



Diogo Dinis Grilo

Geração de energia a partir das ondas do mar



Diogo Dinis Grilo

Geração de energia a partir das ondas do mar

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação científica do Prof. Doutor Francisco José Malheiro Queirós de Melo, Professor Associado do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro e do Prof. Doutor José Paulo Oliveira Santos, Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.

O júri

Presidente

Prof. Doutor Vítor António Ferreira da Costa
Professor associado do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

Vogais

Prof. Doutor Jaime Miranda Monteiro
Investigador da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Prof. Doutor Francisco José Malheiro Queirós de Melo
Professor associado do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

Agradecimentos

Ao Professor Queirós de Melo, pelos sábios ensinamentos, pela disponibilidade e acompanhamento na minha orientação académica.

Ao Professor José Paulo Santos, pela ajuda na minha orientação académica.

Aos meus colegas e amigos de Engenharia Mecânica, nomeadamente ao Duarte Lima, Daniel Fernandes, Telmo Rafeiro, João Coelho, Diogo Matos, Cátia Santos, Tiago Ramos. Peço desculpa de não os enumerar todos, pois esta folha não chegava.

Aos meus amigos da terra, pelo apoio que me têm dado, nomeadamente à Olga Reis, André Dinis e André Monteiro. Mais uma vez peço desculpa de não os enumerar todos.

Por último, mas não menos importante, à minha família que me sempre apoiou.

Palavras-chave

Energias renováveis, Energia das Ondas, Sistemas de conversão de energia

Resumo

Dado o aumento do consumo de energia e a necessidade de reduzir as emissões de poluentes para a atmosfera, o presente trabalho visa propor uma solução de produção de energia limpa a partir das ondas do mar.

O objetivo desta dissertação é criar um sistema alternativo de conversão da energia cinética proveniente das ondas do mar em energia elétrica, tendo como ponto de partida o projeto do sistema pendular *SEAREV*.

Numa primeira fase foi realizada uma análise dos sistemas de conversão de energia existentes, verificando o modo como era extraída a energia cinética transportada pelas ondas marítimas.

Foi dimensionado e modelado todo um sistema multiplicador, com relação de transmissão variável, capaz de se adaptar dinamicamente às condições marítimas adversas, tentando assim maximizar a extração da energia das ondas marítimas.

Por fim, foram efetuadas análises de elementos finitos aos componentes, que *a priori*, possam por em causa o bom funcionamento de todo o projeto.

Keywords

Renewable energy, Wave energy, Energy conversion systems

Abstract

Given the ever increasing energy consumption and the need for reducing polluting emissions to the atmosphere, the present work aims to propose a clean energy production system from sea wave energy.

This dissertation's goal is to create an alternative system for converting the kinetic energy from sea waves into electric energy based on the *SEAREV* project.

At first, an analysis of the existing conversion systems was made in order to verify how the kinetic energy from sea waves is currently harvested.

A multiplying gear system was dimensioned and modeled, incorporating variable transmission ratios, and being capable of dynamically adapting to adverse oceanic conditions, thus trying to maximize the amount of energy harvested from the sea waves.

Finally, finite element analysis was conducted for components which, in foresight, can compromise proper functioning of the whole project.

Índice

Lista de Figuras	V
Lista de Tabelas	IX
Simbologia.....	XI
Acrónimos	XIII
Introdução	1
1.1 Enquadramento	1
1.2 Motivação e Objetivos.....	2
1.3 Organização do Documento	2
Revisão Bibliográfica	5
2.1 Propriedades físicas das ondas oceânicas.....	5
2.2 Tipos de tecnologias de conversão de energia das ondas	6
2.2.1 Atenuador.....	7
2.2.2 Sistemas Oscilantes de Simetria Axial.....	8
2.2.3 Conversores Oscilantes de Translação das Ondas	11
2.2.4 Coluna de Água Oscilante	12
2.2.5 Dispositivos de Galgamento.....	14
2.2.6 Dispositivos Submersos de Diferença de Pressão	16
2.2.7 Saliência da Onda.....	17
2.2.8 Movimentação de Massa.....	18
2.2.9 Outros.....	20
Fundamentos Teóricos	23
3.1 Sistema pendular.....	23

3.1.1	Princípio de funcionamento.....	23
3.2	Dimensionamento	29
3.2.1	Dimensionamento de Engrenagens	29
3.2.2	Forças de engrenamento.....	33
3.2.3	Veios.....	33
3.2.4	Dimensionamento de ligações.....	37
3.2.5	Ligações aparafusadas	39
	Projeto Mecânico	41
4.1	Sistema de correntes.....	45
4.2	Mecanismo Epicicloidal.....	47
4.3	Segunda caixa multiplicadora	51
4.4	Caixa de <i>Meander</i>	55
4.5	Caixa multiplicadora final.....	60
4.6	Transmissão de potência entre caixas.....	63
4.7	Componentes pneumáticos.....	63
	Análise Estrutural	65
5.1	Veio da transmissão por correntes de elos.....	65
5.2	Componente caixa de <i>Meander</i>	67
5.3	Análise de chassis.....	70
5.3.1	Chassis da segunda caixa multiplicadora.....	70
5.3.2	Chassis da caixa multiplicadora final.....	72
	Conclusões e Trabalho Futuro.....	75
6.1	Conclusões.....	75
6.2	Trabalho Futuro.....	76
	Referências Bibliográficas	79
	Anexo A - Dimensionamento de Componentes normalizados	83
A.1	Rolamentos.....	84
A.2	Dimensionamento do Fuso	86
	Anexo B - Diagramas dos veios.....	87
B.1	Sistema de Correntes.....	88
B.2	Mecanismo Epicicloidal.....	89

B.3 Segunda caixa multiplicadora	91
B.4 Caixa <i>Meander</i>	95
B.5 Caixa multiplicadora final.....	101
Anexo C – Dedução da cinemática do sistema Epicicloidal	105
Anexo D – Desenhos das Transmissões Mecânicas	107
Anexo E - Acessórios	117

Lista de Figuras

Figura 2.1.1 - Distribuição do fluxo médio de energia das ondas no mundo em kW/m.....	6
Figura 2.2.1 - sistema atenuador [25].....	7
Figura 2.2.2 - Sistema McCabe Wave Pump, adaptado de [9].....	7
Figura 2.2.3 – Pelamis [18].....	8
Figura 2.2.4 - Sistema Oscilante [25].....	8
Figura 2.2.5 - Sistema COPPE [2].....	9
Figura 2.2.6 – Aquabuoy [7].....	9
Figura 2.2.7 - OPT PowerBouy [11].	10
Figura 2.2.8 - Manchester Bobber, adaptado de [13].....	10
Figura 2.2.9 - Waverider Energy [15].....	11
Figura 2.2.10 – WEGA [22].....	11
Figura 2.2.11 - Dispositivo de Translação [25].	12
Figura 2.2.12 - <i>Oyster wave energy converter</i> , adaptado de [20].....	12
Figura 2.2.13 - Dispositivo Coluna de água oscilante [25].....	13
Figura 2.2.14 - Princípio de funcionamento CAO [1].....	14
Figura 2.2.15 – OSPREY.....	14
Figura 2.2.16 - Dispositivo de Galgamento [25].....	15
Figura 2.2.17 – TAPCHAN [3].....	15
Figura 2.2.18 - Dispositivo SSG.....	15
Figura 2.2.19 - Wave Dragon, alterado de [12].....	16
Figura 2.2.20 - Dispositivo diferença de pressão [25].....	16
Figura 2.2.21 - Dispositivo AWS, adaptado de [6].....	17
Figura 2.2.22 - Tecnologia CETO [16].....	17
Figura 2.2.23 - Dispositivo de saliência de onda [25].....	18
Figura 2.2.24 – Anaconda [21].	18
Figura 2.2.25 - Sistema movimentação de Massa [25].	19
Figura 2.2.26 - Penguin wave energy [19].....	19

Figura 2.2.27 – SEAREV [10].....	20
Figura 2.2.28 – ISWEC [8].....	20
Figura 2.2.29 - Tecnologia BLUSphere [23].....	21
Figura 3.1.1 - Esquema sistema pendular [33].	24
Figura 3.1.2 - Resultados das simulações do modelo SEAREV DES1451, adaptado de [33].....	25
Figura 3.1.3 - Energia gerada em função da altura de onda do modelo SEAREV DES1451, adaptado de [33].	25
Figura 3.1.4 - Geometria do modelo SEAREV DES1451, adaptado de [33].	26
Figura 3.1.5 - Altura máxima e altura significativa medida pelo ondógrafo de Leixões [35].....	26
Figura 3.1.6 - Período máximo e período médio medido pelo ondógrafo de Leixões [35].	27
Figura 3.1.7 - Altura significativa do mês de Julho de 2012, medida na Ilha de YEU, adaptado de [36].	27
Figura 3.1.8 - Altura significativa do mês de Agosto de 2012, medida na Ilha de YEU, adaptado de [36].....	27
Figura 3.1.9 - Altura significativa do mês de Setembro de 2012, medida na Ilha de YEU, adaptado de [36].	27
Figura 3.1.10 - Altura significativa do mês de Outubro de 2012, medida na Ilha de YEU, adaptado de [36].	27
Figura 3.1.11 - Altura significativa do mês de Novembro de 2012, medida na Ilha de YEU, adaptado de [36].	28
Figura 3.1.12 - Altura significativa do mês de Dezembro de 2012, medida na Ilha de YEU, adaptado de [36].	28
Figura 3.1.13 - Altura significativa do mês de Janeiro de 2013, medida na Ilha de YEU, adaptado de [36].	28
Figura 3.1.14 - Altura significativa do mês de Fevereiro de 2013, medida na Ilha de YEU, adaptado de [36].	28
Figura 3.1.15 - Altura significativa do mês de Março de 2013, medida na Ilha de YEU, adaptado de [36].	28
Figura 3.1.16 - Altura significativa do mês de Abril de 2013, medida na Ilha de YEU, adaptado de [36].	28
Figura 3.1.17 - Altura significativa do mês de Maio de 2013, medida na Ilha de YEU, adaptado de [36].	29
Figura 3.1.18 - Altura significativa do mês de Junho de 2013, medida na Ilha de YEU, adaptado de [36].	29
Figura 3.2.1 - Formas habituais das rodas dentadas	33
Figura 3.2.2 - Exemplo de gráfico de fator de concentração de tensões.	36
Figura 3.2.3 - Exemplo de ligação por chaveta.....	37

Figura 3.2.4 - Exemplo de secção estriada.	38
Figura 3.2.5 - Dimensões importantes a definir num projeto de juntas.	40
Figura 3.2.1 - Potência e Binário do pêndulo em ressonância.....	43
Figura 3.2.2 - Comportamento do pêndulo em ressonância.	43
Figura 3.2.3 - Sistema Conversor completo	44
Figura 4.1.1 - Sistema de correntes	46
Figura 4.2.1 - Esquema do caixa planetário projetada	48
Figura 4.3.1 - Esquema da caixa responsável de tornar a rotação alternada em unidirecional.	52
Figura 4.4.1 - Esquema de montagem da caixa de <i>Meander</i>	56
Figura 4.5.1 - Esquema de montagem da caixa multiplicadora final.....	60
Figura 5.1.1 - Malha de elementos finitos e condições fronteira do veio.	66
Figura 5.1.2 - Tensão de Von Mises para o veio.....	66
Figura 5.2.1 - Sistema de transporte da caixa Meander.	67
Figura 5.2.2 - Malha de elementos finitos e condições fronteira da 1ª análise do modelo.	68
Figura 5.2.3 - Tensão de Von Mises para a 1ª análise do componente crítico.	68
Figura 5.2.4 - Aspeto final do componente crítico.	69
Figura 5.2.5 - Malha de elementos finitos e condições fronteira da última análise do modelo.	69
Figura 5.2.6 - Tensão de Von Mises para a última análise do componente crítico. ..	69
Figura 5.3.1 - Componentes usados no MEF da segunda caixa multiplicadora.	70
Figura 5.3.2 - Representação das forças e momentos nos veios da segunda caixa multiplicadora.....	71
Figura 5.3.3 - Malha de elementos finitos do modelo dos chassis da segunda caixa multiplicadora.....	71
Figura 5.3.4 - Tensão de Von Mises do chassi de baixo da segunda caixa multiplicadora.....	72
Figura 5.3.5 - Tensão de Von Mises do chassi de cima da segunda caixa multiplicadora.....	72
Figura 5.3.6 - Componentes usados no MEF da caixa multiplicadora final.	73
Figura 5.3.7 - Representação das forças e momentos nos veios da caixa multiplicadora final.....	73
Figura 5.3.8 - Malha de elementos finitos do modelo dos chassis da caixa multiplicadora final.....	73
Figura 5.3.9 - Tensão de Von Mises do chassi de baixo da caixa multiplicadora final.	74
Figura 5.3.10 - Tensão de Von Mises do chassi de cima da caixa multiplicadora final.	74
Figura 6.2.1 - Sistema de transmissão continua [39].	77

Lista de Tabelas

Tabela 3.2.1 - Valores do fator de aplicação da carga K_A em função dos regimes de acionamento e de saída.....	30
Tabela 3.2.2 - Parâmetros para o cálculo de Z_N	31
Tabela 3.2.3 - Valores do fator geométrico C_2	31
Tabela 3.2.4 - Coeficientes c_i para o cálculo de C_3	31
Tabela 3.2.5 - Coeficientes e_i para o cálculo C_3	31
Tabela 3.2.6 - Subfatores para cálculo de C_4	31
Tabela 3.2.7 - Tensão de ruína à fadiga em função do material da roda.....	32
Tabela 3.2.8 - Valores das variáveis para o cálculo de K_{as}	34
Tabela 3.2.9 - Coeficiente de segurança parcial para cálculo à fadiga.....	35
Tabela 3.2.10 - Valores admissíveis para cálculo de rigidez dos veios.....	36
Tabela 3.2.11 - Dimensões (mm) normalizadas das chavetas paralelas.....	37
Tabela 3.2.12 - Dimensões (mm) normalizadas de veio estriado.....	39
Tabela 3.2.13 - Passo (mm) e área resistente (mm ²) da rosca de passo normal.....	40
Tabela 4.1.1- Parâmetros de dimensionamento do veio do sistema de correntes.....	46
Tabela 4.1.2 - Dimensões das ligações do veio do sistema de correntes.....	47
Tabela 4.2.1 - Parâmetros de dimensionamento das rodas do sistema planetário... ..	48
Tabela 4.2.2 - Parâmetros de dimensionamento dos veios do sistema planetário... ..	49
Tabela 4.2.3 - Dimensões das ligações dos veios do planetário.....	50
Tabela 4.2.4 - Parâmetros de dimensionamento dos rolamentos usados no planetário.....	51
Tabela 4.2.5 - Parâmetros de dimensionamento dos parafusos sujeitos ao corte.....	51
Tabela 4.3.1 - Parâmetros de dimensionamento das rodas da segunda caixa multiplicadora.....	52
Tabela 4.3.2 - Parâmetros de dimensionamento dos veios da segunda caixa multiplicadora.....	53
Tabela 4.3.3 - Parâmetros de dimensionamento das ligações dos veios.....	54

Tabela 4.3.4 - Parâmetros de dimensionamento dos rolamentos usados na segunda caixa multiplicadora.....	55
Tabela 4.3.5 - Dimensionamento das ligações aparafusadas na segunda caixa multiplicadora.....	55
Tabela 4.4.1- Parâmetros de dimensionamento das rodas da caixa de <i>Meander</i>	56
Tabela 4.4.2 - Parâmetros de dimensionamento dos veios da caixa de <i>Meander</i>	57
Tabela 4.4.3 - Parâmetros de dimensionamento das ligações dos veios da caixa de <i>Meander</i>	58
Tabela 4.4.4 - Parâmetros de dimensionamento dos rolamentos usados na caixa de <i>Meander</i>	59
Tabela 4.5.1 - Parâmetros de dimensionamento das rodas da caixa multiplicadora final multiplicadora.....	61
Tabela 4.5.2 - Parâmetros de dimensionamento dos veios da caixa multiplicadora final.....	61
Tabela 4.5.3 - Parâmetros de dimensionamento das ligações dos veios da caixa multiplicadora final.....	62
Tabela 4.5.4 - Parâmetros de dimensionamento dos rolamentos usados na caixa multiplicadora final.....	62

Simbologia

C_2	Fator geométrico
C_3	Fator de compensação de efeitos dinâmicos
C_4	Fator distribuição de carga
C_5	Fator de resistência
C_6	Fator de desgaste
K_A	Fator multiplicação de carga
K_{adm}	Fator de resistência suportada
k_{as}	Fator de acabamento superficial
K_B	Fator de serviço
k_{sl}	Fator de solicitação
k_{ta}	Fator de tamanho
M_b	Momento fletor
m_n	Módulo da engrenagem
$M_p(t)$	Binário produzido pelo pêndulo
M_t	Momento torsor
$P(t)$	Potência produzida pelo pêndulo
P_{adm}	Potência admissível da engrenagem
$v_p(t)$	Velocidade angular do pêndulo
Z_N	Fator de duração
$\alpha_p(t)$	Aceleração angular do pêndulo
σ_0	Tensão de cedência
σ_b	Tensão de flexão
σ_e	Valor limite de fadiga
σ_u	Tensão de rutura
γ_s	Coefficiente de segurança
τ_t	Tensão de torção

Acrónimos

AWS	Archimedes Wave Swing
CAO	Coluna de água Oscilante
CFD	Computational Fluid Dynamics
GEE	Gases efeito de estufa
ISWEC	Inertial Sea Wave Energy
MEF	Método de elementos finitos
SEAREV	Système Electrique Autonome de Récupération de l'Energie de Vagues
SSG	Seawave Slot-Cone Generator
WEGA	Wave Energy Gravatational Absorber

Capítulo 1

Introdução

Neste capítulo é apresentada a contextualização, estrutura do documento e objetivos a alcançar com este trabalho.

1.1 Enquadramento

Desde os seus primórdios que o homem necessitou de energia para as suas diversas atividades. Inicialmente, utilizava as fontes diretas oferecidas pela natureza como a lenha ou a força motriz das águas dos rios e do vento, mas, com o aumento das suas necessidades, teve de optar por recursos mais rentáveis, como o carvão e o petróleo [24].

No final da primeira década do século XXI, atravessa-se um problema energético complexo. O aumento do consumo de energia é cada vez maior e os sistemas de produção libertam grandes quantidades de gases com efeito de estufa (GEE) para a atmosfera, o que provoca o aumento da temperatura média da terra [24].

Para reduzir a pegada ecológica produzida pelo consumo exagerado, os países têm criado medidas que conduzem à procura de fontes energéticas alternativas que minimizem o impacto da atividade humana nos ecossistemas e que não conduzam ao esgotamento dos recursos naturais [25].

Existem várias formas de energia renovável, mais ou menos viáveis, com maior ou menor impacto ambiental. Podem-se enumerar: a energia solar direta, eólica, geotérmica, biomassa, hídrica e oceânica (SCRED, 2008).

Os oceanos, contendo o maior de todos os recursos naturais, albergam um potencial energético enorme, que pode contribuir de forma significativa para as necessidades crescentes de energia a um nível global [1].

A energia contida nos oceanos pode ter origens diversas, o que leva a diferentes classificações (Pontes e Falcão, 2001). As mais relevantes são, sem dúvida, a energia das marés (fruto da interação dos campos gravíticos da lua e do sol), a energia térmica dos oceanos (consequência direta da radiação solar incidente), a energia das correntes marítimas (cuja origem está nos gradientes de temperatura e de salinidade e na ação das marés) e, finalmente, a energia das ondas, que resulta do efeito do vento na superfície do oceano. Esta última pode ser considerada uma forma concentrada da energia solar, pois, pelo aquecimento desigual da superfície terrestre, é a responsável pelos ventos. Uma vez criadas, as ondas podem viajar milhares de quilómetros no alto mar praticamente sem perdas de energia.

1.2 Motivação e Objetivos

Portugal é um país privilegiado em termos de recursos marítimos, tendo um fluxo médio de energia de 40 MW/km (de frente de onda) e uma extensa costa marítima. Este elevado potencial tem levado o governo a dedicar particular atenção à energia das ondas. O aproveitamento deste tipo energia encontra-se ainda numa fase de demonstração, existindo grande expectativa em relação à evolução dos seus custos de produção. O governo, ao viabilizar uma zona-piloto para testes, está a contribuir para o desenvolvimento desta tecnologia e para que a ambição de ter 250MW de potência instalada possa ser uma realidade até 2020 (Novas Energias).

Todavia, o desenvolvimento tecnológico do aproveitamento das energias das ondas possui várias dificuldades. Características como a irregularidade de amplitude, frequência e direção das ondas, tornam difícil atingir o máximo de eficiência dos sistemas de aproveitamento desta forma energética. Para além disso, os sistemas estão expostos a condições climáticas extremas e à corrosão da água salina.

Atualmente, ainda não existe nenhuma solução rentável de conversão de energia das ondas, ao ponto de ser comercializada.

Este trabalho visa projetar um sistema alternativo de conversão de energia mecânica em energia elétrica do sistema *SEAREV*, com capacidade de se adaptar dinamicamente às condições do mar. A escolha do dispositivo em estudo deve-se à inexistência de componentes móveis expostos, tendo assim mais capacidade de resistir à corrosão marítima.

1.3 Organização do Documento

A dissertação encontra-se organizada em 6 capítulos organizados de forma a facilitar a compreensão progressiva dos conceitos inerentes ao problema. O conteúdo destes pode ser sintetizado da seguinte forma:

- ❖ Capítulo 1

- Neste capítulo é apresentada a contextualização, estrutura do documento e objetivos a alcançar com este trabalho.
- ❖ Capítulo 2
 - Com este capítulo pretende-se descrever, de forma muito simplificada, as propriedades físicas das ondas oceânicas e mostrar a distribuição geográfica do fluxo de energia arrastado por elas. Também é feito um levantamento do tipo de tecnologias de conversão de energia das ondas do mar.
- ❖ Capítulo 3
 - Neste capítulo é descrito o princípio de funcionamento do sistema pendular SEAREV e apresentados os dados das simulações do comportamento esperado na Ilha de YEU. Também são descritas as metodologias de dimensionamento dos órgãos mecânicos usados no projeto desta dissertação.
- ❖ Capítulo 4
 - Neste capítulo é justificada a escolha do sistema SEAREV e determinados os parâmetros de projeto a usar no dimensionamento do sistema multiplicador. Os dados de dimensionamento e o princípio de funcionamento de cada subsistema multiplicador são apresentados neste capítulo.
- ❖ Capítulo 5
 - Neste capítulo são apresentadas as simulações, dos componentes mais críticos do projeto, realizadas no *software* CATIA V5R19.
- ❖ Capítulo 6
 - O trabalho é finalizado neste capítulo onde são apresentadas as conclusões e mencionado o que ainda falta para a conclusão deste projeto, ficando proposto para futuras dissertações.

Esta síntese pode ser encontrada no início de cada capítulo com o objetivo de realizar um enquadramento inicial dos mesmos durante a leitura.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

Com este capítulo pretende-se descrever, de forma muito simplificada, as propriedades físicas das ondas oceânicas e mostrar a distribuição geográfica do fluxo de energia arrastado por elas. Também é feito um levantamento do tipo de tecnologias de conversão de energia das ondas do mar.

2.1 Propriedades físicas das ondas oceânicas

As ondas oceânicas, na sua forma mais simples, podem ser apresentadas como ondas sinusoidais, dependentes da amplitude A e do período T . A forma genérica da superfície de água η_a é representada pela equação (2.1.1). Sendo $\omega=2\pi/T$ a frequência da onda, t o tempo, x o ponto do espaço na direção de propagação da onda e k o número da onda:

$$\eta_a = A \cos(\omega t - kx) \quad (2.1.1)$$

A propagação da onda oceânica transporta consigo um fluxo de energia proporcional ao período da onda e ao quadrado da sua amplitude [6].

Os sistemas de extração desta forma de energia são muito sensíveis ao período da onda. Sendo assim, estes são projetados de forma a que a sua frequência natural de oscilação seja muito parecida à frequência média das ondas, com o objetivo de maximizar a sua eficiência de extração.

Na realidade, as ondas não são sinusóides, mas podem, ainda assim, ser representadas como a sobreposição de várias sinusóides de diferentes amplitudes, frequências e direções de propagação. Na Figura 2.1.1 pode ser observado o fluxo médio de energia das ondas no mundo em kW por metro de onda.

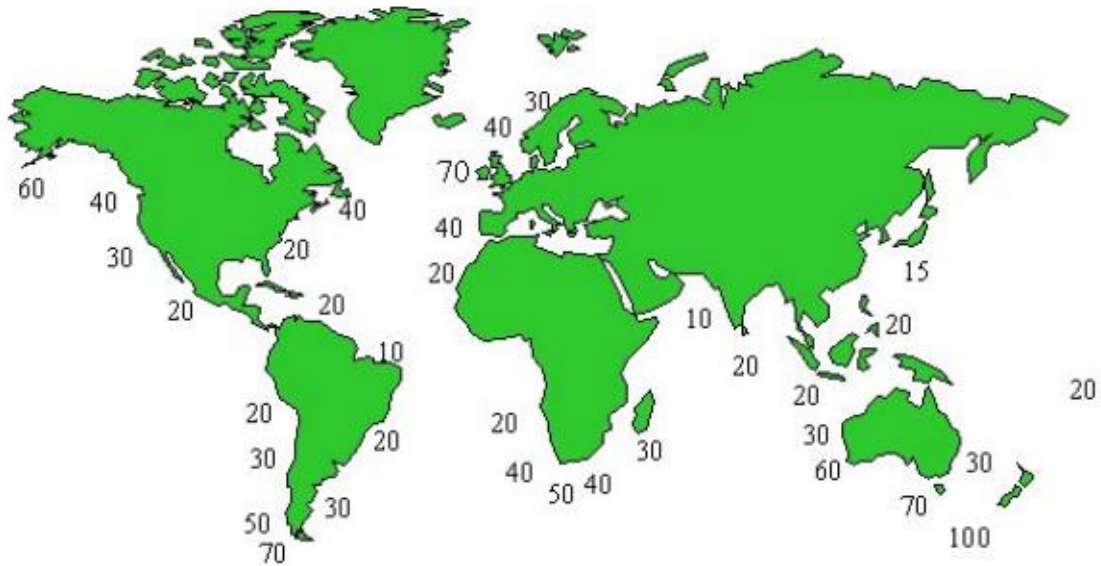


Figura 2.1.1 - Distribuição do fluxo médio de energia das ondas no mundo em kW/m

2.2 Tipos de tecnologias de conversão de energia das ondas

As tecnologias de conversão de energia das ondas podem ser classificadas quanto à localização de instalação. Esta metodologia foi adotada na conferência Europeia de energia das ondas [17], que separou os sistemas produtores de energia em 3 grupos:

- Dispositivos sobre a costa, ou de primeira geração;
- Dispositivos perto da costa, assentes no fundo marítimo entre 10 a 25 m de profundidade, ou de segunda geração;
- Dispositivos ao largo, ou de terceira geração.

Para além do método anterior, os sistemas de conversão de energia podem ser agrupados quanto à maneira como é feita a conversão da energia das ondas em energia elétrica. Assim, podemos ter:

- Atenuador;
- Sistemas Oscilantes de Simetria Axial;
- Conversores Oscilantes de Translação das Ondas;
- Coluna de Água Oscilante;
- Dispositivo de Galgamento;
- Dispositivos Submersos de Diferença de Pressão;
- Saliência da Onda;
- Movimentação de uma Massa;
- Outros.

2.2.1 Atenuador

Este tipo de dispositivo (Figura 2.2.1) consiste no acoplamento de vários flutuadores, alinhados perpendicularmente em relação à frente da onda, captando energia quando atravessados pelas mesmas [25].

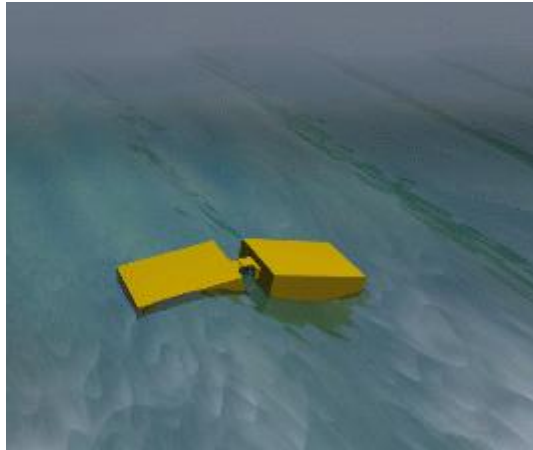


Figura 2.2.1 - sistema atenuador [25].

McCabe Wave Pump (Figura 2.2.2) é um exemplo deste tipo de tecnologia. Consiste num sistema de três corpos (dois flutuadores e um corpo rígido fixo no fundo) que se encontram unidos por juntas móveis. As ondas, ao atravessarem o sistema, fazem com que os dois flutuadores se movimentem em torno do corpo central; este movimento pressuriza um fluido que é responsável por alimentar um circuito hidráulico produtor de energia elétrica. Este sistema foi desenvolvido pela Hydam Technology Ltd, que instalou um dispositivo no Estuário de Shannon, na costa Irlandesa [9].

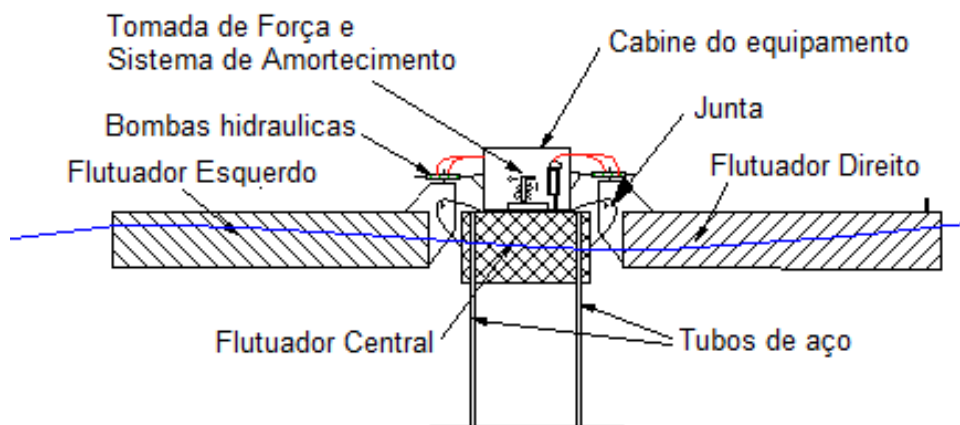


Figura 2.2.2 - Sistema McCabe Wave Pump, adaptado de [9].

A Pelamis (Figura 2.2.3) é um sistema composto por três corpos flutuadores, unidos por articulações, com um comprimento máximo de 120 metros e com 3.5 metros de diâmetro. Entre cada articulação existem componentes hidráulicos que pressurizam um fluido a alta pressão que alimenta vários geradores. A energia produzida por todos os subsistemas é enviada por um único cabo para terra. A amarração destes geradores elétricos é feita por um conjunto de flutuadores e pesos, que permitem que se adapte

de forma dinâmica tanto à altura média do mar como à direção da onda predominante sem que crie tensões excessivas nas amarrações [6].

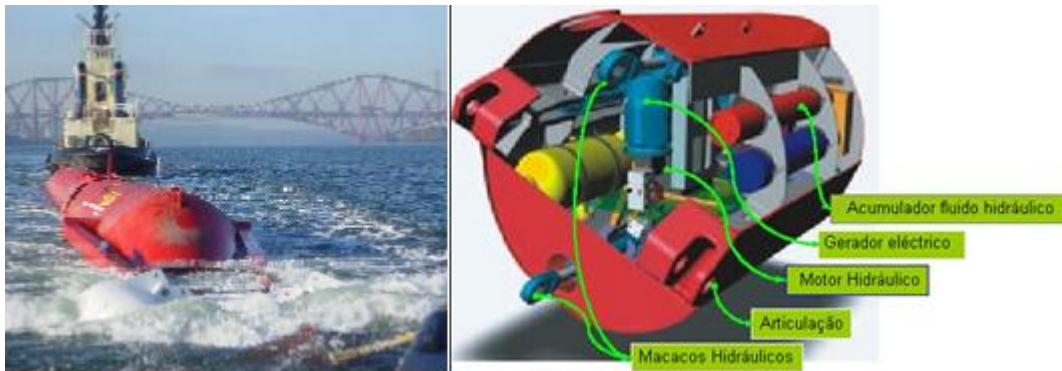


Figura 2.2.3 – Pelamis [18].

2.2.2 Sistemas Oscilantes de Simetria Axial

Os sistemas oscilantes de simetria axial são dispositivos flutuantes que absorvem energia de uma onda proveniente de qualquer direção por meio da relação do movimento efetuado na superfície da onda [25]. A absorção de energia é feita pela relação do movimento que o corpo flutuante faz em relação à sua base (Figura 2.2.4).

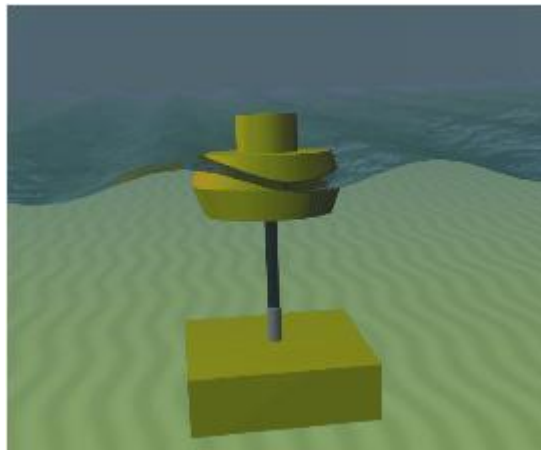


Figura 2.2.4 - Sistema Oscilante [25].

No Laboratório de Tecnologia Submarina da COPPE, no Brasil, está a ser desenvolvido um sistema modular com 50 kW de potência (Figura 2.2.5). Esta tecnologia é constituída por flutuadores articulados a um braço com 22 metros de comprimento, que se movimenta com a subida e descida das ondas. A conversão é feita a partir do princípio da alavanca, onde são montados cilindros hidráulicos que pressurizam um fluido para uma câmara hiperbárica. O fluido é libertado segundo um jato que aciona a turbina que está acoplada ao gerador, convertendo assim a energia das ondas em energia elétrica. [2]



Figura 2.2.5 - Sistema COPPE [2]

O dispositivo Aquabuoy (Figura 2.2.6) é um exemplo de um sistema de absorção pontual de energia. Consiste numa estrutura com um tubo de aceleração onde está montada uma bóia que se desloca verticalmente ao longo do mesmo. O seu movimento faz circular um fluido que passa pelo dispositivo “Hosepump” (situado no segundo corpo flutuador), que é responsável por gerar energia. Este aparelho adapta-se facilmente à altura da maré, graças às suas amarras flexíveis. O transporte da energia para terra é feito com o mesmo tipo de cabos usados pelas pelamis [6].

A Aquabuoy 2.0 é constituída por uma bóia com 3 metros de diâmetro ligada a um eixo com 70 metros de comprimento. [7]



Figura 2.2.6 – Aquabuoy [7].

O dispositivo OPT PowerBouy (Figura 2.2.7) é composto por uma bóia que se desloca ao longo de uma estrutura assente no fundo do oceano. Está preparado para absorver energia de ondas com alturas entre 1-6 metros. Quando a agitação do mar deixa de ser normal o sistema simplesmente é desligado. Este dispositivo é instalado em locais com profundidade superior a 55 metros [11].

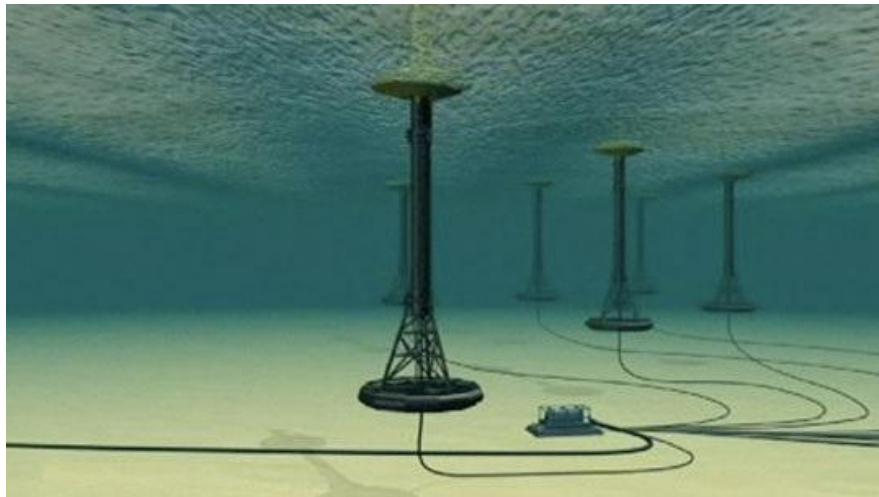


Figura 2.2.7 - OPT PowerBouy [11].

A tecnologia Manchester Bobber (Figura 2.2.8) consiste numa bóia que se desloca na vertical acompanhando o movimento das ondas. Esta tem um cabo acoplado que é responsável pela rotação de um tambor que alimenta o gerador. Na outra extremidade existe um contra peso responsável por manter o cabo sempre tensionado [13].

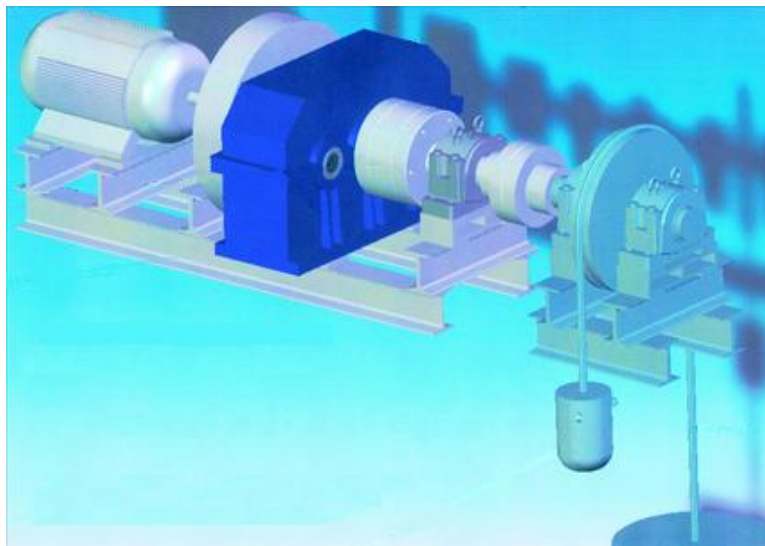


Figura 2.2.8 - Manchester Bobber, adaptado de [13].

