2. Identificação de danos em rolamentos de esferas**

Através da leitura do manual da *SKF bearing failures* é possível constatar que, de forma global, todos os rolamentos têm um número finito de revoluções, visto que estes atingem as condições de fadiga por não funcionarem de forma ideal. A fadiga surge através das tensões de corte sentidas de forma cíclica no interior das pistas.

Após algum tempo de funcionamento, algumas fendas iram naturalmente surgir e com a passagem sucessiva dos corpos rolantes, pequenas partículas de material soltam-se agravando as falhas já existentes resultando no fenómeno de *spalling* ou *flaking* (Figura 10) progredindo em tamanho e notoriedade até que o rolamento gripe e deixa de funcionar.

Geralmente quando se dá estes acontecimentos aumenta, consequentemente o ruído do rolamento sendo perceptível ao ouvido humano.



Figura 10 – Evolução do fenómeno de *spalling* ou *flaking*

Os principais danos sofridos podem ser mitigados através de uma correta manutenção espaçada no tempo, verificando o estado do lubrificante e assegurando uma correta instalação do rolamento. Quando este falha é importante determinar a causa da sua origem de forma que se consiga efetuar os ajustes necessários ao dispositivo.

É de se realçar que quando se observa falhas de um rolamento, geralmente olha-se para um conjunto de falhas que se proporcionaram umas através das outras. Por exemplo, quando ocorre corrosão no interior do rolamento cria-se ferrugem que atuará como um abrasivo desgastando a superfície das pistas do rolamento criando folgas prejudiciais.

Cada tipo de falha tem a sua própria “impressão digital”, ou seja, é possível distinguir a sua origem por meio das suas características, aspeto e localização. De acordo com o catálogo Bearing failure: causes and cures de *Barden precision bearing*, e o guia para a análise de danos em rolamentos produzido pela empresa *Timken* iram ser descritos os principais danos em rolamentos:

#### **Carga excessiva:**

Quando são aplicadas cargas excessivas é de se esperar que aconteçam falhas prematuras no rolamento. Estas cargas podem ter origem em folgas demasiado

apertadas fazendo com que os seus elementos internos induzam o fenómeno de *brinelling*, tópico que será abordado posteriormente.

As características que definem este tipo de dano passam pelo desgaste da superfície das pistas, marcando o caminho dos corpos rolantes que se encontra delineado por material termicamente afetado, proveniente de temperaturas excessivas alcançadas graças a grandes amplitudes de atrito, ver Figura 11.

Assim que se identifica este tipo de dano deve-se reconsiderar outro rolamento que consiga suportar cargas com maior intensidade ou se possível moderar as cargas até a um patamar seguro para o mesmo tipo de rolamento.



*Figura 11 – Exemplo de carga excessiva no anel interior Fonte: Barden*

### **Sobreaquecimento:**

Sempre que se registem temperaturas acima  $200^{\circ}\text{C}$  verifica-se que as pistas, as esferas e a gaiola ficam termicamente afetadas podendo até mesmo recozer o seu próprio aço alterando as suas propriedades levando à falha prematura do elemento.

Os principais sintomas são a descoloração do material para tons de azul e dourado (ver Figura 12), e em casos extremos, quando operam a altas rotações e suportam cargas excessivas durante um longo período, pode dar-se a deformação dos seus componentes destruindo também o lubrificante no seu interior.

Algumas ações preventivas para evitar esta falha passam justamente por adaptar o rolamento de maneira a suportar cargas elevadas, refrigeração reforçada e reposição periódica de lubrificante. Termómetros que indiquem a temperatura de funcionamento permitem desempenhar um controlo ativo sobre este tipo de danos, interrompendo quando ultrapassado o limite de temperatura aceitável.



Figura 12 – Anel interior termicamente afetado Fonte: Barden

### Brinelling

Primeiramente, é importante referir que podem ocorrer dois tipos de *brinelling*, o falso e o verdadeiro.

O *brinelling* falso ocorre quando o rolamento absorve vibração de elevada amplitude enquanto ocupa uma posição estacionária. Esta vibração é transmitida para os corpos rolantes que por sua vez marcam individualmente e axialmente as pistas. As marcas elípticas formadas por cada esfera são acompanhadas por detritos nas suas orlas, o lubrificante sem rotação, não consegue ocupar os pontos de contacto ficando a interação prejudicial aço com aço.

Estas depressões provocam o encurtamento da vida do rolamento por dificultarem a passagem suave dos corpos rolantes gerando maior atrito e consequentemente maior temperatura.

Este fenómeno pode ocorrer durante o transporte de equipamentos, ou em dispositivos que estejam em *stand-by* perto de outros em funcionamento, para o evitar deve-se isolar de forma apropriada os dispositivos que não se encontrem em funcionamento

O *brinelling* verdadeiro acontece quando as cargas sentidas provocam a deformação plástica das pistas do rolamento, estas deformações permanentes, com o mesmo aspeto do *brinelling* falso aumentam a amplitude da vibração causando a falha prematura.

Qualquer carga excessiva ou impacto durante a instalação ou remoção de rolamentos num veio ou chumaceira podem causar este acontecimento, portanto é

importante utilizar as ferramentas apropriadas e respeitar a integridade do material para mitigar esta falha.



Figura 13 – Brinelling falso Fonte: Barden



Figura 14 – Brinelling verdadeiro Fonte: Barden

### Falha por fadiga

As falhas por fadiga são o resultado do fenómeno de *spalling* ou *flaking*, o que constitui fraturas no percurso efetuado pelos corpos rolantes nas superfícies das pistas, na gaiola e nas próprias esferas do rolamento. Este tipo de falha desenvolve-se de forma progressiva com o funcionamento do dispositivo, formando e acumulando detritos no interior do rolamento.

Quando se consegue identificar esta falha precocemente e o dano registado não é grave, é possível diagnosticar a sua causa e conseqüentemente tomar as ações necessárias para o impedir de acontecer. Quando o *flaking* evolui para certos casos em que a sua deteção acontece por meio da vibração e som, é imperativo que se efetue a troca do rolamento em funcionamento.



a) Anel interior Fonte: Barden



b) Corpo rolante Fonte: Barden

Figura 15 – Exemplos de fadiga

## **Contaminação**

A contaminação é uma das principais causas de insucesso dos rolamentos. Os indicadores de contaminação correspondem a amolgamentos nas pistas e esferas, o que resulta em elevada vibração e desgaste.

Os contaminantes incluem poeiras transportadas pelo ar, sujidade ou qualquer substância abrasiva que entre no rolamento. As principais causas são ferramentas sujas, áreas de trabalho contaminadas, o tipo de ambiente em que se encontra o dispositivo em funcionamento e o lubrificante escolhido.

Ferramentas, acessórios e mãos limpas ajudam a reduzir as falhas por contaminação, ao manter a área de trabalho longe das áreas de montagem dos rolamentos evita-se a violação da vedação dos mesmos. Deixar os rolamentos na sua embalagem original até ao momento de instalação é um bom método para conservar a sua pureza. Os vedantes são críticos, pois ao estarem danificados são incapazes de proteger os rolamentos da contaminação.



*Figura 16 – Resultado da contaminação no anel interior Fonte: Timken*

## **Falha por lubrificação**

As pistas e as esferas descoloradas em tons de azul e castanho são sinais de falha do lubrificante. Segue-se um desgaste excessivo das esferas, dos anéis e das gaiolas, resultando em sobreaquecimento e subsequente falha catastrófica.

Os rolamentos de esferas dependem da presença contínua de uma película muito fina de lubrificante, o filme lubrificante, entre as esferas e as pistas e também entre a gaiola, os anéis do rolamento e as esferas. As falhas são normalmente causadas pela restrição do fluxo de lubrificante ou por temperaturas excessivas que degradam as propriedades do lubrificante.

Os engenheiros de *Barden* podem aconselhar os utilizadores sobre o tipo de lubrificante mais adequado e a quantidade a utilizar. Além disso, medidas tomadas para

corrigir o encaixe inadequado, controlar melhor a pré-carga e arrefecer os veios e chumaceiras reduzirão as temperaturas dos rolamentos e melhorará a durabilidade do lubrificante. No capítulo 2.2.3 é possível verificar fenómenos de redução do aquecimento por corte de entrada e redução por esgotamento cinemático que responsabilizam a ação dos lubrificantes no interior do rolamento.



*Figura 17 – Exemplo de falha por lubrificação Fonte: Barden*

### **Corrosão**

As áreas vermelhas e castanhas nas esferas, pistas, gaiolas ou bandas de rolamentos de esferas são sinais típicos de corrosão. Esta condição resulta da exposição dos rolamentos a fluidos corrosivos ou a uma atmosfera corrosiva. O resultado habitual é o aumento da vibração seguido de desgaste, com subsequente aumento da distância radial ou perda de pré-carga. Em casos extremos, a corrosão pode dar início a falhas precoces por fadiga.

Desviar os fluidos corrosivos para longe das zonas de rolamento e utilizar rolamentos integralmente vedados sempre que possível pode ajudar a corrigir danos por corrosão. Se o ambiente for particularmente hostil podem usar-se vedantes externos como complementação aos vedantes integrais. A utilização de rolamentos de aço inoxidável é também útil.



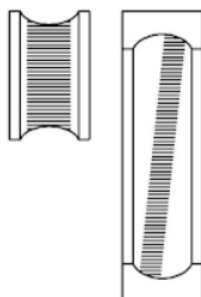
*Figura 18 – Exemplo de corrosão no anel exterior Fonte: Barden*

### **Desalinhamento**

O desalinhamento pode ser detetado na pista do anel estacionário, geralmente o anel exterior. Se o desalinhamento se registar, a temperatura do rolamento ou da chumaceira pode subir de forma anormal esperando-se também um desgaste nos compartimentos das esferas na gaiola.

O desalinhamento pode-se dar através de veios torcidos, rebarbas existentes, sujidade no veio ou na chumaceira, mau aperto dos apoios dos diferentes constituintes do sistema. Consoante as diferentes aplicações, o desalinhamento máximo admissível varia, diminuindo com a velocidade. Ao desmontar um rolamento que tenha sido exposto a extremos casos de desalinhamentos, é comum observar-se uma faixa larga de desgaste na pista interior causada pelas esferas e uma faixa oblíqua no anel exterior, remetendo para o funcionamento deficiente do rolamento por meio de cargas exteriores.

As medidas corretivas adequadas incluem: inspeção dos veios e chumaceiras, verificação de irregularidades nas abas e no assento do rolamento, utilização de roscas de ponto único para a fixação de elementos na estrutura do veio.



*Figura 19 – ilustração do desgaste largo e oblíquo nas pistas do rolamento*

## **Folgas largas e apertadas**

Ajustes soltos ou folgados causam movimento relativo entre peças de contacto o que, com a continuidade, causa desgaste por fricção. Este desgaste por fricção causa a formação de partículas finas de metal que oxidam, o que acaba por criar uma cor castanha característica, mencionada na falha por corrosão.

Este material criado é abrasivo e agrava a folga já existente. Se a folga permitir um movimento considerável do anel interior ou exterior, a consequência será o desgaste e aquecimento das superfícies de montagem, que por sua vez irá causar problemas de ruído e irregularidades.

Um ajuste apertado faz com que exista um desgaste causado pela esfera nas pistas em toda a sua circunferência. Quando os ajustes de interferência excedem a folga radial, as esferas ficarão excessivamente carregadas, isto vai resultar numa rápida elevação de temperatura acompanhada de um binário elevado. O funcionamento contínuo nestas condições pode levar a um rápido desgaste e fadiga.

A determinação das folgas e do espaçamento entre materiais internos e externos do rolamento são decisivos para dar longevidade à vida do mesmo, a folga radial e axial destes elementos tem de existir de forma controlada, beneficiando assim a sua saúde.

### **2.2.1. Frequências de falha de rolamentos**

Para o anel exterior estacionário e um anel interior rotativo as frequências de falha típicas de um rolamento estão expressas em seguida.

#### Frequência de falha da passagem da esfera, pista exterior

$$BPFO = \frac{nf_r}{2} \left\{ 1 - \frac{d}{D} \cos \phi \right\} \quad (2)$$

#### Frequência de falha da passagem da esfera, pista interior

$$BPFI = \frac{nf_r}{2} \left\{ 1 + \frac{d}{D} \cos \phi \right\} \quad (3)$$

#### Frequência de falha da gaiola

$$FTF = \frac{f_r}{2} \left\{ 1 - \frac{d}{D} \cos \phi \right\} \quad (4)$$

#### Frequência de falha da esfera

$$BSF = \frac{D}{2d} \left\{ 1 - \left( \frac{d}{D} \cos \phi \right)^2 \right\} \quad (5)$$

onde,

$f_r$  = velocidade de rotação do veio

$n$  = número de corpos rolantes

$\phi$  = ângulo de carga a partir do plano radial

$d$  = diâmetro do elemento rolante

$D$  = diâmetro médio do rolamento

$$D = \frac{\text{Diâmetro externo do anel interno} + \text{Diâmetro interno do anel exterior}}{2} \quad (6)$$

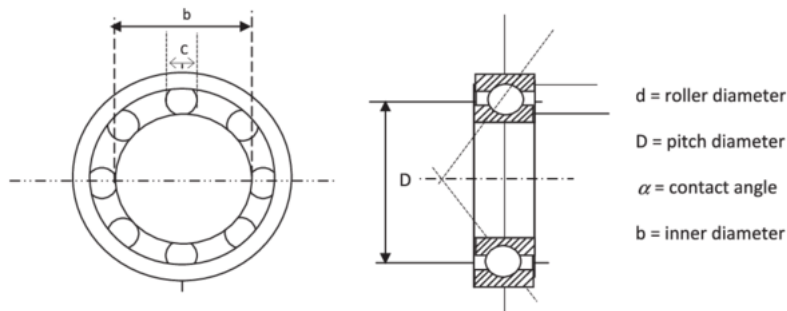


Figura 20 - características funcionais de um rolamento radial

É importante referir que o resultado destas frequências reflete um funcionamento sem escorregamentos internos do rolamento o que na realidade não acontece. O escorregamento sentido é proveniente da variação de carga axial para radial em locais de contacto para cada corpo rolante, assim como os diferentes diâmetros efetivos de cada esfera fazem com que estas rolem a diferentes velocidades, no entanto a gaiola existente limita esta derivação provocando escorregamentos aleatórios. Os resultados experimentais variam cerca de 1-2% dos valores obtidos de forma teórica validando a utilização destas equações para a obtenção de valores de referência para as falhas dos componentes de um rolamento.

Mesmo que esta diferença seja pequena em valor absoluto, o aspeto do sinal adquirido muda substancialmente fazendo com que o processo de deteção a partir da

técnica do envelope, abordada posteriormente, capaz de diagnosticar de forma efetiva a partir de um sinal bruto em que não é possível retirar conclusões.

### **2.3. Técnicas de detecção e diagnóstico de danos em rolamentos**

A utilização de rolamentos de esferas em dispositivos mecânicos torna o estudo das suas inerentes falhas uma obrigação, impulsionando desta forma os métodos de detecção e diagnóstico baseados na vibração. Esta área tem sido alvo de vários estudos nas últimas décadas, focando-se nos sinais típicos de aceleração responsáveis pelas falhas nos diferentes componentes do rolamento.

Um dos primeiros estudos realizados em 1969 por Balderston of Boeing determinou que os sinais gerados pelas falhas do rolamento encontravam-se, principalmente, em zonas de altas frequências. Sempre que os corpos rolantes passam pelas falhas presentes nas pistas do rolamento ou quando elementos rolantes danificados rodam pelas pistas, são registados impactos internos no rolamento que excitam a ressonância da caixa do rolamento.

De acordo com Randall (2011) existem dois fatores que prevalecem nas diferentes amplitudes registadas pelos choques sofridos no encontro de falhas dos respetivos componentes:

- A intensidade destes choques varia consoante a carga suportada pelos corpos rolantes, para este fator importa também a velocidade de rotação, ou seja, de quanta duração é o intervalo de tempo entre cada choque induzido pela passagem do corpo rolante pelas falhas na zona de carga.
- Onde é que se encontra o sensor (normalmente um acelerómetro) responsável por registar as respostas, este convém ser posicionado de acordo com o local de trabalho do rolamento.

#### **2.3.1. Nível global**

A maneira mais direta para se quantificar a vibração de um sistema em funcionamento passa pelo cálculo do nível global, que se baseia no RMS (Root Mean Square), com o ponto de leitura mais próximo possível do rolamento que se pretende avaliar, a chumaceira onde este se encontra talvez seja a solução para a maioria dos casos.

A norma ISO10816 Mechanical vibration — Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts, afirma que a medição de vibração deve ser obtida dentro de um intervalo de frequências grande o suficiente de modo que o espectro de frequências da máquina fique adequadamente coberto. A gravidade da vibração pode ser determinada através da velocidade de vibração em RMS ( $mm/s$ ) entre o intervalo de frequências de 10 – 1000Hz, calculado usando a seguinte expressão calculada na frequência,  $X_k$  corresponde a um espectro em frequência de um sinal adquirido.

$$RMS_{velocidade} = \sqrt{\frac{\sum_k (|2X_k|)^2}{2}} \quad (7)$$

A norma apresenta quatro zonas de avaliação, estabelecidas a partir da experiência internacional, estas zonas típicas permitem qualificar a vibração de uma máquina e orientar o avaliador sobre ações possíveis a tomar:

Zona A: Vibração de máquinas recentemente colocadas em funcionamento.

Zona B: As máquinas com vibrações dentro desta zona são normalmente consideradas aceitáveis para um funcionamento sem restrições a longo prazo.

Zona C: Vibrações que estejam dentro desta zona consideram-se insatisfatórias para um funcionamento a longo prazo, deve-se preparar uma intervenção corretiva para se efetuar em breve, geralmente podem funcionar durante esse curto espaço de tempo se não existir outra solução.

Zona D: Valores que se registem nesta zona são normalmente considerados com uma gravidade suficiente para danificar a máquina onde funcionam.

Segundo a norma ISO10816 a tabela que mais é apropriada para a dissertação presente está ilustrada na figura 21.

| R.m.s. vibration velocity<br>mm/s | Class I |
|-----------------------------------|---------|
| 0,28                              | A       |
| 0,45                              |         |
| 0,71                              |         |
| 1,12                              | B       |
| 1,8                               |         |
| 2,8                               | C       |
| 4,5                               |         |
| 7,1                               | D       |
| 11,2                              |         |
| 18                                |         |
| 28                                |         |
| 45                                |         |

Figura 21 - valores de pré-alarme e alarme para o nível global (mm/s)

Os níveis estabelecidos de pré-alarme (B/C) e alarme (C/D) variam consoante o tipo de máquina que se pretende avaliar, para este exemplo selecionou-se a classe I, visto que esta foi definida para motores em condições naturais de funcionamento que produzam até 15 kW de potência, sendo que máquinas de menor porte tendem a estabelecer-se na área inferior das zonas e máquinas de maior porte refletem as suas leituras na parte superior das zonas.

Embora o nível global seja uma técnica de monitorização económica e expedita apenas se comprova eficiente na deteção de dano a um nível mais avançado, visto que a um nível mais precoce, outras fontes de vibração como o motor, acoplamentos, engrenagens, desalinhamento e folgas no sistema se sobrepõe aos danos existentes em rolamentos camuflando-os, ver figura 22.

