



**Tiago Daniel Torrinha dos Santos Ferreira**

## **Falhas e Avarias em Veios de Redutores Industriais: Causas vs. Efeitos**

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em  
Engenharia Mecânica

Orientadora: Professora Doutora Helena Victorovna  
Guitiss Navas, Professora Auxiliar, FCT-UNL  
Co-orientador: Mestre David Figueiredo Nunes Braga,  
SEW-Eurodrive Portugal

Júri:

Presidente: Prof. Doutor Rui Fernando dos Santos Pereira Martins  
Vogais: Prof.<sup>a</sup> Doutora Rosa Maria Marquito Marat-Mendes  
Prof.<sup>a</sup> Doutora Helena Victorovna Guitiss Navas  
Mestre David Figueiredo Nunes Braga



FACULDADE DE  
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA  
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA

**Março 2013**







## **Copyright**

Copyright em nome de Tiago Daniel Torrinha dos Santos Ferreira, da FCT/UNL e da UNL.

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade Nova de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.



## **Agradecimentos**

A todos aqueles que de alguma forma, direta ou indireta, contribuíram para a realização deste trabalho, o meu profundo agradecimento, em especial:

À Professora Helena V. G. Navas por me ter dado a oportunidade de realizar esta dissertação, pelo apoio e disponibilidade sempre prestadas, e pela ótima relação que se desenvolveu ao longo do curso.

Ao Mestre David Figueiredo Nunes Braga, mentor do projecto e pelo apoio prestado ao longo do trabalho, nomeadamente nas simulações computacionais realizadas na instalações da SEW-Eurodrive na Mealhada, na disponibilização de diversos conteúdos e pelas verificações efetuadas e sugestões propostas, que resultou numa relação muito cordial e construtiva.

A todos os meus colegas de curso que me acompanharam ao longo de todo o meu percurso académico, pela ajuda e apoio dados.

A todos os meus familiares e amigos que nunca deixaram de acreditar nas minhas potencialidades.

À minha namorada Isabel, pessoa muito determinante nesta última fase do curso e que nunca deixou de puxar e acreditar em mim.

Ao meu pai, Daniel Carlos Ferreira, meu mentor de sempre, e que sempre me apoiou e acreditou nas minhas potencialidades.

Por último à minha mãe, Maria da Graça Ferreira, que estiver onde estiver, me vê terminar desta forma mais uma etapa da minha vida.



## **Resumo**

Os acionamentos eletromecânicos têm um amplo leque de aplicações praticamente em todas as atividades humanas.

Os veios em redutores industriais são um dos elementos fundamentais para um bom funcionamento adequado da aplicação onde o redutor está inserido.

A fratura de veios é uma das causas mais frequentes de avarias no redutor, sendo reveladores de condições inadequadas no funcionamento de um sistema mecânico.

No âmbito da colaboração com a empresa SEW-Eurodrive Portugal, foi efetuado um estudo de causas/efeitos de avarias em veios de redutores industriais, sendo elaborado um manual prático para a sua identificação e prevenção.

**Palavras-chave:** veios, avarias, redutores, desalinhamentos.



## **Abstract**

The eletromechanical actuators have a wide range of applications in virtually all human activities.

The shafts in industrial gearbox units are a fundamental element for a proper functioning of the application where the gearbox is inserted.

The shaft fracture is one of the most common causes of damage to the gearbox, which reveal inadequate functioning of a mechanical system.

As part of the collaboration with the company SEW-Eurodrive Portugal, was made a study of causes / effects of faults on industrial gear shafts, establishing a practical manual for their identification and prevention.

**Keywords:** shafts, gearboxes, damages, misalignments.



# Índice

Copyright.....	III
Agradecimentos .....	V
Resumo.....	VII
Abstract .....	IX
Índice.....	XI
Índice de Figuras.....	XV
Índice de Tabelas .....	XXI
Nomenclatura .....	XXIII
1. Introdução.....	1
1.1 Motivação e justificação dos objetivos da dissertação .....	1
1.2. Estrutura da dissertação .....	2
2. O veio como componente de um acionamento eletromecânico.....	5
2.1. Caracterização de um veio de um acionamento eletromecânico.....	6
2.1.1. Veio de entrada.....	6
2.1.2. Veio de saída .....	7
2.1.3. Análise do toleranciamento apresentado.....	8
2.1.4. Materiais em estudo.....	9
2.1.4.1. Material do tipo Ck45 .....	9
2.1.4.2. Material do tipo 42CrMo4.....	10
2.2. Dimensionamento de um veio.....	11
2.2.1. Dimensionamento geral para cargas estáticas .....	11
2.2.2. Dimensionamento à fadiga.....	12
2.2.2.1. Flexão alternada e torção constante .....	12
2.2.2.1.1. Critério de Sines .....	13
2.2.2.1.2 Solução de Soderberg.....	13
2.2.2.1.3. Método ASME .....	14
2.2.2.2. Flexão e torção flutuantes.....	15
2.2.2.3. Efeito da concentração de tensões .....	16
2.2.2.3.1. Método ASME .....	17
2.2.3. Dimensionamento de veios à deformação.....	17
2.2.3.1 Dimensionamento à torção .....	17
2.2.3.2. Dimensionamento à rigidez e flexão.....	19

2.2.4. Acoplamento por chaveta.....	21
2.2.4.1. O dimensionamento .....	21
3. Análise dos tipos de fratura em veios rotativos .....	25
3.1. Fadiga por flexão rotativa .....	25
3.1.1. Perfil característico da rotura por fadiga.....	26
3.1.2. Parâmetros fundamentais de fadiga .....	28
3.1.3. Interpretação dos limites de fadiga através de ensaios mecânicos .....	30
3.1.4. Parâmetros de comportamento à fadiga .....	31
3.1.4.1. Acabamento, revestimento e tensões residuais à superfície da peça.....	32
3.1.4.2. Dimensões da peça.....	33
3.1.4.3. Tensão média.....	34
3.1.4.4. Concentração de tensões .....	35
3.1.4.4.1. O Modo de propagação.....	38
3.1.4.5. Meio Ambiente (fadiga devido a corrosão).....	38
3.1.4.6. Influência da temperatura.....	39
3.1.4.7. Importância da estrutura metalúrgica do material.....	39
3.1.5. Estabelecimento da tensão admissível à fadiga e de fatores de correção a amplitude de tensão constante.....	40
3.1.6. Propagação de fissuras de fadiga.....	40
3.1.6.1. Representação e análise da propagação de fissuras .....	41
3.1.6.2. Leis fundamentais e representação gráfica.....	42
3.2. Torção num veio .....	44
3.2.1. O processo de torção.....	44
3.2.2. Caracterização do perfil da fratura devido a torção .....	45
3.2.3. Efeito da concentração de tensões devido a descontinuidades geométricas na solitação à torção.....	46
3.2.4. Caracterização do perfil da fratura devido a torção de um veio com entalhe.....	46
3.2.5. Causas e efeitos do aparecimento de fraturas devido a torção .....	47
4. Análise do tipo de fratura devido a um desalinhamento .....	49
4.1. A definição de desalinhamento .....	49
4.1.1. Tipos de desalinhamento.....	49
4.1.2. Detecção de desalinhamento e as suas causas.....	50
4.1.3. Monitorização e como evitar um desalinhamento .....	51
4.1.4. Efeito sobre os apoios devido ao desalinhamento dos veios .....	52
4.2. Exemplo prático do efeito do desalinhamento no redutor .....	52
4.2.1. Efeito do desalinhamento numa aplicação do redutor .....	55

4.3. Influência do desalinhamento no aparecimento de fraturas no veio.....	55
4.3.1. Influência na formação de fadiga devido a flexão rotativa .....	56
4.3.1.1. O caso I .....	56
4.3.1.2. O Caso II .....	56
4.3.1.3. Perfil da fratura devido a desalinhamento .....	59
4.3.2. Influência na formação de fadiga devido a torção (Caso III) .....	60
5. Documento prático que compara uma fratura de um veio (caso real) ocorrida com os três tipos de fraturas de veios mais comuns .....	61
6. Simulação computacional do comportamento dos rolamentos nos apoios dos veios rotativos para diferentes tipos de solicitações.....	71
6.1. Introdução às simulações efetuadas.....	71
6.2. Cálculo da intensidade da força radial admissível nos veios de entrada e de saída .....	71
6.2.1. Análise dos resultados da primeira simulação.....	75
6.3. Determinação do tempo de vida dos rolamentos de apoio nos veios de entrada e de saída .....	76
6.3.1. Tipos de solicitações nos rolamentos.....	76
6.3.1.1. Força radial aplicada .....	76
6.3.1.1. Solicitações por carga axiais e radiais.....	77
6.3.2. Consequências do desgaste e das forças aplicadas num rolamento .....	77
6.3.2.1. Efeito da entrada de partículas e contaminação do lubrificante.....	77
6.3.2.2. Efeito da fadiga.....	79
6.3.2.2.1. Desgaste por fim de vida útil .....	79
6.3.2.2.2. Força aplicada excessiva.....	79
6.3.4. Determinação do tempo de vida do rolamento segundo a aplicação de uma carga radial.....	81
6.3.5. Simulação computacional da vida útil dos rolamentos em estudo segundo a colocação de uma polia .....	82
6.3.6. Simulação computacional de desalinhamento.....	90
6.4. Análise e discussão do segundo e terceiro ensaios realizados .....	98
6.4.1. Análise detalhada do veio de entrada.....	101
6.4.2. Análise detalhada do veio de saída .....	101
6.4.3. As condições e constrangimentos das simulações efetuadas.....	109
7. Proposta de algoritmo para diagnóstico de desalinhamentos de veios e técnicas de alinhamento .....	111
7.1. Manutenção preditiva – métodos de monitorização .....	111
7.1.1. Análise por vibrações.....	111
7.1.1.1. Análise no domínio do tempo e no domínio da frequência: .....	111

7.1.1.2. Técnica de análise utilizada em acionamentos eletromecânicos.....	113
7.1.1.2.1. Frequência de rotação dos eixos – detecção do desalinhamento.....	113
7.1.1.2.1.1. Desalinhamento angular.....	113
7.1.1.2.1.2. Desalinhamento linear .....	114
7.1.1.2.2. Frequências geradas por defeitos de rolamentos .....	116
7.1.1.2.2.1. Estágios de degradação do rolamento.....	117
7.1.2. Análise por termografia .....	121
7.1.2.1. As vantagens.....	122
7.1.2.2. Detecção do desalinhamento .....	122
7.1.2.2.1. Aplicação no acoplamento.....	122
7.1.2.2.2. Aplicação no rolamento.....	123
7.1.3. Análise do lubrificante.....	123
7.1.3.1. Análise de partículas - ferrografia.....	124
7.1.3.2. Análise da viscosidade .....	125
7.1.3.3. Utilização de um sensor na aplicação .....	126
7.2. Alinhamento de veios .....	127
7.2.1. Alinhamento por régua e esquadro ou calibrador de folga .....	127
7.2.2. Alinhamento por uso de comparador .....	128
7.2.2.1. Formas de montagem e leitura.....	129
7.2.2.2. Problemas de deflexão e leitura obtida .....	130
7.2.3. Alinhamento por laser.....	131
7.2.4. Alinhamento das sapatas e dos calços usados .....	133
7.2.4.1. A preparação da base .....	134
7.2.4.2. A correção dos apoios .....	134
8. Conclusões e sugestões para futuros trabalhos a desenvolver .....	135
8.1. Conclusões.....	135
8.2. Sugestões para futuros trabalhos a desenvolver .....	135
Referências Bibliográficas .....	137
Anexo A- Fórmulas de cálculo da flecha de um veio, segundo o tipo de esforços aplicados ...	141
Anexo B- Determinação do fator de concentração de tensões $Kt$ segundo o tipo de entalhe existente no veio .....	143
Anexo C- Legenda dos elementos do redutor em estudo do tipo R77 .....	147
Anexo D- Rolamentos usados nas simulações computacionais do Capítulo 6.....	149

## Índice de Figuras

Figura 2.1- Elementos de um redutor da Serie R da SEW .....	5
Figura 2.2- Desenho de pormenor do veio de entrada do redutor em estudo .....	6
Figura 2.3- Vista axonométrica do veio de entrada do redutor.....	7
Figura 2.4- Desenho de pormenor do veio de saída do redutor em estudo .....	8
Figura 2.5- Vista axonométrica do veio de saída do redutor.....	8
Figura 2.6- a) Efeitos da torção e flexão alternadas combinadas [10]. b) Efeito combinado da torção e flexão alternadas [12].....	15
Figura 2.7- Momento torçor num veio e respectivo ângulo de torção [14] .....	18
Figura 2.8- Solicitações exercidas sobre uma chaveta [7].....	22
Figura 3.1- Esquema do tempo de formação da fratura devido a fadiga segundo o número de ciclos [adaptado de 16].....	26
Figura 3.2- Vista em corte dos vários perfis de fadiga devido a flexão rotativa segundo p perfil do veio [adaptado de 17] .....	26
Figura 3.3- Vista em corte de um veio com fadiga devido a flexão rotativa segundo ponto de formação e intensidade de carga aplicada [adaptado de 18].....	27
Figura 3.4- Rotura de um veio de um redutor do tipo R37 devido a fadiga por flexão rotativa. .	27
Figura 3.5- Ciclos de tensão num veio submetido a flexão rotativa com e sem carga aplicada [adaptado de 19] .....	30
Figura 3.6- Curva S-N de um aço e uma liga de alumínio [19].....	31
Figura 3.7- a) Obtenção de tensões por acabamento superficial b) distribuição de tensões no tratamento superficial; c) distribuição de tensões resultante [adaptado de 17].....	32
Figura 3.8- Concentração de tensões em dois veios submetidos a flexão rotativa de diferentes diâmetros [17].....	33
Figura 3.9- Representação gráfica dos critérios de Goodman, Soderberg e Gerber [20] .....	34
Figura 3.10- a) e b) Concentração de tensões num escatel de um veio [adaptado de 21] .....	35
Figura 3.11- Influência do entalhe na concentração de tensões segundo uma força axial aplicada [19].....	36
Figura 3.12- Representação esquemática do efeito de concentração de tensões na resistência à fadiga [7] .....	36
Figura 3.13- Comparação entre as curvas S-N obtidas em ar e num ambiente corrosivo [17]....	38
Figura 3.14- Curva S-N obtida de uma tensão admissível da amplitude a tensão constante [20]40	
Figura 3.15- Curva de propagação das fissuras por fadiga segundo os valores das tensões [7] ..	41
Figura 3.16- Fases de propagação das fissuras por fadiga [17] .....	43
Figura 3.17- Disposição de tensões de corte aplicadas num veio sujeito a torção [adaptado de 17] .....	45

Figura 3.18- Fratura devido a torção num veio rotativo, com a setas a indicarem o ponto de iniciação da fratura [adaptado de 23] .....	45
Figura 3.19- Aspecto de uma fratura de um veio devido à torção junto de uma chaveta.....	47
Figura 4.1- Desalinhamento angular [24].....	49
Figura 4.2- Desalinhamento linear [24] .....	50
Figura 4.3- Desalinhamento combinado .....	50
Figura 4.4- Efeito do desalinhamento angular sobre os apoios [28]. .....	52
Figura 4.5-Vista em corte da tampa de entrada do redutor em estudo, apresentando o veio de entrada.....	53
Figura 4.6- Vista em corte de parte do redutor em estudo, apresentando o veio interior (redutor de três estágios de redução) .....	53
Figura 4.7- Vista em corte de parte do redutor em estudo, apresentando o veio de saída.....	54
Figura 4.8- Aplicação de um redutor, ligado a um sistema hidráulico .....	55
Figura 4.9- Fratura devido a desalinhamento de um veio de um redutor em linha, com engrenagens helicoidais, com o diâmetro de 30mm na zona de fratura .....	56
Figura 4.10- Veio fraturado com diâmetro de 25mm na zona de fratura.....	57
Figura 4.11- Fratura devido a fadiga num veio com diâmetro de 25mm .....	57
Figura 4.12- Veio do tipo R27.....	58
Figura 4.13- Fratura do veio do tipo R27. a)Veio de 25mm (parte de menor diâmetro); b)Veio de 30mm de diâmetro (parte de maior diâmetro).....	59
Figura 6.1- Software de simulação das forças aplicadas ao veio.....	72
Figura 6.2- Força radial aplicada na parte exterior do veio.....	73
Figura 6.3- Força radial admissível para o aço Ck45 para o veio de entrada e de saída .....	74
Figura 6.4- Força radial admissível para o aço 42CrMo4 no veio de entrada e de saída .....	75
Figura 6.5- Efeito da força radial sobre as pistas de rodagem dos anéis do rolamento [30] .....	76
Figura 6.6- Efeito das forças radiais e axiais sobre as pistas de rodagem dos anéis do rolamento [30].....	77
Figura 6.7- Efeito provocado por Partículas duras [31] .....	78
Figura 6.8- desgaste da pista de rodagem devido a partículas quebradiças [31] .....	78
Figura 6.9- Desgaste do rolamento cilíndrico [31] .....	78
Figura 6.10- a) Desgaste da pista de rodagem devido a fim de vida útil; b) Localização do desgaste ao longo da pista de rodagem interior [31].....	79
Figura 6.11- Efeito da fadiga devido a sobrecarga num rolamento esférico [31] .....	80
Figura 6.12- Fadiga no canto da pista de rodagem devido a sobrecarga de um rolamento cilíndrico [31] .....	80
Figura 6.13- Vida útil do rolamento de entrada para veio de entrada Ck45 nos sentidos CCW e CW segundo a aplicação de uma força radial.....	83

Figura 6.14- Vida útil do rolamento interior para o veio de entrada Ck45 segundo a aplicação de uma força radial .....	84
Figura 6.15- Vida útil do rolamento entrada para o veio de Saída Ck45 segundo a aplicação de uma força radial .....	86
Figura 6.16- Vida útil do rolamento interior para o veio de saída Ck45 para o sentido CCW segundo a aplicação de uma força radial .....	86
Figura 6.17- Vida útil do rolamento interior para o veio de saída Ck45 no sentido CW segundo a aplicação de uma força radial .....	87
Figura 6.18- Vida útil do rolamento interior para o veio de saída 42CrMo4 para o sentido CCW segundo a aplicação de uma força radial .....	89
Figura 6.19- Vida útil do rolamento interior para o veio de saída 42CrMo4 para o sentido CCW segundo a aplicação de uma força radial .....	89
Figura 6.20- Vida útil do rolamento entrada para o veio de saída 42CrMo4 segundo a aplicação de uma força radial .....	90
Figura 6.21- Diagrama de corpo livre, representando as forças aplicadas na terceira simulação	90
Figura 6.22- Vida útil do rolamento entrada para o veio de entrada Ck45 segundo a aplicação de uma força radial e de uma força axial .....	92
Figura 6.23- Vida útil do rolamento interior para o veio de entrada Ck45 segundo a aplicação de uma força radial e de uma força axial .....	92
Figura 6.24- Vida útil do rolamento entrada para o veio de saída Ck45 segundo a aplicação de uma força radial e de uma força axial .....	94
Figura 6.25- Vida útil do rolamento interior para o veio de saída Ck45 no sentido CCW segundo a aplicação de uma força radial e de uma força axial.....	94
Figura 6.26- Vida útil do rolamento interior para o veio de saída Ck45 no sentido CCW segundo a aplicação de uma força radial e de uma força axial.....	95
Figura 6.27- Vida útil do rolamento interior do veio saída 42CrMo4 no sentido CCW segundo a aplicação de uma força radial e de uma força axial .....	97
Figura 6.28- Vida útil do rolamento interior do veio saída 42CrMo4 no sentido CW segundo a aplicação de uma força radial e de uma força axial .....	97
Figura 6.29- Vida útil do rolamento entrada do veio de saída 42CrMo4 segundo a aplicação de uma força axial e de uma força radial .....	98
Figura 6.30- Comparação do tempo de vida rolamento entrada 6309Z-J do veio saída no sentido CCW segundo a aplicação de uma força radial para os aços do veio em estudo.....	99
Figura 6.31- Comparação do tempo de vida rolamento 6309Z-J do veio saída no sentido CW segundo a aplicação de uma força radial para os aços do veio em estudo .....	99
Figura 6.32- Comparação do tempo de vida rolamento 6208 do veio saída no sentido CCW segundo a aplicação de uma força radial para os aços do veio em estudo .....	100
Figura 6.33- Comparação do tempo de vida rolamento 6208 do veio de saída no sentido CW segundo a aplicação de uma força radial para os aços do veio em estudo .....	100
Figura 6.34- Comparação da vida útil dos rolamentos do veio saída Ck45 no sentido CCW segundo a aplicação de uma força radial.....	102

Figura 6.35- Comparação de resultados entre os rolamentos do veio de saída Ck45 no sentido CW segundo a aplicação de uma força radial.....	103
Figura 6.36- Comparação da vida útil do rolamento de entrada no veio saída Ck45 nos dois sentidos e segundo a aplicação de uma força radial ou segundo a aplicação de uma força radial e de uma força axial.....	104
Figura 6.37- Comparação de resultados entre os rolamentos do veio saída 42CrMo4 no sentido CCW segundo a aplicação de uma força axial e de uma força radial .....	105
Figura 6.38- Comparação de resultados dos rolamentos do veio saída 42CrMo4 no sentido CW segundo a aplicação de uma força radial/ou combinada .....	106
Figura 6.39 - Diagrama de corpo livre do veio de saída, segundo o sentido de rotação CCW..	108
Figura 7.1- Análise de vibrações no domínio do tempo e da frequência num acionamento eletromecânico [adaptado de 35] .....	112
Figura 7.2- Apresentação de defeitos no domínio do tempo [adaptado de 36] .....	112
Figura 7.3- a) Desalinhamento angular num acoplamento de veios [37]; b) Representação esquemática de um desalinhamento angular no domínio da frequência [37].....	113
Figura 7.4- Representação esquemática num software de um desalinhamento angular no domínio da frequência [37] .....	114
Figura 7.5- a) Desalinhamento linear num acoplamento de veios [37]; b) Representação esquemática de um desalinhamento linear no domínio da frequência [37].....	114
Figura 7.6- Representação esquemática num software de um desalinhamento linear no domínio da frequência [37].....	115
Figura 7.7- Espectro no domínio da frequência representativo de um defeito no Rolamento [40] .....	116
Figura 7.8- Análise de vibrações de rolamentos usando a Técnica do Envelope segundo o domínio do tempo: a) situação conforme. b) Situação não conforme [25] .....	117
Figura 7.9- Representação dos três estágios de condição dos rolamentos segundo o sinal de aceleração [45].....	119
Figura 7.10- Unidade de diagnóstico DUV10A [42] .....	119
Figura 7.11- Aplicação da termografia em acionamentos eletromecânicos [44].....	121
Figura 7.12- Diagnostico de um desalinhamento segundo a análise termográfica: a)“ponto quente” no acoplamento [26]; b) ausência de um “ponto quente” [26] .....	123
Figura 7.13- Desgaste de um rolamento segundo a análise por termografia [42].....	123
Figura 7.14- Representação do tipo de partículas presentes num lubrificante [25] .....	124
Figura 7.15- Gráfico “Curva da Asa” [25].....	125
Figura 7.16- Sensor de Lubrificação de modelo DUO10A [42].....	126
Figura 7.17- Alinhamento por régua e calibrador de folga num acoplamento de veios [49] ....	127
Figura 7.18- a) Comparador mecânico [53] b) Comparador digital [54] .....	129
Figura 7.19- Esquemas de posicionamento do comparador segundo o alinhamento paralelo e angular [49] .....	129
Figura 7.20- Alinhamento combinado segundo a leitura de medidas radiais [50].....	130

Figura 7.21- Exemplo de montagem de um emissor e de um recetor num acoplamento entre veios [50].....	131
Figura 7.22- Montagem num alinhamento a laser entre polias [57] .....	131
Figura 7.23- a) Exemplo de montagem de um emissor num redutor [26] b) Receptor a laser num acoplamento entre dois veios [26]. .....	132
Figura 7.24- Situações em que seja necessário um alinhamento dos apoios de um acionamento eletromecânico [50] .....	133
Figura 7.25- Colocação de um calço no apoio [50] .....	134
Figura B.1- Fator de concentração de tensões $Kt$ num veio entalhado à flexão [20] .....	143
Figura B.2- Fator de concentração de tensões $Kt$ num veio entalhado à torção [20] .....	143
Figura B.3- Fator de concentração de tensões $Kt$ numa variação de secção de um veio à flexão [20].....	144
Figura B.4- Fator de concentração de tensões $Kt$ numa variação de secção de um veio à torção [20].....	144
Figura B.5- Fator de concentração de tensões $Kt$ num veio com entalhe para chaveta sujeito a torção [20] .....	145
Figura D1 – Rolamento SKF de ref. NJ338E [57].....	149
Figura D2 - Rolamento SKF de ref.6208 [58].....	149
Figura D3 - Rolamento SKF de ref.6309-Z [59] .....	149



## Índice de Tabelas

Tabela 2.1 – Composição química do aço Ck45 (em percentagem) [1] .....	9
Tabela 2.2 – Composição química do aço Ck45 (em percentagem) – segunda referência [2] .....	9
Tabela 2.3 – Propriedades físicas à temperatura ambiente para o aço Ck45 [1] .....	9
Tabela 2.4 – Tensões de cedência e rotura do aço Ck45 [1, 2].....	10
Tabela 2.5 – Composição química do aço 42CrM04 [3].....	10
Tabela 2.6 – Propriedades físicas à temperatura ambiente do aço 42CrMo4 [4, 5].....	10
Tabela 2.7 – Tensões de cedência e de rotura para o aço 42crMo4 [3] .....	10
Tabela 2.8 – Tensões de cedência e de rotura para o Aço 42CrM04 – segunda referência [6] ...	11
Tabela 6.1 – Forças radiais admissíveis para os veios de entrada e de saída para o material Ck45 (em N) .....	73
Tabela 6.2 – Forças radiais admissíveis para os veios de entrada e de saída para o material 42CrMo4 (em N) .....	74
Tabela 6.3 – Tempo de vida dos rolamentos do veio de entrada (em horas), segundo a aplicação de uma força radial de 3500 N no veio entrada Ck45 .....	82
Tabela 6.4 – Tempo de vida dos rolamentos do veio de saída (em Horas), segundo a aplicação de uma força radial de 6000N no veio saída Ck45 .....	85
Tabela 6.5 – Tempo de vida dos rolamentos do veio de saída (em Horas), segundo a aplicação de uma força radial de 10000N no veio saída 42CrMo4:.....	88
Tabela 6.6 – Tempo de vida dos rolamentos do veio de entrada (em Horas), segundo a aplicação de uma força radial de 3500N e de um força axial de 875N no veio entrada Ck45 e 42CrMo4 .....	91
Tabela 6.7 – Tempo de vida dos rolamentos do veio de saída (em Horas), segundo a aplicação de uma força radial de 6000N e de uma força axial de 1500N no veio saídaCk45 .....	93
Tabela 6.8 – Tempo de vida dos rolamentos do veio de entrada (em horas), segundo a aplicação de uma força radial de 10000N e de uma força axial de 2500N no veio saída 42CrMo4: .....	96
Tabela 7.1 – Classes de máquinas segundo os níveis de classificação de acordo com a norma DIN 10816 [43] .....	120
Tabela 7.2 – Efeito da viscosidade no lubrificante [34].....	126
Tabela A.1 – Fórmulas de cálculo segundo a ação de cargas unitárias [adaptado de 15] .....	141
Tabela A.2 – Fórmulas de cálculo segundo a ação de cargas unitárias [adaptado de 15] .....	142
Tabela C.1 – Lista de elementos correspondes à parte de entrada do redutor em estudo representada na Figura 4.5.....	147
Tabela C.2 – Legenda dos elementos do redutor em estudo representados nas Figura 4.6 e 4.7 .....	148



## Nomenclatura

### Nomenclatura Romana

$A$	Área da secção do veio [m <sup>2</sup> ]
$a$	Profundidade da fissura [m]
$a_1$	Fator para a confiabilidade [-]
$a_c$	Profundidade do defeito crítica [m]
$a_{DIN}$	Fator para as condições operacionais [-]
$a_i$	Profundidade do defeito inicial [m]
$b$	Largura da chaveta [m]
$C$	Coefficiente de carga dinâmica [N]
$C_m$	Constante da Lei de Paris [-];
$d$	Diâmetro mínimo admissível do veio [m];
$D$	Diâmetro do veio [m]
$\frac{da}{dN}$	Avanço da fissura por ciclo de aplicação de carga [m/ciclo]
$E$	Módulo de elasticidade do material [Pa];
$f$	Frequência de aplicação da carga em ciclos [ciclos.s]
$F_a$	Força axial devido a um desalinhamento [N]
$F_{ax}$	Força axial devido ao engrenamento sem-fim [N]
$F_r$	Força radial devido ao engrenamento sem-fim [N]
$F_t$	Força tangencial devido ao engrenamento sem-fim [N]
$F_x$	Força radial a determinar ao longo de várias posições da polia, distanciadas de $x$ [N]
$F_{comp}$	Força de compressão na chaveta [N]
$G$	Módulo de elasticidade transversal do material do veio [Pa]
$h$	Altura da chaveta [m]
$I$	Momento de inércia da secção [m <sup>4</sup> ]
$I_i$	Momento de inércia na secção do segmento $i$ [m <sup>4</sup> ]

$I_t$	Momento polar de inércia da secção transversal [m <sup>4</sup> ]
$k_{fb}$	Fator de fiabilidade [-]
$k_s$	Fator de acabamento superficial [-]
$k_t$	Fator de tamanho [-]
$K$	Fator de intensidade de tensões [-]
$K_c$	Valor crítico do fator de intensidade de tensões [-]
$K_f$	Fator de redução da resistência à Fadiga [-]
$K_{ff}$	Coefficiente de concentração de tensões estático à flexão [-]
$K_{ft}$	Coefficiente de concentração de tensões dinâmico à flexão [-]
$K_{max}$	Valor máximo do fator de intensidade de tensões [-]
$K_{min}$	Valor mínimo do fator de intensidade de tensões [-]
$K_t$	Fator de concentração de tensões [-]
$K_{tf}$	Coefficiente de concentração de tensões estático à torção [-]
$K_{tt}$	Coefficiente de concentração de tensões dinâmico à torção [-]
$K_T$	Fator de temperatura [-]
$l$	Comprimento inicial do veio [m]
$L_{10h}$	Vida útil do rolamento segundo a norma DIN nominal, com 90% de confiança [h]
$L_{10hm}$	Vida útil ampliada, em horas [h]
$L_{chav}$	Comprimento da chaveta [m]
$L_i$	Comprimento de um determinado segmento $i$ [m]
$m$	Expoente da Lei de Paris [-].
$M(x)$	Momento fletor representativo das solicitações reais do veio [N.m]
$M_f$	Momento fletor [N.m]
$M_{fa}$	Componente alternada do momento fletor [N.m]
$M_{fm}$	Componente média do momento fletor [N.m]
$M_i^d$	Momento fletor na extremidade direita do segmento $i$ , segundo a ação da carga real [N.m]

$M_i^e$	Momento fletor na extremidade esquerda do segmento $i$ , segundo a ação da carga real [N.m]
$M_t$	Momento torçor [N.m]
$M_{ta}$	Componente alternada do momento torçor [N.m]
$M_{tm}$	Componente média do momento torçor [N.m]
$\bar{M}(x)$	Momento fletor correspondente à ação de uma única força unitária, colocada de uma forma fictícia no ponto onde se pretende calcular a flecha $y$ [N.m]
$\bar{M}_i^d$	Momento fletor na extremidade direita do segmento $i$ , segundo a ação da carga unitária fictícia [N.m]
$\bar{M}_i^e$	Momento fletor na extremidade esquerda do segmento $i$ , segundo a ação da carga real [N.m]
$n$	Coefficiente de segurança [-]
$n_d$	Coefficiente de segurança para a duração do ciclo de fadiga [-]
$n_v$	Velocidade de rotação do veio [rpm]
$N$	Número de ciclos [ciclo]
$N_i$	Número de ciclos de iniciação [ciclo]
$N_p$	Número de ciclos de propagação até à fratura [ciclo]
$N_r$	Número de ciclos de ruptura [ciclo]
$p$	Expoente da vida útil, que tem o valor de 10/3 para rolamento cilíndrico e 3 para rolamento esférico [-]
$P$	Carga dinâmica equivalente do rolamento [N]
$P_m$	Potência do motor que faz rodar o veio (CV)
$P_t$	Força de tração [N]
$q$	Sensibilidade ao entalhe [-]
$r$	Raio do veio [m]
$R_{1x}$	Força de reação do rolamento de entrada segundo o eixo horizontal [N]
$R_{1y}$	Força de reação no rolamento de entrada segundo o eixo vertical [N]
$R_{2y}$	Força de reação do rolamento de saída segundo o eixo horizontal [N]
$t$	Tempo correspondente ao número de ciclos [s]
$x$	Variável ao longo do eixo do veio [m]

$y_{max}$	Flecha de uma determinada secção do veio [m]
$Y$	Fator geométrico [-]

### Nomenclatura Grega

$\Delta K_0$	Valor de $\Delta K$ correspondente ao limiar de propagação de fenda [-]
$\Delta K$	Ciclo de carga num veio [-]
$\Delta\sigma$	Gama de tensão [Pa]
$\theta$	Ângulo de torção [rad]
$\sigma_1$	Ciclo de tensão 1 [Pa]
$\sigma_2$	Ciclo de tensão 2 [Pa]
$\sigma_a$	Amplitude da tensão de flexão [Pa]
$\sigma_{adm}$	Tensão normal admissível do material [Pa]
$\sigma_{chav}$	Tensão de compressão na chaveta [Pa]
$\sigma_{ced}$	Tensão de cedência normal do material [Pa]
$\sigma_e$	Tensão normal de limite de fadiga [Pa]
$\sigma_{f adm}$	Tensão admissível de fadiga para uma tensão média não nula [Pa]
$\sigma_f$	Resistência à fadiga (tensão-limite de fadiga) para a duração $N$ [Pa]
$\sigma_{f0}$	Tensão limite de fadiga para uma tensão média nula [Pa]
$\sigma_{fe}$	Tensão admissível de um provete com entalhe [Pa]
$\sigma_{fo}$	Tensão limite de fadiga obtida para uma tensão média nula [Pa]
$\sigma_{foadm}$	Tensão admissível de fadiga para uma tensão média nula [Pa]
$\sigma_m$	Tensão média aplicada [Pa]
$\sigma_{max}$	Tensão máxima aplicada [Pa]
$\sigma_{max}$	Tensão máxima do ciclo de tensões [Pa]
$\sigma_{min}$	Tensão mínima do ciclo de tensões [Pa]
$\sigma_{min}$	Tensão mínima aplicada [Pa]
$\sigma_o$	Tensão aplicada numa secção maciça do veio [Pa]

$\sigma_R$	Tensão de rotura [Pa]
$\sigma_{xx}$	Tensão normal aplicada devido á flexão [Pa]
$\tau_{chav}$	Tensão de corte na chaveta [Pa]
$\tau_{ced}$	Tensão de cedência ao corte do material [Pa]
$\tau_e$	Tensão tangencial de limite de fadiga [Pa]
$\tau_m$	Tensão média de torção [Pa]
$\tau_{max}$	Tensão de corte máxima [Pa]
$\tau_{xy}$	Tensão de corte aplicada devido à torção [Pa]

## Abreviaturas

ASME	<i>American Society of Mechanical Engineering</i>
BPMI	<i>Ball pass frequency inner race</i>
BPFO	<i>Ball pass frequency outer race</i>
BSF	<i>Ball spin frequency</i>
CCW	<i>Counterclockwise</i>
CV	Cavalos-vapor
CW	<i>Clockwise</i>
DIN	<i>Deutsches Institut für Normung</i>
FFT	<i>Fast Fourier Transform</i>
FTF	<i>Fundamental train frequency</i>
Hz	Hertz
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
Pa	Pascal
rpm	Rotações por minuto
SEW	<i>Süddeutsche Elektromotoren Werke</i>

## Símbolos Químicos

C	Carbono
Cr	Crómio
Mn	Manganês
Mo	Molibdénio
Ni	Níquel
S	Enxofre
Si	Silício

# **1. Introdução**

## **1.1 Motivação e justificação dos objetivos da dissertação**

Esta dissertação surgiu por proposta da Professora Helena Navas relativo a um estudo a efetuar em colaboração com o Mestre David Braga da SEW-Eurodrive Portugal, sobre um dos principais problemas a nível mecânico que este fabricante de acionamentos eletromecânicos é afetada: as falhas e avarias dos veios de entrada e de saída dos redutores industriais e os efeitos que podem provocar.

Os veios de entrada e saída são dos componentes de um redutor que mais vão reflectir o comportamento de uma aplicação em que este está inserido. Sendo elementos de ligação, os veios serão diretamente afetados por solicitações provocadas pelas montagens efetuadas na aplicação ou por desalinhamentos que possam existir, levando à formação de fissuras ou mesmo à rotura total, e podendo levar como consequência a desgaste ou a alterações no comportamento de outros elementos de um redutor. Pode assim o veio ser considerado como um elemento decisivo que justifique ações não programadas de manutenção, levando à paragem das aplicações a que se encontra acoplado o redutor. Foi por essa razão que foi demonstrado há já algum tempo a intenção de se realizar um trabalho a desenvolver entre o DEMI da FCT-UNL e a SEW-Eurodrive que resultou na elaboração desta dissertação, de modo a que esta empresa fique com um estudo mais completo sobre as causas e os efeitos que as avarias nos veios possam reflectir.

Partindo do planeamento traçado pelo Mestre David Braga, a dissertação foi organizada em três partes que se complementam entre si. Primeiro foi efetuado um levantamento sobre o tipo de fracturas que possam ocorrer nos veios rotativos tendo em conta o perfil apresentado, usando como base um modelo de redutor mais representativo, procurando relacioná-las com os casos práticos ocorridos, com o desalinhamento que os veios possam ter e com o dimensionamento a ser efetuados nestes. O resultado deste estudo traduziu-se na elaboração de documentos práticos a serem fornecidos aos técnicos da empresa de modo a caracterizar o tipo de fractura com a avaria ocorrida.

De seguida, foram efetuadas simulações computacionais de modo a reproduzir o efeito do desalinhamento ou de uma montagem inadequada de uma polia. Os efeitos podem provocar

redução do tempo de vida útil dos rolamentos acoplados aos veios de entrada e de saída, variando com as características do material do veio para a solicitação proposta.

Por último, foi elaborado um documento prático sendo este um algoritmo relacionado com os procedimentos a efetuar num processo de alinhamento de veios num redutor, que incluiu uma parte dedicada à apresentação dos sintomas que podem auxiliar na deteção de um desalinhamento num redutor e outra parte dedicada à monitorização da condição.

## **1.2. Estrutura da dissertação**

A presente dissertação encontra-se dividida em oito capítulos, estando organizada na seguinte forma:

No Capítulo 1 é efetuada uma introdução ao tema e apresentados objectivos da dissertação e a estrutura da mesma.

No Capítulo 2 é enquadrado o veio como um componente de um acionamento eletromecânico.

No Subcapítulo 2.1 são caracterizados os veios de entrada e de saída de um redutor e os materiais em estudo.

No Subcapítulo 2.2 são mostrados os critérios de dimensionamento de um veio segundo os esforços aplicados.

No Capítulo 3 são caracterizados os tipos de fraturas existentes num veio rotativo.

No Subcapítulo 3.1 é caracterizada a fratura por fadiga devido a flexão rotativa.

No Subcapítulo 3.2 é caracterizada a fratura devido a sobrecarga de torção.

No Capítulo 4 é analisado o tipo de fratura devido a um desalinhamento.

No Subcapítulo 4.1 é efectuada a definição de desalinhamento, caracterizados os seus tipos, como é detetado e o efeito que provoca no redutor.

No Subcapítulo 4.2 é mostrado o efeito prático do desalinhamento no redutor e numa aplicação deste.

No Subcapítulo 4.3 é mostrada a influência do desalinhamento no aparecimento de fraturas no veio, sendo efectuada uma comparação com os tipos de fratura existentes no veio, e efectuada um perfil da fratura devido a desalinhamento.

No Capítulo 5 são apresentados documentos práticos que comparam uma fratura de um veio (caso real) ocorrida com os três tipos de fraturas de veios mais comuns, que resultam do estudo realizado nos capítulos anteriores.

No Capítulo 6 foi efectuada uma simulação computacional do comportamento dos rolamentos nos apoios dos veios rotativos para diferentes tipos de solicitações.

No Subcapítulo 6.1 é apresentada uma introdução à simulações efectuadas.

No Subcapítulo 6.2 é calculada a intensidade da força radial admissível nos veios de entrada e saída do redutor em estudo.

No Subcapítulo 6.3 foi determinado o tempo de vida dos rolamentos de apoio dos veios de entrada e de saída do redutor.

No Subcapítulo 6.4 é feita a análise e discussão das simulações computacionais para a determinação do tempo de vida útil dos rolamentos.

No Capítulo 7 são mostrados elementos para a proposta de um algoritmo para diagnóstico de desalinhamentos de veios e técnicas de alinhamento.

No Subcapítulo 7.1 são mostradas as técnicas de monitorização da condição.

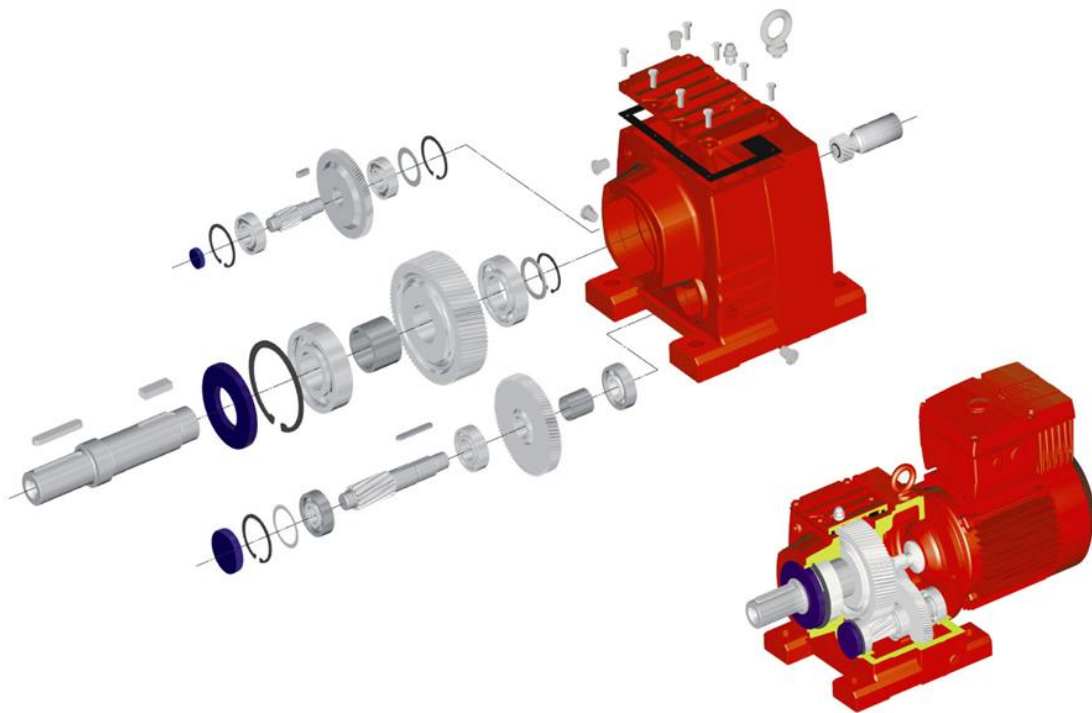
No Subcapítulo 7.1 são mostradas as técnicas de alinhamento de veios.

No Capítulo 8 são apresentadas as conclusões gerais da dissertação e propostas de novos estudos a desenvolver.



## 2. O veio como componente de um acionamento eletromecânico

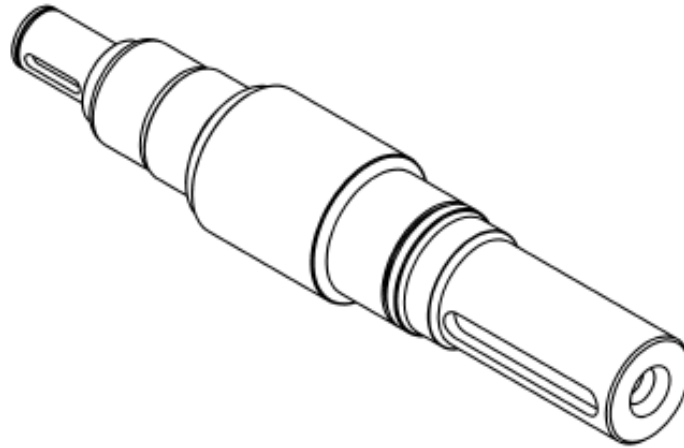
Como referido no Subcapítulo 1.1, num redutor é o veio, nomeadamente o de entrada e de saída, um dos elementos que mais vão sofrer com as solicitações exercidas exteriormente e que podem influenciar todo o movimento do redutor, dada a sua interligação com os diversos elementos que o constituem. A Figura 2.1 mostra essa interligação, mostrando um redutor da SEW do modelo R com todos os seus componentes:



**Figura 2.1- Elementos de um redutor da Série R da SEW**

É observável na Figura 2.1 que os apoios nos quais os veios estão inseridos, constituídos por rolamentos e o engrenamento sem-fim acoplado são os elementos que podem sofrer mais os efeitos do comportamento do veio rotativo, ou então ser influenciado pelo comportamento dos seus elementos, a que se pode dever a uma má montagem do redutor numa aplicação ou por uma manutenção deficiente que pode levar ao aparecimento de desalinhamentos.





**Figura 2.3- Vista axonométrica do veio de entrada do redutor**

O veio de entrada é maciço, com um comprimento de 280mm. A extremidade da entrada do veio permite vários tipos de acoplamento. Um dos primeiros pontos de concentração de tensões situa-se junto a uma primeira alteração de diâmetro (onde se situa o retentor).

As outras mudanças de diâmetro serão também pontos de concentração de tensões, embora o efeito da carga aplicada seja menor por se encontrarem ou em zonas de apoio (zonas de contacto com os anéis interiores dos rolamentos), correspondentes a 45mm e a 40mm, sendo que o diâmetro da parte central (com 53mm, onde se encontra um contra-recuo) um pouco maior, embora no lado esquerdo seja menor devido á colocação do segundo retentor. Entre os retentores e os rolamentos existirão juntas, havendo por isso uma alteração de diâmetro. Para uma melhor interpretação da sua posição na caixa redutora, no Capítulo 4 é representado um esquema em corte, aquando da abordagem do efeito de desalinhamento.

### **2.1.2. Veio de saída**

As Figuras 2.4 e 2.5 representam o veio de saída do redutor em estudo, usado nos modelos de duas e três estações, em que diz as suas medidas e acabamentos, devidamente toleranciados:

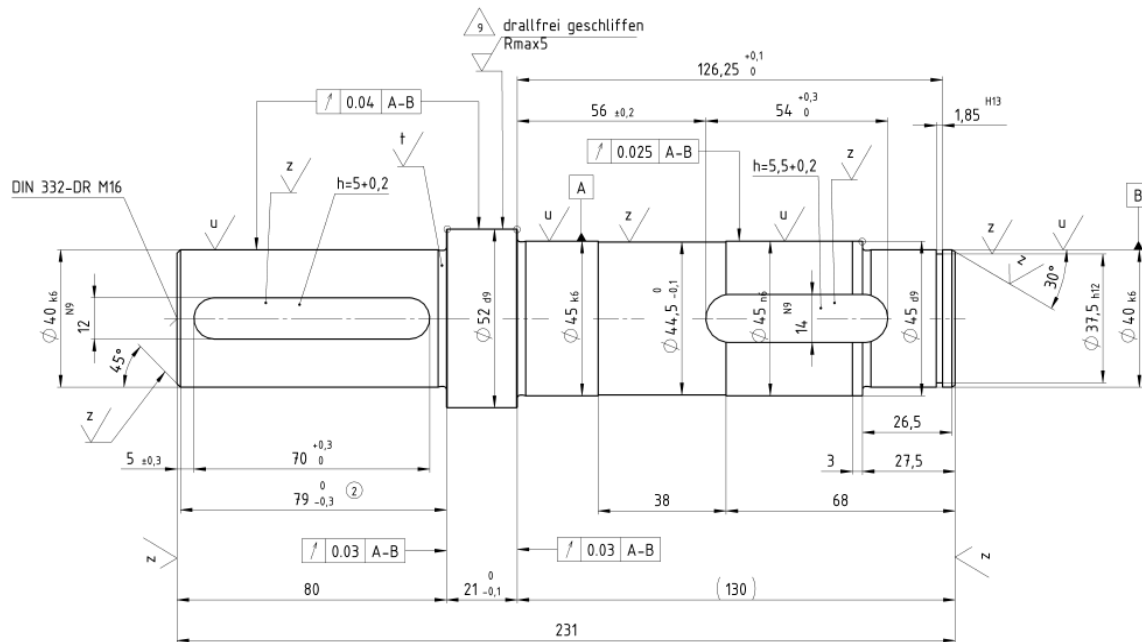


Figura 2.4- Desenho de pormenor do veio de saída do redutor em estudo

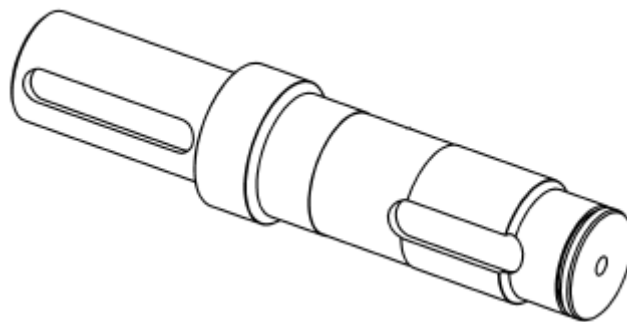


Figura 2.5- Vista axonométrica do veio de saída do redutor

O veio de saída é maciço, com um comprimento de 231mm, com uma extremidade de saída preparada para um acoplamento por chavetas. Tal como no veio de entrada, verificam-se vários pontos de concentração de tensões, devido a várias mudanças de diâmetro e à existência de escateis. Os pontos de diâmetro correspondentes as 45 mm e a 40mm correspondem a zonas de contacto com os anéis interiores dos rolamentos. O posicionamento do veio na caixa redutora será analisado no capítulo três, tal como no veio de entrada, aquando da análise dos efeitos que possa provocar o desalinhamento.