A Waverider Energy (Figura 2.2.9) desenvolveu uma estrutura modular em aço carbono com dimensões de 18x13x4 (m), que, toda unida, tem uma dimensão máxima de 111x13x4 (m) e uma massa de cerca de 290 toneladas. Nesta estão aplicados vários flutuadores que se deslocam verticalmente quando atravessados pelas ondas. O movimento é transmitido para o veio do gerador através de correntes [14/15].

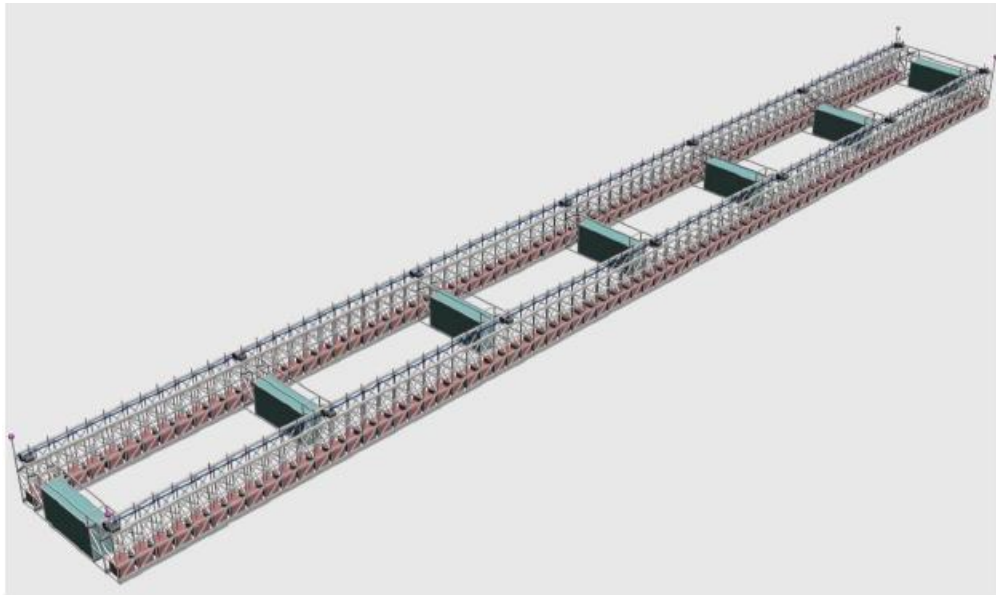


Figura 2.2.9 - Waverider Energy [15].

O sistema WEGA (*Wave Energy Gravitational Absorber*) (Figura 2.2.10), desenvolvido pela empresa portuguesa *Sea for Life*, consiste num cilindro oco em aço. Este interliga-se à estrutura de fixação através de uma cabeça rotativa que permite a adaptação à direção da frente da onda. Na parte superior existe um cilindro hidráulico que pressuriza o fluido responsável pela alimentação do gerador [22].

Sendo um sistema modular, pode-se integrar vários corpos na mesma estrutura.



Figura 2.2.10 – WEGA [22].

2.2.3 Conversores Oscilantes de Translação das Ondas

Este tipo de dispositivo é submerso e ancorado ao fundo do oceano, com uma parte coletora perto da superfície. Normalmente estes sistemas funcionam como um pêndulo invertido. Assim a absorção de energia é realizada pela movimentação das ondas (Figura 2.2.11).

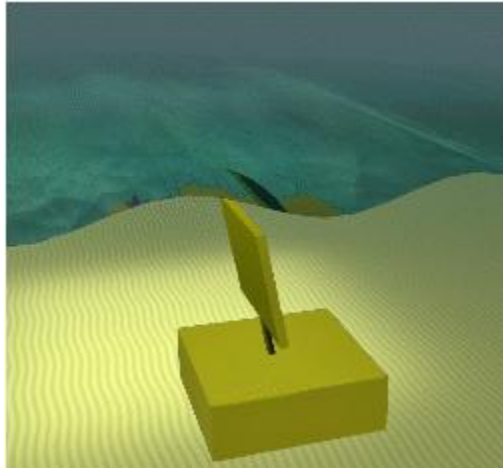


Figura 2.2.11 - Dispositivo de Translação [25].

O aparelho *Oyster wave energy converter* (Figura 2.2.12) consiste numa estrutura oca em aço que oscila com a passagem das ondas, normalmente instalado em águas com 10-20 metros de profundidade. O sistema tem instalado na sua base cilindros hidráulicos que são responsáveis por pressurizar um fluido para uma central que se encontra na costa. Este fluido alimenta um gerador hidráulico que é responsável pela geração da eletricidade. O fluido volta a ser canalizado, por um tubo de baixa pressão, para o sistema que se encontra no mar [20].

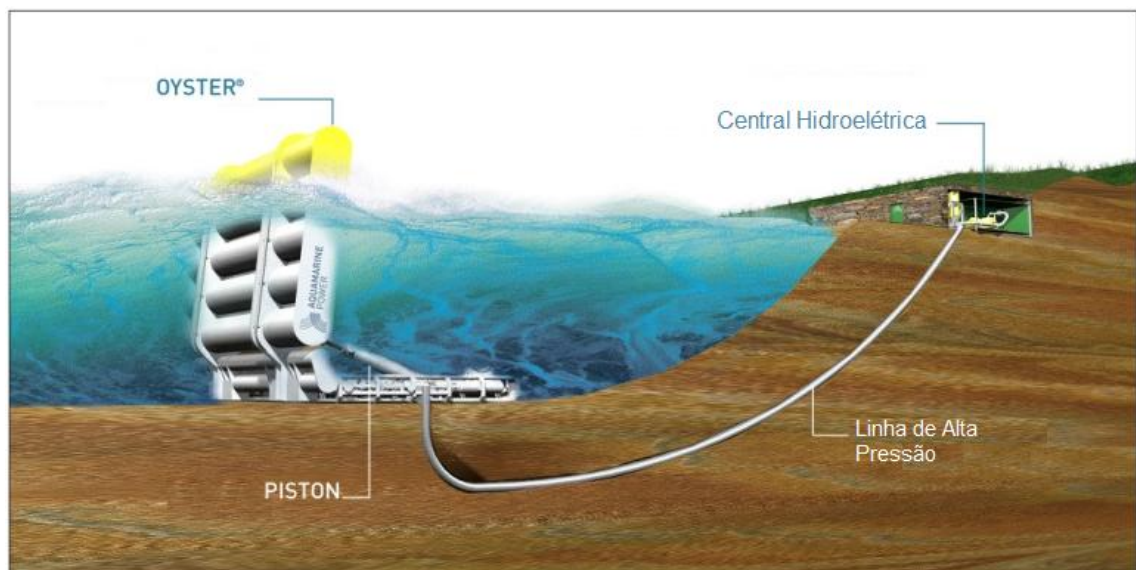


Figura 2.2.12 - *Oyster wave energy converter*, adaptado de [20].

2.2.4 Coluna de Água Oscilante

Estes dispositivos consistem em estruturas parcialmente submersas ocas com abertura para o mar e para a atmosfera. A entrada e saída das ondas na câmara da estrutura obrigam o ar lá contido a entrar e a sair, aproveitando esse escoamento para criar energia elétrica (Figura 2.2.13).

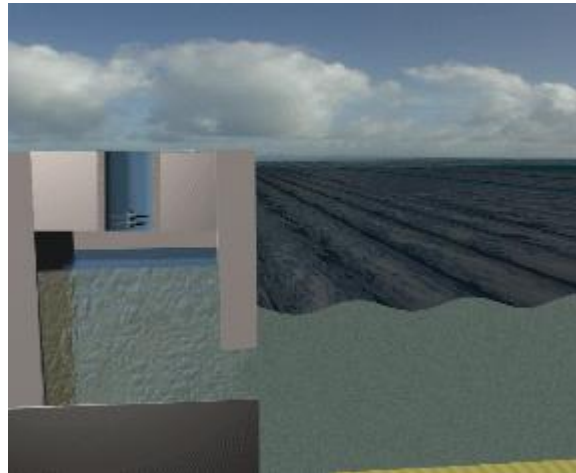


Figura 2.2.13 - Dispositivo Coluna de água oscilante [25].

O dispositivo de Coluna de água Oscilante (CAO) (Figura 2.2.14) é o mais estudado de todos os sistemas de conversão de energia a partir das ondas do mar. Consiste numa estrutura oca, com duas aberturas, parcialmente submersa, construída em betão ou aço, normalmente junto à costa. A parte inferior da estrutura encontra-se em contacto com o mar, a parte superior está em contacto com a atmosfera. Quando a onda entra na estrutura pressuriza o ar contido no seu interior, obrigando-o a sair por uma conduta, onde está montada uma turbina que converte o deslocamento da massa de ar em energia eléctrica. Quando a onda sai da estrutura, volta a arrastar uma massa de ar para o seu interior. As turbinas instaladas têm a particularidade de manterem o mesmo sentido de rotação, independentemente do sentido de escoamento da massa de ar, que pode estar a entrar ou a sair da câmara-de-ar. [1]

Apesar de esta tecnologia se ter mostrado eficiente, as estruturas costeiras revelaram elevados problemas de erosão (devido aos sedimentos transportados pelas ondas), pelo que foram desenvolvidos o sistema *OSPREY*, que consiste numa estrutura naufragada perto da costa (águas pouco profundas) (Figura 2.2.15), e o sistema *Mighty Whale*, que embora tenha o mesmo princípio de funcionamento do anterior, constitui uma estrutura flutuante que se aplica em águas de elevada profundidade (afastado da costa). Neste caso não existem tantos problemas de erosão, mas, por outro lado, a manutenção é mais difícil e os custos de transporte de energia também são maiores.

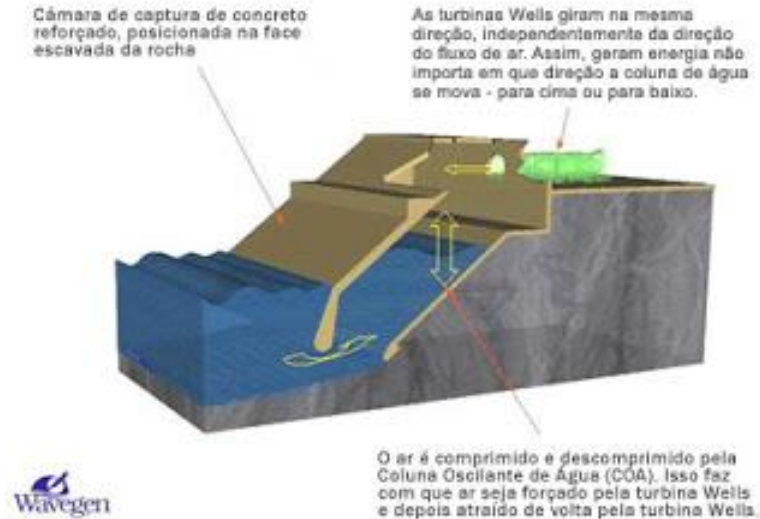


Figura 2.2.14 - Princípio de funcionamento CAO [1].

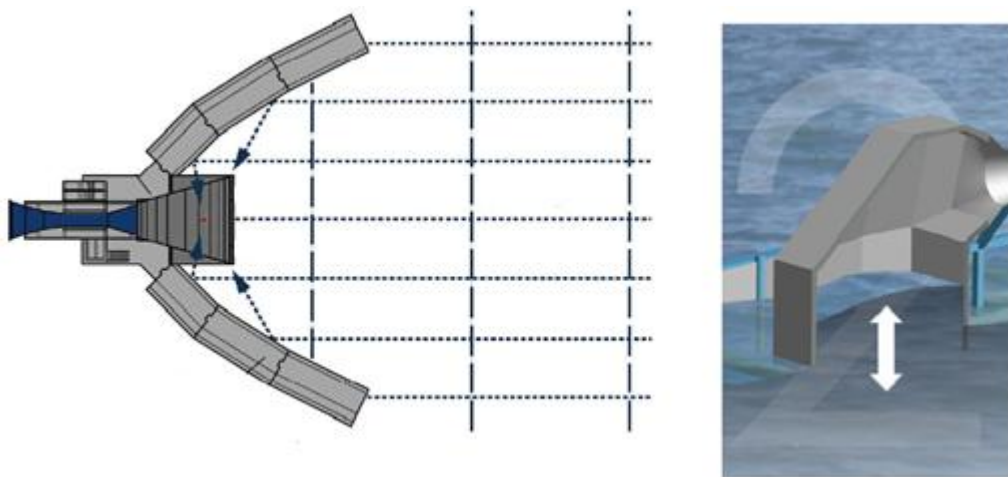


Figura 2.2.15 – OSPREY.

2.2.5 Dispositivos de Galgamento

Este género de dispositivos consiste numa estrutura parcialmente submersa, que faz com que a onda galgue, através de uma rampa, para o reservatório que se encontra acima da linha média do mar. A massa de água é reposta para o oceano por condutas, onde estão instaladas turbinas, responsáveis por converter a energia potencial da massa de água em energia elétrica (Figura 2.2.16).

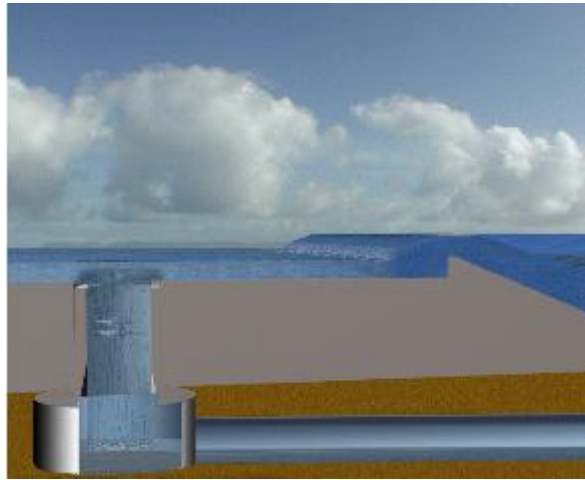


Figura 2.2.16 - Dispositivo de Galgamento [25].

Um bom exemplo deste tipo de tecnologia é o TAPCHAN (Figura 2.2.17) construído pela Norwave em Øygarden's, na Noruega [3].

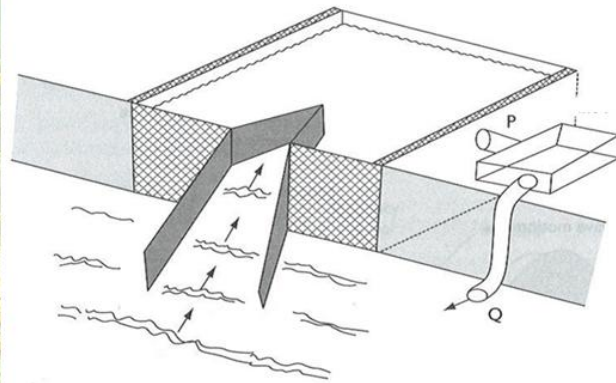
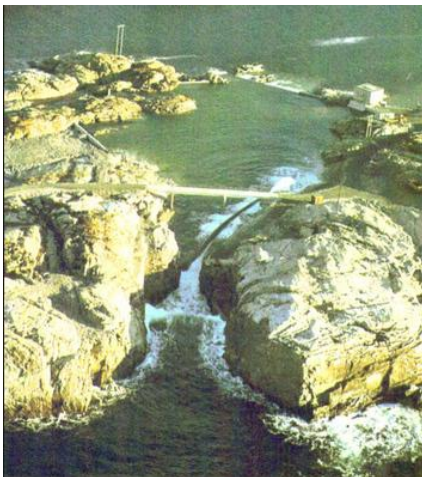


Figura 2.2.17 – TAPCHAN [3].

O sistema *Seawave Slot-Cone Generator* (SSG) (Figura 2.2.18) é baseado no princípio do galgamento com a utilização de múltiplos reservatórios sobrepostos, construídos em betão. O fluido, ao passar de reservatório em reservatório, transfere a sua energia potencial para uma turbina multi-estágio, que a converte em energia elétrica [4].

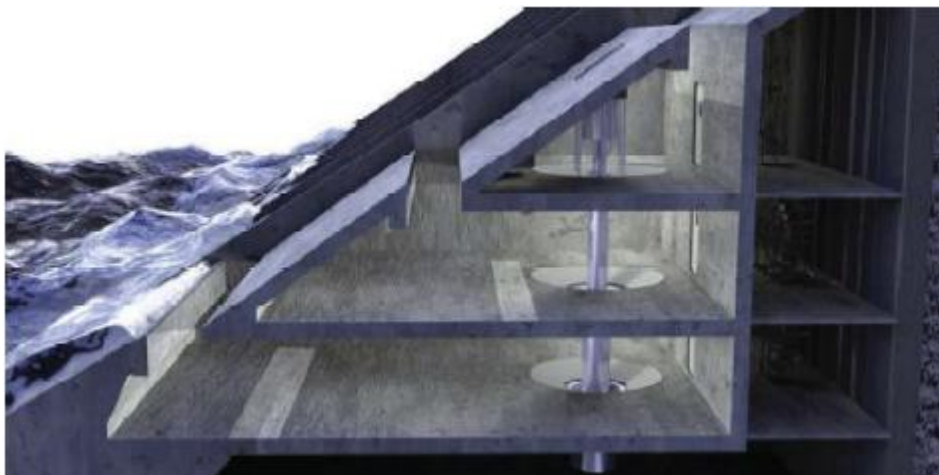


Figura 2.2.18 - Dispositivo SSG

O *Wave Dragon* (Figura 2.2.19) é um sistema de galgamento instalado em alto mar, que não é mais do que uma grande estrutura ancorada (espécie de um navio) [12].

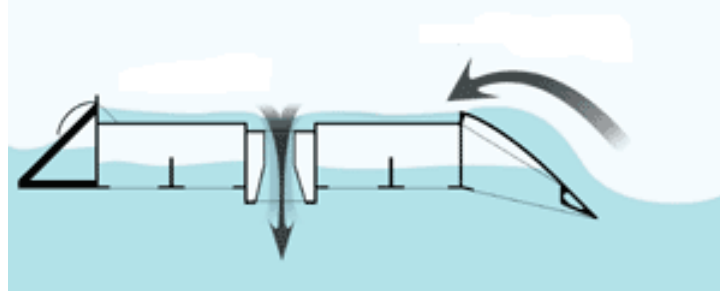


Figura 2.2.19 - Wave Dragon, alterado de [12].

2.2.6 Dispositivos Submersos de Diferença de Pressão

A onda, ao passar em sobre este dispositivo, faz com que o sistema comprima; quando esta passa, o sistema volta à sua posição de repouso (o funcionamento deste sistema é parecido com o de um cilindro pneumático) e o movimento linear é convertido em energia elétrica (Figura 2.2.20).

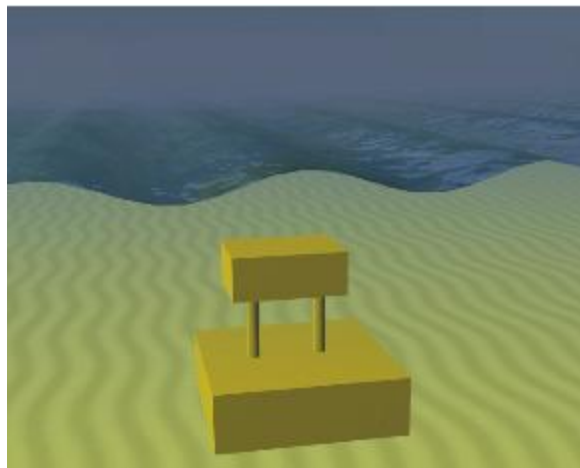


Figura 2.2.20 - Dispositivo diferença de pressão [25].

O AWS (Figura 2.2.21) é um aparelho cilíndrico de absorção pontual, completamente submerso, com retorno pneumático. Consiste num componente superior (flutuador), que se movimentava verticalmente sobre uma base fixa também oca. Quando a onda está em cima do sistema, obriga o corpo móvel a deslocar-se para baixo (devido ao peso da massa de água em cima do aparelho). Na ausência de onda, o ar sob pressão, existente no seu interior, tende a equilibrar a pressão hidrostática e o peso dos dois corpos, deslocando-se assim verticalmente para cima [6].

Este sistema tem a particularidade de ter um gerador linear, o que consegue gerar energia diretamente a partir do movimento de subida e descida do corpo flutuante sobre o corpo fixo [6].

O dispositivo AWS, relativamente a outros dispositivos, apresenta a vantagem de ser completamente submerso, eliminando desta forma possíveis impactos visuais e, por

outro lado, evitando a ação destruidora das ondas junto à superfície, em mar tempestuoso [6].

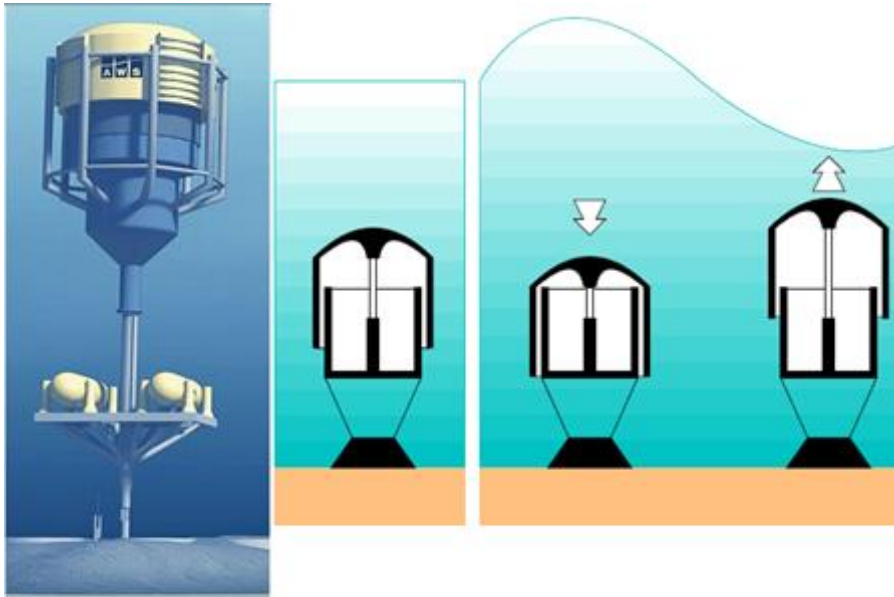


Figura 2.2.21 - Dispositivo AWS, adaptado de [6]

Outro sistema que usa o princípio da diferença de pressão é a tecnologia CETO, representado na Figura 2.2.22. Este sistema consiste no bombeamento, através do movimento linear do corpo flutuante, de um fluido de alta pressão para um gerador situado na costa [16].

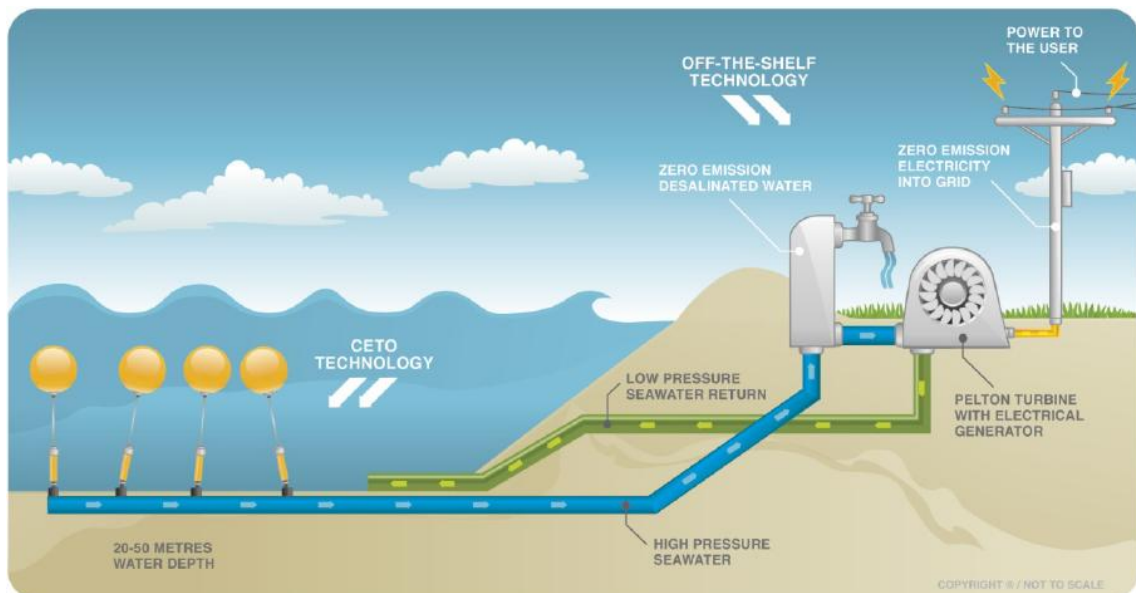


Figura 2.2.22 - Tecnologia CETO [16].

2.2.7 Saliência da Onda

Esta tecnologia consiste num tubo de borracha ancorado no fundo do mar e alinhado perpendicularmente à frente da onda. A água entra no tubo por uma extremidade e o movimento da onda obriga a que este saia pela outra, em que tem

montada uma turbina, responsável por converter a energia da onda em energia elétrica (Figura 2.2.23).

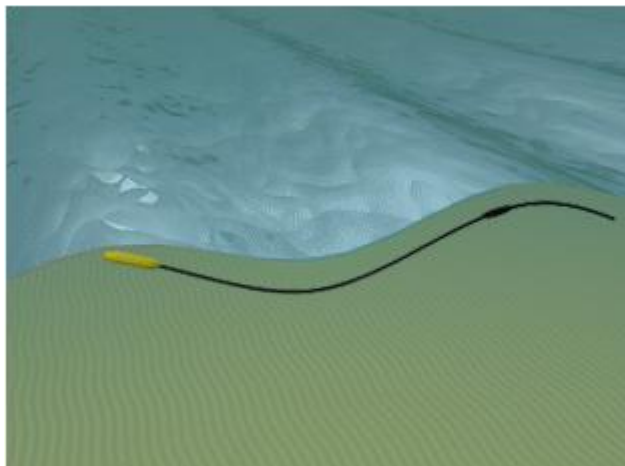


Figura 2.2.23 - Dispositivo de saliência de onda [25].

A Universidade de Southampton (Inglaterra) desenvolveu um conversor de energia das ondas do mar designado de Anaconda (Figura 2.2.24). Este tem a forma de uma cobra gigante, com 200 metros de comprimento e 7 de diâmetro. Consiste num grande tubo de borracha, ancorado ao fundo do mar. A ondulação provoca a flexão do tubo, comprimindo o fluido contido no seu interior, até que este saia pela turbina, montada na extremidade oposta à da entrada do fluido. Este sistema será instalado em águas com profundidade compreendida entre os 40 e os 100 metros [21].



Figura 2.2.24 – Anaconda [21].

2.2.8 Movimentação de Massa

Este tipo de dispositivo consiste num corpo oco que oscila com a movimentação das ondas. Esta oscilação faz com que uma massa contida no seu interior se movimente, produzindo energia elétrica (Figura 2.2.25).

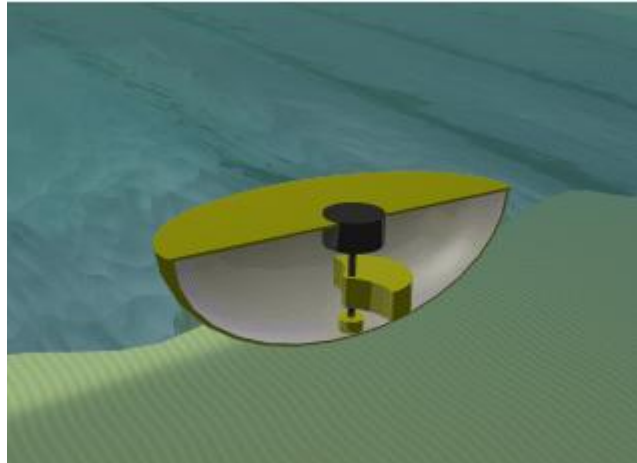


Figura 2.2.25 - Sistema movimentação de Massa [25].

A tecnologia *Penguin wave energy converter* (Figura 2.2.26) é constituída por uma estrutura tipo navio, com um *design* assimétrico, um peso total de 220 toneladas e 30 metros de comprimento. Este corpo encontra-se semi-submerso, apenas com 2 metros acima do nível do mar. No seu interior existe uma massa excêntrica, que roda com a passagem das ondas. Esta massa está acoplada a um gerador, que, por sua vez, converte a energia mecânica (de rotação) em energia elétrica [19].

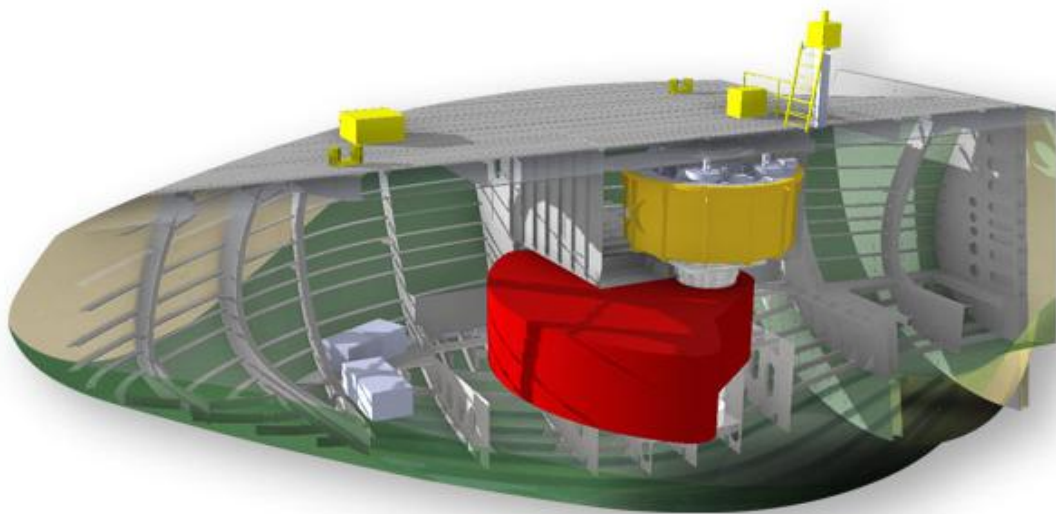


Figura 2.2.26 - Penguin wave energy [19].

Outro sistema, que tem uma massa em movimento, é o SEAREV (Figura 2.2.27). Este conversor de energia consiste num pêndulo que se encontra dentro de um corpo oco. A onda, ao atravessá-lo, faz com que este oscile, e a energia cinética é absorvida pelo pêndulo que tem acoplado alguns sistemas hidráulicos, que fazem circular um fluido por um circuito que alimenta o gerador [10].

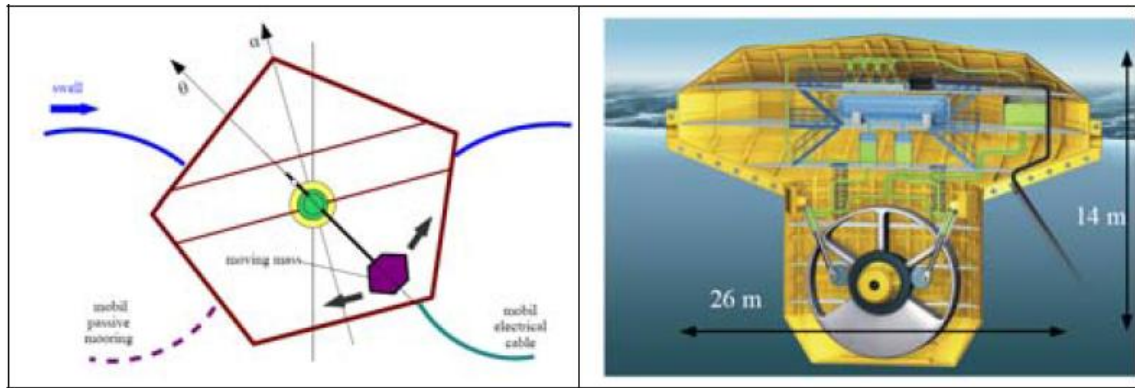


Figura 2.2.27 – SEAREV [10].

2.2.9 Outros

Esta subsecção abrange todos os dispositivos de design único não referenciados acima.

O ISWEC (*Inertial Sea Wave Energy Converter*) (Figura 2.2.28) é um bom exemplo de um mecanismo que não usa nenhum tipo de conversor enumerado anteriormente. Esta tecnologia consiste num giroscópio, que se encontra dentro de uma “capsula” flutuante, que cria uma reação inercial à ondulação. Como se pode ver na Figura 2.2.28 o volante de inércia roda em torno de φ , sendo que a onda, ao propagar-se segundo δ , cria uma turbulência na bóia e o giroscópio tende a contrariar o movimento de oscilação, aumentando o binário e a velocidade de rotação do volante de inércia.

Este mecanismo, ao se encontrar dentro de uma capsula, está protegido da corrosão da água do mar e da erosão dos sedimentos. Como se comporta como um corpo volumoso morto, resiste mais facilmente em caso de tempestade [8].

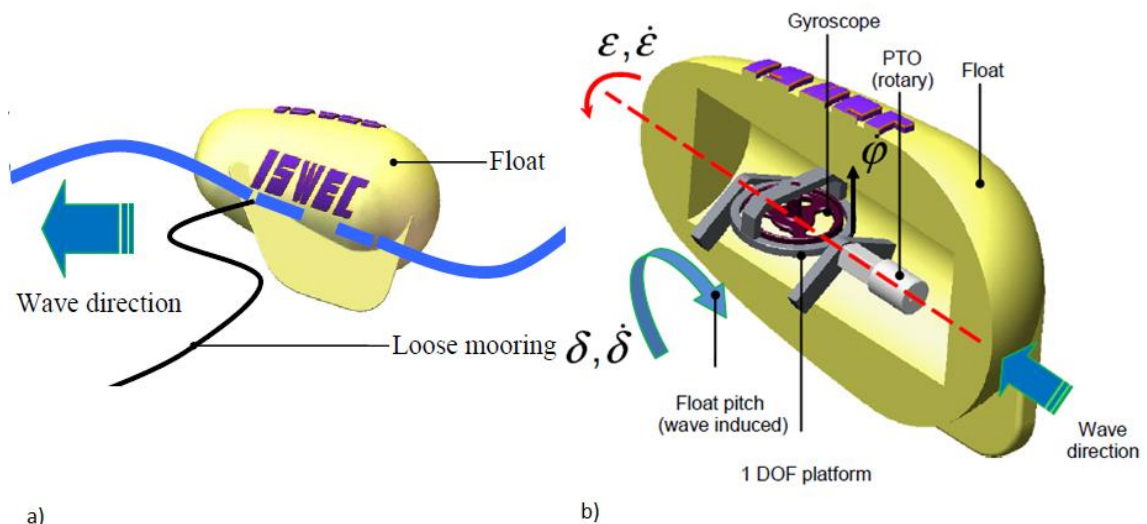


Figura 2.2.28 – ISWEC [8].

A tecnologia *BLUSphere* (Figura 2.2.29) está a ser desenvolvida pela empresa portuguesa *emove*. O sistema consiste num corpo flutuante, que contém um gerador esférico no seu interior. Sendo esférico, o gerador é capaz de captar a energia cinética da onda proveniente de qualquer direção. Um sistema deste género, com 3 metros de diâmetro, é capaz de produzir 500 kW. [23]



Figura 2.2.29 - Tecnologia BLUSphere [23].

Capítulo 3

Fundamentos Teóricos

Neste capítulo é descrito o princípio de funcionamento do sistema pendular SEAREV e apresentados os dados das simulações do comportamento esperado na Ilha de YEU. Também são descritas as metodologias de dimensionamento dos órgãos mecânicos usados no projeto desta dissertação.

3.1 Sistema pendular

3.1.1 Princípio de funcionamento

O sistema é constituído por um flutuador que oscila com a passagem das ondas. No seu interior existe uma massa descentrada que se comporta como um pêndulo. Este conjunto comporta-se como um sistema não linear, pois o comportamento de um componente influencia a resposta do outro.

Para simplificar a analogia do problema, assume-se que o pêndulo apenas tem um grau de liberdade. O sistema completo (corpo + flutuador) apenas se movimenta no plano XZ, tendo apenas deslocação segundo x, z e rotação em segundo y (em torno do ponto G) (Figura 3.1.1).

Para simplificar as equações matemáticas, supõe-se que os movimentos do flutuador são pequenos o suficiente de modo a linearizar as equações.

Na Figura 3.1.1 estão representadas as variáveis necessárias para deduzir as equações do comportamento do sistema, sendo x_G e z_G o movimento em torno do centro de gravidade G do corpo flutuante segundo z e y, respetivamente, θ a rotação em torno desse ponto e α a rotação do pêndulo em relação ao flutuador. O centro de rotação pêndulo (A) está a uma distância d do centro de gravidade do flutuador; l representa a distância do centro de rotação do pêndulo ao seu centro de massa P .

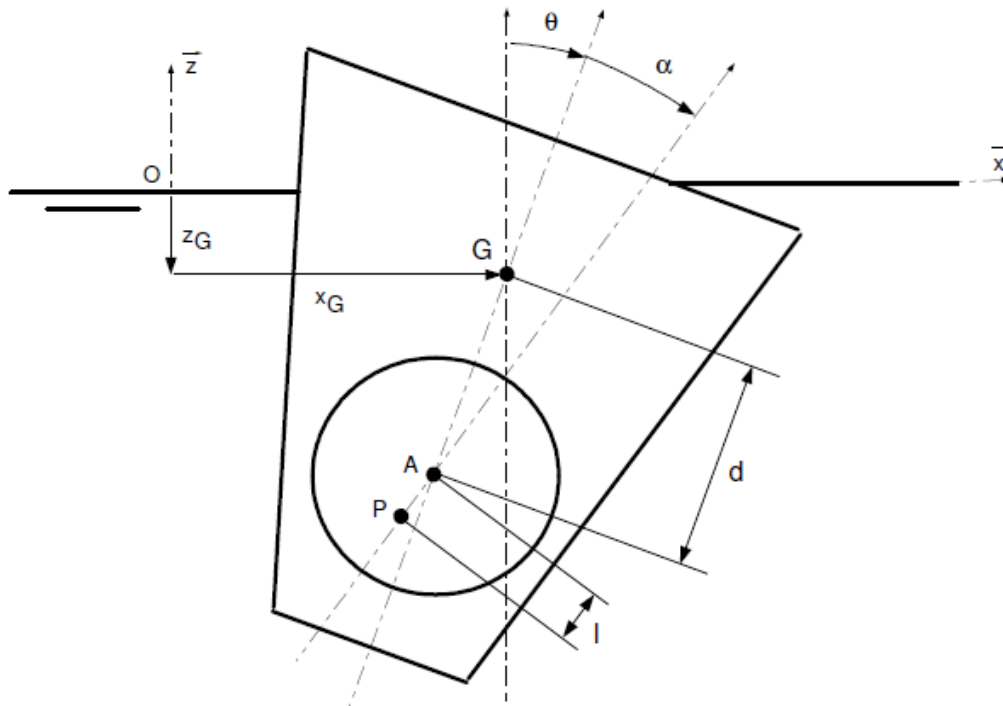


Figura 3.1.1 - Esquema sistema pendular [33].