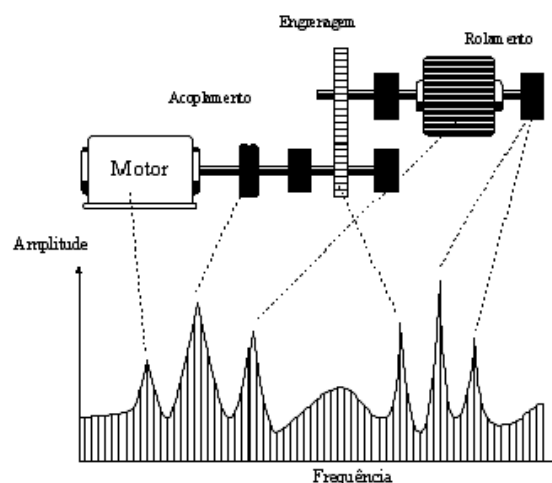


Figura 22 - Diferentes fontes de vibração num sistema

### 2.3.2. Fator de crista

O fator de crista, quociente entre o pico e o RMS em aceleração (ver figura 23), visa capacitar o avaliador em algumas situações, de um aviso antecipado de defeitos num rolamento.

Segundo, Lacey S., & Limited. (n.d.), quando se forma uma falha, os impactos causados por cada corpo rolante a cada passagem pela mesma, originam um aumento instantâneo da amplitude da vibração, isto é, do seu pico, no entanto o RMS mantém-se praticamente constante fazendo ver-se um aumento no fator de crista. Numa fase de dano mais avançada os impactos serão cada vez mais aumentando o valor do RMS sem aumentar o pico, o que tende a estabilizar o fator de crista, por norma a um valor três vezes superior ao valor observado no rolamento sem dano. Assim, a deteção de dano incipiente dá-se a partir do momento que se verifica um aumento consistente do fator de crista. Quando este aumento começar a parar é sinal que o RMS aumentou muito, ou seja, que está próximo o colapso do rolamento.

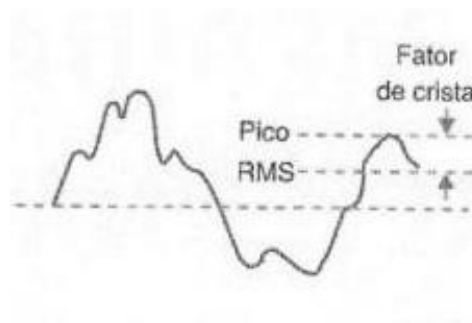


Figura 23 - Representação gráfica do fator de crista

### 2.3.3. Análise da envolvente

O espectro de um sinal bruto não possui muita informação para que se consiga diagnosticar corretamente falhas em rolamentos, por esta razão a técnica do envelope tem sido escolhida ao longo dos anos como a técnica mais fiável para o diagnóstico destas falhas.

A análise da envolvente é importante devido ao facto do efeito da falha no rolamento se traduzir numa modulação em amplitude da vibração da caixa do rolamento, e seus componentes (pistas, elementos rolantes e gaiola), em ressonância.

Assim, desmodulando em amplitude a vibração da ressonância da caixa do rolamento obtém-se o sinal modulador, isto é, os impactos provocados pela falha.

Considerando uma falha na pista do anel exterior, o elemento rolante ao passar por esta origina um impacto que provoca uma libertação de energia e acaba por inevitavelmente excitar a frequência natural do anel, diminuindo até se seguir uma nova passagem do corpo rolante seguinte no local de falha. Este sinal, a ressonância do anel exterior, contém a frequência de passagem das esferas pela falha presente na pista exterior, o que no tempo é praticamente impossível de a detetar, daí surgir a necessidade de se utilizar a técnica do envelope para a visualizar.

#### 2.3.3.1. Envelope

A análise do envelope é, atualmente, a ferramenta de excelência para se efetuar o diagnóstico de avarias em rolamentos por análise de vibrações. Resolvendo também problemas mecânicos associados a impactos cíclicos numa máquina, como por exemplo o mal folgas, desapertos ou o funcionamento de engrenagens.

Primeiramente, o sinal no tempo é adquirido a partir de um sensor posicionado estrategicamente numa chumaceira, é através da FFT (ver figura 24), representado no domínio da frequência. A técnica do envelope consiste em aplicar um filtro de passa-alta a este sinal, com o objetivo de realçar as altas frequências de falha do rolamento, que se encontravam ocultas devido ao ruído provocado pelos restantes componentes. Em seguida expõe-se o sinal filtrado no tempo limitando-se apenas aos seus valores positivos. Finalmente volta-se a efetuar a FFT criando o espectro de frequências capaz de detetar impactos periódicos provocados pelos seus constituintes em cada passagem pela falha.

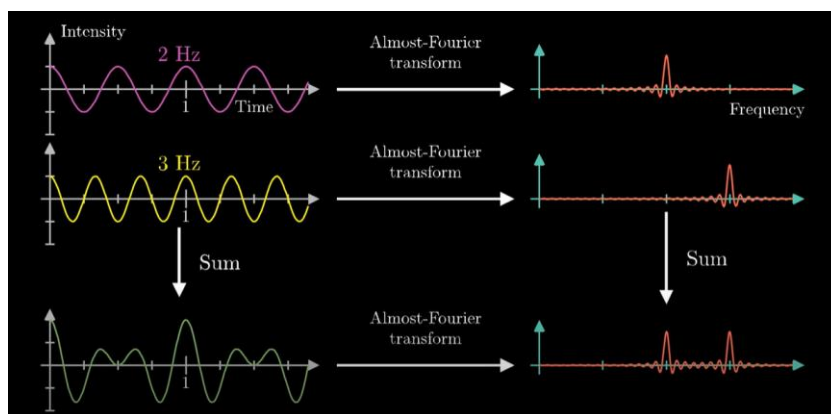


Figura 24 - FFT de um sinal

A imagem 24 resume, graficamente, o que se pretende alcançar com a aplicação da técnica do envelope. Através da FFT aplicada a um sinal bruto no tempo é possível identificar as diferentes frequências nele contido. Sendo o sinal bruto o que se registará a partir de um acelerómetro, o objetivo será averiguar a existência de uma ou mais frequências típicas de falha dentro da sua composição, diagnosticando efetivamente.

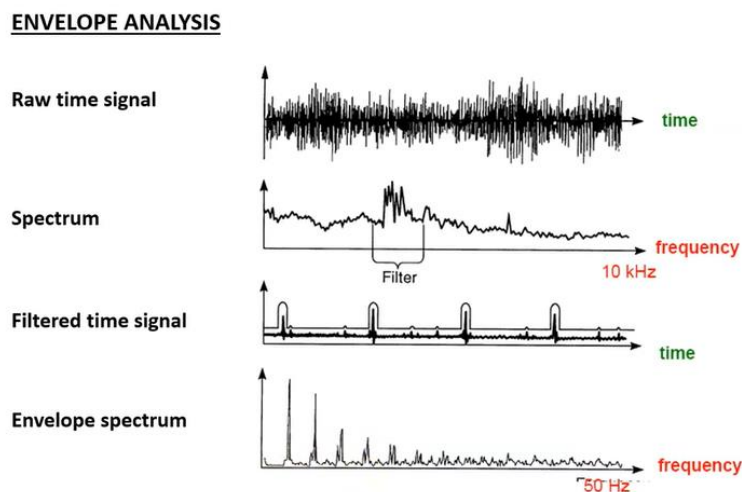


Figura 25 - Técnica do envelope

### 2.3.3.2. Envelope pela Transformada de Hilbert

O processo de demodulação justifica também a utilização da “Transformada de Hilbert”, ilustrada na Figura 26, devido aos aspetos benéficos que lhe são aderentes no processo de diagnóstico, como o facto de ser possível eliminar componentes com uma vibração mais significativa nas proximidades do rolamento.

Esta técnica apresenta um espectro unilateral (apenas com frequências positivas) que é transformado inversamente para o domínio do tempo. Este sinal complexo no tempo, denominado de sinal analítico, apresenta na parte imaginária a transformada de Hilbert da parte real.

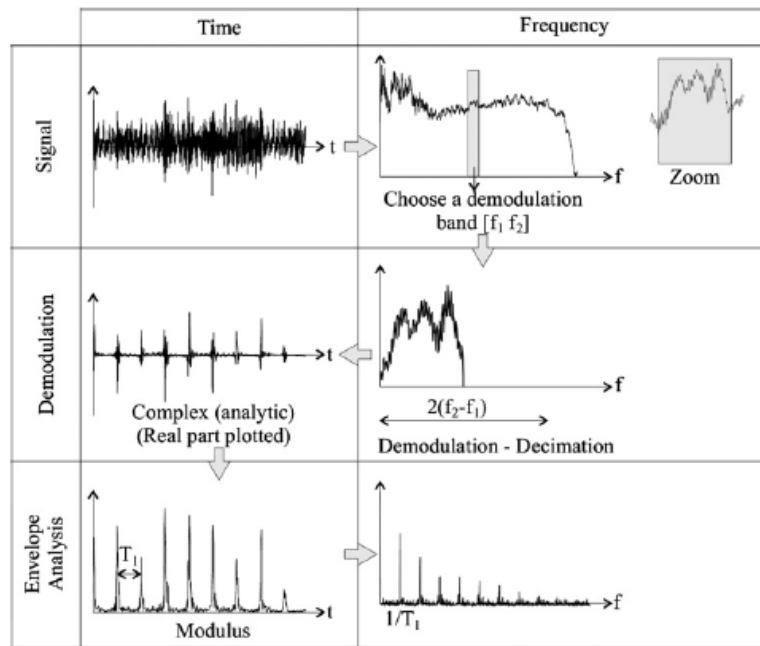


Figura 26 – Transformada de Hilbert

Um sinal harmónico modulado em amplitude (AM signal), é um sinal composto por esse mesmo sinal portador (carrier signal) e por tantos pares de bandas laterais quantas harmónicas tiver o sinal modulador (information signal) como mostra a imagem seguinte. (Figura 27)

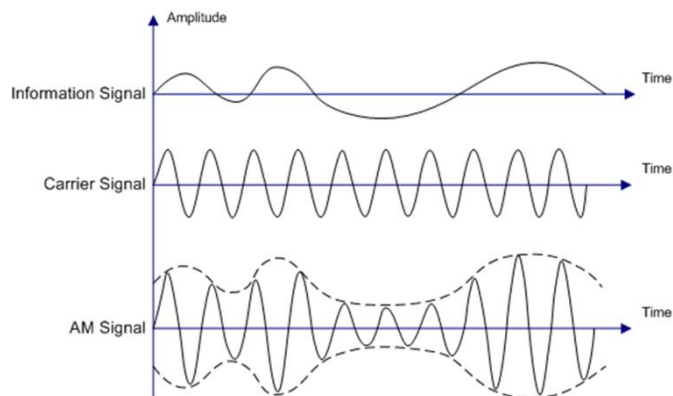


Figura 27 – Sinal harmónico modulado em amplitude

Suponha-se um sinal modulador harmónico:

$$s_m(t) = S_m \cos(2\pi f_m t) \quad (8)$$

em que  $S_m$  é a amplitude modeladora e  $f_m$  é a frequência do sinal modelador. Logo, o sinal modulado em amplitude será:

$$s(t) = (S_c + S_m \cos(2\pi f_m t)) \cos(2\pi f_c t) \quad (9)$$

em que  $S_c$  é a amplitude do sinal portador e  $f_c$  é a sua frequência. Assim, obtém-se:

$$s(t) = S_c \cos(2\pi f_c t) + S_m \cos(2\pi f_m t) \cos(2\pi f_c t) \quad (10)$$

Aplicando a identidade trigonométrica:

$$\cos(\alpha) \cos(\beta) = \frac{1}{2} \cos(\alpha + \beta) + \frac{1}{2} \cos(\alpha - \beta) \quad (11)$$

é possível concluir que o sinal modulado em amplitude que terá bandas laterais obtidas através da adição ou subtração da  $f_c$  à  $f_m$ . Logo,

$$s(t) = S_c \cos(2\pi f_c t) + \frac{S_m}{2} \cos(2\pi(f_c + f_m)t) + \frac{S_m}{2} \cos(2\pi(f_c - f_m)t) \quad (12)$$

A identificação do sinal modulador através da transformada de Hilbert será:

$$s(t) = (S_c + s_m(t)) \cos(2\pi f_c t) \quad (13)$$

$$s_m(t) = \sum_n S_{m_n} \cos(2\pi f_{m_n} t) \quad (14)$$

Sinal analítico é dado por,

$$\hat{s}(t) = s(t) + j\tilde{s}(t) \quad (15)$$

Onde,  $s(t)$  é o sinal analítico e  $\tilde{s}(t)$  representa a transformada de Hilbert,

$$S(t) \cos(2\pi f_c t) \quad (16)$$

Usufruindo da Transformada de Hilbert,

$$\sin(t) = \mathcal{H}(\cos(t)) \quad (17)$$

$$S(t) \sin(2\pi f_c t) \quad (18)$$

Utilizando a fórmula de Euler,

$$\hat{s}(t) = (S_c + s_m(t)) e^{j(2\pi f_c t)} \quad (19)$$

Realizando a norma consegue-se a seguinte expressão que modela a amplitude no domínio do tempo,

$$S_c + s_m(t) = \sqrt{\text{Re}(\hat{s}(t))^2 + \text{Im}(\hat{s}(t))^2} \quad (20)$$

Finalmente extrai-se o sinal modulador,

$$s_m(t) = \sqrt{\text{Re}(\hat{s}(t))^2 + \text{Im}(\hat{s}(t))^2} - S_c \quad (21)$$

Resumindo passo a passo a técnica de modulação em amplitude utilizando a transformada de Hilbert tem-se:

1. Cálculo da FFT do sinal medido

$$S(f) = \mathcal{FFT}(s(t)) \quad (22)$$

2. Transformada de Hilbert da FFT do sinal medido

$$\tilde{S}(f) = \mathcal{H}(S(f)) = S(f) \times (-j) \quad (23)$$

3. Cálculo da inversa da FFT da transformada de Hilbert da FFT do sinal medido

$$\tilde{s}(t) = \mathcal{FFT}^{-1}(\tilde{S}(f)) \quad (24)$$

4. Cálculo do sinal analítico no domínio do tempo

$$\hat{s}(t) = s(t) + j\tilde{s}(t) \quad (25)$$

5. Cálculo do sinal modulador

$$s_m(t) = |\hat{s}(t)| - S_c \quad (26)$$

## 2.4. Toleranciamento dimensional e ajustamentos em rolamentos

Para que a vida útil do rolamento seja aproveitada da melhor forma é necessário ter em consideração uma boa escolha das tolerâncias na fase de projeto. Existem vários tipos de tolerâncias para veios e chumaceiras por essa mesma razão é importante selecionar o que se adequa ao dispositivo onde se encontram de forma a evitar falhas precoces e desnecessárias.

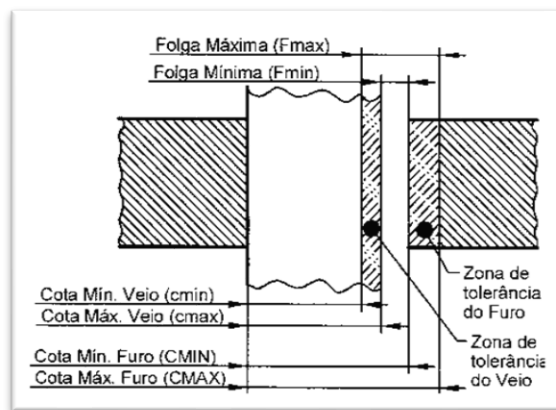
Ao escolher uma tolerância com demasiada folga o rolamento não estará suportado corretamente danificando as pistas do mesmo, escolhendo uma tolerância demasiado apertada o rolamento perderá os seus valores de eficácia e as temperaturas durante o seu trabalho serão bastante elevadas. Portanto, para a seleção de tolerâncias de veios e chumaceiras é necessário ter em consideração os seguintes fatores:

- O anel interior está em rotação ou estacionário;
- Quais são as cargas presentes no sistema;
- Diâmetro do furo do rolamento;
- Diâmetro externo do rolamento;

- Tipo de aplicação do rolamento;
- Tipo de material da chumaceira.

### **Tipos de ajustamentos para rolamentos**

**Ajustamento com folga** permite que o rolamento se monte e desmonte facilmente no veio e chumaceira, como o nome indica a folga presente dá-se quando a cota máxima do veio é menor que a cota mínima do furo. Esta tem de ser bem ajustada para que o rolamento não fique demasiado solto resultando em falhas prematuras e mau desempenho do mesmo.



*Figura 28 - Ajustamento com folga*

**Ajustamento com pressão ou aperto** é o oposto da tolerância com folga, quando a cota mínima do veio é superior à cota máxima do furo sendo necessário, por vezes, recorrer a processos de montagem com temperatura. O nível de interferência dos materiais não pode ser excessivo visto que este fator irá pôr em causa a saúde do rolamento aumentando a sua temperatura durante o funcionamento e danificando as pistas do mesmo.

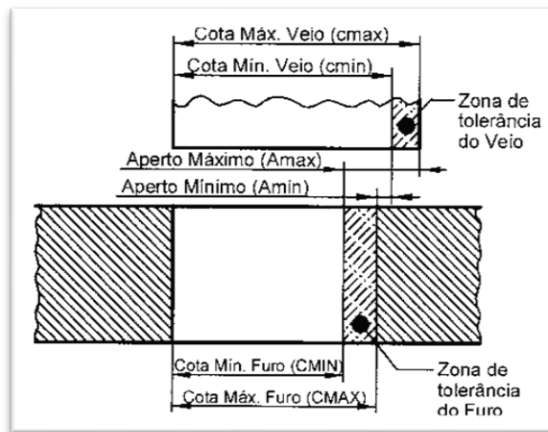


Figura 29 - Ajustamento com pressão ou aperto

**Ajustamento em transição ou incerto** encontra-se no meio das duas tolerâncias referidas anteriormente onde as zonas de tolerância do veio e do furo intersectam-se. Esta tolerância irá depender do tamanho do diâmetro do furo do rolamento e também do diâmetro externo do mesmo.

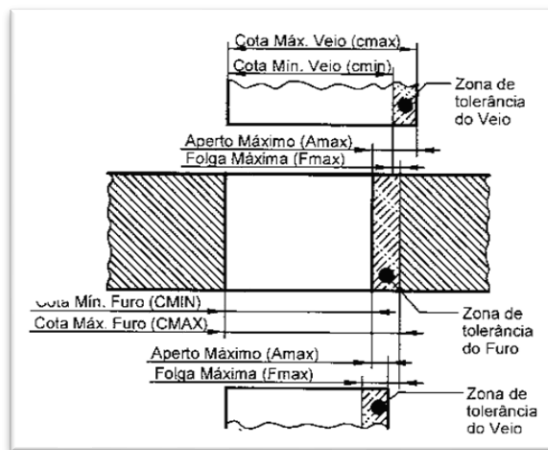


Figura 30 - Ajustamento em transição ou incerto

### **3. Trabalho desenvolvido**

#### **3.1. Mostuário**

Como mencionado na introdução, o mostuário ainda se encontra em desenvolvimento. Será requerida autorização ao júri para a sua inclusão na versão final deste documento

Neste subcapítulo pretende-se expor o processo de recolha de rolamentos e de construção de um mostuário. Pretende-se também mostrar o processo de idealização do mostuário em questão com vários rolamentos danificados e em bom estado dispostos e guarnecidos de informação relativa à origem das suas falhas assim como uma breve descrição da sua utilidade e funções em dispositivos que integraram.