### 2.1.3. Análise do toleranciamento apresentado

Os desenhos de pormenor dos veios de entrada (Figuras 2.2 e 2.3) e de saída do Redutor (Figuras 2.4 e 2.5) contêm as tolerâncias dimensionais e geométricas de fabrico, não sendo objecto ou análise direta de estudo. Apenas as tolerâncias de batimento radial podem ser

importantes embora não diretamente, posteriormente para o estudo da fratura, devido à carga aplicada tanto no veio de entrada como no de saída e devido ao efeito do desalinhamento ou da forma de o evitar.

#### 2.1.4. Materiais em estudo

Os dois materiais em estudo utilizados nos veios são do tipo DIN Ck45, e do tipo de Aço temperado DIN 42CrMo4+QT, tendo características diferentes a nível de estrutura e de tratamento.

##### 2.1.4.1. Material do tipo Ck45

O material Ck45 é um tipo de aço-carbono que permite uma resistência e dureza adequadas, e minimizando o desgaste em grandes velocidades de rotação. Este material (representado pelas normas DIN Ck45), consultando a Metal Ravne [1] e a Saerstahl [2] pode ser caracterizado segundo as Tabelas 2.1-2.2-2.3:

**Tabela 2.1 – Composição química do aço Ck45 (em percentagem) [1]**

C, %	Si, %	Mn, %	Cr, %	Mo, %	Ni, %	Outros, %
0.46	Max. 0.40	0.65	Max 0.40	Max. 0.10	Max. 0.40	(Cr+Mo+Ni)=max. 0.63

Em complemento, para uma maior precisão, a composição química, de acordo com a Saerstahl [2]:

**Tabela 2.2 – Composição química do aço Ck45 (em percentagem) – segunda referência [2]**

C, %	Si, %	Mn, %	Cr, %	S, %
0.45	0.25	0.65	Max 0.40	<0.030

**Tabela 2.3 – Propriedades físicas à temperatura ambiente para o aço Ck45 [1]**

Modulo de Elasticidade, [10 <sup>3</sup> xN/mm <sup>2</sup> ]	Densidade, [g/cm <sup>3</sup> ]	Condutividade Térmica, [W/m.K]	Coefficiente de Poisson
190-210	7.84	15.1	0.29

As tensões de cedência e de ruptura em relação a Ck45 representam-se segundo a Tabela 2.4:

**Tabela 2.4 – Tensões de cedência e ruptura do aço Ck45 [1, 2]**

<b>d – diâmetro externo do veio, mm</b>	<b>Tensão de Cedência, MPa</b>	<b>Tensão de Ruptura, MPa</b>
$\leq 16$	min 490	700-850
$16 < d \leq 40$	min 450	650-800
$40 < d \leq 100$	min.370	630-780

#### 2.1.4.2. Material do tipo 42CrMo4

O material em estudo pode ter determinado tratamento térmico de acordo com as exigências em que é utilizado. O material do tipo 42CrMo4+QT, é um aço temperado e revenido, bastante usado também nas rodas dentadas. Segundo a série numero 1.7225, apresenta as seguintes características representadas nas Tabelas 2.5 e 2.6:

**Tabela 2.5 – Composição química do aço 42CrMo4 [3]**

<b>C, %</b>	<b>Si, %</b>	<b>Mn, %</b>	<b>Cr, %</b>	<b>Mo, %</b>	<b>S, %</b>
0.42	0.25	0.75	1.10	0.22	<0.035

**Tabela 2.6 – Propriedades físicas à temperatura ambiente do aço 42CrMo4 [4, 5]**

<b>Modulo de Elasticidade [10<sup>3</sup>xN/mm<sup>2</sup>]</b>	<b>Densidade [g/cm<sup>3</sup>]</b>	<b>Condutividade Térmica [W/m.K]</b>	<b>Coefficiente de Poisson</b>
<b>210</b>	<b>7.84</b>	<b>42.6</b>	<b>0.29</b>

As tensões de cedência e de ruptura para o aço 42CrMo4 são, segundo as Tabelas 2.7 e 2.8:

**Tabela 2.7 – Tensões de cedência e de ruptura para o aço 42crMo4 [3]**

<b>d – diâmetro externo (mm)</b>	<b>Tensão de cedência (MPa)</b>	<b>Tensão de ruptura (MPa)</b>
$\leq 16$	min 900	1100-1300
$16 < d \leq 40$	min 750	1000-1200
$40 < d \leq 100$	min.650	900-1100
$100 < d \leq 160$	min 550	800-950
$160 < d \leq 250$	min 500	750-900

Tabela 2.8 – Tensões de cedência e de ruptura para o Aço 42CrMo4 – segunda referência [6]

d – diâmetro externo (mm)	Tensão de cedência (MPa)	Tensão de ruptura (MPa)
≤ 40	750	1100-1200
40 < d ≤ 95	650	900-1000
> 95	550	800-950

## 2.2. Dimensionamento de um veio

A prevenção precoce da formação de fraturas tem que ser tida em conta logo na fase de dimensionamento. Por isso, é importante definir qual será o seu diâmetro mínimo admissível com que pode ser usado numa aplicação a fim de minimizar o risco de fratura. O diâmetro vai ser então determinado pelo tipo de cargas que são aplicadas consoante o tipo de solicitações e deformações decorrentes destas a que está sujeito. Como os veios em estudo vão conter caso seja necessário, chavetas para a transmissão de binário ao acoplamento a que está ligado, nestas serão verificadas as suas dimensões e modo a escolher o tipo de chaveta normalizada mais adequada.

### 2.2.1. Dimensionamento geral para cargas estáticas

O dimensionamento geral de um veio é determinado a partir da expressões da tensão admissível segundo o Circulo de Mohr, determinada por [7]:

$$\tau_{max} = \left[ \left( \frac{\sigma_{xx}}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.1)$$

onde

- $\tau_{max}$  – tensão de corte máxima [Pa];
- $\sigma_{xx}$  – tensão normal aplicada devido á flexão [Pa];
- $\tau_{xy}$  – tensão de corte aplicada devido á torção [Pa].

Sendo as tensões são determinadas a partir dos momentos fletores admissíveis e aplicados sobre o veio:

$$\sigma_{xx} = \frac{32M_f}{\pi d^3} \quad (2.2)$$

$$\tau_{xy} = \frac{16M_t}{\pi d^3} \quad (2.3)$$

onde

- $M_f$  – momento fletor [N.m];
- $d$  – diâmetro mínimo admissível do veio [m];
- $M_t$  – momento torçor [N.m].

Substituindo na Equação 2.1, resulta que:

$$\tau_{max} = \frac{16}{\pi d^3} [M_f^2 + M_t^2]^{\frac{1}{2}} \quad (2.4)$$

Considerando que a tensão de corte máxima é inferior à tensão de cedência ao corte  $\tau_{ced}$  obtida a partir do critério de Tresca (sendo metade do valor da tensão de cedência), obtém-se [7]:

$$\frac{\sigma_{ced}}{2n} = \frac{16}{\pi d^3} [M_f^2 + M_t^2]^{\frac{1}{2}} \quad (2.5)$$

onde

- $\sigma_{ced}$  – tensão de cedência normal do matéria [Pa];
- $n$  – coeficiente de segurança [-].

Sendo assim o diâmetro mínimo admissível do veio é obtido da Equação 2.5:

$$d = \left[ \frac{32n}{\pi \sigma_{ced}} \left[ M_f^2 + \frac{3}{4} M_t^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.6)$$

## 2.2.2. Dimensionamento à fadiga

Sendo a fadiga um dos tipos de fratura que mais pode ocorrer num veio rotativo e que será objecto de análise, é importante considerá-la no cálculo do diâmetro mínimo admissível do veio.

### 2.2.2.1. Flexão alternada e torção constante

O dimensionamento segundo a flexão alternada e a torção constante vai ter em conta a influencia ou não da Tensão de Corte, sendo considerados os Critérios de Sines, Soderberg e a Norma ASME, B106.1M-1985.

### 2.2.2.1.1. Critério de Sines

Devido à rotação do veio, vai existir o aparecimento uma tensão normal de flexão alternada e de uma tensão de corte estática devido à torção, havendo então uma tensão de Corte Média igual ao valor dada pela Equação 2.3.

A resistência à fadiga de um veio não é perturbada pela tensão de corte média, se esta for inferior a metade do valor da tensão de cedência á torção, refere que o dimensionamento pode ser efetuado a partir da Equação 2.7 [8]:

$$\sigma_a = (k_s k_t k_{fb} K_T) \frac{\sigma_{fo}}{K_f n} \quad (2.7)$$

onde:

- $\sigma_a$  – amplitude da tensão de flexão, igual à tensão admissível de fadiga para uma tensão média nula [Pa];
- $\sigma_{fo}$  – tensão-limite da fadiga obtida para uma tensão média nula [Pa];
- $k_s$  – fator de acabamento superficial [-];
- $k_t$  – fator de tamanho [-];
- $k_{fb}$  – fator de fiabilidade [-];
- $K_T$  – fator de temperatura [-];
- $K_f$  – fator de redução da resistência à Fadiga [-];

Assim o diâmetro mínimo admissível é obtido considerando a equação 6.2 por [7]:

$$d = \left( \frac{32M_f}{\pi\sigma_{fadm}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.8)$$

onde

- $\sigma_{fadm}$  – tensão admissível de fadiga para uma tensão média nula [Pa].

A Equação 2.7 será analisada de uma forma mais profunda no Subcapítulo 2.1, mostrando a forma de como os fatores apresentados podem ser contextualizados.

### 2.2.2.1.2 Solução de Soderberg

O método mais conservador para o dimensionamento à fadiga, com as tensões de corte, é a solução apresentada por Soderberg [9], que após relacionar a rotura do veio com as tensões de corte máximas deduziu a Equação 2.9, para o diâmetro mínimo admissível:

$$d = \left[ \frac{16n}{\pi} \left[ \left( \frac{M_f}{\tau_e} \right)^2 + \left( \frac{M_t}{\tau_{ced}} \right)^2 \right]^{1/2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.9)$$

onde

- $\tau_e$  – tensão tangencial de limite de fadiga [Pa];
- $\tau_{ced}$  – tensão de cedência tangencial do material [Pa].

Ao se utilizar o critério de Tresca, podem ser usados os valores de tensão de cedência e tensão limite de fadiga, respectivamente  $\sigma_{ced}$  e  $\sigma_e$  dado se saber a partir deste critério que  $\tau_{ced} = \sigma_{ced}/2$  e  $\tau_e = \sigma_e/2$ , podendo se substituir na Equação 2.9, e obtendo-se:

$$d = \left[ \frac{32n}{\pi} \left[ \left( \frac{M_f}{\sigma_e} \right)^2 + \left( \frac{M_t}{\sigma_{ced}} \right)^2 \right]^{1/2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.10)$$

onde

- $\sigma_e$  – tensão normal de limite de fadiga [Pa].

### 2.2.2.1.3. Método ASME

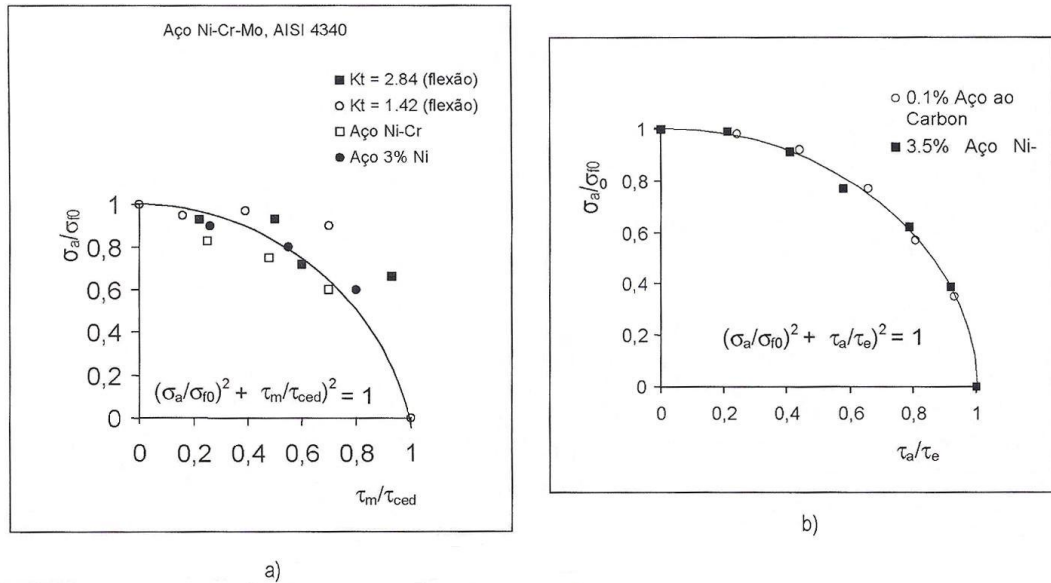
A partir de estudos efetuados à rotura por fadiga de veios sujeitos a flexão e torção simultaneamente à flexão e torção foi verificado que existe uma relação elíptica entre a tensão alternada de flexão em função da tensão média de torção como também da função da tensão alternada de torção [10].

Estes estudos formaram um outro método segundo a norma ASME B106.1M-1985 [11], em que considera a existência de uma tensão alternada de flexão e de uma tensão média de torção menores que a tensão de cedência do material em estudo. A partir da Figura 2.6, obtida a partir dos estudos efetuados, pode ser assumido que

$$\left( \frac{\sigma_a}{\sigma_e} \right)^2 + \left( \frac{\tau_m}{\tau_{ced}} \right)^2 = 1 \quad (2.11)$$

onde

- $\tau_m$  – tensão média de torção [Pa].



**Figura 2.6- a) Efeitos da torção e flexão alternadas combinadas [10]. b) Efeito combinado da torção e flexão alternadas [12]**

Considerando o Critério de Von Misses,  $\tau_{ced}$  pode ser obtido usando a seguinte relação:

$$\tau_{ced} = \frac{\sigma_{ced}}{\sqrt{3}} \quad (2.12)$$

Substituindo na Equação 2.11 vem:

$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_e}\right)^2 + \left(\frac{\sqrt{3} \cdot \tau_m}{\tau_{ced}}\right)^2 = 1 \quad (2.13)$$

Colocando um coeficiente de segurança  $n$  e resolvendo em ordem ao diâmetro:

$$d = \left[ \frac{32n}{\pi} \left[ \left(\frac{M_f}{\sigma_e}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{M_t}{\sigma_{ced}}\right)^2 \right]^{1/2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.14)$$

Esta equação só poderá ser usada se a tensão de corte não tiver uma componente alternada, porque pode produzir resultados sem grande segurança [7], pelo que se deve usar as equações descritas na secção 2.2.2.2

### 2.2.2.2. Flexão e torção flutuantes

Os momentos torçor e fletor podem ter uma componente média e uma componente alternada, pelo que em situações destas pode ser usado o método de Soderberg, e generalizando a equação 2.10, vem [7]:

$$d = \left[ \frac{32n}{\pi} \left[ \left( \frac{M_{ta}}{\sigma_e} + \frac{M_{tm}}{\sigma_{ced}} \right)^2 + \left( \frac{M_{fa}}{\sigma_e} + \frac{M_{fm}}{\sigma_{ced}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.15)$$

onde

- $M_{ta}$  – componente alternada do momento torçor [N.m];
- $M_{tm}$  – componente média do momento torçor [N.m];
- $M_{fa}$  – componente alternada do momento fletor [N.m];
- $M_{fm}$  – componente média do momento fletor [N.m].

Partindo desta equação e considerando as relações existentes entre momentos e tensões, pode-se obter uma expressão para o coeficiente de segurança:

$$n = \left[ \left( \frac{2\tau_a}{\sigma_e} + \frac{2\tau_m}{\sigma_{ced}} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{ced}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.16)$$

### 2.2.2.3. Efeito da concentração de tensões

A existência de descontinuidades num veio vai levar a alterações na distribuição de tensões, levando a um aumento das tensões aplicadas nessas regiões que podem ser definidas como zonas de concentração de tensões [13].

Um veio de entrada e de saída de um redutor inclui ligações enchavetadas normalizadas e pontos de mudanças de diâmetro, originando a formação de zonas de concentração de tensões, pelo que deve ser considerado este efeito no dimensionamento à fadiga. A equação segundo o critério de Soderberg pode ser usada, considerando agora os coeficientes de concentração de tensões conforme o tipo de carga aplicada [7]:

$$d = \left[ \frac{32n}{\pi} \left[ \left( \frac{K_{ft} \cdot M_{ta}}{\sigma_e} + \frac{K_{tt} \cdot M_{tm}}{\sigma_{ced}} \right)^2 + \left( \frac{K_{ff} \cdot M_{fa}}{\sigma_e} + \frac{K_{tf} \cdot M_{fm}}{\sigma_{ced}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.17)$$

onde:

- $K_{ft}$  – coeficiente de concentração de tensões dinâmico à flexão [-];
- $K_{tt}$  – coeficiente de concentração de tensões dinâmico à torção [-];
- $K_{ff}$  – coeficiente de concentração de tensões estático à flexão [-];
- $K_{tf}$  – coeficiente de concentração de tensões estático à torção [-].

Na utilização de materiais dúcteis não se deve relacionar as componentes médias das tensões com os respectivos fatores de concentração de tensões, de modo a evitar um sobredimensionamento dos veios.

As componentes médias das tensões devem estar relacionadas com o fator  $K_f$ , fator dinâmico de concentração de tensões, mas se tratar de um material dúctil deve-se considerar  $K_t=1$  [13].

### 2.2.2.3.1. Método ASME

Se for usado o método ASME B106.1M-1985 já referido anteriormente, juntamente com o critério de Von Misses, caso exista uma concentração de tensões, a equação válida é a seguinte:

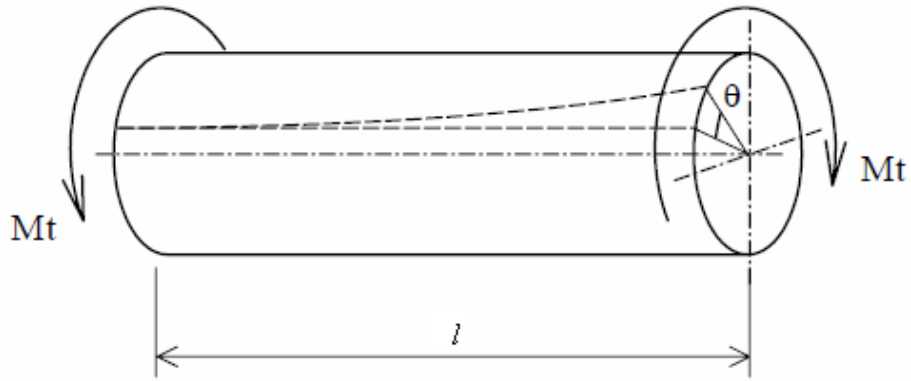
$$d = \left[ \frac{32n}{\pi} \left[ \left( \frac{K_{ff} \cdot M_{ta}}{\sigma_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{K_{tt} \cdot M_{tm}}{\sigma_{ced}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.18)$$

### 2.2.3. Dimensionamento de veios à deformação

Em diversas situações, para o veio funcionar em boas condições, não irá só depender das tensões existentes mas também das deformações devido à flexão e à torção. No caso de uma tolerância apertada, esta limitação torna-se mais significativa. O dimensionamento efetuado a partir destes parâmetros muitas vezes é mais limitativo que o efetuado a partir das tensões [7] como descrito na secções anteriores do mesmo Subcapítulo.

#### 2.2.3.1 Dimensionamento à torção

O dimensionamento à torção baseia-se no momento torçor aplicado e no ângulo de torção que este vai provocar, como demonstra a Figura 2.7:



Legenda:

- $l$  – comprimento inicial do veio [m];

**Figura 2.7- Momento torçor num veio e respectivo ângulo de torção [14]**

A Fórmula para o dimensionamento à torção, dado que o veio pode sofrer danos diretamente devido à Torção, pode ser expressa em função do ângulo de torção [14]:

$$\theta = \frac{M_t l}{GI_t} \quad (2.19)$$

onde:

- $\theta$  – ângulo de torção [rad];
- $G$  – módulo de elasticidade transversal do material do veio [Pa];
- $I_t$  – momento polar de inércia da secção transversal [m<sup>4</sup>].

A amplitude do ângulo de torção e o comprimento do veio devem ser escolhidos em função da aplicação em causa, segundo o quociente  $\theta/l$ . No caso de veios principais de linhas de transmissão múltiplas considera-se geralmente  $\theta/l = 0.25 \cdot \frac{\pi}{180}/m$  [7]. Para um dimensionamento simples à rigidez, para um veio com diâmetro constante, podem ser consideradas na Equação 2.19 as seguintes fórmulas práticas de relação entre o ângulo e comprimento, do momento torçor e do momento de inércia [7]:

- $\frac{\theta}{l} = \frac{0.25^0}{m} = 0,25 \cdot \frac{\pi}{180} rad/m$
- $M_t = 7019 \cdot \frac{P_m}{n_v}$
- $I_t = \frac{\pi d^4}{32}$  (secção circular maciça)
- $G = 80GPa$  (valor típico de um Aço)

Ao substituir na expressão do ângulo de torção:

$$0,25 \cdot \frac{\pi}{180} = \frac{7019}{80 \times 10^9} \cdot \frac{\pi d^4}{32} \cdot \frac{P}{n_v} \quad (2.20)$$

onde:

- $P_m$  – potência do motor que faz rodar o veio (CV);
- $n_v$  – velocidade de rotação do veio [rpm].

Colocando em ordem ao diâmetro, obtém-se a fórmula pretendida para o diâmetro mínimo admissível no caso de um dimensionamento à torção:

$$d = 120^4 \sqrt{P/n} \quad (2.21)$$

No caso de um veio possuir mais do que uma secção, com diâmetros diferentes ao longo do comprimento  $l$ , o ângulo total de torção é calculado pela adição dos ângulos de cada secção, fazendo que o quociente entre o ângulo e o comprimento  $l$  mude.

### 2.2.3.2. Dimensionamento à rigidez e flexão

Considerando apenas o dimensionamento à rigidez e flexão, de modo a prevenir o aparecimento de fraturas, o dimensionamento é efetuado a partir do cálculo das flechas, cuja fórmula vai depender de que tipo de carga estará aplicado no veio e segundo os apoios.

Para o caso de um veio com diâmetro constante, o dimensionamento pode ser efetuado a partir das expressões do cálculo da flecha das Tabelas A1 e A2 do Anexo A, segundo os apoios existentes e o tipo de carga considerada (concentrada ou distribuída) [15].

No caso de um veio mais complexo, cujo diâmetro não é constante, pode-se recorrer ao método de carga unitária para o cálculo das flechas [14], pelo que

$$y_{max} = \int_0^l \frac{M(x)\bar{M}(x)}{EI} dx \quad (2.22)$$

onde:

- $y_{max}$  – flecha de uma determinada secção do veio [m];
- $x$  – variável ao longo do eixo do veio [m];
- $M(x)$  – momento fletor representativo das solicitações reais do veio [N.m];
- $\bar{M}(x)$  – momento fletor correspondente à ação de uma única força unitária, colocada de uma forma fictícia no ponto onde se pretende calcular a flecha  $y$  [N.m];

- $E$  – módulo de elasticidade do material [Pa];
- $I$  – momento de inércia da secção, o qual pode ser variável com  $x$  [m<sup>4</sup>].

Na prática, o integral da expressão é calculado pela divisão de comprimento  $l$  num determinado número de segmentos consecutivos  $n_i$ , cumprindo as seguintes condições:

- O Momento de inércia constante em cada segmento;
- Os momentos  $M(x)$  e  $\bar{M}(x)$  deverão ser lineares em  $x$ , pelo que serão funções do tipo válidas para todo o comprimento de cada segmento.

Assim, para estas condições:

- $L_i$  – comprimento de um determinado segmento  $i$  [m];
- $x \in [0, L_i]$  - variável que percorre o eixo da viga, com origem na extremidade esquerda do segmento  $i$ ;
- $M(x) = M_i^e + \frac{M_i^d - M_i^e}{L_i} \cdot x$  – função momento fletor no segmento  $i$  segundo a ação da carga real onde  $M_i^e$  e  $M_i^d$  representam os momentos fletores na extremidade do segmento  $i$ ;
- $\bar{M}(x) = \bar{M}_i^e + \frac{\bar{M}_i^d - \bar{M}_i^e}{L_i} \cdot x$  – função momento fletor no segmento  $i$  segundo a ação da carga unitária fictícia onde  $\bar{M}_i^e$  e  $\bar{M}_i^d$  representam os momentos fletores na extremidade do segmento  $i$ ;
- $I_i$  – momento de inércia na secção do segmento  $i$  [m<sup>4</sup>];

pode então ser demonstrado que a flecha no ponto em que se coloca a carga fictícia unitária seja calculada a partir da Equação 2.23:

$$y_{max} = \frac{1}{6E} \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{I_i} [2(M_i^e \cdot \bar{M}_i^e + M_i^d \cdot \bar{M}_i^d) + M_i^e \cdot \bar{M}_i^d + \bar{M}_i^e \cdot M_i^d] \quad (2.23)$$

onde:

- $M_i^e$  – momento fletor na extremidade esquerda do segmento  $i$ , segundo a ação da carga real [N.m];
- $M_i^d$  – momento fletor na extremidade direita do segmento  $i$ , segundo a ação da carga real [N.m];
- $\bar{M}_i^e$  – momento fletor na extremidade esquerda do segmento  $i$ , segundo a ação da carga real [N.m];

- $\bar{M}_i^d$  – momento fletor na extremidade direita do segmento  $i$ , segundo a ação da carga unitária fictícia [N.m].

A partir do cálculo à flexão é possível retirar o valor da flecha e o seu respectivo ângulo de deformação, mas o processo para obter o diâmetro do veio é bastante mais complexo. Apenas se sabe que os valores máximos destas deformações não devem ser superiores a 1/1000 do vão no caso de uma aplicação geral, mas para aplicações com maior exigência de precisão, deve ser limitado a 1/3000 [7]. Sendo assim, no dimensionamento de um veio, o cálculo exclusivamente à flexão pode não ser efetuado, sendo compensado pelos outros tipo de dimensionamento segundo o comportamento a que o veio está sujeito.

#### **2.2.4. Acoplamento por chaveta**

Sendo as ligações enchavetadas as mais usadas em acoplamentos entre veios e rodas dentadas, polias ou semelhantes, e dados os escateis presentes num veio serem um ponto de concentração de tensões, é muito importante definir as dimensões de uma chaveta de modo a escolher uma do tipo normalizada, tendo em conta a capacidade de transmitir o binário necessário para o movimento de uma aplicação. Considera-se existir quatro tipos de chaveta, de secção constante e normalizada os aplicados num veio redutor [7]:

- Chaveta embebida – usada quando são aplicados momentos torçores elevados, com uma secção transversal quadrada ou quadrangular;
- Chaveta redonda – usada quando não é necessário substituições sucessivas, evitando um menor enfraquecimento do veio;
- Chaveta à face – do tipo rectangular montada sobre um face plana do veio, não tendo escatel e usada quando existe um enfraquecimento do veio provocado pelo escatel e onde o momento torçor não deve ultrapassar metade da capacidade do veio;
- Chaveta Barth – semelhante à chaveta embebida, sendo que as arestas do escatel e a parte da chaveta embebida no veio serão chanfradas, com o veio a aderir melhor e fazendo que a tendência para a torção diminua.

##### **2.2.4.1. O dimensionamento**

O principal critério de dimensionamento é segundo as forças de compressão nas faces laterais da chaveta [7]. A força  $F$  de compressão (Figura 2.8) que vai actuar como um binário e vai tender a fazer rodar a chaveta e que pode ser evitada a partir do ajustamento entre a mesma e o escatel, pode então ser calculada aproximadamente considerando a sua actuação no circulo superficial do veio por:

$$F_{comp} = \frac{2M_t}{D} \quad (2.24)$$

onde

- $F_{comp}$  – força de compressão na chaveta [N];
- $D$  – diâmetro do veio [m];
- $M_t$  – o momento torçor transmitido [N.m].

Sendo um escatel uma fonte de concentração de tensões, a tensão de compressão é dada pela expressão:

$$\sigma_{chav} = \frac{2F_{comp}}{L_{chav}h} = \frac{4M_t}{DLh} \quad (2.25)$$

onde:

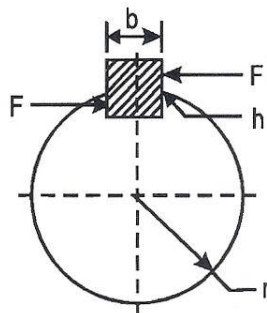
- $\sigma_{chav}$  – tensão de compressão na chaveta [Pa];
- $L_{chav}$  – comprimento da chaveta [m];
- $h$  – altura da chaveta [m].

A tensão tangencial é

$$\tau_{chav} = \frac{F_{comp}}{L_{chav}b} = \frac{2M_t}{DL_{chav}b} \quad (2.26)$$

onde:

- $\tau_{chav}$  – tensão de corte na chaveta [Pa];
- $b$  – largura da chaveta [m].



Legenda:

- $r$  – raio do veio [m].

**Figura 2.8- Solicitações exercidas sobre uma chaveta [7]**

Assim, observa-se que a chaveta deve resistir ao esmagamento e ao corte, sendo representado pela igualdade das equações anteriores:

$$\frac{DLh\sigma}{4} = \frac{DLb\tau}{2} \quad \leftrightarrow \quad (2.27)$$

$$\frac{h}{b} = \frac{2\tau}{\sigma} \quad (2.28)$$

Se o ajustamento nos quatro lados for correto, a tensão admissível é o dobro da tensão admissível de corte, mas se não for perfeito deve ser considerado o valor da tensão admissível superior a 1,7 vezes a tensão de corte [7].



### 3. Análise dos tipos de fratura em veios rotativos

A fratura num veio pode dever-se a fadiga devido à flexão rotativa ou ao movimento de torção existente, sendo efetuada uma caracterização dos dois tipos de fratura.

#### 3.1. Fadiga por flexão rotativa

A Fadiga pode ser definida como um fenómeno de enfraquecimento progressivo e localizado que ocorre num material sujeito a solicitações dinâmicas aplicadas ou repetidas num ponto ou em vários pontos, que culmina depois de aplicação num número de ciclos, na formação de fissuras ou numa fratura completa [7].

O tempo de vida útil de uma peça pode ser estimado e expresso pelo número de Ciclos de aplicação da carga até à sua ruptura. Sendo assim o número de ciclos que ocorre até á rotura é calculado somando o número de ciclos até à formação e o começo da fissura com o número de ciclos correspondentes à fase de propagação, que pode ser representada através da seguinte expressão [7]:

$$N_r = N_i + N_p \quad (3.1)$$

onde

- $N_r$  – número de ciclos de ruptura [ciclo];
- $N_i$  – número de ciclos de iniciação [ciclo];
- $N_p$  – número de ciclos de propagação até à fratura [ciclo].

De uma forma muito simplificada, a formação e o tempo de vida útil pode ser definido de acordo com o esquema da Figura 3.1, efetuado a partir da Equação 3.1:

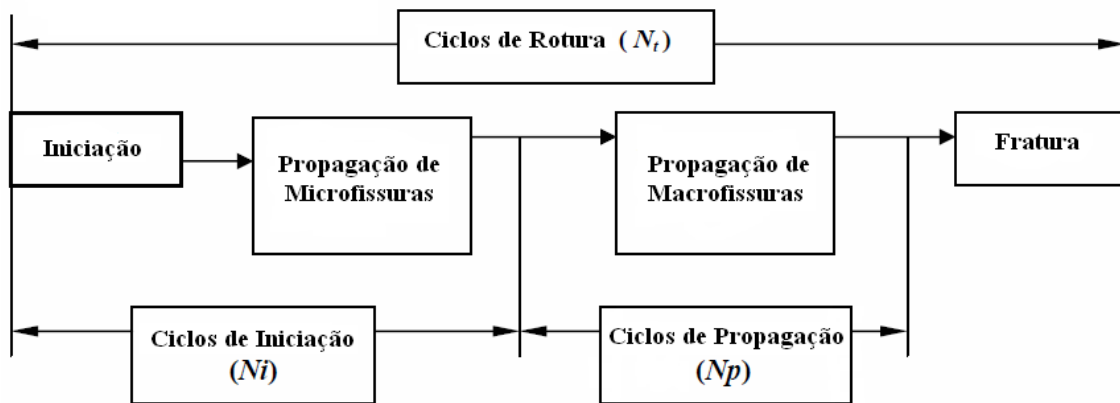


Figura 3.1- Esquema do tempo de formação da fratura devido a fadiga segundo o número de ciclos [adaptado de 16]

### 3.1.1. Perfil característico da ruptura por fadiga

A fratura por fadiga depende da intensidade de tensões aplicadas, nomeadamente nos pontos de concentração de tensões, e de fatores externos como os do meio ambiente. A fratura pode ser identificada utilizando processos macroscópicos e microscópicos, dado que é um processo que pode ocorrer sem uma percepção inicial por parte do observador.

O processo de fadiga começa com a formação de uma fissura inicial (a principal), levando normalmente à formação de fissuras secundárias ou ramificações, que apresentam uma direcção normal à superfície de fratura. Quando a fissura atinge uma dimensão crítica para a tensão aplicada e para a ductilidade do material, esta acaba por colapsar através de fratura dúctil ou frágil, em que o ponto de ruptura apresenta maior rugosidade, e que se distingue da zona de fissuração. Este processo pode ser representado segundo a solicitação por flexão rotativa, em que o perfil da fadiga de um veio tem normalmente o aspecto representado pelas Figuras 3.2 e 3.3, dependendo da carga aplicada [17, 18].

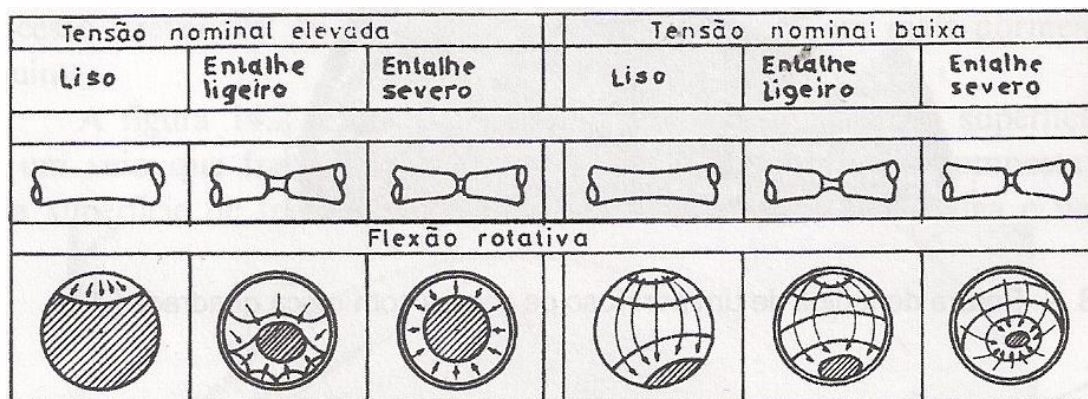
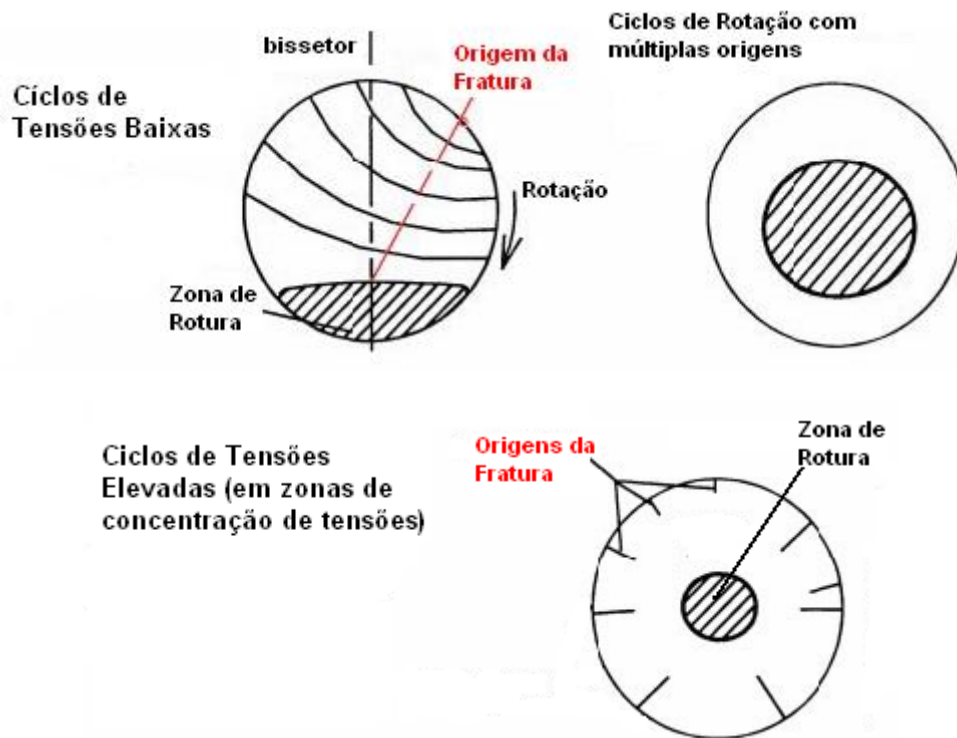


Figura 3.2- Vista em corte dos vários perfis de fadiga devido a flexão rotativa segundo o perfil do veio [adaptado de 17]



**Figura 3.3- Vista em corte de um veio com fadiga devido a flexão rotativa segundo ponto de formação e intensidade de carga aplicada [adaptado de 18]**

Esse perfil de fadiga está ilustrado, através do exemplo da Figura 3.4, cujo ponto de fadiga é devido à flexão rotativa numa zona de concentração de tensões devido a mudança de diâmetro:



**Figura 3.4- Rotura de um veio de um redutor do tipo R37 devido a fadiga por flexão rotativa.**

Verifica-se então que a fratura por fadiga, neste caso devido a flexão rotativa, apresenta as seguintes características, divididas em três fases:

- Zona de iniciação da fissura, a partir de um ou mais pontos;
- Zona da propagação da fissura, contendo linhas ou brandas;

- Zona de fratura, em que o material cede em definitivo, a seguir à propagação das fissuras;

De uma forma mais detalhada e a partir das Figuras 3.2 e 3.3 do caso mostrado anteriormente, a zona de fadiga caracteriza-se por uma zona de crescimento lento, onde a propagação da fissura se desenvolve perpendicularmente ao plano da tensão máxima. As marcas de propagação mostram de que forma as fissuras têm crescido com a variação de tensões aplicadas e que mostram mudanças bruscas da carga aplicada [18]. As fissuras vão apresentar um aspecto liso, e não representam sinais de deformação plástica, além de outros tipos de elementos [7]. A propagação da fissura, como já foi referido, é efetuada de forma intermitente com partes com um crescimento rápido e outras de crescimento lento, formando-se “linhas de paragem” ou “linhas frontais”, por efeito de alterações das cargas aplicadas ou por fatores internos e externos e apresentando uma forma de meia-lua [17]. A fissura, como representam as imagens analisadas pode-se iniciar em mais do que um ponto, dependendo da intensidade de carga aplicada, propagando-se no mesmo ou em planos paralelos, havendo a hipótese de ligar entre si, formando degraus (como demonstra a Figura 3.4). As linhas de paragem são normalmente côncavas em direcção à origem, mas permitem identificar onde começa a fissura e demonstrando o regime de funcionamento do veio, servindo também como um elemento muito importante para ações futuras de correção para evitar futuras fissuras [7, 17].

Quando a fissura atingir dimensões críticas para o tipo de material, e de acordo com a tensão aplicada, o veio irá ceder por meio de fratura dúctil ou frágil. Essa parte é facilmente observável, já que apresenta um aspecto diferente, mais rugoso e irregular, e que de acordo com o tipo de carga exercida, pode-se concentrar mais ou menos a meio do veio, ou como no exemplo do veio da Figura 3.4, em uma das extremidades, mais características para casos de fim de vida útil e de carga aplicadas mais baixas [18]. Para cargas mais elevadas, às quais normalmente estão associados os desalinhamentos e cujo ponto de rotura é mais centrado, irá ser visto com mais detalhe no capítulo 4.

### 3.1.2. Parâmetros fundamentais de fadiga

A fadiga devida à variação da tensão é considerada dinâmica. Os ciclos de tensão de fadiga dinâmica que podem ser de amplitude constante ou variável, podem ser alternados, repetidos, pulsantes, em blocos ou então irregulares.

A variação do tempo com o número de ciclos é dada pela equação

$$f = \frac{N}{t} \quad (3.2)$$

onde

- $f$  – a frequência de aplicação da carga em ciclos [ciclos.s];
- $N$  – número de ciclos [ciclo];
- $t$  – tempo correspondente ao número de ciclos [s].

A amplitude de tensão não depende do tempo, submetendo-se sempre ao mesmo ciclo de tensões, acontecendo nos mecanismos que rodam numa velocidade constante, como no caso dos veios [7]. Além disso, define-se a amplitude da tensão como a diferença entre a tensão máxima ou mínima e a tensão média, correspondendo à semi-zona entre a tensão máxima e a tensão mínima como mostra a Figura 3.5. Assim, esta relação é dada por [17]:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (3.3)$$

onde

- $\sigma_{max}$  – tensão máxima aplicada [Pa];
- $\sigma_{min}$  – tensão mínima aplicada [Pa];
- $\sigma_m$  – tensão média aplicada [Pa].

A amplitude da tensão, ou tensão alternada do ciclo, é dada pela Equação 3.4:

$$\sigma_a = \sigma_{max} - \sigma_m = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (3.4)$$

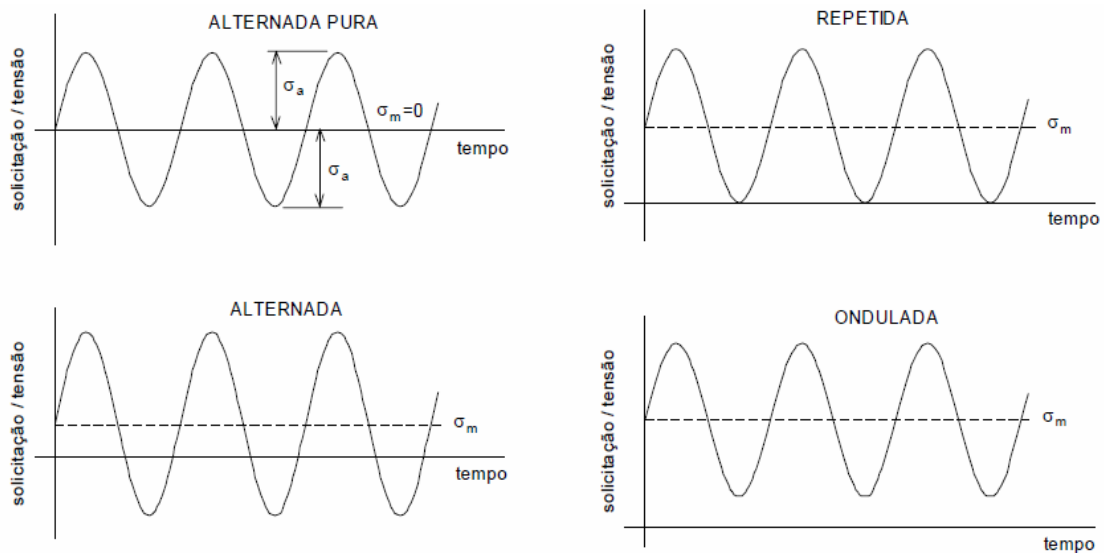
A gama ou intervalo de tensões é o dobro da amplitude:

$$\Delta\sigma = 2\sigma_a = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (3.5)$$

onde

- $\Delta\sigma$  – intervalo de tensões [Pa].

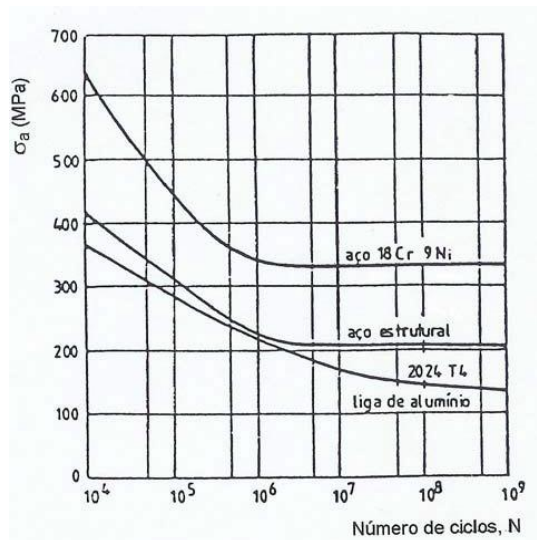
O ciclo do veio é repetido, assim o valor da tensão média é nulo, sendo a sua razão de tensões (entre a tensão mínima e máxima) positiva. Se for aplicada uma carga estática no veio de entrada ou de saída, o efeito desta, juntamente com o efeito da tensão alternada fará com que o valor da tensão média deixe de ser nulo [7], de acordo com os resultados apresentados na Figura 3.5, representativa dos ciclos de tensão.



**Figura 3.5- Ciclos de tensão num veio submetido a flexão rotativa com e sem carga aplicada [adaptado de 17]**

### 3.1.3. Interpretação dos limites de fadiga através de ensaios mecânicos

Na análise dos tipos de fadiga, das tensões e dos fatores significativos, são normalmente usados ensaios de provete com o material em estudo, de que são retiradas as curvas de resistência à Fadiga (Curvas S-N), que verificam o número de Vezes  $N_r$  em que a tensão é aplicada antes de se dar a fratura, tendo em conta o número de rotações até atingir o ponto de rotura. Os resultados obtidos nunca são totalmente fidedignos porque para a mesma tensão aplicada pode haver variação do número de ciclos de rotura, dependendo do acabamento dos provetes, da estrutura do material (mais ou menos homogénea) e do ambiente em que foram efetuados os ensaios, sendo fundamental o controlo de todos estes fatores, de modo a poder traçar a melhor curva possível [17]. A Figura 3.6 mostra a curva de melhor aproximação aos pontos obtidos em ensaios de fadiga para dois tipos de aço e uma liga de alumínio [19].



**Figura 3.6- Curva S-N de um aço e uma liga de alumínio [19]**

A partir dos resultados obtidos nos ensaios, pode ser determinado o coeficiente de segurança em relação à resistência à fadiga e a vida útil para o material usado para o dimensionamento do veio, expressa em número de ciclos. Essas expressões são dadas por [7]:

$$n = \frac{\sigma_f}{\sigma_a} \quad (3.6)$$

$$n_d = \frac{N_r}{N} \quad (3.7)$$

onde:

- $\sigma_f$  – resistência à fadiga (tensão-limite de fadiga) para a duração  $N$  [Pa];
- $n_d$  – coeficiente de segurança para a duração do ciclo de fadiga [-];

Além disso, a probabilidade de aparecer alguma fissura aumentará à medida que diminuam os valores dos dois coeficientes de segurança.

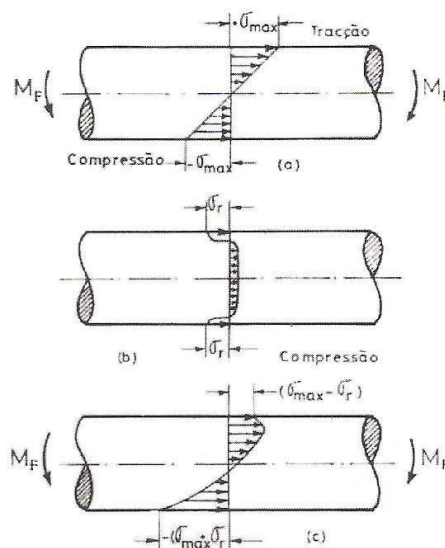
### 3.1.4. Parâmetros de comportamento à fadiga

O modo de propagação da fadiga pode determinar a vida útil de um veio, podendo depender de diversos parâmetros segundo a carga aplicada, ou o ambiente em que o redutor trabalha. É por isso importante referir como o veio pode ser projetado de modo a ter em conta estes parâmetros, usando em parte a análise das Curvas S-N de acordo com a influência dos diversos fatores.

### 3.1.4.1. Acabamento, revestimento e tensões residuais à superfície da peça

O acabamento superficial é um fator bastante importante, dado que o grau de acabamento da superfície influencia a resistência à fadiga da mesma, como também será visto na parte dedicada à fadiga por corrosão. As peças com melhor acabamento terão menos riscos, poros ou outro tipo de defeitos superficiais que provoquem uma concentração de tensões, dificultando a iniciação de fissuras, sendo preciso um maior número de ciclos de tensão para tornar possível a formação de intrusões e extrusões [7], acontecendo o contrário em peças com defeitos superficiais, dado como já foi referido, os revestimentos alteram a resistência à fadiga por modificação do acabamento superficial, o estado metalúrgico e limitam a ação do meio ambiente sobre o material pré-revestido [20]. A lubrificação também pode evitar uma degradação do revestimento, no caso em estudo, de um veio.