As ondas do mar, ao atravessar o flutuador, fazem com que etse oscile. A resposta do sistema é descrita pela equação (3.1.1).

$$M \cdot \ddot{X} = \sum \overrightarrow{F_{ext}} \quad (3.1.1)$$

Em que M é matriz de massa e inércia (de todo o sistema), $X = [x_G, z_G, \theta, \alpha]$ e F_{ext} representa as forças exteriores e é dado pela equação (3.1.2).

$$F_{ext} = F_p + C_R + F_H + F_R + F_{ex} \quad (3.1.2)$$

- F_p representa as forças que o pêndulo exerce na estrutura no ponto O ;
- F_H representa a força de impulsão;
- F_R representa a força de radiação da onda;
- C_R representa a energia retirada ao sistema pelo sistema conversor de energia.

Aurélien Babarit, na sua tese de doutoramento, propôs um sistema do tipo pendular designado de SEAREV. O modelo, SEAREV DES1451, foi otimizado para a Ilha de Yeu, na costa francesa.

Nos gráficos das figuras Figura 3.1.5 e Figura 3.1.6 é apresentada a ondulação da costa portuguesa, medida pelo ondógrafo, instalado em Leixões, no período de 2 de Setembro de 2012 a 2 de Setembro de 2013. Nos gráficos da Figura 3.1.7 a Figura 3.1.18 são apresentados os dados da Ondulação sentida na Ilha de Yeu no último ano. Como se pode verificar, as alturas das ondas são muito semelhantes; assim, este modelo terá um comportamento idêntico quando instalado na costa portuguesa.

Os resultados das simulações deste modelo estão apresentados nas Figura 3.1.2 e Figura 3.1.3.

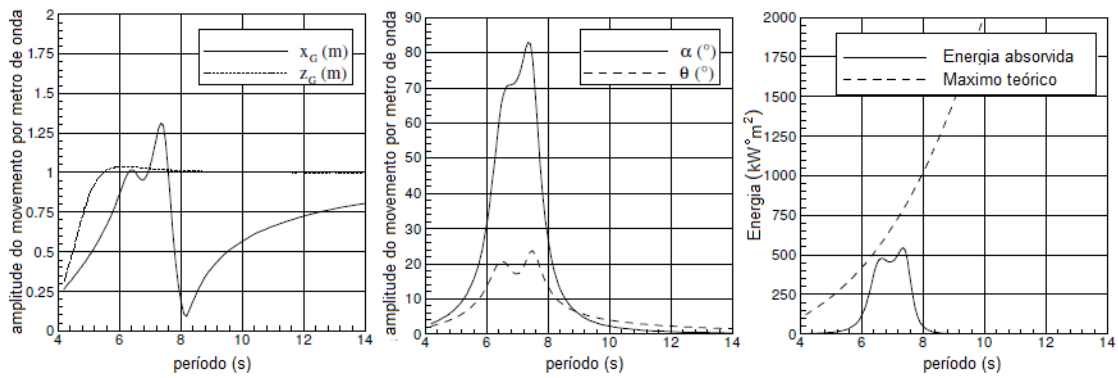


Figura 3.1.2 - Resultados das simulações do modelo SEAREV DES1451, adaptado de [33].

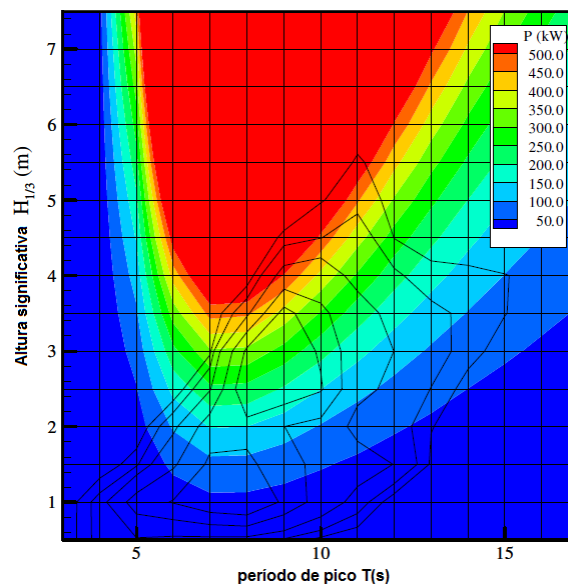


Figura 3.1.3 - Energia gerada em função da altura de onda do modelo SEAREV DES1451, adaptado de [33].

A estrutura flutuadora tem a geometria de um casco de um navio, pois facilita a passagem das ondas e reduz o choque criado no casco (Figura 3.1.4). Este modelo tem 22 metros de comprimento, 14 de largura e 15 de altura. O flutuador pesa 515 toneladas e cria uma inércia de $35,6 \cdot 10^3$ toneladas·m² em torno do seu centro de gravidade.

O cilindro (pêndulo) tem um raio de 5 metros, uma massa de 416 toneladas e uma inércia de $5,2 \cdot 10^3$ toneladas·m². O seu centro de rotação encontra-se a 9,9 metros do centro de gravidade do flutuador, já o seu centro de gravidade dista a 1,02 metros do seu centro de rotação [33].

Babarit propõe que a conversão do movimento do pêndulo para energia elétrica seja feita por um mecanismo hidráulico. Com isto, ele pretende otimizar o amortecimento criado pelo sistema de geração de energia, com o objetivo de minimizar o impacto que este cria no sistema. O sistema proposto teria vários componentes hidráulicos que multiplicam o movimento do pêndulo, de modo a conseguir fornecer os parâmetros de rotação corretos ao gerador.

Marie Ruellan, na sua tese de doutoramento, também propôs um sistema do tipo pendular, mas, no seu caso, projetou um gerador eletromagnético, aplicado

diretamente no pêndulo, com a capacidade de retirar a energia a partir do seu movimento [34].

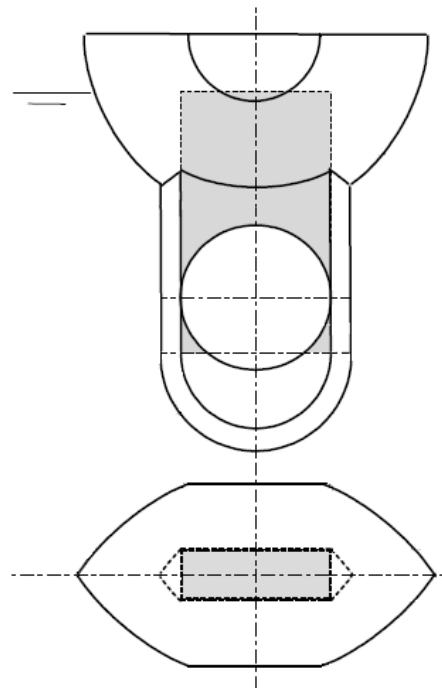


Figura 3.1.4 - Geometria do modelo SEAREV DES1451, adaptado de [33].

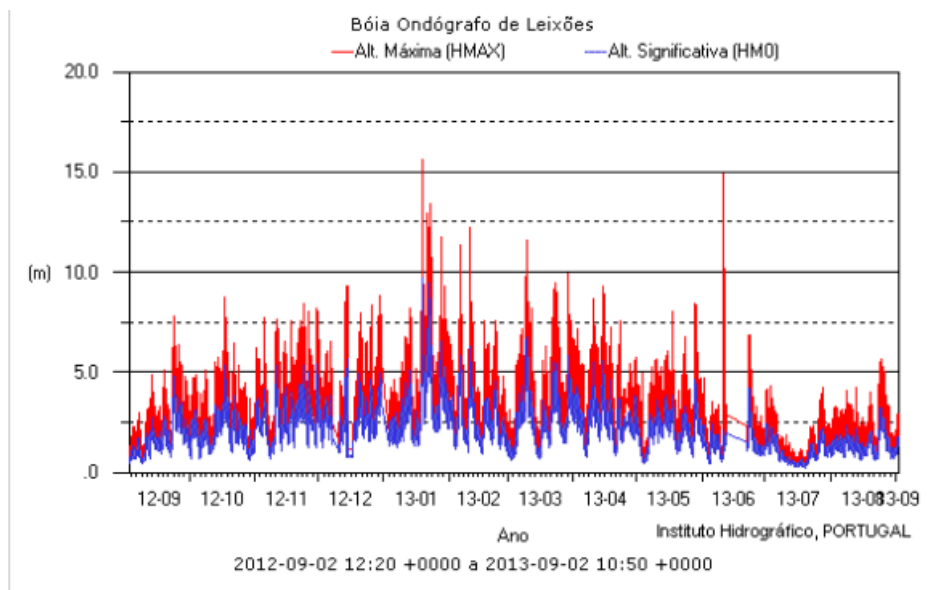


Figura 3.1.5 - Altura máxima e altura significativa medida pelo ondógrafo de Leixões [35].

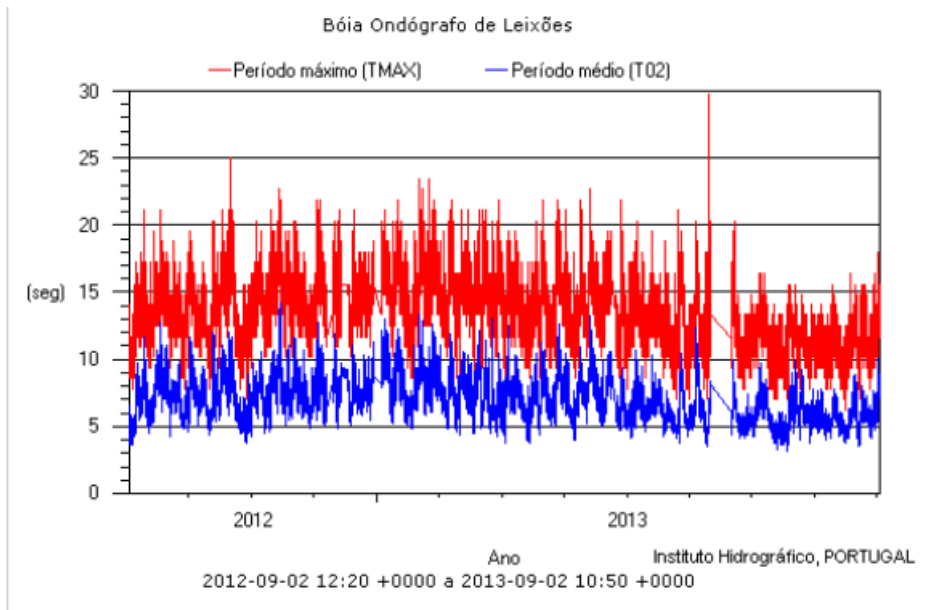


Figura 3.1.6 - Período máximo e período médio medido pelo ondógrafo de Leixões [35].



Figura 3.1.7 - Altura significativa do mês de Julho de 2012, medida na Ilha de YEU, adaptado de [36].



Figura 3.1.8 - Altura significativa do mês de Agosto de 2012, medida na Ilha de YEU, adaptado de [36].

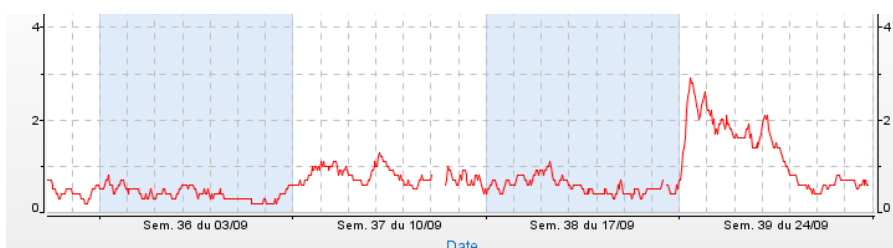


Figura 3.1.9 - Altura significativa do mês de Setembro de 2012, medida na Ilha de YEU, adaptado de [36].

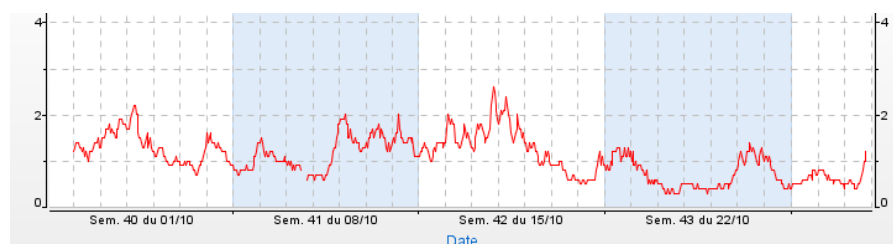


Figura 3.1.10 - Altura significativa do mês de Outubro de 2012, medida na Ilha de YEU, adaptado de [36].

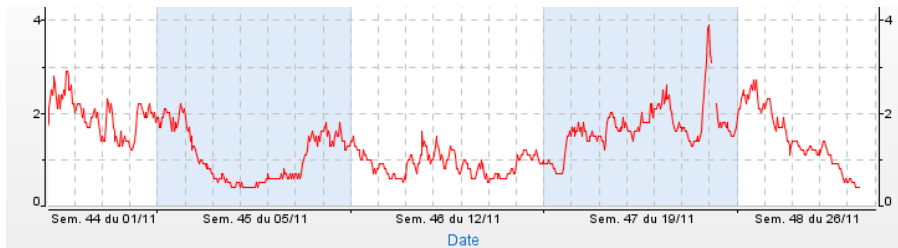


Figura 3.1.11 - Altura significativa do mês de Novembro de 2012, medida na Ilha de YEU, adaptado de [36].

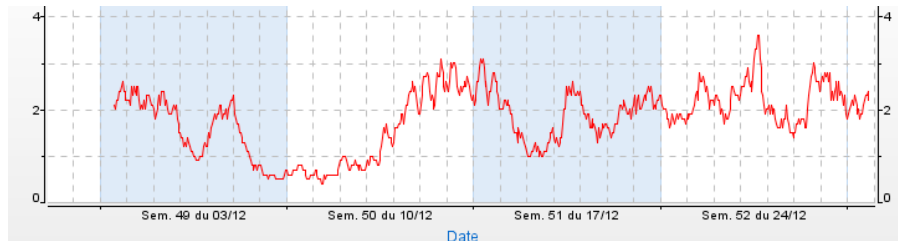


Figura 3.1.12 - Altura significativa do mês de Dezembro de 2012, medida na Ilha de YEU, adaptado de [36].

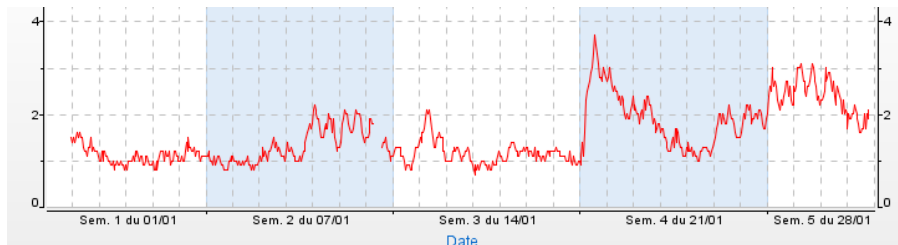


Figura 3.1.13 - Altura significativa do mês de Janeiro de 2013, medida na Ilha de YEU, adaptado de [36].



Figura 3.1.14 - Altura significativa do mês de Fevereiro de 2013, medida na Ilha de YEU, adaptado de [36].



Figura 3.1.15 - Altura significativa do mês de Março de 2013, medida na Ilha de YEU, adaptado de [36].

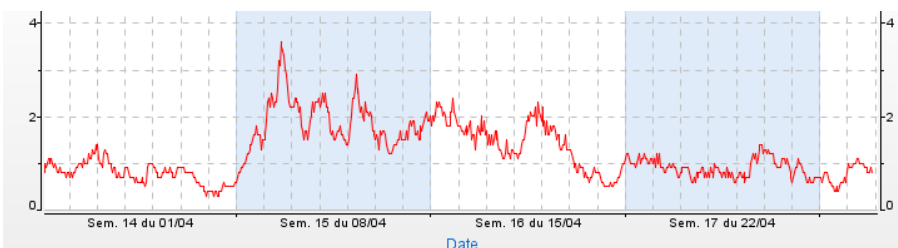


Figura 3.1.16 - Altura significativa do mês de Abril de 2013, medida na Ilha de YEU, adaptado de [36].

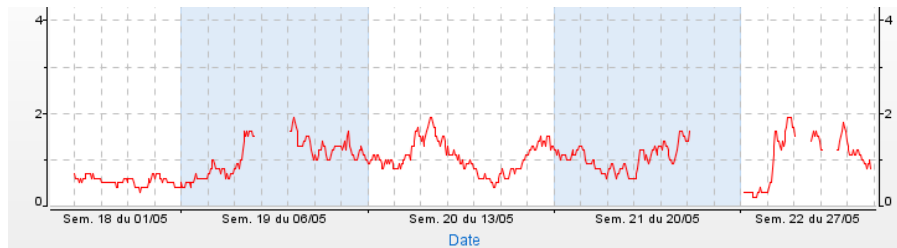


Figura 3.1.17 - Altura significativa do mês de Maio de 2013, medida na Ilha de YEU, adaptado de [36].

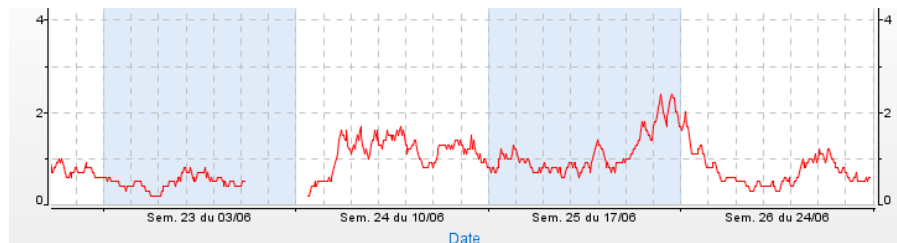


Figura 3.1.18 - Altura significativa do mês de Junho de 2013, medida na Ilha de YEU, adaptado de [36].

3.2 Dimensionamento

3.2.1 Dimensionamento de Engrenagens

As engrenagens são órgãos mecânicos que transmitem potência entre veios. Estas podem ser de dentado reto ou helicoidal, conseguindo estas últimas elaborar sistemas mais compactos, pois têm uma capacidade de transmitir potência maior.

O uso destes componentes é bastante utilizado, pois conseguem grande precisão de transmissão e com elevado rendimento (superior a 98%), para além disso, conseguem transmitir grandes potências a elevadas velocidades. Contudo, é uma solução muito dispendiosa em termos de materiais e de processo de fabrico.

Nesta dissertação foi usado o método iterativo (simplificado) de Henriot para o dimensionamento deste componente. Este critério tem como pressupostos a potência a transmitir P , a relação de transmissão u e a velocidade do pinhão n_1 (em rpm). As variáveis a definir são:

- Natureza do dentado. No caso de ser helicoidal tem uma variável adicional, o ângulo de inclinação do dentado β ;
- Número de dentes do pinhão Z_1 ;
- Módulo real m_n ;
- Largura das rodas b ;
- Material e qualidade das rodas.

Há que ter-se em consideração que rodas estreitas têm pouca capacidade de carga e rodas largas demasiado desgaste nas extremidades. O tipo de material e o tratamento térmico influenciam a qualidade das engrenagens, podendo mesmo conseguir soluções mais compactas com melhores materiais, pois admitem velocidades tangenciais superiores. O ângulo β não deve ser excessivamente elevado para não criar esforços axiais elevados ($\beta \leq 30^\circ$).

Em geral, o modo de falha catastrófica das engrenagens é derivado do desgaste superficial de contacto entre os dentes. Nestas condições, a potência admissível (kW) é dada pela equação (3.2.1).

$$P_{adm} = 5.236 \cdot 10^{-8} \cdot n_1 \cdot \frac{u}{u+1} \cdot m_n^3 \cdot \left(\frac{Z_1}{\cos\beta} \right) \cdot C_b \cdot K_{adm} \quad (3.2.1)$$

Sendo a razão entre a largura e módulo real, C_b expresso pela expressão (3.2.2).

$$C_b = \frac{b}{m_n} \quad (3.2.2)$$

O fator de resistência K_{adm} depende de vários fatores, dado pela equação (3.2.3).

$$K_{adm} = \frac{1}{K_B} C_2 C_3 C_4 C_5 C_6 \quad (3.2.3)$$

Com o fator de serviço K_B determinado na equação (3.2.4).

$$K_B = \frac{K_A Z_R}{Z_N^2} \quad (3.2.4)$$

Em que:

- K_A é um fator de multiplicação da carga, que tem em conta a flutuação de binário (choque) a que estão sujeitas as engrenagens (Tabela 3.2.1);
- Z_R é o fator de fiabilidade, normalmente atribuído de 1, devido à alta fiabilidade destes órgãos mecânicos;
- Z_N é o fator de duração, dependente de vários fatores, como o número de ciclos pretendido N e os parâmetros N_r e m dados na
- Tabela 3.2.2. Este fator exprime-se através da equação (3.2.5).

$$Z_N = \left(\frac{N_r}{N} \right)^m \quad (3.2.5)$$

C_2 é um fator geométrico, encontrado na Tabela 3.2.3. O fator C_3 compensa os efeitos dinâmicos resultantes da velocidade e dos erros dimensionais, sendo calculado pela equação (3.2.7) (os coeficientes para o seu cálculo são apresentados na Tabela 3.2.4 e na Tabela 3.2.5). A velocidade tangencial v_t (m/s) é determinada pela equação (3.2.6).

$$v_t = w_1 r_1 \quad (3.2.6)$$

$$C_3 = \frac{c_0 + c_1 v_t + c_2 v_t^2 + c_3 v_t^3}{e_0 + e_1 v_t} \quad (3.2.7)$$

Tabela 3.2.1 - Valores do fator de aplicação da carga K_A em função dos regimes de acionamento e de saída.

Acionamento	Maquina Acionada			
	U	L	M	H
U – uniforme	1	1.25	1.50	1.75
L – choques ligeiros	1.10	1.35	1.60	1.85
M – choques moderados	1.25	1.50	1.75	2.00
H – choques importantes	1.50	1.75	2.00	≥2.25

Tabela 3.2.2 - Parâmetros para o cálculo de Z_N .

Estado	N_r	Ciclos	m
Têmpera e revenido, cimentação	$5 \cdot 10^7$	$10^5 \leq N \leq N_r$	0.0756
		$N_r \leq N \leq 10^{10}$	0.0307
Nitruração longa	$2 \cdot 10^6$	$10^5 \leq N \leq N_r$	0.0875
		$N_r \leq N \leq 10^{10}$	0.0191
Nitruração curta	$2 \cdot 10^6$	$10^5 \leq N \leq N_r$	0.0318
		$N_r \leq N \leq 10^{10}$	0.0191

Tabela 3.2.3 - Valores do fator geométrico C_2 .

β (graus)	0	5	10	15	20	25	30
C_2	0.21	0.24	0.26	0.27	0.28	0.29	0.31

Tabela 3.2.4 - Coeficientes c_i para o cálculo de C_3 .

	ISO 5 e ISO 6	ISO 7
c_0	$0.8950 + 1.299 \cdot 10^{-4} Z_1$	$0.7848 + 5.279 \cdot 10^{-4} Z_1$
c_1	$0.01699 - 4.567 \cdot 10^{-4} Z_1$	$0.03257 - 7.321 \cdot 10^{-4} Z_1$
c_2	$-5.840 \cdot 10^{-4} + 1.357 \cdot 10^{-5} Z_1$	$-1.447 \cdot 10^{-3} + 2.847 \cdot 10^{-5} Z_1$
c_3	$6.104 \cdot 10^{-6} - 1.475 \cdot 10^{-7} Z_1$	$1.991 \cdot 10^{-5} - 4.067 \cdot 10^{-7} Z_1$

Tabela 3.2.5 - Coeficientes e_i para o cálculo C_3 .

Dentado	Qualidade ISO	e_0	e_1
Recto	5 e 6	0.9895	$1.849 \cdot 10^{-4} Z_1$
	7	1.0335	$2.449 \cdot 10^{-4} Z_1$
Helicoidal	Todas	1.0	0.0

Na Tabela 3.2.6 são apresentados os subfatores para o cálculo do fator de distribuição da carga C_4 , dado pela equação (3.2.8).

$$C_4 = \frac{1}{K_{H\alpha} K_{H\beta}} \tag{3.2.8}$$

Tabela 3.2.6 - Subfatores para cálculo de C_4 .

Qualidade ISO	$K_{H\beta}$	Dentado	$K_{H\alpha}$
5 e 6	$1.135 + 0.18(b/d_1)^2 + 2.3 \cdot 10^{-4} b$	recto	1.0
		helicoidal	1.0
7	$1.170 + 0.18(b/d_1)^2 + 4.7 \cdot 10^{-4} b$	recto	1.0
		helicoidal	1.1

C_5 é o fator de resistência, calculado pela equação (3.2.9), sendo $\sigma_{H\ lim}$ a tensão de ruína à fadiga (ver Tabela 3.2.7) e C_W um fator de relação de durezas, normalmente de valor 1.

$$C_5 = \left(\frac{\sigma_{H\ lim} C_W}{C_e} \right)^2 \quad (3.2.9)$$

Para o fator de desgaste C_6 , Henriot sugere o valor de 1, no caso de rodas sujeitas a endurecimento superficial e 0.72 no caso de têmpera e revenido.

Tabela 3.2.7 – Tensão de ruína à fadiga em função do material da roda.

Aços	Dureza da roda	$\sigma_{H\ lim}$ (MPa)
Têmpera e revenido	250 HB	690
	280 HB	730
	350-360 HB	850
Têmpera superficial	53-57 HRC	1200
Nitruração curta duração	52-56 HRC	950
Nitruração longa duração	58-60 HRC	1250
Cementação - alta liga	58-60 HRC	1500

O próximo passo é o cálculo do módulo m_n do órgão mecânico, sendo este dado pela equação (3.2.10). Este valor deve ser arredondado para o valor normalizado superior mais próximo.

$$m_n \approx 267 \sqrt[3]{\left(\frac{\cos \beta}{Z_1} \right)^2 \frac{P}{C_b n_1 K_{adm}} \frac{u+1}{u}} \quad (3.2.10)$$

Em termos construtivos, até diâmetros de 500mm, as rodas são geralmente fabricadas a partir de cilindros maciços forjados ou torneados. Para rodas de maiores dimensões, prefere-se a construção soldada (Figura 3.2.1). Uma roda exige, normalmente, 4 furos de fixação para a sua maquinação. Os dentes devem ser chanfrados para reduzir a possibilidade de roturas devidas a fadiga local. Alguns valores indicados para as dimensões apresentadas na Figura 3.2.1 são $10^\circ \leq \theta \leq 30^\circ$, $1.2 \leq d_o/d_i \leq 1.6$, $h_1 \geq 3m$, $d_{h1} \geq d_o/20 \geq 30\text{mm}$, $h_2 \geq m$, $0.1 \leq d_{h2}/d_n \leq 0.2$ e $w = 2m + 0.15b$.

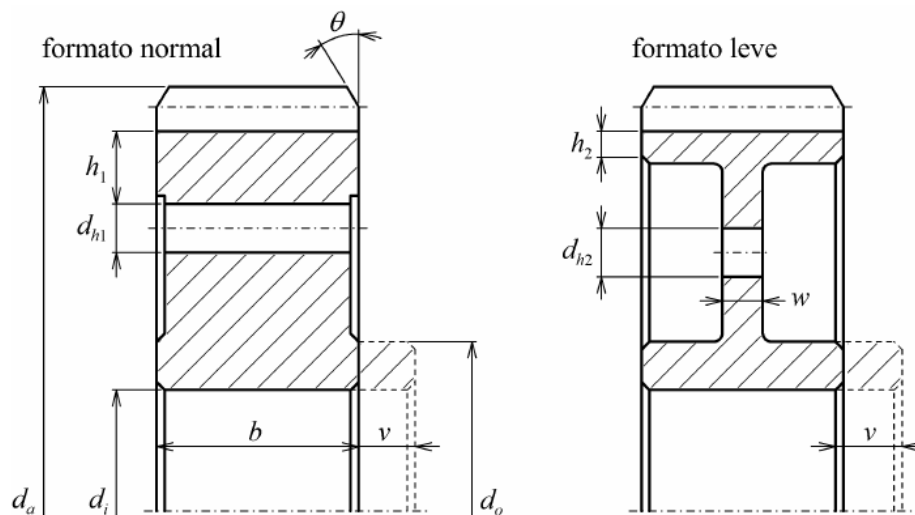


Figura 3.2.1 - Formas habituais das rodas dentadas

3.2.2 Forças de engrenamento

De uma forma simplista, pode-se considerar as forças de engrenamento aplicadas no ponto primitivo da engrenagem e desprezar as forças de atrito existentes entre engrenagens. Assim sendo, são consideradas duas forças principais para rodas de dentado reto; a força tangencial F_t (equação (3.2.11)) e a força radial F_r (equação (3.2.12)). No caso das rodas de dentado helicoidal, devido à configuração do dentado, a força radial é calculada pela equação (3.2.13). Para além destas forças, ainda existe uma componente axial F_x (equação (3.2.14)) que cria um momento no veio que a sustenta. Estas forças dependem da potência de projeto P , da velocidade de rotação n , do raio primitivo r e do ângulo de pressão α . No caso de engrenagens helicoidais existe um ângulo de inclinação primitivo β e um ângulo de pressão α_n (equação (3.2.15)).

$$F_t = \frac{P}{\omega_1 r_1} = \frac{30P}{n_1 r_1} \quad (3.2.11)$$

$$F_r = F_t \tan \alpha \quad (3.2.12)$$

$$F_r = F_t \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad (3.2.13)$$

$$F_x = F_t \tan \alpha \quad (3.2.14)$$

$$\alpha_n = \tan^{-1}(\tan \alpha \cos \beta) \quad (3.2.15)$$

3.2.3 Veios

Os veios são elementos mecânicos de secção circular, nos quais são montados elementos de transmissão de potência e são apoiados em rolamentos ou chumaceiras. Um projeto destes está condicionado pelos elementos que lhe são aplicados, pois ditam a sua geometria e os seus esforços. Estes são dimensionados para uma dada potência

(determinada pela velocidade de rotação e pelo binário), têm que suportar os esforços a que são sujeitos e garantir que os componentes montados nele tenham as melhores condições de funcionamento. Assim, para determinar o diâmetro mínimo do veio, é necessário efetuar o cálculo à fadiga, à resistência e à rigidez.

Nesta dissertação, o cálculo à fadiga é baseado em resultados experimentais de vários estudos, resumido por Shigley. No caso de ser um veio rotativo, o valor de limite de fadiga σ_e é dado pela expressão (3.2.16).

$$\sigma_e = k_{as}k_{ta}k_{sl}\bar{\sigma}'_{eb}\frac{1}{\gamma_{Me}} \quad (3.2.16)$$

Sendo k_{as} o fator de acabamento superficial (equação (3.2.18)), k_{ta} o fator de tamanho (equação (3.2.20)), k_{sl} o fator de solitação (equação (3.2.20)) e γ_{Me} o fator de variabilidade estatística do limite de fadiga (Tabela 3.2.9).

Estudos experimentais indicam que:

$$\bar{\sigma}'_{eb} = \begin{cases} 0.506\bar{\sigma}_u & \bar{\sigma}_u \leq 1460 \text{ MPa} \\ 740 & \bar{\sigma}_u > 1460 \text{ MPa} \end{cases} \quad (3.2.17)$$

$$k_{as} = a\bar{\sigma}_u^b \quad (3.2.18)$$

Os valores de a e b são apresentados na Tabela 3.2.8. O valor da tensão de rotura média $\bar{\sigma}_u$ é dado pela equação (3.2.19), sendo σ_u a tenção de rotura do aço.

$$\bar{\sigma}_u \approx 1.1\sigma_u \quad (3.2.19)$$

$$k_{ta} = \begin{cases} 1.24d^{-0.107} & 3 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 0.859 - \frac{d}{1195} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (3.2.20)$$

$$k_{sl} = \begin{cases} 1.43\bar{\sigma}_u^{-0.0778} & \text{carga axial} \\ 0.258\bar{\sigma}_u^{0.125} & \text{torção} \end{cases} \quad (3.2.21)$$

Tabela 3.2.8 - Valores das variáveis para o cálculo de K_{as} .

Estado da superfície	a	b
Rectificada	1.58	-0.086
Maquinada ou Laminada a frio	4.45	-0.265
Laminada a quente	56.1	-0.719
Forjada	271	-0.995

Tabela 3.2.9 - Coeficiente de segurança parcial para cálculo à fadiga.

Carga	Concentração de tensões	γ_{Me}
Flexão	Não	1.5
	Sim	1.7
Axial ou torção	Não	1.7
	Sim	1.9

Nos veios em rotação a sua superfície está sujeita a tensões de flexão alternadas e tensões de torção constantes. Assim, para obter o limite de fadiga à flexão, basta aplicar o critério de Gerber (equação (3.2.22)), sendo as tensões de von Mises σ_a e σ_m dadas pelas equações (3.2.25) e (3.2.26). As tensões de flexão (σ_b) e de torção (τ_t) são calculadas pelas equações (3.2.23) e (3.2.24), respetivamente.

$$\frac{\gamma_s \sigma_a}{\sigma_e} + \left(\frac{\gamma_s \sigma_m}{\sigma_u} \right)^2 = 1 \quad (3.2.22)$$

$$\sigma_b = \frac{32M_b}{\pi d^3} \quad (3.2.23)$$

$$\tau_t = \frac{16M_t}{\pi d^3} \quad (3.2.24)$$

$$\sigma_a = K_f \sigma_b \quad (3.2.25)$$

$$\sigma_m = \sqrt{3} \tau_t \quad (3.2.26)$$

Com a resolução da equação (3.2.22) determina-se o diâmetro mínimo que o veio necessita para que este não colapse por fadiga. Isso deve-se ao facto de o valor limite de fadiga (equação (3.2.16)) depender do diâmetro do mesmo.

O valor K_f , usado na equação (3.2.25), depende da descontinuidade geométrica e do aço utilizado. As mudanças de secção são convenientes para posicionamento de componentes, mas provocam concentrações de tensões elevadas, que podem ser reduzidas através de raios de concordância generosos. Na Figura 3.2.2 encontra-se representada graficamente a variação de K_t de flexão em função das mudanças de secção. No anteprojecto de um veio, pode-se admitir, conservadoramente, que nos locais de escatel de chaveta paralela o valor de $K_f \approx K_t \approx 2.6$.

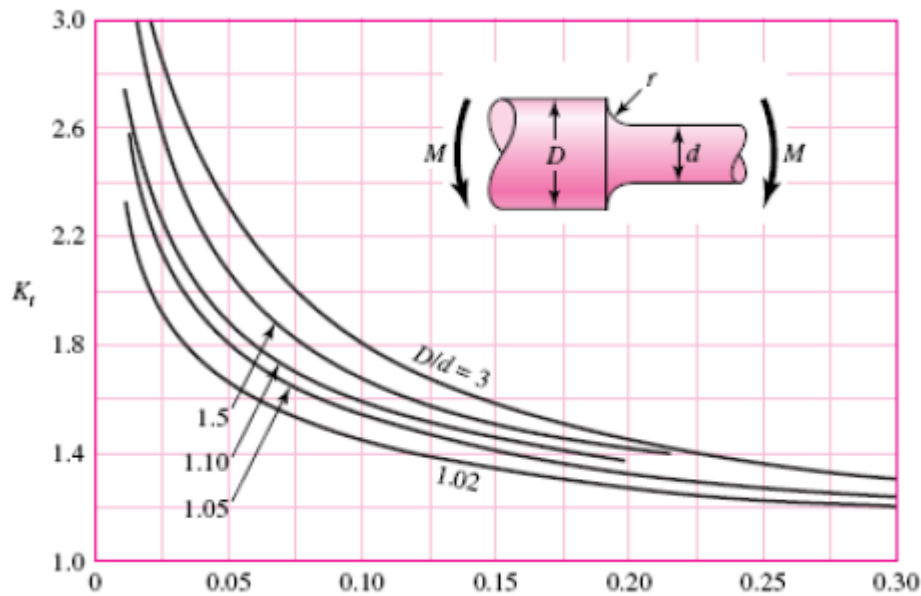


Figura 3.2.2 - Exemplo de gráfico de fator de concentração de tensões.

No cálculo à resistência de um veio tem de se ter em conta os esforços a que este está sujeito, sendo os mais importantes os momentos fletores M_b e os momentos torsores M_t . Uma boa prática de dimensionamento é minimizar a distância entre os elementos de transmissão de potência e os elementos de apoios dos veios, pois serão diminuídas as tensões de flexão.

O cálculo do diâmetro mínimo (d) do veio baseado na cedência, fundamentado pelo critério de Von Mises para estado de tensão superficial biaxial, é determinado pela equação (3.2.27), sendo σ_0 a tensão de cedência do aço usado e γ_s um coeficiente de segurança.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32\gamma_s}{\pi\sigma_0} \sqrt{M_b^2 + \frac{3}{4}M_t^2}} \quad (3.2.27)$$

A verificação da rigidez do veio é importante para o bom funcionamento dos componentes mecânicos montados neste, tais como rolamentos e rodas dentadas que necessitam de baixos deslocamentos e rotações nos veios, presentes na Tabela 3.2.10.

Tabela 3.2.10 - Valores admissíveis para cálculo de rigidez dos veios.

Elemento no veio	Rotação (mrad)	Deslocamento (mm)
Roda dentada	0.5	Módulo/20
Rolamento de esferas	3.0	
Rolamento de rolos cilíndricos	1.0	
Rolamento de rolos cónicos	0.5	
Máximo geral		Comprimento/1000

Um método possível para determinar os valores admissíveis de rotação ($\theta(x)$) e deslocamento ($v(x)$) por estes componentes é apresentado nas equações (3.2.28) e

(3.2.29), respetivamente. Este método baseia-se na integração do momento fletor $M(x)$ em função do comprimento (x) do veio. Estas funções também são dependentes do módulo de Young (E) e do momento de inércia (I) criado pelo veio em rotação, determinado pela equação (3.2.30). Aplicando as condições fronteiras, por exemplo o deslocamento nulo nos apoios, determinam as constantes de integração $C1$ e $C2$.

$$\theta(x) = \int \frac{M(x)}{EI} dx + C1 \tag{3.2.28}$$

$$v(x) = \iint \frac{M(x)}{EI} dx dx + C1x + C2 \tag{3.2.29}$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \tag{3.2.30}$$

3.2.4 Dimensionamento de ligações

Uma boa prática de projeto para transmissão de potência, entre o veio e outro componente mecânico, é o uso de chavetas ou estrias, sendo o segundo preferível no caso de elevados binários.