Este mostuário tem como destino o Departamento de Ciências e Tecnologias sediado na Escola Naval, com o objetivo de ficar exposto a quem frequenta estas instalações.

#### **3.2. Bancada de simulação**

Durante a realização desta dissertação o autor teve a oportunidade de contactar com diversas identidades relacionadas com a produção, utilização e manutenção de rolamentos.

Uma das primeiras referências tomadas foi iniciada durante uma visita às instalações da Escola Náutica liderado pelo Sr. Professor Luís Mendonça com o propósito de observar e analisar uma máquina simuladora de falhas que foi adquirida à empresa americana *Spectra Quest* e que está representada na Figura 31.

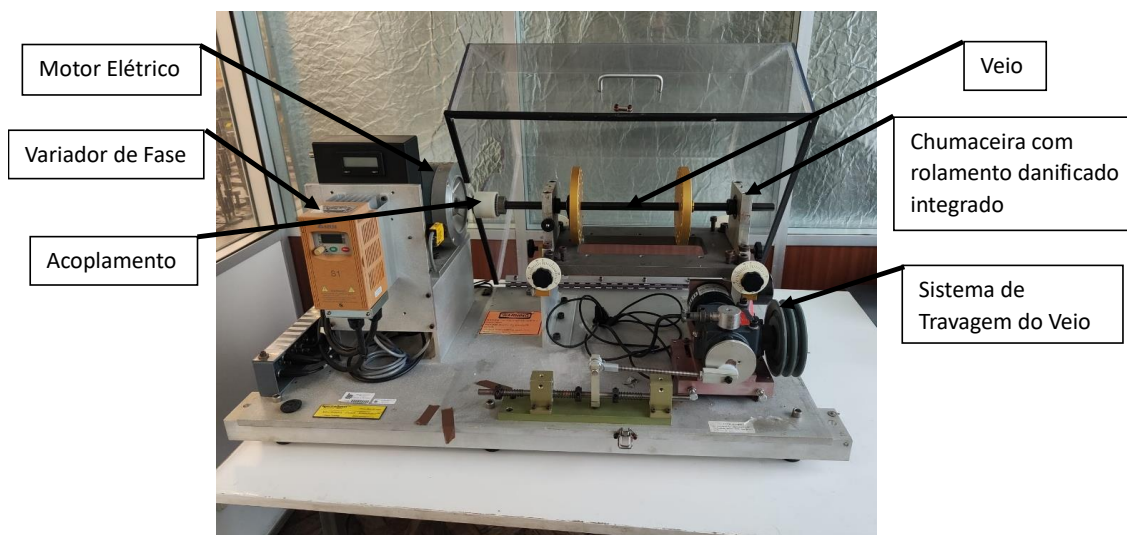


Figura 31 –Bancada simuladora de falhas em rolamentos da Spectra Quest

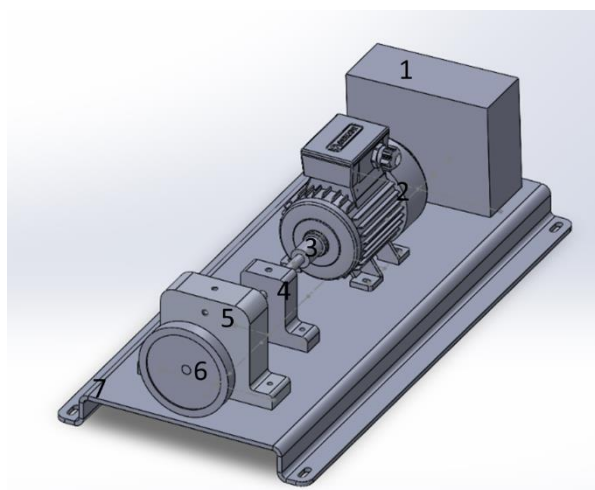
No momento da visita, este simulador encontrava-se em manutenção e por essa razão não foi possível vê-lo em funcionamento. O sistema de travagem apresentava-se inoperacional assim como as ligações correspondentes ao motor elétrico do dispositivo, no entanto, a observação deste simulador inspirara os primeiros esboços relativos à bancada de trabalho que aqui foi projetada, desenvolvida e produzida.

O software escolhido para o desenho computacional das peças foi o *Solidworks*, visto que o autor já estava familiarizado com a interface do mesmo, e também devido à possibilidade de produzir ficheiros capazes de serem lidos pelas máquinas CNC.

Para a produção das peças foi estabelecido o contacto com a empresa portuguesa *Lusamar*, que conta com cerca de 30 anos de experiência especializada em fabrico de máquinas, manutenção industrial, construções metálicas e corte de materiais por laser e jato de água. Os funcionários mostraram-se disponíveis para fornecer um local de trabalho nas suas instalações assim com a utilização das suas máquinas para dar vida à bancada de trabalho.

### 3.2.1. Esquemas e materiais

A ideia conceptual da bancada de trabalho é ilustrada na Figura 32 e também pode ser visualizado o seu desenho técnico no anexo A. Em cima de uma base de alumínio estão assentes um motor elétrico e o inversor de frequência, um sistema de acoplamento, um veio, uma chumaceira, um freio para simular cargas no sistema e um disco na extremidade do veio para criar desequilíbrio.



| Legenda da Figura 32 |                        |
|----------------------|------------------------|
| 1                    | Inversor de frequência |
| 2                    | Motor                  |
| 3                    | Acoplamento e veio     |
| 4                    | Freio                  |
| 5                    | Chumaceira             |
| 6                    | Disco de desequilíbrio |
| 7                    | Base                   |

Figura 32 – Modelo conceptual da banca de simulação

### Motor elétrico

O motor utilizado nesta bancada de trabalho, ver Figura 33, pertence à empresa Nord Drivesystems, a sua descrição técnica, 63 L/4 230/400, permite-nos extrair informação pertinente relativamente a este dispositivo. A sua altura do eixo é de 63mm, o seu índice de potência classifica-se como *L*, ou seja, apresenta um índice de potência padrão sem classe de eficiência, dispõe de 4 polos e a sua voltagem é de 230/400 V.



Figura 33 – Motor elétrico Nord Fonte: Nord drivesystems

### **Variador de frequência**

O acionamento elétrico é efetuado a partir do inversor de frequência, ver Figura 34, da empresa Nord drivesystems, cuja aplicação pode ser adaptada aos requisitos necessários. Neste caso o inversor opera de forma descentralizada controlando a velocidade de rotação do motor a partir do seu display.

Através da consulta do seu manual conclui-se que o ar quente é dissipado pelo lado de cima do equipamento e que para a sua instalação na base, as alhetas de refrigeração presentes na parte traseira do inversor se encontrem cobertas por uma superfície plana de forma a garantir uma boa convecção. O suporte de montagem que acompanha o variador de fase é encaixado no devido lugar, determinando as coordenadas dos apoios para a base.

Devido às múltiplas possibilidades de ajuste, podem ser operados motores trifásicos dentro da gama de potência compreendida entre  $0,25kW$  a  $37,0kW$



*Figura 34 – Variador de frequência Nord Nord drivesystems*

### **Veio e acoplamentos**

O veio presente no sistema mecânico tem um diâmetro nominal de  $12mm$  e é constituído pelo aço de carbono 1045, um aço de média resistência. É produzido e certificado pela empresa Phidgets e possui um comprimento de  $27mm$ .

Para se efetuar a ligação entre o motor elétrico e o veio é necessário adquirir um acoplamento do tipo flexível em aranha, ver Figura 35, também produzido pela Phidgets. Este tipo de acoplamento possui três partes, duas metálicas que se conectam, uma no motor e outra no veio e uma terceira parte elástica, referida normalmente como flexível em aranha, que se localiza entre as duas peças de metal e permite uma transmissão de

força mais eficiente e duradoura no tempo. Esta procura absorver desalinhamentos e possíveis danos estruturais dos restantes componentes.



Figura 35 – Acoplamento do tipo flexível em aranha Fonte: Phidets

## Rolamento

Existem vários tipos e tamanhos de rolamentos, portanto é importante identificar qual será o mais apropriado para a máquina que o irá alojar garantindo que esta funciona apropriadamente, aumentando a longevidade da sua vida útil.

Subsistem vários processos de seleção de rolamentos, no entanto os principais tópicos mostrados em seguida foram baseados a partir do catálogo da empresa NTN. Neste catálogo é apresentado ao leitor um dos mais comuns e praticáveis processos de escolha de um rolamento em fase de projeto.

### 1- Identificar as condições do ambiente e condições de operação

- Tipo de material que constitui a máquina e o local que albergará o rolamento.
- Velocidade de rotação, temperatura de funcionamento, direção e intensidade da carga sentida pelo rolamento.
- Tipo de ambiente onde irá operar (potencial corrosão, contaminação, temperatura ambiente...).

### 2- Seleção das dimensões, do tipo e material do rolamento

- Espaço disponível existente para a montagem e desmontagem do rolamento.
- Cargas estáticas e dinâmicas suportadas.
- Velocidade de rotação permitida.
- Custo e vida útil do elemento.
- Nivel de ruído.

### 3- Tolerâncias geométricas internas

- Diâmetro do veio e do furo da chumaceira.
- Material do veio e chumaceira onde integra.
- Cargas sentidas.
- Temperatura de funcionamento.
- Processo de montagem.

### 4- Lubrificante e vedantes

- Temperatura de funcionamento.
- Velocidade de rotação.
- Tipo de selagem pretendida.
- Manutenções a efetuar.

### 5- Instalação

- Espaço e ferramentas necessárias para cumprir com o processo de montagem.

Neste caso, o veio foi um dos primeiros componentes da bancada a ser adquirido, portanto acabou por limitar a escolha do rolamento a series com um anel interior de 12 mm. Escolheu-se então o rolamento com o anel exterior maior para que existisse

mais espaço para infligir o dano nas pistas e que também oferecesse versatilidade de operação e robustez.

O rolamento 6301 produzido pela SKF é um rolamento rígido de esferas que possui apenas uma carreira de corpos rolantes. O baixo atrito que regista assim como a produção de pouco ruído permite o seu funcionamento a altas rotações. O suporte de cargas verifica-se nos planos axial e radial.

São produzidos com especial foco na facilidade de montagem, requisito este visto como decisivo, pois pretende-se efetuar permutas frequentes do mesmo na chumaceira. Relativamente à sua manutenção, a SKF garante que os rolamentos rígidos de esferas são o tipo de rolamentos que necessitam de menor atenção em comparação com outros tipos de rolamentos.

Em seguida são apresentadas nas Tabelas 3 a 5 as principais dimensões e características do rolamento 6301.

*Tabela 3 – Dimensões rolamento 6301*

| Dimensões                    |       |
|------------------------------|-------|
| Diâmetro do furo             | 12 mm |
| Diâmetro externo             | 37 mm |
| Largura                      | 12 mm |
| Diâmetro dos corpos rolantes | 8 mm  |

*Tabela 4 – Características funcionais do rolamento 6301*

| Desempenho                |                          |
|---------------------------|--------------------------|
| Carga dinâmica básica     | $C = 10,1 \text{ kN}$    |
| Carga estática básica     | $C_0 = 4,15 \text{ kN}$  |
| Limite de carga de fadiga | $P_u = 0,176 \text{ kN}$ |
| Velocidade de referência  | 45 000 r/min             |
| Velocidade limite         | 28 000 r/min             |

*Tabela 5 – Propriedades do rolamento 6301*

| Propriedades        |                     |
|---------------------|---------------------|
| Número de carreiras | 1                   |
| Massa               | 0,06 kg             |
| Tipo de furo        | Cilíndrico          |
| Gaiola              | Metal laminado      |
| Material            | Aço para rolamentos |

O simulador da *spectraquest*, anteriormente mencionado e ilustrado na Figura 31, incluía no seu pacote chumaceiras bipartidas com rolamentos no seu interior. Estes rolamentos já se encontravam danificados propositadamente para efeitos do estudo, ou seja, um elemento da sua constituição já conhecido, apresentava uma falha. Um conjunto chumaceira rolamento montado no veio do simulador com uma avaria na pista interior é apresentado na Figura 36, assim como a sua identificação presente na sua embalagem, ver Figura 37.



Figura 36 – Chumaceira-rolamento danificado montado no veio da spectraquest



Figura 37 – Embalagem do rolamento danificado na pista interna (BPFI)

De forma semelhante, nesta dissertação foram adquiridos vários rolamentos da serie 6301 com o propósito de induzir um dano específico em cada rolamento, ou seja, foram utilizados 4 rolamentos diferentes, cada um com uma falha provocada de forma propositada e controlada nos seus constituintes já conhecidos, pista interior, pista exterior, gaiola e corpos rolantes.

### **Chumaceira**

O objetivo principal da chumaceira será alojar o rolamento em estudo ao mesmo tempo que se recolhe dados por meio de um acelerómetro fixo num dos planos da chumaceira. Esta peça, deve permitir realizar permutas de outros rolamentos.

De forma a conseguir-se recolher dados pertinentes através de um acelerómetro é necessário que este se fixe de forma segura na chumaceira e que esta esteja fortemente apoiado na sua base por forma a minimizar a leitura de dados irrelevantes. Dito isto, idealizou-se uma chumaceira desenhada em *Solidworks*, ver Figura 38, que foi

obtida a partir de um sketch inicial que define as principais medidas como a altura, largura e comprimento.

A partir de sucessivos *bossextrudes*, funcionalidade que dá profundidade ao sketch desenhado, e em seguida sucessivos *cutextrudes*, que furam a peça com o diâmetro e coordenadas definidas, foi possível obter o corpo principal da chumaceira. Posteriormente foram adicionados os apoios e os respectivos furos no seu centro e por fim três furos, um em cada plano da peça para ser possível montar o acelerômetro na chumaceira.

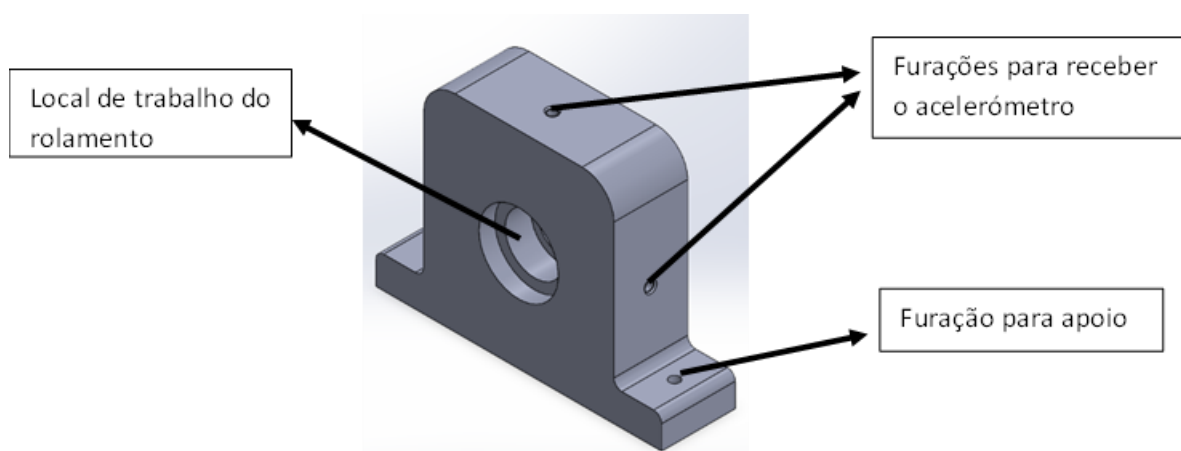


Figura 38 – Chumaceira em versão CAD (Solidworks).

Para se obter o desenho técnico da chumaceira foi preciso identificar as tolerâncias geométricas necessárias para o alojamento do rolamento. Também foram identificadas as tolerâncias para o conjunto veio rolamento.

Geralmente, para um rolamento é utilizada a tolerância com interferência para a montagem deste no veio, ver Tabela 5, visto que numa situação em que exista folga o veio irá escorregar no anel interior do rolamento não conseguindo acompanhar as revoluções efetuadas pelo veio. Para a montagem do rolamento na chumaceira é utilizada de forma corrente a tolerância com folga, ver Tabela 6, permitindo que o anel exterior fique numa posição estacionário sem condicionar as cargas sofridas e as temperaturas sentidas durante a sua utilização.

Tabela 6 – Tolerâncias de veios

| Conditions                                                              | Examples of Application                                                                                                          | Shaft Diameter, MM<br>Ball Bearings                                      | Shaft Fit                          | Remarks                                                                                                                                                                                                                                          |
|-------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------|------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>Rotating Inner Ring or Indeterminate Direction Load*</b>             |                                                                                                                                  |                                                                          |                                    |                                                                                                                                                                                                                                                  |
| Light and variable loads<br>( $P \leq 0.06C$ )                          | Conveyors, light loaded gearbox bearings, electrical appliances, machine tools, pumps, blowers, etc.                             | (18) to 100<br>(100) to 140                                              | j6<br>k6                           | For high precision applications use j5 and k5.                                                                                                                                                                                                   |
| Normal and heavy loads<br>( $P > 0.06C$ )                               | General bearing applications, electric motors, turbines, pumps, internal combustion engines, gearing, wood-working machines etc. | $\leq 18$<br>(18) to 100<br>(100) to 140<br>(140) to 200<br>(200) to 280 | j5<br>k5(k6)<br>m5(m6)<br>m6<br>n6 | The tolerances in brackets are generally used for single-row angular contact ball bearings. May also be used for other bearing types where speeds are moderate and the effect on internal clearance variation due to fit need not be considered. |
| High demands on running accuracy with light loads<br>( $P \leq 0.06C$ ) | Machine Tools                                                                                                                    | $\leq 18$<br>(18) to 100<br>(100) to 200                                 | h5<br>j5<br>k5                     | The tolerances listed are not applicable to high precision bearings.                                                                                                                                                                             |
| <b>Stationary Inner Ring</b>                                            |                                                                                                                                  |                                                                          |                                    |                                                                                                                                                                                                                                                  |
| Easy axial displacement of inner ring on shaft desirable                | Stationary shaft wheels                                                                                                          |                                                                          | g6                                 | For high precision applications use g5                                                                                                                                                                                                           |
| Easy axial displacement of inner ring on shaft unnecessary              | Tension pulleys, rope sheaves etc.                                                                                               |                                                                          | h6                                 | For high precision applications use h5                                                                                                                                                                                                           |
| <b>Thrust Loads Only</b>                                                |                                                                                                                                  |                                                                          |                                    |                                                                                                                                                                                                                                                  |
| Bearing Applications of all kinds                                       |                                                                                                                                  |                                                                          | j6                                 |                                                                                                                                                                                                                                                  |

Tabela 7 – Tolerância de furos

| Conditions                                                                           | Examples of Application                                      | Tolerance       | Displacement of Outer Ring  |
|--------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------|-----------------|-----------------------------|
| <b>Rotating Inner Ring</b>                                                           |                                                              |                 |                             |
| Loads of all kinds                                                                   | General bearing applications, railroad axle bearing          | H6 <sup>1</sup> | Can be displaced            |
| Light and normal loads ( $P \leq 0.12C$ ) with simple working conditions             | General bearing applications, gear transmission              | H8              | Can be displaced            |
| Heat conduction through shaft                                                        | Drying cylinders                                             | G7 <sup>2</sup> | Can be displaced            |
| <b>Indeterminate Direction Load*</b>                                                 |                                                              |                 |                             |
| Light and normal loads ( $P \leq 0.12C$ ) axial displacement of outer ring desirable | Medium-sized electrical machines, pumps, crankshaft bearings | J7              | Can usually be displaced    |
| Heavy shock loads                                                                    | Traction motors                                              | M7              | Cannot be displaced         |
| Normal and heavy loads ( $P > 0.06C$ ). Axial displacement of outer ring unnecessary | Electric motors, pumps, crankshaft bearings                  | K7              | Cannot usually be displaced |
| <b>Stationary Inner Ring</b>                                                         |                                                              |                 |                             |
| Normal and heavy loads ( $P > 0.06C$ )                                               | Ball bearing wheel hubs, big end bearings.                   | N7              | Cannot be displaced         |
| Light and variable loads ( $P \leq 0.06C$ )                                          | Conveyor rollers, pulleys, tension pulleys                   | M7              | Cannot be displaced         |
| <b>Accurate or Quiet Running<sup>3</sup></b>                                         |                                                              |                 |                             |
| Light Loads                                                                          | Small electric motors                                        | J6 <sup>2</sup> | Can be displaced            |

Para a escolha da tolerância da interação rolamento chumaceira é necessário ter em consideração que o sistema é conduzido através de um motor elétrico, portanto é habitual que a direção da carga não seja simples de determinar, o anel externo tem de ficar estacionário, logo a tolerância escolhida é o K7, ver Tabela 6.