Ao haver tensões residuais na superfície, a resistência à fadiga vai se alterando, dado que essas cargas permanentemente modificadas vão ser adicionadas às tensões aplicadas, o que faz que as tensões efetivas são diferentes das aplicadas. Se as tensões residuais forem de compressão à superfície, a resistência à fadiga do veio vai aumentar, resultado da tensão total aplicada à superfície ser menor, nomeadamente no caso da flexão que é tratado ou no caso da torção. Este caso pode ser visto através da Figura 3.7, tendo sido submetido a um tratamento superficial [7].



Legenda:

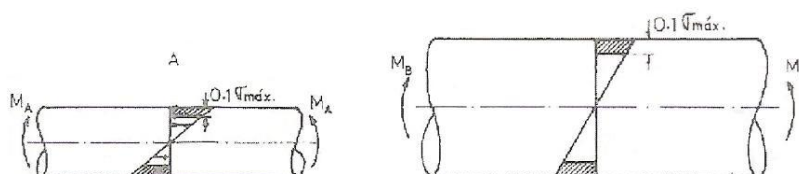
- $\sigma_r$  – tensão residual [Pa];
- $\sigma_{max}$  – tensão máxima aplicada [Pa].

**Figura 3.7- a) Obtenção de tensões por acabamento superficial b) distribuição de tensões no tratamento superficial; c) distribuição de tensões resultante [adaptado de 17]**

Por esta análise, que a junção das duas tensões aplicadas provoca uma distribuição em que a tensão máxima aplicada vai sendo deslocada para o interior do veio e que vai depender do gradiente de tensão aplicada e da distribuição das tensões provocadas pelo tratamento recebido.

### 3.1.4.2. Dimensões da peça

Sendo os resultados experimentais normalmente obtidos a partir de provetes de dimensões reduzidas, o efeito e o tipo de fratura num veio de maior dimensão podem apresentar características ligeiramente diferentes. Desprezando o efeito de concentração de tensões, as curvas S-N obtidas não são representativas se o tamanho da peça for bastante diferente da do provete, considerando-se então a existência de um efeito das dimensões da peça, isto é, no caso de veios semelhantes, a resistência à fadiga diminui à medida que o seu tamanho aumenta, sendo a área da secção transversal o fator mais importante [7]. Isso pode ser visto dado que o aumento do diâmetro provoca conseqüentemente um aumento do seu volume e da área superficial, e quando exposto ao processo de flexão e torção, o gradiente de tensões ao longo do diâmetro e da largura irá diminuir, mas aumentando de uma forma proporcional o volume do material mais solicitado como demonstra a Figura 3.8, que apresenta duas peças (A e B) submetidas a momentos fletores que provocam a distribuição de tensões representada e com a aplicação da mesma tensão máxima em ambas a peças. Verifica-se que, para o veio B, o volume de material solicitado para esse valor de tensões é maior do que no veio A, mas o seu gradiente de tensões diminui, fazendo aumentar uma possível existência de defeitos nessa região mais solicitada [17].



Legenda:

- $M_A$  – momento fletor no veio A;
- $M_B$  – momento fletor no veio B.

**Figura 3.8- Concentração de tensões em dois veios submetidos a flexão rotativa de diferentes diâmetros [17]**

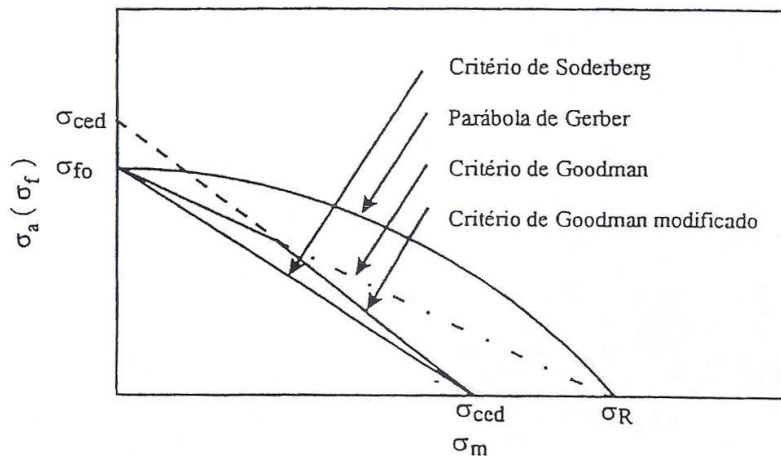
Assim num projeto, o efeito do tamanho pode ser contabilizado, ao multiplicar as tensões da curva S-N ou  $\Delta\epsilon$  originais por um fator de redução, tendo em conta o tamanho do veio e volume localizado junto da área solicitada, definindo-se volume crítico.

Este fator pode ser verificado no material em estudo, cuja gama de tensões de cedência e de rotura varia com o valor do diâmetro.

### 3.1.4.3. Tensão média

Normalmente, as curvas S-N obtidas de um material são representativas de uma tensão média nula. Se a tensão média não for nula, as curvas de resistência à fadiga vão sofrer bastantes modificações. Se a tensão média aumentar, verificar-se-á uma redução da tensão limite de fadiga, e também da resistência à fadiga.

Existem várias formas analíticas para traduzir os resultados experimentais a partir das quais, se analisa o efeito da tensão média na tensão limite de fadiga. As mais conhecidas são os critérios de Goodman, Soderberg e Gerber, que se encontram representados no gráfico da Figura 3.9, em que se representa no eixo horizontal a tensão média  $\sigma_m$ , e no eixo vertical a tensão alternada  $\sigma_a$  [7, 17, 20]:



Legenda:

- $\sigma_R$  – tensão de rotura [Pa].

**Figura 3.9- Representação gráfica dos critérios de Goodman, Soderberg e Gerber [20]**

Para os materiais dúcteis, como temos no caso dos veios, os resultados experimentais aproximam-se da curva de Gerber, mas como os resultados são dispersos, os critérios mais usados (ver o Subcapítulo 2.2) dependendo das aplicações, o critério que dá mais segurança é o de Soderberg [4]. Sendo assim, é válida a seguinte equação [17]:

$$\sigma_f = \sigma_{f0} \left( 1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{ced}} \right) \quad (3.8)$$

para o qual a tensão limite de fadiga  $\sigma_f$  é representativa para um valor de tensão média não nula. Estes diagramas permitem observar se um determinado ciclo de tensões provoca uma rotura do material em análise. No caso de os pontos representativos do ciclo de tensões ficarem na parte interior dos diagramas, não haverá uma rotura por fadiga. Haverá fadiga se o ponto ficar fora dos diagramas.

Se a tensão média for negativa observa-se um aumento na resistência à fadiga, cujas equações anteriores não traduzem de uma forma adequada o fenómeno, mas que são aplicadas em solicitações biaxiais e com peças com concentração de tensões (como no caso em estudo) [7,17].

#### 3.1.4.4. Concentração de tensões

Para que haja um menor risco de formação de fadiga, é necessária a diminuição das zonas de concentração de tensões através do perfil do veio, (no caso em estudo é enchavetado, como a Figura 3.10 representa) ou com mudanças de diâmetro) e através do seu acabamento superficial e do processo de maquinagem em que será inserido.

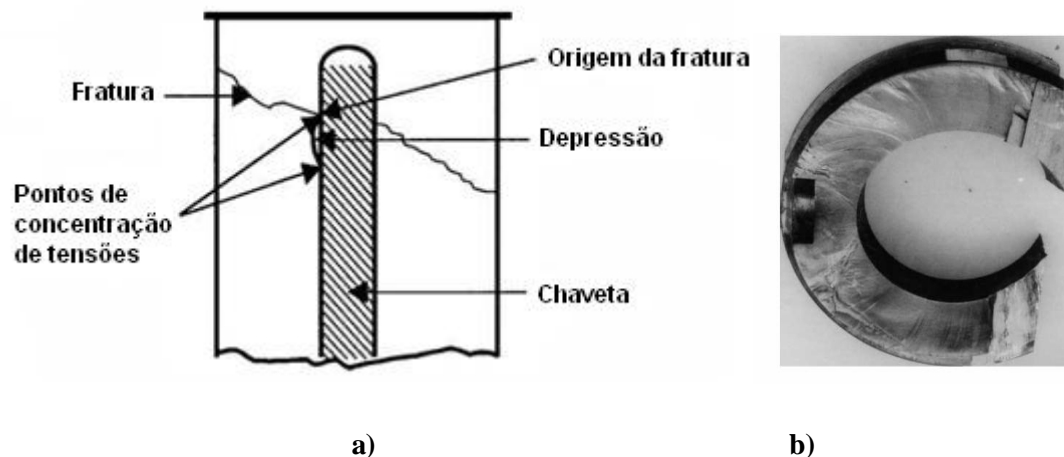
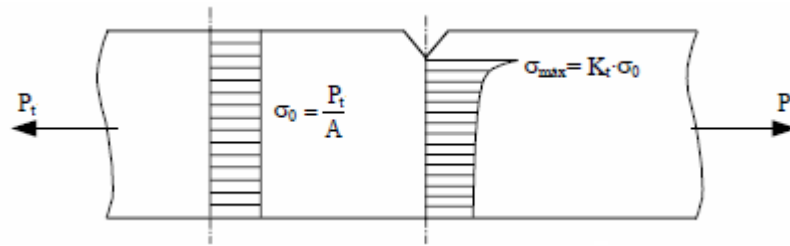


Figura 3.10- a) e b) Concentração de tensões num escatel de um veio [adaptado de 21]

Num aspecto mais teórico, a influência da concentração de tensões pode ser demonstrada a partir da Figura 3.11 considerando o exemplo de aplicação da uma carga axial em que se pode comparar a diferença de cargas admissíveis, diminuindo nomeadamente junto do ponto propriamente dito [21].

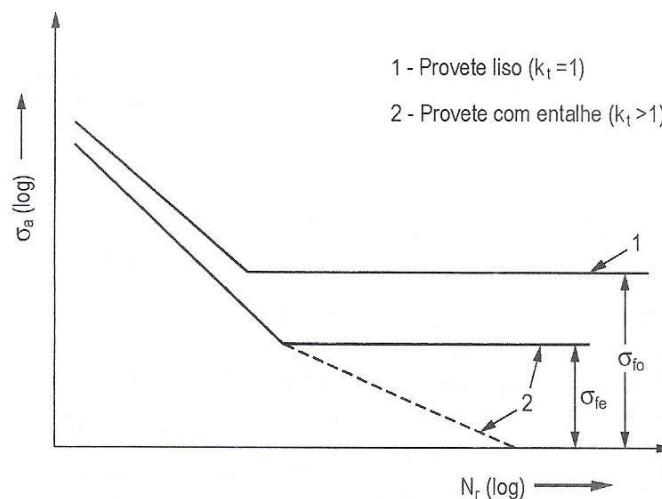


Legenda:

- $P_t$  – força de tração [N];
- $A$  – área da secção do veio [ $m^2$ ];
- $\sigma_0$  – tensão aplicada numa secção maciça do veio [Pa].

**Figura 3.11- Influência do entalhe na concentração de tensões segundo uma força axial aplicada [19]**

A influência das concentrações de tensões é observada a partir das Curvas S-N obtidas a partir de ensaios mecânicos de provetes análogos lisos e com entalhes (como na Figura 3.11), onde  $K_t = 1$ , e  $K_t > 1$  respectivamente em que representam o coeficiente de concentração de tensões. No provete entalhado, a tensão exercida baseia-se na área mínima da secção transversal na região do entalhe, sendo definido um fator dinâmico de concentração de tensões ou fator de redução de resistência à fadiga, denominado  $K_f$  [7]. Considerando o gráfico representado pela Figura 3.12, pode-se observar a razão ao longo do tempo da resistência à fadiga entre o provete liso, e com entalhe, que dará origem a esse coeficiente.



Legenda:

- $\sigma_{fe}$  – tensão admissível de um provete com entalhe [Pa];

**Figura 3.12- Representação esquemática do efeito de concentração de tensões na resistência à fadiga [7]**

O fator dinâmico pode ser definido por

$$K_f = \frac{\sigma_{f0}}{\sigma_{fe}} \quad (3.9)$$

sendo a razão entre a resistência à fadiga de um provete liso e um semelhante com entalhe. Estes valores variam com o tipo de entalhe, material ou as solicitações e as cargas que são aplicadas. Verifica-se, partindo de ensaios experimentais que  $K_f$  é menor que  $K_t$  e a relação  $K_f/K_t$  irá decrescer à medida que o valor de  $K_t$  aumenta, sendo que os entalhes muito severos terão menor efeito na resistência à fadiga do que seria de esperar.

A sensibilidade do entalhe à fadiga, é quantificado pelo fator de sensibilidade ao entalhe  $q$  representado pela equação

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (3.10)$$

onde

- $q$  – sensibilidade ao entalhe [-];
- $K_t$  – fator de concentração de tensões [-].

Quando o fator tem um valor nulo, pode-se dizer que o material é completamente insensível ao entalhe, pelo que a sua presença não afecta a resistência à fadiga, enquanto que se o valor dos dois coeficientes foram iguais, o material é altamente sensível ao entalhe, embora o parâmetro  $q$  não seja uma constante do material porque varia com o perfil e tamanho do veio [7].

Além disso, o valor de  $K_f$  é conhecido para todo o tipo de discontinuidades existentes no veio, como as mudanças de diâmetro, existindo uma versão esquemática (com um gráfico por cada tipo de entalhe ou discontinuidade, apresentadas no Anexo B nas Figuras B1 e B3 segundo a flexão) por perfil. As fotografias do veio do redutor da Figura 3.4 são um exemplo dessa concentração de tensões, neste caso, na zona de mudança de diâmetro, ou no caso de uma ligação enchavetada como na Figura 3.10. Pode-se assim considerar também três fases de propagação de fadiga, mas com o ponto em que se inicia a fissura a depender do tipo de entalhe e da tensão aplicada e influenciando o tipo de propagação, sendo esta fase a maior [21].

### 3.1.4.4.1. O Modo de propagação

O modo de propagação de fissuras devido à fadiga num veio com entalhes é em tudo semelhante a um veio maciço sem entalhes, mas com as fissuras concentradas num único ponto e com a fase de propagação a depender do perfil do entalhe, representado pelo fator de concentração de tensões, que varia consoante o tamanho do entalhe e do tipo de descontinuidade. No exemplo de um escatel, a que está acoplado uma chaveta, o ponto de formação da fissura será normalmente relativamente perto da bainha (Figura 3.10 a)), tendo influência na carga admissível, (Figura 3.11) [21]. Além disso, no caso de um possível desalinhamento, como será analisado no Capítulo 4, será na zona de mudança de diâmetro o local mais provável para a fratura, dependendo dos apoios instalados.

### 3.1.4.5. Meio Ambiente (fadiga devido a corrosão)

Se a humidade for de 50% a 90%, a influência do meio ambiente não é muito significativa na resistência à fadiga, o mesmo não se passa com um ar saturado de vapor de água, com um valor de humidade superior a 90%, sendo que nestes ambientes húmidos a resistência à fadiga vai diminuir. O meio ambiente pode provocar a abertura de poros ou picagens, que aparecem em zonas de tensões aplicadas mais elevadas, tomando forma de pequenos entalhes, onde a nucleação das fissuras se processa, fazendo com que a resistência à fadiga seja inferior do que em ar menos húmido [17].

O ambiente corrosivo altera a forma e a disposição das curvas S-N em relação às curvas obtidas em ambiente mais seco, sendo decrescente e não contendo limite de fadiga, principalmente perceptível nos entalhes (Figura 3.13). A diferença entre as duas curvas vai aumentando com o número de ciclos ou com o tempo, por que de início não se dará a interação entre o material e o ambiente corrosivo (sendo o tempo o muito curto para uma interação).

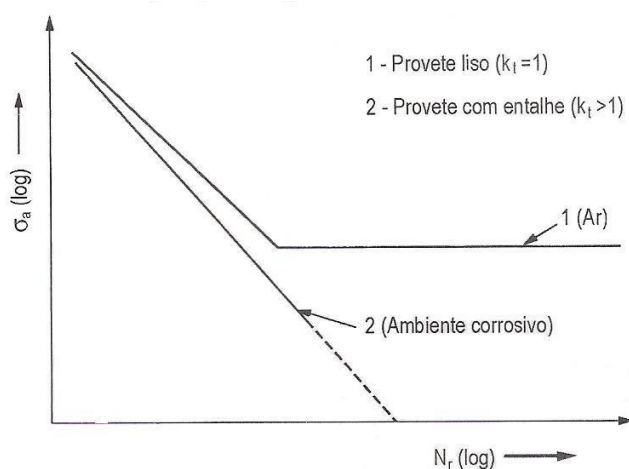


Figura 3.13- Comparação entre as curvas S-N obtidas em ar e num ambiente corrosivo [17]

Como se pode ver na Figura 3.13, a fadiga num ambiente corrosivo é influenciada pela frequência de carga, e como se modifica ao longo do tempo, quanto maior for essa frequência, maior o tempo de exposição ao meio ambiente e os danos provocados pela corrosão serão menores. Além disso, como a fenda se inicia mais cedo, como no caso apresentado neste capítulo, o seu período de propagação é superior, validando os resultados experimentais, em que um veio de maiores dimensões é mais resistente a uma fadiga corrosiva devido ao percurso da fissura que tem de percorrer até se dar a rotura definitiva [7, 17].

Sendo assim, a influência do tratamento térmico a que o material está sujeito para diminuir os efeitos da fadiga com corrosão é significativa. Neste estudo os materiais sofrem um tratamento térmico superficial, de modo a prevenir estes problemas. Se existirem tensões residuais de compressão, vai se evitar o aparecimento de defeitos superficiais, protegido por esse tratamento.

#### **3.1.4.6. Influência da temperatura**

Em temperaturas mais elevadas, pode ocorrer tanto o processo de fadiga como de fluência, e quando este último processo começa a influenciar a formação de fissuras, a fadiga vai depender do tempo, se bem que seja complexo analisar a sua relação e consequências [20].

As origens da fadiga a alta temperatura podem tanto ser devido ao funcionamento em serviço de um veio, como devido à dilatação de materiais (tensões térmicas), condição importante no estudo, devido à existência de ligações por chaveta.

Normalmente não existem alterações de comportamento abaixo dos 350°C (considera-se um valor do fator  $K_T = 1$ ), notando-se que, acima dessa temperatura o aparecimento de algumas alterações, em que a partir de ensaios de fadiga realizados a diferentes temperaturas, foi estabelecido o valor aproximado de um fator  $K_T$  de 0,5 para o intervalo de temperatura entre os 350°C e os 500°C [13, 19].

#### **3.1.4.7. Importância da estrutura metalúrgica do material**

A estrutura metalúrgica do material tem uma influência significativa na resistência à fadiga. Por isso, é normal relacionar a tensão limite de fadiga com a resistência à tração, conhecida como relação de fadiga. Para os aços, a relação entre a tensão limite de fadiga em flexão rotativa e  $\sigma_R$  é [7, 20]:

$$\sigma_{f0} = 0.5\sigma_R \quad \text{para } \sigma < 1400MPa$$

$$\sigma_{f0} = 700MPa \quad \text{para } \sigma > 1400MPa$$

Com um tratamento superficial adequado, o limite de fadiga pode ser aumentado, aproximando-se dos valores dados pela Equação 2.7. Assim a tensão admissível a ser usada no dimensionamento à fadiga de um determinado componente deve ter em conta os parâmetros já referidos (acabamento, tamanho, ambiente corrosivo, temperatura).

### 3.1.5. Estabelecimento da tensão admissível à fadiga e de fatores de correção a amplitude de tensão constante

Um projeto de um componente mecânico pode ser feito a partir das relações gerais de dimensionamento à fadiga, sendo o método mais usado, já que muitos dos resultados retirados a partir das curvas S-N (curva básica da Figura 3.13) obtidas em laboratório não correspondem a condições reais. Assim, para solicitações de amplitude de tensão constante [20], é possível definir uma tensão admissível  $\sigma_{fadm}$  a partir da tensão limite de fadiga dada pela Equação 2.7 apresentada no Subcapítulo 2.1, representando os fatores descritos anteriormente. Para o caso da tensão média não ser nula, deve-se usar  $\sigma_f$  em vez de  $\sigma_{fo}$  na equação.

É possível então traçar uma nova curva S-N aproximada, tal como representa a Figura 3.14. A curva passa pelos pontos  $0,9\sigma_R$  e  $\sigma_{fo adm}$ . Se a tensão média não for nula, deve ser considerado este efeito na tensão limite de fadiga, no qual deve ser usado  $\sigma_f$  e  $\sigma_{f adm}$  em vez de ser usado  $\sigma_{fo}$  e  $\sigma_{fo adm}$ .

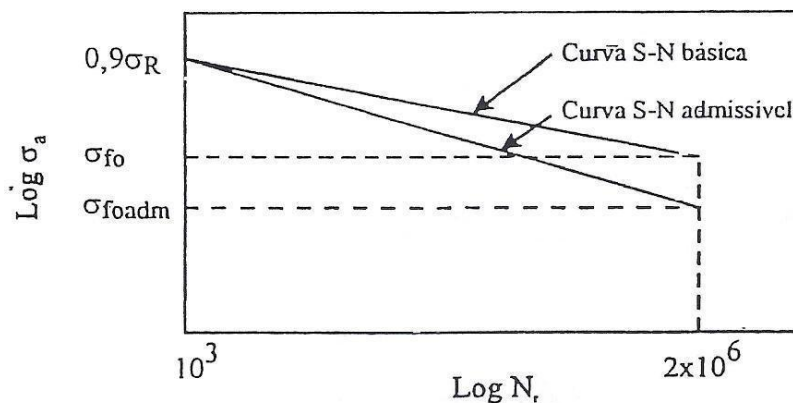


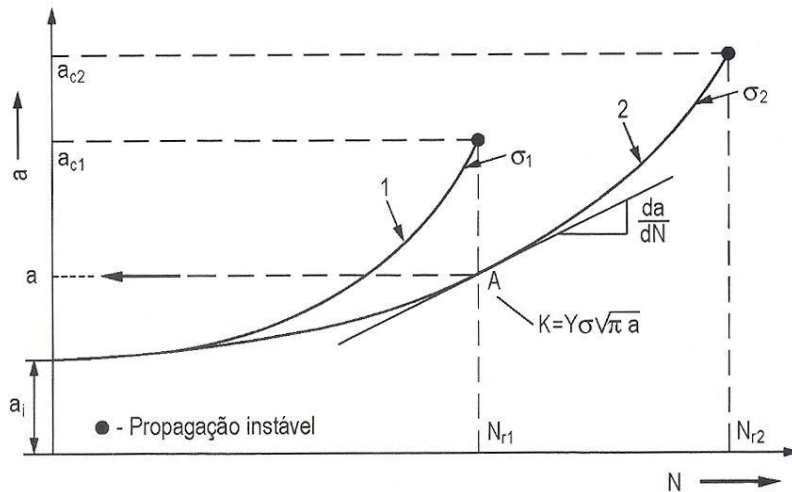
Figura 3.14- Curva S-N obtida de uma tensão admissível da amplitude a tensão constante [20]

### 3.1.6. Propagação de fissuras de fadiga

Ao projetar um sistema mecânico, pode ser considerada a tolerância ao dano, neste caso da fratura por fadiga, segundo o tempo que as fissuras permitem não afectar a segurança do sistema mecânico. É por isso necessário analisar o modo de propagação e crescimento das fissuras, verificando a influência dos seus parâmetros mais importantes, o que pode ser feito segundo os princípios de aplicação da mecânica da fratura linear elástica na sua propagação.

### 3.1.6.1. Representação e análise da propagação de fissuras

O desenvolvimento de uma fissura em função do número de ciclos de carga, é analisado a partir de uma curva de propagação, sendo obtida analiticamente ou de forma experimental. O gráfico da Figura 3.15 mostra como se propaga a curva, obtida a partir de uma amplitude de tensão constante, onde  $a$  é a profundidade da fissura e  $N$  corresponde ao número de ciclos de aplicação da carga.



Legenda:

- $\sigma_1$  – ciclo de tensão 1 [Pa];
- $\sigma_2$  – ciclo de tensão 2 [Pa];
- $\frac{da}{dN}$  – avanço da fissura por ciclo de aplicação de carga [m/ciclo];
- $K$  – fator de intensidade de tensões [-];
- $Y$  – fator geométrico [-];
- $a$  – profundidade da fissura [m];
- $a_i$  – profundidade do defeito inicial [m];
- $a_c$  – profundidade do defeito crítica [m].

**Figura 3.15- Curva de propagação das fissuras por fadiga segundo os valores das tensões [7]**

Observando o gráfico da Figura 3.15, a primeira curva representa um ciclo de tensão  $\sigma_1$ , sendo a curva  $\sigma_2$  mais elevada, considerando que a fissura se iniciou no mesmo entalhe e de maneira igual [7], crescendo e progredindo a uma velocidade crescente  $da/dN$  até alcançar uma dimensão crítica  $a_c$  entrando em rotura definitiva [7, 17]. Estas curvas representam fatores como a espessura, a largura ou outra dimensão crítica do componente ou o tamanho da fenda crítico. Quando  $\sigma_1 > \sigma_2$ , as curvas de propagação terão perfis semelhantes, mas o declive vai

aumentando, o mesmo não ocorre com o valor de  $a$  com o número de ciclos até à ocorrência de rotura, dado que  $\sigma_1$  tem um valor superior, permitindo também saber qual o número de ciclos de rotura do veio.

A zona de rotura no veio aumenta com o valor da tensão aplicada, demonstrando o tipo de morfologia das superfícies de fratura já representadas. Existe então uma ligação entre a velocidade de propagação da fissura  $da/dN$  e a gama do fator de intensidade de tensões correspondente no ciclo de carga  $\Delta K$ , que é a variável determinante para a propagação da fissura. A função  $da/dN; \Delta K$  é a melhor que representa a forma das fissuras de fadiga, cujos valores de  $\Delta K$  não chegam ao valor crítico de tenacidade à fratura do tipo de material em estudo ( $K_c$ ) [7, 17].

### 3.1.6.2. Leis fundamentais e representação gráfica

A propagação das fissuras de fadiga pode ser estudada, efetuando a análise do diagrama  $da/dN; \Delta K$  do material (Figura 3.15), em que mostra a relação entre a velocidade de propagação da fissura de fadiga  $da/dN$  e o fator de intensidade de tensões no ciclo de carga. O Valor de  $\Delta K$  é então dado por [7]:

$$\Delta K = K_{max} - K_{min} \quad (3.11)$$

onde

- $\Delta K$  – ciclo de carga num veio [-];
- $K_{max}$  – valor máximo do fator de intensidade de tensões [-];
- $K_{min}$  – valor mínimo do fator de intensidade de tensões [-];

cujas equações representativas são

$$K_{max} = Y\sigma_{max} \sqrt{\pi a} \quad (3.12)$$

$$K_{min} = Y\sigma_{min} \sqrt{\pi a} \quad (3.13)$$

onde

- $\sigma_{max}$  – tensão máxima do ciclo de tensões [Pa];
- $\sigma_{min}$  – tensão mínima do ciclo de tensões [Pa].

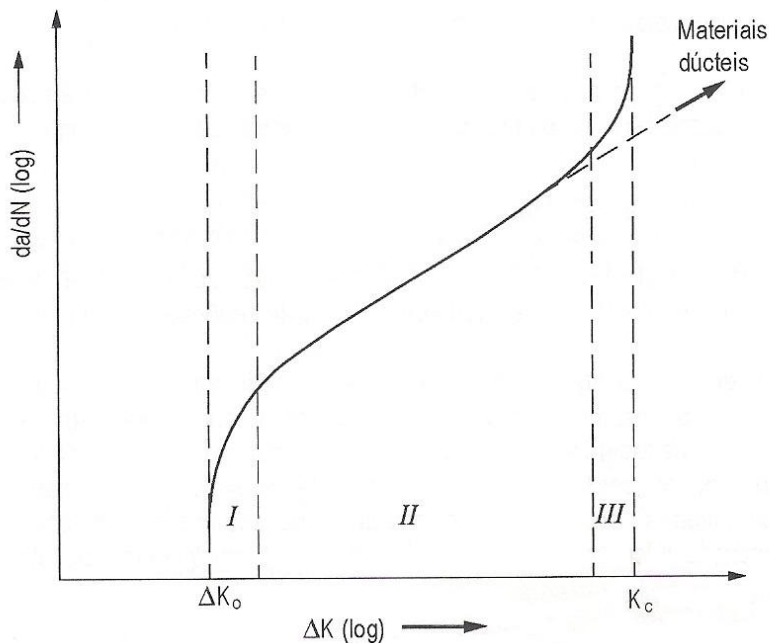
Por sua vez, a relação entre  $da/dN$  e  $\Delta K$  é descrita da seguinte forma, designada como Lei de Paris, representada por:

$$\frac{da}{dN} = C_m (\Delta K)^m \quad (3.14)$$

onde

- $C_m$  – constante da Lei de Paris [-];
- $m$  – expoente da Lei de Paris [-].

O valor destas constantes varia com a intensidade de carga aplicada e com os diversos fatores externos. Esta expressão não representa, de uma forma rigorosa a relação entre  $da/dN$  e  $\Delta K$ . A partir de resultados experimentais, obtém-se a curva que corresponde a amplitude de tensão constante num ciclo pulsante ( $R=0$ ), e é representada no seguinte gráfico da Figura 3.16:



Legenda:

- $\Delta K_0$  – valor de  $\Delta K$  correspondente ao limiar de propagação de fenda;
- $K_c$  – valor crítico do fator de intensidade de tensões.

**Figura 3.16- Fases de propagação das fissuras por fadiga [17]**

Nesta curva podem ser identificados três Regiões (fases) de propagação [13, 17]. Na Região I, a velocidade de propagação varia com o fator de intensidade de tensões, havendo um valor de  $\Delta K$  para o qual a propagação é inferior a  $10^{-7}$  mm/ciclo, denominado limiar de propagação de fenda  $\Delta K_0$ , sendo o seu valor obtido experimentalmente. Na Região II, é válida a relação dada pela lei de Paris [17]. A Região III surge quando o valor do fator de intensidade de tensões se vai aproximar do valor crítico  $K_c$ , acelerando a propagação da fissura até à sua rotura.

No caso de um material ser excessivamente dúctil, como não se apresenta valores de  $K_{Ic}$  válidos, esta última região não vai existir, ficando a haver duas regiões. Fatores como a tensão média ou o meio ambiente podem influenciar o tipo de curva apresentada [7].

## 3.2. Torção num veio

Os veios rotativos em sistemas mecânicos são solicitados predominantemente com torção, dependendo muito dos pontos de concentração de tensões e do comprimento que possam ter. A distribuição de tensões e o eventual aparecimento de fraturas dependerá essencialmente de três fatores [17]:

- Considerando que o veio é bastante longo, as condições de ligação nos extremos não irão perturbar o estado de tensão;
- Todas as secções giram em torno do seu centro de gravidade e vão permanecer planas depois da formação;
- Um raio rectilíneo antes da deformação vai permanecer rectilíneo após a deformação;

### 3.2.1. O processo de torção

No estudo de um veio maciço, considera-se que este é solicitado nas extremidades por momentos torçores iguais, de modo a que ao longo de todo o veio, o esforço seja constante e igual a  $M_t$ . Qualquer secção transversal do veio sofre uma rotação em torno do eixo, e não se deformará fora do plano em que está contida [22].

Ao projetar o veio à torção, a referência é a tensão de corte máxima admissível, (cuja forma de propagação no veio é apresentada na Figura 3.17) como também já se tinha visto no dimensionamento à torção no capítulo 1,1, cuja expressão a usar é dada por:

$$\tau = \frac{M_t \rho}{I_p} \quad (3.15)$$

onde:

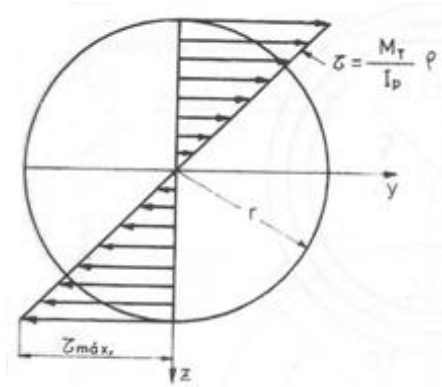
- $\rho$  - distância ao centro de gravidade do veio [m].

Para uma secção de diâmetro  $d$ , o momento polar de inércia será dado por [17]:

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32} \quad (3.16)$$

Substituindo na Equação 3.15, a expressão da tensão tangencial máxima (quando  $\rho = r$ ) pode ser apresentada como:

$$\tau_{max} = \frac{M_t \frac{d}{2}}{\frac{\pi d^4}{32}} = \frac{16M_t}{r} = \frac{2M_t}{\pi r^3} \quad (3.17)$$



**Figura 3.17- Disposição de tensões de corte aplicadas num veio sujeito a torção [adaptado de 17]**

### 3.2.2. Caracterização do perfil da fratura devido a torção

Como foi observado, as tensões tangenciais devido à torção no veio vão ocorrer junto das secções planas perpendiculares ao eixo. No caso de se tratar de um material dúctil, pode ocorrer cedência e possivelmente o seu colapso, sendo que a sua secção de rotura é perpendicular ao eixo, como demonstra a Figura 3.18. Assim haverá um ponto de iniciação da fratura relativamente liso e quase perpendicular ao eixo, até a uma zona de deformação plástica, em torno do ponto de rotura (zona mais escura na Figura 3.17), sendo que este vai apresentar uma maior rugosidade, que pelo que se considera que haverá três fases de cedência do veio devido à torção.



**Figura 3.18- Fratura devido a torção num veio rotativo, com as setas a indicarem o ponto de iniciação da fratura [adaptado de 23]**

### 3.2.3. Efeito da concentração de tensões devido a descontinuidades geométricas na sollicitação à torção

A existência de entalhes ou de variações da secção transversal (mudanças de diâmetro), origina pontos de concentração de tensões que possam provocar o colapso do sistema. Por esse motivo é importante ter em conta a influência desta concentração de tensões no desempenho e na vida útil do veio.

A influência da concentração de tensões destaca-se através da introdução do coeficiente de concentração de tensões  $K_t$ , que pode ser determinado experimentalmente ou teoricamente segundo a Teoria de Elasticidade [22], usando para tal os gráficos do Anexo B para a torção (Figuras B2-B4-B5).

O valor do coeficiente  $K_t$  afecta a intensidade da tensão tangencial máxima que pode ser descrita a partir da equação:

$$\tau_{max} = K_t \frac{M_t d}{2I_p} \quad (3.18)$$

O efeito da concentração de tensões em entalhes ou nas mudanças de diâmetro deve ser considerado no projeto de veio, especialmente nos veios sujeitos a cargas cíclicas.

### 3.2.4. Caracterização do perfil da fratura devido a torção de um veio com entalhe

Tratando-se o entalhe (escatel ou mudança de diâmetro) como um ponto de concentração de tensões [22], a Figura 3.19 representa um veio com chaveta, sendo o entalhe o ponto preferencial de formação da fratura. A fratura apresenta uma superfície bastante rugosa até à zona de cedência definitiva. A seguir a superfície apresenta-se menos rugosa, com um ponto de rotura mais centrado, tendo sofrido à sua volta um processo de deformação plástica que vai “rodando” ao longo desse centro, com um aspecto mais rugoso, tal como no processo de cedência por fadiga.



**Figura 3.19- Aspecto de uma fratura de um veio devido à torção junto de uma chaveta**

Pode-se concluir que existem três etapas do desenvolvimento da fratura, como demonstra e comprova a Figura 3.19:

- Zona de formação e início de fissuras a partir de pontos de concentração de tensões, como chavetas (acopladas no escatel) ou mudanças de diâmetro (fase com um aspecto bastante rugoso);
- Zona de deformação plástica devido ao movimento do veio, tendo em conta a intensidade de carga aplicada e da formação da fissura, apresentando um aspecto mais liso e localizada em torno do ponto de rotura;
- Zona de rotura definitiva, apresentando um ligeira rugosidade, ligeiramente descentrada, dependendo das descontinuidades existentes no veio.

### **3.2.5. Causas e efeitos do aparecimento de fraturas devido a torção**

A formação de fissuras que vão originar o processo de rotura analisado, pode estar relacionada com o aparecimento de fadiga, provocada essencialmente pelas vibrações provenientes de micro movimentos da chaveta colocada no escatel, que ao rodar os poderá originar (através da formação de micro roturas). Para as evitar terá que se ter cuidado com a escolha de uma chaveta normalizada e controlando o seu processo de montagem, de controlando os ajustamentos normalizados.

O efeito que a torção possa provocar, observa-se principalmente quando existem movimentos bruscos ou não constantes no veio, como paragens de emergência ou alterações bruscas de sentido. Como consequência a ação da torção pode levar à formação de danos nas rodas dentadas acopladas, contrariamente à fadiga por flexão rotativa, cujos efeitos estão concentrados apenas nos veios e que podem depender dos fatores relacionados com o meio ambiente.



## 4. Análise do tipo de fratura devido a um desalinhamento

### 4.1. A definição de desalinhamento

A existência de desalinhamento é uma das causas para o aparecimento de uma avaria prematura ou na diminuição da vida útil de um veio redutor, podendo estar relacionada com o aparecimento dos tipos de fraturas referidos no Capítulo 3. Pode ser entendido como um desvio geométrico do veio segundo um eixo [7] (sendo acoplado ou ligado a uma aplicação), a que se pode dever a uma má montagem, a uma manutenção descuidada, a um deslocamento do cárter, ao desgaste dos componentes que o apoiam ou a que está ligado (como a roda dentada ou o rolamento), ou segundo uma carga aplicada que possa provocar direta ou indiretamente alterações estruturais irreversíveis. Como consequência provoca a diminuição do período de vida útil do veio, tornando necessárias ações de manutenção e de substituição antes do esperado.

#### 4.1.1. Tipos de desalinhamento

Existem três tipos de desalinhamentos (representados pelas Figuras 4.1-4.2-4.3 o exemplo de dois veios acoplados) que podem ocorrer num veio redutor: lineares, angulares e combinados, dependendo da sua ligação ou relação, isto é, segundo o eixo do veio [24].

O **desalinhamento angular** (Figura 4.1) é o que ocorre mais frequentemente, devido a uma deficiente montagem inicial ou uma montagem após operações de manutenção ou devido ao desgaste dos calços que possam estar montados no redutor.

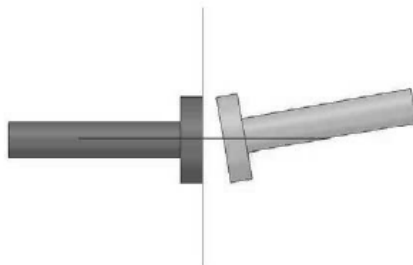
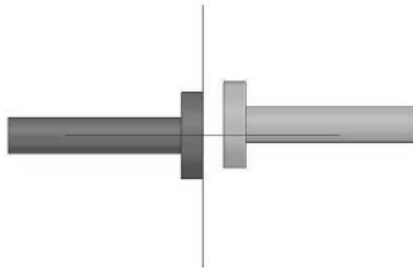


Figura 4.1- Desalinhamento angular [24]

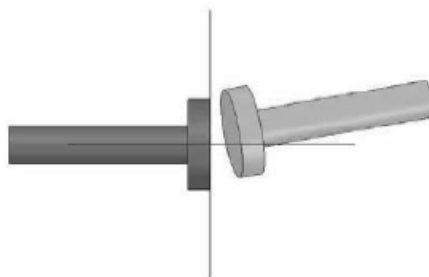
O **desalinhamento linear (axial ou paralelo)** (Figura 4.2) pode ocorrer devido aos seguintes fatores:

- Problemas de montagem inadequada;
- Sobrecarga de torção que pode ocorrer em mudanças súbitas de sentido ou em paragens não planeadas de um sistema de produção);
- Componentes axiais de forças exercidas pelo engrenamento acoplado;
- Dilatação térmica do veio, devido à variação da temperatura;
- Solicitações decorrentes do tipo de acoplamento entre os veios.



**Figura 4.2- Desalinhamento linear [24]**

O **desalinhamento combinado** (Figura 4.3) pode ocorrer devido à combinação dos desalinhamentos Lineares e Angulares.



**Figura 4.3- Desalinhamento combinado [24]**

#### **4.1.2. Detecção de desalinhamento e as suas causas**

Os fatores que determinam os tipos de desalinhamento descritos podem ser detetados a partir de uma série de sinais. Normalmente um ruído fora do comum ou irregular, uma vibração excessiva para os parâmetros considerados [25], um aumento da potência necessária para rodar a uma determinada velocidade, um aumento da temperatura, uma avaria prematura num rolamento ou uma fratura num veio podem ser sintomas de um possível desalinhamento [26].

Além disso, problemas com a lubrificação, a influência do meio ambiente em que o redutor se insere [27], desgaste ou fim de vida dos rolamentos são outros fatores que podem provocar a formação de desalinhamentos.

#### **4.1.3. Monitorização e como evitar um desalinhamento**

Num redutor industrial, os seus componentes, a lubrificação, as vedações e as condições de funcionamento e de meio ambiente, necessitam sempre de uma observação adequada. A análise num redutor durante uma monitorização ou ao serem efetuadas ações de manutenção é a seguinte [27]:

- Verificação das condições de funcionamento (aplicação do redutor, tipo de apoio, velocidade de rotação, carga aplicada, peças contíguas (calços usados para calibração e alinhamento), meio ambiente, lubrificação e vedação);
- Observação dos elementos adjacentes ao rolamento como as vedações, de modo a respeitar as tolerâncias exigidas;
- Verificar a qualidade, a quantidade e a distribuição do lubrificante;
- Identificar os rolamentos, através da observação do posicionamento dos anéis a partir do veio e da caixa redutora;
- O cuidado ao desmontar e voltar a montar nas ações de manutenção (controle dos esforços de desmontagem, das tolerâncias dimensionais do veio e da caixa, das tolerâncias geométricas de forma dos alojamentos, da rugosidade existente nos apoios e da corrosão nas zonas de contacto);
- Uma avaliação global do estado do rolamento completo (aspecto geral, o estado das vedações, aparência da gaiola, rotação manual e a medição das folgas da chumaceira);
- Uma análise ao consumo de energia do acionamento elétrico acoplado é um outro método que pode ser usado, embora seja necessário verificar as condições do próprio motor elétrico;

Para a monitorização permanente e contínua da condição da aplicação em que o redutor se insere, devem ser usadas técnicas de manutenção preditiva (análise de vibrações, termografia e análise da lubrificação dos rolamentos e engrenagens) mais eficazes e que se complementam, que serão analisadas em pormenor no Subcapítulo 7.1.

#### 4.1.4. Efeito sobre os apoios devido ao desalinhamento dos veios

Os sintomas detetados aquando da existência de um desalinhamento podem ser evidenciados de acordo com a Figura 4.4, mostrando (no caso específico de uma desalinhamento angular) como os apoios têm um papel fundamental na vida útil de um veio ou vice-versa, dependendo das forças exercidas tal como será visto no Capítulo 6. Ao analisar os veios fraturados, e dependendo dos pontos de concentração de tensões existentes estes podem fraturar junto dos pontos de apoio, constituindo uma importante fonte de diagnostico deste tipo de falha e nomeadamente analisando seu tipo de propagação, como nos casos-tipo apresentados no Capítulo 4.3.

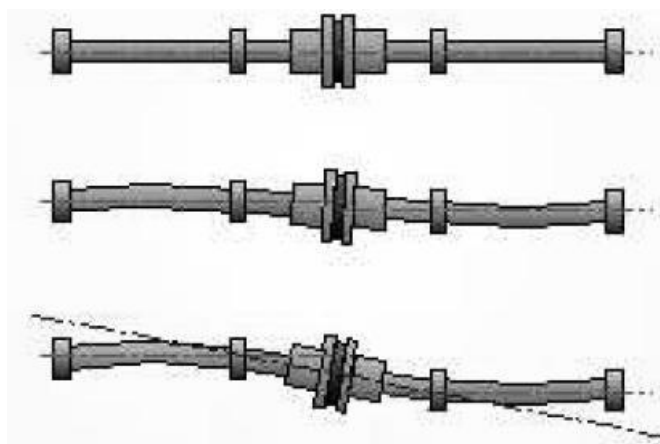
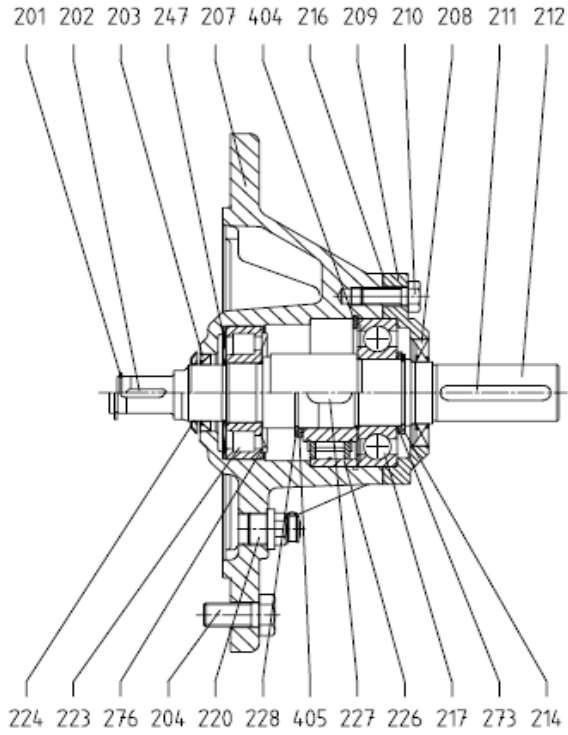


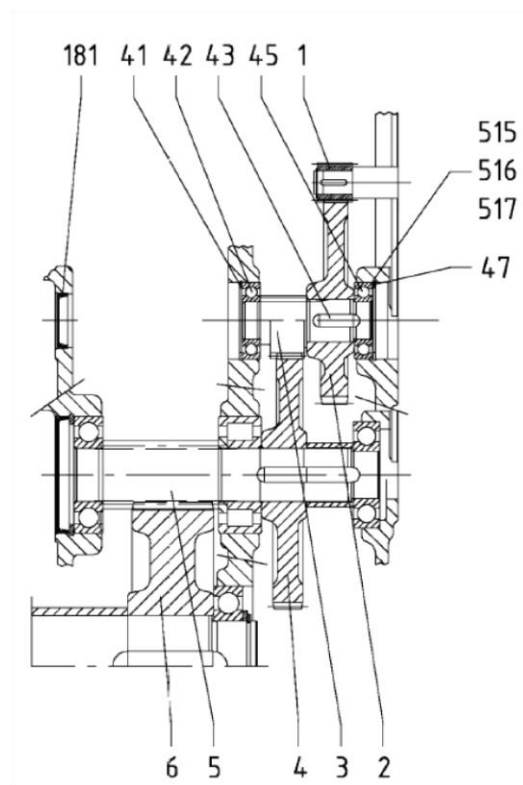
Figura 4.4- Efeito do desalinhamento angular sobre os apoios [28].

## 4.2. Exemplo prático do efeito do desalinhamento no redutor

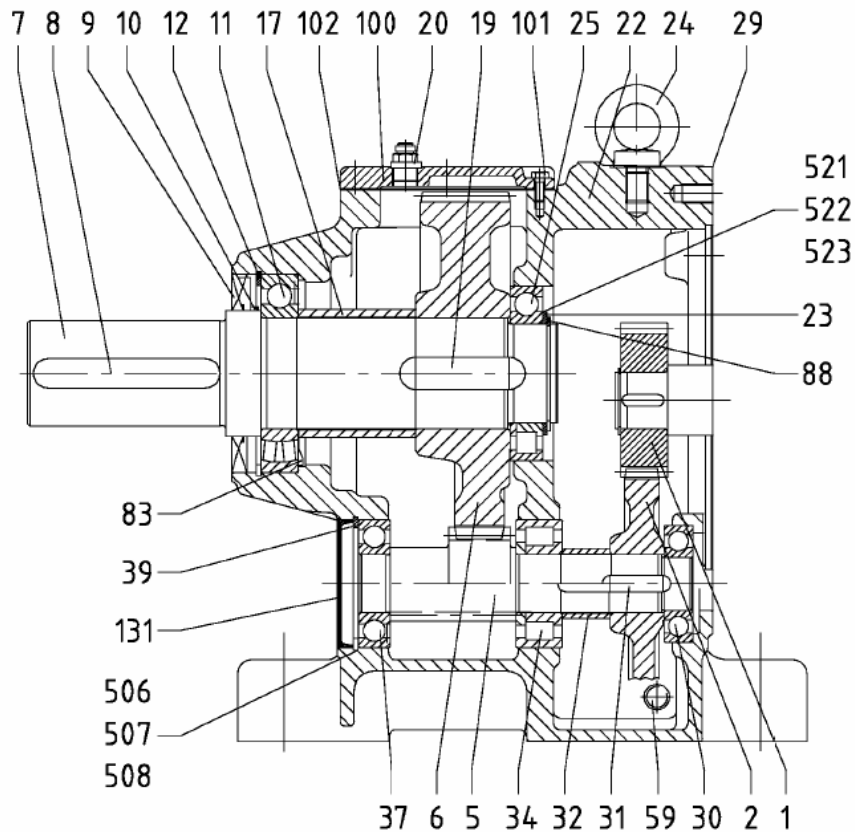
As consequências ou os efeitos do desalinhamento dos veios de um redutor podem ser interpretadas e analisadas a partir da vista em corte do redutor em estudo (de três estágios), R77 em linha com engrenagens helicoidais, representadas na Figuras 4.5-4.6-4.7 (cuja legenda dos seus componentes se encontra no Anexo C), e segundo os desenhos de fabrico dos veios de entrada e saída representados no Subcapítulo 2.1.