Por norma, na primeira escolha de projeto, usam-se chavetas paralelas, que são dimensionadas ao esmagamento (equação (3.2.31)) e ao corte (equação (3.2.32)). Estas são normalizadas segundo a norma ISO e dependem do diâmetro nominal (d) do veio onde vão ser montadas. Na Tabela 3.2.11 são apresentados os valores normalizados das chavetas, as dimensões do escatel (necessário maquinar no veio) e do cubo, estando representados na Figura 3.2.3 as dimensões referentes a essa tabela.

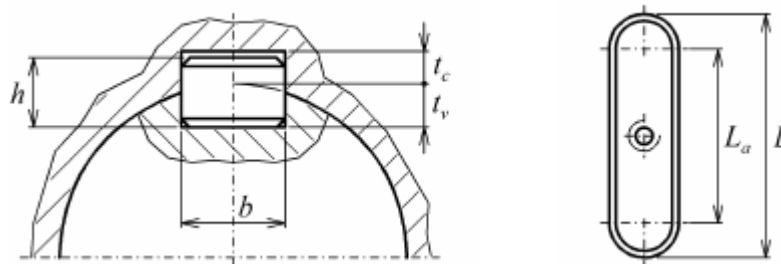


Figura 3.2.3 - Exemplo de ligação por chaveta

Tabela 3.2.11 - Dimensões (mm) normalizadas das chavetas paralelas.

d	b	h	t_v	t_c
$6 < d \leq 8$	2	2	1.2	1
$8 < d \leq 10$	3	3	1.8	1.4
$10 < d \leq 12$	4	4	2.5	1.8
$12 < d \leq 17$	5	5	3	2.3
$17 < d \leq 22$	6	6	3.5	2.8
$22 < d \leq 30$	8	7	4	3.3
$30 < d \leq 38$	10	8	5	3.3

$38 < d \leq 44$	12	8	5	3.3
$44 < d \leq 50$	14	9	5.5	3.8
$50 < d \leq 58$	16	10	6	4.3
$58 < d \leq 65$	18	11	7	4.4
$65 < d \leq 75$	20	12	7.5	4.9
$75 < d \leq 85$	22	14	9	5.4
$85 < d \leq 95$	25	14	9	5.4
$95 < d \leq 110$	28	16	10	6.4
$110 < d \leq 130$	32	18	11	7.4
$130 < d \leq 150$	36	20	12	8.4
$150 < d \leq 170$	40	22	13	9.4
$170 < d \leq 200$	45	25	15	10.4
$200 < d \leq 230$	50	28	17	11.4
$230 < d \leq 260$	56	32	20	12.4
$260 < d \leq 290$	63	32	20	12.4
$290 < d \leq 330$	70	36	22	14.4
$330 < d \leq 380$	80	40	25	15.4
$380 < d \leq 440$	90	45	28	17.4
$440 < d \leq 500$	100	50	31	19.5

No dimensionamento de chavetas o objetivo é o cálculo do comprimento mínimo capaz de transmitir o binário M_t de projeto. De modo a não colapsar o cubo e o veio, a chaveta tem de ser de um material com características não superiores à destes, com uma tensão de cedência (σ_e) inferior.

$$l \geq \frac{2M_t\gamma_s}{d\sigma_e(h-t)} \quad (3.2.31)$$

$$l \geq \frac{4M_t\gamma_s}{d\sigma_e b} \quad (3.2.32)$$

No caso de binários elevados, binários flutuantes ou velocidades elevadas, são preferidos veios estriados, normalizados segundo a norma DIN. Os seus valores são mencionados na Tabela 3.2.12. Mais uma vez, o objetivo é determinar o comprimento mínimo de estrias, dado pela equação (3.2.33). O parâmetro q toma o valor de 70 MPa e Z representa o número de estrias. Na Figura 3.2.4 está representado o perfil de um veio estriado.

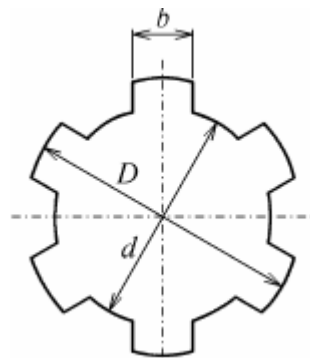


Figura 3.2.4 - Exemplo de secção estriada.

$$q = \frac{2M_t}{0.75 \cdot Z \cdot d_m \cdot h \cdot l} \quad (3.2.33)$$

Tabela 3.2.12 - Dimensões (mm) normalizadas de veio estriado.

<i>d</i>	<i>Ligeiras – DIN 5462</i>			<i>Médias – DIN 5463</i>			<i>Pesadas – DIN 5464</i>		
	Z	D	b	Z	D	b	Z	D	b
11				6	14	3			
13				6	16	3.5			
16				6	20	4	10	20	2.5
18				6	22	5	10	23	3
21				6	25	5	10	26	3
23	6	26	6	6	28	6	10	29	4
26	6	30	6	6	32	6	10	32	4
28	6	32	7	6	34	7	10	35	4
32	8	36	7	8	38	7	10	40	5
36	8	40	7	8	42	7	10	45	5
42	8	46	8	8	48	8	10	52	6
46	8	50	9	8	54	9	10	56	7
52	8	58	10	8	60	10	16	60	5
56	8	62	10	8	65	10	16	65	5
62	8	68	12	8	72	12	16	72	6
72	10	78	12	10	82	12	16	82	7
82	10	88	12	10	92	12	20	92	6
92	10	98	14	10	102	14	20	102	7
102	10	108	16	10	112	16	20	115	8
112	10	120	18	10	125	18	20	125	9

3.2.5 Ligações aparafusadas

Este tipo de ligações permite fabricar componentes com geometrias mais simples e simplifica a sua montagem/desmontagem. Existem bastantes incertezas quando se projetam estes elementos e, assim sendo, existem algumas regras de conceção das juntas:

- Pré-carga elevada;
- Número elevado de parafusos;
- Minimizar a excentricidade $e < t$ (Figura 3.2.5);
- Distância $a < t$ para formação do cone de pressão (Figura 3.2.5);
- Elevada rigidez da peça aparafusada;

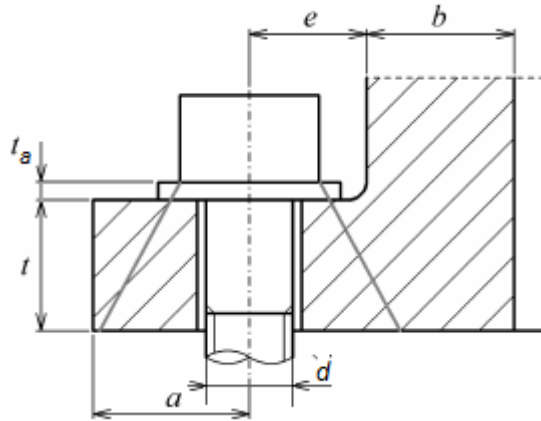


Figura 3.2.5 - Dimensões importantes a definir num projeto de juntas.

É boa prática o uso $d=t$ e $t_a \approx 0.15d$. O número de parafusos que se deve usar numa flange circular pode ser aproximado pela equação (3.2.34), com D_b o diâmetro da linha média de parafusos.

$$\frac{\pi D_b}{6d} \leq n_b \leq \frac{\pi D_b}{3d} \quad (3.2.34)$$

No caso em que estes elementos ligantes estão sujeitos à tração (P), o cálculo do número mínimo de parafusos pode ser aproximado à equação (3.2.35). Sendo C_b um rácio com valores entre 0.20 e 0.25 e η_i a fração de pré-carga, habitualmente 0.9.

$$n_b \geq \frac{PC_b\gamma_s}{(1 - \eta_i)A_s\sigma_{ob}} \quad (3.2.35)$$

As constantes A_s e σ_{ob} dependem do tipo de parafuso, sendo A_s (Tabela 3.2.13) a área resistente e σ_{ob} a sua tensão de cedência.

Tabela 3.2.13 - Passo (mm) e área resistente (mm^2) da rosca de passo normal.

d	4	5	6	8	10	12	14	16	20	24	30	36
p	0.7	0.8	1	1.25	1.5	1.75	2	2	2.5	3	3.5	4
A_s	8.78	14.2	20.1	36.6	58.0	84.3	115	157	245	353	561	817

No caso de parafusos pré-forçados sujeitos ao corte, é necessário verificar a carga limite de escorregamento (F_s) na junta (equação (3.2.36)), sendo F_m a força de compressão exercida em média por cada parafuso, apresentada na equação (3.2.37) (para o caso de não existir força de tração), n_b o número de parafusos e n_s o número de planos de escorregamento. Na equação (3.2.37) o parâmetro n_{ii} toma valores de 0.9 no caso de parafusos não reutilizáveis e 0.75 para o caso de parafusos reutilizáveis.

$$F_s = 0.24F_m n_b n_s \quad (3.2.36)$$

$$f_m = n_{ii} A_s \sigma_{ob} \quad (3.2.37)$$

Capítulo 4

Projeto Mecânico

Neste capítulo é justificada a escolha do sistema SEAREV e determinados os parâmetros de projeto a usar no dimensionamento do sistema multiplicador. Os dados de dimensionamento e o princípio de funcionamento de cada subsistema multiplicador são apresentados neste capítulo.

Nesta dissertação irá ser proposto um sistema alternativo para conversão de energia do sistema do tipo pêndulo SEAREV, proposto por BABARIT. Este sistema foi otimizado para a ondulação existente na ilha de YEU, na costa francesa. Dada a aparência de ondulação da costa portuguesa com a costa francesa, este sistema de geração de energia terá um comportamento muito semelhante. Assim, os dados de projeto vão ao encontro dos resultados das simulações dinâmicas de fluidos (CFD), efetuadas por BABARIT. O comportamento previsto para o comportamento do casco e pêndulo estão apresentados na Figura 3.1.2.

Como se pode verificar, o pêndulo atinge a sua amplitude máxima (A_{pm}) de 82° quando solicitado a um período de onda (T_r) de 7,4 segundos. Para os dados do projeto admite-se que o pêndulo se encontra em ressonância com um período de 7,4 segundos e a sua trajetória é aproximada a uma onda sinusoidal (equação (3.2.1)), com amplitude A_{pm} . A velocidade angular do pêndulo ω_p é dada pela equação (3.2.2) considerando que o pêndulo parte de uma posição ϕ_0 .

$$y(t) = A_{pm} \sin(\omega_p t + \phi_0) \quad (3.2.1)$$

$$\omega_p = \frac{2\pi}{T_r} \quad (3.2.2)$$

O binário criado pelo pêndulo (M_p) (equação (3.2.5)) é obtido a partir da aceleração do movimento (α_p) (equação (3.2.4)) e da inércia (I_p) criada por este. A potência (P)

(equação (3.2.6)) é função do binário (M_p) e da velocidade de movimento (v_p) do pêndulo, dada pela equação (3.2.3).

$$v_p(t) = A_{pm}\omega_p \sin(\omega_p t + \varphi_0) \quad (3.2.3)$$

$$\alpha_p(t) = A_{pm}\omega_p^2 \sin(\omega_p t + \varphi_0) \quad (3.2.4)$$

$$M_p(t) = \alpha_p(t) \cdot I_p \quad (3.2.5)$$

$$P(t) = v_p(t) \cdot M_p(t) \quad (3.2.6)$$

No gráfico da Figura 3.2.2 está apresentado o comportamento do pêndulo quando se encontra em ressonância. Já no gráfico da Figura 3.2.1, é apresentada a potência e o binário produzido pelo pêndulo ao longo do tempo. Assim, como parâmetros de projeto, é considerado o Binário máximo de $M_p(t)$ e a potência máxima de $P(t)$, cujos valores são 5.4 MNm e 3.3 MW, respectivamente. A partir da velocidade linear $v_p(t)$, é determinada a velocidade de rotação (de ressonância) do pêndulo, atingindo um máximo de 11.6 rpm.

Alerta-se que o gráfico da Figura 3.2.1 apresenta descontinuidades de 2ª espécie, as quais se referem à ausência de derivada no chamado ponto de reversão. Nestes pontos, as curvas aparecem “retificadas”, à semelhança do que se encontra na tensão elétrica entregue pelas pontes retificadoras de 4 díodos. Como a potência é uma grandeza escalar e é sempre produzida neste sistema (nunca é absorvida ou devolvida à rede), houve a necessidade menos convencional de “inverter” a parte negativa da senoide de produção de potência elétrica, assim como o caso do binário útil.

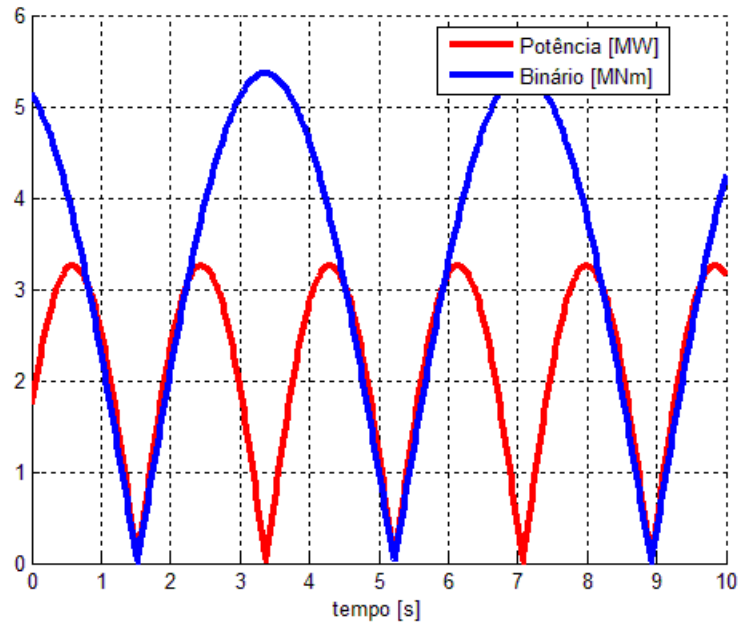


Figura 3.2.1 - Potência e Binário do pêndulo em ressonância.

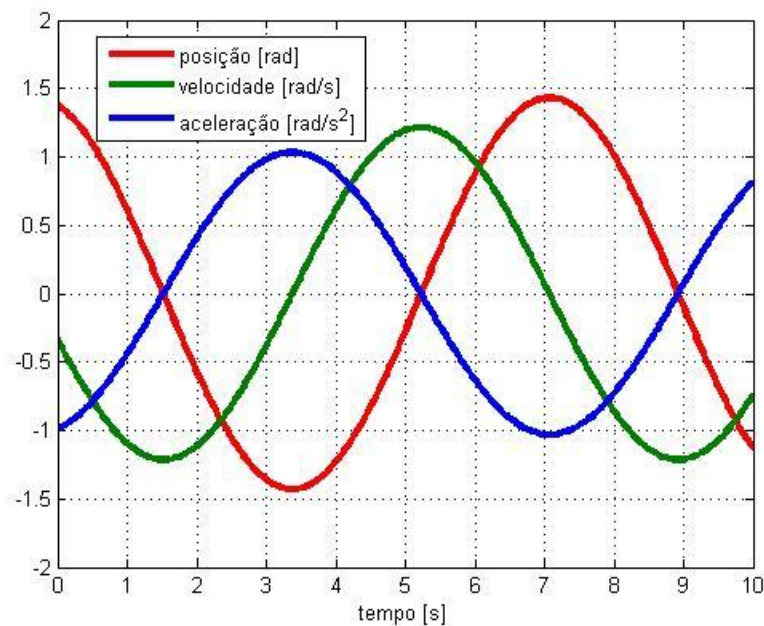


Figura 3.2.2 - Comportamento do pêndulo em ressonância.

O gerador DINGOL DG634B foi o eleito para converter a energia mecânica em energia elétrica. Este necessita de uma velocidade de rotação de cerca de 1500 rpm no seu veio de entrada. O pêndulo, em ressonância, apenas consegue uma velocidade de rotação máxima de 11.6 rpm, tendo assim de ser multiplicada. Este gerador retira ao sistema 684 kW uma potência muito inferior à máxima conseguida pelo pêndulo; com isso, pretende-se não comprometer o desempenho do mesmo [28].

Como se constata, a ondulação é muito variada, tanto em frequência como em amplitude; assim, para garantir um bom funcionamento do gerador, todo o sistema

multiplicador terá de adaptar, variando a razão de multiplicação consoante o comportamento do pêndulo. A trajetória do pêndulo é alternada, portanto, para tornar o sistema mais rentável, foi construída uma caixa que retifica a rotação para uma única direção, independentemente do sentido de rotação de entrada.

Na Figura 3.2.3 está esquematizado todo o sistema responsável pela multiplicação da velocidade de rotação, desde o pêndulo até à entrada do gerador. Para facilitar o projeto, o fabrico, a construção e a própria manutenção de todo sistema optou-se por projetar módulos separados, com funções importante no desempenho deste. Assim, o sistema é composto por:

- Sistema de corrente (1), responsável pela transmissão de potência do pêndulo para o sistema multiplicador, com uma razão de transmissão de 1:3. Os seus dados de dimensionamento são apresentados na secção 4.1;
- Caixa multiplicadora epicicloidal (2), com uma razão de transmissão de 1:13. Os seus dados de dimensionamento são apresentados na secção 4.2;
- Segunda caixa multiplicadora (4), responsável por tornar o movimento alternada em unidirecional, com razão de transmissão de 1:1. Os seus dados de dimensionamento são apresentadas na secção 4.3;
- Caixa de *Meander* (5), responsável por variar dinamicamente a relação de transmissão. Apresentada na secção 4.4;
- Caixa multiplicadora final (6), responsável pela multiplicação de 1:2.2. Os dados de dimensionamento são apresentados na secção 4.5;
- Embraiagens pneumáticas 51VC1600 (3) e 32VC1000 (7) [32], responsáveis por desativar a entrada e a saída da caixa de *Meander* e proteger todos os componentes que se encontram a jusante destas de más condições marítimas.

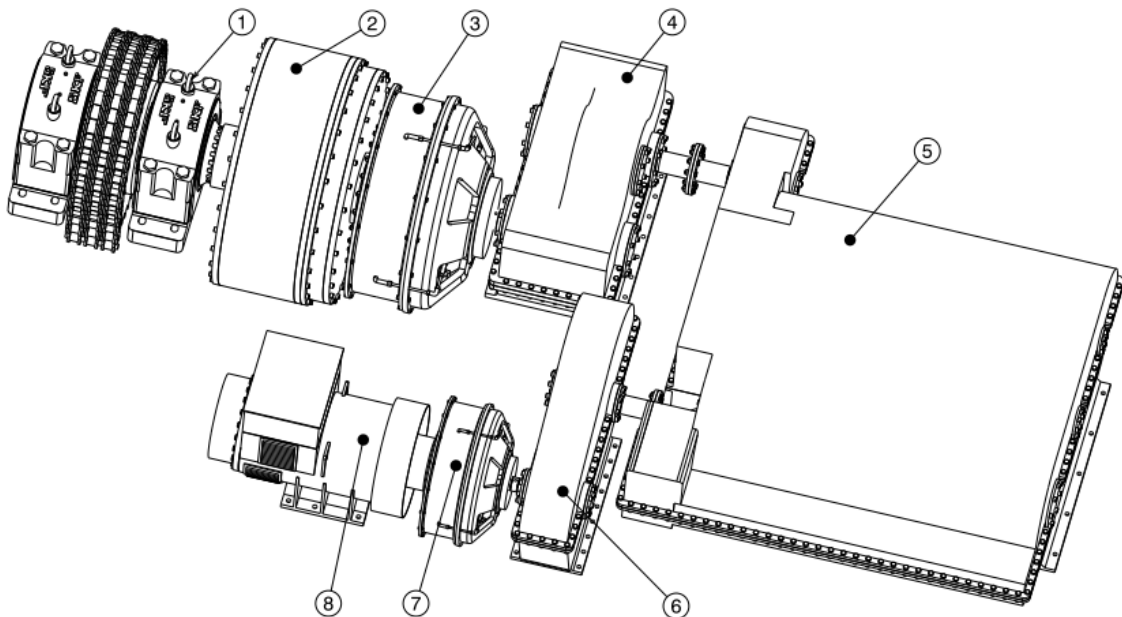


Figura 3.2.3 - Sistema Conversor completo

Nesta dissertação foram usados os métodos analíticos empíricos para o dimensionamento dos órgãos mecânicos.

O primeiro componente a ser escolhido foi a embraiagem de roda livre, dada a sua limitação de binário e de velocidade de rotação de funcionamento. Assim, este órgão mecânico influencia todo o projeto a montante deste e o tipo de material de fabrico dos veios e das chavetas. Portanto, o aço escolhido para os veios foi o DIN 30CrNiMo8, para uma dimensão inferior a 250 mm, que apresenta uma tensão de cedência σ_0 de 900 MPa e uma tensão de rutura σ_u de 1100 MPa. Para diâmetros superiores, a tensão de cedência toma o valor de 800 MPa e a tensão de rutura toma o valor de 1000 MPa [26]. No caso das chavetas, o aço escolhido foi o DIN 20MnCr5. A sua tensão de cedência ronda os 750 MPa.

Dados estes requisitos, da embraiagem de roda livre, foi estipulada uma multiplicação de 39x a montante deste componente. As restantes multiplicações foram determinadas de modo a garantir uma velocidade de rotação de cerca de 1500 rpm na entrada do gerador.

As rodas dentadas foram projetadas com qualidade ISO 5 e sujeitas a um tratamento térmico superficial de cementação longa, com $\sigma_{Hlim}=1500$ MPa.

Os componentes com vida finita foram projetados para um tempo de vida de 10 anos, a trabalhar continuamente à rotação máxima.

Os cálculos do dimensionamento foram realizados no *software* MATLAB®, sendo apenas apresentados os valores finais das iterações.

Os componentes normalizados, como rolamentos e juntas de vedação, usados no projeto são da empresa SKF. Os modelos 3D usados na modulação foram retirados do *site* deste fabricante.

4.1 Sistema de correntes

A transmissão de potência do veio do pêndulo para a entrada do sistema epicicloidal é realizada por correntes de rolos. Devido ao elevado esforço a que estas são sujeitas, foi selecionada a corrente tripla ISO 72B-3.

O esforço a que este sistema está sujeito é demasiado elevado. Com o intuito de minimizar a dimensão do veio que suporta a cremalheira das correntes e conseguir componentes de suporte normalizados (mancais), são usadas cremalheiras de grande dimensão. Assim, a cremalheira montada no veio de entrada do sistema multiplicador têm 40 dentes (com um diâmetro primitivo de 1455.3 mm), a que se encontra no veio do pêndulo terá 120 dentes (com um diâmetro primitivo de 4365.9 mm). Dada a diferença do número de dentes, haverá uma multiplicação de 1:3 só com este sistema.

Dada a grande distância entre os eixos dos veios das cremalheiras (cerca de 6000 mm), a diferença de diâmetros das mesmas não põe em causa o engrenamento

das correntes, tendo um ângulo de engrenamento, na cremalheira mais crítica (de 40 dentes), de 151° .

A elevada dimensão da cremalheira do pêndulo consegue baixar significativamente a força aplicada nas correntes, tendo o valor de 819.98 kN. A carga de rutura da corrente selecionada é 3678.75 kN [29], garantindo assim um coeficiente de segurança de 4.5.

O veio do sistema multiplicador está apoiado em mancais SNL 30/530 GF (do lado esquerdo) e SNL 30/530 GL (do lado direito), como representado na Figura 4.1.1. No interior de cada apoio existe um rolamento 230/530 CA/W33, com uma capacidade de carga estática de 5100 kN e vedações em labirinto.

Na Figura 4.1.1 está representado o sistema de corrente. O veio tem 530 mm entre apoios e 400 mm no encaixe com caixa seguinte; os seus parâmetros de dimensionamento estão presentes na Tabela 4.1.1 e segue a metodologia de cálculo apresentada na secção 3.2.3. Dada a elevada potência a transmitir, o veio é estriado, estando na Tabela 4.2.3 o seu dimensionamento, seguindo a metodologia apresentada na secção 3.2.4. As porcas de fixação (neste caso com presilha) são responsáveis pelo atravancamento do veio. O apoio da esquerda apenas tem uma abertura (de 560 mm) para o veio, tendo um vedante a impedir a entrada de impurezas. O apoio da direita é completamente atravessado pelo veio, com uma abertura de 560 mm do lado da cremalheira e 530 mm do outro lado; o impedimento da entrada de impurezas é feito com vedantes em labirinto.

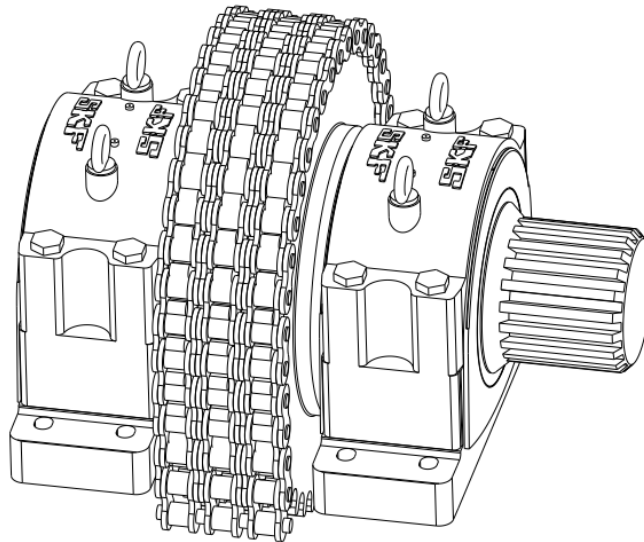


Figura 4.1.1 - Sistema de correntes

Tabela 4.1.1- Parâmetros de dimensionamento do veio do sistema de correntes.

	Veio entre apoios
σ_u [MPa]	1000
σ_0 [MPa]	800
γ_s	1.2
M_b [KN.m]	436.23

M_t [KN.m]	1790
a	1.58
b	-0.086
K_{as}	0.858
K_{ta}	0.60
K_{sl}	0.63
$\bar{\sigma}_u$ [MPa]	1210
$\bar{\sigma}'_{eb}$ [MPa]	612.26
γ_{Me}	1.9
K_f	2.6
σ_b [MPa]	33.30
σ_a [MPa]	86.58
τ_t [MPa]	68.32
σ_m [MPa]	118.34
σ_e [MPa]	103.95
d_{min} Fadiga [m]	0.512
d_{min} Resistência [m]	0.322
d_{min} Rigidez [m]	0.302

Tabela 4.1.2 - Dimensões das ligações do veio do sistema de correntes.

		Veio	
		Cremalheira	Saída
d [m]		0.530	0.400
M _t [KN.m]		1790	1790
Estrias	q [MPa]	70	70
	Z	20	20
	D [m]	0.590	0.446
	b [m]	0.042	0.032
	l _{min} [m]	0.202	0.350

4.2 Mecanismo Epicicloidal

Devido às especificações da embraiagem de roda livre, o binário produzido pelo pêndulo tem de ser reduzido 39 vezes. O sistema anterior multiplica 3 vezes, ficando assim as restantes 13 encarregues deste sistema. Por forma a conseguir uma solução mais compacta, essa multiplicação será realizada por um sistema epicicloidal do tipo 4.

Na Figura 4.2.1 está esquematizada a configuração do mesmo. A entrada de potência é feita pela coroa 4, que, por sua vez, a transmite para os satélites compostos pelas rodas 2 e 3. A roda 5 encontra-se fixa à estrutura exterior (logo está imóvel) deixando a roda 2 deslizar segundo esta. A roda 2 transmite movimento à roda 1 (designada de sol) que é a saída deste sistema.

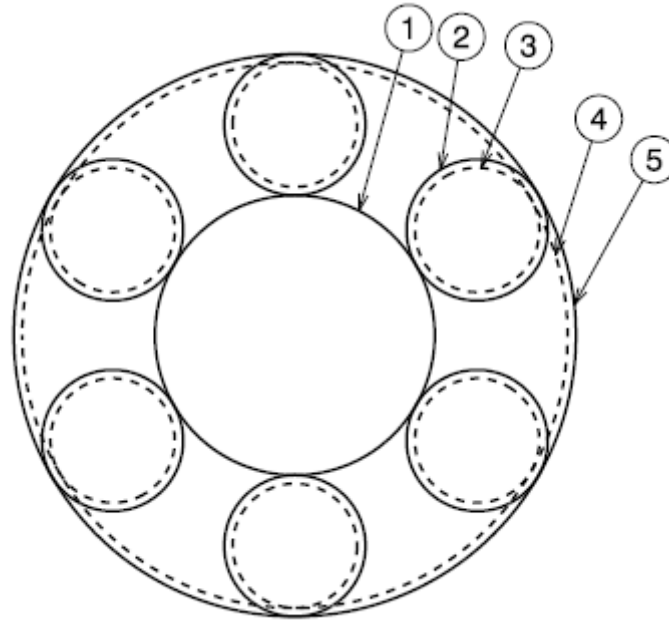


Figura 4.2.1 - Esquema do caixa planetário projetada

A dedução da cinemática deste sistema encontra-se no anexo C. Este sistema epicicloidal é composto por 6 satélites; logo, cada um terá que suportar 1/6 da potência total de projeto. De modo a garantir a relação de transmissão desejada, alguns componentes estão sobredimensionados. O diâmetro do veio dos satélites foi influenciado pela dimensão dos rolamentos, sendo muito superior ao necessário para suportar a carga.

Na Tabela 4.2.1 são apresentados os parâmetros de cálculo e os resultados das equações apresentadas na secção 3.2.1, referentes ao dimensionamento das rodas dentadas. Como é perceptível, quanto maior for o número de dentes, maior é a sua capacidade de transmitir potência; assim, nas coroas 4 e 5 não foi determinada a potência admissível que estas suportam, apenas foi determinado o número de dentes necessários para garantir a relação de transmissão desejada.

Tabela 4.2.1 - Parâmetros de dimensionamento das rodas do sistema planetário.

Roda	1	2	3	4	5
Z	64	44	30	138	152
β [°]	0	0	0	0	0
m_n	12	12	12	12	12
d [m]	0.768	0.528	0.360	1.656	1.824
v_t [m/s]	2.944	2.944	3.312		
C_b	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5
b [m]	0.150	0.150	0.150	0.150	0.150
K_A	2.25	2.25	2.25	2.25	2.25
N [ciclos]	2.43E+09	4.89E+09	4.89E+09		
Z_N	0.888	0.869	0.869		

K_B	2.856	2.980	2.980		
C2	0.21	0.21	0.21	0.21	0.21
C3	0.870	0.888	0.907		
C4	0.850	0.845	0.833		
C5	62.327	62.327	62.327	62.327	62.327
C6	1	1	1	1	1
K_{adm}	3.39	3.30	3.32		
P_{adm} [MW]	4.81	4.42	2.07		

Na Tabela 4.2.2 estão apresentados os parâmetros e as soluções das equações presentes na secção 3.2.3, referentes ao dimensionamento dos veios. Nesta tabela são apresentadas as dimensões mínimas dos veios para cada critério de projeto. Os veios dos satélites não são rotativos, logo não estão sujeitos a torção. Quanto ao veio de entrada (acoplado à coroa 4) e ao veio de saída (acoplado ao sol), apenas estão sujeitos a torção, não sendo necessário verificar a sua rigidez, visto que apenas têm que suportar o seu próprio peso.

Tabela 4.2.2 - Parâmetros de dimensionamento dos veios do sistema planetário.

	Veio satélite	Veio saída	Veio entrada
σ_u [MPa]	1100	1100	1100
σ_o [MPa]	900	900	900
γ_s	1.2	1.2	1.2
M_b [KN.m]	12.93	0	0
M_t [KN.m]	0	138.5	1790
a	1.58	Não sujeito a flexão	Não sujeito a flexão
b	-0.086		
K_{as}	0.858		
K_{ta}	0.774		
K_{sl}	0.627		
$\bar{\sigma}_u$ [MPa]	1210		
$\bar{\sigma}'_{eb}$ [MPa]	612.26		
γ_{Me}	1.7		
K_f	1		
σ_b [MPa]	124.14		
σ_a [MPa]	124.14		
τ_t [MPa]	Não sujeito a torção		
σ_m [MPa]			
σ_e [MPa]	149.81		
d_{min} Fadiga [m]	0.102	0.111	0.259
d_{min} Resistência[m]	0.056	0.117	0.276
d_{min} Rigidez [m]	0.082		

Para apoiar os veios são usados rolamentos normalizados, com carga limite, dimensões e velocidade de rotação tabelados. Assim, estes influenciam diretamente as dimensões e a geometria dos veios. No caso do veio satélite, foi o rolamento que ditou o seu diâmetro, muito superior ao mínimo dado pelos critérios da Tabela 4.2.2, sendo necessário um diâmetro de 210 mm. Isto deveu-se à necessidade de uso de rolamentos de agulhas, com o intuito de conseguir a solução mais compacta. Para suportar os esforços aplicados neste veio, foi usado um conjunto de 6 rolamentos de agulhas RNA 4838, tendo este conjunto uma capacidade de carga de 1320 kN. Nos restantes veios, os rolamentos estipularam que o veio de saída teria de ter um diâmetro de 140 mm e o veio de entrada 470 mm. No anexo A está resumida a metodologia e as equações necessárias para o dimensionamento dos rolamentos. Na Tabela 4.2.4 são apresentados os parâmetros dos rolamentos utilizados na caixa planetária; é de salientar que, à exceção dos rolamentos de agulhas, todos rolamentos são rígidos de esferas. Nessa tabela, o 1) simboliza que os rolamentos apenas têm de suportar a estrutura, estando sujeitos a cargas baixas.

O dimensionamento das ligações entre os veios e as rodas dentadas, descrito na secção 3.2.4, tem em consideração o diâmetro destes. Como os componentes estão sujeitos a elevados esforços e pretende-se ter uma solução compacta, optou-se por usar secções estriadas no veio de entrada e de saída. É de notar que o veio de saída tem duas ligações, uma com o sol e a outra com o próximo componente a usar (a embraiagem 51VC1600). Como este não tinha limitações de dimensão, preferiu-se o uso de uma chaveta para realizar essa ligação, sendo de fabrico mais fácil. Na Tabela 4.2.3 são apresentados os parâmetros de cálculo destas ligações.

Tabela 4.2.3 - Dimensões das ligações dos veios do planetário.

		Veio entrada	Veio saída
d [m]		0.400	0.140
M _t [KN.m]		1790	138.5
Chaveta	b [m]	Estrias	0.036
	h [m]		0.020
	Y_s		1.2
	σ_e [MPa]		750
	l_{min} esmagamento [m]		0.395
	l_{min} corte [m]		0.025
Estrias	q [MPa]	70	70
	Z	20	20
	D [m]	0.446	0.156
	b [m]	0.032	0.011
	l_{min} [m]	0.350	0.197

Tabela 4.2.4 - Parâmetros de dimensionamento dos rolamentos usados no planetário

Designação	6330M	608/500MA	RNA4838	16060MA	6232	6228
C [kN]	285	229	220	405	186	165
d [m]	0.150	0.500	0.210	0.300	0.160	0.140
D [m]	0.320	0.620	0.240	0.460	0.290	0.250
B [m]	0.065	0.037	0.050	0.050	0.048	0.042
L _h [h]			10000			
f _L			2.46			
n [rpm]	1)	1)	460	1)	1)	1)
f _n			0.455			
P [kN]			210			

Os componentes usados nesta caixa multiplicadora são de grandes dimensões; assim, para simplificar o fabrico, optou-se por projetar peças o mais simples possível. Para facilitar a montagem e possível manutenção das mesmas, preferiu-se ligações aparafusadas. Estes componentes, parafusos, suportam grandes esforços quando solicitados à tração, assim não serão dimensionados os que se encontram nessas condições. Quando sujeitos ao corte isso já não acontece. Assim serão dimensionadas as ligações que compõem o sistema de entrada do planetário, sendo a ligação A referente à ligação entre o componente 2.9 e 2.18 e a ligação B é referente à ligação dos componentes 2.18 e 2.23, apresentados no anexo D. A metodologia de cálculo está presente na secção 3.2.5 e os resultados são apresentados na Tabela 4.2.5.

Tabela 4.2.5 - Parâmetros de dimensionamento dos parafusos sujeitos ao corte.

	Ligação A	Ligação B
Parafuso	M48	M24
A _s [mm ²]	1452.2	353
σ _{ob} [MPa]	900	900
F _m [kN]	1176.12	285.93
M _t [KNm]	1790	1790
n _s	1	1
D _b [mm]	800	1468
n _b (mínimo)	15.85	17.77

4.3 Segunda caixa multiplicadora

Esta caixa é responsável por transformar a rotação alternada, oriunda do pêndulo, numa rotação unidirecional para os restantes elementos. Isso é feito com o auxílio de duas embraiagens de roda livre FBF 340 (especificações no anexo E). Esta roda livre foi o que especificou grande parte do projeto, uma vez que ela suporta, no máximo,

160000 Nm e uma rotação máxima de 460 rpm; assim, os componentes a montante desta foram projetados tendo em conta estas especificações [31].

Na Figura 4.3.1 está esquematizado o princípio da montagem da caixa responsável em transformar a rotação alternada em unidirecional.

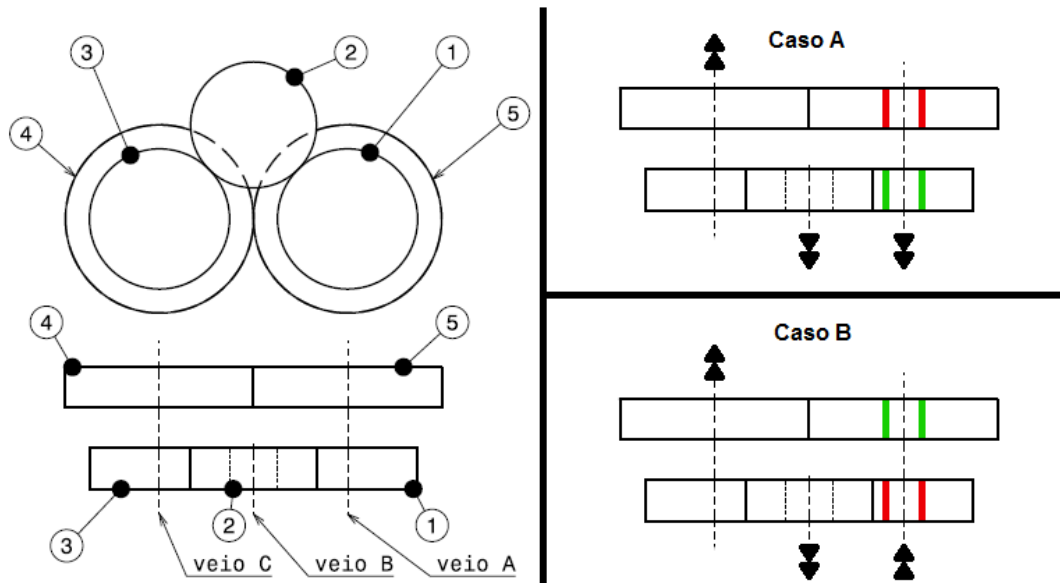


Figura 4.3.1 - Esquema da caixa responsável de tornar a rotação alternada em unidirecional.