Utilizando a ferramenta de calculo de tolerâncias ISO presente no site oficial da SKF, é possível selecionar o rolamento 6301 e inserir as tolerâncias escolhidas anteriormente para o veio e para o alojamento do rolamento na chumaceira de forma a encontrar o seu par de tolerância correspondente. A Figura 39 mostra que as tolerâncias se encontram no tipo de ajuste em transição assim como a representação visual do rolamento, chumaceira e veio com as tolerâncias escolhidas.

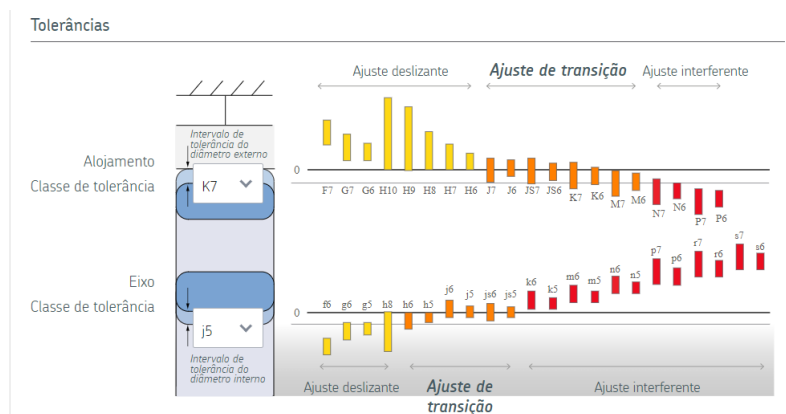


Figura 39 – Cálculo de tolerâncias Fonte: SKF

Os valores calculados para as tolerâncias estão apresentados nas Tabelas 7 e 8.

Tabela 8 - valores de tolerâncias para veio-rolamento

| Designação | Diâmetro externo veio ( $\mu m$ ) |        | Diâmetro furo rolamento ( $\mu m$ ) |        |
|------------|-----------------------------------|--------|-------------------------------------|--------|
|            | Mínimo                            | Máximo | Mínimo                              | Máximo |
| 6301       | -3                                | 5      | -8                                  | 0      |

Tabela 9 - valores de tolerâncias para rolamento-chumaceira

| Designação | Diâmetro ext. rolamento ( $\mu m$ ) |        | Diâmetro furo chumaceira ( $\mu m$ ) |        |
|------------|-------------------------------------|--------|--------------------------------------|--------|
|            | Mínimo                              | Máximo | Mínimo                               | Máximo |
| 6301       | -11                                 | 0      | -18                                  | 7      |

O desenho técnico obtido a partir do modelo CAD da chumaceira encontra-se no Anexo B.

O processo de fabrico da chumaceira foi executado maioritariamente através da máquina CNC que se encontra nas instalações da *Lusamar*. Em primeiro lugar, guardou-se o desenho CAD elaborado em *Solidworks* no formato *STEP*, o que possibilita o seu carregamento no software *Autodesk Fusion* mantendo as dimensões pretendidas. Neste software é possível definir uma ordem de trabalhos que envolve as operações de facejamento, desbaste, furação e acabamentos utilizados para originar o produto final. A partir de um inventário interno, as diferentes ferramentas e as respetivas condições de operação estão guardadas, logo, ao escolher uma ferramenta os seus dados são carregados automaticamente para o programa ficando a faltar programar a sua trajetória. As Figuras 40 e 41 exibem o layout do Autodesk Fusion durante a

programação de um facejamento e de um desbaste assim como a trajetória descrita pela fresas anteriormente selecionadas.

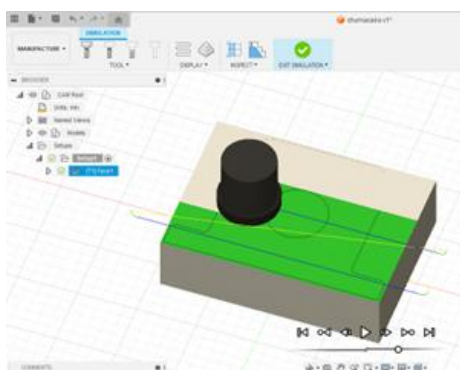


Figura 40 – Autodesk Fusion programação de um facejamento

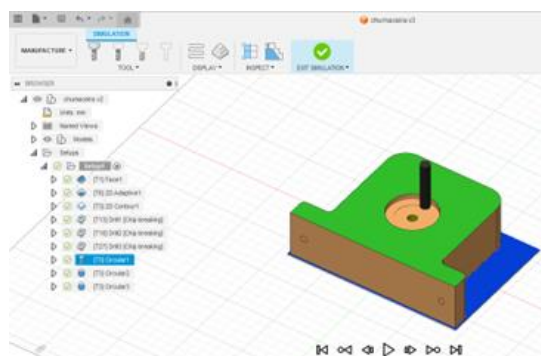


Figura 41 – Autodesk Fusion programação de um desbaste

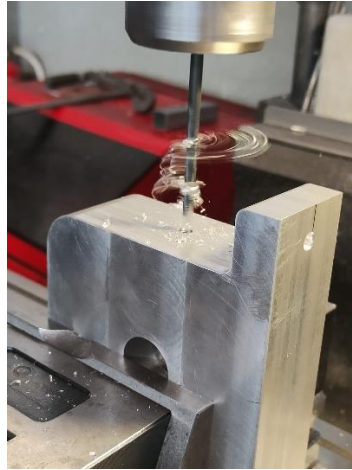
O bloco inicial possuía dimensões superiores à da peça em estudo visto que é necessário ter margem para a fixar na mesa de trabalho e para se efetuar acabamentos sem retirar material a mais.

Após a ordem de trabalhos ser transferida para a máquina CNC da marca *Haascnc*, deu-se início à produção da chumaceira com a supervisão dos funcionários responsáveis por esta estação de trabalho. A Figura 42 ilustra uma das operações durante o processo de fabrico.



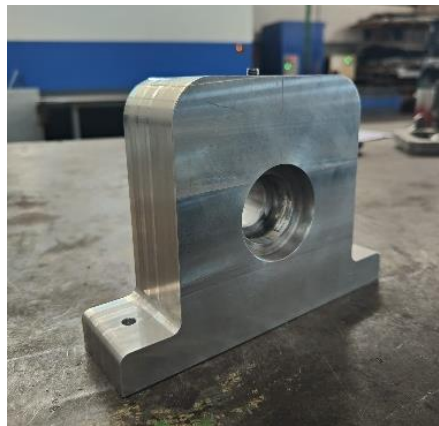
Figura 42 – Furação em CNC

Utilizando o engenho de furar convencional, ver Figura 43, presente nas instalações da *Lusamar* efetuou-se os furos para a receção do acelerómetro e para os apoios na peça.



*Figura 43 – Furação no engenho de furar*

Finalmente, a Figura 44 ilustra o produto final obtido.



*Figura 44 – Chumaceira produzida*

### **Freio**

De forma a concretizar a bancada de simulação é necessário dar carga ao veio de forma a o aproximá-lo a uma situação real. Para que este não esteja a trabalhar livremente, idealizou-se um freio com uma estrutura semelhante à da chumaceira para criar resistência ao sistema. A sua função pode ser comparada ao sistema de travamento do simulador da *Spectraquest* apresentado no capítulo 3.2.1 na Figura 31.

O material escolhido para esta peça foi polietileno visto que é um material menos abrasivo que o aço de carbono 1045 constituído pelo veio. Desta forma o maior desgaste será sofrido pelo polímero que adicionalmente permite provocar diferentes valores de atrito.

O corte a jato de água foi o método escolhido para produzir esta peça, uma vez que oferece boa precisão, rapidez de preparação e cortes rápidos. Este processo é capaz

de cortar uma vasta gama de materiais sem qualquer zona afetada pelo calor ou alteração nas propriedades dos materiais.

Inicialmente começou-se por realizar a peça em Solidworks, de forma semelhante ao método utilizado para a chumaceira. Com o auxílio das ferramentas *boss* e *extrude* aplicadas ao sketch responsável por definir a altura, comprimento e largura deu-se a profundidade desejada à peça e com a função *cut* e *extrude* conseguiu-se definir a localização e diâmetro do furo onde passa o veio. Desta maneira criou-se o corpo principal deste elemento.

Em seguida, desenhou-se os apoios e restivos furos de forma idêntica e finalmente definiu-se um furo passante *M8* roscado no topo que atravessa a estrutura até ao furo central da peça.

Desde modo o atrito será provocado com um número de voltas efetuadas neste parafuso tendo em conta o seu passo de  $1,25\text{ mm}$ .

Porém o parafuso nunca irá entrar em contacto com o veio devido à sua constituição. Dentro do furo *M8* encontra-se uma peça cilíndrica com um diâmetro de  $6,5\text{ mm}$  (inferior ao do furo) e com uma altura de  $80\text{ mm}$ . Foi produzida através de um torneamento de um cilindro com dimensões superiores e do mesmo material que o freio, ver Figura 45.



*Figura 45 – Torneamento da peça cilíndrica de travagem*

A Figura 46 ilustra a peça do freio em versão CAD (*solidworks*).

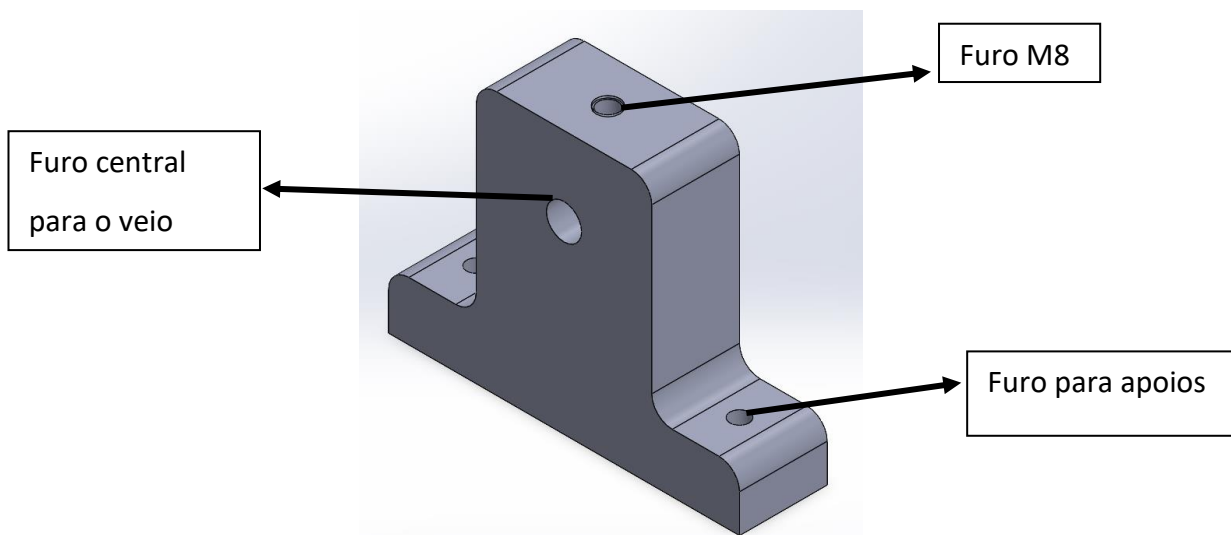


Figura 46 – Freio em versão CAD (Solidworks)

O desenho técnico da peça encontra-se no Anexo C.

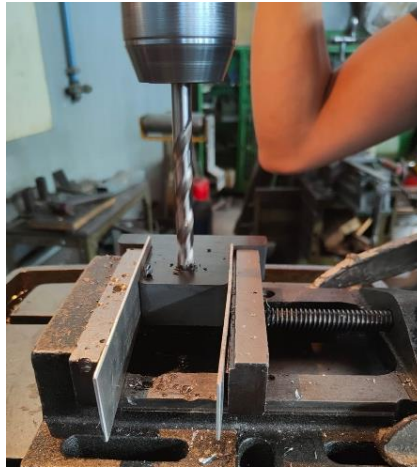
O ficheiro CAD foi guardado na versão *STEP*, seguidamente migrou-se por meio de um cartão de memória esta versão e realizou-se o planeamento da trajetória do jato de água no software presente no display da máquina. Mesmo que este processo ofereça uma precisão razoável, efetuou-se um furo com um diâmetro inferior ao pretendido, mas com o mesmo centro. Assim, de forma ulterior, efetua-se o furo central no engenho de furar.

Ao utilizar uma placa de polietileno propriamente segura e a ponta do jato encontrar-se diretamente por cima da origem planeada, obteve-se de forma eficaz e sem grande desperdício de material a peça desejada, ver Figura 47.



Figura 47 – Produção do freio por corte a jato de água

Seguiu-se então para a criação dos furos central, ver Figura 48, dos apoios e o  $M8$ , no engenho de furar.



*Figura 48 – Manufatura dos furos do freio*

Como resultado do processo descrito apresenta-se na Figura 49 o freio aqui manufaturado.



*Figura 49 – Freio*

### **Disco de desequilíbrio**

Sendo o comprimento do veio curto é de esperar pouco desequilíbrio no sistema. Portanto, achou-se pertinente adicionar um disco de desequilíbrio na extremidade livre do veio para que se pudesse aumentar a carga no motor e consequentemente aumentar as amplitudes de vibração sentidas pelo rolamento, tornando-as mais visíveis na aquisição do sinal.

Utilizando novamente o software *Solidworks*, foi possível desenhar esta peça com as dimensões e aspeto pretendido. A caixa desenhada no seu interior permite posicionar-se uma plasticina por forma a aumentar o desequilíbrio durante a rotação

desta peça em congruência com o veio onde está fixa. O desenho técnico do disco encontra-se no Anexo D.

Esta peça é constituída pelo mesmo tipo de polietileno anteriormente mencionado e proveniente de uma bolacha com 130mm de diâmetro e 40mm de espessura. Operando um torno mecânico e utilizando diferentes ferros de corte para retirar o material em excesso, ver Figura 50.



*Figura 50 – Torneamento do disco*

Em seguida foi fixado à bancada de trabalho do engenho de furar e efetuaram-se dois furos roscados M4. Ao apertar estes parafusos sextavados interiores consegue-se fixar o disco ao veio. Na Figura 51 ilustra-se o produto final referente ao disco de desequilíbrio.

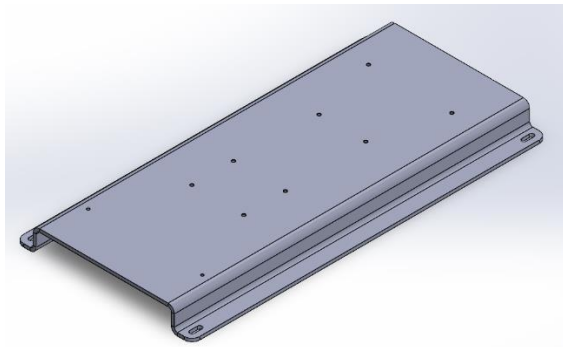


*Figura 51 – Disco de desequilíbrio*

### **Base**

Utilizando a função Sheet-Metal do software Solidworks foi possível desenhar a partir de um sketch, o formato pretendido para a base. Em seguida, foram medidos os apoios de cada elemento para que fosse possível identificar a localização das furações

para fixar cada elemento na posição correta. A medida dos parafusos sextavados são de M6 à exceção dos apoios do variador de fase que apresenta uma medida de rosca M5. Foram definidos 6 mm para a espessura da base e um raio de dobragem com o valor de 12 mm, ver Figura 52 em baixo e anexo E para o desenho técnico do mesmo.



*Figura 52 – Base em versão CAD (Solidworks)*

Após os furos se encontrarem nas coordenadas pretendidas e as dimensões da base estarem definidas, guardou-se o projeto em formato DXF. Deste modo consegue-se visualizar a peça planificada para se concretizar o processo de quinagem.

Em seguida mostra-se a base produzida a partir de um bloco de aço que foi cortado a laser com as dimensões apropriadas. Posteriormente, foram efetuados os furos para os apoios com a utilização de um engenho de furação, ver Figura 53, e finalmente a partir do processo de quinagem originou-se a peça da base final, ver Figura 54.



*Figura 53 – Furação da base no engenho convencional*

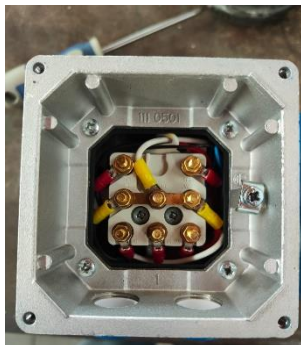


*Figura 54 – Processo de quinagem da base*

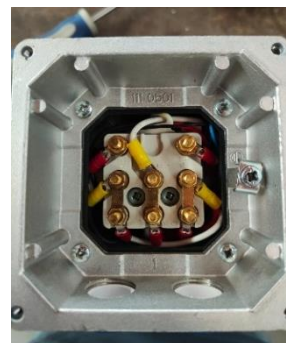
### **3.2.2. Montagem dos componentes**

Em primeiro lugar, a voltagem que se pretende usar é trifásica de 230V, logo foi necessário efetuar uma modificação na orientação das fases na placa dos bornes de

ligação do motor elétrico alterando o tipo de ligação de estrela, ver Figura 55, para triângulo, ver Figura 56.



*Figura 55 – Ligação em estrela*



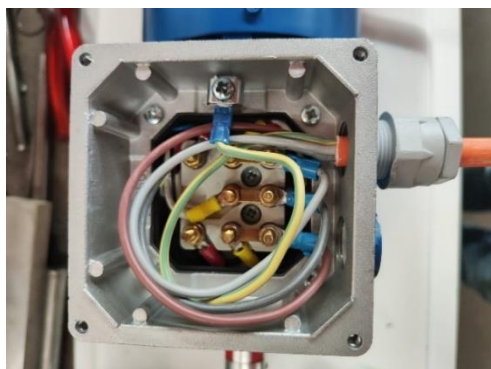
*Figura 56 – Ligação em triângulo*

Em seguida, ligou-se o variador de frequência à rede (230V) por meio de um cabo elétrico com ficha. Para o fio condutor azul-claro (N) a ligação neutra, o verde e amarelo (PE) para a ligação a terra, popularmente conhecido como o “fio terra” e por fim o fio condutor castanho (L1) à linha, ver Figura 57.