**Figura 4.5-Vista em corte da tampa de entrada do redutor em estudo, apresentando o veio de entrada**



**Figura 4.6- Vista em corte de parte do redutor em estudo, apresentando o veio interior (redutor de três estágios de redução)**



**Figura 4.7- Vista em corte de parte do redutor em estudo, apresentando o veio de saída**

Observando as Figuras 4.5-4.6-4.7 é possível verificar que a aplicação de uma força radial na parte exterior do veio de entrada e de saída com um determinado valor, dependendo da distância a que está aplicada em relação ao cárter poderá provocar danos, principalmente nos apoios constituídos por rolamentos esféricos ou cilíndricos (17 e 83), e também como consequência danos na roda dentada helicoidal a que está acoplada interiormente. Para o caso em estudo será apenas analisado o efeito do desalinhamento para os rolamentos de apoio, de modo a poder verificar o efeito das forças aplicadas em relação ao seu tempo de vida útil, como será analisado com mais detalhe no Capítulo 6.

Também se pode verificar que as forças aplicadas no veio, se vão concentrar com maior probabilidade nas zonas de mudança de diâmetro junto do retentor ou no escatel exterior (sendo os pontos de concentração de tensões que não estão situados entre apoios), provando através de casos práticos como já referidos nos Subcapítulos 3.1 e 3.2 que será um dos possíveis pontos de formação de fraturas devido a fadiga.

### 4.2.1. Efeito do desalinhamento numa aplicação do redutor

Ao se observar um sistema acoplado é possível ter uma melhor percepção pelo que se entende por desalinhamento. Observando a Figura 4.8, em que existe um acoplamento hidráulico pelo meio, pode-se verificar os efeitos que o desalinhamento pode provocar, através do aumento da intensidade de carga aplicada sobre o veio ou a superfície onde o redutor ou o motor eléctrico está instalado poder ceder e levar ao aparecimento de forças axiais. No caso de os equipamentos tiverem calços colocados de modo a estarem alinhados entre si (tanto o redutor como o motor eléctrico), e se começarem a se desgastarem (a que se pode dever à influência do meio ambiente em que está inserida a aplicação), vão também levar à formação de desalinhamentos.

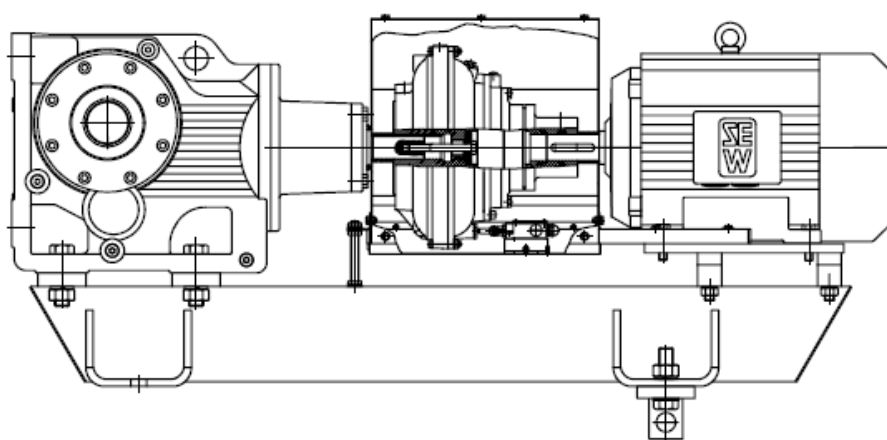


Figura 4.8- Aplicação de um redutor, ligado a um sistema hidráulico

No capítulo 6, serão efetuados ensaios em que se observam os efeitos das forças aplicadas no veio, de modo a simular várias situações de desalinhamento.

### 4.3. Influência do desalinhamento no aparecimento de fraturas no veio.

O desalinhamento de um veio vai influenciar diretamente como já foi referido, o aparecimento de fraturas, nomeadamente devido à existência de cargas radiais e axiais que irão levar à existência de fraturas por fadiga em zonas de concentração de tensões, já caracterizadas nos Subcapítulos 3.1 e 3.2. Serão agora estudados alguns casos práticos de veios fraturados devido a desalinhamento.

### 4.3.1. Influência na formação de fadiga devido a flexão rotativa

#### 4.3.1.1. O caso I

Na Figura 4.9, pode-se verificar um caso tipo de aparecimento de fadiga devido a um desalinhamento provocado num redutor em linha, de engrenagens helicoidais com diâmetro de 30mm, levando a um aumento da carga num ponto e que após um número de ciclos limitado levou ao aparecimento de fissuras, embora mais pequenas devido à tensão aplicada, fazendo apresentar um perfil mais liso e menos rugoso e praticamente sem influência do meio ambiente, comparativamente ao exemplo do Subcapítulo 3.1, a que se deveu ao fim de vida útil e que apresenta alguma corrosão.

Assim, a fratura devido a fadiga por flexão rotativa, pode ser caracterizada por três fases [17], com a Fase I (formação de fissuras) mais pequena, sendo a Fase II bem maior, apresentando uma superfície mais lisa e com menos fissuras, dadas as tensões serem mais elevadas. A Fase III, de rotura total, continua a ser o caso típico, com uma superfície predominantemente rugosa e mais ou menos centrada, mesmo em comparação com veio da Figura 3.4 apresentado no Subcapítulo 3.1.

No caso de a carga aplicada excessiva e o veio estiver desalinhado, o ponto de rotura seria mais provável na zona do escatel dado ser o primeiro e principal ponto de concentração de tensões na parte de fora da caixa, não se encontrando entre os apoios.



**Figura 4.9- Fratura devido a desalinhamento de um veio de um redutor em linha, com engrenagens helicoidais, com o diâmetro de 30mm na zona de fratura**

#### 4.3.1.2. O Caso II

O segundo caso em análise trata-se de um veio de um outro redutor em linha com engrenagens helicoidais, cujo diâmetro é de 25mm na zona da fratura. Na Figura 4.10, é

mostrado o veio na totalidade verificando que a parte que se situa fora do cárter tem um diâmetro um pouco superior à parte onde se deu a rotura, já no interior da caixa redutora (portanto no primeiro ponto de apoio entre o retentor e o rolamento).



**Figura 4.10- Veio fraturado com diâmetro de 25mm na zona de fratura**

Na Figura 4.11 é mostrado o perfil da fratura na zona em que ocorreu. Verifica-se tal como no caso I a formação de pequenas fissuras ao longo de todo o perfil, não muito profundas, seguindo de uma zona mais ou menos lisa mas não tanto como no caso anterior, o que se pode dever ao facto de o período de vida útil e sendo assim o número de ciclos em que trabalhou ter sido maior, a que se poderá dever a uma menor carga aplicada. Por último, tem-se a presença da zona de rotura, também ligeiramente descentrada e rugosa, apresentando uma cor ligeiramente diferente à restante parte do veio. Os pontos de oxidação (devido ao contacto com o meio ambiente) existirão, embora em pequeno número (e mesmo comparando com o veio partido do redutor apresentado no capítulo 3.1).



**Figura 4.11- Fratura devido a fadiga num veio com diâmetro de 25mm**

Tendo em conta a zona onde ocorreu a fratura, a hipótese de a causa se dever a desalinhamento é elevada, apresentando quase todos os sintomas e perfis comparativamente ao primeiro caso, embora com uma localização no veio ligeiramente diferente, dada a zona de mudança de diâmetro onde ocorreu a fratura ser a maior e mais brusca e não tendo um perfil de transição. A presença de oxidação da fratura pode estar relacionada com existência de uma menor carga aplicada (levando a um maior número de ciclos de vida). Contrariamente ao Caso I, a que se deveu a uma deficiente ação de manutenção, uma das causas possíveis para a formação da fratura apresentada pode estar relacionada com o desgaste dos rolamentos acoplados, a que se pode dever a problemas com o lubrificante ou à carga aplicada, como será visto com mais detalhe no Capítulo 6. Sendo os pontos de apoio, o seu desgaste pode levar a desalinhar o veio, fazendo aumentar a concentração de tensões existentes na zona entre o retentor e o rolamento de entrada quando o veio se move, como se pode verificar na Figura 4.4.

Mas a hipótese de a carga aplicada na parte exterior do veio possa ter provocado uma fratura por fadiga é a mais plausível, sendo que a fratura se deu na zona de maior mudança de diâmetro antes do rolamento de entrada, podendo estar assim relacionada com a existência de um desalinhamento exterior. A hipótese de desalinhamento pode ser reforçada, tal como no caso I, com o facto de o veio ter um escatel na parte de fora da caixa redutora, fora da zona de apoio e não se ter dado neste local a fratura, como deveria acontecer se a montagem em que o redutor estava incluído se movimentasse sem problemas.

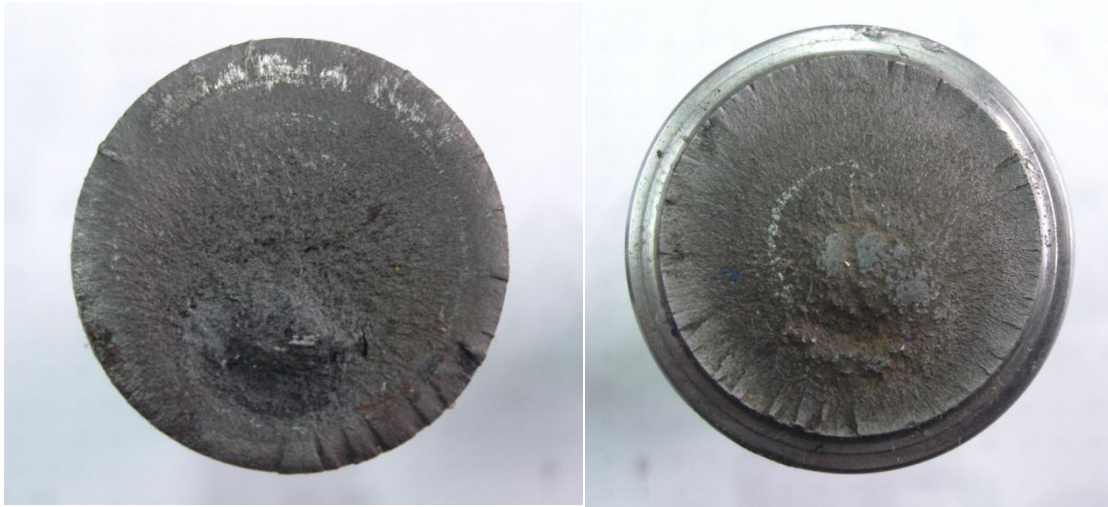
A análise em relação ao Caso II pode ser acrescida com o exemplo do veio de redutor do tipo R27 representado na Figura 4.12 (semelhante ao redutor em estudo, objecto dos ensaios com cargas aplicadas, mas com diâmetros diferentes):



**Figura 4.12- Veio do tipo R27**

Tal como na Figura 4.9, observando a Figura 4.13, os pontos de formação de fissuras também estão distribuídos de uma forma proporcional ao longo do veio e de pequena dimensão, e com o ponto de rotura entre o retentor e o rolamento, e não na zona enchavetada (no escatel,

na parte superior à caixa) e apresentando as mesmas características de fratura devido a fadiga, tendo o ponto de rotura semelhante (não centrado completamente e rugoso).



a)

b)

**Figura 4.13- Fratura do veio do tipo R27. a)Veio de 25mm (parte de menor diâmetro); b)Veio de 30mm de diâmetro (parte de maior diâmetro)**

#### **4.3.1.3. Perfil da fratura devido a desalinhamento**

A partir dos dois casos em estudo, pode-se concluir que haverá características na superfície da fratura de fácil observação que podem relacionar diretamente um desalinhamento com o aparecimento de fadiga devido a flexão rotativa, comparando com o modo de propagação analisado no capítulo 3.1 [17,18]:

- Formação de fissuras em zonas de concentração de tensões como mudanças de diâmetro;
- Fase de formação de fissuras (Fase I) mais pequena, facilmente observável, distribuída ao longo do veio, não apresentando características de alteração estrutural devido ao meio ambiente;
- Fase de propagação (Fase II) mais ampla, mas com menos fissuração por ser mais rápida segundo o tipo de carga aplicada, apresentando uma superfície mais lisa e clara (menos oxidada) do que o tipo de fadiga devido a um fim de vida útil;
- Fase de rotura completa (Fase III) não centrada, apresentando uma superfície mais rugosa e com um cor semelhante às das fases de formação e propagação.

### **4.3.2. Influência na formação de fadiga devido a torção (Caso III)**

A análise do efeito que a torção possa provocar, devido a desalinhamento, é bem mais difícil em relação à análise de fadiga devido a desalinhamento, mas pode ser efetuada a partir do estudo da fratura devido a torção na chaveta, já referida no Subcapítulo 3.2.

Durante o movimento de rotação do veio, a chaveta terá micro movimentos dentro do escatel, conforme os ajustamentos efetuados. Estes micro movimentos podem causar vibrações, podendo levar a uma formação de pequenas fissuras (na zona da bainha do escatel, a mais frágil). Essas vibrações podem ter uma influência no desalinhamento. O aparecimento de micro roturas pode ser minimizado se o processo de montagem da chaveta for feito devidamente.

No Capítulo 5 serão apresentados três documentos práticos para servirem de referência aos técnicos da empresa:

- fratura devido a fadiga por flexão rotativa;
- fratura devido a torção;
- fratura devida ao desalinhamento do veio.

## **5. Documento prático que compara uma fratura de um veio (caso real) ocorrida com os três tipos de fraturas de veios mais comuns**

Este documento, resultado do estudo efetuado e apresentado nos Capítulos 3 e 4, será um anexo aos relatórios a entregar aos clientes no caso de uma intervenção num motoredutor que apresente uma fratura de um veio, mas também será dirigido ao técnico de manutenção de modo a que este possa compreender e analisar mais facilmente o que distingue e caracteriza cada tipo de fratura.

O documento proposto tem uma descrição tipificada dos tipos de fratura mais comuns (fadiga por flexão rotativa, torção e as duas anteriores devido a desalinhamento, tendo imagens recolhidas da bibliografia seleccionada, juntando sempre que possível, exemplos de outros tipos de veios fraturados devido à mesma causa para comparação. Ao lado das imagens, haverá um espaço para colocar uma ou mais fotografias dos veios fraturados em análise, e em baixo a descrição simples e objectiva das características e formas de propagação das fissuras e fraturas, havendo de seguida um espaço para analisar e justificar porque é que a fratura se deveu a determinado efeito.

Para a sua elaboração usou-se um modelo standard usado pela SEW-Eurodrive Portugal, e adaptado de acordo com o tipo de análise efetuada. Foram realizados três documentos de acordo com o estudo efetuado nos Capítulos 3 e 4: fadiga devido a flexão rotativa, torção e fadiga devido a desalinhamento. A partir do modelo original foi acrescentado uma descrição do tipo de fratura, de uma forma simples de maneira a se distinguirem, e um espaço para o técnico de manutenção justificar a sua escolha de acordo com as imagens e descrição apresentadas. Nas páginas seguintes apresentam-se os modelos escolhidos.

PT.F.00086  
MDX.XXXXXX



## ANÁLISE DE FRACTURA DE VEIO – FADIGA POR FLEXÃO ROTATIVA

Nº \_\_\_\_\_ de \_\_/\_\_/\_\_\_\_

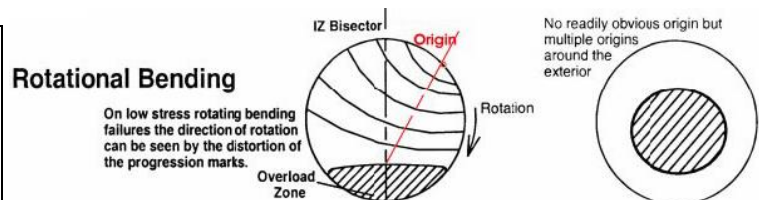
Cliente:		CE / Obra:	
Nome do Contacto:		Colaborador:	
Equipamento:		Nº série:	

Exemplo teórico e prático de veios fracturados

Veio fracturado em análise:

por fadiga devido a desalinhamento para comparação:

Colocar fotografia veio fracturado



Descrição do Tipo de Fractura:	<p>A fratura apresenta três fases distintas:</p> <ul style="list-style-type: none"><li>- A primeira fase é a fase de formação de fissuras, junto das extremidades do perfil, com uma aparência relativamente lisa e mais escura, normalmente concentradas ou em alguns casos, espalhadas ao longo do perfil do veio, A fratura forma-se junto a um ponto de mudança de diâmetro como mostra o exemplo prático ou num escatel se o veio for enchavetado. A fase de formação é maior que num processo de desalinhamento;</li><li>- A segunda fase é a fase de propagação, mais lisa, em que o número de fissuras é menor e menos perceptível em comparação com a fase anterior. A sua aparência pode depender da oxidação e contacto com o meio ambiente a que o processo de fadiga foi sujeito;</li></ul>
--------------------------------	--

	- A terceira fase é a fase de rotura total, situada perto de uma das extremidades, apresentando uma superfície mais rugosa e escura que as anteriores fases, sendo a característica mais fácil de identificar de toda a fratura;
	-A fratura localiza-se principalmente na parte exterior (no ponto de mudança de diâmetro, junto de retentor), podendo também ocorrer junto do rolamento no interior da caixa reductora.
	- O número de ciclos de propagação da fratura por fim de vida útil do veio, é superior relativamente ao processo de desalinhamento, de acordo com a manutenção exigida;

Justificação do Diagnóstico do Tipo de Fractura:	

Descrição da Intervenção:	

Irregularidades detectadas na preparação e execução do serviço/obra:	

Outras Notas / Sugestões de Melhoria:	

Relatório executado por:	..... em / / _____(Rubrica)
-----------------------------	-----------------------------

PT.F.00086  
MDX.XXXXXX



## ANÁLISE DE FRACTURA DE VEIO – TORÇÃO

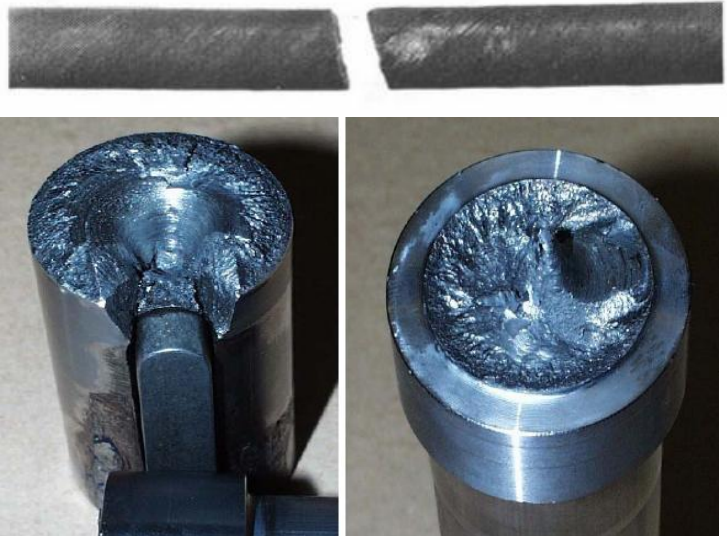
Nº \_\_\_\_\_ de \_\_/\_\_/\_\_\_\_\_

Cliente:		CE / Obra:	
Nome do Contacto:		Colaborador:	
Equipamento:		Nº série:	

Exemplo teórico e prático de veios fracturados

Veio fracturado em análise:

por torção (simples e no entalhe) para comparação:



Descrição do Tipo de Fractura:	<p>A fratura apresenta três fases distintas:</p> <ul style="list-style-type: none"><li>- A primeira fase é a fase de formação de fissuras, junto dos limites do perfil, normalmente centrada no entalhe (numa bainha do escatel se houver uma ligação enchavetada, ou no ponto de mudança de diâmetro na parte exterior da caixa redutora) com um ponto de origem, quase perpendicular ao eixo, e apresentando uma aparência lisa;</li><li>- A segunda fase é a fase de deformação plástica, devido ao movimento do veio e mais lisa que a primeira fase, apresentando um perfil em torno do ponto de rotura. A sua aparência pode depender da oxidação a que o processo de fadiga foi sujeito;</li></ul>
--------------------------------	---

	- A terceira fase é a fase de rotura total, cuja centralidade depende das descontinuidades existentes no veio, apresentando uma superfície mais rugosa e escura que as anteriores fases, sendo o ponto mais fácil de identificar de toda a fratura;
	- A fratura localiza-se normalmente em zonas de concentração de tensões;
	- A formação inicial da fissura pode se dever a fadiga;

Justificação do Diagnóstico do Tipo de Fractura:	

Descrição da Intervenção:	

Irregularidades detectadas na preparação e execução do serviço/obra:	

Outras Notas / Sugestões de Melhoria:	

---

Relatório executado por:	..... em / / _____(Rubrica)
--------------------------	-----------------------------

PT.F.00086  
MDX.XXXXXX



## ANÁLISE DE FRACTURA DE VEIO – FADIGA DEVIDO A DESALINHAMENTO

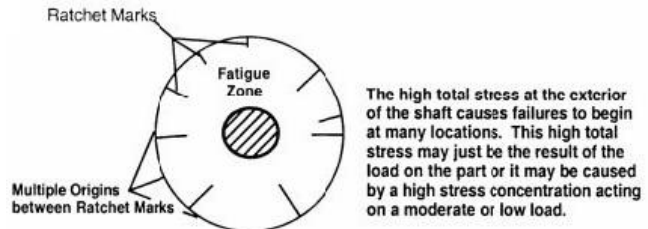
Nº \_\_\_\_\_ de \_\_/\_\_/\_\_\_\_

Cliente:		CE / Obra:	
Nome do Contacto:		Colaborador:	
Equipamento:		Nº série:	

Exemplo teórico e prático de veios fracturados

Veio fracturado em análise:

por fadiga devido a desalinhamento para comparação:



Colocar fotografia veio fracturado



Descrição do Tipo de Fractura:	<p>A fratura apresenta três fases distintas:</p> <ul style="list-style-type: none"><li>- A primeira fase é a fase de formação de fissuras, junto dos limites do perfil, com uma aparência relativamente lisa, e mais ou menos uniformemente espalhadas ao longo do perfil do veio, no caso de a fratura se formar junto a um ponto de mudança de diâmetro. A fase de formação é mais pequena num processo de desalinhamento que o normal;</li><li>- A segunda fase é a fase de propagação, mais lisa, em que o número de fissuras é menor e menos perceptível em comparação com o processo de fratura simples devido a flexão rotativa, devido à carga aplicada e menores ciclos de formação. A sua aparência pode depender da oxidação a que o processo de fadiga foi sujeito;</li></ul>
--------------------------------	---

	- A terceira fase é a fase de rotura total, ligeiramente descentrada, apresentando uma superfície mais rugosa e escura que as anteriores fases, sendo a característica mais fácil de identificar de toda a fratura;
	-A fratura localiza-se normalmente junto do rolamento no interior da caixa redutora, ou na parte exterior, no ponto de mudança de diâmetro, junto do retentor;
	- O Número de ciclos de propagação da fratura por desalinhamento é menor do que por fim de vida útil do veio, levando à sua substituição de uma forma precoce.

Justificação do Diagnóstico do Tipo de Fractura:	

Descrição da Intervenção:	

Irregularidades detectadas na preparação e execução do serviço/obra:	

Outras Notas / Sugestões de Melhoria:	

--	--

Relatório executado por:	..... em / / _____(Rubrica)
-----------------------------	-----------------------------

## **6. Simulação computacional do comportamento dos rolamentos nos apoios dos veios rotativos para diferentes tipos de solicitações**

### **6.1. Introdução às simulações efetuadas**

O estudo teórico apresentado sobre o veio e o seu comportamento de acordo com as condições de funcionamento associadas pode ser complementado e comprovado através de simulações computacionais que tentam simular o seu comportamento de acordo com as solicitações aplicadas. Foi efetuada então uma série de simulações computacionais nas instalações da SEW-Eurodrive na Mealhada, simulando a colocação de uma polia no veio de entrada e de saída do redutor R77, de modo a verificar os efeitos de uma má montagem segundo a flexão surgida e também de um desalinhamento que possa existir no redutor. Devido à importância dos rolamentos no funcionamento dos acionamentos e na sua influência significativa sobre o comportamento do veio, o estudo vai ser centrado nos rolamentos, analisando a sua vida útil e as consequências sobre a vida do veio.

### **6.2. Cálculo da intensidade da força radial admissível nos veios de entrada e de saída**

O primeiro ensaio efetuado foi de calcular a força radial admissível para cada posição da polia considerada ao longo da parte exterior dos veios de entrada e de saída. Para simular as condições reais de funcionamento do redutor, foi utilizado o software de cálculo interno da SEW (Figura 6.1), simulando o comportamento dos veios de entrada e de saída. Foram considerados os materiais dos veios indicados no Subcapítulo 2.1.

Dados do redutor:

Gear unit

Type: R, Size: 77, Type: -, Size: -, Stages: 3, Rot: 45.81, Comments: DEFAULT

Drive

Drive type: Cover, Type: AD, Size: 4

Load

Speed: 1445.0, Power: 1.1

Define operating point

Dados da aplicação:

Additional forces

Output A

Overhung load: 0

Application point: L2 80

Application angle: U 90

Axial load: 0 (push)

Input

Overhung load: 0

Application point: L2 80

Application angle: U 90

Axial load: 0 (push)

Shaft dimensions

Output side: Metric, Input side: Metric

Shaft end: Solid shaft 40X80

Direction of rotation: CCW and CW

Outros dados:

Output side

Side: A, Flange: OHNE

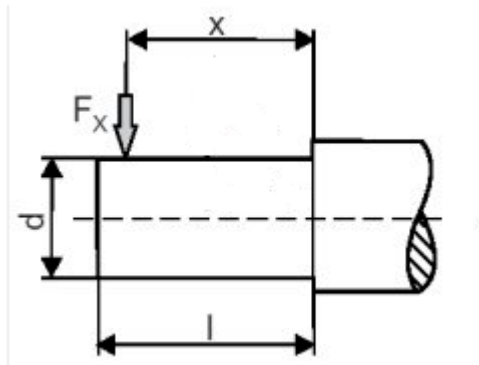
Bearings

Required bearing life (nominal): Default (selected), Own

Reinforced bearing: unchecked

**Figura 6.1- Software de simulação das forças aplicadas ao veio**

A Figura 6.1 representa o ambiente de trabalho do programa e como foram seleccionadas as condições de funcionamento dos veios. Primeiro foram calculadas as condições para o material Ck45, considerando a velocidade de rotação de 1445 rpm e no veio de saída de 31.54 rpm no veio de saída. Com essas condições definidas, foi efetuado o cálculo da força radial admissível para um conjunto de pontos (secções), ao longo do eixo  $x$  (como representado na Figura 6.2), com intervalos de 10mm, excepto nos pontos de início e fim do escatel em que existe um intervalo de 5mm. Os pontos de início e do fim do escatel permitiram tirar a conclusão sobre a influência do escatel na resistência do veio.



Legenda:

- $F_x$  – Força radial a determinar ao longo de várias posições da polia, distanciadas de  $x$  [N];

**Figura 6.2- Força radial aplicada na parte exterior do veio**

A Tabela 6.1 contém os resultados da simulação efetuada para o aço **Ck45**.

**Tabela 6.1 – Forças radiais admissíveis para os veios de entrada e de saída para o material Ck45 (em N)**

x (mm)	Força radial admissível veio saída (N)		Força radial admissível veio entrada (N)	
	CCW	CW	CCW	CW
0	13000	13000	6220	6025
5	13000	13000	5969	5782
10	13000	13000	5738	5559
20	13000	13000	5327	5160
30	13000	13000	4970	4814
40	12847	12847	4658	4512
50	10278	10278	4383	4245
60	8565	8565	4138	4008
70	7341	7341	3919	3797
75	6852	6852	3819	3699
80	6423	6423	3723	3606

O simulador permite determinar as forças radiais admissíveis consoantes o sentido de rotação (**CCW**, sentido anti-horário e **CW**, sentido horário), sendo diferentes nos veios de entrada e de saída. Como os valores não variam muito entre os dois sentidos de rotação, para o gráfico representado na Figura 6.3 será considerado o valor médio.

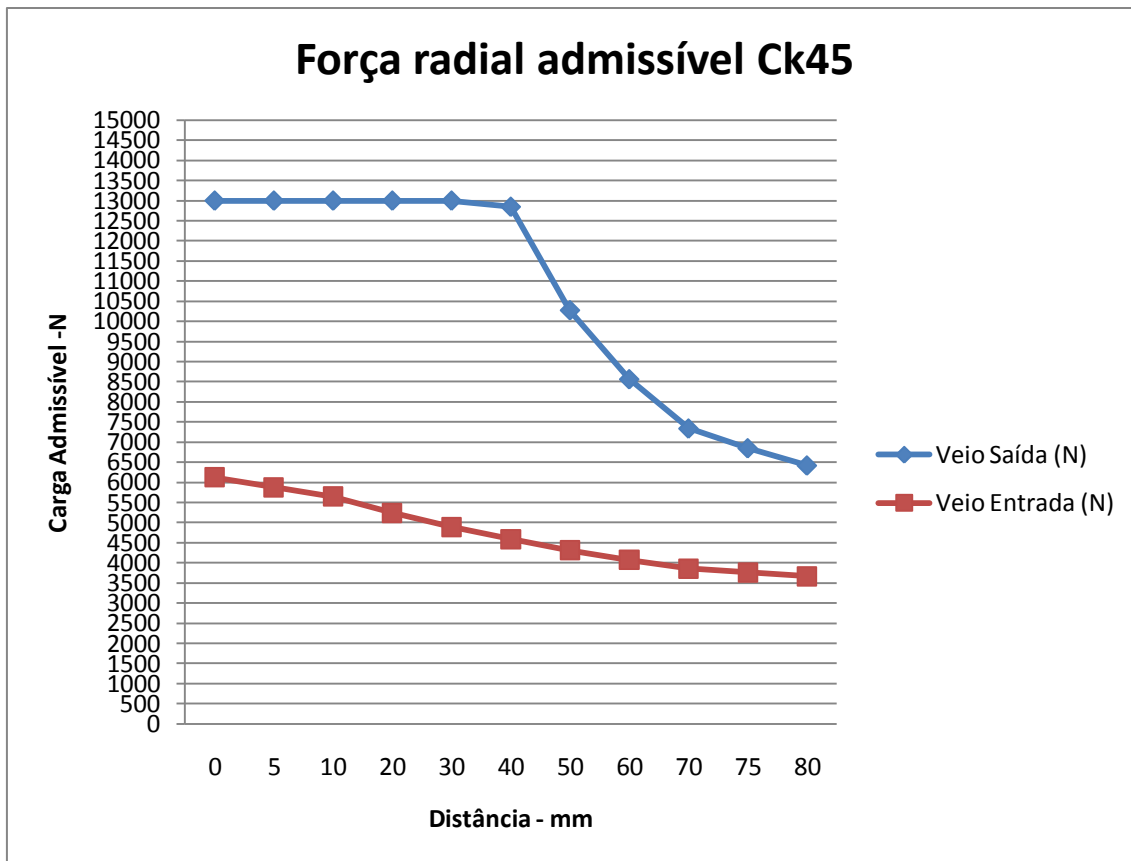


Figura 6.3- Força radial admissível para o aço Ck45 para o veio de entrada e de saída

Efetuada a segunda simulação agora para o aço **42CrMo4**, foram obtidos os seguintes resultados, de acordo com Tabela 6.2:

Tabela 6.2 – Forças radiais admissíveis para os veios de entrada e de saída para o material **42CrMo4** (em N)

x (mm)	Força radial admissível Veio saída (N)		Força radial admissível Veio entrada (N)	
	CCW	CW	CCW	CW
0	13000	13000	6220	6025
5	13000	13000	5969	5782
10	13000	13000	5738	5559
20	13000	13000	5327	5160
30	13000	13000	4970	4814
40	13000	13000	4658	4512
50	13000	13000	4383	4245
60	13000	13000	4138	4008
70	11850	11850	3919	3797
75	11060	11060	3819	3699
80	10368	10368	3723	3606

Representando graficamente os resultados da tabela da Figura 6.4:

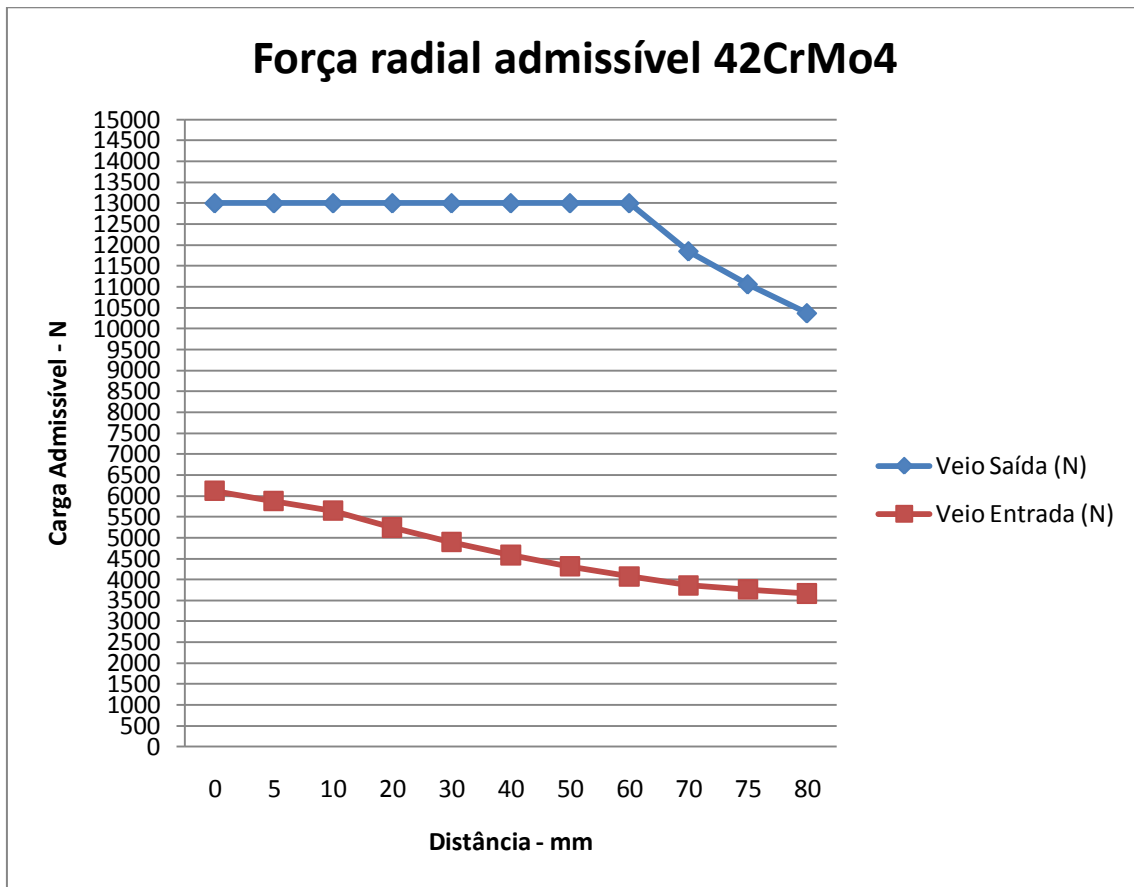


Figura 6.4- Força radial admissível para o aço 42CrMo4 no veio de entrada e de saída

### 6.2.1. Análise dos resultados da primeira simulação

Da análise das Tabelas 6.1 e 6.2 e das Figuras 6.3 e 6.4 verifica-se que a carga admissível vai se diferenciar segundo o sentido de rotação. Tal se deve ao binário desenvolvido dentro do redutor devido ao engrenamento sem-fim irreversível existente entre os veios.

Comparativamente aos outros tipos de engrenamentos, em que o movimento é de rolamento puro, o movimento no engrenamento sem-fim é de deslizamento puro em que atrito é um fator importante no desempenho deste tipo de engrenagem (dependendo do seu coeficiente) [29], e levando a diferenças no binário exercido consoante o sentido de rotação, pelo que se considera um engrenamento do tipo irreversível.

Os sentidos das forças radiais e axiais dependem do sentido de rotação do veio. A intensidade de carga radial admissível de 13000N (Tabelas 6.1 e 6.2) registada nos pontos de menor afastamento do referencial, deve-se não tanto à limitação imposta pelo veio, como principalmente pelo cárter.

### 6.3. Determinação do tempo de vida dos rolamentos de apoio nos veios de entrada e de saída

A segunda simulação concentrou-se na influência que as forças aplicadas no veio têm na vida útil dos rolamentos nos apoios dos veios de entrada e de saída. As secções 6.3.1 e 6.3.2 descrevem diferentes sollicitações no rolamento e a sua influência no comportamento e no tempo de vida útil do veio.

#### 6.3.1. Tipos de sollicitações nos rolamentos

Os rolamentos podem estar sobre a ação de forças radiais, axiais ou combinadas. Nos veios rotativos de um redutor como no caso em estudo, os rolamentos não vão estar sujeitos a cargas puramente axiais, estando sempre relacionadas conjuntamente com forças radiais resultantes da ação das rodas dentadas acopladas e podendo também estar relacionadas com um desalinhamento que possa existir na aplicação em que o redutor esteja inserido. O efeito da força axial pode ser muito pequeno, sendo efetuada então uma análise no rolamento apenas segundo a aplicação de uma força radial. Sendo assim considera-se nos casos em estudo a ação de uma força radial ou de forças combinadas, sendo este o caso mais usual de acontecer.

##### 6.3.1.1. Força radial aplicada

Os rolamentos nos apoios dos veios podem ser sujeitos a uma ação de cargas radiais e/ou axiais. O caso apresentado na Figura 6.5 considera que as forças axiais não deverão ter influência por serem reduzidas, considerando então que rolamento está sujeito apenas uma carga radial, estando o anel interno em rotação e o anel exterior fixo. No anel interior o desgaste da pista de rodagem está centrado, com uma marca uniforme e largura constante. O anel exterior apresenta o mesmo padrão de caminho centrado, estendido em torno de toda a circunferência [30].

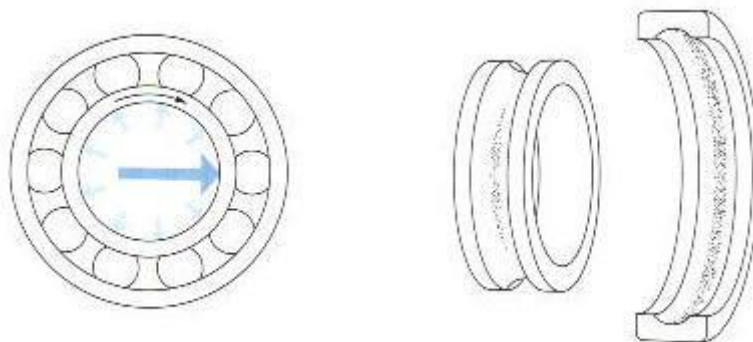
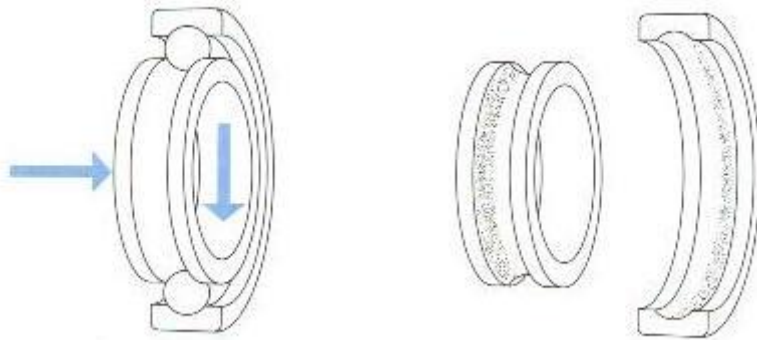


Figura 6.5- Efeito da força radial sobre as pistas de rodagem dos anéis do rolamento [30]

### 6.3.1.1. Solicitações por carga axiais e radiais

A Figura 6.6 representa o efeito das força radiais e axiais sobre as pistas de rodagem nos anéis do rolamento [30]:



**Figura 6.6- Efeito das forças radiais e axiais sobre as pistas de rodagem dos anéis do rolamento [30]**

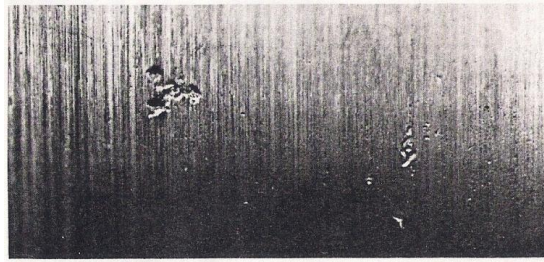
O anel interior está em rotação e o anel externo está fixo [30]. No anel interior, o desgaste apresenta uma marca uniforme de largura constante, estendida a toda a volta da pista de rodagem e deslocada para a periferia do anel relativamente ao plano médio. O anel exterior apresenta o mesmo padrão de caminho estendido em torno de toda a circunferência da pista de rodagem e sendo também o padrão deslocado para a periferia do anel relativamente ao plano médio.

### 6.3.2. Consequências do desgaste e das forças aplicadas num rolamento

O desgaste do rolamento pode ser causado por problemas com a sua lubrificação ou a fadiga devido a fim de vida útil ou a uma determinada intensidade de carga aplicada sobre a pista de rodagem do anel interior.

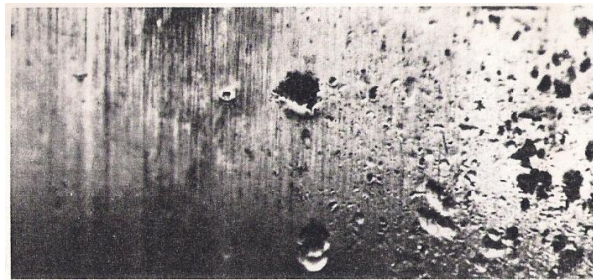
#### 6.3.2.1. Efeito da entrada de partículas e contaminação do lubrificante

A entrada de partículas para o interior de um redutor leva à contaminação do lubrificante, sendo determinante no desgaste do rolamento, podendo levar a um desgaste prematuro em pontos localizados [31]. Para um determinado material, acabamento e carga aplicada, haverá uma viscosidade crítica de óleo abaixo e que segundo a temperatura de operação, o lubrificante contribuirá para a formação de crateras (*pitting*). As Figuras 6.7 e 6.8 mostram o efeito provocado diretamente pelas partículas. A Figura 6.7 representa o efeito de desgaste na pista provocado por partículas mais duras provocando impressões mais profundas.



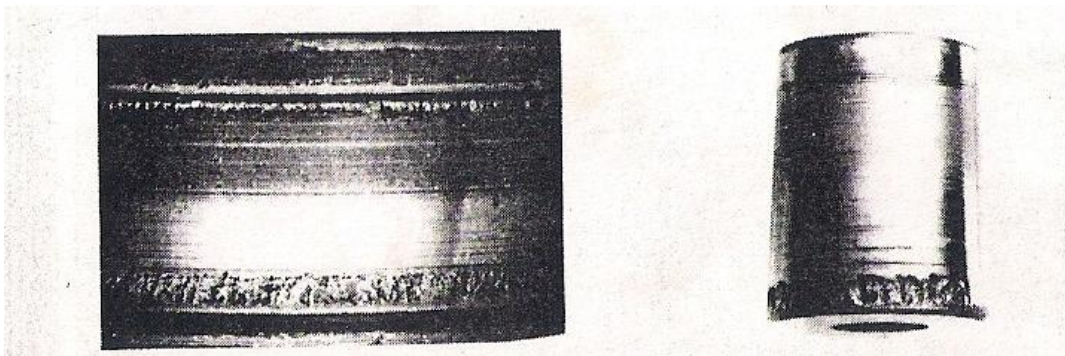
**Figura 6.7- Efeito provocado por Partículas duras [31]**

A Figura 6.8 mostra o desgaste efetuado por partículas quebradiças, provocando um desgaste menos profundo mas de maior dimensão.



**Figura 6.8- desgaste da pista de rodagem devido a partículas quebradiças [31]**

Como já referido, derivado da entrada de partículas ou por contacto com o exterior (por problemas com as vedações), o efeito do lubrificante propriamente dito pode provocar efeitos tais como os representados na Figura 6.9, nomeadamente um desgaste na pista de rodagem do anel interior e nos cilindros, no caso de um rolamento cilíndrico.



**Figura 6.9- Desgaste do rolamento cilíndrico [31]**

Uma monitorização constante do seu estado do lubrificante, das vedações existentes e do retentor, fará diminuir o efeito das sobrecargas que possam existir, prologando a vida útil dos rolamentos.

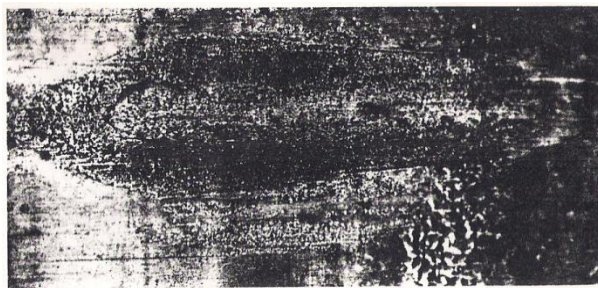
É possível observar desta forma a importância de uma boa lubrificação, dado que este ao provocar um menor atrito reduz as tensões internas existentes, melhora a transferência de

calor (sendo registada uma diminuição da temperatura observada no rolamento) além de permitir uma distribuição da carga aplicada em cima da área em contacto mais favorável, permitindo um aumento da vida útil do rolamento [25].

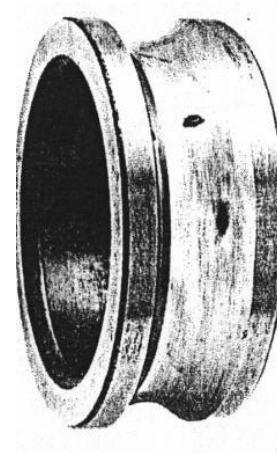
### 6.3.2.2. Efeito da fadiga

#### 6.3.2.2.1. Desgaste por fim de vida útil

O efeito da fadiga devido a cargas mais baixas aplicadas pode provocar um deslizamento ou um escorregamento dos corpos rolantes. Este desgaste deve-se normalmente a fim de vida útil, sem ser uma sobrecarga ou problemas com a lubrificação [31]. Observando a Figura 6.10 a), o desgaste apresenta uma tonalidade mais escura e rugosa, resultado do descascamento existente entre as marcas deixadas na pista de rodagem que apresentam uma aspecto mais brilhante (Figura 6.10 b)).



a)

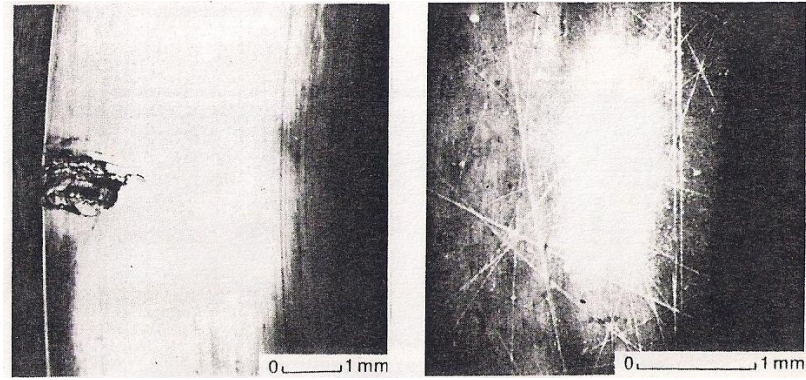


b)

**Figura 6.10- a) Desgaste da pista de rodagem devido a fim de vida útil; b) Localização do desgaste ao longo da pista de rodagem interior [31]**

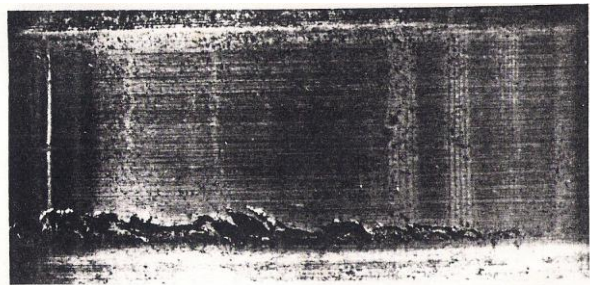
#### 6.3.2.2.2. Força aplicada excessiva

O efeito de uma sobrecarga por ação de um rolamento esférico pode ser observado na Figura 6.11, no caso em que há uma deflexão no eixo (por efeito de desalinhamento) ou que a superfície de encosto não esteja alinhada ou uma sollicitação do momento [31]. Os pontos de fadiga vão se concentrar nos cantos da pista de rodagem do anel interior.



**Figura 6.11- Efeito da fadiga devido a sobrecarga num rolamento esférico [31]**

A Figura 6.12 mostra um desgaste lateral da pista de rodagem de um rolamento de rolos cilíndricos por fadiga devido a uma sobrecarga local.



**Figura 6.12- Fadiga no canto da pista de rodagem devido a sobrecarga de um rolamento cilíndrico [31]**

### **6.3.3. Características dos rolamentos em estudo**

As características do rolamento foram consultadas a partir do esquema do redutor apresentado na Figuras 4.5-4.6-4.7. Para o veio de entrada, haverá rolamentos esféricos à entrada e rolamentos cilíndricos no interior, enquanto que no veio de saída, haverá a presença apenas de rolamentos esféricos. Consultando no Anexo C a lista dos componentes do redutor, são dadas a referências DIN, a que se junta a referência comercial do fabricante (SKF). Consultando o catálogo online disponibilizado pela SKF, foi possível retirar as suas características, estando no Anexo D as dimensões dos rolamentos usados. Uma das referências utilizadas será a mesma tanto no veio de entrada como de saída.

No ensaio considerado, o cálculo da vida útil dos rolamentos terá em conta as referências mais utilizadas, ao ser efetuada a selecção do redutor em estudo no software.