O movimento (alternada) chega a esta caixa pelo veio A, comum às rodas 1 e 5. O veio A não está diretamente ligado com as engrenagens 1 e 5, existindo embraiagens de roda livre que impedem a transmissão direta entre o veio e as engrenagens. Na Figura 4.3.1 estão apresentados os dois casos possíveis (A e B) de rotação de entrada nesta caixa. As linhas verdes e vermelhas representam as embraiagens de roda livre, representando a linha a vermelho a transmissão de potência entre o veio e a roda em questão e a linha a verde a rotação livre entre a roda e a embraiagem. No caso A, o veio de entrada roda em sentido anti-horário: o sistema de roda livre montado na engrenagem 5 bloqueia, transmitindo movimento para o veio de saída através da engrenagem 4, em sentido horário. No caso B, o veio de entrada roda em sentido horário: o sistema de roda livre, montado na engrenagem 1, bloqueia transmitido movimento para essa engrenagem. Com o auxílio das rodas 2 e 3, o movimento chega ao veio de saída (veio C) no sentido horário.

De modo a conseguir a solução mais compacta, esta caixa tem uma relação de transmissão 1:1, assim sendo, as rodas 1-3 e 4-5 são iguais.

Na Tabela 4.3.1 são apresentados os parâmetros de dimensionamento das rodas dentadas usadas nesta caixa, de acordo com a metodologia apresentada na secção 3.2.1.

Tabela 4.3.1 - Parâmetros de dimensionamento das rodas da segunda caixa multiplicadora.

Roda	1-3	2	4-5
Z	69	62	92
β [°]	10	10	10

m_n	10	10	10
d [m]	0.690	0.620	0.920
v_t [m/s]	2.65	2.38	3.312
C_b	18	18	18
b [m]	0.180	0.180	0.180
K_A	2.25	2.25	2.25
N [ciclos]	2.43E+09	2.43E+09	2.43E+09
Z_N	0.888	0.888	0.869
K_B	2.856	2.856	2.856
C_2	0.26	0.26	0.26
C_3	0.878	0.878	0.827
C_4	0.839	0.839	0.839
C_5	62.327	62.327	62.327
C_6	1	1	1
K_{adm}	4.180	4.180	3.937
P_{adm} [MW]	4.400	3.591	7.448

Na Tabela 4.3.2 são apresentados os parâmetros de dimensionamento dos veios da segunda caixa multiplicadora. Como o veio de entrada e o veio de saída (A e C) têm as mesmas forças a serem aplicadas, a base de dimensionamento vai ser a mesma. A metodologia de cálculo está apresentada na secção 3.2.3.

Tabela 4.3.2 - Parâmetros de dimensionamento dos veios da segunda caixa multiplicadora.

	Veio A/C	Veio B
σ_u [MPa]	1100	1100
σ_0 [MPa]	900	900
γ_s	1.2	1.2
M_b [KN.m]	41.63	20.86
M_t [KN.m]	137.69	137.69
a	1.58	1.58
b	-0.086	-0.086
K_{as}	0.858	0.858
K_{ta}	0.711	0.728
K_{sl}	1	1
$\bar{\sigma}_u$ [MPa]	1210	1210
$\bar{\sigma}'_{eb}$ [MPa]	612.26	612.26
γ_{Me}	1.9	1.9
K_f	2.6	2.6
σ_b [MPa]	72.71	55.96
σ_a [MPa]	189.04	145.50
τ_t [MPa]	120.24	184.72
σ_m [MPa]	208.27	319.94
σ_e [MPa]	196.21	201.43

d_{min} Fadiga [m]	0.178	0.156
d_{min} Resistência [m]	0.120	0.118
d_{min} Rigidez [m]	0.119	0.066

Devido às embraiagens de roda livre, o veio A terá de ter 180 mm no local onde estas são montadas e a sua ligação terá de ser feita por chaveta.

Os veios A e C são reduzidos para 140 mm de diâmetro para acoplarem com as outras caixas, tendo assim dois dimensionamentos de ligações (um para cada diâmetro). O veio A faz ligação com a embraiagem; sendo assim, apenas terá ligações por chaveta. O veio C, por razões de economia de espaço, terá uma ligação por veio estriado com a caixa de *Meander* e as restantes ligações serão por chaveta. Na Tabela 4.3.3 estão presentes os parâmetros usados para o dimensionamento das ligações, de acordo com a metodologia apresentada na secção 3.2.4.

Tabela 4.3.3 - Parâmetros de dimensionamento das ligações dos veios.

		Veio A		Veio B	Veio C	
d [m]		0.180	0.160	0.160	0.180	0.130
M _t [KN.m]		138.5	138.5	137.69	138.5	138.5
Chaveta	b [m]	0.045	0.040	0.040	0.045	Estrias
	h [m]	0.025	0.022	0.022	0.025	
	Y _s	1.2	1.2	1.2	1.2	
	σ _e [MPa]	750	750	750	750	
	l _{min} esm. [m]	0.263	0.354	0.320	0.263	
	l _{min} corte [m]	0.020	0.027	0.023	0.020	
Estrias	q [MPa]	Chaveta	Chaveta	Chaveta	Chaveta	70
	Z					20
	D [m]					0.145
	b [m]					0.010
	l _{min} [m]					0.256

No veio A existirá uma chaveta no local onde é aplicado o sistema de roda livre; já no B e C serão aplicadas duas chavetas nos locais onde são montadas as rodas dentadas.

Devido às excessivas forças nos veios A e C, foi necessário fazer montagem de rolamentos adicionais. Assim, em cada extremo existe um conjunto de dois rolamentos, 30236 J2 e 32236 J2. No veio B foram usados rolamentos 32232 J2. Na Tabela 4.3.4 são apresentados os valores usados no cálculo dos rolamentos, segundo a metodologia do anexo A, secção A.1.

O atravancamento dos rolamentos será feito com porcas de fixação.

Tabela 4.3.4 - Parâmetros de dimensionamento dos rolamentos usados na segunda caixa multiplicadora.

Designação	30236 J2	32236 J2	32232 J2
C [kN]	1593		880
d [m]	0.180		0.160
D [m]	0.320		0.290
B [m]	0.057	0.091	0.084
L _h [h]	10000		10000
f _l	2.46		2.46
n [rpm]	460		460
f _n	0.46		0.46
F _a [kN]	61.3		35.1
F _r [kN]	182.20		27.0
X	1		1
Y	1.35		1.4
P [kN]	273.513		76.14

Nesta caixa, os parafusos estão sujeitos à tração, logo o número de parafusos destinados a unir as tampas aos chassis e o número mínimo de parafusos para os chassis não se separem são calculados de acordo com a secção 3.2.5. No caso das tampas dos veios, apenas vai ser realizado o cálculo para a tampa mais crítica (sujeita a maiores forças). No caso dos chassis, as forças de separação das mesmas são dadas pelas reações nos apoios. Como visto na Tabela 4.3.5, o número mínimo de parafusos a usar nas tampas é demasiado baixo, pelo que é calculado pela equação (3.2.34), que garante a uniformidade de esforços. Já nas caixas, vão ser usados parafusos espaçados por uma distância de 100mm.

Tabela 4.3.5 - Dimensionamento das ligações aparafusadas na segunda caixa multiplicadora.

	Tampas	Caixas
Parafuso	M24	M24
A _s [mm ²]	353	353
σ _{ob} [MPa]	900	900
P [kN]	61.3	728.8
C _b	0.25	0.25
η _i	0.9	0.9
Y _s	2	2
n _b (mínimo)	0.96	11.5

4.4 Caixa de Meander

Esta caixa é responsável por variar dinamicamente a relação de transmissão, de modo a aproximar, o mais possível, as 1500 rpm no veio do gerador. Esta é composta

por várias engrenagens ligadas em série, com um total de 5 relações de transmissão diferentes, representadas na Figura 4.4.1 com os números de 1 a 5 e tendo cada uma a relação de: 1.56, 2.44, 3.81, 5.96, 9.31, respectivamente. Essa relação depende da posição onde está engrenada a roda acoplada ao veio de saída. O motor pneumático é responsável por acionar o fuso de esferas, responsável por deslocar linearmente a roda, para que esta engrene numa das 5 posições possíveis (representado pelas setas a verde). Na Figura 4.4.1 está esquematizada a montagem desta caixa, estando representado pela linha vermelha o modo como é transmitida a potência. Cada bloco é composto por duas dimensões de engrenagens (de 60 e 75 dentes), tendo uma relação de transmissão de 1.25 entre elas. Sendo o sistema composto por vários conjuntos iguais (ou muito semelhantes) o bloco mais crítico (o primeiro conjunto do lado esquerdo do veio A), sujeito a maiores esforços, foi o que serviu como base de dimensionamento. Os parâmetros usados no seu dimensionamento encontram-se na Tabela 4.4.1, de acordo com a metodologia apresentada na secção 3.2.1.

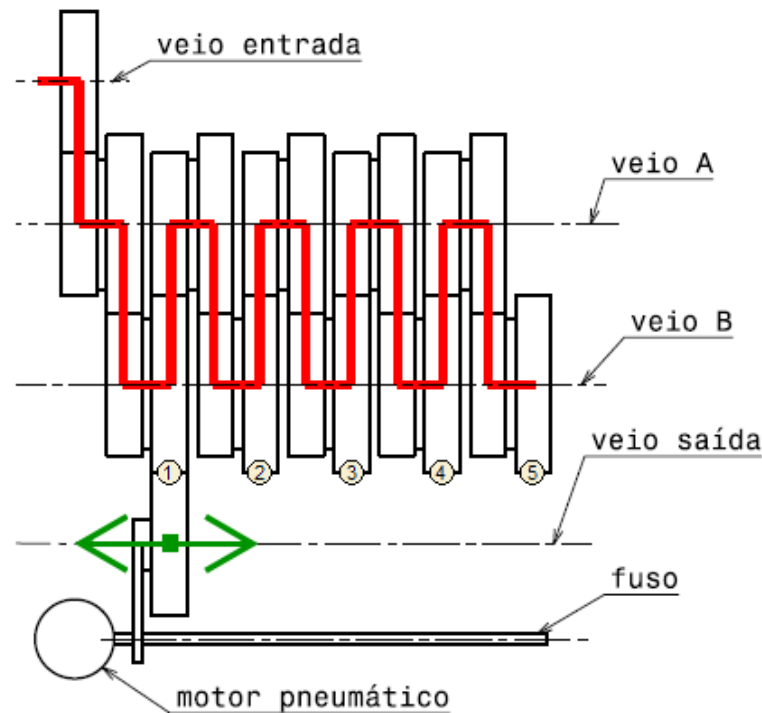


Figura 4.4.1 - Esquema de montagem da caixa de Meander.

Tabela 4.4.1- Parâmetros de dimensionamento das rodas da caixa de Meander.

Roda	60 dentes	75 dentes
Z	60	75
β [°]	0	0
m_n	12	12
d [m]	0.720	0.900
v_t [m/s]	2.76	3.45
C_b	15	15

b [m]	0.180	0.180
K_A	2.25	2.25
N [ciclos]	2.43E+09	2.43E+09
Z_N	0.888	0.888
K_B	2.856	2.856
C2	0.21	0.21
C3	0.857	0.820
C4	0.842	0.845
C5	62.327	62.327
C6	1	1
K_{adm}	3.313	3.174
P_{adm} [MW]	3.723	4.954

Na Tabela 4.4.2 são apresentados os parâmetros usados no dimensionamento dos veios desta caixa. Para o dimensionamento do veio de saída foram verificados todos os critérios para cada uma das posições de engrenamento, sendo mais crítico na 1ª posição de engrenamento e, assim sendo, só serão apresentados os valores desse caso. Quanto ao dimensionamento do veio A e B, foi necessário criar dois apoios intermédios, de modo a garantir a baixa deformação do veio, respeitada pelo critério de rigidez apresentada na secção 3.2.3.

Tabela 4.4.2 - Parâmetros de dimensionamento dos veios da caixa de *Meander*.

	Veio entrada	Veio saída	Veio A	Veio B
σ_u [MPa]	1100	1100	1100	1100
σ_v [MPa]	900	900	900	900
γ_s	1.2	1.2	1.2	1.2
M_b [KN.m]	16.71	47.66	29.05	22.48
M_t [KN.m]	137.69	88.12	0	0
a	1.58	1.58	1.58	1.58
b	-0.086	-0.086	-0.086	-0.086
K_{as}	0.858	0.858	0.858	0.858
K_{ta}	0.726	0.700	0.729	0.767
K_{sl}	1	1	1	1
$\bar{\sigma}_u$ [MPa]	1210	1210	1210	1210
$\bar{\sigma}'_{eb}$ [MPa]	612.26	612.26	612.26	612.26
γ_{Me}	1.9	1.9	1.7	1.7
K_f	2.6	2.6	1	1
σ_b [MPa]	52.49	70.78	171.00	147.92
σ_a [MPa]	136.48	184.03	171.00	147.92
τ_t [MPa]	216.32	65.43		
σ_m [MPa]	374.68	133.33		
σ_e [MPa]	200.87	193.56	234.43	226.07
d_{min} Fadiga [m]	0.148	0.194	0.126	0.112

d_{min} Resistência[m]	0.118	0.107	0.074	0.067
d_{min} Rigidez [m]	0.114	0.235	0.118	0.108

Apenas os veios de entrada e de saída têm componentes que se movimentam solidariamente com eles. A transmissão de potência da caixa anterior é feita por um acoplamento, que por questões de economia de espaço, é estriado com um diâmetro de 140 mm, passando para um diâmetro 150mm na zona onde estão montados os restantes componentes (rolamentos e roda dentada), fazendo essa transmissão de potência através de chaveta. O veio de saída tem um diâmetro de 240mm entre apoios e transmite a potência para a engrenagem montada nele através de uma chaveta ao longo de todo o seu comprimento. Para transmitir a potência para a caixa seguinte, este reduz o seu diâmetro para 112mm, com secção estriada. Na Tabela 4.4.3 são apresentados os parâmetros usados para o seu cálculo, de acordo com a secção 3.2.4.

Tabela 4.4.3 - Parâmetros de dimensionamento das ligações dos veios da caixa de *Meander*.

		Veio entrada		Veio saída	
d [m]		0.150	0.130	0.240	0.112
M_t [KN.m]		137.69	137.69	88.12	88.12
Chaveta	b [m]	0.036		0.056	
	h [m]	0.020		0.032	
	Y_s	1.2		1.2	
	σ_e [MPa]	750		750	
	l_{min} esm. [m]	0.262		0.122	
	l_{min} corte [m]	0.019		0.010	
Estrias	q [MPa]		70		70
	Z		20		20
	D [m]		0.145		0.125
	b [m]		0.010		0.009
	l_{min} [m]		0.256		0.219

O dimensionamento dos rolamentos, que são montados dentro das rodas constituídas por duas engrenagens, foi para o conjunto que suportava maior esforço. No seu interior existem dois rolamentos de rolos cónicos autocompensantes 22326 CC/W33. O veio de saída sofre uma redução de 240 para 220 mm no sítio onde são montados os rolamentos 23944 CC/W33. Os rolamentos 24030 CC/W33 suportam o veio de entrada desta caixa. Os parâmetros de dimensionamento dos rolamentos encontram-se na Tabela 4.4.4, tendo sido usada a metodologia apresentada no anexo A.

Tabela 4.4.4 - Parâmetros de dimensionamento dos rolamentos usados na caixa de *Meander*.

Designação	22326 CC/W33	24030 CC/W33	23944 CC/W33
C [kN]	1120	655	630
d [m]	0.130	0.150	0.220
D [m]	0.280	0.225	0.300
B [m]	0.093	0.075	0.060
L_h [h]	10000	10000	10000
f_L	2.46	2.46	2.46
n [rpm]	460	460	718.75
f_n	0.46	0.46	0.40
F_a [kN]	0	0	0
F_r [kN]	191.63	101.25	95.33
X	1	1	1
Y	2.9	3.4	6.3
P [kN]	1034.8	546.78	595.56

Na secção anterior foi demonstrado que a capacidade de carga suportada pelos parafusos é muito superior às forças aplicadas nos chassis e nas tampas; desta forma, para este caso também vão ser colocados parafusos de modo a garantir a uniformidade das forças ao longo de todo o seu perímetro.

Como dito anteriormente, a engrenagem acoplada ao veio de saída move-se, engrenado na roda dentada mais adequada, de modo a garantir a relação de transmissão que assegure uma velocidade de rotação o mais próximo das 1500 rpm no veio do gerador.

O sistema desenvolvido para o efeito é composto por: motor pneumático GAST 8AM-32A-FB20 (anexo E) [30]; fuso diâmetro 50x10; porca de esferas BND 50x10 R; suporte para fuso PLBU 50 e BUF 50; sistema de guiamento LQCF 50; base LZAU 50-2LS; rolamento de rolos cónicos autocompensantes 23960 CC/W33 e os componentes 4.24, 4.26, 4.28, 4.30, 4.33, 4.35, 4.45 e 4.61. O rolamento permite o movimento da engrenagem em relação ao restante bloco com o mínimo atrito, estando sujeito a esforços maiores quando o sistema se encontra em movimento. Quando o sistema se encontra imóvel, este rolamento apenas ajuda a suportar todo o sistema; por esses motivos, os únicos requisitos para a sua escolha foram as suas dimensões e a sua elevada capacidade de suportar esforços axiais, não tendo sido efetuados cálculos de dimensionamento. No anexo D encontra-se o desenho de conjunto deste sistema isolado. Os componentes LQCF 50 e LZAU 50-2LS servem a guiamento de todo o conjunto.

Para movimentar a engrenagem montada no veio de saída, tem de ser vencida a força de engrenamento. Esta tem o valor absoluto de 305.6 kN. Considerando que a superfície entre os flancos dos dentes está lubrificada, estes têm um coeficiente de atrito de 0.025. Assim terá de ser aplicada uma força de 7.64 kN para conseguir desengrenar as rodas. Este coeficiente de atrito é relativamente baixo graças à

lubrificação das zonas deslizantes e da existência das embraiagens, 32VC1000 e 51VC1600 (anexo E), que permitem a desagregação do órgão indutor do movimento (pêndulo).

O fuso selecionado tem um diâmetro primitivo de 50 mm e um passo de 10 mm. A sua capacidade de carga estática é de 157.6 kN e a sua capacidade de carga dinâmica é de 70.6 kN.

Para as condições apresentadas anteriormente, o fuso escolhido necessita de um binário de entrada de 15.48 Nm (equação (A.10)), para vencer a força estática. O fuso selecionado suporta uma carga de 70,6 kN (em regime dinâmico), um valor muito superior ao necessário. Para esta força, ele necessita de um binário de entrada de 136,61 Nm. O motor pneumático 8AM-32A-FB20 (anexo E), responsável pelo funcionamento do fuso, está previsto funcionar a 5,6 bar de pressão, sendo que nessas condições consegue um binário máximo de cerca de 240 Nm.

4.5 Caixa multiplicadora final

Esta caixa multiplicadora é responsável por multiplicar 2.2x o valor de entrada, necessária para aproximar a velocidade de rotação no veio do gerador para cerca de 1500 rpm. Sendo a multiplicação relativamente baixa, esta caixa vai ser composta por apenas um andar de engrenagens. Na Figura 4.5.1 está esquematizada a constituição deste sistema.

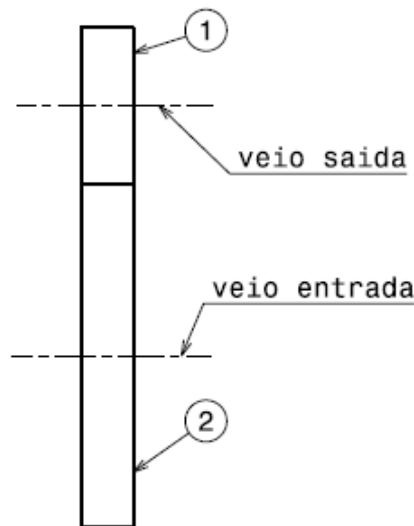


Figura 4.5.1 - Esquema de montagem da caixa multiplicadora final.

Esta caixa é composta apenas por duas engrenagens. A metodologia de cálculo usada está apresentada na secção 3.2.1, estando presentes os valores usados na Tabela 4.5.1. Em relação aos veios, dimensionados segundo a secção 3.2.3, são apresentados os seus parâmetros de dimensionamento na Tabela 4.5.2.

Tabela 4.5.1 - Parâmetros de dimensionamento das rodas da caixa multiplicadora final multiplicadora.

Roda	1	2
Z	50	110
β [°]	10	10
m_n	12	12
d [m]	0.600	1.320
v_t [m/s]	7.91	7.91
C_b	16	16
b [m]	0.192	0.192
K_A	2.25	2.25
N [ciclos]	8.33E+09	3.79E+09
Z_N	0.855	0.876
K_B	3.080	2.935
C2	0.26	0.26
C3	0.861	0.698
C4	0.835	0.845
C5	62.327	62.327
C6	1	1
K_{adm}	3.78	3.259
P_{adm} [MW]	6.97	13.21

Tabela 4.5.2 - Parâmetros de dimensionamento dos veios da caixa multiplicadora final.

	Veio entrada	Veio saída
σ_u [MPa]	1100	1100
σ_θ [MPa]	900	900
γ_s	1.2	1.2
M_b [KN.m]	9.04	6.95
M_t [KN.m]	88.12	40.01
a	1.58	1.58
b	-0.086	-0.086
K_{as}	0.858	0.858
K_{ta}	0.757	0.769
K_{sl}	1	1
$\bar{\sigma}_u$ [MPa]	1210	1210
$\bar{\sigma}'_{eb}$ [MPa]	612.26	612.26
γ_{Me}	1.9	1.9
K_f	2.6	2.6
σ_b [MPa]	50.72	56.22
σ_a [MPa]	131.86	146.17
τ_t [MPa]	247.16	161.94
σ_m [MPa]	428.10	280.50
σ_e [MPa]	209.30	212.54
d_{min} Fadiga [m]	0.122	0.109
d_{min} Resistência [m]	0.111	0.078
d_{min} Rigidez [m]	0.055	0.045

O veio de entrada terá um diâmetro de 130mm entre eixos e um diâmetro de 112mm na ligação com a caixa de *Meander*. A ligação do veio com a caixa de *Meander* vai ser feita por veio estriado, já a ligação com a roda dentada será por chaveta. O veio de saída terá um diâmetro de 110mm em todo o comprimento. A ligação com a engrenagem e com o componente seguinte (embraiagem 32VC1000) é feita por chaveta. Os parâmetros usados no cálculo destas ligações estão presentes na Tabela 4.5.3, enquanto que a metodologia usada está presente na secção 3.2.4.

Tabela 4.5.3 - Parâmetros de dimensionamento das ligações dos veios da caixa multiplicadora final.

		Veio entrada		Veio saída
d [m]		0.130	0.112	0.110
M _t [KN.m]		88.12	88.12	40.01
Chaveta	b [m]	0.032		0.028
	h [m]	0.018		0.016
	Y _s	1.2		1.2
	σ _e [MPa]	750		750
	l _{min} esm. [m]	0.308		0.164
	l _{min} corte [m]	0.017		0.008
Estrias	q [MPa]		70	
	Z		20	
	D [m]		0.125	
	b [m]		0.009	
	l _{min} [m]		0.219	

Os rolamentos usados são os presentes na Tabela 4.5.4, sendo o rolamento 23026 CC/W33 montado no veio de entrada e o rolamento 24122 CC/W33 montado no veio de saída.

Tabela 4.5.4 - Parâmetros de dimensionamento dos rolamentos usados na caixa multiplicadora final.

Designação	24122 CC/W33	23026 CC/W33
C [kN]	520	430
d [m]	0.110	0.130
D [m]	0.180	0.200
B [m]	0.069	0.052
L _h [h]	10000	10000
f _t	2.46	2.46
n [rpm]	1555.1	706.88
f _n	0.32	0.40
F _a [kN]	19.1	11.91
F _r [kN]	47.62	61.93
X	0.67	0.67
Y	2.7	2.9
P [kN]	517.11	426.48

4.6 Transmissão de potência entre caixas

Para transmitir potência entre as caixas, inicialmente foram projetados acoplamentos que facilitavam a montagem de todo o conjunto, mas estes eram completamente rígidos, não permitindo o desalinhamento entre caixas. Desse modo, foram preferidas soluções comerciais.

A transmissão de potência entre o sistema epicicloidal e a segunda caixa multiplicadora é feita pela embraiagem 51VC1600; o acoplamento entre a caixa multiplicadora final e o gerador é feito pela embraiagem 32VC1000. Entre a segunda caixa multiplicadora e a caixa de *Meander* existe um binário de 138.46 kNm a transmitir, assim, foi escolhido o acoplamento *Gearflex DA GF70DA* da *RENOLD* (anexo E), disponível em [38]. Para acoplar a caixa multiplicadora final à caixa de *Meander* foi selecionado o modelo *GF60DA*, também do fabricante *RENOLD*. Este terá de transmitir 88.62 kNm.

4.7 Componentes pneumáticos

Como foi dito anteriormente, a caixa de *Meander* adapta dinamicamente a relação de transmissão com o auxílio de um motor pneumático. Para que seja possível a este desengrenar as rodas dentadas sem grande esforço, tem de ser desativado o movimento do pêndulo. Para isso existem duas embraiagens pneumáticas *Airflex 51VC1600* (anexo E), uma montada antes da segunda caixa multiplicadora, apresentada na secção 4.3, e outra, *Airflex 32VC1000* (anexo E), montada antes do gerador.

O motor pneumático *GAST 8AM-32A-FB20* consome 70 l/s atmosféricos a 125 rpm, o que representa cerca de 13 l/s a uma pressão de 5.6 bar.

O reservatório terá de conter ar suficiente para o carro se deslocar 1.5x o seu percurso, ou seja, tem que percorrer uma distância de cerca de 4000 mm. Por cada revolução do fuso, o carro anda 10 mm, logo o fuso tem que rodar 400x, ou seja, o motor tem que estar a trabalhar em contínuo 192 s. Assim, para o funcionamento do motor, o reservatório terá de ter 2.496 m³.

O construtor das embraiagens não especifica qual o seu consumo. Assumiu-se que o reservatório com cerca de 3.5 m³ tem capacidade para alimentar todos os componentes pneumáticos durante algum tempo, no caso da existência de uma falha do compressor.

O ar é pressurizado para dentro do reservatório através de uma bomba pneumática que aproveita a rotação do veio do gerador. Essa alimentação é feita com o auxílio de polias, não tendo sido projetados estes componentes.

Os restantes componentes pneumáticos, como os alimentadores das embraiagens, estação de tratamento de ar e tubagens não foram projetados nesta dissertação.

Capítulo 5

Análise Estrutural

Neste capítulo são apresentadas as simulações, dos componentes mais críticos do projeto, realizadas no software CATIA V5R19.

5.1 Veio da transmissão por correntes de elos

Os veios usados em todo o projeto são em aço DIN 30CrNiMo8. Este aço, para as dimensões deste veio, apresenta uma tensão de cedência de 800 MPa e uma tensão de rutura de 1000 MPa. Devido à elevada dimensão deste componente e de modo a validar os métodos analíticos usados, foi feita uma análise estática deste componente. Uma das validações que se pretende com esta simulação é a garantia da sua dimensão suportar os esforços a que está sujeito e se as estrias suportam o esforço devido à transmissão de binário para o componente seguinte.

O modelo 3D foi desenvolvido e analisado no *software* CATIA V5 R19, e é apresentado na Figura 5.1.1.

Relativamente às condições de carga, definiu-se que o componente estaria apoiado nos locais onde são aplicados os rolamentos, permitindo apenas a rotação do veio. No local onde é aplicada a cremalheira, foi aplicada uma carga de 2460 kN, que é referente à força que a corrente exerce no veio. Esta também cria um binário no veio, que o terá de transmitir ao componente seguinte, a que está acoplado. De modo a verificar se os dentes suportam os esforços a que estão sujeitos e se o veio suporta a torção criada, foram aplicadas cargas perpendicularmente a cada dente, com uma amplitude de 337.74 kN (em cada dente onde é montada a cremalheira) e 447.50 kN (em cada dente que transmite potência ao órgão seguinte).

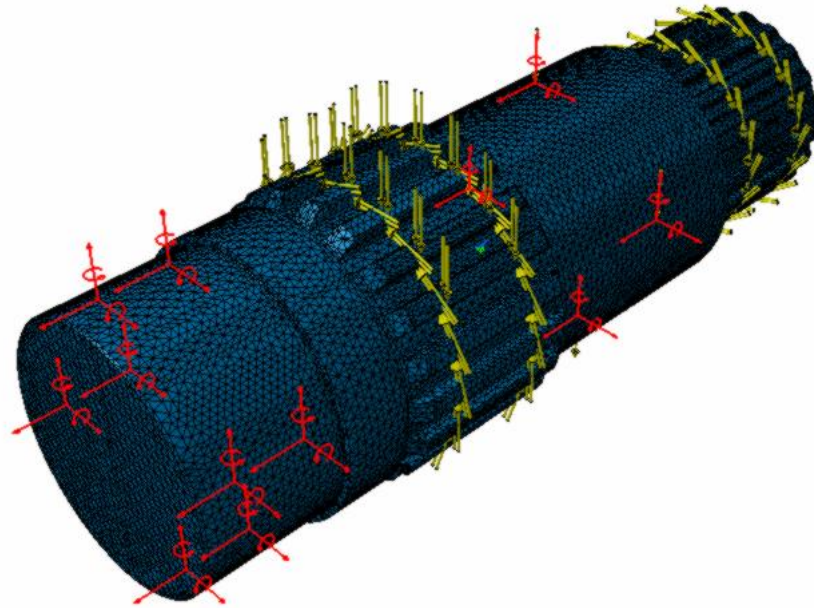


Figura 5.1.1 - Malha de elementos finitos e condições fronteira do veio.

Para a simulação de método de elementos finitos (MEF) foram usados elementos tetraédricos com um tamanho médio de 15 mm, tendo resultado numa malha com 60782 nós e 282997 elementos.

Como é perceptível na Figura 5.1.2, existem uma maior tensão na zona onde terminam as estrias que ligam este componente ao seguinte. Este máximo toma valores de 343 MPa, não se tornando muito crítico, visto que apenas corresponde a cerca de 43% da tensão de cedência do material escolhido para o seu fabrico. No restante veio não existem concentrações de tensões consideráveis. Estes pontos podem vir a ser uma possível zona de ruína do componente, podendo mesmo fraturar. Se as estrias acabarem antes do contato com a mudança de secção, a tensão máxima é reduzida substancialmente.

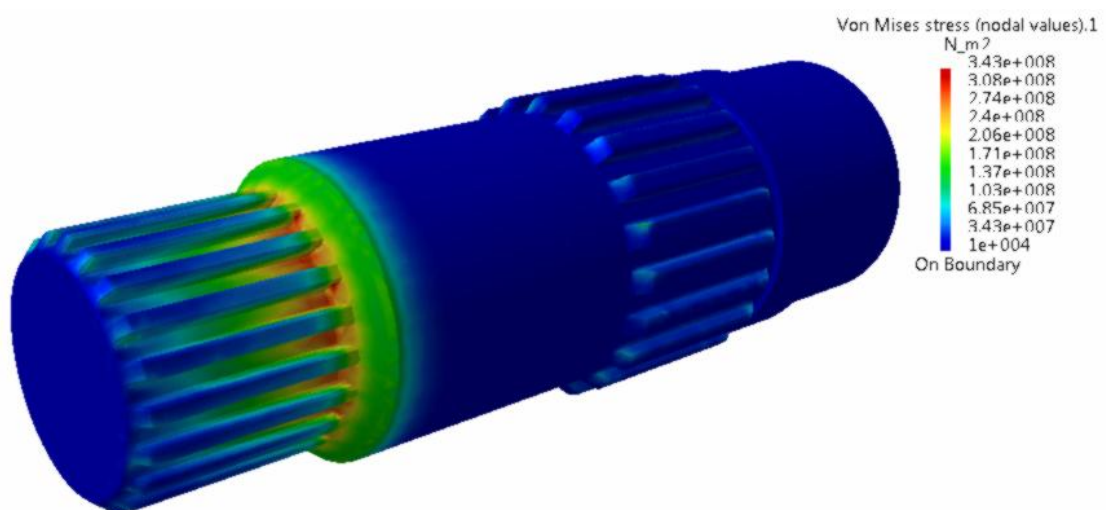


Figura 5.1.2 - Tensão de Von Mises para o veio.

5.2 Componente caixa de *Meander*

A caixa de *Meander* é responsável por variar dinamicamente a relação de transmissão de todo o sistema multiplicador. Para tornar isso possível, existem componentes que se movem no seu interior. O componente que faz a ligação entre o sistema guia, a porca de esferas e a roda dentada montada no veio de saída, está sujeito a esforços elevados, apresentado na Figura 5.2.1 como componente crítico. Este é um órgão importante para o bom funcionamento de todo o sistema, o seu colapso compromete todo o projeto. Assim, foi efetuada uma análise de MEF com o intuito de o testar e reduzir a sua massa.

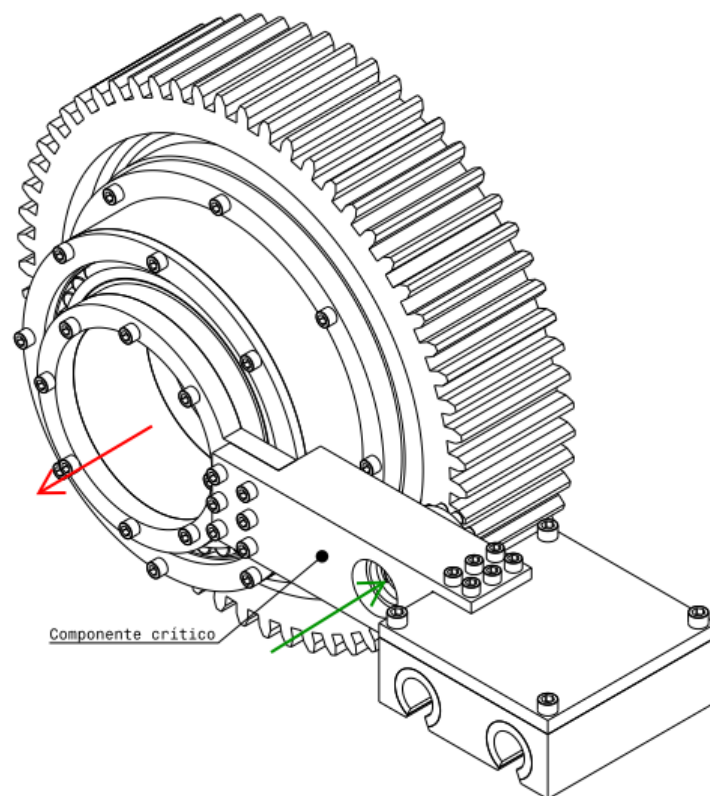


Figura 5.2.1 - Sistema de transporte da caixa Meander.

Esta peça vai ser feita em aço DIN CK45 com uma tensão de cedência de 323 MPa e uma tensão de rutura de 578 MPa [27].

Devido à sua importância, este componente vai ser testado para uma condição anormal (encravamento das engrenagens), com uma carga 5 vezes superior à normal de trabalho.

Nesta análise MEF, apenas vão ser usados os componentes que interagem diretamente com o componente crítico, presente na Figura 5.2.1. De modo a facilitar a análise, será considerado que os parafusos que ligam o componente crítico aos outros componentes, não sofrem escorregamentos e, assim, para efeitos de análise, é considerado que existe uma ligação rígida entre os 3 componentes analisados. Na simulação, a placa quadrada vai ser encastrada e vão ser aplicadas cargas iguais com

uma amplitude de 40 kN, representadas com as setas a verde (representativa da força que o fuso exerce para movimentar todo o sistema) e a vermelho (representativa da resistência do deslocamento da engrenagem ao longo do seu veio) na Figura 5.2.1.

Nesta simulação de MEF, foram usados elementos tetraédricos com um tamanho médio de 5 mm para o elemento crítico e 10 mm para a placa quadrada e disco de suporte. O modelo completo contém uma malha com 27276 nós e 117238 elementos, apresentado na Figura 5.2.2.

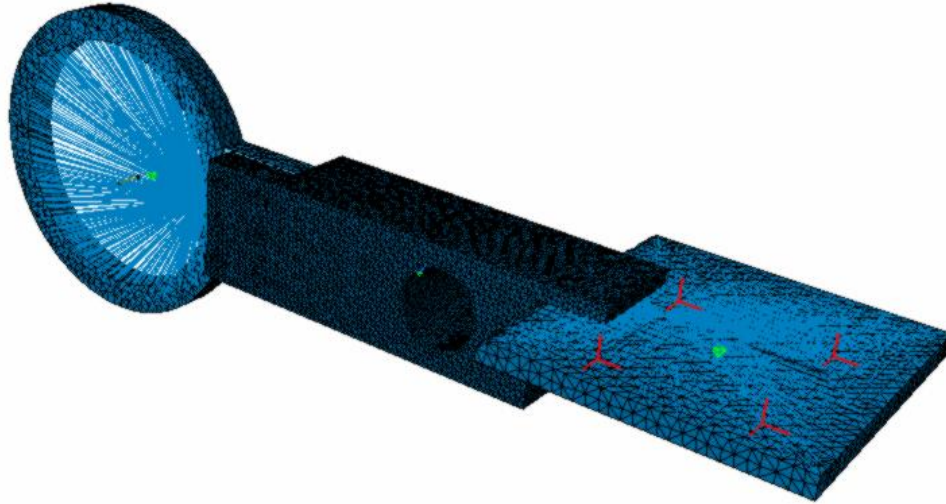


Figura 5.2.2 - Malha de elementos finitos e condições fronteira da 1ª análise do modelo.

Como se pode verificar na Figura 5.2.3 existem zonas onde a tensão de von Mises ultrapassa a tensão de rutura do material, levando à fratura deste componente, caso ocorressem as condições de análise. Assim, este componente terá de ser reforçado nessas zonas. Também é verificado que existem zonas pouco solicitadas, podendo ser retirado material, reduzindo a sua massa.