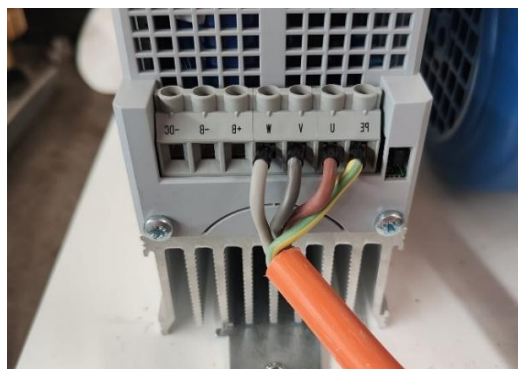


*Figura 57 – Ligação variador-rede (230V)*

Imediatamente a seguir, foram feitos os curtos-circuitos entre o motor *Nord* e o inversor de frequência. Com o auxílio de um buçim, passou-se um cabo flexível de 4 fios condutores para o interior da caixa de bornes. Ligou-se o fio verde e amarelo à terra, o fio castanho ao terminal U1, o fio preto no borne V1 e por fim o fio cinzento no terminal W1. A Figura 58 é uma fotografia da caixa de bornes pertencente ao motor e a Figura 59 mostra como se encontram as ligações efetuadas nos bornes do inversor de frequência.



*Figura 58 – Ligação nos bornes*



*Figura 59 – Ligação no variador-motor*

Por fim, com o auxílio do manual do inversor de frequência programou-se através do display do mesmo, os dados técnicos do motor, as rampas de aceleração e as frequências de rotação máximas e mínimas de modo a controlar a velocidade do motor elétrico sem risco.

Estando a parte elétrica configurada corretamente, montou-se um rolamento no interior da chumaceira com o auxílio de uma peça de polietileno torneada anteriormente e um martelo de borracha, ver Figura 60. Ao martelar rigorosamente o cilindro encostado diretamente na face do rolamento é possível posicioná-lo no seu local de funcionamento. Esta ferramenta improvisada a partir de um torno mecânico possui dois diâmetros diferentes nas suas extremidades, um para inserir, outro para retirar o rolamento, isto acontece devido à anatomia da chumaceira.



*Figura 60 – Montagem do rolamento na chumaceira*

Apertaram-se os parafusos dos diversos apoios pertencentes aos constituintes da bancada de trabalho em cima da base (variador de fase, motor elétrico, freio e chumaceira). Inseriu-se o veio nos componentes destinados e montou-se o acoplamento de forma apropriada quer no motor quer no veio. Por fim apertou-se as porcas M4 do disco de desequilíbrio na extremidade exposta do veio e colocou-se 4 absorsores de

vibração nos cantos da base, limitando a contribuição do nível de ruído exterior ao sistema.

### **3.3. Medição e análise de vibrações**

Para se realizar a deteção e diagnóstico de avarias em rolamentos de esferas radiais na bancada de simulação descrita anteriormente, elaborou-se uma ordem de trabalhos que descreve o ensaio experimental realizado.

Inicialmente, confirmou-se que os valores calculados das frequências de falha do rolamento correspondiam aos valores referenciados por entidades fornecedoras deste componente.

Em seguida validou-se os parâmetros de avaliação para a deteção e diagnóstico de falhas programados através do software *Mathcad*.

De forma numérica, foram introduzidas pelo autor harmónicas sendo assim possível verificar os resultados obtidos pelo software averiguando se estes correspondem com a realidade ou não. Foi também criado um modelo computacional do rolamento 6301 no software algodo onde se simulou falhas nas pistas, antecipando a fase experimental na bancada de simulação. Os dados adquiridos através desta simulação foram exportados para o *Mathcad* como dados de entrada verificando-se as frequências de falha pretendidas

Por fim realizou-se o ensaio experimental na bancada de simulação com o objetivo de se visualizar as frequências de falha típicas dos diferentes rolamentos de esferas danificados a partir da técnica do envelope e a transformada de Hilbert programadas no ficheiro *Mathcad* já validado anteriormente.

#### **3.3.1. Verificação das frequências de falha do rolamento 6301**

De acordo com o mencionado no capítulo 3.2.2, consideram-se as características dimensionais do rolamento 6301 utilizado, como o diâmetro de  $d = 8 \text{ mm}$  para os 6 corpos rolantes ( $n = 6$ ) e um diâmetro médio de  $D = 25,5 \text{ mm}$ . Fixando o valor de rotação aos  $1200 \text{ rpm}$  correspondente a uma frequência de rotação de  $f_r = 20 \text{ Hz}$ , coincidindo também com a velocidade de rotação utilizada experimentalmente, é possível calcular as frequências de falha do rolamento de esferas através das expressões (1) a (4), ver Tabela 7.

Tabela 10 - Cálculo das frequências de falha

| <b><i>BPFO</i></b> | <b><i>BPFI</i></b> | <b><i>FTF</i></b> | <b><i>BSF</i></b> |
|--------------------|--------------------|-------------------|-------------------|
| 41,18 Hz           | 78,82 Hz           | 6,86 Hz           | 57,48 Hz          |

Através do site oficial da SKF, foram comprovados os valores das frequências típicas de falha obtidas em cima. Estes fabricantes desenvolveram uma calculadora online para a medição de vários parâmetros relacionados com os rolamentos que produzem. Dentro destes foram obtidas previsões das frequências de falha, ficando ao encargo do utilizador preencher as características geométricas do rolamento de esferas em uso e características funcionais do sistema que integram. A Figura 61 mostra os resultados obtidos e os parâmetros preenchidos pelo autor.

### Bearing Frequencies Calculator

This calculator is used to calculate bearing frequencies based on bearing geometry input data. The results can be displayed in Hertz, CPM or in orders of the rotational speed.

For SKF catalogue bearings the more advanced tool called [SKF Bearing Select](#) should be used to calculate bearing frequencies and other valuable results (no geometry input is required).

**Bearing Data**

Units

☒ Metric  
☐ Imperial

*1* Bearing type\*

DGBB

*1* Pitch diameter\*

25.5

 mm

*1* Rolling element diameter\*

8

 mm

*1* Number of rolling elements (per row)\*

6

*1* Contact angle\*

0

 degrees

*1* Rotational speed\*

1200

 rpm

*1* Rotating ring\*

☒ inner
☐ outer

**Output**

☒ Hertz
☐ CPM
☐ Orders

*1* Rotating frequency inner ring ( $f_i$ )

20.000 Hz

*1* Frequency of over-rolling point on inner ring ( $f_{ip}$ )

78.824 Hz

*1* Frequency of over-rolling point on outer ring ( $f_{ep}$ )

41.176 Hz

*1* Rotating frequency rolling element set & cage ( $f_c$ )

6.863 Hz

*1* Frequency of over-rolling rolling element ( $f_{rp}$ )

57.475 Hz

Figura 61 – Frequências típicas de falha calculadas pela SKF

Reunindo os valores obtidos teoricamente e através da calculadora da SKF numa tabela, é possível constatar que as frequências de falha calculadas por métodos diferentes apresentam desvios relativos inferiores a 0.05%, validando os valores calculados permitindo recorrer à sua utilização.

Tabela 11 – Tabela de comparação de resultados das frequências típicas de falha do rolamento 6301

|             | Frequências teóricas (Hz) | Frequências calculadas (SKF) (Hz) | Desvios relativos (%) |
|-------------|---------------------------|-----------------------------------|-----------------------|
| <b>BPFI</b> | 78,82                     | 78,824                            | 0.0051                |
| <b>BPFO</b> | 41,18                     | 41,176                            | 0.0097                |
| <b>FTF</b>  | 6,86                      | 6,863                             | 0.0437                |
| <b>BSF</b>  | 57,48                     | 57.475                            | 0.0087                |

### 3.3.2. Validação numérica dos parâmetros de detecção e diagnostico de falhas em rolamentos

A modelação dos dados recolhidos pelo acelerómetro montado na chumaceira presente na bancada de simulação é realizada através do software *Mathcad*. De forma a avaliar se a programação foi efetuada com sucesso, decidiu-se verificar os parâmetros de detecção e diagnostico de falhas que serão utilizados no futuro.

Esta validação passa pela introdução de uma harmónica no programa esperando obter resultados adequados e coerentes.

Inicialmente definiu-se um número de pontos para uma harmônica de amplitude  $5mm$ ,  $20Hz$  de frequência representada durante  $5s$ .

Através do cálculo do RMS conseguiu-se obter o valor do fator de crista como ilustra se ilustra na Figura 62.

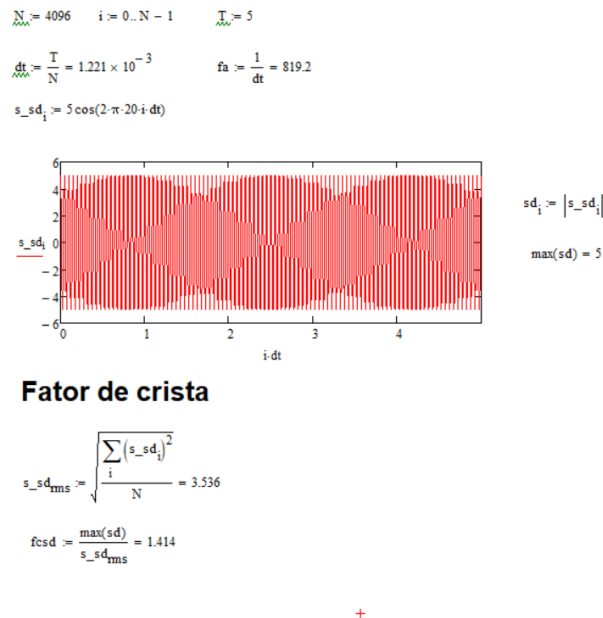


Figura 62 – Validação do RMS e fator de crista

Imediatamente a seguir foi validado o cálculo do nível global com base na ISO 10816, é calculado para o intervalo de frequências de 10 *Hz* a 1000 *Hz* em velocidade. A sua validação iniciou-se com a demonstração gráfica da FFT da harmónica já conhecida, após isso multiplicou-se o pico em velocidade pela constante inerente às harmónicas  $\frac{\sqrt{2}}{2} = 0,707$ , dando o mesmo valor que o nível global obtido pela expressão utilizada confirmando o resultado como indica Figura 63 retirada do *Mathcad*.

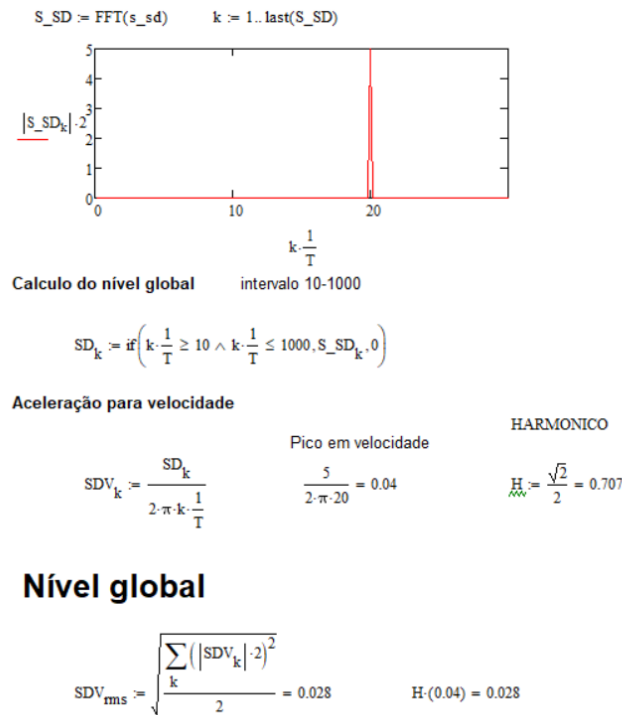


Figura 63 – validação do nível global

Para a validação da técnica da envolvente e transformada de Hilbert, foi elaborado um modelo computacional do rolamento da serie 6301 através do software Algodo. O objetivo desta simulação passa por representar um rolamento da forma mais real possível, identificando as medições a efetuar futuramente na bancada de forma mais eficiente, paralelamente valida-se os cálculos podendo comprovar que conseguem diagnosticar um rolamento com um dano presente nas pistas.

Começou-se por representar o rolamento contido numa chumaceira suportada por várias molas que permitiam a oscilação do sistema em diferentes direções.

Definindo a densidade dos diferentes componentes, frequência de rotação do motor posicionado no veio e a intensidade de atrito entre as superfícies, criou-se o seguinte modelo.

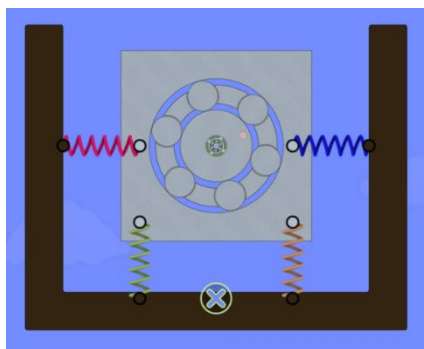


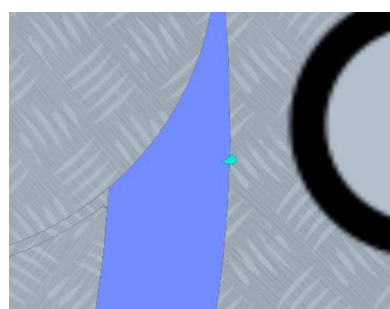
Figura 64– Simulação do rolamento da serie 6301

Através do desenho de um polígono (azul-claro) quer na pista interior quer na pista exterior separadamente, conseguiu-se simular a falha no rolamento. Com as sucessivas passagens dos elementos rolantes pelo polígono, foi possível encenar os impactos que excitam a caixa do rolamento na realidade.

Para cada caso (pista interior e exterior) foram replicados 4 sistemas mostrados na figura anterior, em que diferiam apenas na localização do polígono que simula a falha, ou seja, o último rolamento contém a falha; ver figura 65.



a) 1º nível de falha na pista exterior



b) 3º nível de falha na pista exterior

Figura 65 – Simulação da falha em Algodoo

Estando o modelo completo, iniciou-se a simulação no software. Exportou-se os dados adquiridos para o *Mathcad* responsável pela modelação dos dados em amplitude para se efetuar a validação dos mesmos. Os resultados da técnica da envolvente e transformada de Hilbert para a pista interior foram os seguintes:

## Envolvente

$$BPI := \frac{n}{2} \cdot \text{freq} \left( 1 + \frac{d}{dm} \cdot \cos(0) \right) = 77.778$$

Definir a falha pretendida em baixo!

$\text{falha} := BPI$

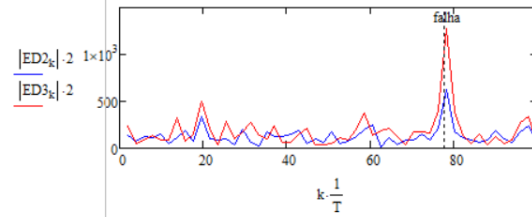
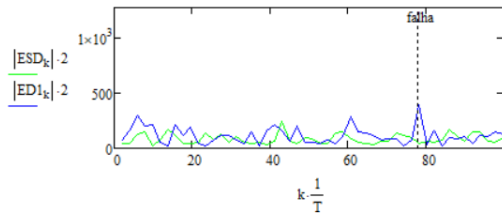


Figura 66 – Técnica da envolvente para a simulação em algodoo na pista interior

## Transformada de Hilbert

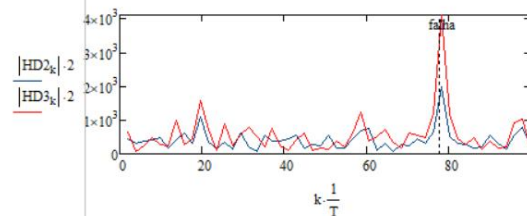
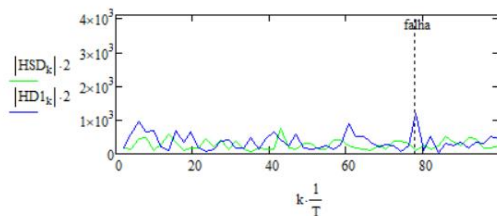


Figura 67 – Transformada de Hilbert para a simulação em algodoo na pista interior

Os gráficos mostrados nas figuras 66 e 67 representam os vários níveis de dano em diferentes cores, ou seja, a cor verde representa o nível sem dano, a cor azul representa os níveis de dano um e dois e finalmente o vermelho representa o terceiro nível de dano.

É possível aferir que a falha na pista interior foi identificada com sucesso através de ambas as técnicas, visto que, as linhas que apresentam dano mostram evidentemente um pico na zona de frequência de falha da pista interior, verificando-se também que a amplitude da frequência aumenta com o nível de dano causado e a confirmação da mesma por parte das harmónicas seguintes. Desta forma comprova-se não só a programação da técnica da envolvente e transformada de Hilbert para leituras de uma direção, mas também o modelo computacional do rolamento.

A imagem 60 mostra os resultados referentes à simulação da falha na pista exterior obtidos para duas direções de medida, vertical (z) e horizontal (y). Em cada gráfico encontra-se resultados para um rolamento saudável (verde) e para um rolamento danificado (vermelho).

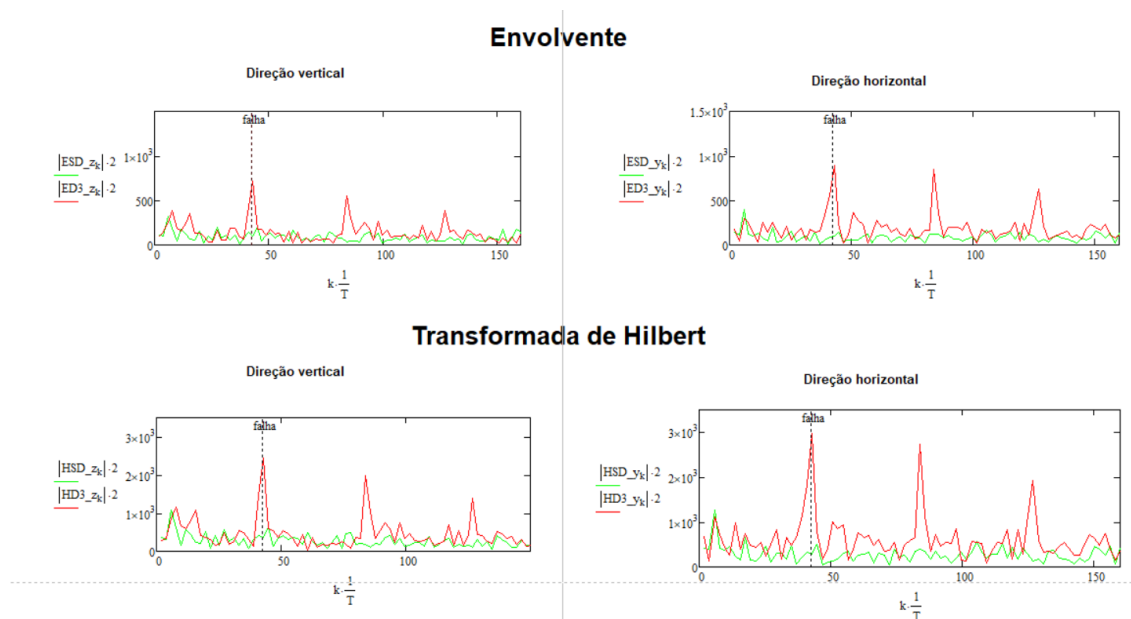


Figura 68 – Técnica da envolvente e Hilbert para a simulação em algodão na pista exterior

A falha representada pelo polígono azul foi originada a meia altura do rolamento onde permaneceu estática, portanto seria de esperar que os valores medidos na direção horizontal sejam mais evidentes e intensos do que os valores das leituras verticais. Mais uma vez se registou as harmónicas da frequência de falha ( $x_2$  e  $x_3$ ), este fenómeno torna mais evidente o dano na pista exterior

### 3.3.3. Aquisição de dados – Acelerómetro

O acelerómetro utilizado para a aquisição de dados foi o Digiducer USB 333D01, este modelo digital foi produzido de forma integrada contendo dentro do seu interior o condicionamento do sinal. Através do seu cabo USB ligado a um PC ou tablet, ver Figura 69, é possível efetuar medições de vibração fidedignas e de qualidade utilizando a placa de aquisição de som presente nesses dispositivos e gravando os dados adquiridos em vários formatos, um deles o Excel, escolhido para a exportar os dados das medições.