### 6.3.4. Determinação do tempo de vida do rolamento segundo a aplicação de uma carga radial.

Como já referido, a segunda série de simulações vai determinar qual é o tempo de vida útil de cada rolamento instalado nos veios de entrada e de saída segundo o material utilizado. O tempo de vida registado a partir do software é obtido a partir das normas DIN nominal e modificada usada para a determinação da vida útil dos rolamentos:

**Tempo de vida segundo a norma DIN nominal em horas (DIN ISO 281:1993) [32]:**

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_v} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (6.1)$$

onde:

- $L_{10h}$  – vida útil do rolamento segundo a norma DIN nominal, com 90% de confiança [h];
- $C$  – coeficiente de carga dinâmica [N];
- $P$  – carga dinâmica equivalente do rolamento [N];
- $p$  – expoente da vida útil, em que tem o valor de 10/3 para rolamento cilíndrico e 3 para rolamento esférico [-].

**Tempo de vida segundo a norma DIN modificada em horas (DIN ISO 281 Supl. 1:2003-4) [33]:**

$$L_{10hm} = a_1 \cdot a_{DIN} \cdot L_{10h} \quad (6.2)$$

onde:

- $L_{10hm}$  – vida útil ampliada, em horas [h];
- $a_1$  – fator para a confiabilidade [-];
- $a_{DIN}$  – fator para as condições operacionais [-].

A norma DIN modificada será a norma de referência para a vida útil do rolamento, já que considera o tipo de construção do rolamento, a carga aplicada, os aditivos aplicados no lubrificante, a limpeza efetuada na folga de lubrificação e a separação das superfícies segundo a película lubrificante [33].

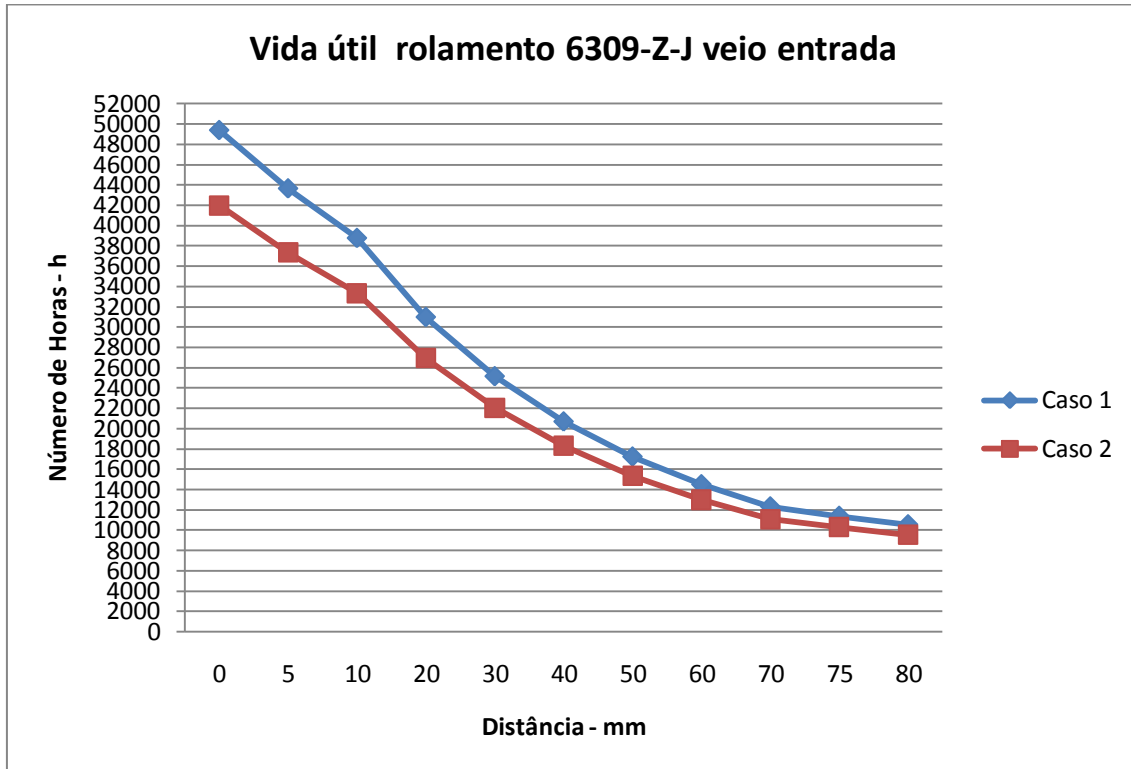
### 6.3.5. Simulação computacional da vida útil dos rolamentos em estudo segundo a colocação de uma polia

Na simulação computacional a ser efetuada foram definidas inicialmente as forças radiais aplicadas nos veios de entrada e de saída. Optou-se por uma força perto da força radial mais elevada admissível. Assim para o material Ck45 Foi simulada a aplicação de uma força radial de 3500N no veio de entrada, e de 6000N no veio de saída, No software, foram afixados esses valores, e carregando na opção *Output* foram nos dados diversos valores, mas apenas nos interessava os relativos aos rolamentos. Para cada posição de aplicação foram obtidos os resultados apresentados na tabela 6.3:

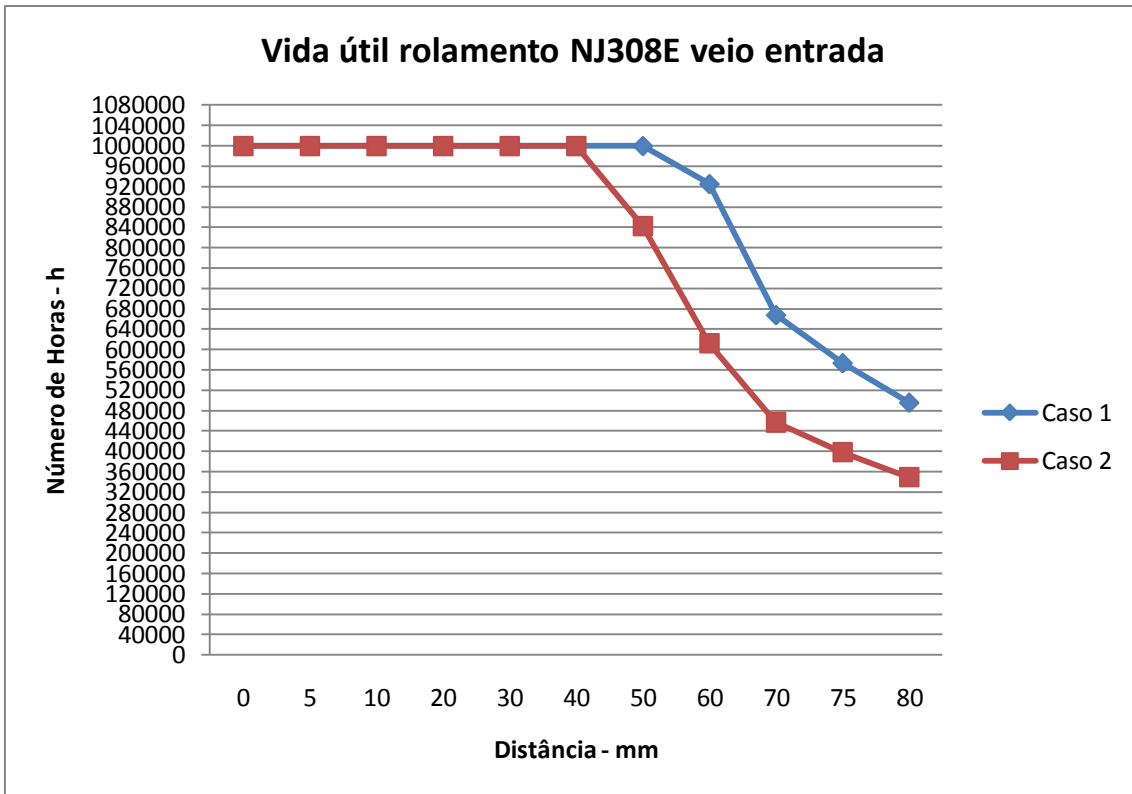
**Tabela 6.3 – Tempo de vida dos rolamentos do veio de entrada (em horas), segundo a aplicação de uma força radial de 3500 N no veio entrada Ck45**

<b>Rolamento entrada 6309-Z-J – Fx=3500 N</b>					
		<b>CCW</b>		<b>CW</b>	
<b>x (mm)</b>	<b><math>L_{10h}</math> (h)</b>	<b><math>L_{10hm}</math> (h)</b>	<b><math>L_{10h}</math> (h)</b>	<b><math>L_{10hm}</math> (h)</b>	
<b>0</b>	14112	49392	11998	41993	
<b>5</b>	12471	43648	10669	37341	
<b>10</b>	11075	38762	9530	33355	
<b>20</b>	8850	30975	7695	26952	
<b>30</b>	7183	25140	6303	22060	
<b>40</b>	5909	20681	5227	18294	
<b>50</b>	4920	17220	4382	15337	
<b>60</b>	4140	14490	3711	12988	
<b>70</b>	3516	12306	3169	11091	
<b>75</b>	3251	11378	2938	10283	
<b>80</b>	3011	10538	2728	9548	
<b>Rolamento interior Nj308E – Fx=3500 N</b>					
		<b>CCW</b>		<b>CW</b>	
<b>x (mm)</b>	<b><math>L_{10h}</math> (h)</b>	<b><math>L_{10hm}</math> (h)</b>	<b><math>L_{10h}</math> (h)</b>	<b><math>L_{10hm}</math> (h)</b>	
<b>0</b>	999999	999999	999999	999999	
<b>5</b>	999999	999999	999999	999999	
<b>10</b>	999999	999999	999999	999999	
<b>20</b>	999999	999999	999999	999999	
<b>30</b>	893102	999999	508653	999999	
<b>40</b>	566939	999999	342847	999999	
<b>50</b>	379133	999999	240778	842723	
<b>60</b>	264368	925288	174846	611961	
<b>70</b>	190756	667646	130537	456879	
<b>75</b>	163823	573380	113809	398331	
<b>80</b>	141610	495635	99759	349156	

Os resultados obtidos podem ser representados de acordo com os gráficos das Figuras 6.13 e 6.14, em que a curva do **Caso 1** representa a vida útil no sentido **CCW** segundo a aplicação de uma força radial para o aço Ck45 e a curva do **Caso 2** representa a vida útil no sentido **CW** segundo a aplicação de uma força radial para o aço **Ck45**.



**Figura 6.13- Vida útil do rolamento de entrada para veio de entrada Ck45 nos sentidos CCW e CW segundo a aplicação de uma força radial**



**Figura 6.14- Vida útil do rolamento interior para o veio de entrada Ck45 segundo a aplicação de uma força radial**

Para o veio de saída foram obtidos os resultados apresentados na Tabela 6.4:

**Tabela 6.4 – Tempo de vida dos rolamentos do veio de saída (em Horas), segundo a aplicação de uma força radial de 6000N no veio saída Ck45**

<b>Rolamento Entrada 6309-Z- J – Fx=6000N</b>					
		<b>CCW</b>		<b>CW</b>	
<b>x (mm)</b>	<b><math>L_{10h}(h)</math></b>	<b><math>L_{10hm}(h)</math></b>	<b><math>L_{10h}(h)</math></b>	<b><math>L_{10hm}(h)</math></b>	
0	176419	461203	154934	383039	
5	157249	391228	138876	327848	
10	140750	334142	124948	282312	
20	114058	248280	102187	212818	
30	93695	188537	84610	163606	
40	77895	145900	70826	127950	
50	65450	114790	59870	101596	
60	55516	91642	51055	81765	
70	47492	74119	43883	66602	
75	44055	66955	40746	60359	
80	40941	60649	37990	54841	
<b>Rolamento Saída – 6208 – Fx=6000N</b>					
		<b>CCW</b>		<b>CW</b>	
<b>x (mm)</b>	<b><math>L_{10h}(h)</math></b>	<b><math>L_{10hm}(h)</math></b>	<b><math>L_{10h}(h)</math></b>	<b><math>L_{10hm}(h)</math></b>	
0	115846	261529	716058	999999	
5	98274	207518	637600	999999	
10	84027	160756	555291	999999	
20	62797	111325	404575	999999	
30	48003	77209	288110	864330	
40	37506	55291	205350	593062	
50	29837	40685	148233	371099	
60	24111	30645	108948	239850	
70	19753	23553	81638	160199	
75	17962	20789	71177	132476	
80	16380	18425	62344	110368	

Os resultados apresentados na tabela 6,4 podem ser representados segundo os gráficos das Figuras 6.15-6.16-6.17, sendo que para uma melhor compreensão dos resultados para o rolamento interior as curvas para cada sentido de rotação se encontram representadas em separado:

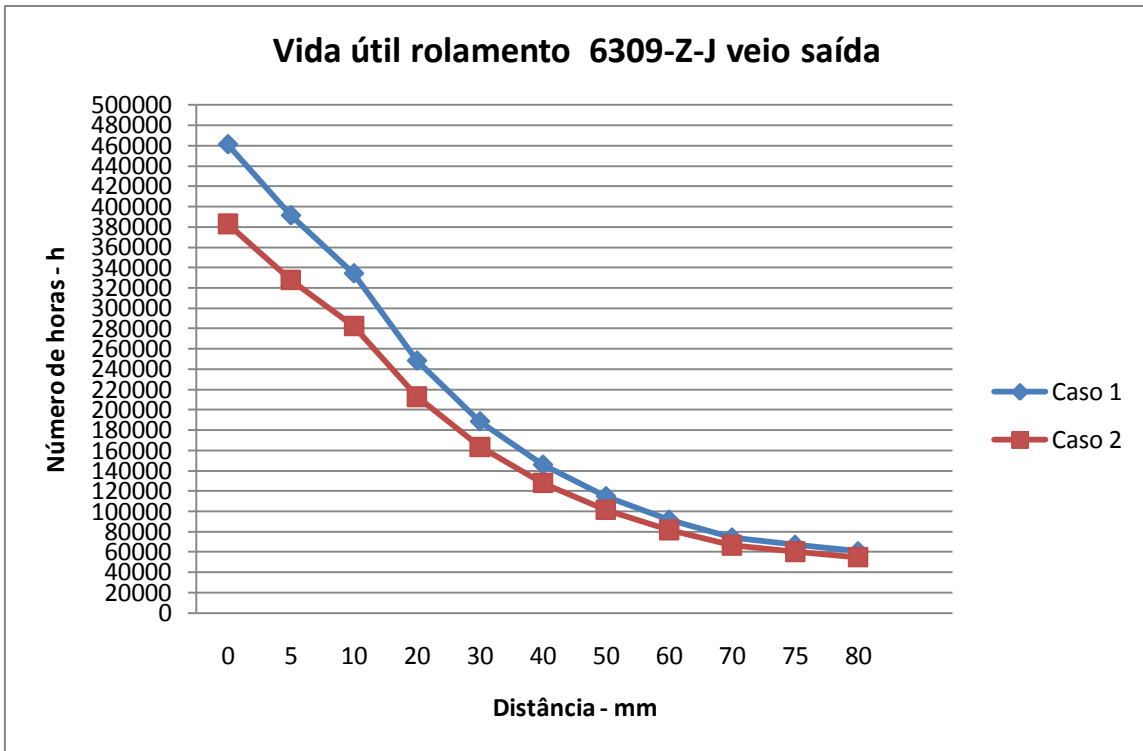


Figura 6.15- Vida útil do rolamento entrada para o veio de saída Ck45 segundo a aplicação de uma força radial

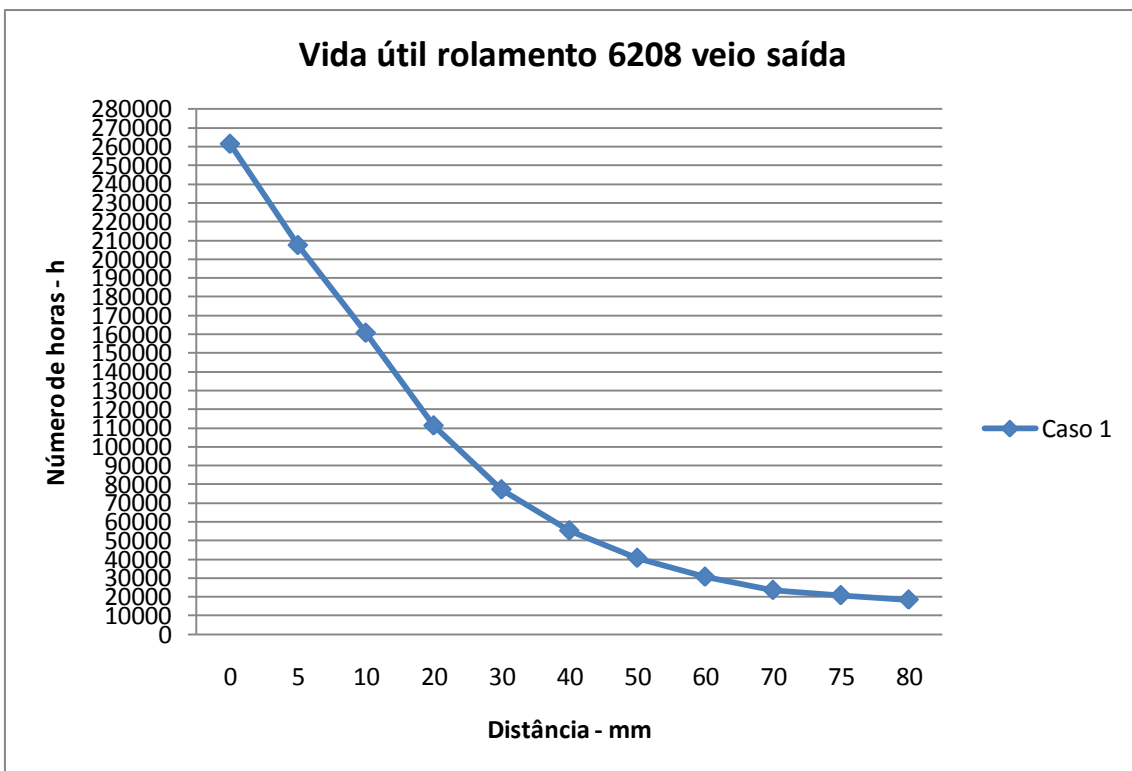
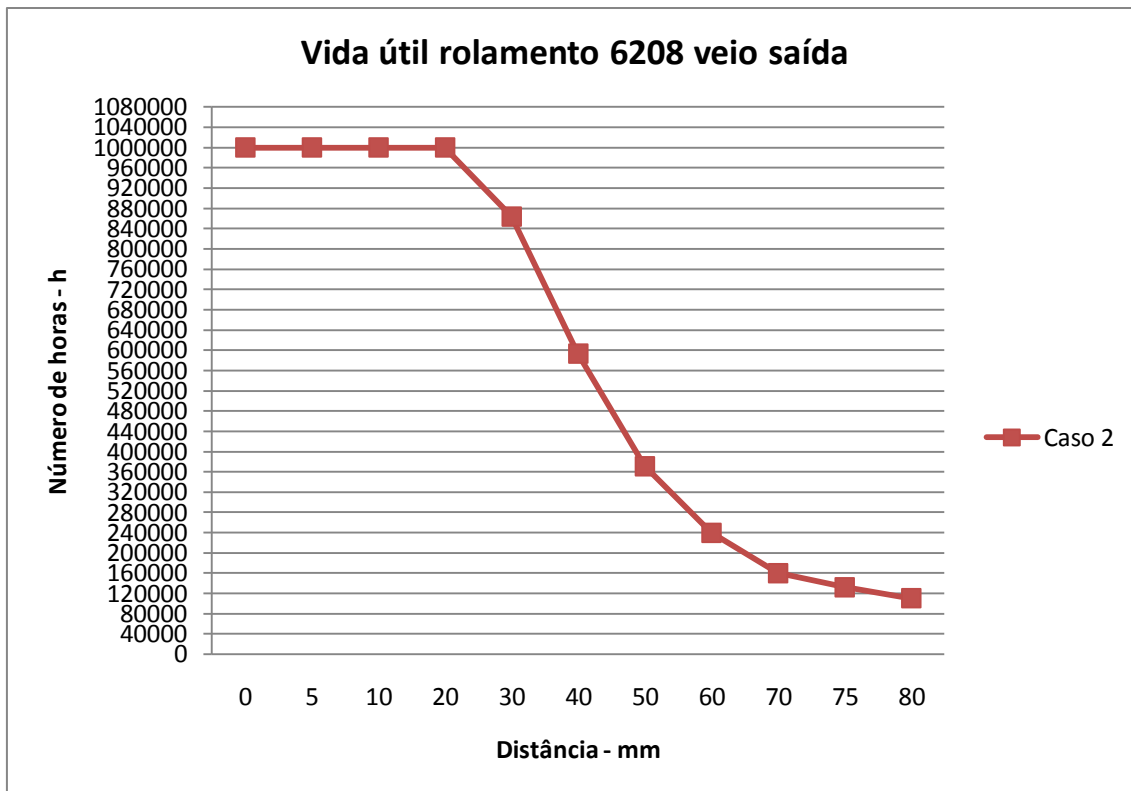


Figura 6.16- Vida útil do rolamento interior para o veio de saída Ck45 para o sentido CCW segundo a aplicação de uma força radial



**Figura 6.17- Vida útil do rolamento interior para o veio de saída Ck45 no sentido CW segundo a aplicação de uma força radial**

Na segunda parte desta simulação, foi feita a mesma simulação mas para o material 42CrMo4. Os valores obtidos para o veio de entrada **foram os mesmos** de Ck45, dada a carga aplicada ser a mesma, apesar de dois tipos de material diferentes, tal como aconteceu numa primeira simulação. Assim, foi considerada uma força radial de 10000N no veio de saída, tendo sido obtidos os resultados representados na Tabela 6.5:

**Tabela 6.5 – Tempo de vida dos rolamentos do veio de saída (em Horas), segundo a Aplicação de uma força radial de 10000N no veio saída 42CrMo4:**

<b>Rolamento entrada 6309-Z- J – Fx=10000N</b>					
		<b>CCW</b>		<b>CW</b>	
<b>x (mm)</b>	<b><math>L_{10h}(h)</math></b>	<b><math>L_{10hm}(h)</math></b>	<b><math>L_{10h}(h)</math></b>	<b><math>L_{10hm}(h)</math></b>	<b><math>L_{10hm}(h)</math></b>
0	35969	50961	33493	46320	46320
5	32110	43782	29988	39967	39967
10	28784	37845	26954	34683	34683
20	23390	28748	22009	26531	26531
30	19263	22269	18201	20675	20675
40	16051	17545	15722	16375	16375
50	13516	14033	12858	13155	13155
60	11487	11487	10959	10959	10959
70	9844	9844	9416	9416	9416
75	9139	9139	8752	8752	8752
80	8500	8500	8149	8149	8149
<b>Rolamento interior 6208 – Fx=10000N</b>					
		<b>CCW</b>		<b>CW</b>	
<b>x (mm)</b>	<b><math>L_{10h}(h)</math></b>	<b><math>L_{10hm}(h)</math></b>	<b><math>L_{10h}(h)</math></b>	<b><math>L_{10hm}(h)</math></b>	<b><math>L_{10hm}(h)</math></b>
0	58818	101892	374115	999999	999999
5	47191	75439	281619	844857	844857
10	38410	57094	212314	622541	622541
20	26396	34558	124207	280605	280605
30	18890	22210	76533	146467	146467
40	13968	14970	49662	80862	80862
50	10613	10613	33732	47945	47945
60	8248	8248	23826	30156	30156
70	6535	6535	17381	19912	19912
75	5854	5854	15007	16435	16435
80	5264	5264	13039	13690	13690

Os resultados obtidos podem ser representados de acordo com os gráficos das Figuras 6.18-6.19-6.20, em que a curva do **Caso 3** representa a vida útil no sentido **CCW** para o aço 42CrMo4 segundo a aplicação de uma força radial e a curva do **Caso 4** representa a vida útil no sentido **CW** para o aço 42CrMo4 segundo a aplicação de uma força radial. Para uma melhor compreensão dos resultados para o rolamento de entrada, as curvas para cada sentido de rotação encontram-se representadas em separado:

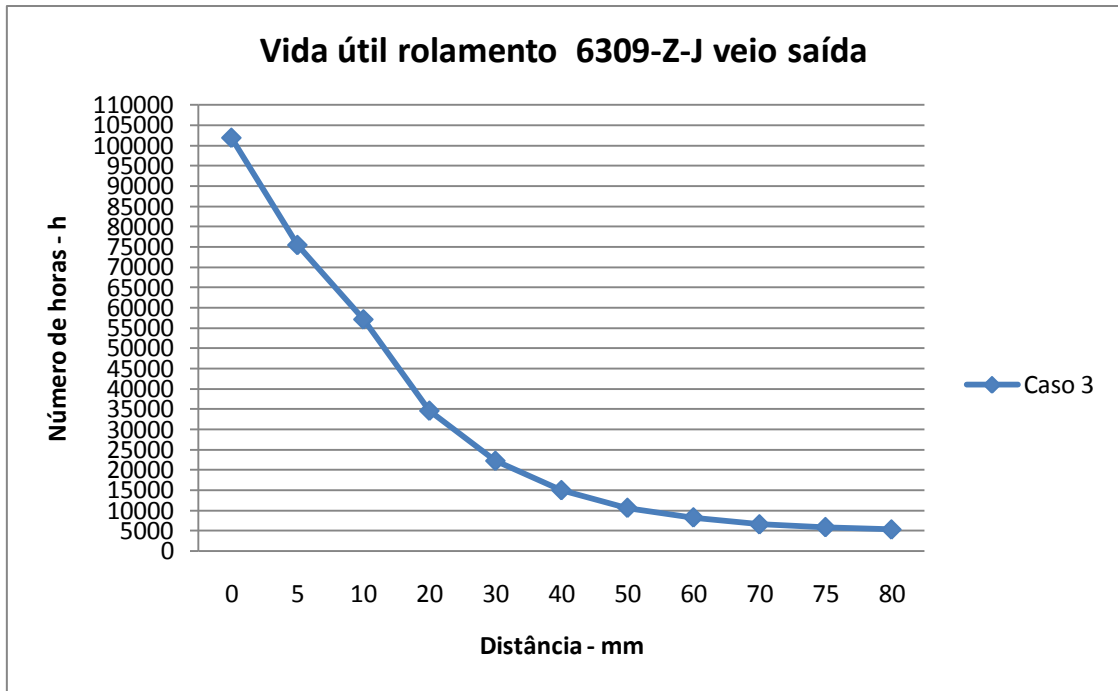


Figura 6.18- Vida útil do rolamento interior para o veio de saída 42CrMo4 para o sentido CCW segundo a aplicação de uma força radial

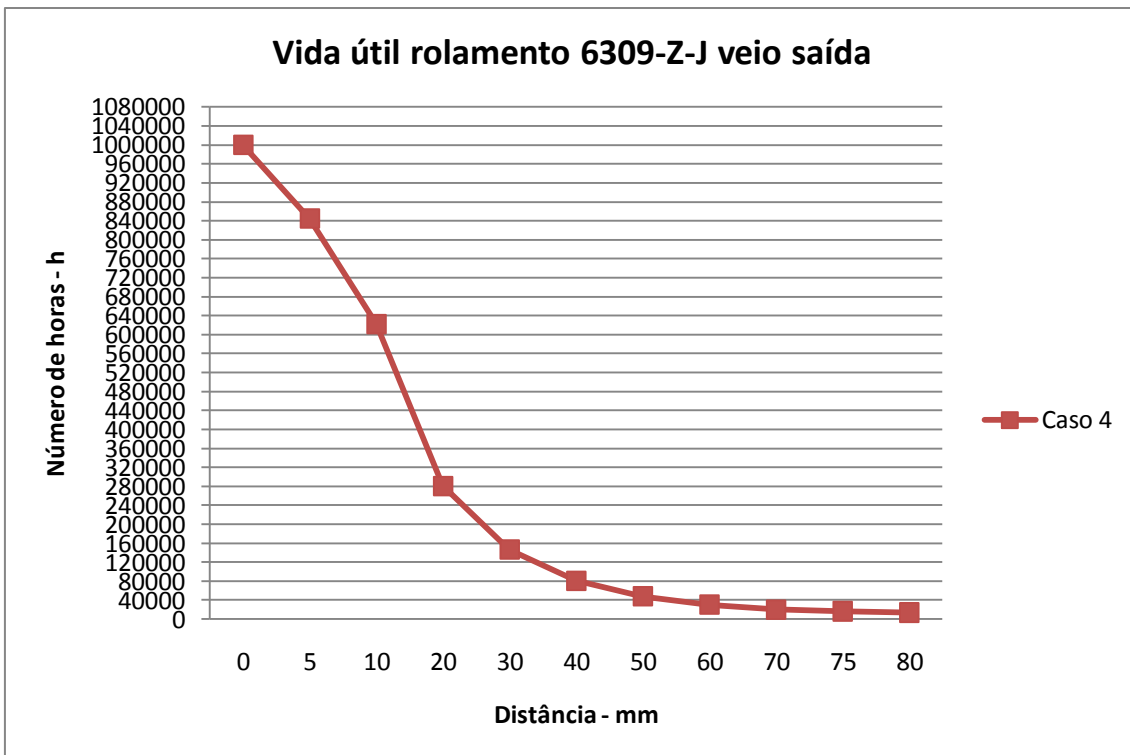


Figura 6.19- Vida útil do rolamento interior para o veio de saída 42CrMo4 para o sentido CCW segundo a aplicação de uma força radial

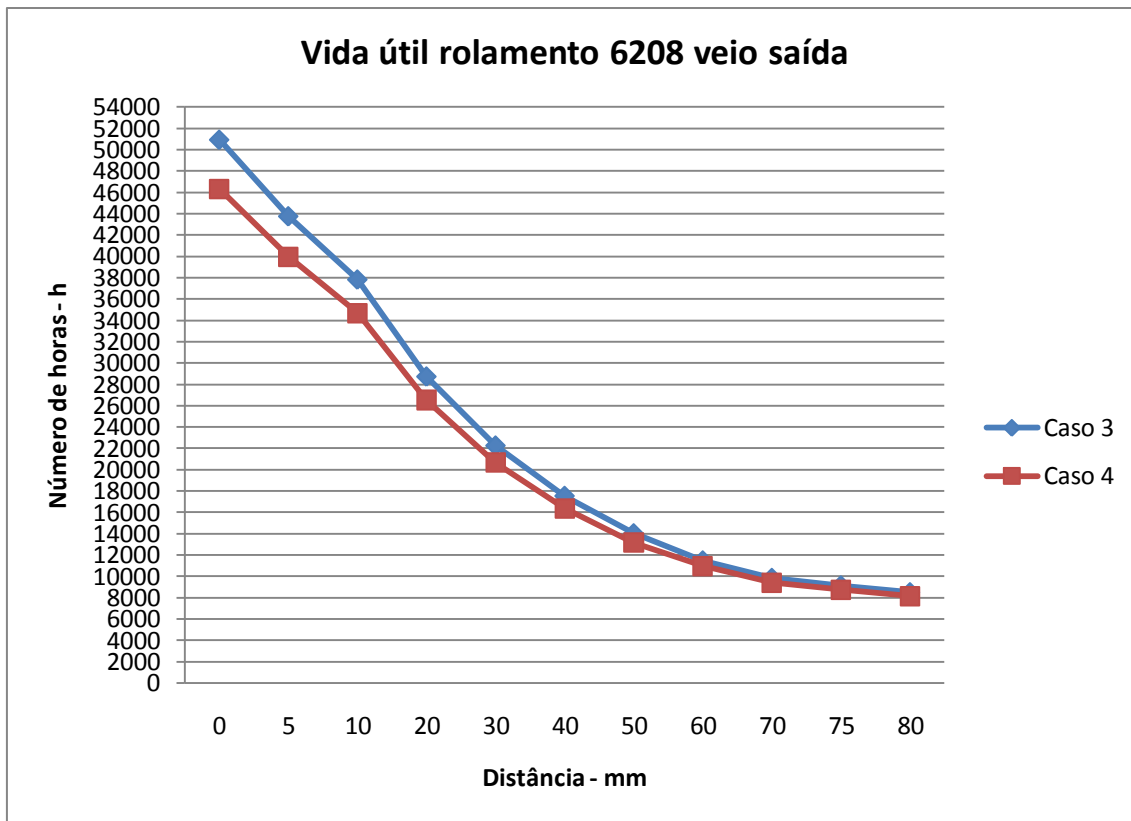
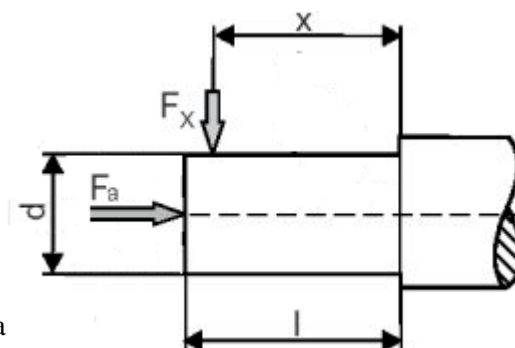


Figura 6.20- Vida útil do rolamento entrada para o veio de saída 42CrMo4 segundo a aplicação de uma força radial

### 6.3.6. Simulação computacional de desalinhamento

A terceira simulação computacional consistiu na simulação de um desalinhamento, que pode corresponder a um situação do conjunto ou ligação em que o veio está inserido. Para tal, aplicou-se as mesmas Forças radiais do primeiro ensaio, mas juntando agora uma Força axial no sentido para o interior da caixa redutora, com um valor de 25%, aplicado na forma como a Figura 6.21 apresenta:



Legenda:

- $F_a$  – força axial devido a um desalinhamento [N].

Figura 6.21- Diagrama de corpo livre, representando as forças aplicadas na terceira simulação

Os resultados obtidos estão apresentados nas Tabelas 6.6 e 6.7, sendo representado a verde as alterações registadas em relação ao ensaio anteriores.

Para o veio de entrada:

**Tabela 6.6 – Tempo de vida dos rolamentos do veio de entrada (em Horas), segundo a aplicação de uma força radial de 3500N e de uma força axial de 875N no veio entrada Ck45 e 42CrMo4**

<b>Rolamento entrada 6309-Z-J – Fx=3500N e Fa=875N</b>				
	<b>CCW</b>		<b>CW</b>	
<b>x (mm)</b>	<b>L<sub>10h</sub>(h)</b>	<b>L<sub>10hm</sub>(h)</b>	<b>L<sub>10h</sub>(h)</b>	<b>L<sub>10hm</sub>(h)</b>
0	14112	49392	11998	41993
5	12471	43648	10669	37341
10	11075	38762	9530	33355
20	8850	30975	7695	26932
30	7183	25140	6303	22060
40	5909	20681	5227	18294
50	4920	17220	4382	15337
60	4140	14990	3711	12988
70	3516	12306	3169	11091
75	3251	11378	2938	10283
80	3011	10538	2728	9548
<b>Rolamento interior Nj308E – Fx=3500N e Fa=875N</b>				
	<b>CCW</b>		<b>CW</b>	
<b>x (mm)</b>	<b>L<sub>10h</sub>(h)</b>	<b>L<sub>10hm</sub>(h)</b>	<b>L<sub>10h</sub>(h)</b>	<b>L<sub>10hm</sub>(h)</b>
0	999999	999999	999999	999999
5	999999	999999	999999	999999
10	999999	999999	999999	999999
20	999999	999999	794596	999999
30	893102	999999	508653	999999
40	566939	999999	342847	999999
50	379133	999999	240778	842723
60	264368	925288	174846	611961
70	190756	667646	130537	456879
75	163863	573380	113809	398331
80	141610	495635	99759	349156

Os resultados obtidos podem ser representados de acordo com os gráficos das Figuras 6.22 e 6.23 em que a curva do **Caso 5** representa a vida útil no sentido **CCW** para o aço Ck45 segundo a aplicação de uma força radial e de uma força axial a curva do **Caso 6** representa a vida útil no sentido **CW** para o aço Ck45 segundo a aplicação de uma força radial e de uma força axial.

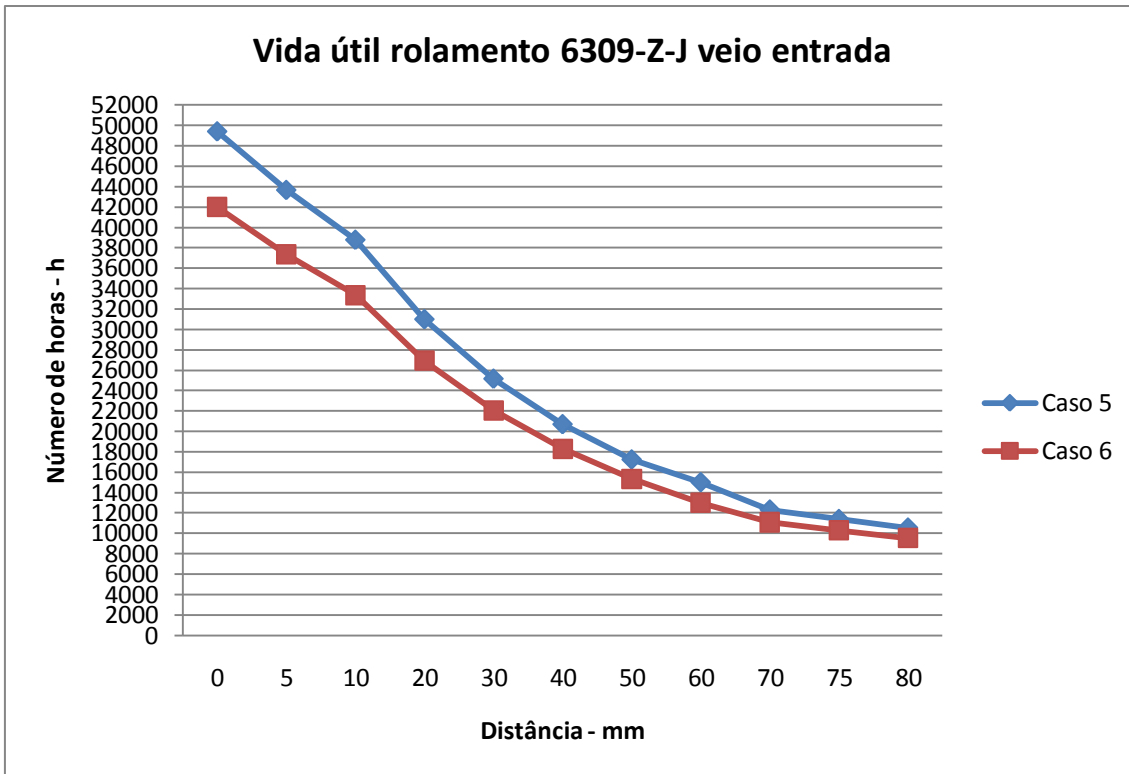


Figura 6.22- Vida útil do rolamento entrada para o veio de entrada Ck45 segundo a aplicação de uma força radial e de uma força axial

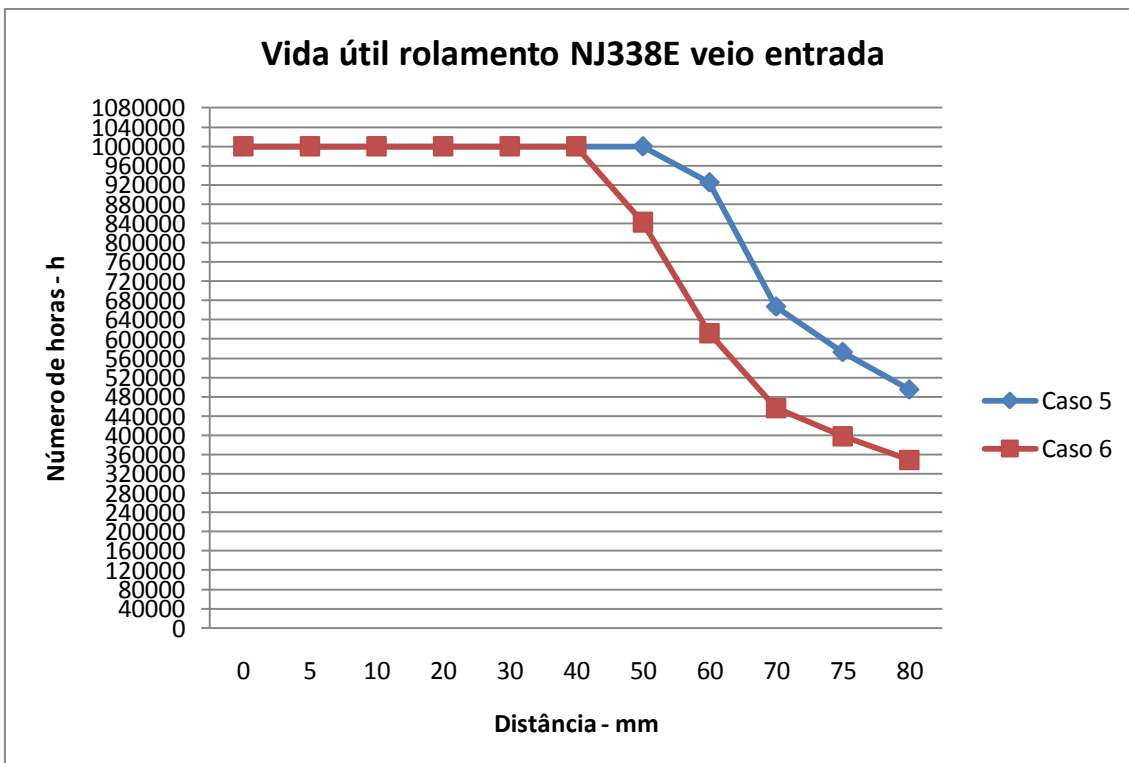


Figura 6.23- Vida útil do rolamento interior para o veio de entrada Ck45 segundo a aplicação de uma força radial e de uma força axial

Para o veio de saída, foram registados a verde as alterações verificadas em relação à segunda simulação efetuada:

**Tabela 6.7 – Tempo de vida dos rolamentos do veio de saída (em Horas), segundo a aplicação de uma força radial de 6000N e de uma Força axial de 1500N no veio saída Ck45**

<b>Rolamento Entrada 6309-Z- J – Fx=6000N e Fa=1500N</b>				
<b>CCW</b>				
<b>CW</b>				
<b>x (mm)</b>	<b><math>L_{10h}</math>(h)</b>	<b><math>L_{10hm}</math>(h)</b>	<b><math>L_{10h}</math>(h)</b>	<b><math>L_{10hm}</math>(h)</b>
<b>0</b>	159784	400259	154934	383039
<b>5</b>	150074	366038	138876	327848
<b>10</b>	140750	334142	124948	282312
<b>20</b>	114058	248280	102187	212817
<b>30</b>	93695	188537	84610	163606
<b>40</b>	77895	145900	70826	127950
<b>50</b>	65450	114790	58870	101596
<b>60</b>	55516	91642	51055	81765
<b>70</b>	47492	74119	43683	66602
<b>75</b>	44055	66955	40796	60359
<b>80</b>	40941	60649	37990	54841
<b>Rolamento Interior– 6208 – Fx=6000N e Fa=1500N</b>				
<b>CCW</b>				
<b>CW</b>				
<b>x (mm)</b>	<b><math>L_{10h}</math>(h)</b>	<b><math>L_{10hm}</math>(h)</b>	<b><math>L_{10h}</math>(h)</b>	<b><math>L_{10hm}</math>(h)</b>
<b>0</b>	115846	261529	716658	999999
<b>5</b>	98274	207518	637600	999999
<b>10</b>	84027	166756	555291	999999
<b>20</b>	62737	111325	404575	999999
<b>30</b>	48003	77209	288110	864330
<b>40</b>	37506	55291	205335	593062
<b>50</b>	29837	40685	148233	371099
<b>60</b>	24111	30645	108948	239850
<b>70</b>	19753	23553	81638	160199
<b>75</b>	17962	20789	71177	132476
<b>80</b>	16380	18425	62344	110368

Os dados registados estão representados segundo os gráficos das Figuras 6.24-6.25-6.26, sendo que para uma melhor compreensão dos resultados para o rolamento interior, as curvas representativas da vida útil para cada sentido de rotação se encontram representadas em separado:

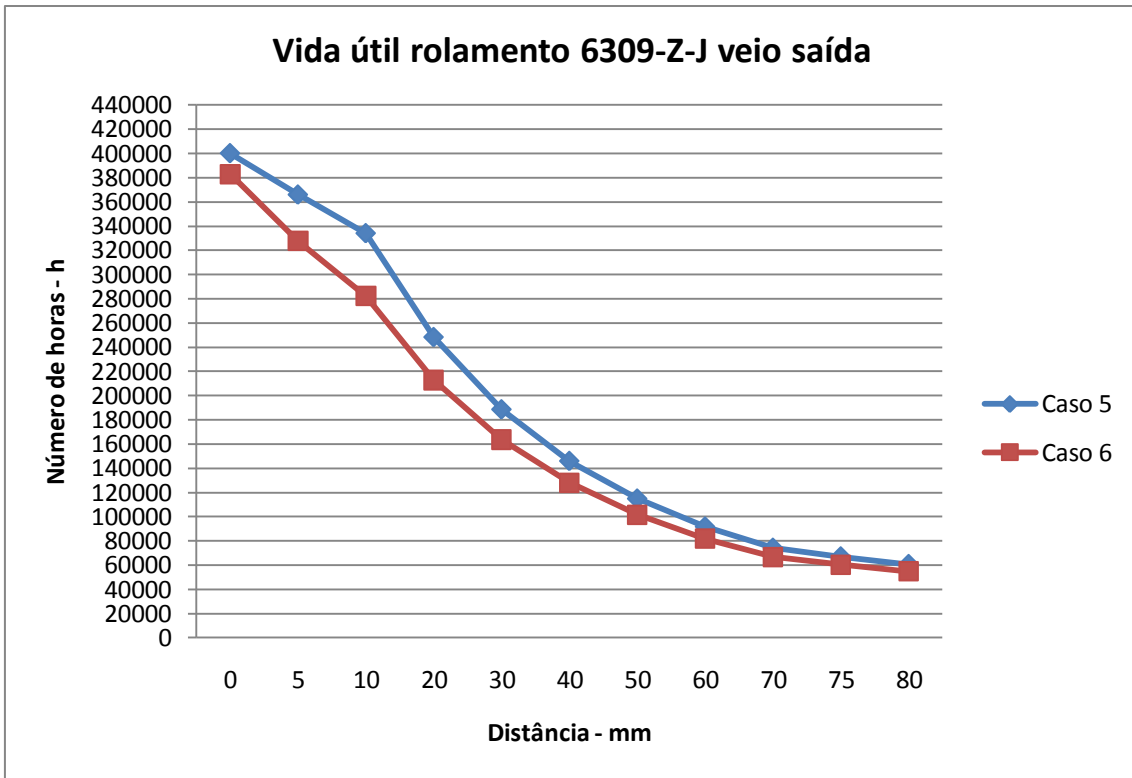


Figura 6.24- Vida útil do rolamento entrada para o veio de saída Ck45 segundo a aplicação de uma força radial e de uma força axial

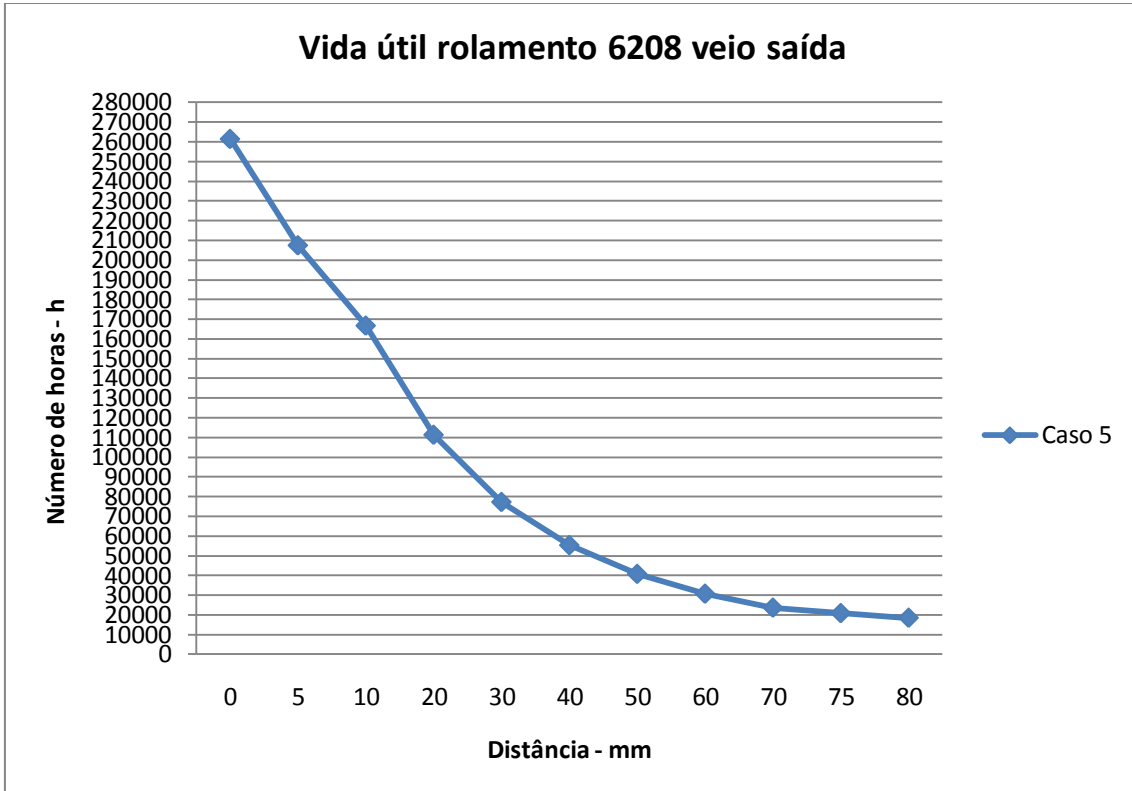
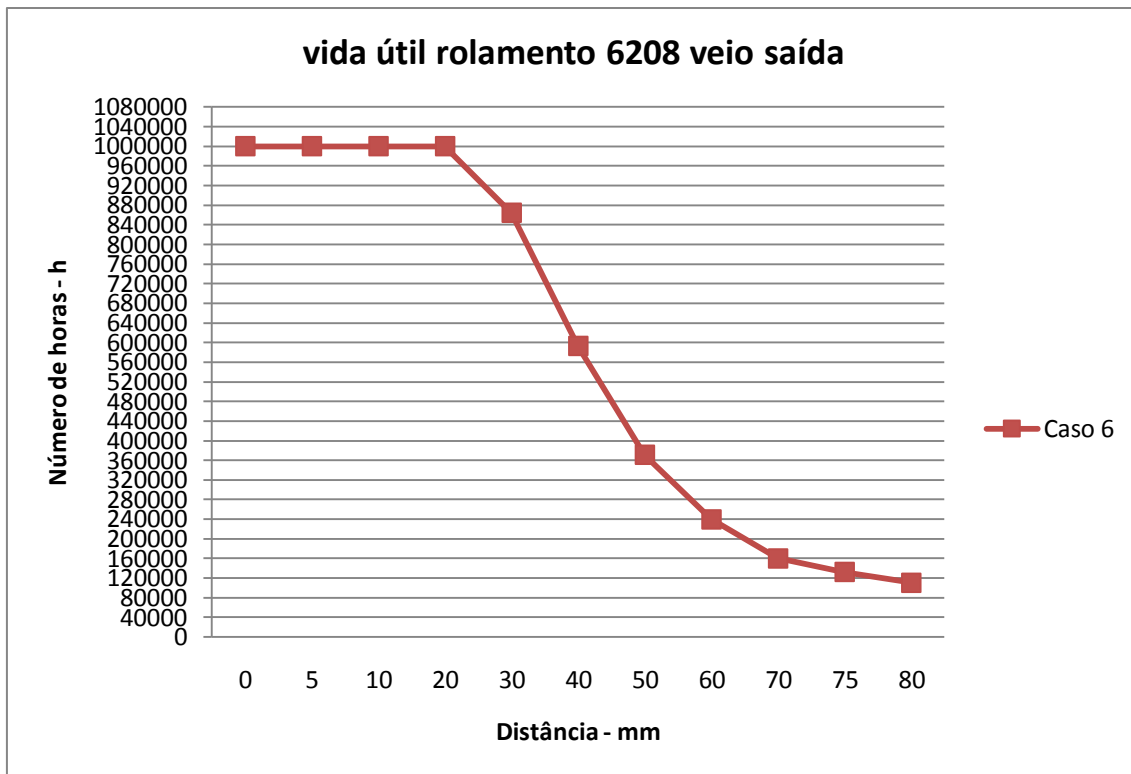