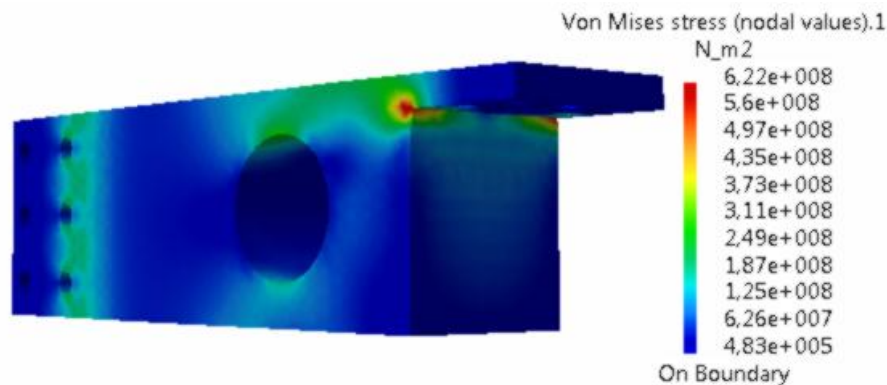


Figura 5.2.3 - Tensão de Von Mises para a 1ª análise do componente crítico.

Após várias iterações, a geometria final é a apresentada na Figura 5.2.4. Este componente será composto por várias chapas soldadas. Em relação à geometria inicial, esta é mais reforçada e existem cavidades onde foi retirado material nas zonas pouco solicitadas.

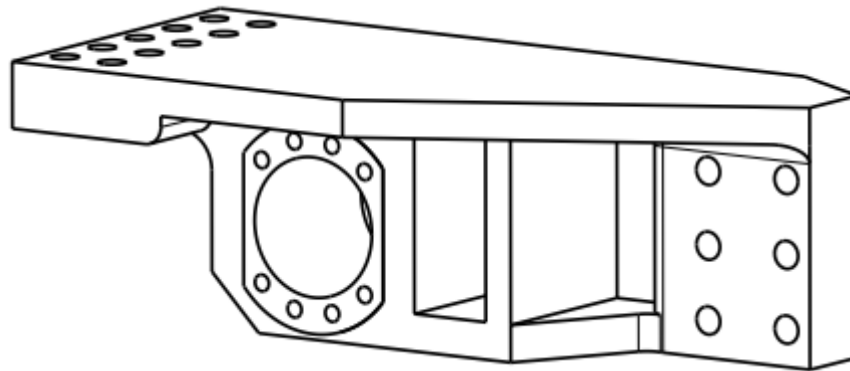


Figura 5.2.4 - Aspeto final do componente crítico.

Nesta simulação de MEF foram usados elementos tetraédricos com um tamanho médio de 5 mm para o elemento crítico e 10 mm para a placa quadrada e o disco de suporte. A malha do modelo completo contém 38328 nós e 165401 elementos, e é apresentada na Figura 5.2.5.

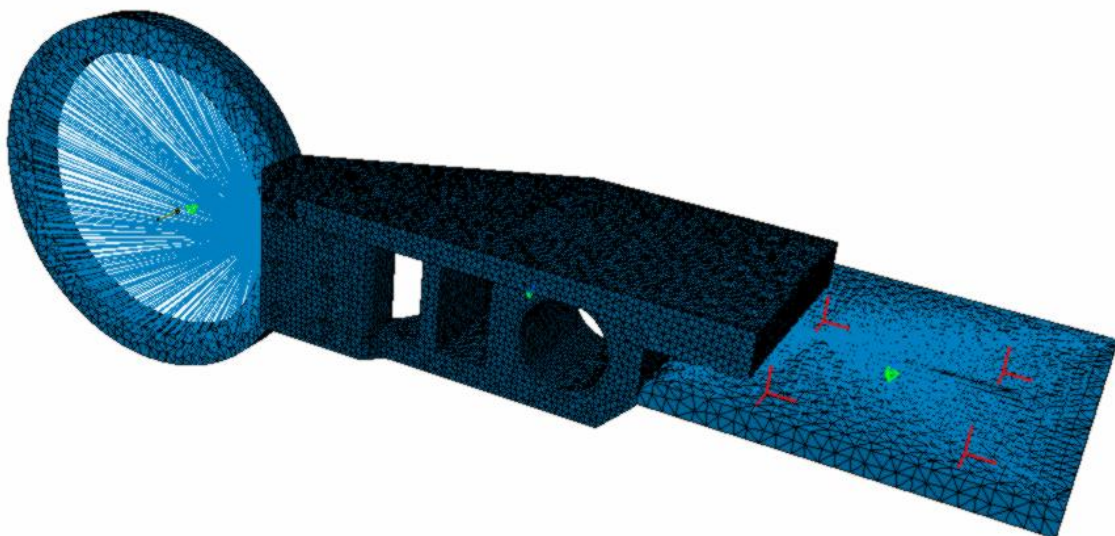


Figura 5.2.5 - Malha de elementos finitos e condições fronteira da última análise do modelo.

Como se pode verificar na Figura 5.2.6, houve uma redução significativa da concentração de tensões em toda a peça, tendo baixado para valores inferiores à tensão de cedência (cerca de 83% do seu valor) do material escolhido para o seu fabrico.

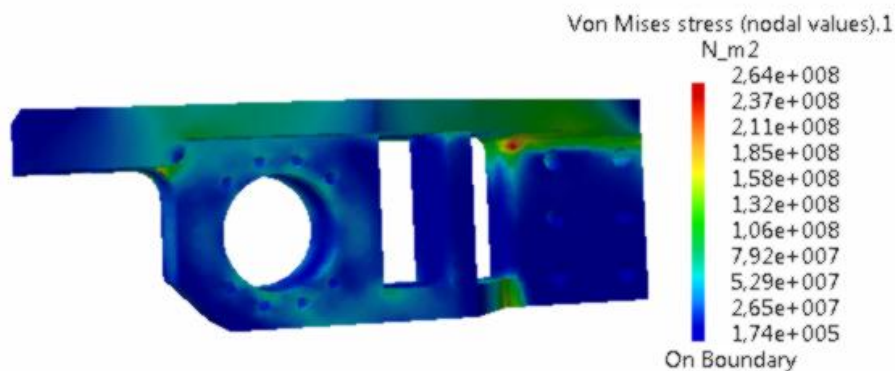


Figura 5.2.6 - Tensão de Von Mises para a última análise do componente crítico.

5.3 Análise de chassis

Os chassis das caixas multiplicadoras, que albergam todos os componentes, são de elevada dimensão, desse modo, serão fabricados a partir de chapas planas DIN CK45 soldadas. Estes componentes têm de ser robustos, pois a sua fratura põe em causa o bom funcionamento de todos os órgãos mecânicos contidos no seu interior.

Para estas análises de MEF foram desenhados componentes auxiliares com as dimensões dos rolamentos e dos veios, aproximando, assim, de forma mais realista, o contacto entre os rolamentos e os chassis. As forças de engrenamento são aplicadas diretamente nestes componentes. Os modelos são compostos pelos chassis (ligados rigidamente), as tampas que fixam os rolamentos (ligadas rigidamente aos chassis) e pelos veios (ligados por contacto móvel aos chassis). As forças axiais provocadas pelo engrenamento são aplicadas diretamente nas tampas. O chassi de baixo é encastrado. Com esta simplificação de análise consegue-se uma aproximação muito realista e um modelo computacionalmente mais leve.

5.3.1 Chassis da segunda caixa multiplicadora

O modelo criado é composto pelo chassi de baixo (1), chassi de cima (2), veio A (8), veio C (3), veio B (4), tampa do veio A (6), tampa do veio C (7) e tampa do veio B (5), como apresentado na Figura 5.3.1.

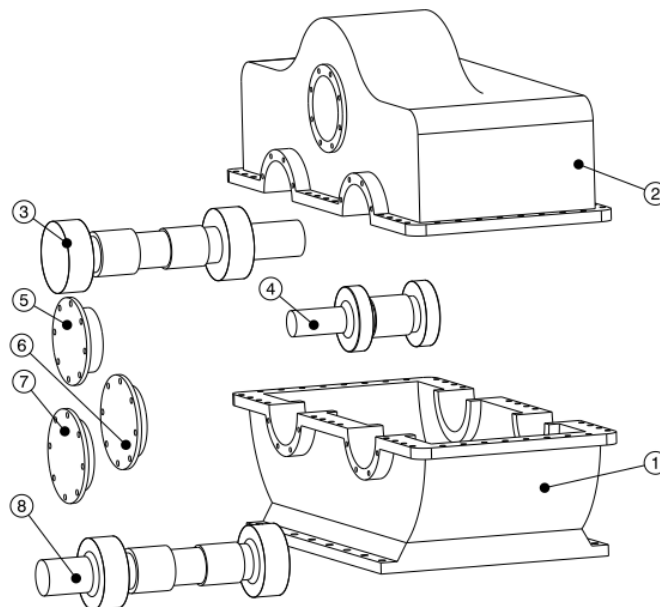


Figura 5.3.1 - Componentes usados no MEF da segunda caixa multiplicadora.

As forças e momentos aplicados nos veios, criados pelo engrenamento são apresentados na Tabela B.3 e na Tabela B.4, referentes aos veios A e C e veio B, respetivamente. Na Figura 5.3.2 estão representadas as disposições das forças e dos momentos nos veios.

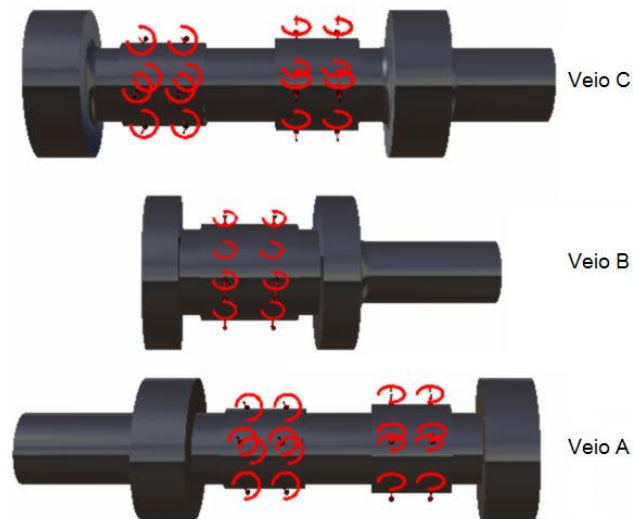


Figura 5.3.2 - Representação das forças e momentos nos veios da segunda caixa multiplicadora.

Na simulação de MEF foram usados elementos tetraédricos com um tamanho médio de 50 mm para os chassis e 10 mm para os veios e tampas. A malha do modelo completo contém 109291 nós e 473326 elementos, e é apresentada na Figura 5.3.3.

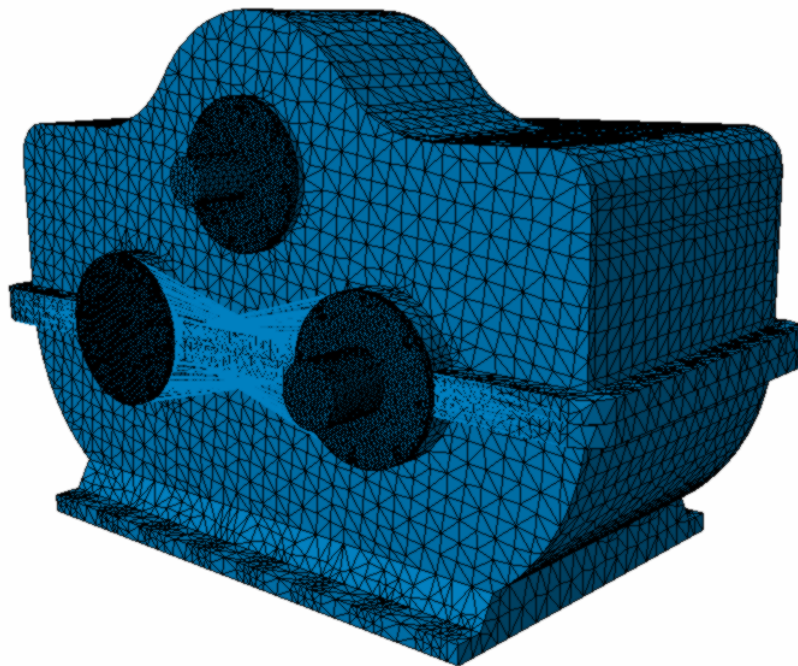


Figura 5.3.3 - Malha de elementos finitos do modelo dos chassis da segunda caixa multiplicadora.

Como se pode verificar na Figura 5.3.4 e na Figura 5.3.5 as tensões de Von Mises máximas encontram-se nas zonas onde são montados os rolamentos. A tensão de Von Mises máxima, resultante da simulação, é muito inferior à tensão de cedência do material proposto para o fabrico destes chassis. No chassi de baixo é atingida uma tensão de Von Mises máxima de 16 MPa, correspondendo a cerca de 5% da tensão de cedência do aço CK 45. No chassi de cima é atingida a uma tensão de 17.7 MPa,

correspondendo a cerca de 5.5% da tensão de cedência do aço. Assim, é verificada a robustez destes componentes. Nesta fase não foram feitas alterações aos chassis, pois eles têm de garantir a segurança dos componentes contidos no seu interior. Na necessidade de redução de peso do sistema, estes deverão ser dos primeiros componentes a serem alterados.

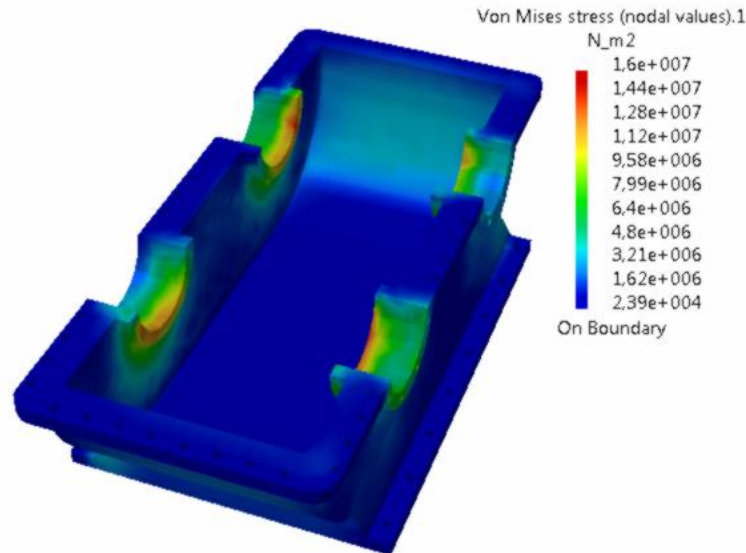


Figura 5.3.4 - Tensão de Von Mises do chassi de baixo da segunda caixa multiplicadora.

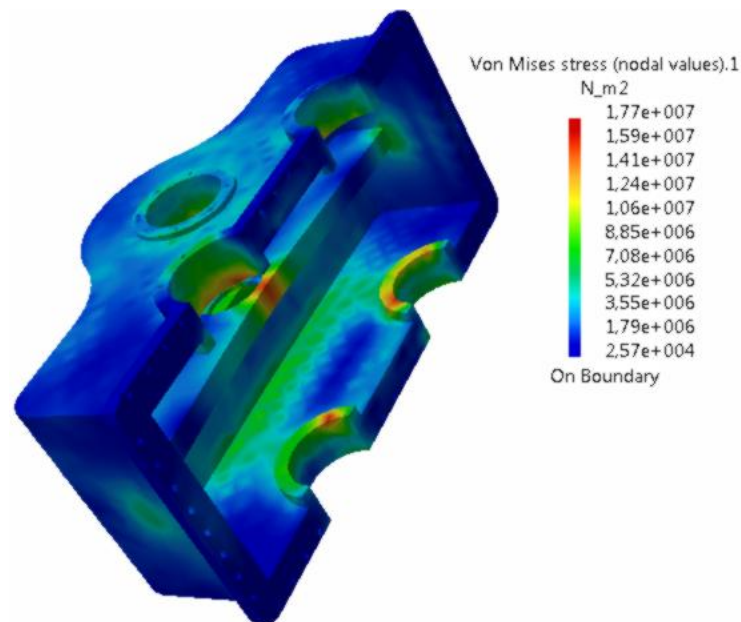


Figura 5.3.5 - Tensão de Von Mises do chassi de cima da segunda caixa multiplicadora.

5.3.2 Chassis da caixa multiplicadora final

O modelo criado é composto pelo chassi de baixo (1), chassi de cima (4), veio de entrada (3), veio de saída (5), tampa de entrada (2) e tampa de saída (6), como apresentado na Figura 5.3.6.

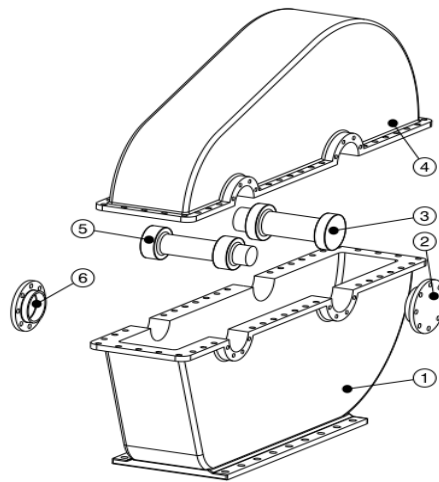


Figura 5.3.6 - Componentes usados no MEF da caixa multiplicadora final.

As forças e momentos aplicados nos veios, criados pelo engrenamento são apresentados na Tabela B.9 e na Tabela B.10, referentes ao veio de entrada e de saída, respectivamente. Na Figura 5.3.7 estão representadas as disposições das forças e dos momentos nos veios.

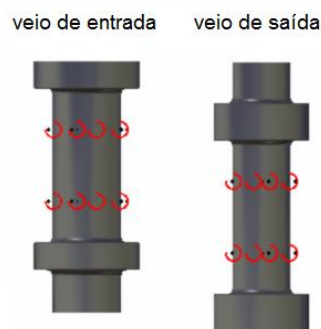


Figura 5.3.7 - Representação das forças e momentos nos veios da caixa multiplicadora final.

Nesta simulação de MEF, foram usados elementos tetraédricos com um tamanho médio de 50 mm para os chassis e 10 mm para os veios e tampas. A malha do modelo completo contém 44271 nós e 179535 elementos, e é apresentado na Figura 5.3.8.

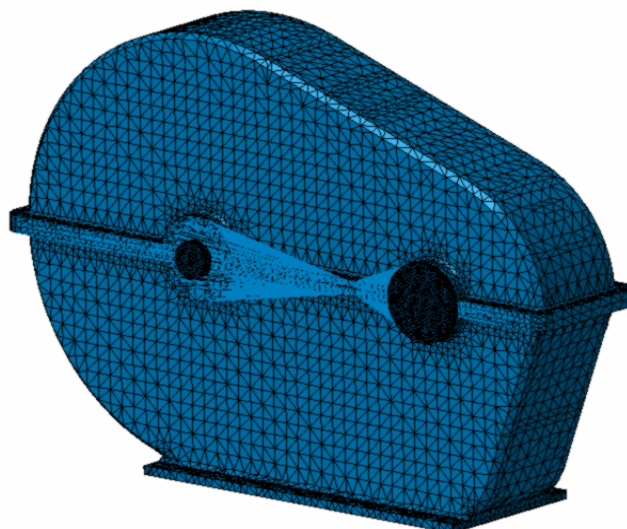


Figura 5.3.8 - Malha de elementos finitos do modelo dos chassis da caixa multiplicadora final.

Como se pode verificar nas Figura 5.3.9 e Figura 5.3.10 as tensões de Von Mises máximas localizam-se na zona onde são montados os rolamentos. No caso do chassi de baixo, também existe concentração de tensões na base. No entanto, estas não são relevantes, pois são muito inferiores à tensão de cedência do material proposto para o seu fabrico. No chassi de baixo é atingida uma tensão máxima de 5.24 MPa, correspondendo a cerca de 1.6% da tensão de cedência do aço DIN CK 45. No chassi de cima é atingida a tensão máxima de 6.09 MPa, correspondendo a cerca de 1.9% da tensão de cedência desse aço. Assim é verificada a robustez destes dois componentes.

A redução de material destes chassis pode ser justificada, caso a elevada massa de todo o conjunto venha a afetar a resposta do pêndulo. Nesta fase não foram feitas reduções de material, pois fica menos dispendioso usar chapas planas com a mesma espessura.

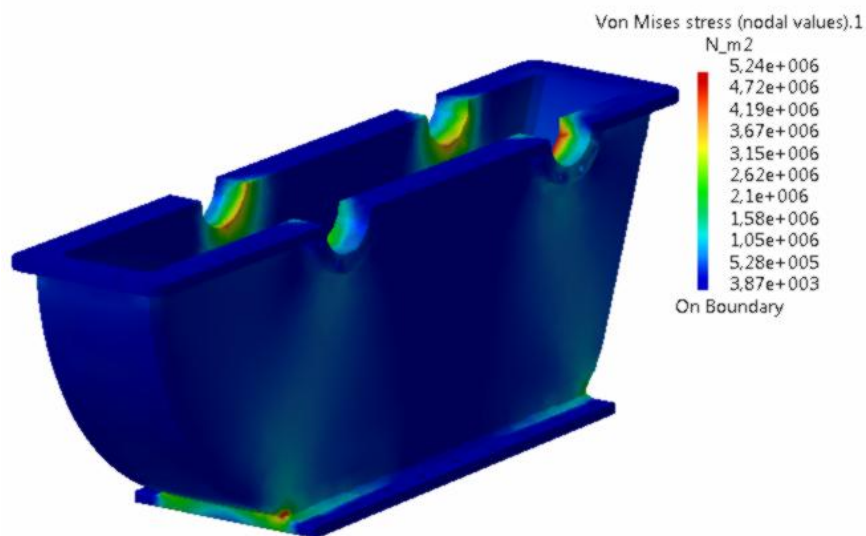


Figura 5.3.9 - Tensão de Von Mises do chassi de baixo da caixa multiplicadora final.

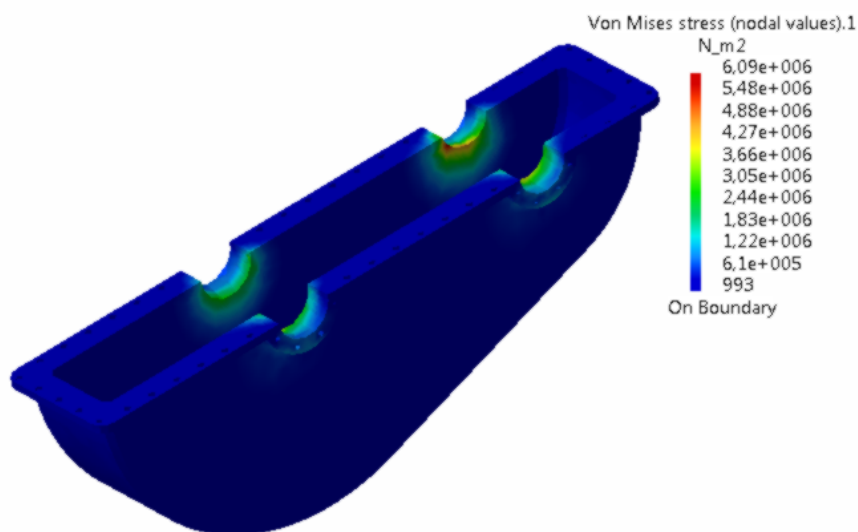


Figura 5.3.10 - Tensão de Von Mises do chassi de cima da caixa multiplicadora final.

Capítulo 6

Conclusões e Trabalho Futuro

O trabalho é finalizado neste capítulo onde são apresentadas as conclusões e mencionado o que ainda falta para a conclusão deste projeto, ficando proposto para futuras dissertações.

6.1 Conclusões

Este sistema de recuperação de energia pode não ser a solução economicamente mais viável, devido ao seu elevado custo de concepção. No entanto, é o que garante maior fiabilidade e robustez, pois é exclusivamente mecânico.

O sistema de conversão hidráulico, proposto por Babarit, pode conseguir alterar a relação de multiplicação do sistema num período de tempo mais curto, mas sendo o fluido compressível, reduz a eficiência de todo o sistema.

A solução proposta nesta dissertação consegue abranger uma maior área geográfica, visto que os órgãos mecânicos usados são pouco influenciados pela variação de temperatura, garantindo a mesma resposta, independentemente das condições exteriores.

O sistema escolhido para alterar a relação de transmissão pode não ter sido o melhor. O sistema de *Meander* é bastante simples e fiável, mas a baixas temperaturas, o fluido responsável por lubrificar os componentes móveis pode comprometer a sua eficiência. Esta caixa também tem um número limitado de relações de transmissão, o que não garante a velocidade de rotação certa no veio de entrada do gerador.

Neste projeto os veios foram dimensionados num aço liga de elevada resistência e baixa tenacidade. O sistema foi projetado para a costa portuguesa, cujas flutuações de temperatura da água são muito baixas, não se tornando grave essa escolha. No caso de

se projetar este sistema para um país nórdico, o material a usar no fabrico dos veios terá de ser alterado para um pouco sensível à diferença de temperaturas.

A escolha de um sistema pendular também foi acertada. Este sistema alberga todos os componentes, conseguindo assim grande proteção em casos de condições adversas do mar; para além disso, garante que os componentes mais frágeis (sensíveis) não sofram degradação precoce devido às propriedades da água oceânica.

6.2 Trabalho Futuro

Nesta dissertação foi elaborado o sistema conversor de energia e foi proposta a dimensão do reservatório de ar responsável por alimentar os componentes pneumáticos, responsáveis por alterar dinamicamente a relação de transmissão do sistema projetado. Assim, fica proposto para trabalho futuro a conclusão da rede pneumática, nomeadamente as tubagens e o compressor.

O ideal para variar a relação de transmissão seria um sistema de variação de transmissão contínuo (CVT) (Figura 6.2.1), mas é necessário verificar se consegue suportar as forças produzidas pelo pêndulo. Caso as suporte, é preferível a sua utilização em vez da caixa de *Meander*. No caso de esse sistema não funcionar, é necessário fazer toda a parte de controlo e monitorização, nomeadamente o controlo da caixa de *Meander*, onde terão de ser projetados componentes que consigam monitorizar a velocidade de rotação à saída desta caixa, de modo a definir a melhor multiplicação (aproximando as 1500 rpm no veio do gerador). É necessário controlar as embraiagens, desativando-as no caso da necessidade de mudança de velocidade da caixa de *Meander* e no eventual caso de condições marítimas anormais (por exemplo uma tempestade).

Nesta dissertação não foi abordada a questão da lubrificação das caixas multiplicadoras, assim, fica como sugestão para futuros trabalhos o seu projeto.

Também é importante verificar se o sistema proposto influencia, em demasia, a resposta da estrutura e do pêndulo. Para isso, será necessário fazer novas simulações de CFD para verificar e analisar a interação da estrutura com as ondas marítimas.

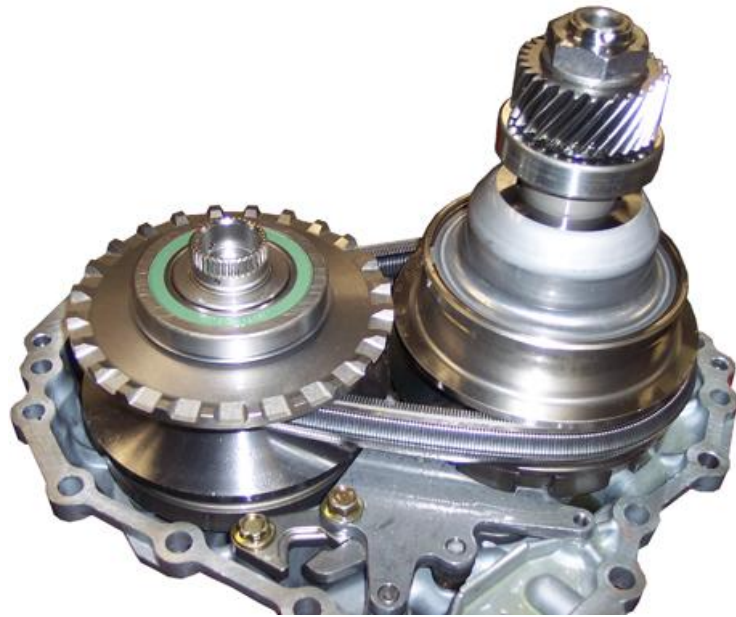


Figura 6.2.1 - Sistema de transmissão contínua [39].

Referências Bibliográficas

[1] CRUZ, J. M. B. P. e SARMENTO, A. J. N. A. (2004) – “Energia das Ondas – Introdução aos Aspectos Tecnológicos, Económicos e Ambientais”, MARETEC – Instituto Superior Técnico, WEC – Wave Energy Center, edição – Instituto do Ambiente, ISBN: 972-8577-11-7.

[2] “Geração de Energia Elétrica pelas Ondas do Mar”. [Consult. 12 Março de 2013]. Disponível em WWW:<URL:<http://www.planeta.coppe.ufrj.br/artigo.php?artigo=833>>.

[3] “Wave Power Generation TAPCHAN”. [Consult. 12 Fevereiro de 2013]. Disponível em WWW:<URL:<http://people.bath.ac.uk/mh391/WavePower/tapchan.html>>.

[4] MARGHERITINI, LUCIA - “R&D towards commercialization of the Sea wave cone Generator (SSG) overtopping wave energy convertet”. Universidade de Aalborg, 2009. Tese de Doutoramento.

[5] “NOAA - National Oceanic and Atmospheric Administration – Ocean”. [Consult. 13 Março de 2013]. Disponível em WWW: <URL:<http://www.noaa.gov/ocean.html>>.

[6] WAVE ENERGY CENTER - “Potencial e Estratégia de desenvolvimento da energia das ondas em Portugal”, 2004

[7] “Wave Energy Aquabouy”. [Consult. 18 Fevereiro de 2013]. Disponível em WWW:<URL:<http://inhabitat.com/wave-energy-aquabuoy-20-wave-power-generator/>>.

[8] BRACCO, GIOVANNI; GIORCELLI, ERMANNO; MATTIAZZO, GIULIANA – “ISWEC: A gyroscopic mechanism for wave power exploitation”. Mechanism and Machine Theory 46 (2011), p.1411-1424.

[9] “Waves – McCabe Wave Pump”. [Consult. 20 Fevereiro de 2013]. Disponível em WWW:<URL:http://powershift.anetce.com/waves_mccabepump_1996.htm>.

- [10] RUELLAN, M.; AHMED, H. BEN; MULTON, B.; JOSSET, C.; BABARIT, A.; CLÉMENT, A. H. – “Design Methodology for a SEAREV Wave Energy Converter”, 2007.
- [11] OPT PB150 POWERBOUY – “Utility Power from Ocean Waves”, 2012.
- [12] “Wave Dradon... for a better future”. [Consult. 20 Novembro de 2012]. Disponível em WWW:<URL:http://www.wavedragon.net/index.php?option=com_content&task=view&id=6&Itemid=5>.
- [13] “A Vertical Future for Marine Energy?”. [Consult. 4 Março de 2013]. Disponível em WWW:<URL:http://www.maritimejournal.com/news101/marine-renewable-energy/a_vertical_future_for_marine_energy>.
- [14] “Natural energy from ocean waves”. [Consult. 19 Fevereiro de 2013]. Disponível em WWW:<URL:<http://www.waveriderenergy.com.au/Technology.html>>.
- [15] Waverider ENERGY, “Case Study: Wave Energy Pilot Project South Australia”, 2010
- [16] Mann L. D, “Application of ocean observations & analysis: the CETO Wave Energy Project”
- [17] WAVENET (2003), “Results from the Work of the European Thematic Network on Wave Energy”, ERK-CT-1999-2001 2000-2003, European Community, March 2003.
- [18] “Uma Nova Alternativa”. [Consult. 19 Fevereiro de 2013]. Disponível em WWW:<URL:<http://umanovaalternativa.com.sapo.pt/prototipo11.html>>.
- [19] “Wello Direct Conversion”. [Consult. 25 Fevereiro de 2013]. Disponível em WWW:<URL:<http://www.wello.eu/penguin.php>>.
- [20] SKELTON, JESSICA; BRYANS, GARTH; DOHERTY, KENNETH - “The Learning and Development Process for the Oyster Wave Energy Converter”
- [21] “Rubber *snake* could help wave power get a bite of the energy market”. [Consult. 26 Março de 2013]. Disponível em WWW:<URL:http://www.southampton.ac.uk/mediacentre/news/2008/jul/08_129.shtml#>.
- [22] “WEGA”. [Consult. 27 Março de 2013]. Disponível em WWW:<URL:<http://www.seaforlife.com/PT/FrameWEGAhow.html>>.
- [23] “Emove”. [Consult. 27 Março de 2013]. Disponível em WWW:<URL:<http://www.emove.pt/blusphere.html>>.
- [24] Voltimum (2013), “Problema energético mundial - ESTUDO DE SOLUÇÕES PARA O CONSUMO DE ENERGIA”. [Consult. 4 Setembro de 2013]. Disponível em WWW:<URL:

<http://www.voltimum.pt/news/751/cm/problema-energetico-mundial---estudo-de-solucoes-para-o-consumo-de-energia.html>>.

[25] Cunha, J. F., Onofrei, R. (2010) – “Energia Oceânicas”, instituto nacional da propriedade industrial.

[26] “Metal Ravne Steel Selector”. [Consult. 2 Abril de 2013]. Disponível em WWW:<URL:<http://www.metalravne.com/selector/steels/vcnmo200.html>>.

[27] “RAMADA”. [Consult. 2 Abril de 2013]. Disponível em WWW:<URL:<http://www.ramada.pt/index.php?cat=45&eb=13>>.

[28] GERADOR - “Wuxi Dingol Alternator Co., Ltd”. [Consult. 5 Junho de 2013]. Disponível em WWW:<URL:http://www.dingolpower.com/en/products_show.asp?id=136>.

[29] CARLOS BECKER METALÚRGIA INDUSTRIAL LTDA. – “Correntes Normalizadas e Especiais, Engrenagens e Roletes”, 2012.

[30] GAST Model 8AM-32A-FB20. [Consult. 5 Junho de 2013]. Disponível em WWW:<URL:http://www.wainbee.com/gast/airMotors/8AM_gm.pdf>.

[31] Embraiagem de roda livre. [Consult. 10 Abril de 2013]. Disponível em WWW:<URL:http://www.ringspann.com/files_db/1363258891_2__14.pdf>.

[32] Embraiagens Pneumáticas Airflex. . [Consult. 20 Abril de 2013].
WWW:<URL:http://www.midwestbrake.com/pdf/brochures_and_catalogs/eaton_airflex_brochures/Eaton_Airflex_Type_VC_Brake_Brochure.pdf>

[33] BABARIT, A. – “Optimisation hydrodynamique et controle optimal d’un récupérateur d’énergie des vagues”. 2005. Tese de Doutoramento.

[34] RUELLAN, M. – “Méthodologie de dimensionnement d’un système de récupération de l’énergie des vagues”. 2007. Tese de Doutoramento.

[35] “hidrográfico marinha-Portugal”. [Consult. 3 Setembro de 2013].
WWW:<URL:<http://www.hidrografico.pt/boias-ondografo.php>>.

[36] “PREVIMER”. [Consult. 3 Setembro de 2013].
WWW:<URL:[http://www.previmer.org/observations/vagues/bouees_atlantique_nord/\(variable\)/surcote/\(typevisu\)/temporal/\(zoneid\)/manga/\(geoid\)/brest/\(date\)/20130902_000000#appTop](http://www.previmer.org/observations/vagues/bouees_atlantique_nord/(variable)/surcote/(typevisu)/temporal/(zoneid)/manga/(geoid)/brest/(date)/20130902_000000#appTop)>.

[37] MORAIS, A. B., “Apontamentos Teóricos de Sistemas Mecânicos”, Universidade de Aveiro, 2009.

[38] RENOLD Couplings. ". [Consult. 30 Novembro de 2013]. WWW:<URL: http://xd-company.com/wp-content/uploads/2011/12/Renold_Couplings_-_7th_Edition.pdf>.

[39] "Continuously Variable Transmissions (CVT) Gear Ratios". [Consult. 30 Novembro de 2013]. Disponível em WWW:<URL:http://www.vibratesoftware.com/html_help/2011/Diagnosis/Reference/CVT_Transmissions.htm>.

Anexo A - Dimensionamento de Componentes normalizados

A.1 Rolamentos

Os rolamentos têm o objetivo de transmitir carga entre duas superfícies com movimentos diferentes com o mínimo de esforço (baixo atrito).

Estes componentes, geralmente, são compostos por um anel exterior (1), anel interior (2), elementos rolantes (3) (que se movimentam em pistas) e gaiolas (4) que mantêm os elementos uniformemente distribuídos, como apresentado na Figura A.1.

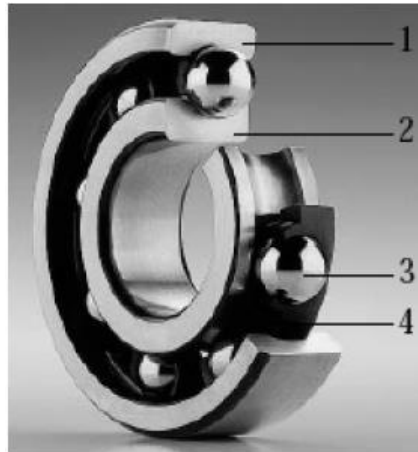


Figura A.1 – Composição do rolamento

Os rolamentos classificam-se pelo elemento rolante e pela carga principal que suportam. Na Figura A.2 estão representados os tipos de rolamentos radiais (a) e axiais (b).

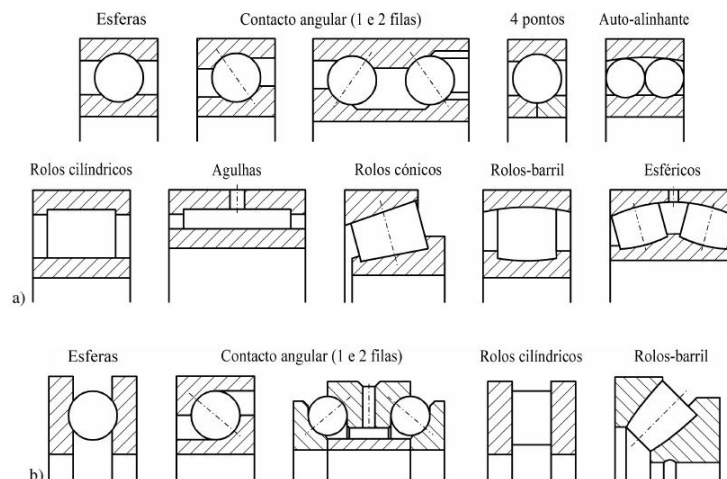


Figura A.2 – Tipo de rolamentos

Os rolamentos radiais de rolos apenas suportam cargas radiais, já os de esferas suportam alguns esforços axiais. Quando existem cargas radiais e axiais significativas, opta-se por rolamentos de esferas de contacto angular ou de rolos.