A sua resolução de banda é compreendida entre os  $1 \text{ Hz}$  a  $10000 \text{ Hz}$ , no entanto para este ensaio experimental definiu-se como frequência máxima os  $8000 \text{ Hz}$ , ou seja, pelo teorema de Nyquist utiliza-se uma frequência de amostragem de  $16000 \text{ Hz}$  o que possibilita a visualização da excitação da caixa do rolamento que geralmente se encontra na ordem dos  $2500 \text{ Hz}$  a  $5000 \text{ Hz}$ . (Lacey, 1994)

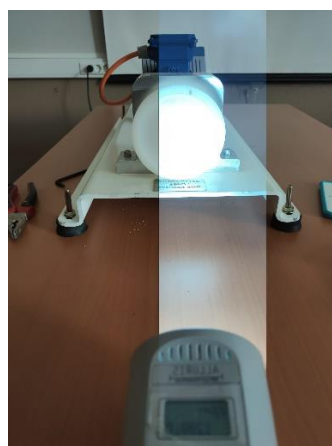
Este acelerómetro piezométrico tem na sua extremidade de encosto uma furação que permite o acoplamento à chumaceira através de um parafuso, como explicado no subcapítulo 3.2.1.



*Figura 69 – Aquisição de dados*

#### **3.3.4. Ensaio experimental – Bancada de simulação**

Com o auxílio de uma lâmpada estroboscópica, ver Figura 70, foi possível perceber que a rotação do veio não correspondia aos rpm introduzidos no variador de fase. No disco de desequilíbrio desenhou-se um retângulo preto por forma a conduzir o utilizador ao número de rpm pretendidos no sistema, 1200 *rpm*, que correspondiam no variador a 1176 *rpm*.



*Figura 70 – Avaliação estroboscópica*

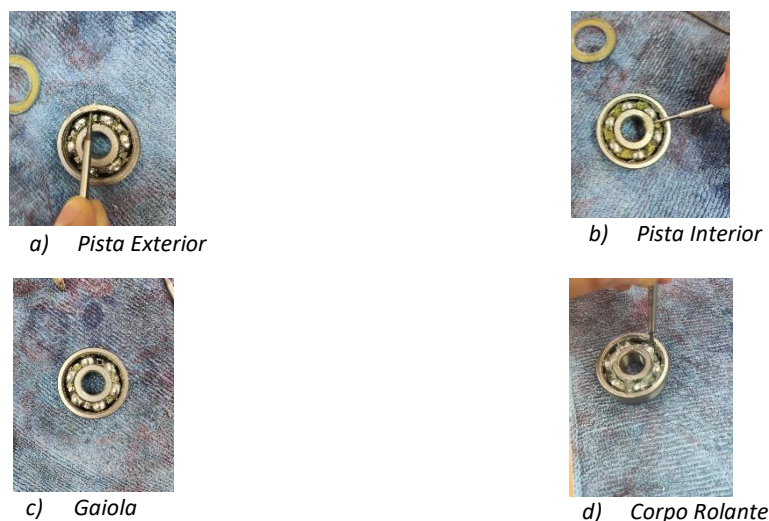
O ensaio experimental consistiu na deteção e diagnóstico de falhas em rolamentos da serie 6301, para isto foram adquiridos 4 rolamentos diferentes desta serie, em que cada um possui uma falha localizada num dos seus componentes.

Por rolamento, foram efetuadas 4 medições vibratórias, a primeira sem dano para o controlo de condição, e as restantes 3 com níveis de dano cada vez mais acentuados.

O dano infligido em cada rolamento foi obtido através de uma peça de aço com um diâmetro suficientemente pequeno para se conseguir riscar as pistas, marcar os corpos rolantes e danificar a gaiola. Após cada primeira medição, desmontava-se o rolamento da chumaceira, retirava-se a vedação de contacto, escolhia-se o local da falha e infligia-se o dano no respetivo componente. No caso das falhas da gaiola e corpos rolantes era facilmente identificável o local da falha provocada anteriormente, para assim ser possível danificar o componente no mesmo local aumentando a severidade do dano.

Para a falha da pista interior e exterior, a zona danificada foi identificada com um pedaço de massa adesiva no respetivo anel devido à dificuldade de visibilidade do dano provocado no interior das pistas, evitando danificá-las em diferentes locais.

Em seguida mostram-se quatro imagens que ilustram o processo de infligção de dano nos alvos de estudo.



*Figura 71 – Diferentes danos infligidos*

No processo de montagem do rolamento já com a falha na pista exterior teve-se em atenção a orientação da mesma, ou seja, como o anel exterior é estacionário a

falha também o será daí, este montou-se sempre de forma que a falha ficasse à altura do ponto de leitura do acelerómetro quando este se encontra na posição lateral da chumaceira. Na Figura 72 apresenta-se um esboço da configuração do rolamento com falha na pista exterior na chumaceira durante todas as medições efetuadas para esta falha.

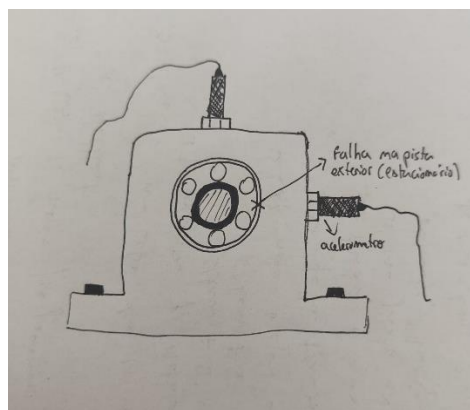


Figura 72 – Configuração do rolamento com falha na pista exterior na chumaceira

### 3.3.1. Verificação dos parâmetros de deteção e diagnóstico de falhas em rolamentos

Através do software *Mathcad* foi feita a modelação dos dados adquiridos pelo acelerómetro na bancada de simulação. Em primeiro lugar criou-se um documento para cada tipo de falha por forma a agrupar os dados “input” de forma organizada. Os dados da pista exterior foram medidos em duas direções, vertical e horizontal, devido ao facto da sua falha permanecer estática, enquanto os outros danos foram medidos apenas na direção vertical.

Simultaneamente foi programado um documento responsável pela modelação dos dados para a visualização das frequências típicas de falha para a pista interior, gaiola e corpos rolantes. O mesmo documento foi adaptado para efetuar exatamente os mesmos cálculos para a falha na pista exterior em duas direções.

Sendo que foram recolhidas 4 medições por rolamento, este ficheiro *Mathcad* apresenta cálculos para cada uma delas sendo assim possível analisar a evolução do dano em cada caso.

Este documento foi programado para calcular os valores de RMS, fator de crista e nível global validados anteriormente. Estes parâmetros servem como alertas para a presença de falhas.

Para o diagnostico nos diferentes rolamentos, apresenta-se para cada medição a técnica da envolvente e da transformada de Hilbert já verificadas, possibilitando a visualização das frequências de falha correspondentes à falha infligida anteriormente nos diferentes rolamentos.

Sendo as frequências de falha inerentes às características geométricas do rolamento em estudo e das condições a que opera é necessário que o utilizador preencha os mesmos parâmetros no espaço destinado às mesmas. A Figura 73 foi retirada do programa *Mathcad*, onde é possível realizar os cálculos para a experiência que se pretende realizar. Os dados nela presente são referentes ao rolamento 6301.

| Introduzir características geométricas do rolamento em estudo                                                  |                               |                                 |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------|---------------------------------|
| nº de elementos rolantes                                                                                       | diâmetro médio do rolamento   | diâmetro dos elementos rolantes |
| $n := 6$                                                                                                       | $dm := 25.5$                  | $d := 8$                        |
| $rpm := 1200$                                                                                                  | $freq := \frac{rpm}{60} = 20$ |                                 |
| Frequências típicas de falha                                                                                   |                               |                                 |
| $FG := \frac{1}{2} \cdot freq \cdot \left( 1 - \frac{d}{dm} \cdot \cos(0) \right) = 6.863$                     |                               |                                 |
| $FPE := \frac{n}{2} \cdot freq \cdot \left( 1 - \frac{d}{dm} \cdot \cos(0) \right) = 41.176$                   |                               |                                 |
| $FPI := \frac{n}{2} \cdot freq \cdot \left( 1 + \frac{d}{dm} \cdot \cos(0) \right) = 78.824$                   |                               |                                 |
| $FER := \frac{dm}{d} \cdot freq \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d}{dm} \right)^2 \cdot \cos(0) \right] = 57.475$ |                               |                                 |

Figura 73 – Parâmetros geométricos e funcionais do rolamento da serie 6301

Para se efetuar um diagnostico de dano efetivo foi necessário definir um intervalo para se efetuar os cálculos da envolvente e transformada de Hilbert. Os impactos que ocorrem pelos corpos rolantes a cada passagem pela zona de carga excitam a caixa do rolamento, no entanto com baixa intensidade. De forma a destacar a zona de ressonância da chumaceira e eliminar o ruido produzido por outros elementos da bancada, definiu-se um limite inferior e superior de pontos no espectro da FFT para o cálculo das técnicas de diagnóstico.

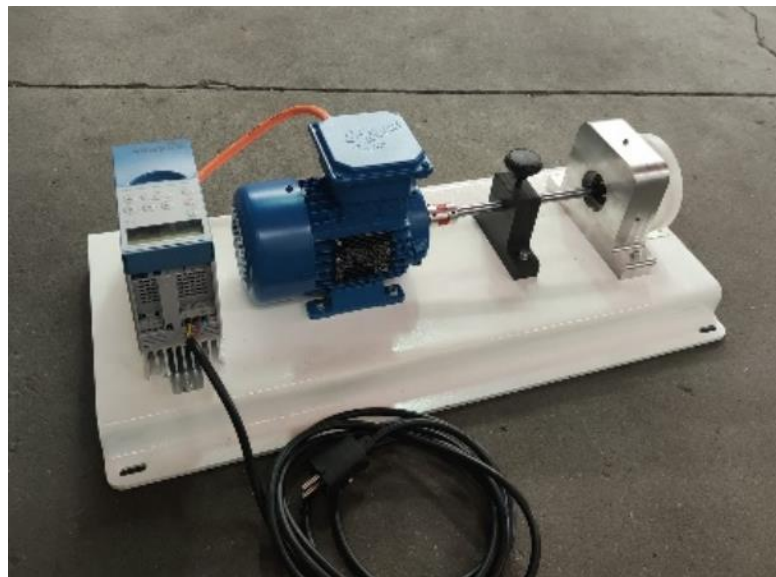
## **4. Apresentação, tratamento e discussão dos resultados**

### **4.1. Mostruário**

Como mencionado anteriormente, caso o júri aceite a inclusão do mostruário na versão final do documento, este subcapítulo é destinado a expor o produto final desenvolvido explicando sucintamente os seus constituintes e modo de observação.

### **4.2. Bancada experimental de simulação de danos**

De acordo com o descrito no capítulo 3.2.2, desenvolveu-se e construiu-se, nas instalações da *Lusamar*, a bancada experimental para a simulação de danos em rolamentos ilustrada na Figura 74.



*Figura 74 – Bancada experimental de simulação danos*

### **4.3. Medição e análise de vibrações**

O presente subcapítulo tem como objetivo apresentar os resultados obtidos na utilização da bancada de simulação, assim como, a sua análise para cada falha nos respetivos componentes do rolamento. Como já foi referido, para cada rolamento danificado foram efetuadas 4 medições distintas, sendo a primeira leitura sem dano e as seguintes com dano específico cada vez mais acentuado. É espetável observar um

aumento do pico na zona da frequência de falha do respetivo componente danificado e também verificar a evolução da severidade do dano a cada medição feita. Comprovando que o método utilizado funciona e é capaz de detetar e diagnosticar danos em diferentes componentes nos rolamentos de esferas radiais.

Em cada caso de estudo serão apresentados os resultados referentes à deteção, como os valores do fator de crista e nível global e quanto ao diagnóstico do dano é mostrado para cada medição, os gráficos responsáveis pela visualização da técnica da envolvente e a transformada de Hilbert.

#### 4.3.1. Dano na pista interior

Apresenta-se em seguida a tabela 12, referente aos valores do fator de crista e nível global para a falha na pista interior a uma frequência de rotação do motor a 20 Hz.

*Tabela 12 - Parâmetros de deteção de falha na pista interior do 6301 a 20Hz*

| Leitura Nº            | Fator de Crista | Nível Global (mm/s) |
|-----------------------|-----------------|---------------------|
| 1ª leitura (sem dano) | 3,793           | 0,244               |
| 2ª leitura (dano 1)   | 3,802           | 0,348               |
| 3ª leitura (dano 2)   | 4,648           | 0,394               |
| 4ª leitura (dano 3)   | 3,780           | 0,220               |

Relativamente aos valores do fator de crista nesta situação, é notório o aumento do mesmo nos dois primeiros níveis de dano, conseguindo-se detetar o surgimento de uma falha. Em relação ao nível mais detoriado este apresenta um valor inferior quando comparado com o nível sem dano, desta forma seria imperativo aplicar as técnicas de diagnóstico para se conseguir identificar a falha presente no rolamento.

As figuras 75 e 76 ilustram os gráficos da técnica do envelope e transformada de Hilbert retiradas do *Mathcad*, respetivamente, para as mesmas condições de funcionamento.

## Envolvente

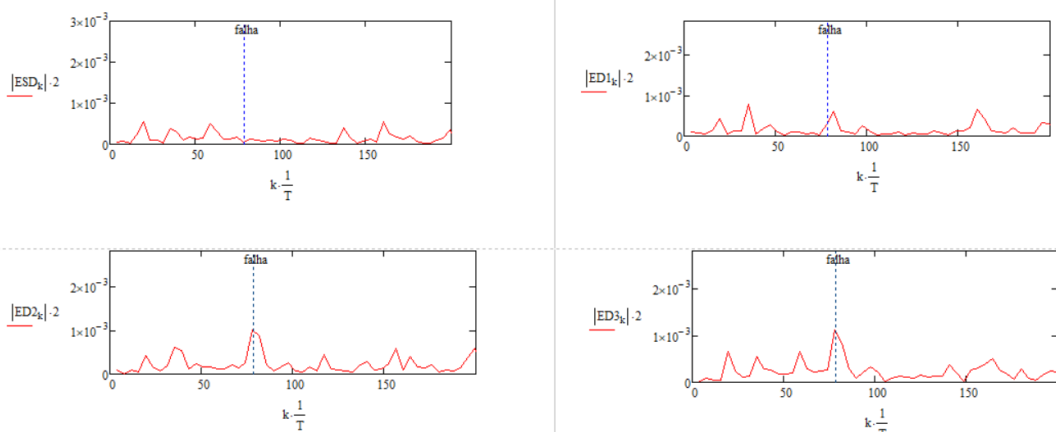


Figura 75 - Técnica da Envolvente para a falha na pista interior de 78,8Hz a 1200RPM

## Transformada de Hilbert

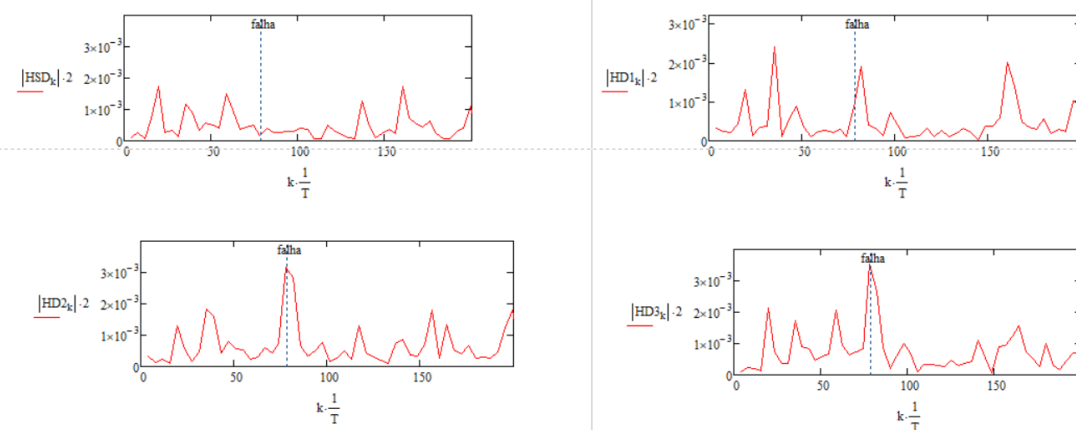


Figura 76 - Técnica da Transformada de Hilbert para a falha na pista interior de 78,8Hz a 1200RPM

O sucesso obtido pelas técnicas de diagnóstico é imediatamente visível no segundo nível de dano, em que, existe um pico na zona da frequência de falha da pista interior (78,8 Hz). Ambas as técnicas demonstram total eficácia para esta falha, variando apenas o valor da amplitude dos picos de frequência, sendo no caso da transformada de Hilbert mais visível a própria frequência de falha como a sua respetiva harmónica (2x frequência de falha).

### 4.3.2. Dano na pista exterior

Como mencionado anteriormente, o rolamento cuja falha foi induzida no interior do anel externo, foi propositadamente montado a meia altura da chumaceira, visto que,

a falha permanecerá imóvel. Daí, ter-se medido em duas direções para que se pudesse comparar valores e gráficos.

Apresenta-se em seguida a tabela 13, referente aos valores do fator de crista e nível global em duas direções, vertical e horizontal, para a falha na pista exterior a uma frequência de rotação do motor a 20 Hz.