Figura 6.25- Vida útil do rolamento interior para o veio de saída Ck45 no sentido CCW segundo a aplicação de uma força radial e de uma força axial



**Figura 6.26- Vida útil do rolamento interior para o veio de saída Ck45 no sentido CCW segundo a aplicação de uma força radial e de uma força axial**

A segunda parte da simulação foi efetuada com o material 42CrMo4, tendo sido obtidos os **mesmos valores** de vida útil para o veio de entrada sendo o valor das forças aplicadas iguais. Considerando então agora, uma força axial de 2500N, e mantendo a força radial de 10000N para o veio de saída, os valores obtidos foram registados na Tabela 6.8:

**Tabela 6.8 – Tempo de vida dos rolamentos do veio de entrada (em horas), segundo a aplicação de uma força radial de 10000N e de uma força axial de 2500N no veio saída 42CrMo4:**

<b>Rolamento entrada 6309-Z-J – Fx=10000N e Fa=2500N</b>				
	<b>CCW</b>		<b>CW</b>	
<b>x (mm)</b>	<b>L<sub>10h</sub>(h)</b>	<b>L<sub>10hm</sub>(h)</b>	<b>L<sub>10h</sub>(h)</b>	<b>L<sub>10hm</sub>(h)</b>
0	35969	50961	33493	46320
5	32110	43782	29988	39967
10	28784	37845	26954	34683
20	23390	28748	22009	26531
30	19263	22269	18201	20675
40	16051	17545	15722	16375
50	13516	14033	12858	13155
60	11487	11487	10959	10959
70	9844	9844	9416	9416
75	9139	9139	8752	8752
80	8500	8500	8149	8149
<b>Rolamento interior 6208 – Fx=10000N e Fa=2500N</b>				
	<b>CCW</b>		<b>CW</b>	
<b>x (mm)</b>	<b>L<sub>10h</sub>(h)</b>	<b>L<sub>10hm</sub>(h)</b>	<b>L<sub>10h</sub>(h)</b>	<b>L<sub>10hm</sub>(h)</b>
0	58818	101892	374115	999999
5	47191	75439	281619	844857
10	38410	57094	212314	622541
20	26396	34558	124207	280605
30	18890	22210	76533	146467
40	13968	14970	49662	80862
50	10613	10613	33732	47945
60	8248	8248	23826	30156
70	6535	6535	17381	19912
75	5854	5854	15007	16435
80	5264	5264	13039	13690

Os resultados obtidos podem ser representados de acordo com os gráficos das Figuras 6.27-6.28-6.29, em que a curva do **Caso 7** representa a vida útil no sentido **CCW** para o aço 42CrMo4 segundo a aplicação de uma força radial e de uma força axial, e a curva do **Caso 8** representa a vida útil no sentido **CW** para o aço 42CrMo4 segundo a aplicação de uma força radial e de uma força axial. Para uma melhor compreensão dos resultados para o rolamento de entrada as curvas para cada sentido de rotação encontram-se representadas em separado:

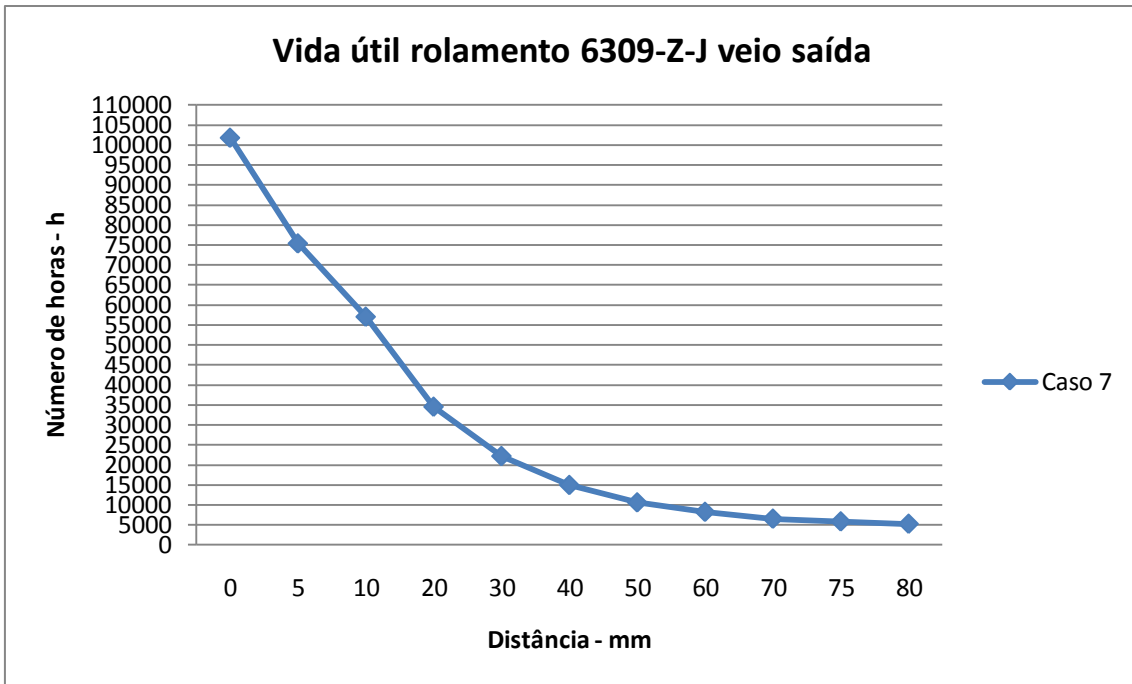


Figura 6.27- Vida útil do rolamento interior do veio saída 42CrMo4 no sentido CCW segundo a aplicação de uma força radial e de uma força axial

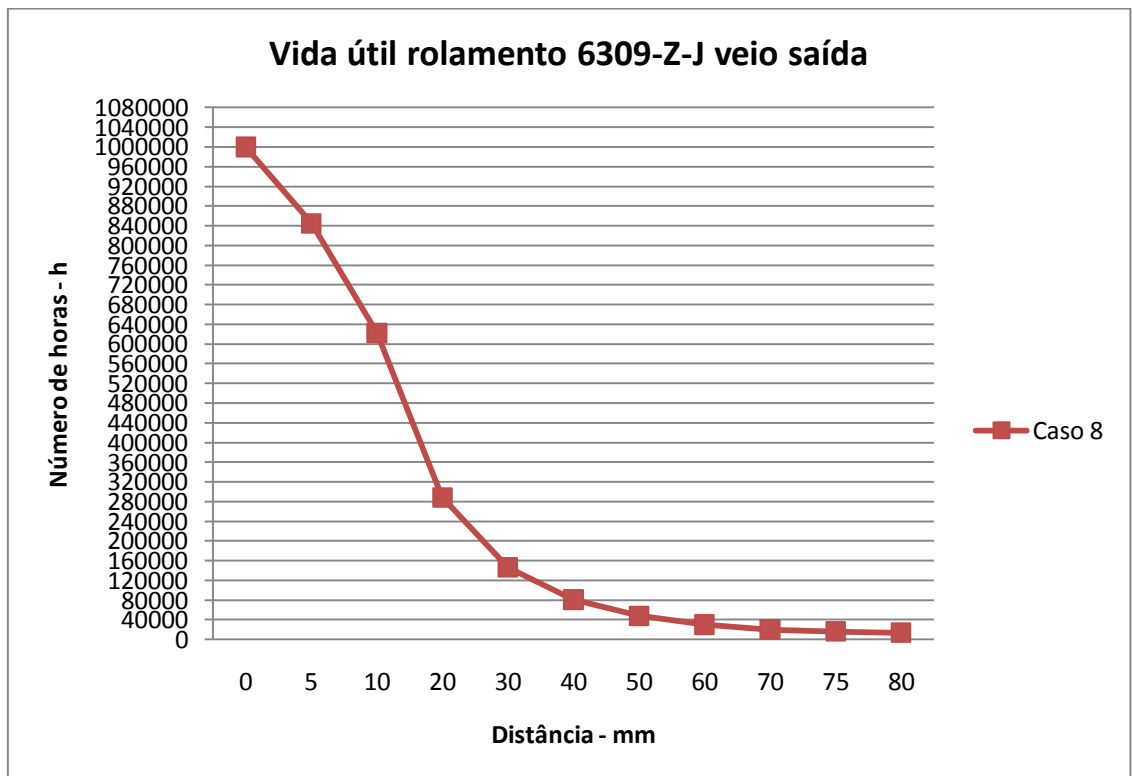
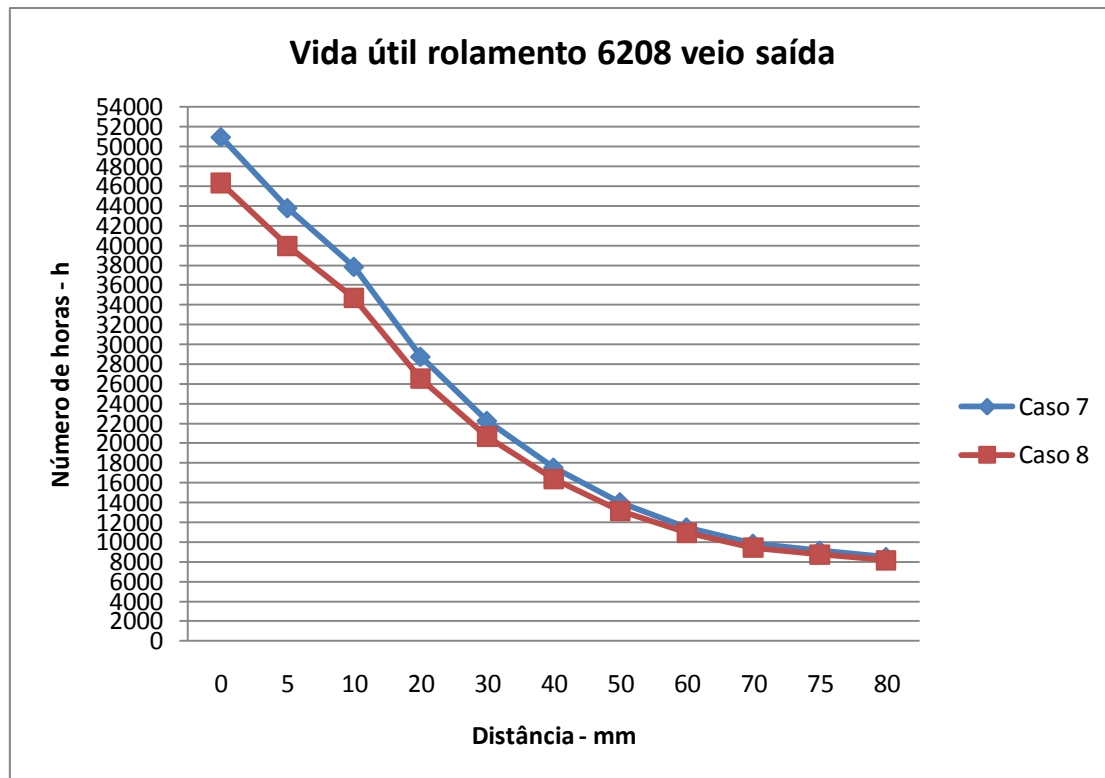


Figura 6.28- Vida útil do rolamento interior do veio saída 42CrMo4 no sentido CW segundo a aplicação de uma força radial e de uma força axial



**Figura 6.29- Vida útil do rolamento entrada do veio de saída 42CrMo4 segundo a aplicação de uma força axial e de uma força radial**

#### **6.4. Análise e discussão do segundo e terceiro ensaios realizados**

Fazendo uma primeira análise à segunda e terceira simulações efetuadas, tal como na primeira simulação computacional, observou-se uma diferença de resultados entre sentidos, sendo agora bem mais elevada na determinação da vida útil dos rolamentos. Estes resultados mostram com maior evidência o efeito do engrenamento sem-fim acoplado, provocando uma grande diferença de binário entre sentidos de rotação. No veio de entrada, o material dos veios não vai influenciar a vida útil dos rolamentos, sendo a mesma para os dois materiais.

A maior intensidade de carga admissível para o material 42CrMo4 (confirmando a proporção entre as tensões de cedência dos dois aços apresentado no Subcapítulo 2.1) vai se reflectir na vida do rolamento, apresentando também uma menor amplitude das curvas apresentadas em relação ao material Ck45 resultante de uma menor variação com o aumento da flexão, como pode ser observado nos gráficos apresentados juntamente com os resultados obtidos, e em jeito de comparação como demonstra os gráficos das Figuras 6.30-6.31-6.32-6.33 (segundo a aplicação apenas da força radial):

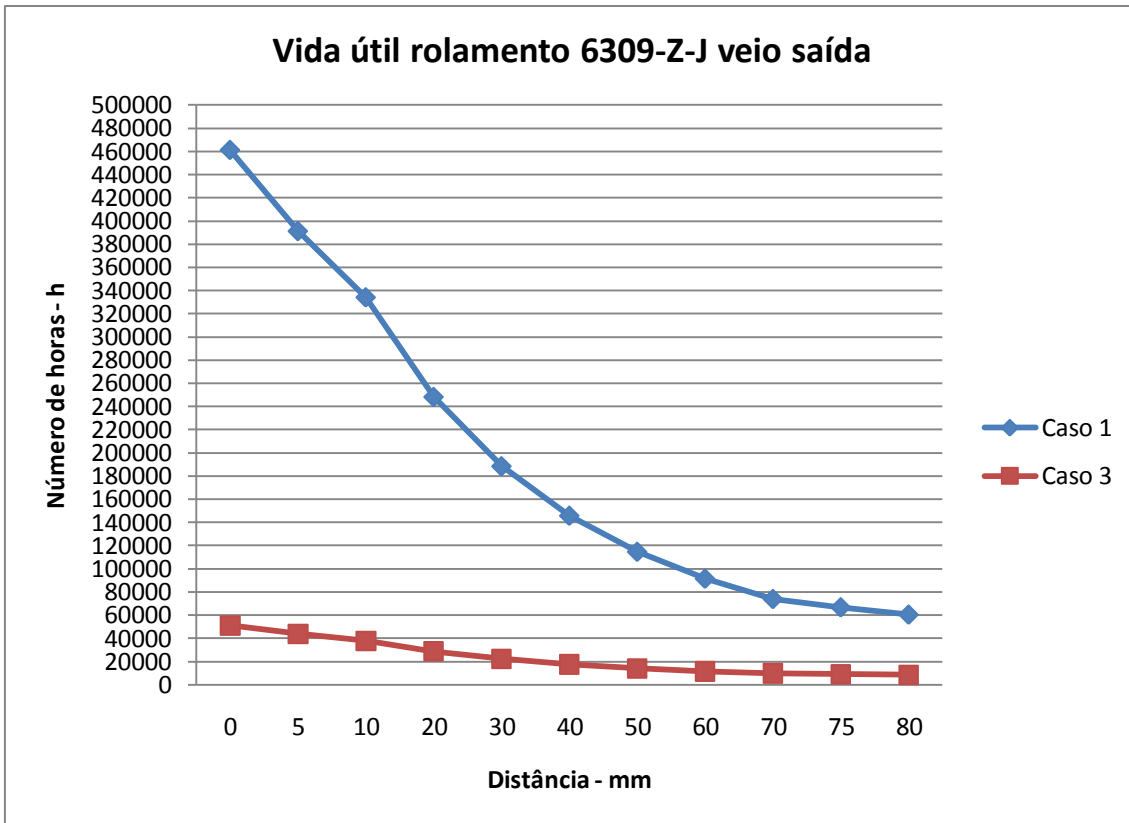


Figura 6.30- Comparação do tempo de vida rolamento entrada 6309Z-J do veio saída no sentido CCW segundo a aplicação de uma força radial para os aços do veio em estudo

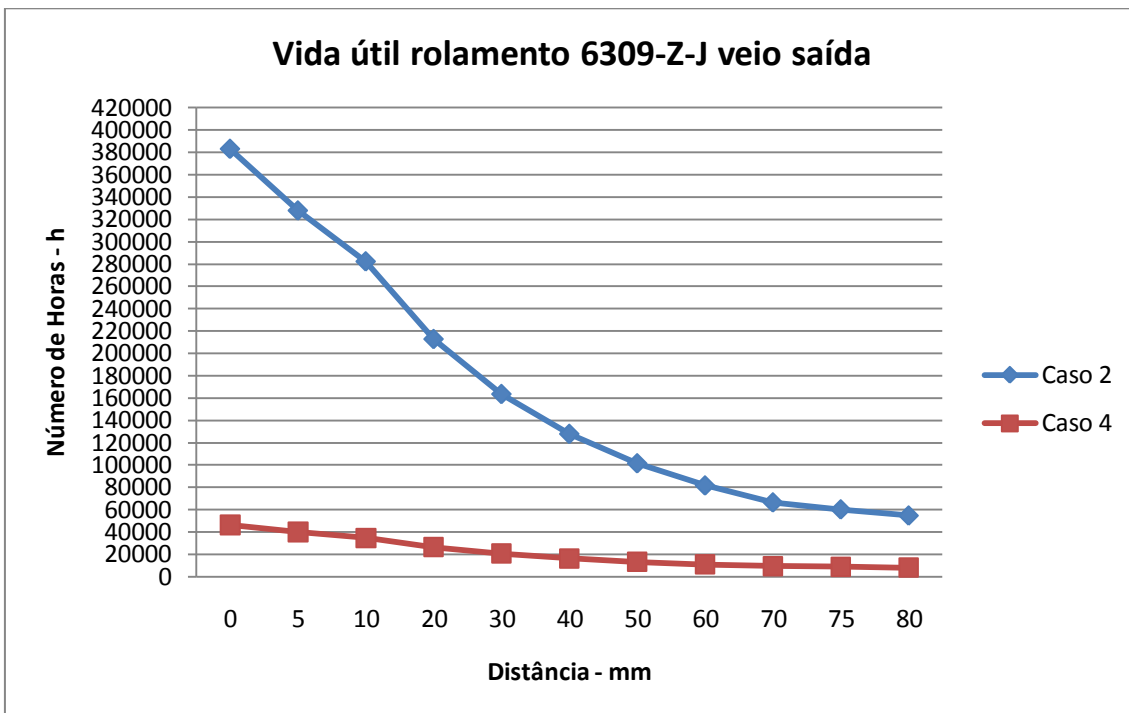


Figura 6.31- Comparação do tempo de vida rolamento 6309Z-J do veio saída no sentido CW segundo a aplicação de uma força radial para os aços do veio em estudo

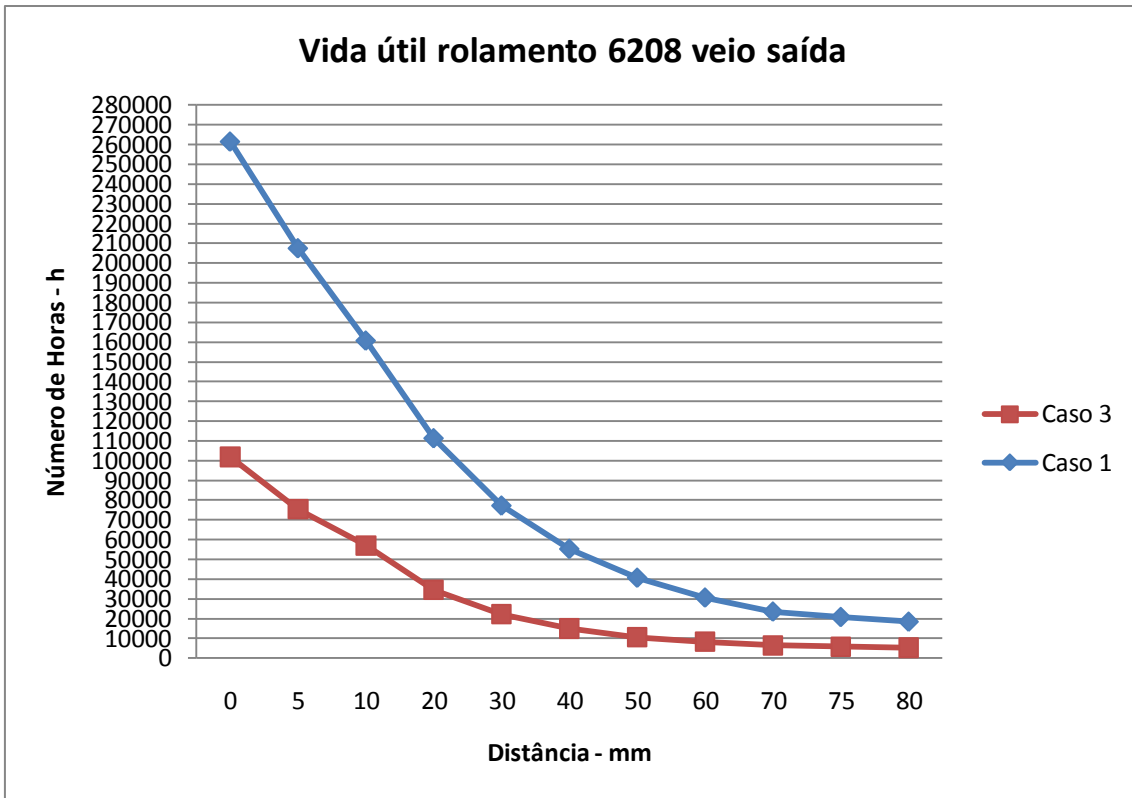


Figura 6.32- Comparação do tempo de vida rolamento 6208 do veio saída no sentido CCW segundo a aplicação de uma força radial para os aços do veio em estudo

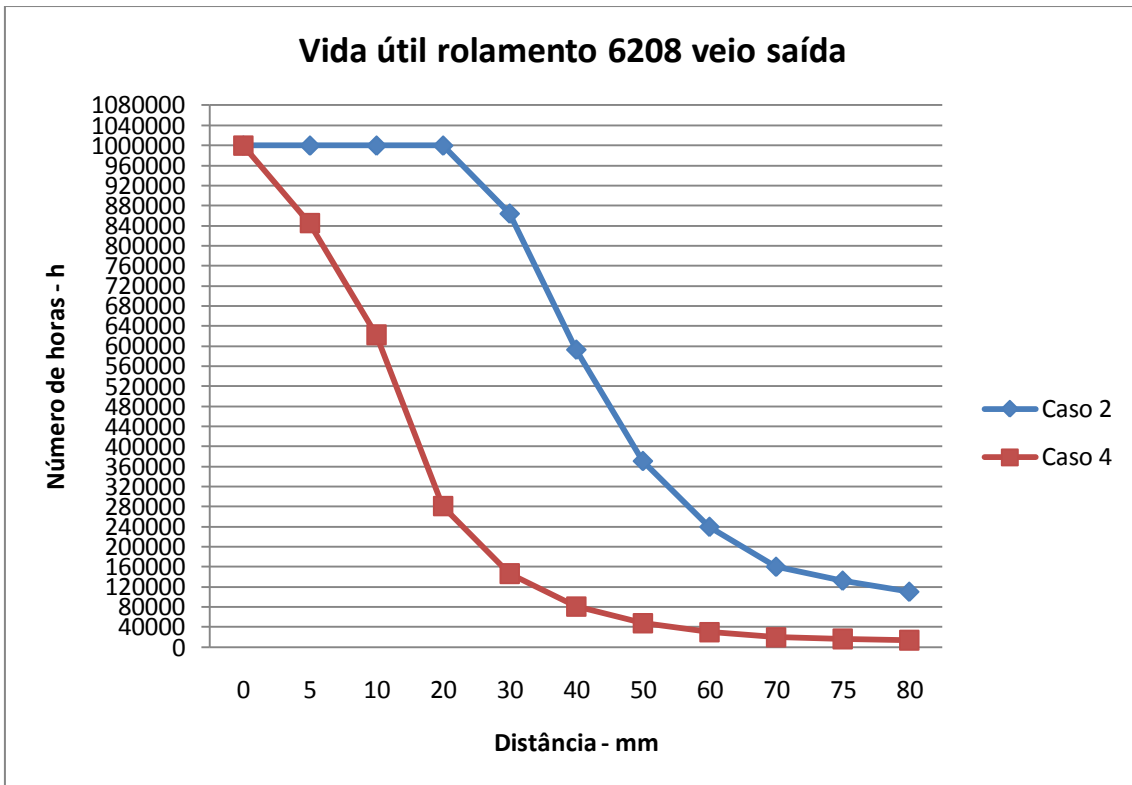


Figura 6.33- Comparação do tempo de vida rolamento 6208 do veio de saída no sentido CW segundo a aplicação de uma força radial para os aços do veio em estudo

A presença do escatel na parte exterior dos veios vai influenciar em parte as curvas obtidas na maior parte dos casos, nomeadamente entre os pontos  $x=0\text{mm}$  e  $x=20\text{mm}$ , onde o declive é mais acentuado, sendo que a partir deste último ponto as curvas tendem a estabilizar. O ponto de maior declive vem em linha com o que é representado na Figura 3.10 a) do Capítulo 3, demonstrando ser a zona do escatel em que existe maior concentração de tensões. Para uma melhor compreensão de todos os resultados obtidos, é feita uma análise para cada veio, considerando também os efeitos das Forças axiais aplicadas.

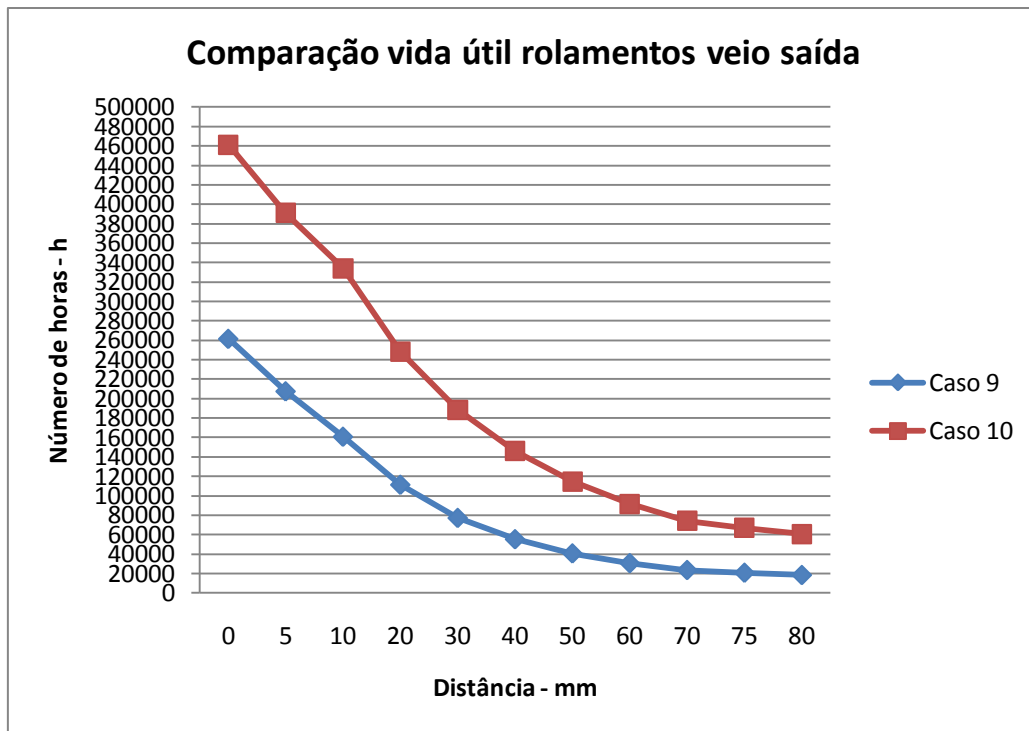
#### **6.4.1. Análise detalhada do veio de entrada**

O tempo de vida no veio de entrada não vai depender do material utilizado, como já tinha sido observado na primeira simulação. Observa-se que o rolamento de entrada, independentemente do sentido de rotação, embora mostrando o efeito da diferença de binário entre sentidos devido ao engrenamento sem-fim irreversível, terá sempre menor vida útil, sendo o apoio que mais irá reflectir o efeito da carga aplicada no veio e o aumento da flexão correspondente com o afastamento do ponto de aplicação da força do apoio. É por isso que se usa um rolamento cilíndrico no apoio interior de menores dimensões comparativamente ao rolamento esférico de entrada.

Na terceira simulação, ao contrário do que se esperava, a influência de uma carga axial, vai alterar pouco ou nada o período de vida útil, a não ser no rolamento interior no veio de entrada para os dois materiais (apenas para  $L_{10h}$ ), e apenas junto do início do escatel, no ponto  $x=20\text{mm}$ .

#### **6.4.2. Análise detalhada do veio de saída**

Efetuada uma análise mais detalhada para o veio de saída, consoante o tipo de aço, registou-se comportamentos diferentes. No aço **Ck45**, para o veio de saída no sentido **CCW** observa-se que o rolamento interior terá uma menor vida útil em relação ao rolamento de entrada, contrariamente ao que se passa no veio de entrada. Como se pode verificar no gráfico da Figura 6.34, o rolamento de entrada vai apresentar uma curva mais acentuada com a vida útil a depender mais diretamente da flexão. A influência da força radial aplicada ao veio no rolamento interior vai ser menor comparativamente ao rolamento de entrada, com a apresentação de uma curva mais suave à medida que a flexão aumenta.

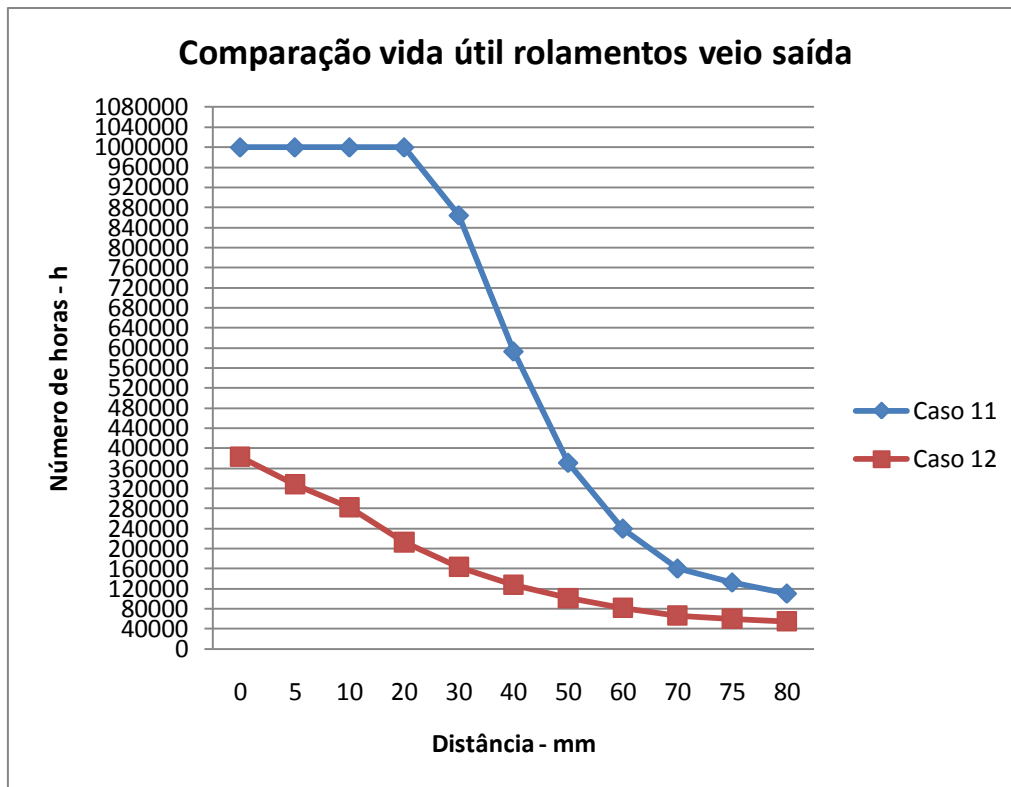


Legenda:

- **Caso 9** – Vida útil do rolamento interior 6208 no veio de saída no sentido CCW para o aço Ck45 segundo a aplicação de uma força radial;
- **Caso 10** – Vida útil do rolamento entrada 6309-Z-J no veio de entrada no sentido CCW para o aço Ck45 segundo a aplicação de uma força radial.

**Figura 6.34- Comparação da vida útil dos rolamentos do veio saída Ck45 no sentido CCW segundo a aplicação de uma força radial**

No sentido **CW**, os resultados apresentados são diferentes, a ser o rolamento de entrada a apresentar uma menor vida útil (com o seu valor absoluto menor do que no sentido contrário) e a variar menos com o aumento da flexão resultante do ponto de aplicação da força radial como o gráfico da Figura 6.35 apresenta. A vida útil rolamento interior não vai variar junto do apoio, apenas havendo uma variação a partir do ponto  $x=20\text{mm}$ . A partir deste ponto, a vida útil vai depender mais da flexão do que no sentido oposto, apresentando como tal uma curva mais acentuada. O gráfico permite mostrar também a influência da mudança de sentido de rotação do engrenamento sem-fim irreversível acoplado a afectar principalmente o rolamento interior:

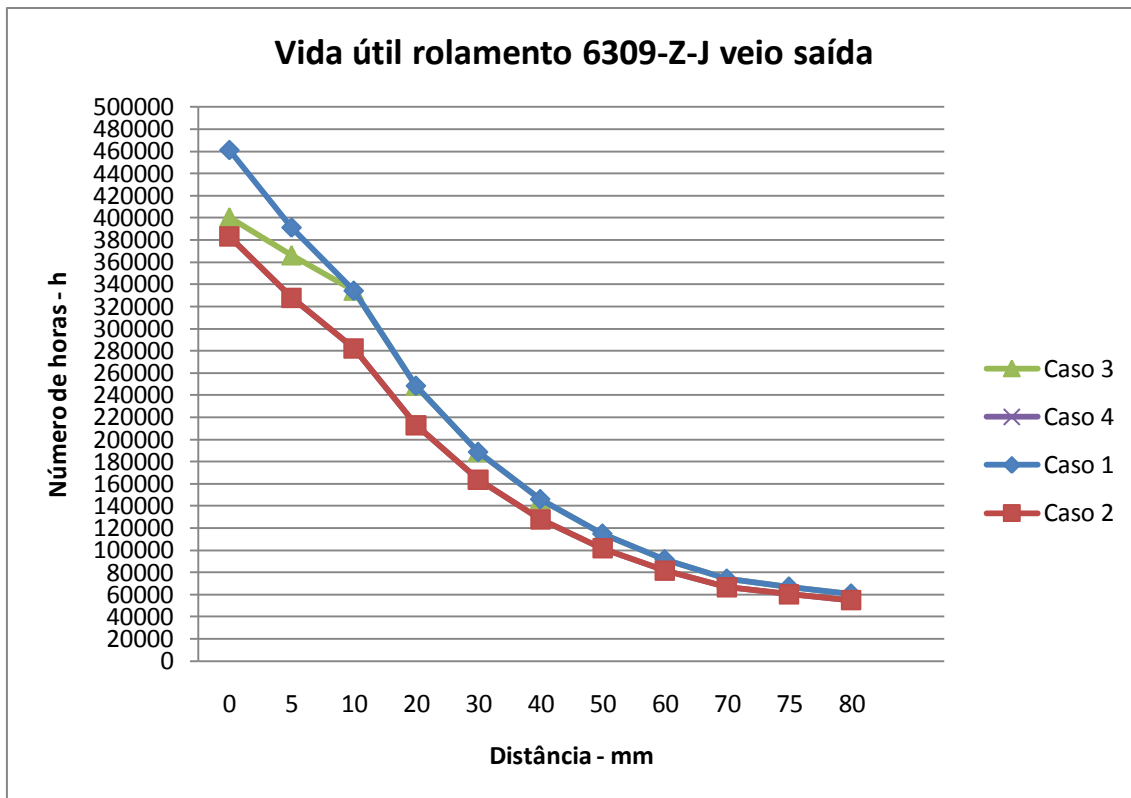


Legenda:

- **Caso 11** – Vida útil do rolamento interior 6208 no veio de saída no sentido CW para o aço Ck45 segundo a aplicação de uma força radial;
- **Caso 12** – Vida útil do rolamento entrada 6309-Z-J no veio de entrada no sentido CW para o aço Ck45 segundo a aplicação de uma força radial.

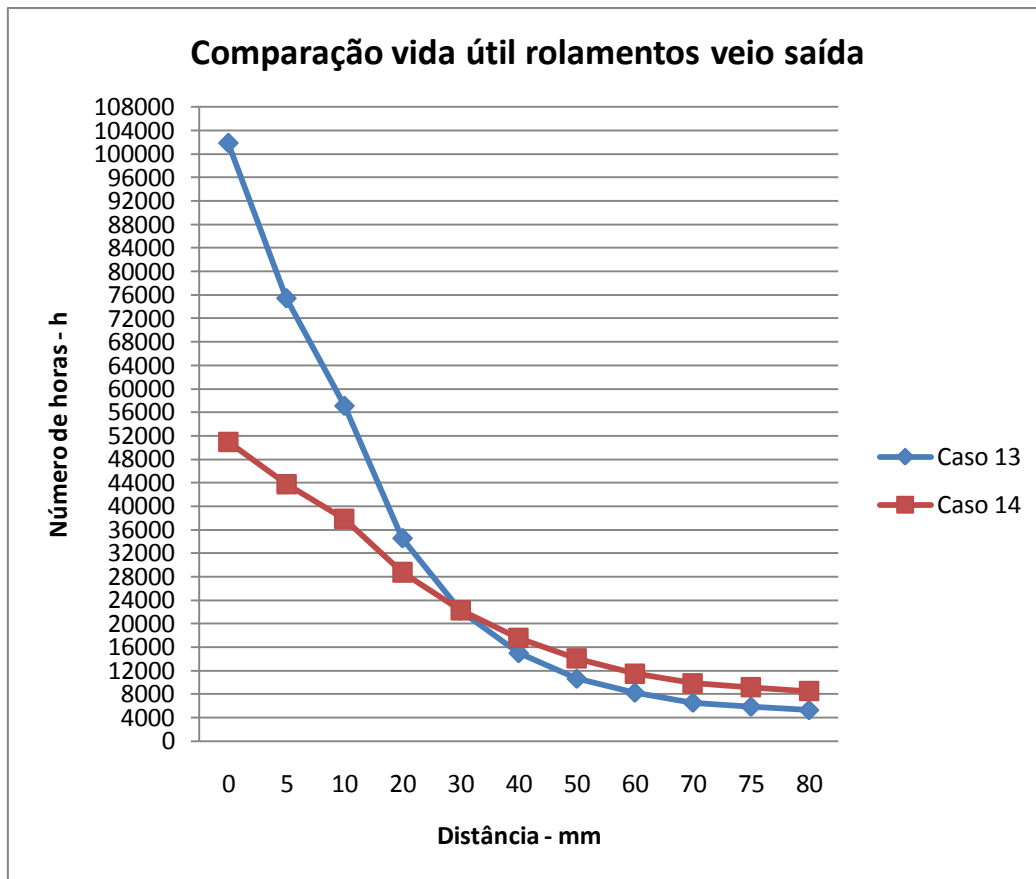
**Figura 6.35- Comparação de resultados entre os rolamentos do veio de saída Ck45 no sentido CW segundo a aplicação de uma força radial**

Adicionando a aplicação de uma força axial de acordo com a terceira simulação efetuada, apenas para o rolamento de entrada só junto deste apoio e no sentido **CCW** é que haverá alterações na vida útil. Esta situação pode se dever ao facto de dever-se ao aumento da flexão correspondente ao afastamento do ponto de aplicação da força radial no apoio de entrada, fazendo diminuir a influência da força axial, como se pode verificar no gráfico da Figura 6.36, em que se observa também a completa sobreposição de resultados no rolamento interior (Caso 2 e Caso 4), por não sofrer alterações na sua vida útil:



**Figura 6.36- Comparação da vida útil do rolamento de entrada no veio saída Ck45 nos dois sentidos e segundo a aplicação de uma força radial ou segundo a aplicação de uma força radial e de uma força axial**

Para o veio **42CrMo4** observou-se no sentido **CCW** que a vida útil dos rolamentos acoplados é menor do que em relação ao veio Ck45. Segundo a força radial aplicada e à medida que o ponto de aplicação desta se vai afastando do apoio de entrada, o efeito da flexão vai ser cada vez maior no rolamento interior, inicialmente menor do que no rolamento de entrada como mostra o gráfico da Figura 6.37. A certa altura, o tempo de vida dos dois rolamentos vai tender a se igualar até cerca de metade do comprimento considerado do veio, entre os pontos  $x = 30mm$  e  $x = 40mm$ . A partir deste último ponto será o rolamento de interior a ter menor vida útil e a ser o apoio mais afectado pela força radial aplicada ao veio, com a flexão a superar o efeito do binário exercido pelo sem-fim, sendo o único caso em que acontece uma sobreposição deste efeito.



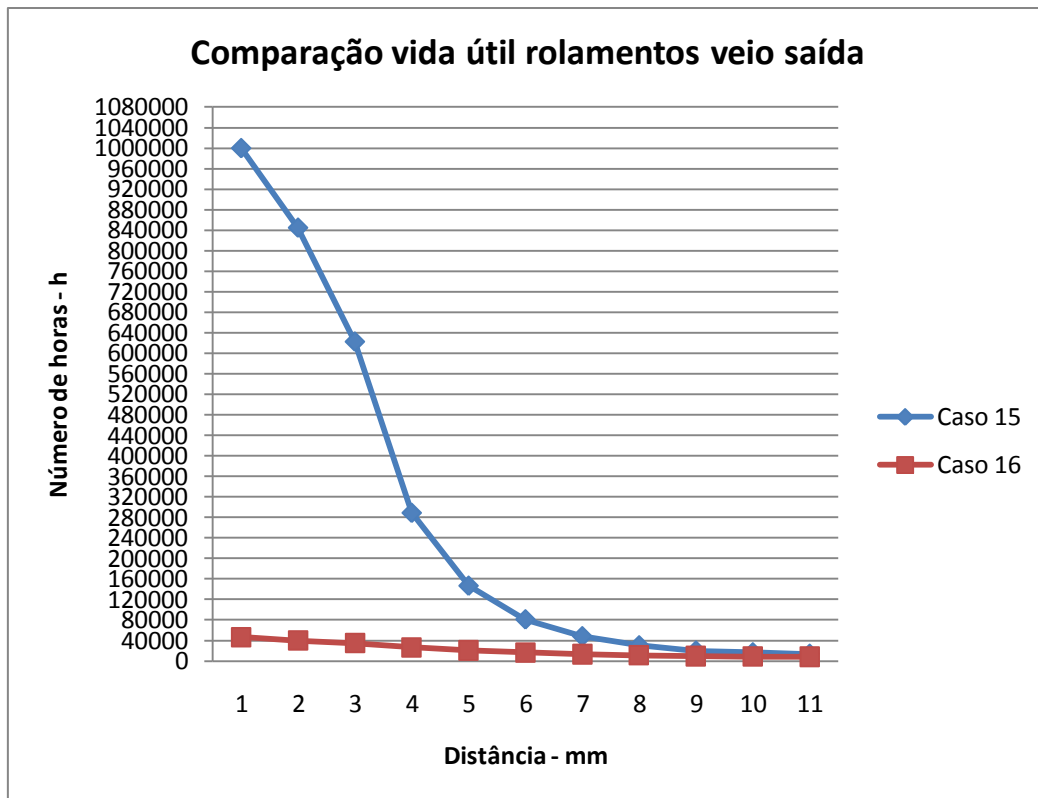
Legenda:

- **Caso 13** – Vida útil do rolamento interior 6208 no veio de saída no sentido CCW para o aço 42CrMo4 segundo a aplicação de uma força radial;
- **Caso 14** – Vida útil do rolamento entrada 6309-Z-J no veio de entrada no sentido CCW para o aço 42CrMo4 segundo a aplicação de uma força radial.

**Figura 6.37- Comparação de resultados entre os rolamentos do veio saída 42CrMo4 no sentido CCW segundo a aplicação de uma força axial e de uma força radial**

A partir do ponto de interseção das curvas, os valores vão tender a serem quase os mesmos independentemente do sentido de rotação, até à extremidade do veio.

No sentido CW tal como no aço Ck45, vai ser sempre o rolamento de entrada que terá uma menor vida útil comparativamente ao rolamento interior. O aço 42CrMo4 permite mostrar de um modo mais nítido a influência da força radial aplicada, sendo que a vida útil do rolamento interior vai caindo a pique à medida que a flexão aumenta, e com o rolamento de entrada a sofrer uma muito menor variação na vida útil devido à influência mais direta por parte da força radial aplicada, como mostra o gráfico da Figura 6.38:



Legenda:

- **Caso 15** – Vida útil do rolamento interior 6208 no veio de saída no sentido CW para o aço 42CrMo4 segundo a aplicação de uma força radial;
- **Caso 16** – Vida útil do rolamento entrada 6309-Z-J no veio de entrada no sentido CW para o aço 42CrMo4 segundo a aplicação de uma força radial.

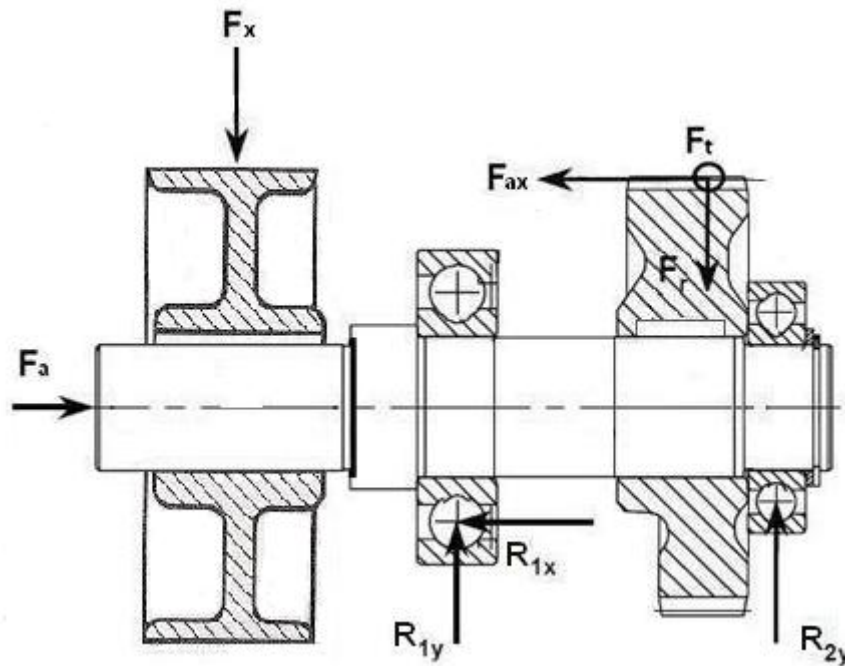
**Figura 6.38- Comparação de resultados dos rolamentos do veio saída 42CrMo4 no sentido CW segundo a aplicação de uma força radial/ou combinada**

Na terceira simulação, ao contrário do aço Ck45, a influência da força axial aplicada não fará mudar o tempo de vida dos rolamentos, a que se pode dever à intensidade da força radial anular praticamente os seus efeitos. Assim, os gráficos das Figuras 6.37 e 6.38 representam também os valores obtidos segundo a simulação de desalinhamento.

Os resultados apresentados para aço 42CrMo4 no sentido **CW**, nas condições do ensaio, são os que mostram com mais evidência o efeito de uma grande intensidade de carga radial admissível no veio e a flexão associada pode provocar na diminuição da vida útil dos rolamentos, nomeadamente no de entrada, que se encontra mais perto do seu ponto de aplicação. Foi também o único material que no sentido **CCW** fez diminuir o efeito do engrenamento sem-fim na vida útil do rolamento interior à medida que a flexão aumentava, dado o valor da carga radial aplicada. Apesar da menor vida útil dos rolamentos, a sua variação em relação à flexão associada ao ponto de aplicação da força radial vai ser menor, sendo o material a que varia menos com esse efeito.