Quando se seleciona um rolamento deve-se ter em conta os seguintes fatores:

- Capacidade de carga
- Velocidade admissível
- Compensação de desalinhamentos

- Precisão
- Facilidade de montagem e desmontagem
- Compacidade

Quando se dimensiona um rolamento tem de se ter em conta a rotação a que este está sujeito, pois para velocidades de rotação inferiores a 10 rpm os elementos rolantes estão sujeitos a deformações plásticas (esmagamento), sendo dimensionados para o seu regime estático. Para velocidade de rotação superior a 10 rpm, considera-se que os rolamentos encontram-se no seu regime dinâmico. Neste caso, o que os arruina é a fadiga superficial.

Quando se projeta um rolamento para o regime estático temos:

$$C_0 \geq f_s P_0 \quad (\text{A.1})$$

Sendo f_s um fator de esforços estáticos, tendo valores compreendidos entre 1.5 a 2.5 em caso de exigências elevadas, de 1.0 a 1.5 para exigências normais e 0.7 a 1.0 para exigências reduzidas.

A carga estática equivalente P_0 (equação (A.2)) é função das forças radial F_r e axial F_a que o rolamento suporta e dos fatores X_0 e Y_0 dependentes do tipo de rolamento.

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad (\text{A.2})$$

Quando o rolamento é solicitado dinamicamente a fórmula de cálculo para a capacidade de carga dinâmica C , suportada pelo rolamento, é dada pela equação (A.3). Neste caso existem vários fatores que têm de ser previamente calculados, tais como o fator de rotação f_n (equação (A.6)) e o fator dinâmico f_L (equação (A.5)). Para além disso, também tem de ser calculada a carga dinâmica equivalente P (equação (A.4)).

$$C = \frac{f_L}{f_n} P \quad (\text{A.3})$$

$$P = X F_r + Y F_a \quad (\text{A.4})$$

$$f_L = \sqrt[p]{\frac{L_h}{500}} \quad (\text{A.5})$$

$$f_n = \sqrt[p]{\frac{33.3}{n}} \quad (\text{A.6})$$

Na equação (A.4) os fatores X e Y variam com o tipo de rolamento. A vida nominal (L_h) prevista para um rolamento é dado pela equação (A.5), sendo o fator p o expoente de vida nominal, no caso de rolamentos de esferas toma o valor 3 e no caso de rolamentos de rolos toma o valor 10/3. Na equação (A.6) o expoente p é o mesmo da equação (A.5) e o n representa a velocidade de rotação a que está sujeito este componente mecânico.

Existem casos, como o presente nos gráficos da Figura A.3, em que o rolamento está sujeito a cargas e rotações variáveis; nesse caso a carga equivalente é dada pela

equação (A.7). A curva do gráfico obtido mediante uma série de cargas e rotações isoladas é discretizado em períodos com duração determinada q %.

$$P = \sqrt[3]{P_1^3 \frac{n_1}{n_m} \cdot \frac{q_1}{100} + P_2^3 \frac{n_2}{n_m} \cdot \frac{q_2}{100} + P_3^3 \frac{n_3}{n_m} \cdot \frac{q_3}{100} + \dots} \quad [\text{kN}] \quad (\text{A.7})$$

Sendo a n_m a rotação média dada pela equação (A.8).

$$n_m = n_1 \cdot \frac{q_1}{100} + n_2 \cdot \frac{q_2}{100} + n_3 \cdot \frac{q_3}{100} + \dots \quad [\text{min}^{-1}] \quad (\text{A.8})$$

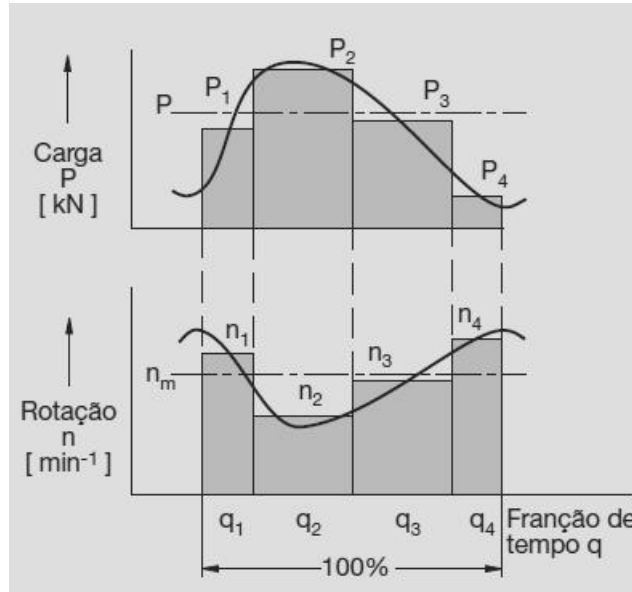


Figura A.3 – Rolamento sujeito a carga e velocidade de rotação variável.

A.2 Dimensionamento do Fuso

Este componente é responsável por transformar um movimento rotativo num movimento linear. Para a caixa de *Meander* conseguir alterar a relação de transmissão, necessita que a engrenagem acoplada ao veio de saída se movimente linearmente ao longo do seu comprimento.

O seu rendimento é dado pela equação (A.9), sendo d_0 o diâmetro primitivo do fuso, P_h o passo primitivo e μ o coeficiente de atrito das esferas (tendo o valor de 0.006 para o caso de porca de esferas SND).

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{\pi d_0}{P_h} \mu} \quad (\text{A.9})$$

O binário T mínimo para o seu funcionamento é dado pela equação (A.10), com F a força de entrada.

$$T = \frac{FP_h}{1800\pi\eta} \quad (\text{A.10})$$

Anexo B - Diagramas dos veios

B.1 Sistema de Correntes

Na Figura B.1 está esquematizado a distribuição das forças no veio onde é aplicada a cremalheira tripla, segundo o plano xy. Na Tabela B.1 são apresentados os seus valores.

A equação (B.1) serve para o cálculo do momento fletor (M_b). As rotações do veio são calculadas pela equação (3.2.28) e os deslocamentos são calculados pela equação (3.2.29). As constantes de integração, C_1 e C_2 , são determinadas pelas condições fronteiras do veio de o deslocamento nos apoios (em A e B) serem zero.

Na Figura B.2 são apresentados os gráficos dos momentos fletores (M_b), deslocamentos (v) e rotações (θ), para o veio com diâmetro de 0.530m, tendo sido observado um deslocamento máximo $4.12E-05$ [m], uma rotação máxima de rotação de $1.42E-04$ [rad] e um momento fletor máximo é de 436.23 [kN.m].

Tabela B.1 – Forças exercidas no veio do sistema de Correntes.

R_A [kN]	1230.0	X_1 [m]	0.310
R_B [kN]	1230.0	X_2 [m]	0.447
F [kN]	819.98	X_3 [m]	0.584
C_1	115185.0	X_4 [m]	0.894
C_2	0		

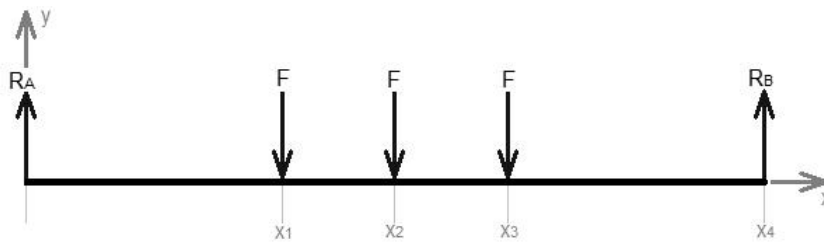


Figura B.1 – Forças aplicadas no veio do sistema de correntes.

$$M_z(x) = R_A \cdot x - F \cdot \langle x - x_1 \rangle - F \cdot \langle x - x_2 \rangle - F \cdot \langle x - x_3 \rangle \quad (B.1)$$

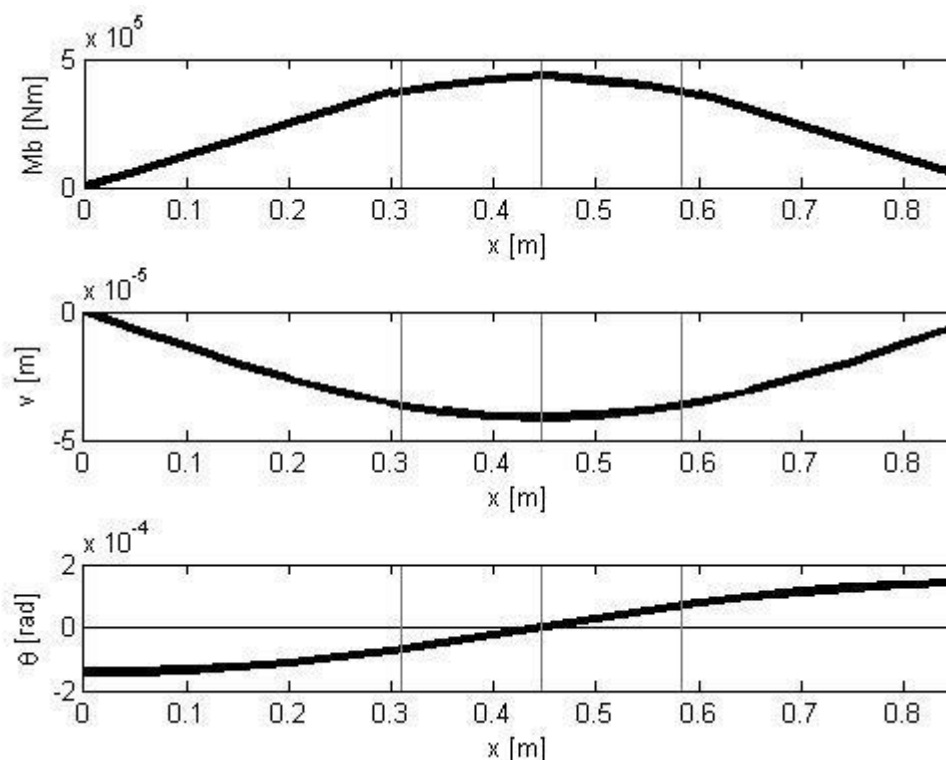


Figura B.2 - Diagramas do veio do sistema de correntes.

B.2 Mecanismo Epicicloidal

O único veio sujeito à flexão neste mecanismo é o que suporta os satélites; assim só foram verificados os deslocamentos e as rotações para este caso.

Na Figura B.3 está esquematizado a distribuição das forças no veio satélite, segundo o plano xy e xz . Na Tabela B.2 são apresentados os seus valores. As equações (B.2) e (B.3) servem para o cálculo dos momentos fletores M_x e M_y , sendo feita a soma vetorial para determinar o momento fletor total (M_b). As rotações, θ_y e θ_z , do veio foram calculadas pela equação (3.2.28), tendo sido feita a sua soma vetorial. No caso dos deslocamentos do veio, v_y e v_z , foi usada a mesma metodologia, recorrendo à equação (3.2.29), da soma vetorial. Para a determinação das constantes de integração, C_{1y} , C_{1z} , C_{2y} e C_{2z} , foram aplicadas as condições fronteiras, no caso de o deslocamento nos apoios (em A e B) serem zero.

Na Figura B.4 são apresentados os gráficos dos momentos fletores (M_b), deslocamentos (v) e rotações (θ), para o veio com diâmetro de 0.210m, tendo sido observado um deslocamento máximo $5.83E-06$ [m], uma rotação máxima de rotação de $6.00E-05$ [rad] e um momento fletor máximo de 12.93 [kN.m].

Tabela B.2 - Forças exercidas no veio do satélite.

R_{Ay} [kN]	35.80	F_{r2} [kN]	10.82
R_{By} [kN]	52.29	C_{1y}	567.8145
R_{Az} [kN]	11.19	C_{2y}	0
R_{Bz} [kN]	105.31	C_{1z}	585.2821
F_{t0} [kN]	92.49	C_{2z}	0
F_{r0} [kN]	33.66	X_1 [m]	0.110
F_{t1} [kN]	179.26	X_2 [m]	0.250
F_{r1} [kN]	65.25	X_3 [m]	0.360
F_{t2} [kN]	29.73		

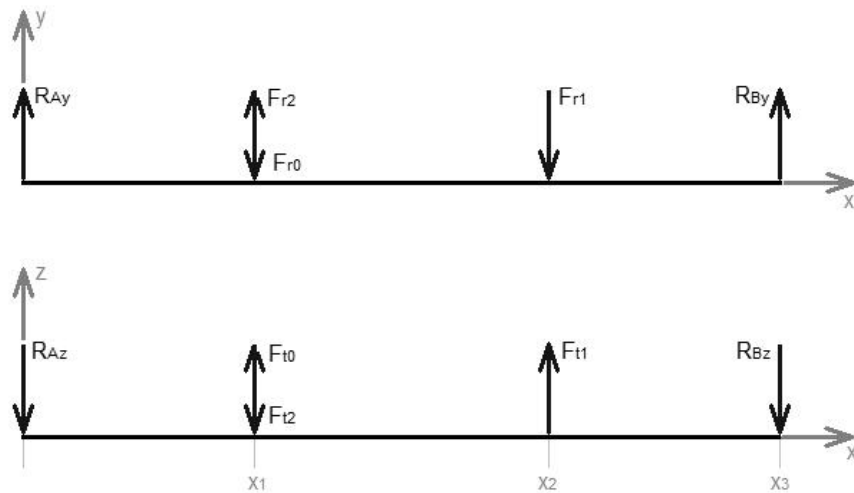


Figura B.3 - Forças aplicadas no veio satélite.

$$M_z(x) = R_{Ay} \cdot x - F_{r0} \cdot \langle x - x_1 \rangle + F_{r2} \cdot \langle x - x_1 \rangle - F_{r1} \cdot \langle x - x_2 \rangle \quad (\text{B.2})$$

$$M_y(x) = -R_{Az} \cdot x + F_{t0} \cdot \langle x - x_1 \rangle - F_{t2} \cdot \langle x - x_1 \rangle + F_{t1} \cdot \langle x - x_2 \rangle \quad (\text{B.3})$$

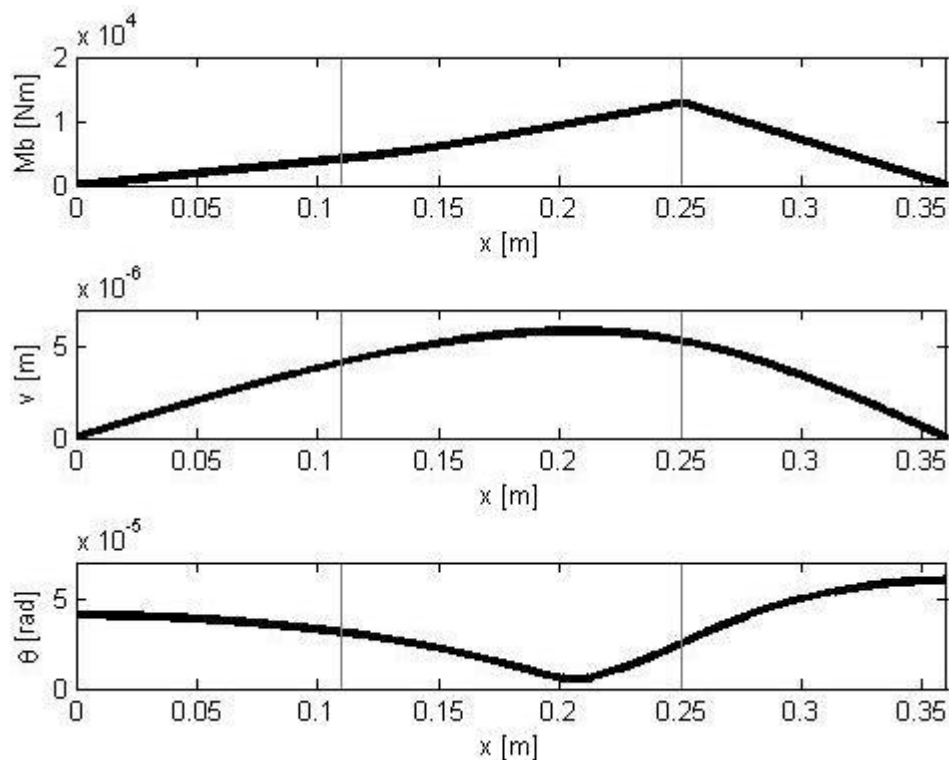


Figura B.4 - Diagramas do veio satélite.

B.3 Segunda caixa multiplicadora

O veio de entrada e de saída (veio A e C) desta caixa estão sujeitos aos mesmos esforços, assim só foi feita a verificação para um deles. A roda encontra-se a 45° da roda 1, assim as componentes da força 1 são projetadas no plano xy e xz .

Na Figura B.5 está esquematizada a distribuição das forças nos veios A/C, segundo os planos xy e xz . Na Tabela B.3 são apresentados os seus valores das forças e momentos. As equações (B.4) e (B.5) servem para o cálculo dos momentos fletores M_x e M_y , sendo feita a soma vetorial para determinar o momento fletor total (M_b). As rotações, θ_y e θ_z , do veio foram calculadas pela equação (3.2.28), tendo sido feita a sua soma vetorial. No caso dos deslocamentos do veio, v_y e v_z , foi usada a mesma metodologia, tendo sido usada a equação (3.2.29), da soma vetorial. Para a determinação das constantes de integração, C_{1y} , C_{1z} , C_{2y} e C_{2z} , foram aplicadas as condições fronteiras, no caso de o deslocamento nos apoios (em A e B) serem zero.

Na Figura B.6 são apresentados os gráficos dos momentos fletores (M_b), deslocamentos (v) e rotações (θ), para o veio com diâmetro de 0.180m, tendo sido observado um deslocamento máximo $1.87E-04$ [m], uma rotação máxima de rotação de $8.37E-04$ [rad] e um momento fletor máximo de 41.63 [kN.m].

Tabela B.3 - Forças exercidas nos veios A/C da segunda caixa multiplicadora.

R_{Ay} [kN]	157.07	M_2 [kNm]	9.06
R_{By} [kN]	183.37	C_{1y}	2056.8
R_{Az} [kN]	39.64	C_{2y}	0
R_{Bz} [kN]	4.86	C_{1z}	-8818.8
F_{t1} [kN]	140.41	C_{2z}	0
F_{r1} [kN]	51.11	X_1 [m]	0.1975
M_1 [kNm]	7.67	X_2 [m]	0.5325
F_{t2} [kN]	148.93	X_3 [m]	0.7300
F_{r2} [kN]	54.21		

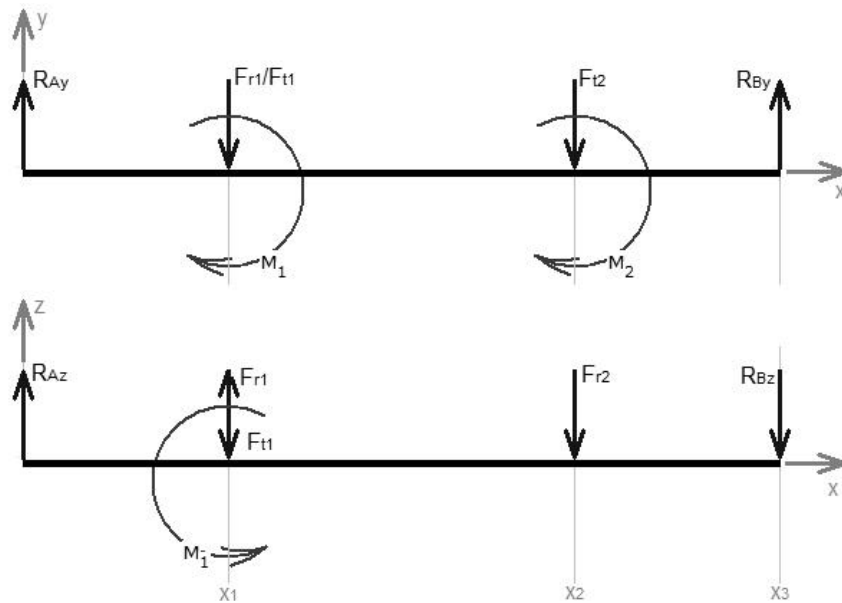


Figura B.5 - Forças aplicadas nos veios A/C da segunda caixa multiplicadora.

$$\begin{aligned}
 M_z(x) &= R_{Ay} \cdot x - (F_{r1} + F_{t1}) \cdot \langle x - x_1 \rangle + M_1 \cdot \langle x - x_1 \rangle^0 - F_{t2} \cdot \langle x - x_2 \rangle \\
 &+ M_2 \cdot \langle x - x_2 \rangle^0 \quad (B.4)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_y(x) &= R_{Az} \cdot x + (F_{t1} - F_{r1}) \cdot \langle x - x_1 \rangle - M_1 \cdot \langle x - x_1 \rangle^0 - F_{r2} \cdot \langle x - x_2 \rangle \\
 &+ M_2 \cdot \langle x - x_2 \rangle^0 \quad (B.5)
 \end{aligned}$$

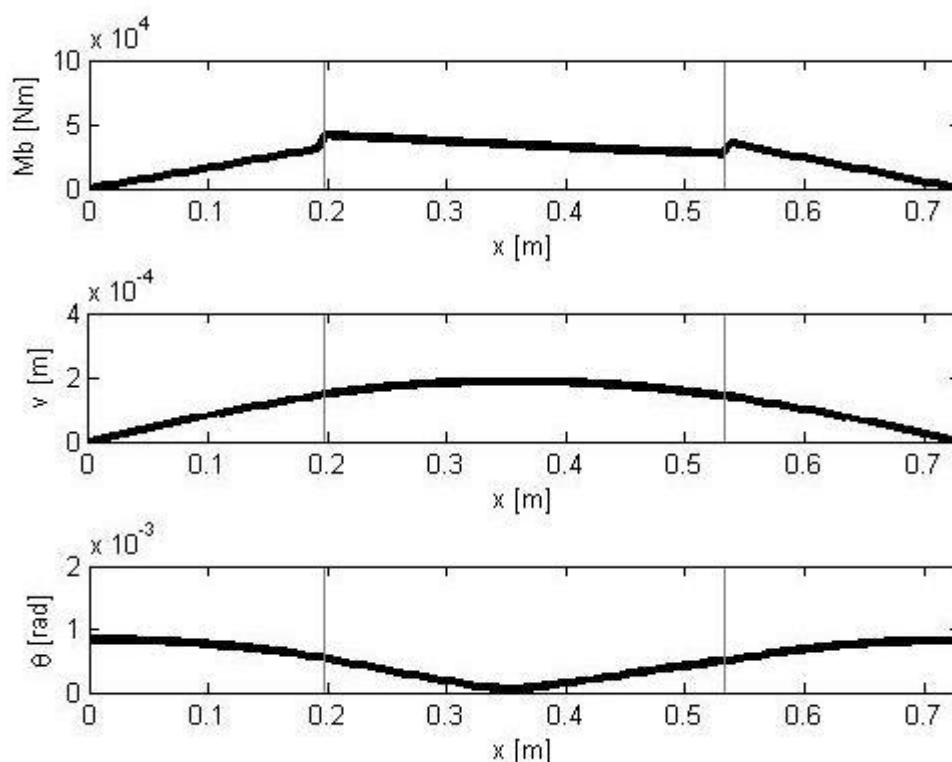


Figura B.6 - Diagramas dos veios A/C da segunda caixa multiplicadora.

Na Figura B.7 está esquematizado a distribuição das forças no veio B, segundo os planos xy e xz . Na Tabela B.4 são apresentados os seus valores das forças e momentos aplicados no veio. As equações (B.6) e (B.7) servem para o cálculo dos momentos fletores M_x e M_y , sendo feita a soma vetorial para determinar o momento fletor total (M_b). As rotações, θ_y e θ_z do veio foram calculadas pela equação (3.2.28), tendo sido feita a sua soma vetorial. No caso dos deslocamentos do veio, v_y e v_z , foi usada a mesma metodologia, tendo sido usada a equação (3.2.29), da soma vetorial. Para a determinação das constantes de integração, C_{1y} , C_{1z} , C_{2y} e C_{2z} , foram aplicadas as condições fronteiras, no caso de o deslocamento nos apoios (em A e B) serem zero.

Na Figura B.8 são apresentados os gráficos dos momentos fletores (M_b), deslocamentos (v) e rotações (θ), para o veio com diâmetro de 0.160m, tendo sido observado um deslocamento máximo $1.40E-05$ [m], uma rotação máxima de rotação de $1.54E-04$ [rad] e um momento fletor máximo de 20.86 [kN.m].

Tabela B.4 - Forças exercidas no veio B da segunda caixa multiplicadora.

R_{Ay} [kN]	26.97	C_{1y}	516.49
R_{By} [kN]	99.33	C_{2y}	0
R_{Az} [kN]	26.97	C_{1z}	516.49
R_{Bz} [kN]	99.33	C_{2z}	0
F_t [kN]	198.57	X_1 [m]	0.150
F_r [kN]	72.27	X_2 [m]	0.300
M_1 [kNm]	10.85		

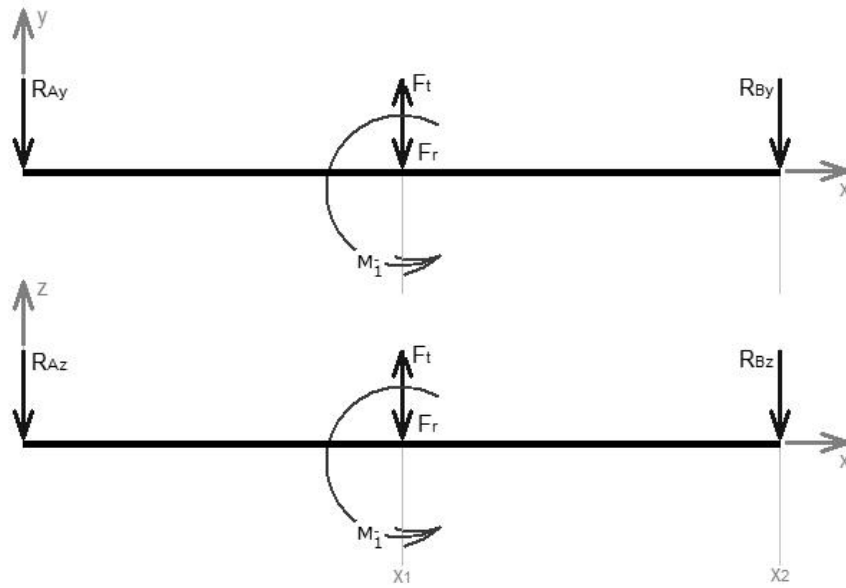


Figura B.7 - Forças aplicadas no veio B da segunda caixa multiplicadora.

$$M_z(x) = -R_{Ay} \cdot x + (F_t - F_r) \cdot \langle x - x_1 \rangle - M_1 \cdot \langle x - x_1 \rangle^0 \quad (\text{B.6})$$

$$M_y(x) = -R_{Az} \cdot x + (F_t - F_r) \cdot \langle x - x_1 \rangle - M_1 \cdot \langle x - x_1 \rangle^0 \quad (\text{B.7})$$

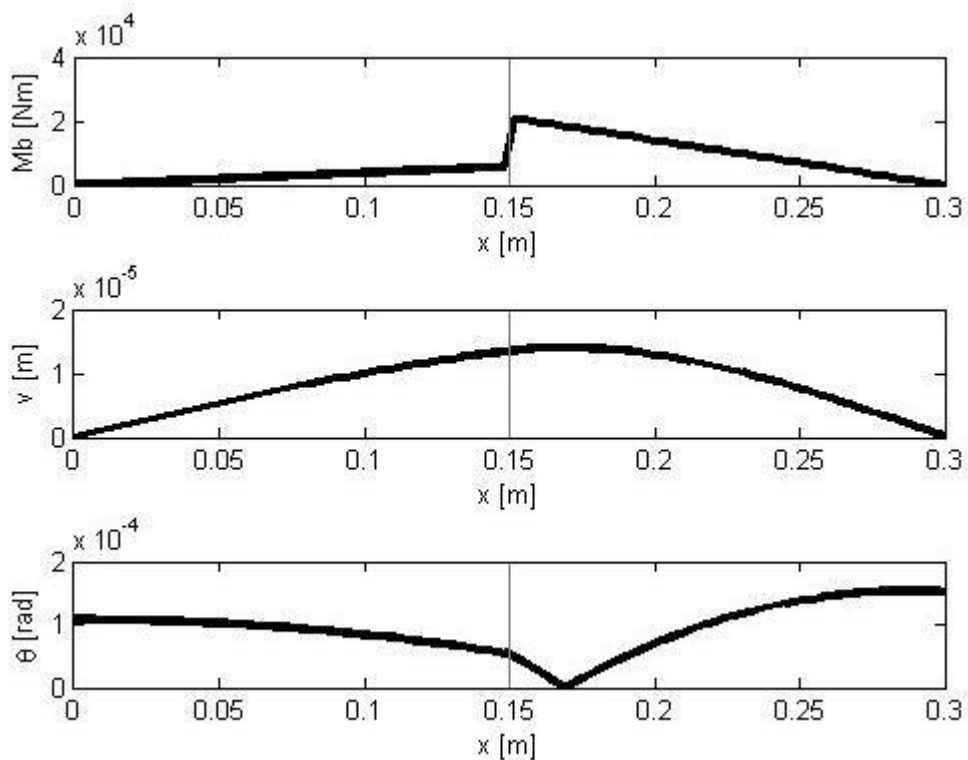


Figura B.8 - Diagramas do veio B da segunda caixa multiplicadora.

B.4 Caixa Meander

Na Figura B.9 está esquematizada a distribuição das forças no veio de entrada da caixa *Meander*, segundo os planos xy e xz . Na Tabela B.5 são apresentados os seus valores. As equações (B.8) e (B.9) servem para o cálculo dos momentos fletores M_x e M_y , sendo feita a soma vetorial para determinar o momento fletor total (M_b). As rotações, θ_y e θ_z , do veio foram calculadas pela equação (3.2.28), tendo sido feita a sua soma vetorial. No caso dos deslocamentos do veio, v_y e v_z , foi usada a mesma metodologia, tendo sido usada a equação (3.2.29), da soma vetorial. Para a determinação das constantes de integração, C_{1y} , C_{1z} , C_{2y} e C_{2z} , foram aplicadas as condições fronteiras no caso de o deslocamento nos apoios (em A e B) serem zero.

Na Figura B.10 são apresentados os gráficos dos momentos fletores (M_b), deslocamentos (v) e rotações (θ), para o veio com diâmetro de 0.150 [m], tendo sido observado um deslocamento máximo 5.23E-05 [m], uma rotação máxima de rotação de 5.68E-04 [rad] e um momento fletor máximo de 16.71 [kN.m].

Tabela B.5 - Forças exercidas no veio de entrada da caixa *Meander*.

R_{Ay} [kN]	95.15	C_{1y}	1295.2
R_{By} [kN]	95.15	C_{2y}	0
R_{Az} [kN]	34.63	C_{1z}	1569.8
R_{Bz} [kN]	34.63	C_{2z}	0
F_t [kN]	190.29	X_1 [m]	0.165
F_r [kN]	69.26	X_2 [m]	0.330

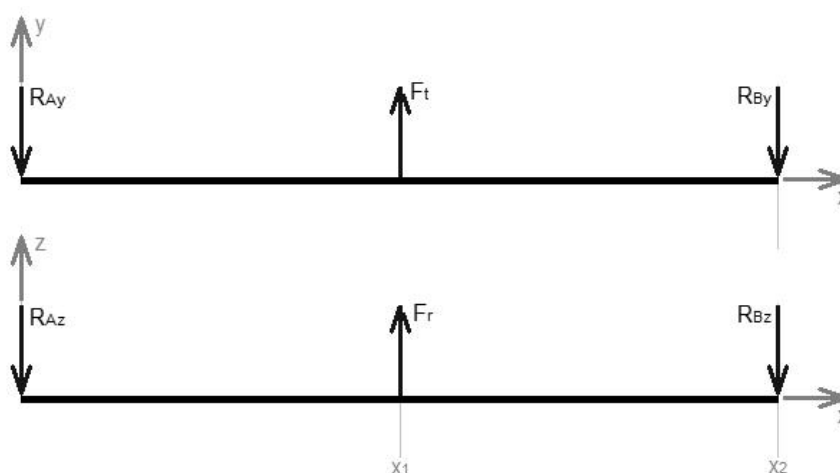


Figura B.9 - Forças aplicadas no veio de entrada da caixa *Meander*.

$$M_z(x) = -R_{Ay} \cdot x + F_t \cdot \langle x - x_1 \rangle \quad (\text{B.8})$$

$$M_y(x) = -R_{Az} \cdot x + F_r \cdot \langle x - x_1 \rangle \quad (\text{B.9})$$

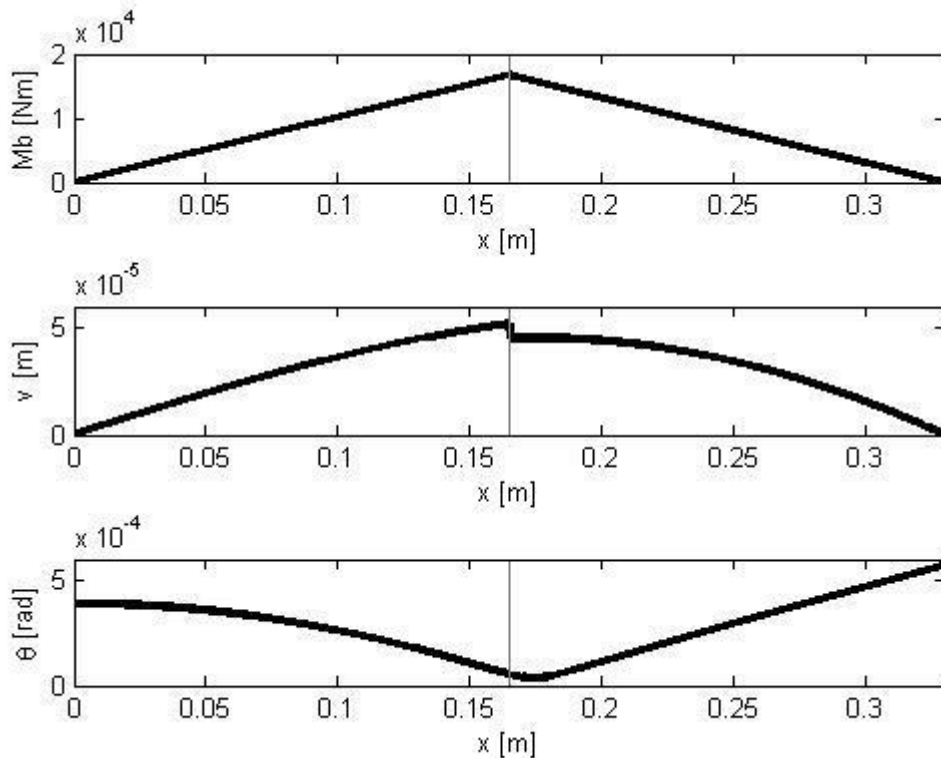


Figura B.10 - Diagramas do veio de entrada da caixa *Meander*

Na Figura B.11 está esquematizado a distribuição das forças no veio A da caixa *Meander*, segundo os planos xy e xz . Na tabela são apresentados os seus valores. As equações (B.10) e (B.11) servem para o cálculo dos momentos fletores M_x e M_y , sendo feita a soma vetorial para determinar o momento fletor total (M_b). As rotações, θ_y e θ_z , do veio foram calculadas pela equação (3.2.28), tendo sido feita a sua soma vetorial. No caso dos deslocamentos do veio, v_y e v_z , foi usada a mesma metodologia, tendo sido usada a equação (3.2.29), da soma vetorial. Para a determinação das constantes de integração, C_{1y} , C_{1z} , C_{2y} e C_{2z} , e as reações nos apoios foram aplicadas as condições fronteiras no caso de o deslocamento nos apoios (em A, B, C e D) serem nulos e o somatório dos momentos no apoio A e D serem iguais a zero.

Na Figura B.12 são apresentados os gráficos dos momentos fletores (M_b), deslocamentos (v) e rotações (θ), para o veio com diâmetro de 0.130 [m], tendo sido observado um deslocamento máximo 3.39E-04 [m], uma rotação máxima de rotação de 1.70E-03 [rad] e um momento fletor máximo de 29.00 [kN.m].

Tabela B.6 - Forças exercidas no veio A da caixa *Meander*.