*Tabela 13 - Parâmetros de detecção de falha na pista exterior do 6301 a 20Hz*

|                  | <b>Leitura Nº</b>     | <b>Fator de Crista</b> | <b>Nível Global<br/>(mm/s)</b> |
|------------------|-----------------------|------------------------|--------------------------------|
| <b>Direção Z</b> | 1ª leitura (sem dano) | 3,724                  | 0,164                          |
|                  | 2ª leitura (dano 1)   | 3,827                  | 0,106                          |
|                  | 3ª leitura (dano 2)   | 3,602                  | 0,111                          |
|                  | 4ª leitura (dano 3)   | 3,788                  | 0,122                          |
| <b>Direção Y</b> | 1ª leitura (sem dano) | 3,701                  | 0,164                          |
|                  | 2ª leitura (dano 1)   | 3,107                  | 0,229                          |
|                  | 3ª leitura (dano 2)   | 3,143                  | 0,217                          |
|                  | 4ª leitura (dano 3)   | 4,526                  | 0,176                          |

Os valores calculados para o fator de crista nas duas direções não oscilam muito em relação à primeira leitura, à exceção da última aquisição na direção Y, devido principalmente ao ponto de medição ser próxima da falha em comparação com a direção Z.

O nível global calculado para cada leitura, ainda que, pouco alarmante, mostra-se superior na direção horizontal coincidindo mais uma vez com o ponto de leitura mais próximo da falha estacionária na pista exterior.

As figuras 77 e 78 ilustram os gráficos da técnica do envelope e a transformada de Hilbert para ambas direções, vertical e horizontal, retiradas do *Mathcad*, para as mesmas condições de funcionamento. Cada gráfico possui 3 leituras efetuados numa direção, a verde que corresponde à sem dano, a azul um nível intermédio e a vermelha ao nível mais detriorado.

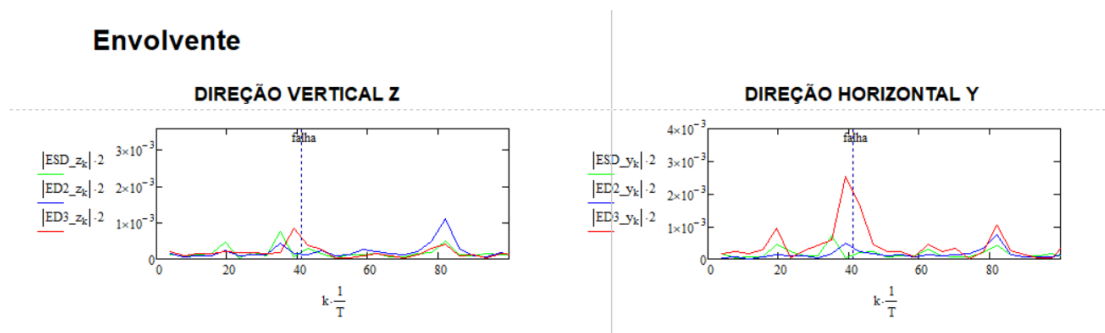


Figura 77 - Técnica da Envelope para a falha na pista interior de 41,2Hz a 1200RPM

### Transformada de Hilbert

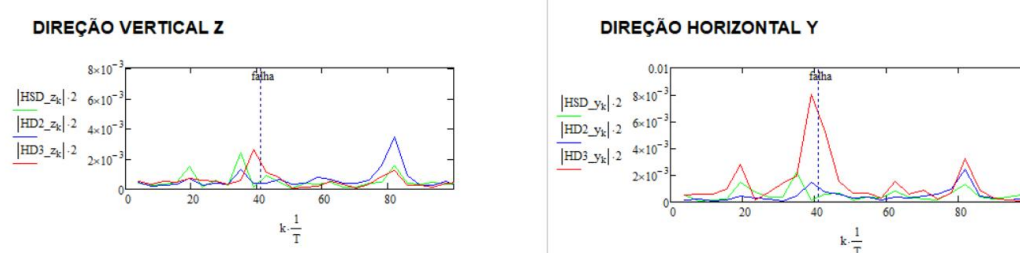


Figura 78 - Técnica de Hilbert para a falha na pista interior de 41,2Hz a 1200RPM

Mais uma vez as técnicas de diagnóstico mostraram-se capazes de identificar a falha presente no rolamento que funcionava na bancada de simulação, através do pico existente na zona de frequência de falha da pista exterior (41,2 Hz).

Nos dois métodos, é bastante evidente que o pico (a vermelho) da medição efetuada na direção horizontal é muito mais significativo do que na direção vertical. Esta diferença de amplitudes justifica-se pelo facto de a falha estar posicionada diretamente ao lado do ponto de leitura da direção Y, fazendo com que os impactos originados pela passagem dos corpos rolantes sejam ampliados devido a tal proximidade.

É por esta razão que quando se efetua uma medição de vibrações é crucial que se façam leituras nos diferentes planos, evitando camuflar falhas devido à má localização do sensor de aquisição.

#### 4.3.3. Dano no elemento rolante

A tabela 14 apresenta os valores do fator de crista e nível global para a falha no elemento rolante a uma frequência de rotação do motor a 20 Hz.

Tabela 14 - Parâmetros de detecção de falha num elemento rolante do 6301 a 20Hz

| Leitura Nº            | Fator de Crista | Nível Global (mm/s) |
|-----------------------|-----------------|---------------------|
| 1ª leitura (sem dano) | 3,715           | 0,166               |
| 2ª leitura (dano 1)   | 3,326           | 0,105               |
| 3ª leitura (dano 2)   | 4,593           | 0,134               |
| 4ª leitura (dano 3)   | 4,065           | 0,103               |

Os valores de fator de crista de níveis danificados revelam-se superiores quando comparados com a primeira leitura, o que indica alteração no estado do rolamento. Em relação aos valores calculados para o nível global, não se observa grande variação nos mesmos não conseguindo detetar a falha presente, implicando a utilização das técnicas já conhecidas.

As figuras 79 e 80 ilustram os gráficos da técnica do envelope e transformada de Hilbert aplicadas aos valores adquiridos durante o ensaio com um rolamento danificado apenas numa esfera, para as mesmas condições de funcionamento.

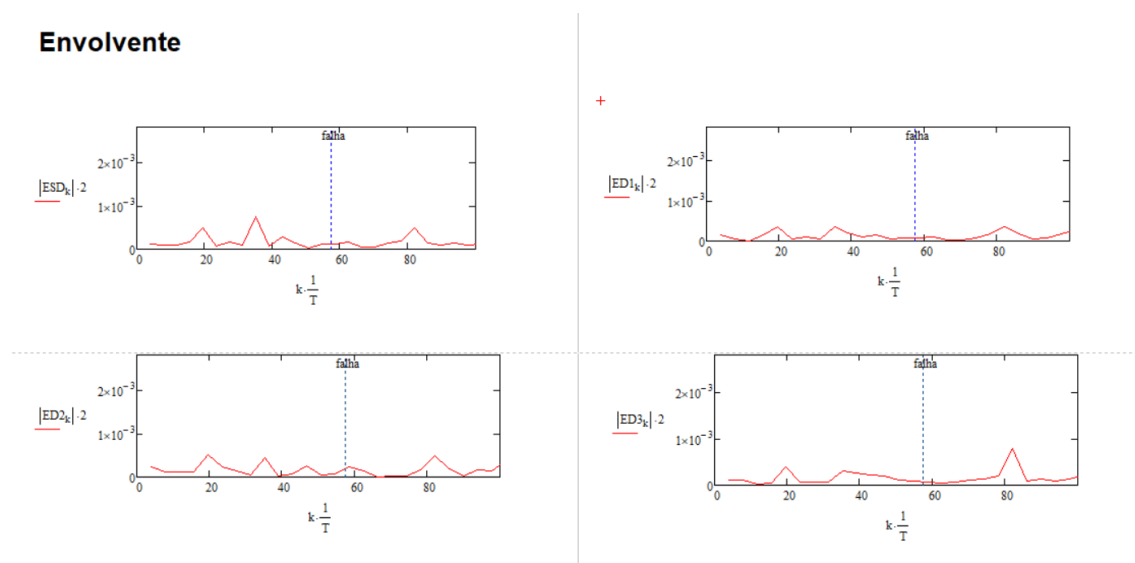


Figura 79 - Técnica da Envolvente para a falha num elemento rolante de 57,5Hz a 1200RPM

### Transformada de Hilbert

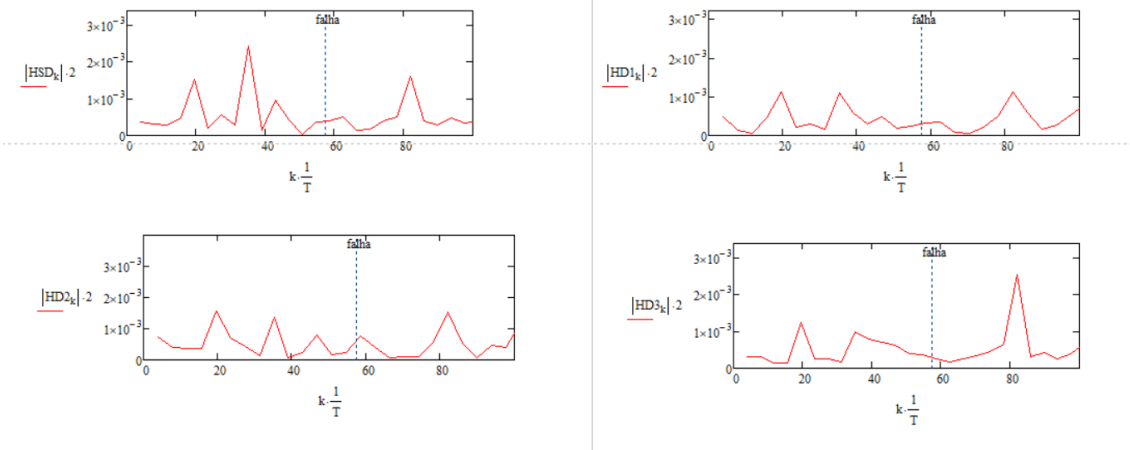


Figura 80 - Técnica de Hilbert para a falha num elemento rolante de 57,5Hz a 1200RPM

Apesar de várias tentativas com diferentes rolamentos danificados numa esfera apenas, não foi possível diagnosticar a falha em questão através destas técnicas. Os gráficos presentes nas imagens anteriores não revelam um pico evidente na zona de frequência da falha num elemento rolante (57,5 Hz). As ferramentas utilizadas e a maneira como foi criada a falha contribuíram para que os impactos por parte da esfera fossem insignificantes. É importante referir que este tipo de dano é o mais difícil de diagnosticar, ficando muitas vezes oculto devido à geometria de funcionamento do rolamento.

#### 4.3.4. Dano na gaiola

A tabela 15 apresenta os valores do fator de crista e nível global para a falha na gaiola a uma frequência de rotação do motor a 20 Hz.

Tabela 15 - Parâmetros de deteção de falha na gaiola do 6301 a 20Hz

| Leitura Nº            | Fator de Crista | Nível Global (mm/s) |
|-----------------------|-----------------|---------------------|
| 1ª leitura (sem dano) | 3,598           | 0,120               |
| 2ª leitura (dano 1)   | 4,431           | 0,093               |
| 3ª leitura (dano 2)   | 3,949           | 0,071               |
| 4ª leitura (dano 3)   | 4,505           | 0,086               |

Os valores calculados para o nível global indicam que o rolamento se encontrava saudável, o que não é verdade visto que o mesmo apresentava uma falha na sua gaiola.

Já os valores para o fator de crista em leituras com dano mostram-se superiores, conseguindo-se detetar que existe uma anomalia com o rolamento.

As figuras 81 e 82 ilustram os gráficos da técnica do envelope e transformada de Hilbert aplicadas aos valores adquiridos durante o ensaio com um rolamento danificado na sua gaiola, para as mesmas condições de funcionamento.

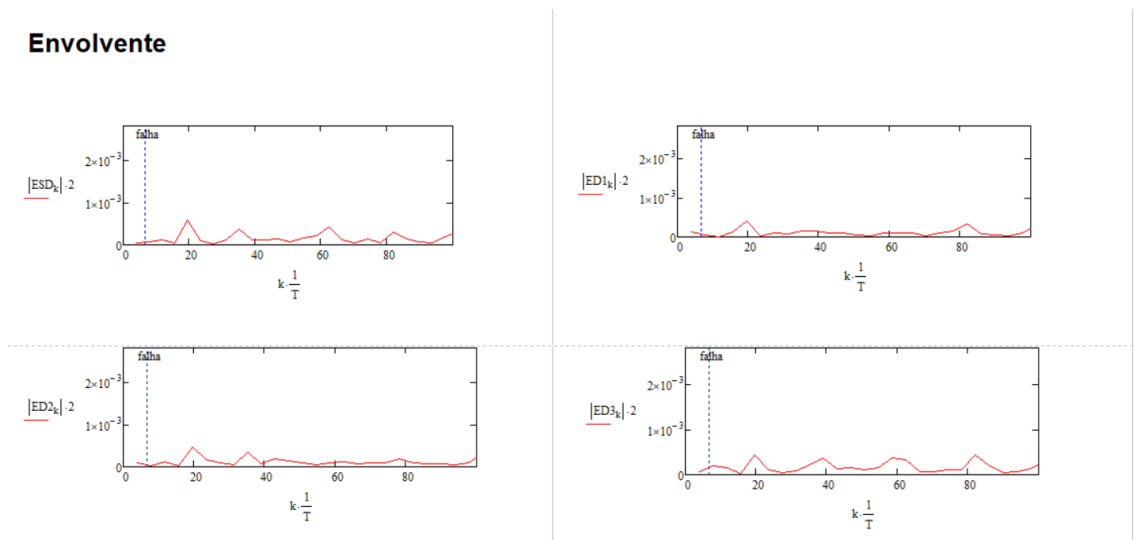


Figura 81 - Técnica da Envelope para a falha na gaiola de 6,9Hz a 1200RPM

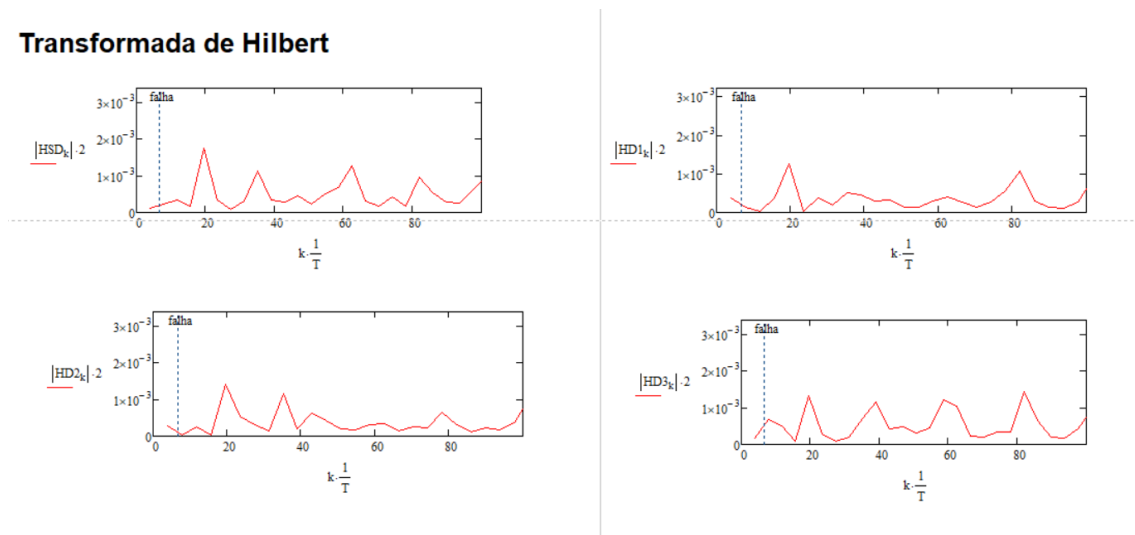


Figura 82 - Técnica da Envelope para a falha na gaiola de 6,9Hz a 1200RPM

A figura 80, mostra a técnica da envelope aplicada às leituras do ensaio da falha na gaiola, nela é possível aferir que não se consegue diagnosticar o pretendido, sendo visível apenas um pico na zona dos 20 Hz devido, muito provavelmente à frequência de rotação imposta pelo motor.

Já na figura 81, a transformada de Hilbert revela um ligeiro aumento de amplitude dentro da zona de frequência de falha na gaiola, (6,9  $Hz$ ), é importante realçar que este pico não é o mais intenso olhando ao longo do eixo horizontal, no entanto não é desprezado.

## 5. Considerações finais

### 5.1. Conclusão

A presente dissertação assumiu como objetivos principais o estudo, análise, detecção e diagnóstico de falhas em rolamentos por meio de sinais vibratórios adquiridos computacionalmente e a partir de uma bancada experimental de simulação de falhas concebida pelo autor.

Inicialmente recolheu-se material para se efetuar uma abordagem teórica no âmbito dos rolamentos radiais de uma carreira de esferas, identificando os componentes que o constituem assim como as suas funções e aplicabilidade nas diferentes indústrias e para a marinha. Foram expostos vários exemplos dos danos que mais frequentemente surgem durante o funcionamento dos rolamentos e de que forma se consegue detetar e diagnosticá-los por meio de técnicas que envolvem a modelação em amplitude do sinal vibratório, como a técnica da envolvente e transformada de Hilbert.

Para a simulação computacional do sistema chumaceira-rolamento, criou-se um ficheiro em *Algodo* que, da forma mais real possível representou-se os danos nas pistas do rolamento. Após correr a simulação e exportar-se os dados para o *Mathcad* responsável pela modelação comprovou-se que se conseguia diagnosticar efetivamente os danos simulados quer na pista interior quer na pista exterior utilizando as técnicas mencionadas em cima.

Esta simulação resultou numa mais-valia para o ensaio experimental, para além de validar a programação das técnicas de diagnóstico, foi possível determinar uma ordem de trabalhos lógica para as leituras que se efetuaram na bancada de simulação evitando efetuar permutas desnecessárias de rolamentos na chumaceira.

Para a conceção da bancada experimental de simulação utilizou-se o software *Solidworks*, onde se projetou as diferentes peças que o constituem. Dentro das instalações da empresa nacional *Lusamar*, originou-se a bancada de simulação, cumprindo um dos objetivos propostos inicialmente. A chumaceira nela presente e que alberga o rolamento em estudo, foi projetada de tal forma para que se pudesse realizar trocas de rolamentos sempre que necessário, capacitando o autor em realizar estudos da vibração em diferentes rolamentos de esferas danificados.

No que toca à deteção e diagnóstico de falhas em rolamentos foram realizados todos os estudos previstos na bancada de simulação de danos, calculando para cada situação os valores de fator de crista e nível global assim como as técnicas de envelope e transformada de Hilbert.

Quanto aos parâmetros de deteção (FC e NG) conseguiu-se, em alguns casos, observar um aumento dos mesmos no nível de dano seguinte, conseguindo-se aferir que passou a existir um problema, noutras situações, um nível de dano mais deteriorado regista valores inferiores a rolamentos saudáveis, fazendo com que não seja um método totalmente eficaz para detetar falhas em rolamentos na bancada produzida.

Os valores definidos pela norma ISO10816 para os níveis de pré-alarme e alarme são bastante gerais, focando-se em detetar falhas numa máquina, para a presente bancada de simulação acabam por não ser os mais indicados realçando a particularidade do sistema de simulação aqui apresentado.

Quanto às técnicas de diagnóstico (TE e TH) mostraram-se bastante competentes em identificar falhas nas pistas exterior e interior, cumprindo parcialmente um dos principais objetivos desta dissertação.

No caso da falha na gaiola e corpos rolantes, as técnicas utilizadas não foram totalmente fiáveis, possivelmente devido à metodologia de inflicção de dano assim como as ferramentas utilizadas para a praticar, resultando em impactos insignificantes por parte destes componentes. Por exemplo, ao danificar uma esfera, a mesma poderia ficar presa na gaiola não rodando sobre o seu eixo ou simplesmente não efetuar uma passagem nas pistas com a sua parte danificada durante o tempo de aquisição resultando numa leitura sem dano.