O aço Ck45 vai ser o único que ao ser adicionada a força axial na terceira simulação vai ter influência nos rolamentos, sendo o rolamento de entrada a absorver essa força (apenas no sentido **CCW**), mas apenas com a aplicação da força radial junto do anel inferior e diminuindo o seu tempo de vida útil, mas que deveria acontecer sempre ao longo de todo o comprimento considerado. Além disso é o único material cuja vida útil do rolamento interior não vai sofrer alterações junto do apoio de entrada no sentido **CW**, tendo em conta a aplicação de uma força radial e o efeito da flexão a ela associada (entre  $x = 0$  e  $x = 20$ ), como demonstra o gráfico da Figura 6.33.

A análise efetuada para o veio de saída permite comprovar a representação da Figura 6.39, em que mostra o diagrama de corpo livre do veio. Neste diagrama estão representadas as forças aplicadas ao veio devido à colocação de uma polia e ao desalinhamento, as forças radial, axial e tangenciais aplicadas associadas ao engrenamento sem-fim (segundo o sentido de rotação **CCW**) e de que forma essas forças serão transmitidas aos rolamentos, mostrando o seu efeito através da existência de forças de reação. Serão essas forças que vão condicionar os efeitos provocados pela flexão existente pelo desalinhamento e pelo engrenamento segundo o seu sentido de rotação do veio, na vida útil dos rolamentos.



Legenda:

- $F_r$  – Força radial devido ao engrenamento sem-fim [N];
- $F_{ax}$  – Força axial devido ao engrenamento sem-fim [N];
- $F_t$  – Força tangencial devido ao engrenamento sem-fim [N];
- $R_{1x}$  – Força de reação do rolamento de entrada segundo o eixo horizontal [N];
- $R_{1y}$  – Força de reação no rolamento de entrada segundo o eixo vertical [N];
- $R_{2y}$  – Força de reação do rolamento de saída segundo o eixo horizontal [N];

**Figura 6.39 - Diagrama de corpo livre do veio de saída, segundo o sentido de rotação CCW**

É visível a partir destas simulações que ao escolher o veio um material de maior resistência à fratura não vai significar que os apoios em que estão acoplados sejam menos afectados na sua vida útil, antes pelo contrário. Apesar de maior resistência à fratura, a escolha do material 42CrMo4 em relação a Ck45 deve ter em conta o efeito que a flexão pode provocar nos rolamentos do redutor, levando a uma menor variação da sua vida útil (como comprova as curvas dos gráficos das Figuras 6.30-6.31-6.32-6.33). Significa isto que o rolamento será menos influenciável pela flexão resultante da montagem da polia no veio, embora o seu tempo de vida seja menor do que em relação à utilização do aço Ck45 no veio.

### **6.4.3. As condições e constrangimentos das simulações efetuadas**

Uma das justificações para os resultados obtidos, dado o pouco efeito observado das cargas axiais aplicadas tem a ver com as condições dos ensaios. Verificando-se que não houve nenhum erro ao correr o programa, que os dados foram bem transcritos e por haver a pequena diferença registada em relação à aplicação apenas de uma força radial, a razão principal pode ter a ver com a aplicação do próprio modelo DIN em si. Como se observa nas Figuras 6.2 e 6.21, em cada ponto de aplicação toda a força aplicada se concentra, o que não é bem verdade, já que a ligação ao veio, por meio de uma correia ou uma ligação enchavetada a outro veio, não tem apenas um ponto de contacto, não sendo considerado por ser um único ponto por exemplo a tensão de contacto. Outra justificação para os resultados obtidos tem a ver com o facto de a carga axial a força se exercer em parte do diâmetro, com a zona de maior aplicação não centrada e perto de uma extremidade.

Se fosse realizado um ensaio real, o tempo de vida do rolamento na ocorrência de um desalinhamento teria que ser sempre menor em relação à actuação de apenas da intensidade de carga radial e não pontualmente.

Apesar de tudo, os resultados obtidos a partir da normas DIN refletem o efeito da carga aplicada em relação ao ponto de apoio e verificam a influência do escatel como ponto de concentração de tensões, e para determinar o tempo de vida do rolamento a partir de uma simulação computacional as normas usadas são as mais fiáveis, dado não ter havido possibilidade de haver um ensaio real pela complexidade que isso iria provocar.

Estes dados obtidos são para condições ideais de funcionamento, já que podem mudar também de acordo com as condições reais de funcionamento (a chaveta não foi incluída no ensaio), segundo o meio ambiente (nomeadamente a humidade, determinante para o aparecimento de corrosão), e não sendo considerados problemas com a lubrificação ou a manutenção efetuada.



## **7. Proposta de algoritmo para diagnóstico de desalinhamentos de veios e técnicas de alinhamento**

Para evitar a fratura de veios rotativos, é necessário referir que técnicas existem para a monitorização e verificação da existência ou não de desalinhamentos, e de técnicas que permitem o seu alinhamento, nomeadamente preventivo. A partir deste levantamento, e da definição de desalinhamento efetuada no capítulo 4, foi elaborado um algoritmo sobre as técnicas de alinhamento de veios e de monitorização da sua condição.

### **7.1. Manutenção preditiva – métodos de monitorização**

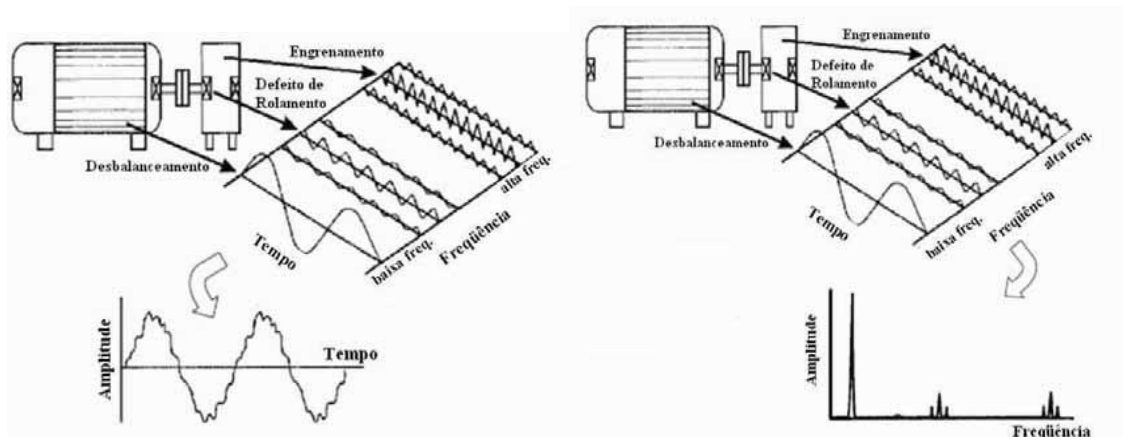
Para a realização do manual, será feito um capítulo introdutório sobre a forma de diagnóstico, mostrando as técnicas de monitorização que permitem identificar a existência de desalinhamento de veios. As mais utilizadas são a análise por vibrações, a termografia e a verificação do estado da lubrificação dos rolamentos.

#### **7.1.1. Análise por vibrações**

A análise de vibrações é o método mais utilizado para a determinação de problemas relacionados com redutores. O desgaste ou desalinhamento do veio, pode ser efetuado a partir da sua análise direta (determinação do tipo de desalinhamento, se existir), e se complementando com a análise ao desgaste dos pontos de apoio, a partir dos rolamentos instalados.

##### **7.1.1.1. Análise no domínio do tempo e no domínio da frequência:**

A análise por vibrações pode ser efetuada a partir do domínio do tempo, ou a partir do domínio da frequência. A figura 7.1 mostra segundo o espetro como podem ser detetados problemas com os diferentes componentes dos acionamentos eletromecânicos como os rolamentos ou engrenagens [34].

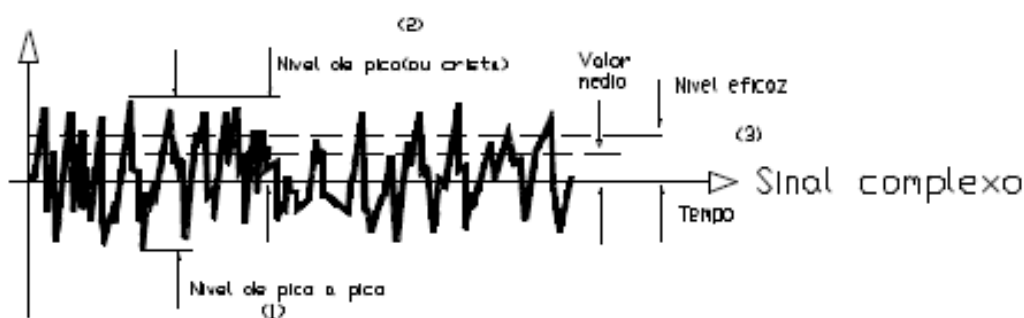


**Figura 7.1- Análise de vibrações no domínio do tempo e da frequência num acionamento eletromecânico [adaptado de 35]**

A análise efetuada no domínio do tempo analisa a forma de onda do sinal, sendo observado a partir de um osciloscópio ou por outro sensor em tempo real. São registados quaisquer tipos de impulsos não constantes ou com amplitude diferente do espectável. Os elementos vibratórios são organizados em função do período de repetição em [25]:

- vibrações periódicas, repetindo-se num período de tempo;
- vibrações aleatórias, que são imprevisíveis quanto ao seu valor instantâneo para um tempo futuro;
- vibrações transitórias, que se situam num espaço limitado sendo inexistente noutro tempo.

A Figura 7.2 representa uma análise ao longo do tempo o nível de pico, acima do valor médio a ser considerado.



**Figura 7.2- Apresentação de defeitos no domínio do tempo [adaptado de 36]**

A análise no domínio da frequência é efetuada segundo um gráfico de amplitude da resposta de vibrações derivado a partir da transformada de Fourier (FFT) da forma de onda no domínio do tempo. Este espectro fornece mais informações sobre a condição da aplicação. Se as

forças de excitação aplicadas forem constantes ou variarem muito, os seus níveis de vibrações medidos também permanecem constantes ou variam pouco. Mas a partir do momento em que os redutores comecem a apresentar defeitos ou desgaste, o nível de vibrações e como consequência o formato do espectro de frequência irá ser alterado [25].

Comparando o espectro de frequência que apresenta uma aplicação sem danos com um correspondente que apresenta problemas, o seu tipo e a localização podem ser detetados como demonstra a figura 7.1 e 7.2, em que um elemento rotativo numa aplicação gera frequências identificáveis, onde se vê a relação entre os componentes de uma máquina e seu correspondente espectro de vibrações [34].

Assim sendo, uma mudança no funcionamento de uma aplicação é mais visível e detetável segundo este espectro do que análise efetuada no domínio do tempo, sendo a mais usada nos acionamentos eletromecânicos [25].

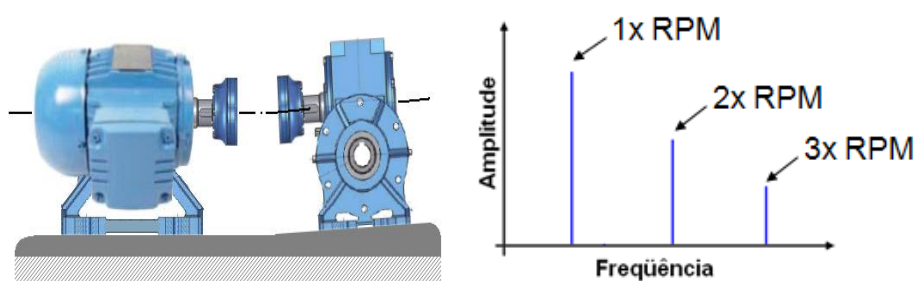
#### 7.1.1.2. Técnica de análise utilizada em acionamentos eletromecânicos

A análise de vibração permite detetar a presença de um desalinhamento angular ou paralelo no veio no sistema em análise. Pode ser feita diretamente no acoplamento ou nos rolamentos, embora a análise efetuada no rolamento não indique o tipo de desalinhamento que ocorre.

##### 7.1.1.2.1. Frequência de rotação dos eixos – detecção do desalinhamento

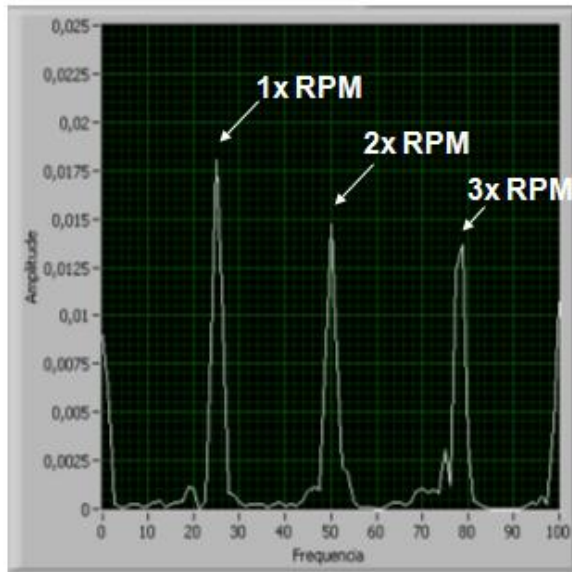
###### 7.1.1.2.1.1. Desalinhamento angular

O desalinhamento angular (Figura 7.3a)) pode ser identificado no espectro de frequências (Figura 7.3 b)) como um pico de frequência com valor igual ao valor de rotação do eixo e com a presença de harmônicas da rotação do eixo [24]:



**Figura 7.3- a) Desalinhamento angular num acoplamento de veios [37]; b) Representação esquemática de um desalinhamento angular no domínio da frequência [37]**

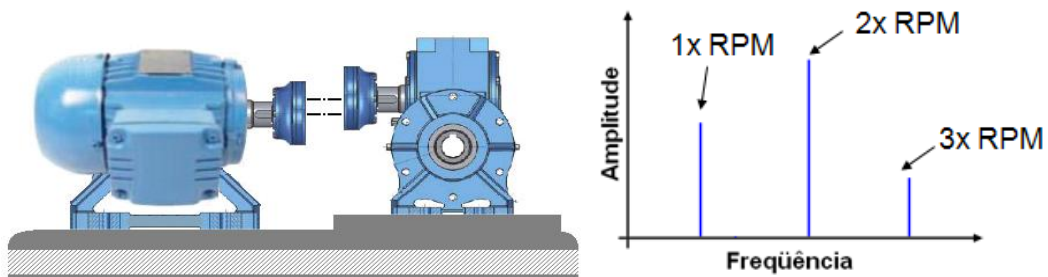
O Sinal característico de um desalinhamento angular pode ser exemplificado na Figura 7.4, em que representa um exemplo de 25Hz correspondente à velocidade de rotação:



**Figura 7.4- Representação esquemática num software de um desalinhamento angular no domínio da frequência [37]**

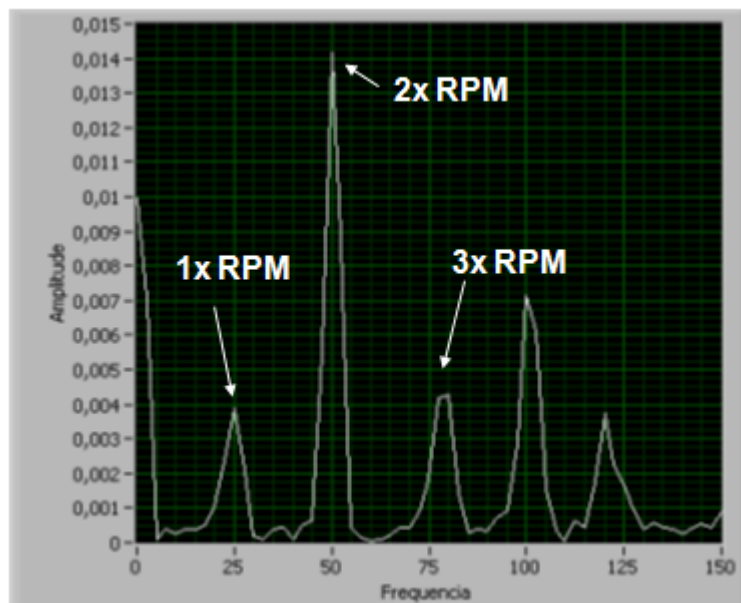
#### 7.1.1.2.1.2. Desalinhamento linear

O desalinhamento linear caracteriza-se por dois impactos por revolução do eixo (a cada 180° ocorre um impacto), gerando assim a frequências de 2x RPM com maior amplitude que a de 1x RPM (Figura 7.5) [24].



**Figura 7.5- a) Desalinhamento linear num acoplamento de veios [37]; b) Representação esquemática de um desalinhamento linear no domínio da frequência [37]**

A Figura 7.6 representa o sinal característico de desalinhamento paralelo com rotação de eixo 25Hz:



**Figura 7.6- Representação esquemática num software de um desalinhamento linear no domínio da frequência [37]**

De uma forma sintética, para uma melhor interpretação dos resultados, as frequências dependentes da rotação dos veios são expressas de uma forma relativa e não absoluta, como 1x, 2x, 3x nx a sua rotação [24]. Os elementos causadores de vibrações, e observando os dados anteriormente apresentados, podem ser representados na seguinte forma [38]:

- Desalinhamento paralelo - Frequências com 1x RPM e 2xPRM para o sentido radial;
- Desalinhamento angular - Frequências com 1x RPM e 2xPRM e 3xRPM para o sentido axial;
- Desbalanceamento - Frequência com 1x RPM no sentido radial;
- Eixo empenado - Frequências com 1x RPM e 2xPRM para o sentido axial;
- Rolamento Desalinhado - Frequências com 1x RPM e 2xPRM para o sentido radial;

Verifica-se que o diagnóstico do tipo de falha, ao ser condicionado por apresentar um tipo de frequências iguais para um desalinhamento angular e o rolamento desalinhado vai se recomendar que seja realizada uma análise complementar [38]. A análise por vibrações pode ser realizada e complementada a partir do rolamento (como mostra a Figura 7.1), que apresenta um outro tipo de frequências características, além de permitir uma análise do ruído e efetuada a partir de uma monitorização permanente como é o caso dos redutores da SEW, não havendo necessidade de paragem da aplicação do redutor. Em alternativa à análise por vibrações, pode ser usada uma câmara termográfica, como será visto no Subcapítulo 7.1.2.

### 7.1.1.2.2. Frequências geradas por defeitos de rolamentos

A análise no rolamento, como sendo um ponto crítico relativamente ao desgaste e desalinhamento do veio, vai servir como complemento à análise efetuada no acoplamento, e de onde pode ser efetuada uma monitorização permanente [39].

Na análise à frequência efetuada no Subcapítulo 7.1.1.1, foi referido que é possível detetar o desgaste do rolamento verificando a existência de uma amplitude um pouco mais elevada a baixas frequências, como demonstra a Figura 7.7:

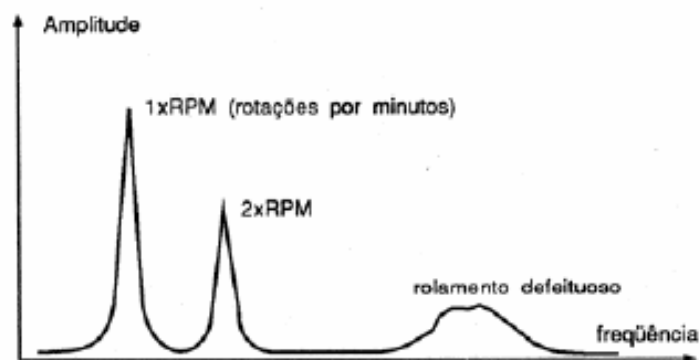


Figura 7.7- Espectro no domínio da frequência representativo de um defeito no Rolamento [40]

Além disso, num rolamento vão existir frequências com características especiais, dado não serem *síncronas*, isto é, não têm ao contrário da análise representada na Figura 7.7, uma multiplicidade inteira da velocidade de rotação dos veios. Isso pode permitir a sua identificação, mesmo quando não se conhece qual o rolamento instalado do redutor analisado [39].

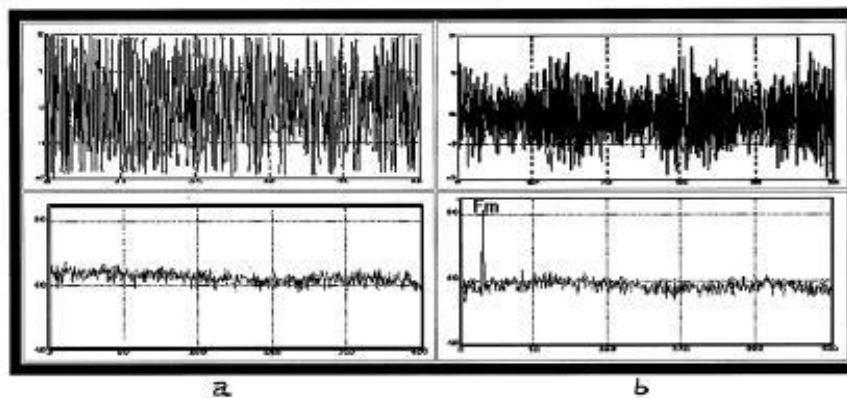
Existem quatro frequências geradas devido a desgaste ou a defeitos existentes nos rolamentos relacionadas com o comportamento dinâmico de seus principais componentes segundo o carregamento ou aplicação usada e que podem ser detetadas segundo uma determinada técnica [34, 39]:

- Frequência de passagem dos elementos rolantes por um ponto da pista de rodagem do Anel Inferior (**BPFI**), relacionada com defeitos na pista interna;
- Frequência de passagem de elementos rolantes por um ponto da pista de rodagem do anel Superior (**BPFO**), relacionada com defeitos no anel exterior;
- Frequência de giro dos elementos (**BSF**), relacionada com defeitos que possam haver nos elementos rolantes (cilindros ou esferas);

- Frequência de giro da gaiola ou do conjunto de elementos rolantes (**FTF**), relacionada com defeitos que possa haver na gaiola e em alguns elementos rolantes (esferas ou cilindros);

A técnica que permite detetar os vários tipos de ondas relacionadas com problemas no rolamento é a chamada Técnica do Envelope. A componente harmónica no espectro envelope demonstra oscilações periódicas da potência do sinal primário. Além dos rolamentos começa a ser usado na monitorização das engrenagens dos redutores. A grande vantagem deste método é que a característica do sinal de interesse só aparecerá se o defeito existir, não sendo necessária a adaptação do sistema para os detetar, permitindo analisar e comparar várias medidas ao longo do tempo. As características dos sinais de interesse para a detecção de falhas são obtidas a partir de uma medida simples de vibração relativa, pelo que o método não é sensível à precisão das medidas [24].

A Figura 7.8 Mostra o efeito dessa aplicação, tornando mais nítida a observação de defeitos ou danificações em rolamentos.



**Figura 7.8- Análise de vibrações de rolamentos usando a Técnica do Envelope segundo o domínio do tempo: a) situação conforme. b) Situação não conforme [25]**

#### 7.1.1.2.2.1. Estágios de degradação do rolamento

A partir da análise da amplitude usando a Técnica do Envelope, os sintomas e falhas características podem ser organizadas em três níveis apresentados como os três estágios de degradação de um rolamento [25, 39]:

##### 1º Estágio – Inicial ou sem defeito:

- Aumenta a energia da gama de frequências de 500 Hz a 20 kHz, onde ficam situadas normalmente as frequências naturais dos elementos dos rolamentos;

- No espectro de envelope são apresentadas as frequências básicas de defeito, enquanto que nos espectros de velocidade são visíveis apenas as respectivas harmônicas, de ordem elevada (acima de 8). Essa representação é uma característica espectral representativa dos defeitos do rolamento ainda de pequena dimensão (em formação);

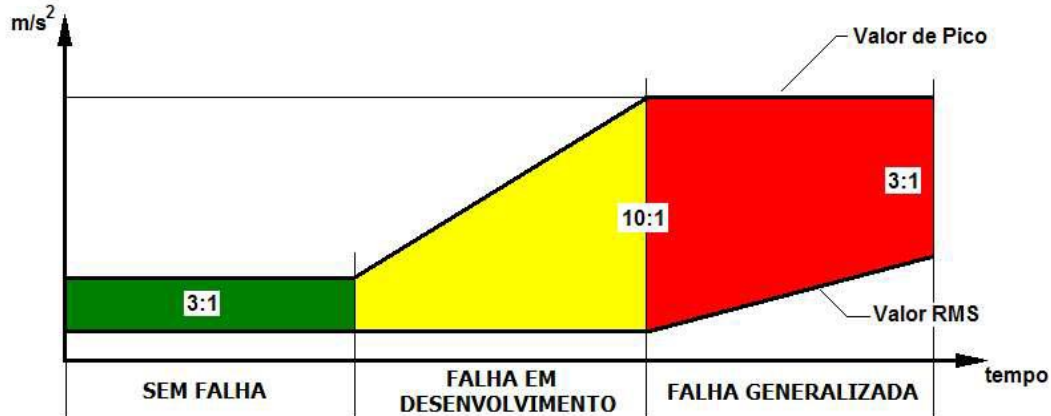
### **2º Estágio – Falha em desenvolvimento:**

- No espectro de velocidade haverá mais energia nas harmônicas de ordem média (4 a 8) representadas nas frequências de defeito;
- Alguns componentes do rolamento vibrarão à frequência natural devido ao aparecimento de alguns pequenos defeitos, apresentando algum ruído;
- Se o defeito se localizar num ou em poucos elementos rolantes, bandas laterais espaçadas da frequência **FTF** ao redor de **BSF** visíveis nos respectivos espectros, mas se localizar numa parte limitada da pista de rotação do anel exterior, serão bandas laterais espaçadas de **BSF** ao redor da frequência **BPIF** que serão visíveis;
- Ao diminuir a amplitude das bandas laterais significa que os defeitos estão a se propagar, mas se existir um aumento brusco das amplitudes no 2º ou no 3º estágio indica que está a haver um desgaste acentuando ou um desprendimento de material numa posição específica;

### **3º Estágio – Falha generalizada:**

- O nível de energia vai diminuir na faixa acima de 500 Hz e o nível do sinal de envelope;
- No espectro de velocidade haverá mais energia nas harmônicas de ordem baixa (1 a 3) representadas nas frequências de defeito;
- A linha de base do espectro de velocidade vai aumentando progressivamente de modo a ter em conta o ruído aleatório, significando que maior parte das superfícies de contacto está com problemas de desgaste devido a problemas (nomeadamente fugas) de lubrificação em certos pontos. Os picos ao redor das frequências de defeitos ficam menos definidos (mais largos), levando a que no final deste estágio a vida útil remanescente do rolamento será menos de 2%;
- O rolamento vibrará segundo a sua frequência natural, tendo em conta a intensidade de carga aplicada, sendo denunciado pelo enorme ruído que apresenta;
- Durante o processo de degradação, o fator de crista das vibrações aumenta progressivamente nos dois primeiros estágios, mas irá cair ao longo do último estágio (de 3:1 para 10:1 para voltar a 3:1);

Na Figura 7.9 é apresentada de forma esquemática uma variação típica do fator de crista da aceleração das vibrações emitidas por um rolamento durante o processo de degradação, segundo o sinal de aceleração obtido segundo um acelerómetro, e que mostra a classificação do grau das falhas segundo as cores de perigo:



**Figura 7.9- Representação dos três estágios de condição dos rolamentos segundo o sinal de aceleração [45]**

Além disso este gráfico indica que segundo a aceleração da velocidade de rotação, ao fim de quando tempo deve ser substituído o rolamento, geralmente na transição entre o segundo e o terceiro estágio, quando se verificar uma diminuição do fator de crista.

Na SEW, esta análise dos rolamentos segundo os estágios de condição é a considerada e a monitorização é efetuada a partir da unidade de diagnóstico DUV10A (Figura 7.10). Esta unidade mede o ruído e usa esse valor para calcular o espectro de frequência do rolamento, permitindo a análise em simultâneo de até 5 rolamentos ou 20 frequências individuais com apenas um sensor. A condição do rolamento é mostrada num indicador, de acordo com as cores representativas de cada estágio apresentadas na Figura 7.9 (verde, amarelo e vermelho) [41].



**Figura 7.10- Unidade de diagnóstico DUV10A [42]**

A unidade de diagnóstico DUV analisa as frequências de acordo com a norma DIN ISO-10816-1, que indica os limites de vibração recomendados para diferentes componentes ou classes de máquinas, conforme a Tabela 7.1 [43]:

- **Classe I:** Componentes de motores ou máquinas com potência até 15KW, em condições normais de operação;
- **Classe II:** Motores ou máquinas de tamanho médio sem fundação especial com potências de 15 KW a 75 KW, ou montados rigidamente sobre fundação especial até 300 KW;

A condição dos elementos em análise segundo esta norma está organizada em quatro níveis [43], que se vão refletir nas três cores representativas, neste caso, da condição dos rolamentos a partir da unidade de diagnóstico:

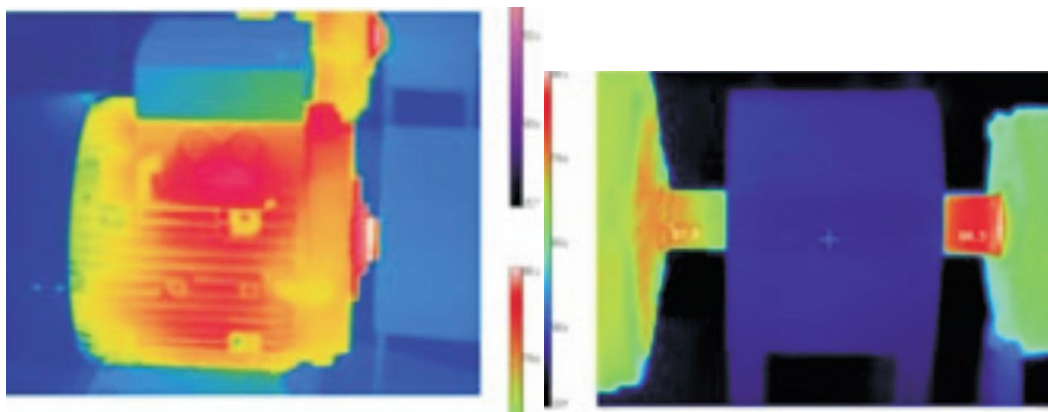
- **Nível A** – Vibração normal de aplicações recentemente colocadas em funcionamento;
- **Nível B** – Nível de vibração admissível da aplicação para o seu funcionamento num longo período;
- **Nível C** – Nível de vibração não aceitável da aplicação para o seu funcionamento num longo período. Deve ser efetuada uma manutenção no redutor;
- **Nível D** – Nível de vibração inaceitável e que pode causar danos na aplicação. Deve ser feita uma manutenção de imediato.

**Tabela 7.1 – Classes de máquinas segundo os níveis de classificação de acordo com a norma DIN 10816 [43]**

Velocidade da Vibração – mm/s	Classe I (Até 15 KW)	Classe II (De 15 à 75 KW)
0,28	A	A
0,45		
0,71		
1,12	B	B
1,8		
2,8	C	C
4,5		
7,1	D	D
11,2		
18		
28		
45		

### 7.1.2. Análise por termografia

A termografia é uma técnica que usa a radiação infravermelha naturalmente emitida pelos corpos em análise, para medição de temperaturas, partindo da imagem do local no qual se está realizando a medição [44]. A Figura 7.11 mostra o exemplo da aplicação de termografia em acionamentos eletromecânicos:



**Figura 7.11- Aplicação da termografia em acionamentos eletromecânicos [44]**

A análise é efetuada a partir de uma câmara termográfica, constituída por sensores de radiação infravermelha e que regista diferentes tonalidades de cores diferenciadas segundo numa escala, as emissões de calor dos “pontos quentes”, representados por cores quentes em função da temperatura de cada um deles, sendo que as cores frias representam baixas temperaturas. Não são necessários procedimentos especiais para esta análise, já que pode ser realizada com os equipamentos em operação normal, não acarretando qualquer risco no seu funcionamento ou na segurança, ou de quem efetua o estudo [44]. É possível detetar defeitos não perceptíveis à vista humana como a existência de fricção em dispositivos mecânicos ou um aumento da resistência ou corrente nos acionamentos e apoiando a manutenção preditiva dos seus equipamentos [45].

A principal aplicação deste método é na identificação de pontos de possíveis falhas, de modo a possibilitar ações antes que ocorram, não sendo necessária a desmontagem de componentes, neste caso do redutor, e sobretudo para poder planejar uma manutenção correctiva de uma forma programada, dependendo do grau crítico do “ponto quente” e considerando o impacto que pode provocar a sua paragem no contexto da sua aplicação industrial. Esses “pontos quentes” que apresentam temperaturas superiores às admissíveis para o funcionamento em regime contínuo de cada componente analisado terão em conta dados obtidos através de normalização considerada ou através informações dos fabricantes [26].

### **7.1.2.1. As vantagens**

Como já referido, alguns componentes normalmente produzem excesso de calor antes da falha, mas podem não ser detetadas com análise de vibração, uma vez dado que em diversas formas provocará pouca ou nenhuma vibração extra [46]. A análise termográfica é uma ferramenta usada normalmente em conjunto com outros processos de monitorização, sendo as suas vantagens organizadas em dois pontos [44]:

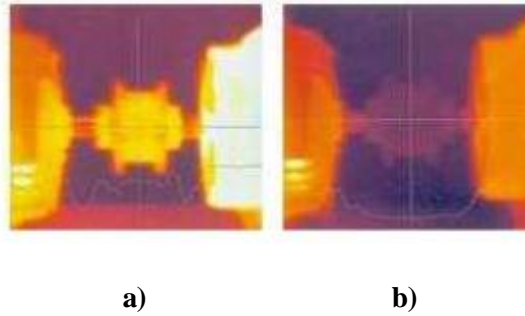
- **Análise-Custo** - Os custos em relação aos benefícios que a análise termográfica a quem usa controlam as aplicações a partir das suas análises são incontestáveis, pois com uma utilização e controlo correto desta ferramenta de monitorização é possível se antecipar às falhas, reduzindo bruscamente os custos com dispositivos, equipamentos, perdas de material, e não sendo necessária um grande investimento a nível de equipamento e sendo de fácil leitura e interpretação.
- **A não interferência no processo produtivo** - esta monitorização deve ser realizada com o processo ou a aplicação em pleno esforço, por não haver o perigo na interferência na produção ou processo, dispensando qualquer alteração na forma de funcionamento.

### **7.1.2.2. Detecção do desalinhamento**

No caso de um desalinhamento tal como na análise por vibrações, esta análise pode ser efetuada a partir da ligação do veio à aplicação (nomeadamente com outro veio acoplado diretamente ou ligada à aplicação a partir de uma polia), complementando com a observação sobre os rolamentos.

#### **7.1.2.2.1. Aplicação no acoplamento**

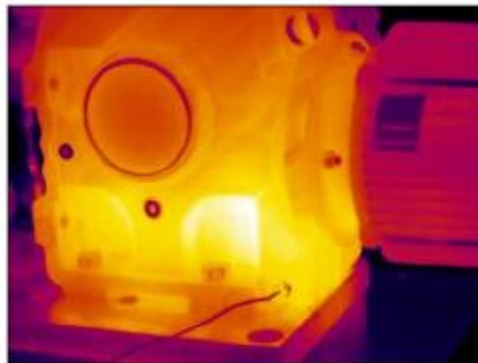
Ao ser aplicada uma carga axial no acoplamento, significa que deixou de haver folga na ligação e que fará aumentar a temperatura na rotação, sendo um sintoma de desalinhamento como comprova a Figura 7.12 a), em que mostra o “ponto quente” concentrado na zona de junção. Pode-se observar também como consequência do aumento da carga aplicada no acoplamento, o efeito nos apoios dos veios, (em comparação com a Figura 7.12b)) justificando assim a observação termográfica dos acoplamentos [26].



**Figura 7.12- Diagnostico de um desalinhamento segundo a análise termográfica: a) “ponto quente” no acoplamento [26]; b) ausência de um “ponto quente” [26]**

#### **7.1.2.2.2. Aplicação no rolamento**

O aumento da temperatura de rotação do veio pode ter a ver também com o aquecimento do rolamento, tendo em conta a intensidade de carga aplicada ou devido à deficiente lubrificação que está a danificar a pista de rotação do anel inferior. Assim a partir da temperatura é possível diagnosticar um possível desalinhamento. A Figura 7.13 mostra uma análise sobre um rolamento de um redutor, mostrando a intensidade de carga concentrada sobre ele, mostrada pela zona de maior luminosidade.



**Figura 7.13- Desgaste de um rolamento segundo a análise por termografia [42]**

#### **7.1.3. Análise do lubrificante**

Como o lubrificante é crucial no bom funcionamento do redutor, uma análise quanto à sua composição é bastante importante, verificando a sua condição e sendo um complemento para a monitorização do estado do veio.

### 7.1.3.1. Análise de partículas - ferrografia

Um dos tipos de análise é efetuado a partir do estudo das partículas sólidas que se misturam com o lubrificante, usando técnicas laboratoriais.

A ferrografia é uma das técnicas consideradas. Analisada a morfologia das partículas de desgaste obtidas em amostras de lubrificantes, pode ser determinado o tipo de desgaste, de severidade, de contaminação ou o desempenho do lubrificante. É possível a partir deste processo decidir qual o tipo e urgência de intervenção necessários. Há dois níveis de análise: quantitativa, em que se avalia as condições de desgaste dos componentes ligado ao veio segundo a quantidade de partículas em suspensão no lubrificante, e analítica em que se observa as partículas em suspensão no lubrificante [25].

O processo analítico é feito através do exame visual da morfologia, da cor das partículas, do seu tamanho, distribuição e concentração, permitindo obter as causas do desgaste, isto é, os mecanismos que o vão gerar. Este pode ser identificado segundo as diferentes formas que as partículas apresentam e organizado segundo o seu tamanho e causa [47].

A Figura 7.14 mostra diversos tipos de partículas que podem entrar para o interior do rolamento e que podem contaminar o lubrificante a partir da análise analítica:

1	<b>ESFOLIAÇÃO</b>  * Escamas * Superfície lisa * 0,5 ~ 5µm	2	<b>CORTE POR ABRASÃO</b>  * Cavacos * Existência de areia * 10 ~ 100µm
3	<b>FADIGA (rolamento e engrenagem)</b>  * Esferas * ~ Regulares * ~ 3µm	4	<b>ARRASTAMENTO (engrenagens)</b>  * Superfície rugosa * Coloração por temperatura * >20µm
5	<b>DESGASTE SEVERO POR DESLIZAMENTO</b>  * Estrias * Corte reto * > 20µm	6	<b>PARTÍCULAS DIVERSAS</b>  Areia Polímeros de fricção

Figura 7.14- Representação do tipo de partículas presentes num lubrificante [25]

A partir de um processo quantitativo pode ser elaborado um gráfico, denominado “curva da asa” mostrando a evolução do desgaste dos elementos de uma máquina rotativa. O tamanho das partículas provenientes de desgaste normal varia de 0,1 µm até acerca de 5µm. Se estas

forem maiores que 10µm vai significar certamente uma falha indesejável do componente como demonstra a Figura 7.15 [41]:

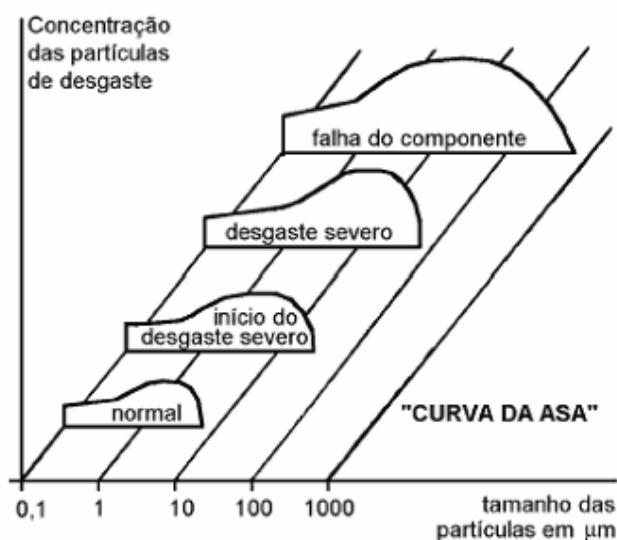


Figura 7.15- Gráfico “Curva da Asa” [25]

### 7.1.3.2. Análise da viscosidade

A análise da viscosidade é um processo de monitorização importante, componente de muitos programas de análise de óleo e que serve obviamente como complemento à análise ferrográfica. Basta haver pequenas alterações para poder causar grandes prejuízos no funcionamento do Redutor e diminuir a sua vida útil.

Os valores de tolerância de alteração da viscosidade são de 5 % para precaução, e 10 % para situação crítica. Esta alteração da viscosidade requer testes adicionais para confirmar algum tipo de oxidação ou a análise de contaminantes para verificar a presença ou não de água (nomeadamente em ambientes húmidos ou corrosivos) ou fuligem (em superfícies de contacto que possam atingir elevadas temperaturas), ou embora menos usados por serem de maior custo, a identificação da composição química do lubrificante [34].

A viscosidade deve ser sempre alvo de monitorização, devido ao seu impacto no lubrificante e na vida útil dos equipamentos. Medindo-se a viscosidade diretamente no local usando um de muitos instrumentos de análise capazes de determinar a mudança de viscosidade com precisão, usando sensores acoplados ou segundo uma análise química num laboratório, de modo como pode determinar, mudanças que possam incidir na fiabilidade do equipamento [25].

Na tabela 7.1 pode ser agrupado os efeitos de uma mudança da viscosidade [34]:

**Tabela 7.2 – Efeito da viscosidade no lubrificante [34]**

<b>Diminuição da Viscosidade</b>	<b>Aumento da Viscosidade</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Desgaste excessivo;</li> <li>• Aumento do atrito provocando um grande consumo de energia</li> <li>• Vazamento interno ou externo;</li> <li>• Maior sensibilidade para a contaminação com partículas;</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Enorme formação de calor, provocando oxidação do lubrificante;</li> <li>• Possível formação de cavitação devido à perda de fluxo;</li> <li>• Falta de lubrificação em alguns componentes dado a fluxo ser inadequado;</li> <li>• Grande consumo de energia para superar do atrito existente do lubrificante;</li> </ul>

### **7.1.3.3. Utilização de um sensor na aplicação**

Na SEW a análise do lubrificante, nomeadamente a viscosidade, e de modo a não ser desnecessária a desmontagem de componentes, é feita utilizando um sensor do modelo DUO10A [42] (Figura 7.16) que permite o seguinte:

- Informações sobre o tempo de vida que resta ao lubrificante (eventualmente em número de dias);
- Informações sobre a temperatura do lubrificante;
- Detetar no caso de haver, uma temperatura excessiva do lubrificante, enviando uma sinal de alarme quando passar um determinado valor estabelecido;



**Figura 7.16- Sensor de lubrificação de modelo DUO10A [42]**

Assim permitirá a partir da leitura dos dados fornecidos planejar os períodos de manutenção, otimizar a vida útil do lubrificante, e permitir o controlo de custos [48].

## 7.2. Alinhamento de veios

De modo a que no futuro não haja problemas com o desalinhamento, além de uma monitorização permanente, ao ser colocado o redutor numa aplicação devem ser usadas técnicas que permitem alinhar o veio exterior de uma forma simples e exata. Este subcapítulo mostrará as técnicas mais importantes e que se distinguem do seu grau de exatidão e do conhecimento técnico necessário. As mais utilizadas são através do uso de uma régua e esquadro (a mais simples e menos exata), o uso de um comparador, ou através de um processo a laser, sendo este o mais recente e exato. A calibração dos calços usado para o apoio dos pés do redutor é outro processo utilizado.

### 7.2.1. Alinhamento por régua e esquadro ou calibrador de folga

O alinhamento por régua é o método mais antigo e simples e de fácil aplicação mas o de menor confiabilidade devido à sua precisão depender do técnico que o está a usar, recorrendo a uma régua e esquadro e/ou com um calibrador de folga [26]. Este método pode ser aplicado numa polia ou num acoplamento como mostra a Figura 7.17, no qual tem-se que respeitar uma determinada folga entre as ligações:

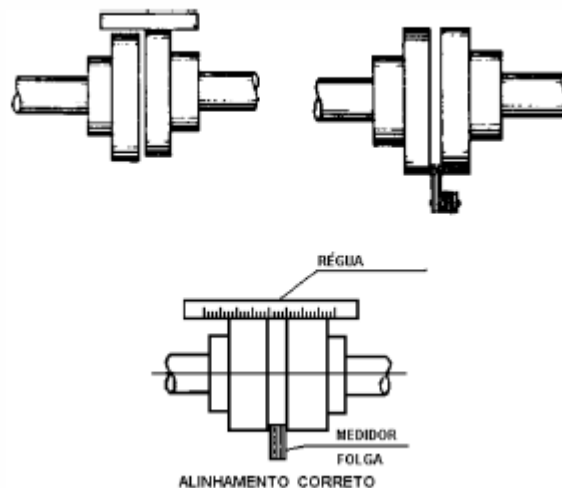


Figura 7.17- Alinhamento por régua e calibrador de folga num acoplamento de veios [49]

Esse tipo de método deve ser executado em equipamentos de baixa rotação, nomeadamente em acoplamentos de grandes diâmetros e que necessitam de uma manutenção urgente [26, 50]. Para se obter um alinhamento correto no caso de um acoplamento, devem ser respeitadas as seguintes instruções [49, 51]:

- Regista-se as leituras em quatro posições desfasadas cada uma  $90^\circ$ , observando sempre os mesmos traços referenciais em ambas as metades do acoplamento;
- O alinhamento paralelo é obtido quando a régua se mantiver nivelada com as duas metades nas quatro posições desfasadas ( $0^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $180^\circ$  e  $270^\circ$ );
- Para um alinhamento angular é obtido quando o medidor de folga mostrar o mesmo registo nas quatro posições ( $0^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $180^\circ$  e  $270^\circ$ ) mas observando sempre, a concordância entre os traços de referência;
- Uma folga maior no topo do que em baixo indica a necessidade de calços nos pontos mais próximos do acoplamento.

Este método é um bom procedimento quando se inicia o processo de alinhamento. Depois de executar este primeiro procedimento, por não ser tão exato deve haver algum complemento para continuar o processo de alinhamento [52]. É por isso que devem ser usados comparadores para se conseguir um alinhamento de precisão [50].

### **7.2.2. Alinhamento por uso de comparador**

O método de alinhamento tradicional mais preciso é efetuado através do uso de comparador. Este é um instrumento mecânico de precisão (Figura 7.18a)) que mede a posição relativa do eixo, e que consiste num invólucro contendo diversos componentes mecânicos de precisão, uma face com marcas separadas 0.01mm entre si, um ponteiro e um êmbolo para ser encostado ao veio. O comparador pode ser lido a partir do zero em ambas as direcções, sendo colocado por baixo ou atrás do indicador [26]. Ao ser pressionado o êmbolo o ponteiro vai rodar no sentido dos ponteiros do relógio rodando no sentido contrário quando deixa de receber essa pressão [50]. Mais recentemente, e para maiores precisões deu-se o aparecimento de comparadores digitais, permitindo desde logo introduzir as tolerâncias exigidas e efetuar diferentes medidas em simultâneo [52], embora o seu custo de aquisição seja mais elevado (Figura 7.18b)).

Os comparadores medem a posição das linhas de eixos de um veio, estando presos a partir de suportes adequados ao veio a ser alinhado com o indicador orientado de forma a estar em contacto com o veio ou acoplamento da aplicação [50]. Este método está muito dependente da qualificação do operador para se conseguir um resultado credível.



a)



b)

Figura 7.18- a) Comparador mecânico [53] b) Comparador digital [54]

### 7.2.2.1. Formas de montagem e leitura

Na verificação do alinhamento paralelo e angular o relógio deve ser posicionado com a base magnética sempre apoiada na parte do motor ou do redutor como demonstra a Figura 7.19, em que as medições são efetuadas da mesma forma do que com a régua, as 4 posições distintas separadas 90° cada uma. A diferença entre os dois alinhamentos está na posição do sensor do relógio: no alinhamento paralelo, deve ser numa posição perpendicular ao acoplamento da parte acionada, e no angular deve estar numa posição axial em relação ao seu eixo [49].

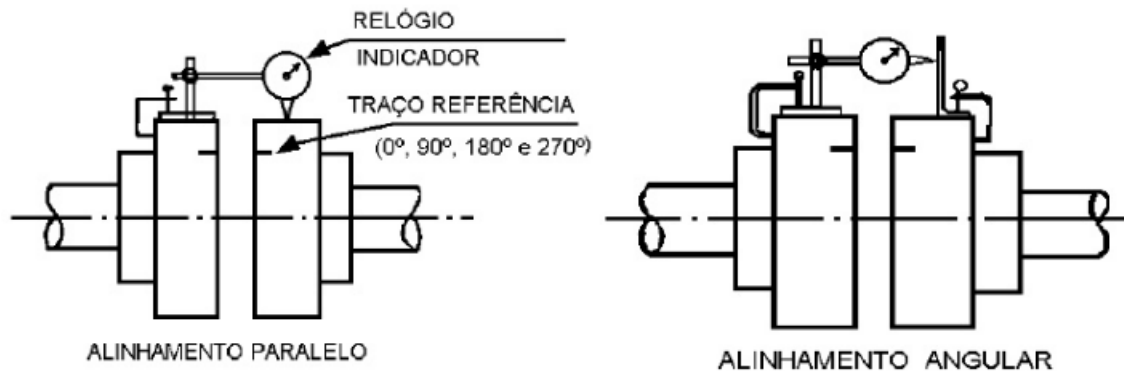
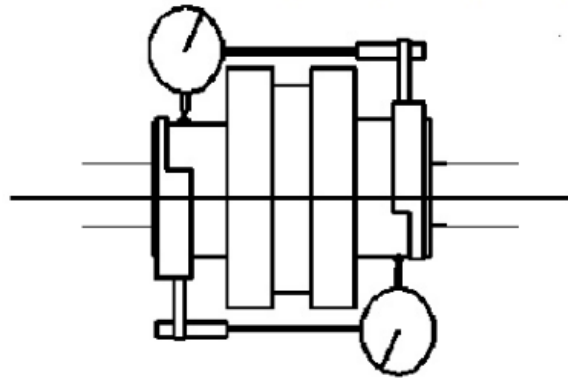


Figura 7.19- Esquemas de posicionamento do comparador segundo o alinhamento paralelo e angular [49]

Em alternativa, o alinhamento paralelo e angular pode ser feito em simultâneo através de uma leitura de duas medidas radiais do acoplamento como demonstra a Figura 7.20, sendo usado em acoplamentos mais longos, quando os dois veios podem rodar e permitindo uma maior precisão [50].