## **5.2. Lições aprendidas**

Esta dissertação poderá contribuir para a formação de futuros oficiais da Marinha Portuguesa na temática do estudo das vibrações sendo que a bancada de simulação ficará à disposição do departamento de ciências e tecnologias sediado na Escola Naval.

Uma das principais incumbências de um engenheiro mecânico naval acaba por ser a deteção e diagnóstico de falhas e avarias em sistemas que estão à sua responsabilidade. A temática retratada nesta dissertação pode ajudar a mitigar dúvidas e recomendar técnicas e processos na avaliação de condição em rolamentos de esferas.

### **5.3. Trabalhos futuros**

A presente dissertação poderá servir como ponto de partida para os seguintes estudos científicos:

- Utilização da bancada de simulação para efetuar o diagnóstico de rolamentos que apresentem outro tipo de falhas como a corrosão, contaminação ou outros danos típicos em rolamentos
- Calcular os parâmetros de detecção e diagnóstico, utilizando a bancada experimental de simulação, para velocidades de rotação e de cargas aplicadas no sistema diferentes, com a utilização do freio produzido.
- Diagnosticar danos em rolamentos utilizando outras técnicas como por exemplo a termografia, análise da corrente elétrica e a inteligência artificial.

## Bibliografia

Bediaga, I., Mendizabal, X., Arnaiz, A., & Munoa, J. (2013). Ball bearing damage detection using traditional signal processing algorithms. *IEEE Instrumentation & Measurement Magazine*, 16(2), 20-25.

Changsen, W., & Wan, C. (1991). Analysis of Rolling Element Bearings.

Cousseau, T. (2009). Análise comparativa do comportamento de massas lubrificantes num rolamento axial de esferas.

Cousseau, T. (2009). Análise comparativa do comportamento de massas lubrificantes num rolamento axial de esferas. <https://repositorio-aberto.up.pt/bitstream/10216/59221/1/000134877.pdf>

Elastohydrodynamic Lubrication - an overview | ScienceDirect Topics. (n.d.).

Www.sciencedirect.com. Retrieved June 14, 2023, from

<https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/elastohydrodynamic-lubrication>

Hakim, L. (n.d.). Bearing failure: causes and cures. Wwww.academia.edu. Retrieved June 14, 2023, from [https://www.academia.edu/26617280/BEARING\\_FAILURE\\_CAUSES\\_AND\\_CURES](https://www.academia.edu/26617280/BEARING_FAILURE_CAUSES_AND_CURES)

Harris, Tedric A, and Michael N Kotzalas. Rolling Bearing Analysis. Boca Raton, Fla., Crc/Taylor & Francis, 2007.

Lanham, C. (2002). Understanding the tests that are recommended for electric motor predictive maintenance. Baker Instrument Company.

McFadden, P. D., & Smith, J. D. (1984). Model for the vibration produced by a single point defect in a rolling element bearing. *Journal of Sound and Vibration*, 96(1), 69–82.

[https://doi.org/10.1016/0022-460x\(84\)90595-9](https://doi.org/10.1016/0022-460x(84)90595-9)

Melconian, S. (2018). Elementos de Máquinas - Edição revisada, atualizada e ampliada. Saraiva Educação S.A.

Rolling bearings Rolamentos de esferas. (n.d.).

[https://www.skf.com/binaries/pub45/Images/0901d19680416a2b-10000\\_2-PT-BR---Rolling-bearings\\_tcm\\_45-121486.pdf](https://www.skf.com/binaries/pub45/Images/0901d19680416a2b-10000_2-PT-BR---Rolling-bearings_tcm_45-121486.pdf)

Rolling bearings Rolamentos de esferas. (n.d.).

[https://www.skf.com/binaries/pub45/Images/0901d19680416a2b-10000\\_2-PT-BR---Rolling-bearings\\_tcm\\_45-121486.pdf](https://www.skf.com/binaries/pub45/Images/0901d19680416a2b-10000_2-PT-BR---Rolling-bearings_tcm_45-121486.pdf)

Shen, S., Lu, H., Sadoughi, M., Hu, C., Nemani, V., Thelen, A., ... & Kenny, S. (2021). A physics-informed deep learning approach for bearing fault detection. *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, 103, 104295.

Smith, W. A., & Randall, R. B. (2015). Rolling element bearing diagnostics using the Case Western Reserve University data: A benchmark study. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 64-65, 100–131. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2015.04.021>

Sohaib, M., & Kim, J.-M. (2020). Fault Diagnosis of Rotary Machine Bearings Under Inconsistent Working Conditions. *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*, 69(6), 3334–3347. <https://doi.org/10.1109/tim.2019.2933342>

Soualhi, M., Nguyen, K. T., Soualhi, A., Medjaher, K., & Hemsas, K. E. (2019). Health monitoring of bearing and gear faults by using a new health indicator extracted from current signals. *Measurement*, 141, 37-51.

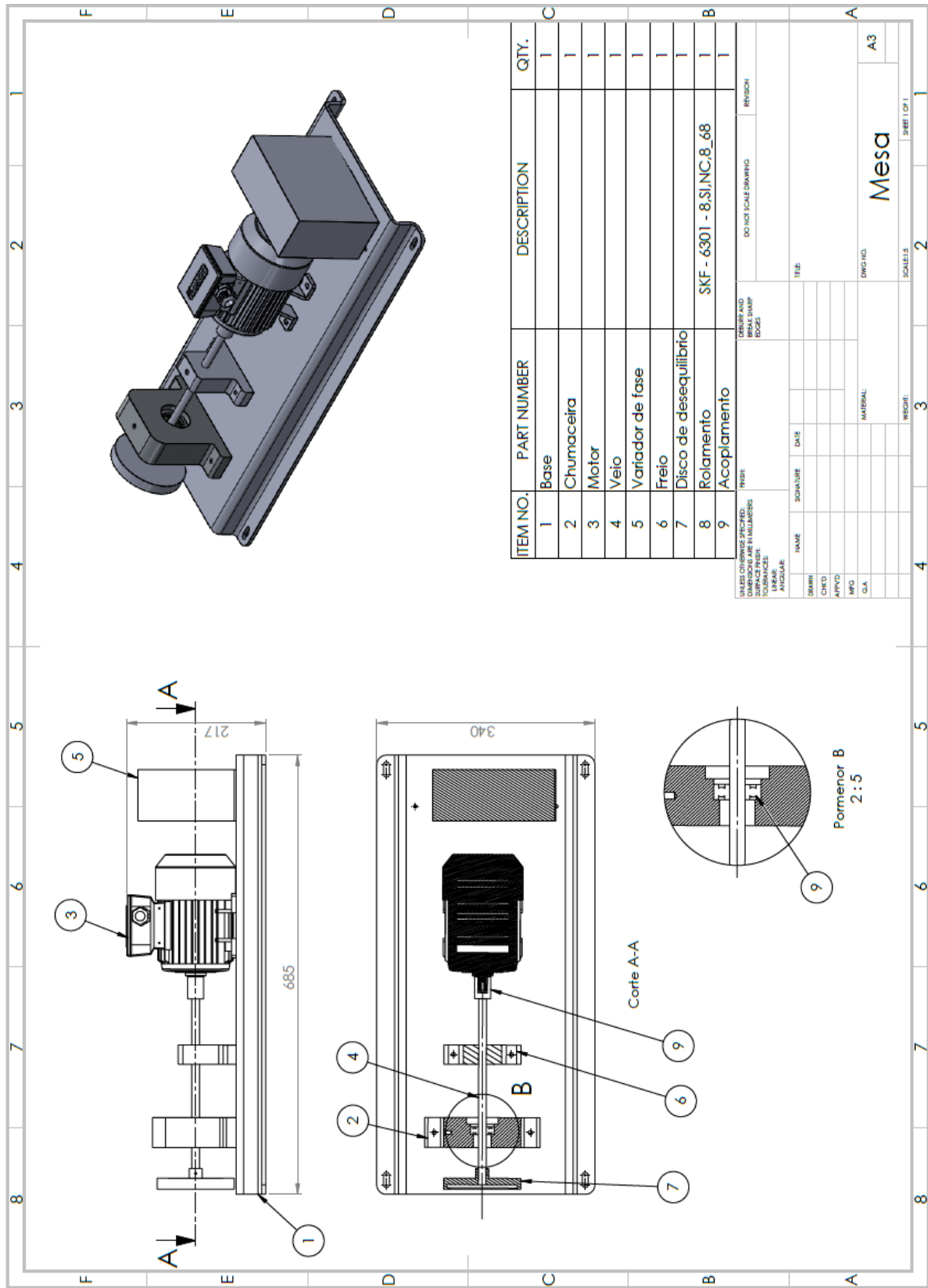
Wensing, J. A. (1998). On the dynamics of ball bearings. University of Twente.

Lacey, S., & Limited. (1994). An Overview of Bearing Vibration Analysis An Overview of Bearing Vibration Analysis.

[https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/\\_shared\\_media/08\\_media\\_library/01\\_publications/schaeffler\\_2/technicalpaper\\_1/download\\_1/vibration\\_analysis\\_en\\_en.pdf](https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/technicalpaper_1/download_1/vibration_analysis_en_en.pdf)

Anexos

Anexo A – Desenho técnico da bancada de simulação



Technical drawing of a mechanical part, likely a bracket or support, showing multiple views: front, top, and two cross-sections (A-A and B-B). The drawing includes dimensions in millimeters and a title block with the name 'Chumaceira' and 'Aluminio 5754'.

**Front View:** Shows a U-shaped profile with a central circular hole. Dimensions include a total width of 180 mm, a central hole diameter of  $\phi 5 \pm 11.00$  1/4-28 UNF  $\nabla 9$ , and a central hole depth of 130 mm. The top surface has a radius of R20. The bottom surface has a radius of R5. The side view shows a thickness of 23.25 mm and a central hole diameter of  $\phi 5 \pm 11.00$  1/4-28 UNF  $\nabla 9$ .

**Top View:** Shows the part from above, with a central hole diameter of  $\phi 5 \pm 11.00$  1/4-28 UNF  $\nabla 9$  and a central hole depth of 130 mm. The side view shows a thickness of 23.25 mm and a central hole diameter of  $\phi 5 \pm 11.00$  1/4-28 UNF  $\nabla 9$ .

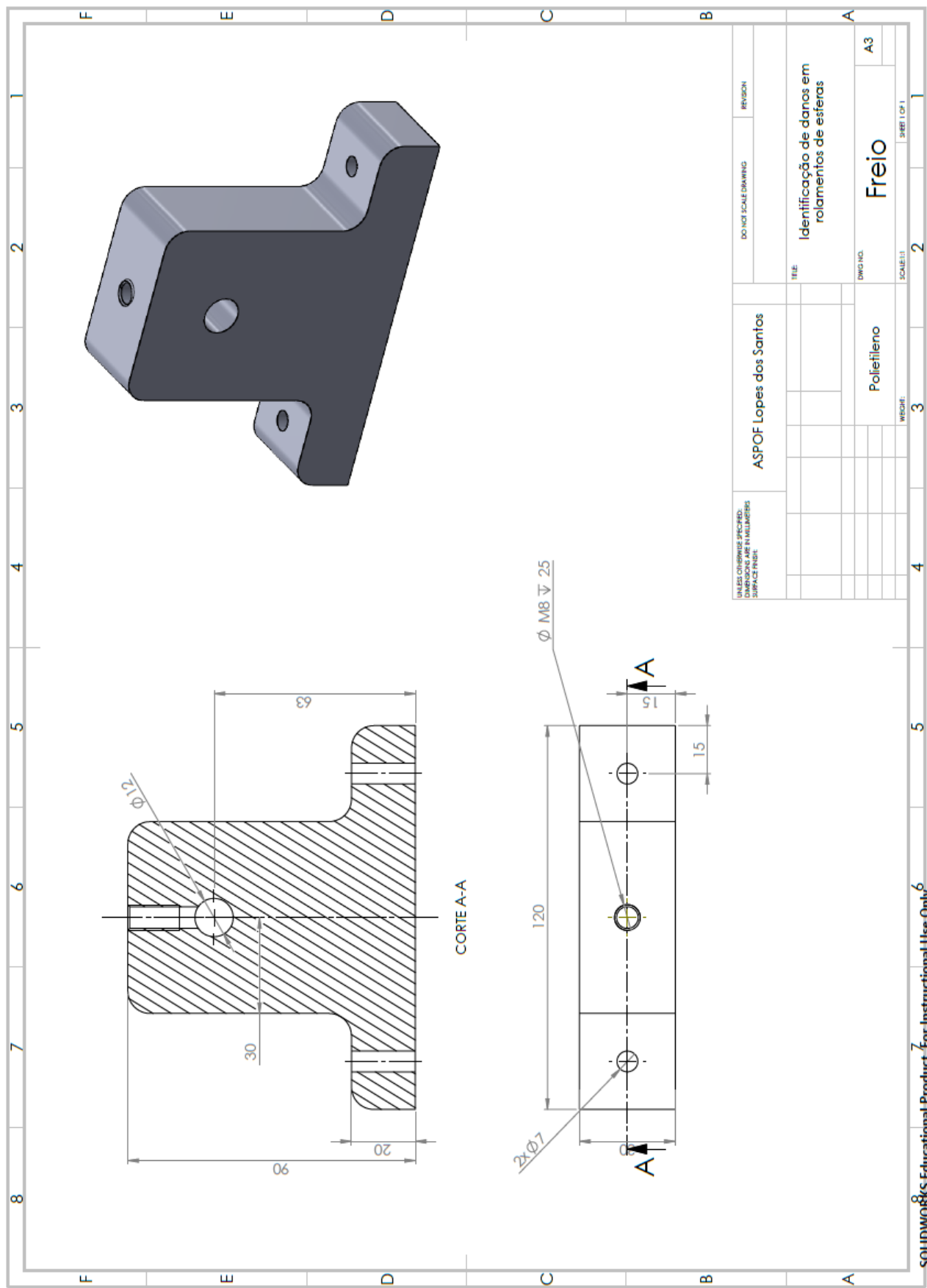
**Corte A-A:** A cross-section view showing the internal structure of the part. Dimensions include a total width of 63 mm, a central hole diameter of  $\phi 27.8$ , and a central hole depth of 67 mm. The side view shows a thickness of 23 mm and a central hole diameter of  $\phi 37$ .

**Corte B-B:** A cross-section view showing the internal structure of the part. Dimensions include a total width of 63 mm, a central hole diameter of  $\phi 5.41 \pm 11.00$  1/4-28 UNF  $\nabla 9.00$ , and a central hole depth of 20.2 mm. The side view shows a thickness of 10 mm and a central hole diameter of  $\phi 5 \pm 11.00$  1/4-28 UNF  $\nabla 9$ .

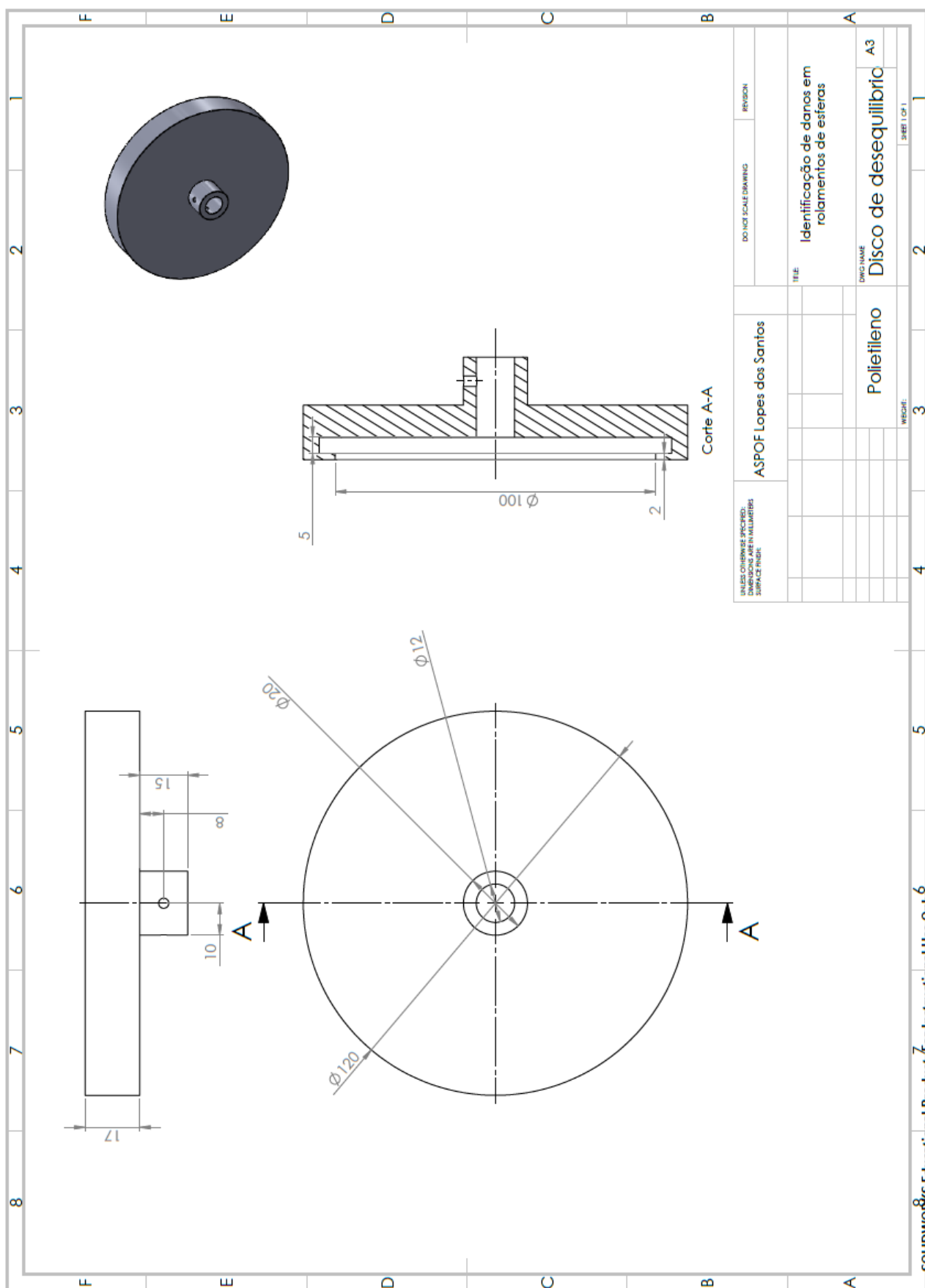
**Title Block:**

|                                                                          |  |                                                 |  |              |  |
|--------------------------------------------------------------------------|--|-------------------------------------------------|--|--------------|--|
| UNLESS OTHERWISE SPECIFIED, DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH |  | DO NOT SCALE DRAWING                            |  | REVISION     |  |
| ASPOF Lopes dos Santos                                                   |  | IDENTIFICAÇÃO DE DANOS EM ROLAMENTOS DE ESTERAS |  | A3           |  |
| Aluminio 5754                                                            |  | Chumaceira                                      |  | SHEET 1 OF 1 |  |

Anexo C – Desenho técnico do freio



## Anexo D – Desenho técnico do Disco



Anexo D – Desenho técnico do Disco