**Figura 7.20- Alinhamento combinado segundo a leitura de medidas radiais [50]**

#### **7.2.2.2. Problemas de deflexão e leitura obtida**

O problema no alinhamento executado com comparadores é que existe sempre a deflexão destes aquando da sua montagem, sendo muitas vezes desprezado e contribuindo para leituras erradas. A deflexão é originada pela gravidade existente nas barras que seguram os comparadores e para se obterem valores de alinhamento corretos deve ser sempre determinada e calculada, sendo a menor possível, de preferência na ordem dos 0.0254mm, ou então pode ser medida na seguinte forma [50]:

- Começar por instalar normalmente os comparadores;
- Colocar o comparador a zero na posição inicial (de topo);
- Rodar o veio e registar os valores para as posições 0, 90, 180 e 270°;
- Rodar de novo o veio até à posição inicial, verificando se o comparador ficou a indicar zero. Se não o indicar pode haver problemas como comparador;
- Repetir os passos anteriores e efetuar a média das duas leituras. Se estas forem muito diferentes pode haver outro tipo de problemas a não ser a própria deflexão;

Só depois de se registar a deflexão é que se consegue determinar qual é o alinhamento que é necessário fazer, subtraído o valor da deflexão à leitura do comparador. Na grande maioria das aplicações a determinação da deflexão apenas irá alterar os valores de desalinhamento na vertical, pelo que é comum apenas medir a deflexão nesta direcção [52].

Em alternativa a interpretação do valor num plano vertical do **desalinhamento radial** será metade do valor indicado pelo comparador na posição da Figura 7.19, sendo que o valor obtido for positivo o veio do redutor está descido em relação à aplicação e se o sinal for negativo o veio está subido [55].

Para o valor do **desalinhamento axial** será o resultado obtido da subtração dos valores que são indicados pelo comparador na posição a 90° e a 270°, sendo o valor do sinal positivo o acoplamento entre veios está fechado a 90° e o valor negativo, significa que o acoplamento está fechado a 270° [55]. Assim já é possível por exemplo verificar que calços devem ser usados para que o redutor esteja alinhado com a aplicação a ser acoplada.

### 7.2.3. Alinhamento por laser

O alinhamento por laser é o método mais eficaz utilizado para alinhar veios, tendo uma maior superioridade técnica em relação métodos tradicionais como o do uso de comparadores, sendo mais preciso e eliminando erros relacionados com esses (como a deflexão) e evitando leituras inconsistentes, sendo mais rápido e confiável [56]. Este método utiliza dois componentes como demonstram a Figuras 7.21 e 7.23a) no caso de um acoplamento entre veios e na Figura 7.22 no caso de uma polia, um emissor e um receptor do feixe *laser*:

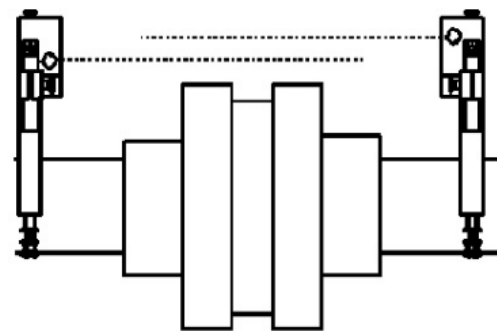
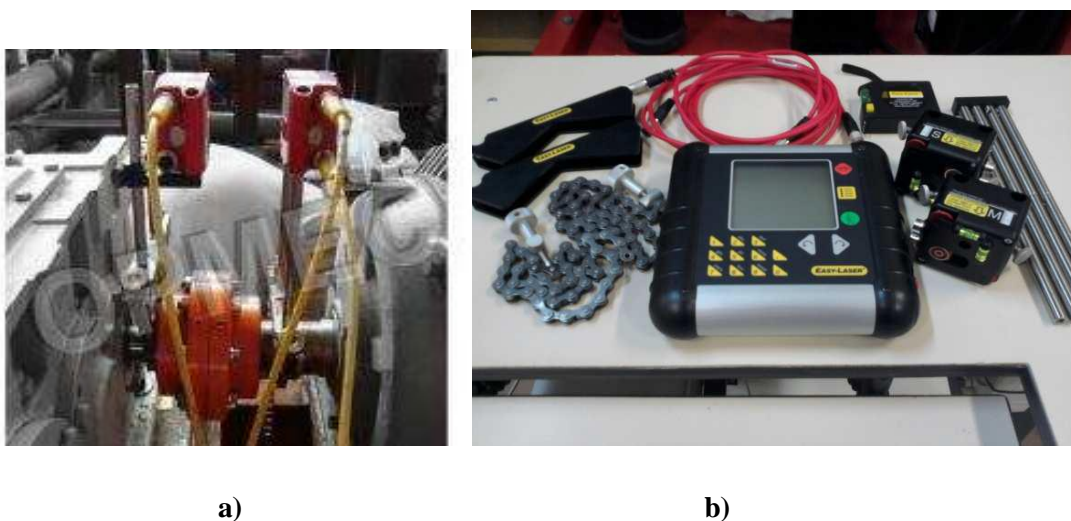


Figura 7.21- Exemplo de montagem de um emissor e de um receptor num acoplamento entre veios [50]



Figura 7.22- Montagem num alinhamento a laser entre polias [57]

O sistema por laser permite medições numa posição angular e paralela do eixo do veio através da emissão de um laser pelo transdutor (parte fixa) para um prisma (parte móvel). Os sensores são ligados a um microcomputador portátil através de cabos (Figura 7.23 b)) ou por radiofrequência, que recebe os dados obtidos e que a partir deles realiza os cálculos e as orientações para a correção do desalinhamento de uma forma prática [24]. Como desvantagem, não pode ser utilizado diretamente em ambientes que possam provocar interferências no feixe do laser, como junto a uma turbina a vapor a qual gera nuvens de condensado ou sob luz solar que pode provocar interferências ou erros nas medições [24].



**Figura 7.23- a) Exemplo de montagem de um emissor num redutor [26] b) Receptor a laser num acoplamento entre dois veios [26].**

O recetor a laser, dependendo do fabricante, possui normalmente as seguintes características nos seus programas de medição dependendo do que se quer medir, podendo se medir também os calços, como se verá no subcapítulo 7.2.4 [26]:

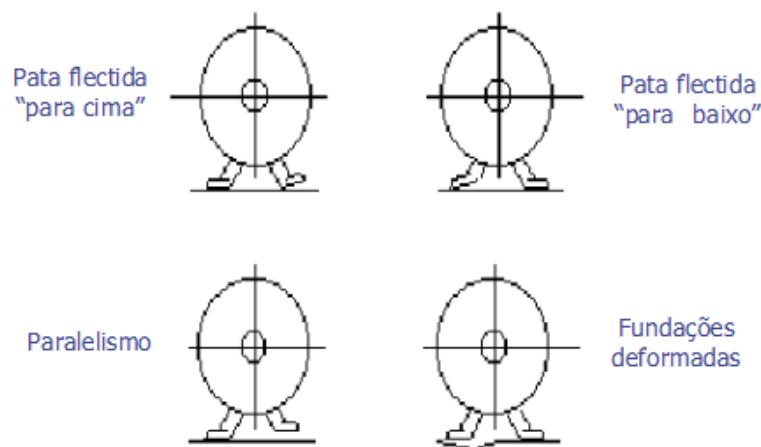
- Verificação horizontal para alinhar máquinas horizontais;
- Confere se o redutor está apoiado de uma forma uniforme sobre os seus apoios, mostrando quais devem ser alvo de correção ou de colocação de calços;
- Compensa a diferença de temperaturas que possa haver entre a aplicação e o redutor, tendo em conta a sua dilatação térmica;
- Verifica os valores dos alinhamentos paralelos e angulares, mostrando graficamente quando o alinhamento está dentro da tolerância exigida ou da folga pretendida;
- O uso de um filtro eletrónico para um resultado mais preciso da medição quando é realizada em locais severos e passíveis de erro como a ocorrência de turbulência de ar ou de vibrações que possa prejudicar as medições;

Um dos aspectos mais importantes e agora referidos na execução de alinhamentos válidos é a existência de vibração proveniente de outras máquinas ou aplicações em redor do acoplamento ou do redutor a alinhar, dados estes equipamentos medirem movimentos com uma grandeza muitíssimo pequena. Se induzirem grandes vibrações, podem levar a leituras incorrectas com os métodos mais tradicionais. É por isso que os sistemas de alinhamento a laser mais recentes estão equipados com modos de leitura que permitem executar médias até se estabilizar no valor correto [50], através de filtros que permitem evitar ou minimizar esse problema [26].

#### 7.2.4. Alinhamento das sapatas e dos calços usados

Como tem sido referido, muitos dos valores obtidos para os alinhamentos necessários segundo os processos anteriores podem não estar corretos devido a falhas nos apoios do redutor (sapatas como o redutor em estudo) sobre a superfície em que se inserem ou a deformações destas. É por isso necessário que para um alinhamento correto dos veios e mesmo antes de se verificar a sua acoplagem, que sejam alinhados os apoios ou no caso de ser necessário, através da utilização de calços devidamente instalados.

A verificação dos apoios é feita usando o comparador ou o aparelho a laser, analisando o estado de cada apoio, permitindo calibrar que calços podem ser usados caso seja necessário. Um dos sintomas é a “Pata Coxa” em que uma ou mais sapatas do redutor (se as tiver) não se encontram no mesmo plano e distorcendo a base, e podendo também podendo provocar uma falha nos rolamentos e dificultar a execução de um alinhamento de precisão [50]. A Figura 7.24 representa os vários casos onde no qual é necessário efetuar uma correção, segundo o estado do apoio ou a superfície em que se insere.



**Figura 7.24- Situações em que seja necessário um alinhamento dos apoios de um acionamento eletromecânico [50]**

#### 7.2.4.1. A preparação da base

Se um ponto de apoio do redutor não estiver no mesmo plano, os esforços vão se acentuar nestas regiões onde haverá esta folga, diminuindo a vida útil do sistema [51]. Por isso é necessário começar por verificar se a base está conforme o apoio do redutor, de modo a evitar más medições no alinhamento. De seguida, assegurar se a área circundante dos pontos de apoio está limpa, incluindo o topo das sapatas e se não estiver conforme efetuar a limpeza da base e dos pontos de apoio antes de ser colocado na base e ao mesmo tempo garantir que as superfícies estejam limpas e sem vestígios de corrosão ou de rebarba [50]. Ao ser colocado o redutor a acoplar, e se se notar algum erro nas medições efetuadas ou se for logo notado algum pé coxo, devem ser usado calços, devidamente normalizados e adequados para o apoio em causa.

#### 7.2.4.2. A correção dos apoios

Os passos seguintes devem ser seguidos para correção de problemas de pata coxa, representados na Figura 7.25 [50]:

- Depois de localizar a pata coxa existente nos apoios, desaperta-se os parafusos de cada uma;
- Numa sapata de cada vez, utilizar um apalpa folgas de e registar a folga existente;
- Repetir este procedimento caso seja necessário, com outras espessuras até se encontrar o perfil de cada sapata de modo a que seja feito um calço como indicado na Figura 7.25 para corrigir a sapata em relação à superfície, tendo atenção ao material usado (de preferência em aço inoxidável de modo a evitar a corrosão).

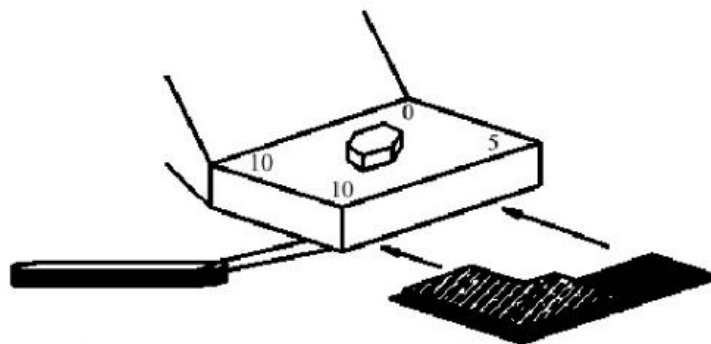


Figura 7.25- Colocação de um calço no apoio [50]

## **8. Conclusões e sugestões para futuros trabalhos a desenvolver**

### **8.1. Conclusões**

Esta tese foi elaborada no âmbito da parceria entre o DEMI-FCT e a SEW-Eurodrive. Este tema foi proposto pela empresa, dada a sua grande importância na sua actividade, nomeadamente nas ações de manutenção.

Os objetivos propostos pela empresa foram cumpridos. Foi efetuado um levantamento do tipo de fraturas em veios de redutores industriais.

Foi feita a análise de veios fraturados em situações reais nos redutores industriais dos clientes da empresa.

Foram efetuadas várias séries de simulações computacionais com diferentes causas/efeitos.

Foi elaborado um manual prático para ser utilizado pelos técnicos da empresa. O manual é constituído por três componentes: A primeira parte é dedicada aos vários tipos de desalinhamentos, sendo esta uma das principais causas de avaria de ruína dos veios de redutores industriais. A segunda parte é dedicada à manutenção preditiva, com a monitorização da condição. A terceira e última parte é dedicada às técnicas de alinhamento de veios.

### **8.2. Sugestões para futuros trabalhos a desenvolver**

Ao ser efetuada esta dissertação, verificou-se existirem alguns pontos onde pode haver um aprofundamento do estudo ou levar à elaboração de outros estudos.

A construção de uma bancada de ensaios que permita simular as condições reais com que os veios são enfrentados, de modo a comparar os resultados obtidos a partir das simulações computacionais é uma sugestão para complementar o estudo realizado.

O efeito que o lubrificante pode provocar nos rolamentos do redutor aquando da existência de uma má montagem ou desalinhamento pode ser visto com maior rigor através dessa bancada de ensaios, podendo levar a um aprofundamento do estudo nesta matéria.

Seria interessante também analisar o efeito que as avarias nos veios dos redutores industriais vão provocar no engrenamento interior acoplado, podendo ser analisado se o desgaste nele existente se pode dever a solicitações a que o veio foi exercido.

## Referências Bibliográficas

- [1] <http://www.metalravne.com/seletor/steels/ck45.html> (17-11-2012)
- [2] [http://www.saarstahl.com/fileadmin/saarstahl\\_extranet/images/04\\_produkte/walzstahlsorten/english/1191\\_1201\\_C45E\\_C45R.pdf](http://www.saarstahl.com/fileadmin/saarstahl_extranet/images/04_produkte/walzstahlsorten/english/1191_1201_C45E_C45R.pdf) (17-11-2012)
- [3] [http://www.saarstahl.com/fileadmin/saarstahl\\_extranet/images/04\\_produkte/walzstahlsorten/english/7225\\_7227\\_42CrMo4\\_42CrMoS4.pdf](http://www.saarstahl.com/fileadmin/saarstahl_extranet/images/04_produkte/walzstahlsorten/english/7225_7227_42CrMo4_42CrMoS4.pdf) (17-11-2012)
- [4] <http://www.steelss.com/Carbon-steel/42crmo4.html> (17-11-2012)
- [5] <http://www.metalravne.com/seletor/steels/vcmo140.html> (17-11-2012)
- [6] [http://www.globalmetals.com.au/\\_pdf/Cromax/Cromax\\_42CrMo4\\_4140.pdf](http://www.globalmetals.com.au/_pdf/Cromax/Cromax_42CrMo4_4140.pdf) (17-11-2012)
- [7] C. M. Branco, J. M. Ferreira, J. Domingos da Costa, J. Silva Ribeiro, *Projecto de Orgãos de Máquinas*, 2ª Edição. Fundação Calouste Gulbenkian, 2008.
- [8] G. Sines, *Metal Fatigue*, Ed. George Sines and J.L. Waisman, McGraw-Hill, 1959, p.158.
- [9] C. R. Soderberg, Working Stresses, *J.Appl. Mechanics*, Vol.57, 1935, p. A-106.
- [10] H. J. Gough, H. V. Pollard, “The Strength of Metals Under Combined Alternating Stresses”, *Proc. Of the Inst. Mech. Eng.*, Vol.131 (3), 1935, p. 3-103.
- [11] ASME B106.1M-1985, *Design of Transmission Shafting*, ASME International.
- [12] S. H. Loewenthal, *Proposed Design Procedure for Transmission Shafting Under Fatigue Loading*, Technical Note TM-78927, Nasa, 1978.
- [13] J. E. Shigley, C. R. Mischke, *Projeto de Engenharia Mecânica*, 7ª Edição, McGraw-Hill Bookman, 2005.
- [14] J.Sabino, “Órgãos de Máquinas - Cálculo de Veios”, ISEP - Departamento de Engenharia Mecânica, 2003
- [15] R. Hibbeler, *Mechanics of Materials*, Pearsons Education, 2011.
- [16] C. Karaağaç, “Fracture and Fatigue Analysis of Anagitator shaft with Circumferential Notch” - Dokuz Eylül University, 2002.
- [17] C. M. Branco, *Mecânica dos Materiais*, 5ª Edição. Fundação Calouste Gulbenkian, 2011.
- [18] N.W. Sachs, *Fracture Features - Understanding the Surface Features of Fatigue Fractures*, Journal of Failure Analysis and Prevention, Vol. 5 (2), p.11-15, April 2005.
- [19] J.Sabino, “Órgãos de Máquinas – Fadiga”, ISEP - Departamento de Engenharia Mecânica, 2003.
- [20] J. A. Martins Ferreira, *Comportamento em Serviço dos Materiais*, Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra – Serviço de Textos e Reprografia, 1999.

- [21] S.K. Bhaumik, R. Rangaraju, M.A. Parameswara, M.A. Venkataswamy, T.A. Bhaskaran, R.V. Krishnan, *Fatigue failure of a hollow power transmission shaft*, Engineering Failure Analysis, Vol. 9, 2002, p. 457–467.
- [22] J.M.O. Sousa Cirne, “Resistência de Materiais - Parte II”, Grupo Mecânica Estrutural do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra, 2007.
- [23] <http://www.met-tech.com/fractured-input-shaft.html> (30-09-2012)
- [24] M. Pacholok, “Uso da Termografia Para Avaliação do Desalinhamento de Eixos de Máquinas Rotativas – Uma Ferramenta Auxiliar à Análise de Vibrações”, Pontifícia Universidade Católica do Paraná, 2004.
- [25] R. C. Cunha, “Análise do estado de conservação de um redutor de velocidade através da técnica de partículas de desgaste no óleo lubrificante auxiliada pela análise de vibrações,” Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira da Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, 2005.
- [26] A. A. Szymon, F. Pieta, “Bancada Didática de Alinhamento de Máquinas Rotativas”, Universidade Tecnológica do Paraná – Campus Pato Branco, 2011.
- [27] H. V. G. Navas “Avarias em Chumaceiras de Rolamento Provocadas por Erros de Montagem em Transmissões por Correia”, Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa, 1998.
- [28] J. Piotrowski, *Shaft alignment handbook*, 2.ed. Dekker, New York, 1995.
- [29] F. B. Remus, L.L. Gonçalves, T. R. Ramos, “Mecanismos Engrenagens Cônicas e Par Sem-Fim”, Universidade Luterana do Brasil, 2010.
- [30] D. Stevens, “Bearing Failures - Introduction to Bearing Failures”, SKF Ltd, 1999.
- [31] FAG Portuguesa LDA, “Danificações em rolamentos,” WL 82102 PC, 1987.
- [32] [http://medias.ina.de/medias/en!hp.tg.cat/tg\\_hr\\*ST4\\_102027403](http://medias.ina.de/medias/en!hp.tg.cat/tg_hr*ST4_102027403) (7-12-2012)
- [33] FAG, “Rolamentos FAG X-life de contato angular com uma carreira de esferas”, 2005.
- [34] D. F. Lago, “Manutenção de redutores de velocidade pela integração das técnicas preditivas de análise de vibrações e análise de óleo lubrificante,” Faculdade de Engenharia - UNESP – Campus de Ilha Solteira, 2007.
- [35] A. Green, “The study of the failure modes of a spur gear using vibration an particle analysis techniques”, James Cook University, School of Engineering, Melbourne, 2003.
- [36] A. Arato Jr., “Manutenção preditiva usando análise de vibrações”, Manole, Barueri, 2004, p. 190.
- [37] M. H. Mathias, “Ferramentas de Diagnóstico de Falhas – Métodos de Diagnósticos de Máquinas”, Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho” – Campus de Guaratinguetá.

- [38] J. S. Mitchell, *Introduction to machinery analysis and monitoring*, 2.ed. PennWell, Oklahoma, 1990
- [39] L. P. Ponci, P. M. Rodrigues da Cunha, “Previsão de falha em rolamentos por análise espectral e de envelope.”
- [40] V. Mirshawka, *Manutenção preditiva- Caminho para zero defeitos*, 1ª Edição. McGraw-Hill, 1991.
- [41] SEW, “Diagnóstico de accionamentos com análise de vibrações para manutenção preventiva”, SEW-Eurodrive Portugal.
- [42] D. Braga, “Gestão da Manutenção de accionamentos eletromecânicos,” 2011.
- [43] L. Nunes, R. Andrade, V. Antunes, J. De Paola, “Ensaio de Vibrações”, Faculdades Integradas de São Paulo, 2009.
- [44] J. C. B. Nogueira and V. P. Reis, “Emprego da termografia na inspeção preditiva,” *Revista de divulgação do Projeto Universidade Petrobras e IF Fluminense*, vol. 1, 2010, p. 29–35.
- [45] SEW, “SEW-Eurodrive Serviços”, SEW-Eurodrive Portugal, Maio 2009.
- [46] Flir Systems AB, *Thermal imaging guidebook for industrial applications*.
- [47] Daniel F. Lago, “Manutenção preditiva de um redutor usando análise de vibrações e de partículas de desgaste,” 1998.
- [48] SEW, “Unidade de Diagnóstico DUO10A”, SEW-Eurodrive, 2006.
- [49] SENAI, CST, “Mecânica – Alinhamento de Máquinas Rotativas”, Companhia Siderúrgica de Tubarão, 1997.
- [50] MIIT, “Alinhamento de Acoplamentos”, MIIT – Serviços de Engenharia, 2010.
- [51] CSE, “Alinhamento de Eixos”, CSE - Consultoria e Serviços de Engenharia.
- [52] IEFP, ISQ “Alinhamento de Máquinas Acopladas - Determinação de Correções – Guia do Formando”, Instituto do Emprego e Formação Profissional, 2003.
- [53] <http://www.farnell.com/datasheets/318437.pdf> (10-01-2013)
- [54] <http://www.measurecontrol.com/mitutoyo-absolute-543-264b/> (10-01-2013)
- [55] IEFP, ISQ “Alinhamento de Máquinas Acopladas – Guia do Formador”, Instituto do Emprego e Formação Profissional, 2003.
- [56] <http://www.mgstecnologia.com.br/alinhamento.php> (11-01-2013)
- [57] [http://www.mapro.skf.com/products\\_p/ins\\_tmeb2.htm](http://www.mapro.skf.com/products_p/ins_tmeb2.htm) (11-01-2013)
- [58] <http://www.skf.com/br/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row/index.html?prodid=1400710308&imperial=false#> (02-02-2013)
- [59] <http://www.skf.com/br/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html?prodid=1050010208&imperial=false#> (02-02-2013)
- [60] <http://www.skf.com/br/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html?prodid=1050050309&imperial=false#> (02-02-2013)

## **Bibliografia Consultada**

Diversa documentação técnica da SEW-Eurodrive.

Artigos publicados em diversos CIBIM – Congresso Ibero-Americano de Engenharia Mecânica.

## Anexo A- Fórmulas de cálculo da flecha de um veio, segundo o tipo de esforços aplicados

Tabela A.1 – Fórmulas de cálculo segundo a ação de cargas unitárias [adaptado de 15]

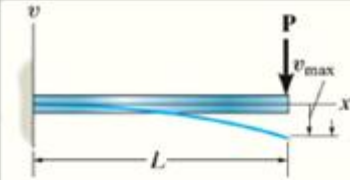
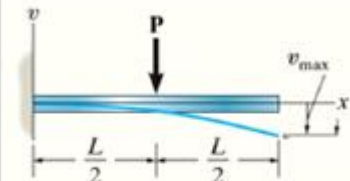
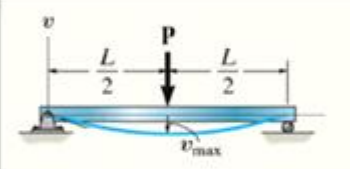
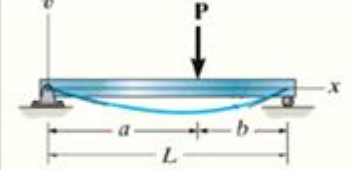
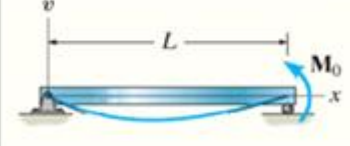
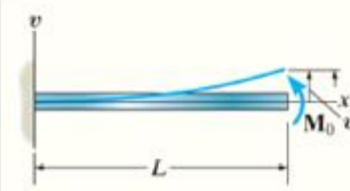
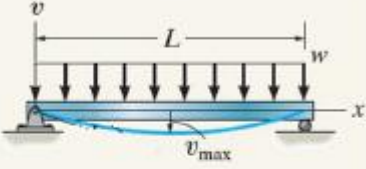
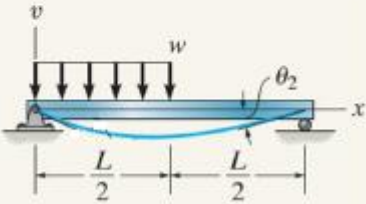
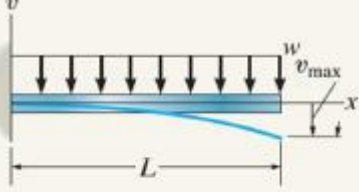
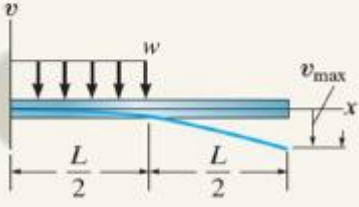
Viga	Flecha
	$v_{\max} = \frac{-PL^3}{3EI}$
	$v_{\max} = \frac{-5PL^3}{48EI}$
	$v_{\max} = \frac{-PL^3}{48EI}$
	$v \Big _{x=a} = \frac{-Pba}{6EIL} (L^2 - b^2 - a^2)$
	$v_{\max} = \frac{-M_0L^2}{\sqrt{243EI}}$ para $x = 0.5774L$
	$v_{\max} = \frac{M_0L^2}{2EI}$

Tabela A.2 – Fórmulas de cálculo segundo a ação de cargas unitárias [adaptado de 15]

Viga	Flecha
	$v_{\max} = \frac{-5wL^4}{384EI}$
	$v \Big _{x=L/2} = \frac{-5wL^4}{768EI}$ $v_{\max} = -0.006563 \frac{wL^4}{EI}$ <p>para <math>x = 0.4598L</math></p>
	$v_{\max} = \frac{-wL^4}{8EI}$
	$v_{\max} = \frac{-7wL^4}{384EI}$

**Anexo B- Determinação do fator de concentração de tensões  $K_t$  segundo o tipo de entalhe existente no veio**

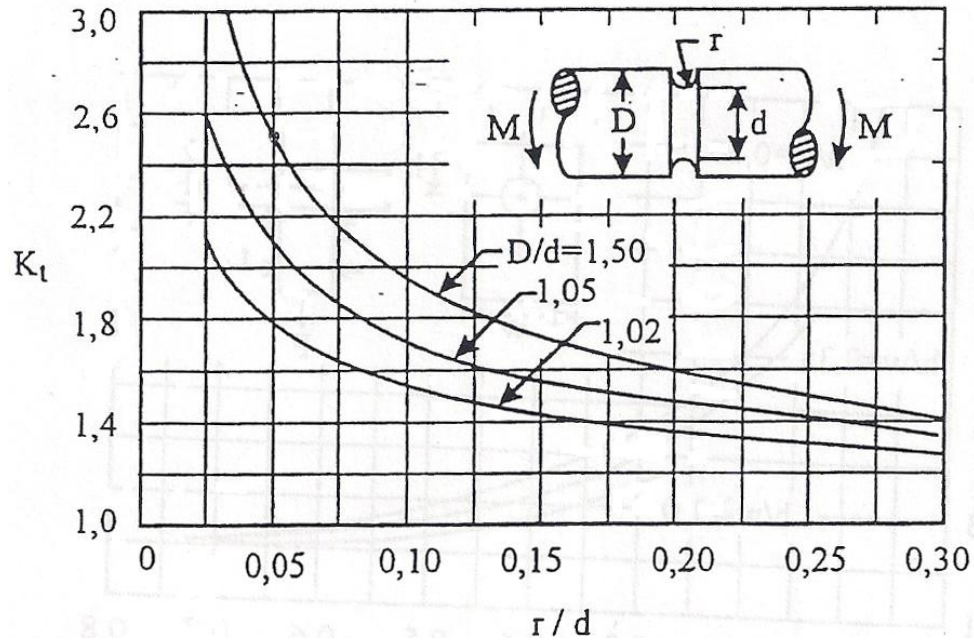


Figura B.1- Fator de concentração de tensões  $K_t$  num veio entalhado à flexão [20]

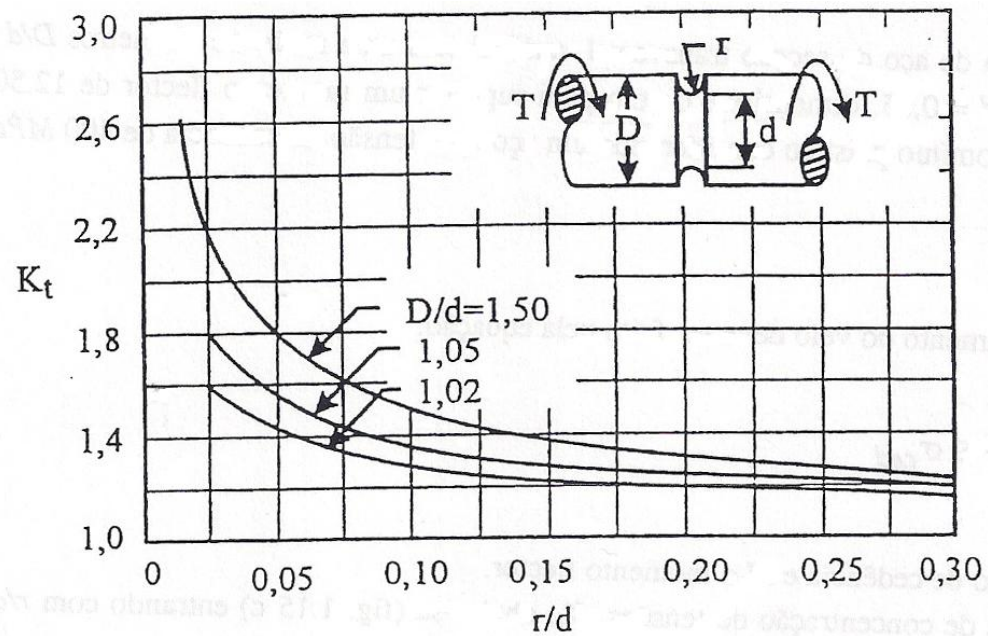


Figura B.2- Fator de concentração de tensões  $K_t$  num veio entalhado à torção [20]

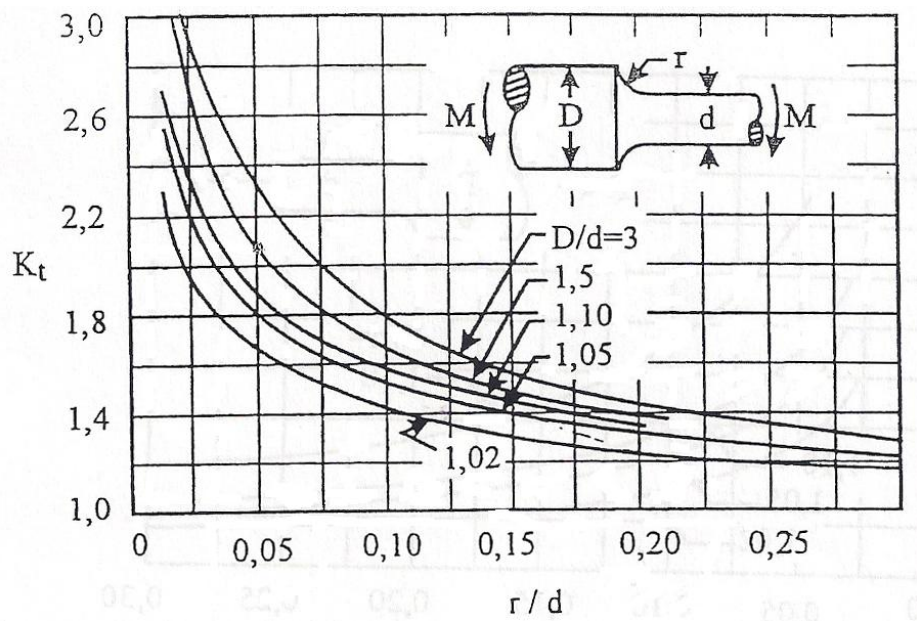


Figura B.3- Fator de concentração de tensões  $K_t$  numa variação de secção de um veio à flexão [20]

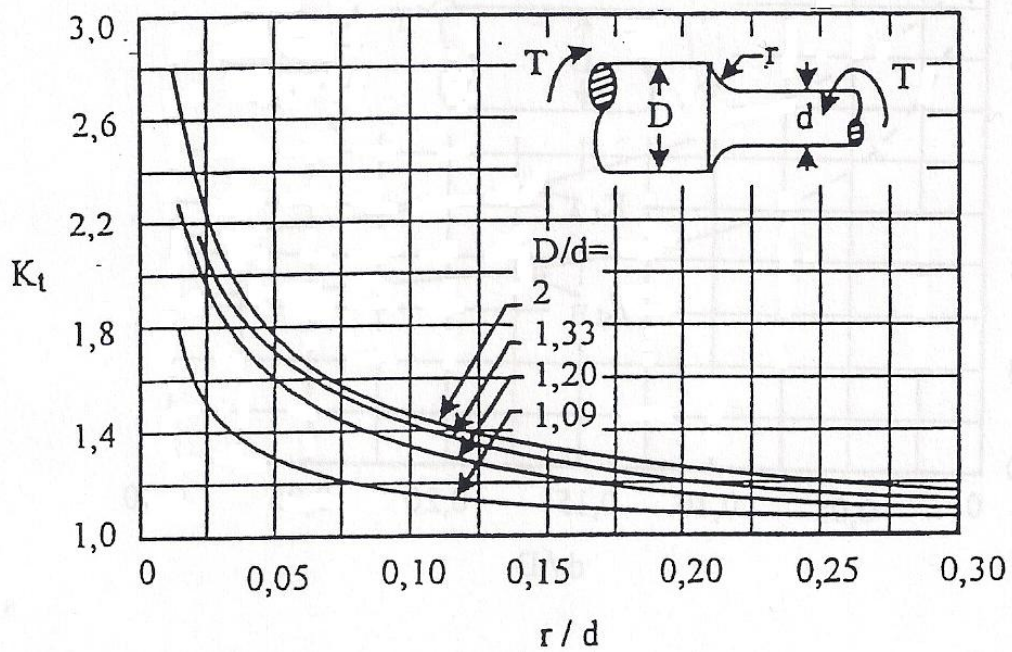


Figura B.4- Fator de concentração de tensões  $K_t$  numa variação de secção de um veio à torção [20]

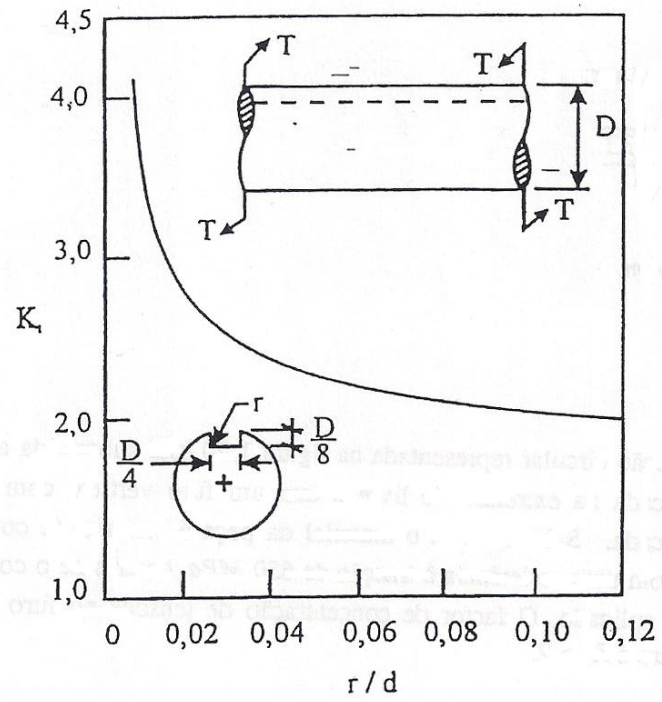


Figura B.5- Fator de concentração de tensões  $K_t$  num veio com entalhe para chaveja sujeito a torção [20]



## Anexo C- Legenda dos elementos do redutor em estudo do tipo R77

Tabela C.1 – Lista de elementos correspondes à parte de entrada do redutor em estudo representada na Figura 4.5

Nº	Denominação	Designação DIN	Nº	Denominação	Designação DIN
201	Anel de retenção Pinhão Ø22	DIN 471 22x1,2	212	Eixo entrada AD4/RS Pinhão 28	Ø38x80
201	Anel de retenção Pinhão Ø28	DIN 471 28x1.5	212	Eixo entrada AD4/RS Pinhão 22	Ø1.375"x3.15"
202	Chaveta Pinhão Ø22	DIN6885 A 5x5x25-C45K	212	Eixo entrada AD4/RS Pinhão 28	Ø1.375"x3.15"
202	Chaveta Pinhão Ø28	DIN6885 A 6x6x28-C45K	214	Anel de retenção	DIN471 45x1,75
203	Retentor	DIN3760 A 38x52x7-FKM	216	Massa de vedação	
203	Retentor a) h)	DIN3760 A 38x52x7-FKM	217	Rolamento de esferas	DIN 625 6309-J-Z
204	Parafuso sextavado Fl. Ø200	ISO4017 M 10x25-8.8	220	Bujão	M12x1,5 Fl. Ø200-250
204	Parafuso sextavado Fl. Ø250-300	ISO4017 M 12x30-8.8	220	Válvula de respiro	M12x1,5-Ms Fl. Ø200-250
204	Parafuso sextavado Fl. Ø350	ISO4017 M 16x35-8.8	220	Bujão	M22x1,5 Fl. Ø300-400
204	Paraf. sextavado fl. Ø400	ISO4017 M 16x40-8.8	220	Válvula de respiro	M22x1,5-Ms Fl. Ø300-400
204	Parafuso sextavado Fl. Ø450	ISO4017 M 16x45-8.8	220	Bujão	M33x2 Fl. Ø450
207	Flange	200mm	220	Válvula respiro	M33x2-Ms Fl. Ø450
207	Flange	250mm	223	Rol. rolos cilíndricos	DIN 5412 NJ308E
207	Flange	300mm	224	Defletor	38
207	Flange	350mm	226	Contra-recuo AD4/RS	
207	Flange	400mm	227	Chaveta AD4/RS	DIN6885 A 14x6x28-C45K
207	Flange	450 mm	228	Anel de retenção AD4/RS	DIN 471 48x1,75
208	Retentor	DIN3760 AS42x72x10/8	234	Arruela AD4/P	DIN 125 B31-140HV-A2C
209	Flange do retentor		236	Plataforma AD4/P	
209	Flange do retentor AD4/ZR		236	Plataforma AD4/P	Sem furação
209	Plataforma AD4/P		237	Porca sextavadaAD4/P	ISO 4032 M30-8-A2C
210	Parafuso sextavado	ISO 4017 M12x35-8.8	244	Coluna roscada AD4/P	310mm
211	Chaveta eixo Ø38x80	DIN 6885 A10x8x70-C45K	244	Coluna roscada AD4/P	380mm
211	Chaveta eixo Ø1.375"	ANSI B17.2 5/16x5/16x2-3/8	244	Coluna roscada AD4/P	460mm
212	Eixo entrada AD4 Pinhão 22	Ø38x80	247	Arruela ondulada	79x89x0,5
212	Eixo entrada AD4 Pinhão 28	Ø38x80	273	Arruela de encosto	DIN 988 S45x3
212	Eixo entrada AD4 Pinhão 22	Ø1.375"x3.15"	276	Anel Nilos	6308 AV
212	Eixo entrada AD4 Pinhão 28	Ø1.375"x3.15"	404	Anel de retenção não p /RS	DIN472 100x3
212	Eixo entrada AD4/RS Pinhão 22	Ø38x80	405	Distanciador AD4/RS	DIN988 S48x60x3-Fst

Tabela C.2 – Legenda dos elementos do redutor em estudo representados nas Figuras 4.6 e 4.7

Nº	Denominação	Especificações adicionais	Designação SEW
1	Pinhão		
2	Roda dentada		
3	Veio pinhão		
4	Roda dentada		
5	Veio pinhão		
6	Roda dentada		
7	Veio de saída		Ø 40x80 mm
7	Veio de saída	anticorrosivo; ASEPTICplus	Ø 40x80 mm
7	Veio de saída (polegadas)		Ø 1,625x3,15 in.
8	Chaveta		DIN6885 A12x8x70-C45K
8	Chaveta	anticorrosivo; ASEPTICplus	DIN6885 A12x8x70-Niro
8	Chaveta (polegadas)		W4190 3/8x3/8x2-1/4 IN.
9	Retentor		W4560 BA-SF52x100x10/7-NBR
9	Retentor	Retentor opcional em óleo FKM (Viton); versão ATEX conforme a categoria II2G, II2D, II3G, II3D; ASEPTICplus	W4561 BA-SF52x100x10/7-FKM
10	Retentor	Vedação dupla; versão ATEX conforme a categoria II2G, II2D, II3G, II3D; ASEPTICplus	W4562 B1-SF52x94x8/11,5-FKM
11	Rolamento de esferas		DIN625 6309-Z-J
11	Rolamento de rolos autocompensador	Rolamento reforçado	DIN635-1 213 09E
12	Anel de retenção		DIN472 100x3
17	Distanciador		Ø46xØ55x37,7 mm
19	Chaveta		DIN6885 B14x9x40-55HRC
20	Válvula de purga		W4087 M12x1,5-CuZn
20	Válvula de purga	anticorrosivo; ASEPTICplus	W4087 M12x1,5-NIRO
22	Cárter do redutor		
23	Espaçador		DIN988 S40x50x2,5-FST
24	olhal de elevação		DIN590 M10
25	Rolamento de esferas		DIN625 6208
25	Rolamento de rolos cilíndricos	Rolamento reforçado	DIN5412 NUP 208E
29	Massa vedante		
30	Rolamento de esferas		DIN625 6304
31	Chaveta		DIN6885 B8x7x18-55HRC
32	Distanciador		Ø25,6xØ30x27,5 mm
34	Rolamento de rolos cilíndricos		W4235 SKF/BC1-0312
37	Rolamento de esferas		DIN625 6304
37	Rolamento de esferas	Somente para forma construtiva M2, MX	DIN625 6304-Z-J
39	Anel de retenção		DIN472 52x2
41	Anel de retenção		DIN472 47x1,75
42	Rolamento de esferas		DIN625 6303-J
43	Chaveta		DIN6885 B6x6x12-55HRC
45	Rolamento de esferas		DIN625 6303-J
47	Anel de retenção		DIN472 47x1,75
59	Bujão		W4085 M12x1,5-ST-A2L
83	Anel Nilos	Rolamento reforçado	W4565 6309 AV
88	Anel de retenção		DIN471 40x1,75
100	Tampa do redutor		
101	Parafuso sextavado		ISO4017 M6x16-8.8
102	Junta		
131	Tampão		W4300 52x7
181	Tampão		W4300 24x7
506	Arruela de ajuste		DIN988 42x52x0,1-ST
507	Arruela de ajuste		DIN988 42x52x0,3-ST
508	Arruela de ajuste		DIN988 42x52x0,5-ST
515	Arruela de ajuste		DIN988 37x47x0,1-ST
516	Arruela de ajuste		DIN988 37x47x0,3-ST
517	Arruela de ajuste		DIN988 37x47x0,5-ST
521	Arruela de ajuste		DIN988 40x50x0,1-ST
522	Arruela de ajuste		DIN988 40x50x0,3-ST
523	Arruela de ajuste		DIN988 40x50x0,5-ST

## Anexo D- Rolamentos usados nas simulações computacionais do Capítulo 6

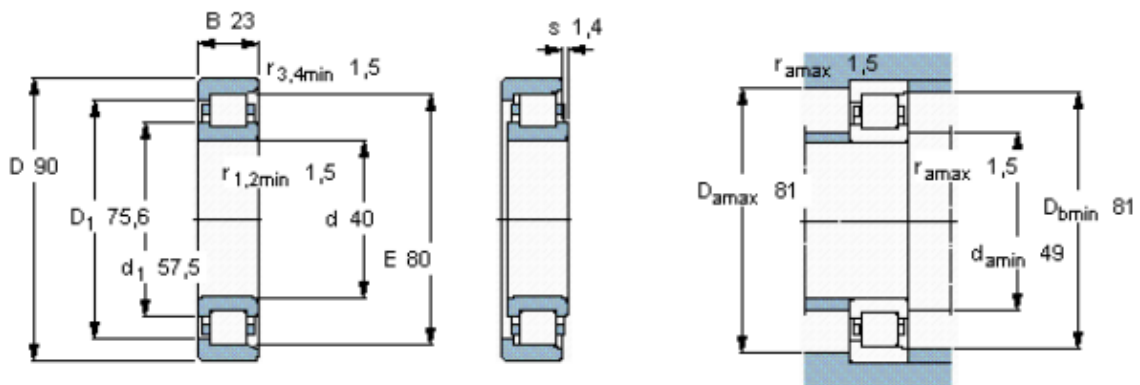


Figura D1 – Rolamento SKF de ref. NJ338E [58]

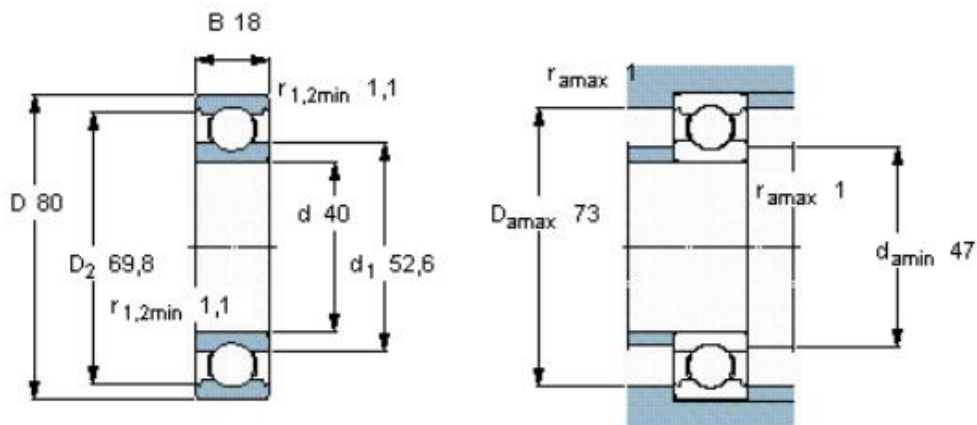


Figura D2 - Rolamento SKF de ref.6208 [59]

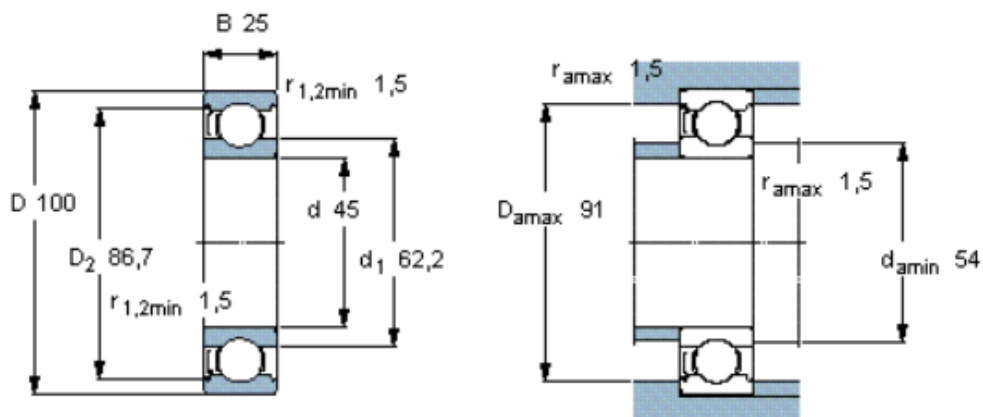


Figura D3 - Rolamento SKF de ref.6309-Z [60]