R_{Ay} [kN]	163.80	F_{r8} [kN]	14.52
R_{By} [kN]	119.60	F_{t9} [kN]	31.93
R_{Cy} [kN]	9.40	F_{r9} [kN]	11.62
R_{Dy} [kN]	12.21	F_{t10} [kN]	25.54
R_{Az} [kN]	47.83	F_{r10} [kN]	9.30
R_{Bz} [kN]	101.54	C_{1y}	4867.45
R_{Cz} [kN]	103.53	C_{2y}	0

R_{Dz} [kN]	13.36	C_{1z}	1342.37
F_{t1} [kN]	190.29	C_{2z}	0
F_{r1} [kN]	69.26	X_1 [m]	0.170
F_{t2} [kN]	152.24	X_2 [m]	0.380
F_{r2} [kN]	55.41	X_3 [m]	0.550
F_{t3} [kN]	121.79	X_4 [m]	0.720
F_{r3} [kN]	44.33	X_5 [m]	1.060
F_{t4} [kN]	97.43	X_6 [m]	1.270
F_{r4} [kN]	35.46	X_7 [m]	1.480
F_{t5} [kN]	77.94	X_8 [m]	1.650
F_{r5} [kN]	28.37	X_9 [m]	1.820
F_{t6} [kN]	62.36	X_{10} [m]	2.160
F_{r6} [kN]	22.70	X_{11} [m]	2.370
F_{t7} [kN]	49.88	X_{12} [m]	2.580
F_{r7} [kN]	18.16	X_{13} [m]	2.820
F_{t8} [kN]	39.91		

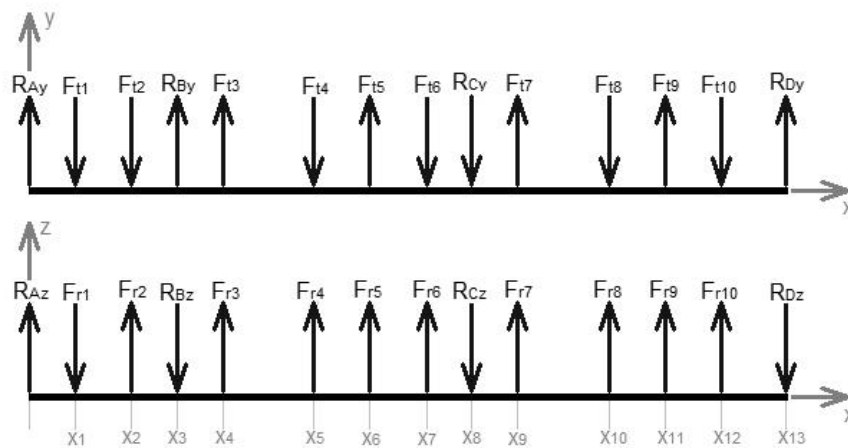


Figura B.11 - Forças aplicadas no veio A da caixa Meander.

$$\begin{aligned}
 &M_z(x) \\
 &= R_{Ay} \cdot x - F_{t1} \cdot \langle x - x_1 \rangle - F_{t2} \cdot \langle x - x_2 \rangle + R_{By} \cdot \langle x - x_3 \rangle + F_{t3} \\
 &\cdot \langle x - x_4 \rangle - F_{t4} \cdot \langle x - x_5 \rangle + F_{t5} \cdot \langle x - x_6 \rangle - F_{t6} \cdot \langle x - x_7 \rangle - R_{Cy} \\
 &\cdot \langle x - x_8 \rangle + F_{t7} \cdot \langle x - x_9 \rangle - F_{t8} \cdot \langle x - x_{10} \rangle + F_{t9} \cdot \langle x - x_{11} \rangle - F_{t_{10}} \\
 &\cdot \langle x - x_{12} \rangle
 \end{aligned} \quad (B.10)$$

$$\begin{aligned}
 &M_y(x) \\
 &= R_{Az} \cdot x - F_{r1} \cdot \langle x - x_1 \rangle + F_{r2} \cdot \langle x - x_2 \rangle - R_{Bz} \cdot \langle x - x_3 \rangle + F_{r3} \\
 &\cdot \langle x - x_4 \rangle + F_{r4} \cdot \langle x - x_5 \rangle + F_{r5} \cdot \langle x - x_6 \rangle + F_{r6} \cdot \langle x - x_7 \rangle - R_{Cz} \\
 &\cdot \langle x - x_8 \rangle + F_{r7} \cdot \langle x - x_9 \rangle + F_{r8} \cdot \langle x - x_{10} \rangle + F_{r9} \cdot \langle x - x_{11} \rangle \\
 &+ F_{r_{10}} \cdot \langle x - x_{12} \rangle
 \end{aligned} \quad (B.11)$$

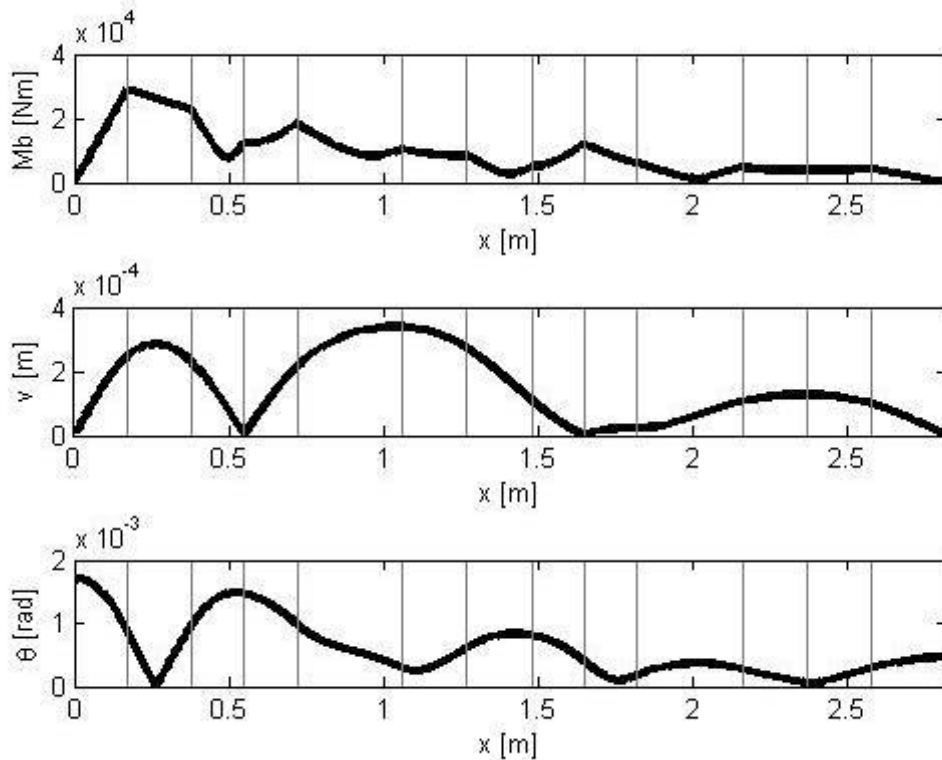


Figura B.12 - Diagramas do veio A da caixa *Meander*.

O caso apresentado é para a situação mais crítica, ou seja, quando a engrenagem de saída engrena na 1ª posição; assim a força 10 é igual à força 2.

Na Figura B.13 está esquematizada a distribuição das forças no veio B da caixa *Meander*, segundo os planos xy e xz . Na Tabela B.7 são apresentados os seus valores das forças e momentos usados. As equações (B.12) e (B.13) servem para o cálculo dos momentos fletores M_x e M_y , sendo feita a soma vetorial para determinar o momento fletor total (M_b). As rotações, θ_y e θ_z , do veio foram calculadas pela equação (3.2.28), tendo sido feita a sua soma vetorial. No caso dos deslocamentos do veio, v_y e v_z , foi usada a mesma metodologia, tendo sido usada a equação (3.2.29), da soma vetorial. Para a determinação das constantes de integração, C_{1y} , C_{1z} , C_{2y} e C_{2z} , e as reações nos apoios foram aplicadas as condições fronteiras de o deslocamento nos apoios (em A, B, C e D) serem nulos e o somatório dos momentos no apoio A e D serem iguais a zero.

Na Figura B.14 são apresentados os gráficos dos momentos fletores (M_b), deslocamentos (v) e rotações (θ), para o veio com diâmetro de 0.130 [m], tendo sido observado um deslocamento máximo 2.72E-04 [m], uma rotação máxima de rotação de 1.40E-03 [rad] e um momento fletor máximo é de 22.48 [kN.m].

Tabela B.7 - Forças exercidas no veio B da caixa *Meander*.

R_{Ay} [kN]	90.41	F_{r8} [kN]	11.62
R_{By} [kN]	123.56	F_{t9} [kN]	25.54
R_{Cy} [kN]	6.55	F_{r9} [kN]	9.30
R_{Dy} [kN]	154.25	F_{t10} [kN]	121.79

R_{Az} [kN]	24.41	F_{r10} [kN]	44.33
R_{Bz} [kN]	94.80	C_{1y}	-3988.16
R_{Cz} [kN]	71.65	C_{2y}	0
R_{Dz} [kN]	4.67	C_{1z}	654.78
F_{t1} [kN]	152.24	C_{2z}	0
F_{r1} [kN]	55.41	X_1 [m]	0.240
F_{t2} [kN]	121.79	X_2 [m]	0.580
F_{r2} [kN]	44.33	X_3 [m]	0.750
F_{t3} [kN]	97.43	X_4 [m]	0.920
F_{r3} [kN]	35.46	X_5 [m]	1.130
F_{t4} [kN]	77.94	X_6 [m]	1.340
F_{r4} [kN]	28.37	X_7 [m]	1.680
F_{t5} [kN]	62.36	X_8 [m]	1.850
F_{r5} [kN]	22.70	X_9 [m]	2.020
F_{t6} [kN]	49.88	X_{10} [m]	2.230
F_{r6} [kN]	18.16	X_{11} [m]	2.440
F_{t7} [kN]	39.91	X_{12} [m]	2.650
F_{r7} [kN]	14.53	X_{13} [m]	2.820
F_{t8} [kN]	31.93		

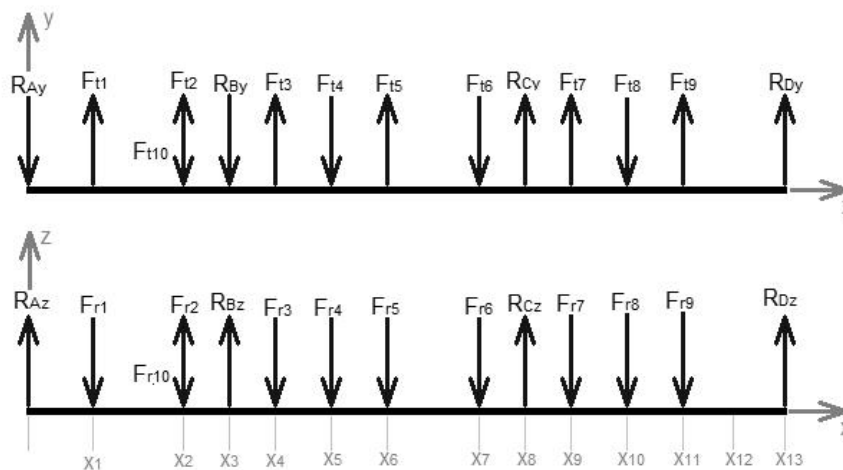


Figura B.13 - Forças aplicadas no veio B da caixa Meander.

$$\begin{aligned}
 M_z(x) &= -R_{Ay} \cdot x + F_{t1} \cdot \langle x - x_1 \rangle + F_{t2} \cdot \langle x - x_2 \rangle - F_{t10} \cdot \langle x - x_2 \rangle \\
 &- R_{By} \cdot \langle x - x_3 \rangle + F_{t3} \cdot \langle x - x_4 \rangle - F_{t4} \cdot \langle x - x_5 \rangle + F_{t5} \cdot \langle x - x_6 \rangle \\
 &- F_{t6} \cdot \langle x - x_7 \rangle + R_{Cy} \cdot \langle x - x_8 \rangle + F_{t7} \cdot \langle x - x_9 \rangle - F_{t8} \cdot \langle x - x_{10} \rangle \\
 &+ F_{t9} \cdot \langle x - x_{11} \rangle
 \end{aligned} \tag{B.12}$$

$$\begin{aligned}
 M_y(x) &= R_{Az} \cdot x - F_{r1} \cdot \langle x - x_1 \rangle + F_{r2} \cdot \langle x - x_2 \rangle - F_{r10} \cdot \langle x - x_2 \rangle + R_{Bz} \\
 &\cdot \langle x - x_3 \rangle - F_{r3} \cdot \langle x - x_4 \rangle - F_{r4} \cdot \langle x - x_5 \rangle - F_{r5} \cdot \langle x - x_6 \rangle - F_{r6} \\
 &\cdot \langle x - x_7 \rangle + R_{Cz} \cdot \langle x - x_8 \rangle - F_{r7} \cdot \langle x - x_9 \rangle - F_{r8} \cdot \langle x - x_{10} \rangle - F_{r9} \\
 &\cdot \langle x - x_{11} \rangle
 \end{aligned} \tag{B.13}$$

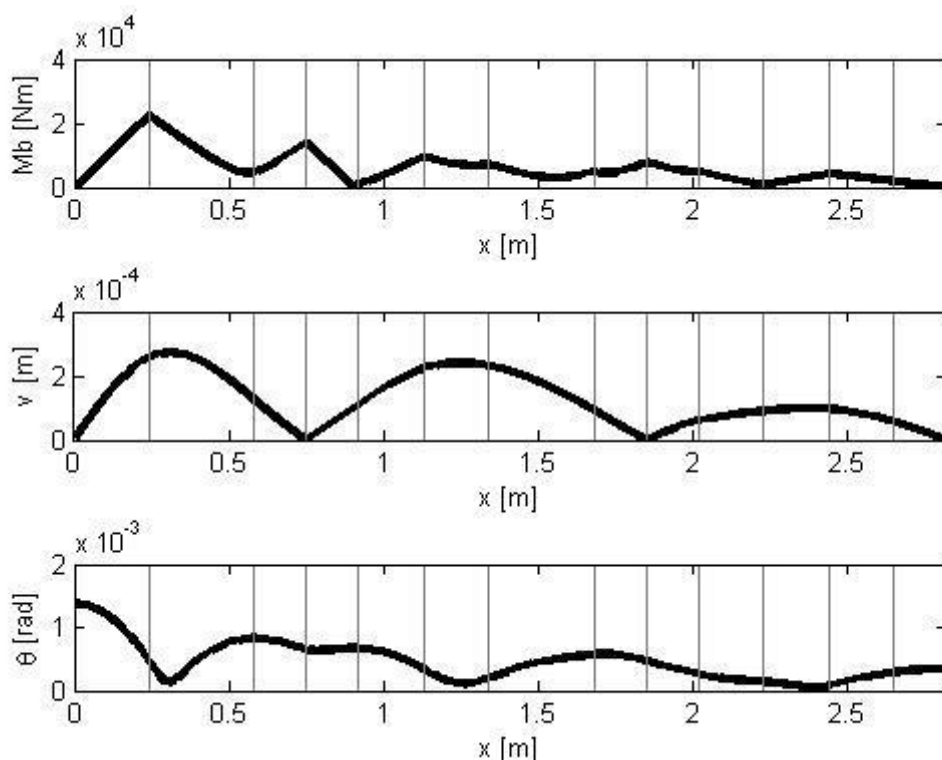


Figura B.14 - Diagramas do veio B da caixa *Meander*.

Os diagramas apresentados foram para o caso mais crítico, ou seja, quando a engrenagem está engrenada na primeira posição.

Na Figura B.15 está esquematizado a distribuição das forças no veio de saída da caixa *Meander*, segundo o plano xy e xz . Na Tabela B.8 são apresentados os valores das forças e dos momentos. As equações (B.14) e (B.15) servem para o cálculo dos momentos fletores M_x e M_y , sendo feita a soma vetorial para determinar o momento fletor total (M_b). As rotações, θ_y e θ_z , do veio foram calculadas pela equação (3.2.28), tendo sido feita a sua soma vetorial. No caso dos deslocamentos do veio, v_y e v_z , foi usada a mesma metodologia, tendo sido usada a equação (3.2.29), da soma vetorial. Para a determinação das constantes de integração, C_{1y} , C_{1z} , C_{2y} e C_{2z} , foram aplicadas as condições fronteiras nos apoios A e B (deslocamento nulo).

Na Figura B.16 são apresentados os gráficos dos momentos fletores (M_b), deslocamentos (v) e rotações (θ), para o veio com diâmetro de 0.240 [m], tendo sido observado um deslocamento máximo $7.37E-04$ [m], uma rotação máxima de rotação de $1.10E-03$ [rad] e um momento fletor máximo de 47.66 [kN.m].

Tabela B.8 - Forças exercidas no veio de saída da caixa *Meander*.

R_{Ay} [kN]	101.79	C_{1y}	36727.06
R_{By} [kN]	20.00	C_{2y}	0
R_{Az} [kN]	37.05	C_{1z}	13368.49
R_{Bz} [kN]	7.28	C_{2z}	0
F_t [kN]	121.79	X_1 [m]	0.440
F_r [kN]	44.32	X_2 [m]	2.680

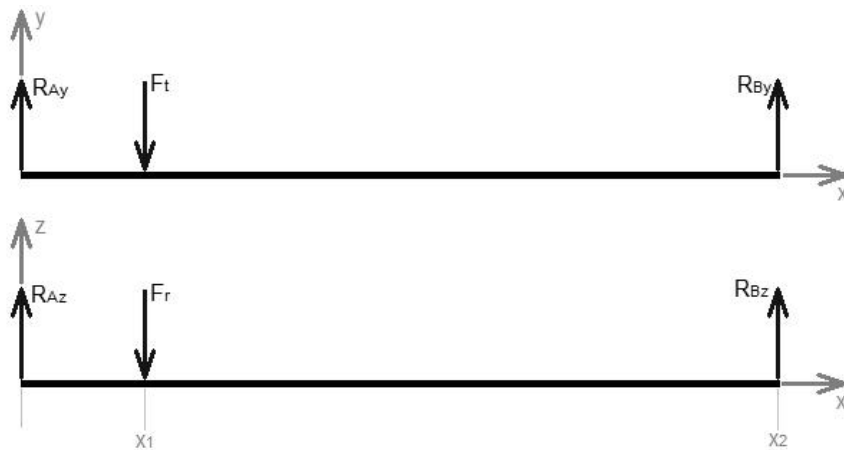


Figura B.15 - Forças aplicadas no veio de saída da caixa *Meander*.

$$M_z(x) = R_{Ay} \cdot x - F_t \cdot \langle x - x_1 \rangle \quad (\text{B.14})$$

$$M_y(x) = R_{Az} \cdot x - F_r \cdot \langle x - x_1 \rangle \quad (\text{B.15})$$

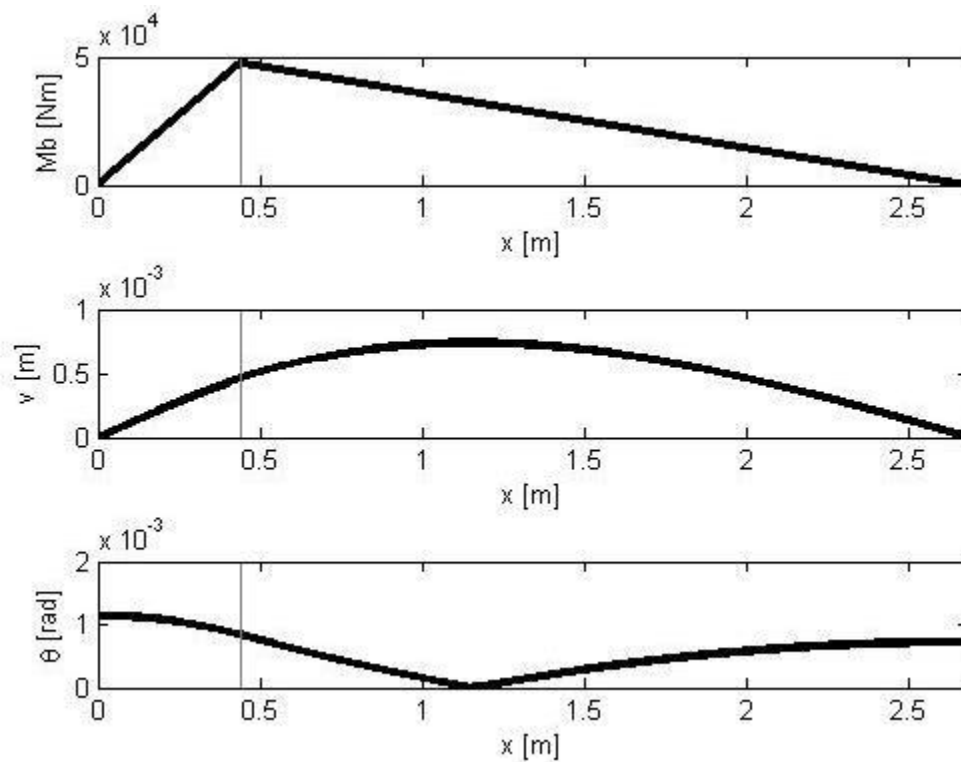


Figura B.16 - Diagramas do veio de saída da caixa *Meander*.

B.5 Caixa multiplicadora final

Na Figura B.17 está esquematizada a distribuição das forças no veio de entrada da caixa multiplicadora final, segundo os planos xy e xz . Na tabela são apresentados os seus valores. As equações (B.16) e (B.17) servem para o cálculo dos momentos fletores

M_x e M_y , sendo feita a soma vetorial para determinar o momento fletor total (M_b). As rotações, θ_y e θ_z , do veio foram calculadas pela equação (3.2.28), tendo sido feita a sua soma vetorial. No caso dos deslocamentos do veio, v_y e v_z , foi usada a mesma metodologia, tendo sido usada a equação (3.2.29), da soma vetorial. Para a determinação das constantes de integração, C_{1y} , C_{1z} , C_{2y} e C_{2z} , foram aplicadas as condições fronteiras nos apoios A e B (deslocamento nulo).

Na Figura B.18 são apresentados os gráficos dos momentos fletores (M_b), deslocamentos (v) e rotações (θ), para o veio com diâmetro de 0.130 [m], tendo sido observado um deslocamento máximo $1.33E-05$ [m], uma rotação máxima de rotação de $1.61E-04$ [rad] e um momento fletor máximo de 9.04 [kN.m].

Tabela B.9 - Forças exercidas no veio de entrada da caixa multiplicadora final.

R_{Ay} [kN]	12.29	C_{1y}	131.01
R_{By} [kN]	12.29	C_{2y}	0
R_{Az} [kN]	6.85	C_{1z}	264.31
R_{Bz} [kN]	-60.69	C_{2z}	0
F_t [kN]	67.55	X_1 [m]	0.146
F_r [kN]	24.59	X_2 [m]	0.292
M [kNm]	7.86		

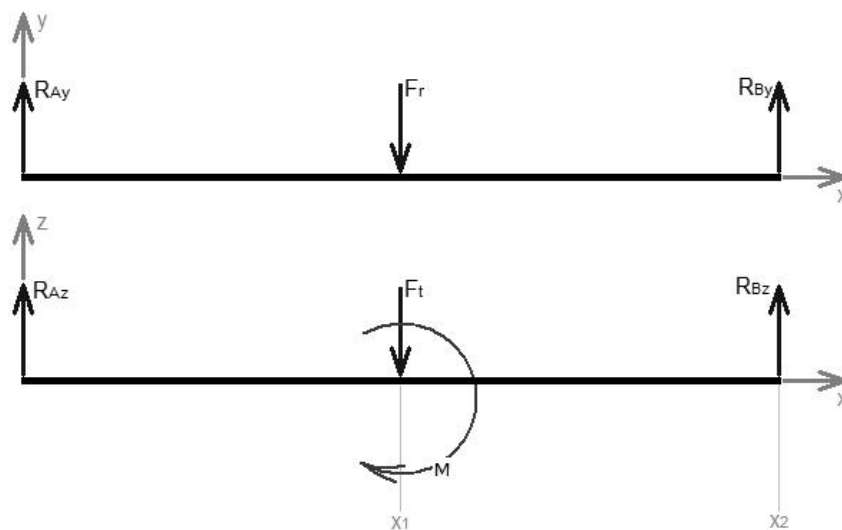


Figura B.17 - Forças aplicadas no veio de entrada da caixa multiplicadora final.

$$M_z(x) = R_{Ay} \cdot x - F_r \cdot \langle x - x_1 \rangle \quad (\text{B.16})$$

$$M_y(x) = R_{Az} \cdot x - F_t \cdot \langle x - x_1 \rangle + M \cdot \langle x - x_1 \rangle^0 \quad (\text{B.17})$$

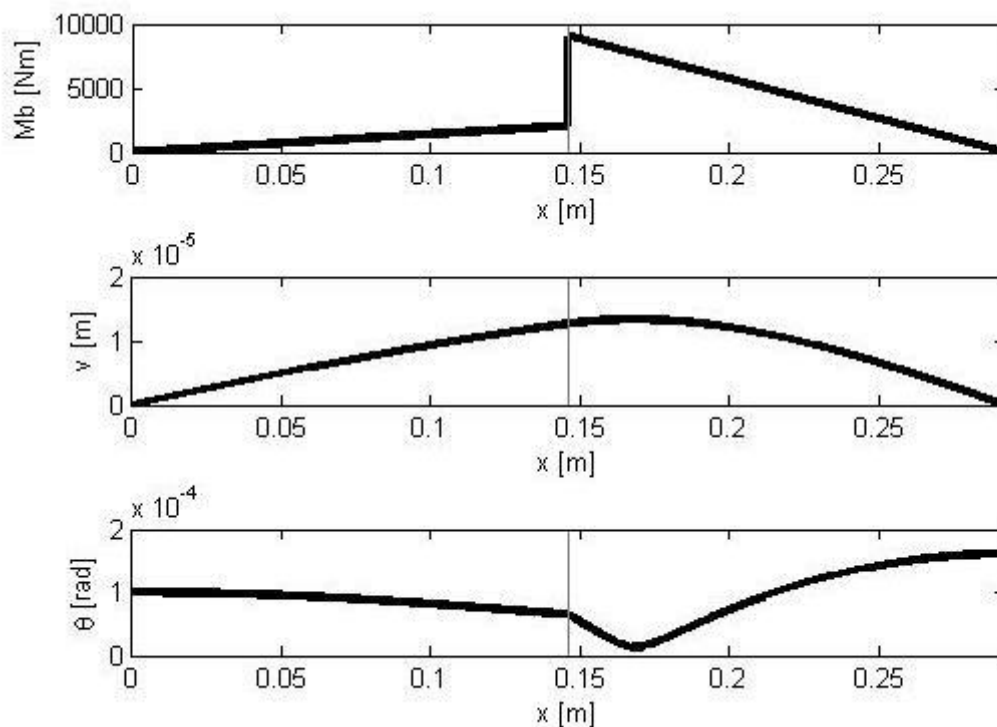


Figura B.18 - Diagramas do veio de entrada da caixa multiplicadora final.

Na Figura B.19 está esquematizada a distribuição das forças no veio de saída da caixa multiplicadora final, segundo os planos xy e xz . Na Tabela B.10 são apresentados os valores das forças e dos momentos aplicados no veio. As equações (B.18) e (B.19) servem para o cálculo dos momentos fletores M_x e M_y , sendo feita a soma vetorial para determinar o momento fletor total (M_b). As rotações, θ_y e θ_z , do veio foram calculadas pela equação (3.2.28), tendo sido feita a sua soma vetorial. No caso dos deslocamentos do veio, v_y e v_z , foi usada a mesma metodologia, tendo sido usada a equação (3.2.29), da soma vetorial. Para a determinação das constantes de integração, C_{1y} , C_{1z} , C_{2y} e C_{2z} , foram aplicadas condições fronteiras nos apoios A e B (deslocamento nulo).

Na Figura B.20 são apresentados os gráficos dos momentos fletores (M_b), deslocamentos (v) e rotações (θ), para o veio com diâmetro de 0.110 [m], tendo sido observado um deslocamento máximo $1.25E-05$ [m], uma rotação máxima de rotação de $1.44E-04$ [rad] e um momento fletor máximo de 6.95 [kN.m].

Tabela B.10 - Forças exercidas no veio de saída da caixa multiplicadora final.

R_{Ay} [kN]	12.29	C_{1y}	-131.01
R_{By} [kN]	12.29	C_{2y}	0
R_{Az} [kN]	-46.00	C_{1z}	-403.42
R_{Bz} [kN]	21.54	C_{2z}	0
F_t [kN]	67.55	X_1 [m]	0.146
F_r [kN]	24.59	X_2 [m]	0.292
M [kNm]	3.27		

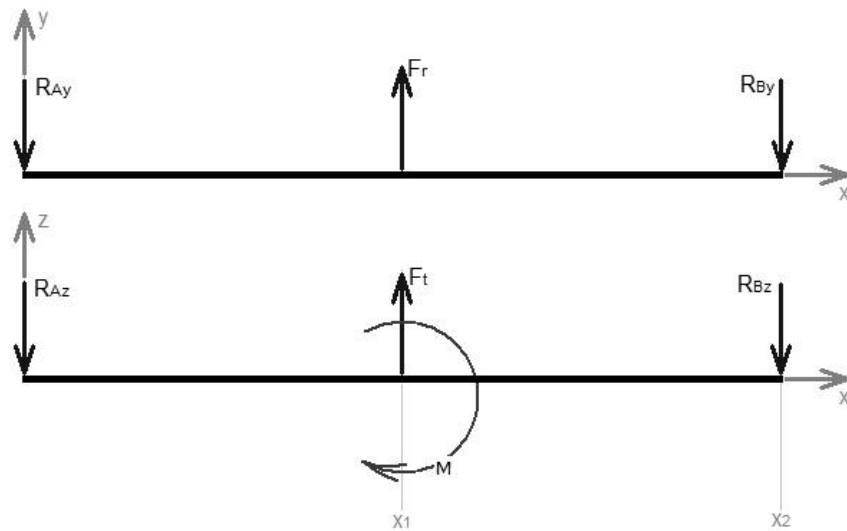


Figura B.19 - Forças aplicadas no veio de saída da caixa multiplicadora final.

$$M_z(x) = -R_{Ay} \cdot x + F_r \cdot \langle x - x_1 \rangle \quad (\text{B.18})$$

$$M_y(x) = -R_{Az} \cdot x + F_t \cdot \langle x - x_1 \rangle + M \cdot \langle x - x_1 \rangle^0 \quad (\text{B.19})$$

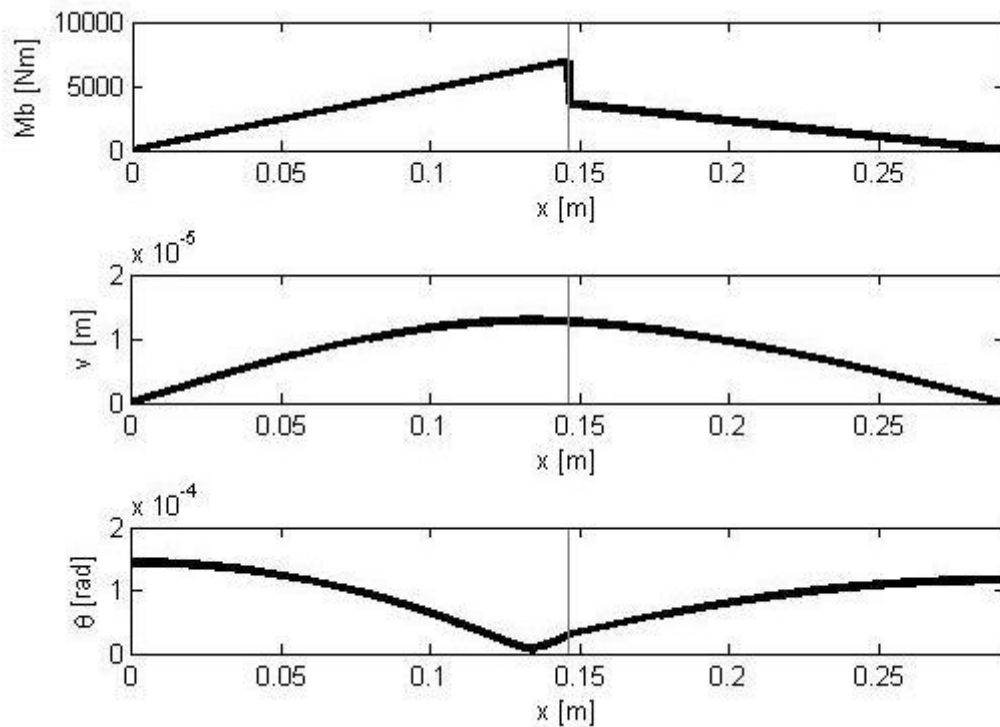


Figura B.20 - Diagramas do veio de saída da caixa multiplicadora final.

Anexo C – Dedução da cinemática do sistema Epicicloidal

Dada a elevada multiplicação e a falta de espaço, optou-se pelo uso de um sistema epicicloidal do tipo 4, sendo esquematizado na Figura C.1.

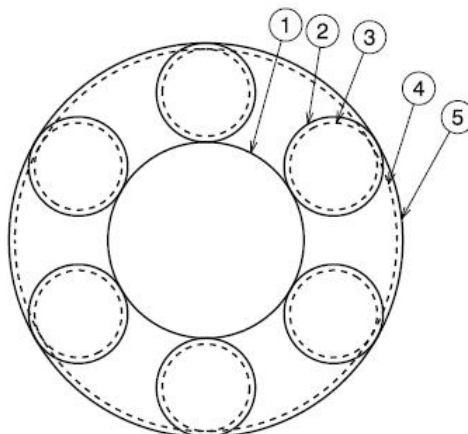


Figura C.1

Sabendo que a velocidade tangencial no ponto de contacto entre duas rodas é a mesma ($v_1 = v_2$ e $v_2 = v_5$), e como a roda 5 se encontra fixa, deduz-se a equação (C. 1). A roda 3 e 4 também estão engrenadas, assim obtém-se a equação (C. 2).

$$\omega_1 r_1 = 2\omega_2 r_2 \quad (\text{C. 1})$$

$$\omega_2 r_2 - \omega_3 r_3 = \omega_4 r_4 \quad (\text{C. 2})$$

Como $r_4 = r_1 + r_2 + r_3$ e $\omega_3 = \omega_2$, substituindo na equação (C. 2), e resolvendo em ordem a ω_2 determina-se a equação (C. 3).

$$\omega_2 = \omega_4 \frac{r_1 + r_2 + r_3}{r_2 - r_3} \quad (\text{C. 3})$$

Resolvendo a equação (C. 1) em ordem a ω_2 e conjugando-a com a equação (C. 3), obtém-se a equação (C. 4).

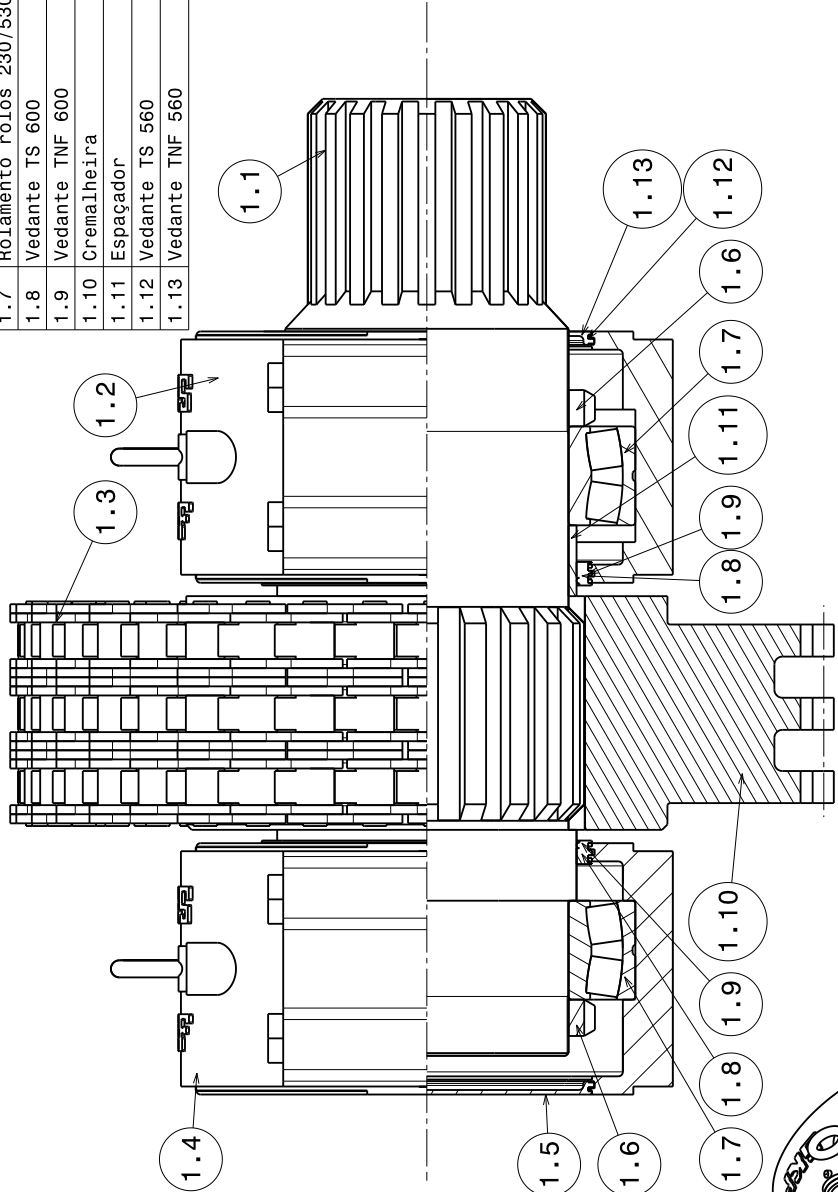
$$\omega_1 \frac{r_1}{2r_2} = \omega_4 \frac{r_1 + r_2 + r_3}{r_2 - r_3} \quad (\text{C. 4})$$

A entrada do sistema epicicloidal é pela roda 4 e a saída é na roda 1, assim a relação de transmissão deste sistema é dado pela equação (C. 5), obtida a partir da equação (C. 4), que é a relação de transmissão total.

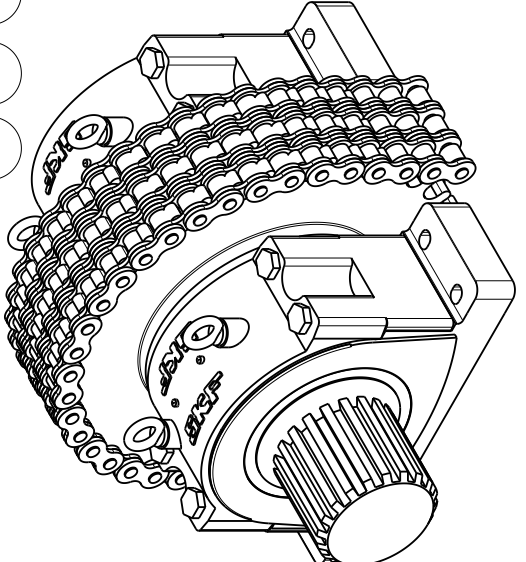
$$\frac{\omega_4}{\omega_1} = \frac{r_1 \left(1 - \frac{r_3}{r_2}\right)}{2(r_1 + r_2 + r_3)} \quad (\text{C. 5})$$

Anexo D – Desenhos das Transmissões Mecânicas

nº	Designação	Quantidade	Material
1.1	Veio Cremalheira	1	DIN 30CrNiMo8
1.2	Mancal SNL 30/530 GL	1	
1.3	Corrente ISO 72B-3	1	
1.4	Mancal SNL 30/530 GF	1	
1.5	Tampa ETS 600	1	
1.6	Porca de fixação com presilha HM 30/530 2	2	
1.7	Rolamento rolos 230/530 CA/W33	2	
1.8	Vedante TS 600	2	
1.9	Vedante TNF 600	2	
1.10	Cremalheira	1	
1.11	Espaçador	1	
1.12	Vedante TS 560	1	
1.13	Vedante TNF 560	1	



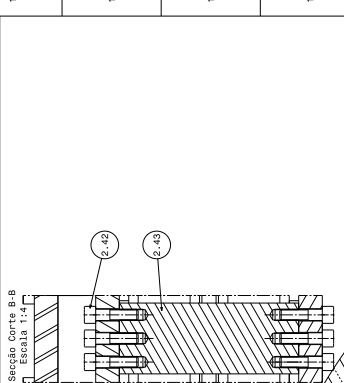
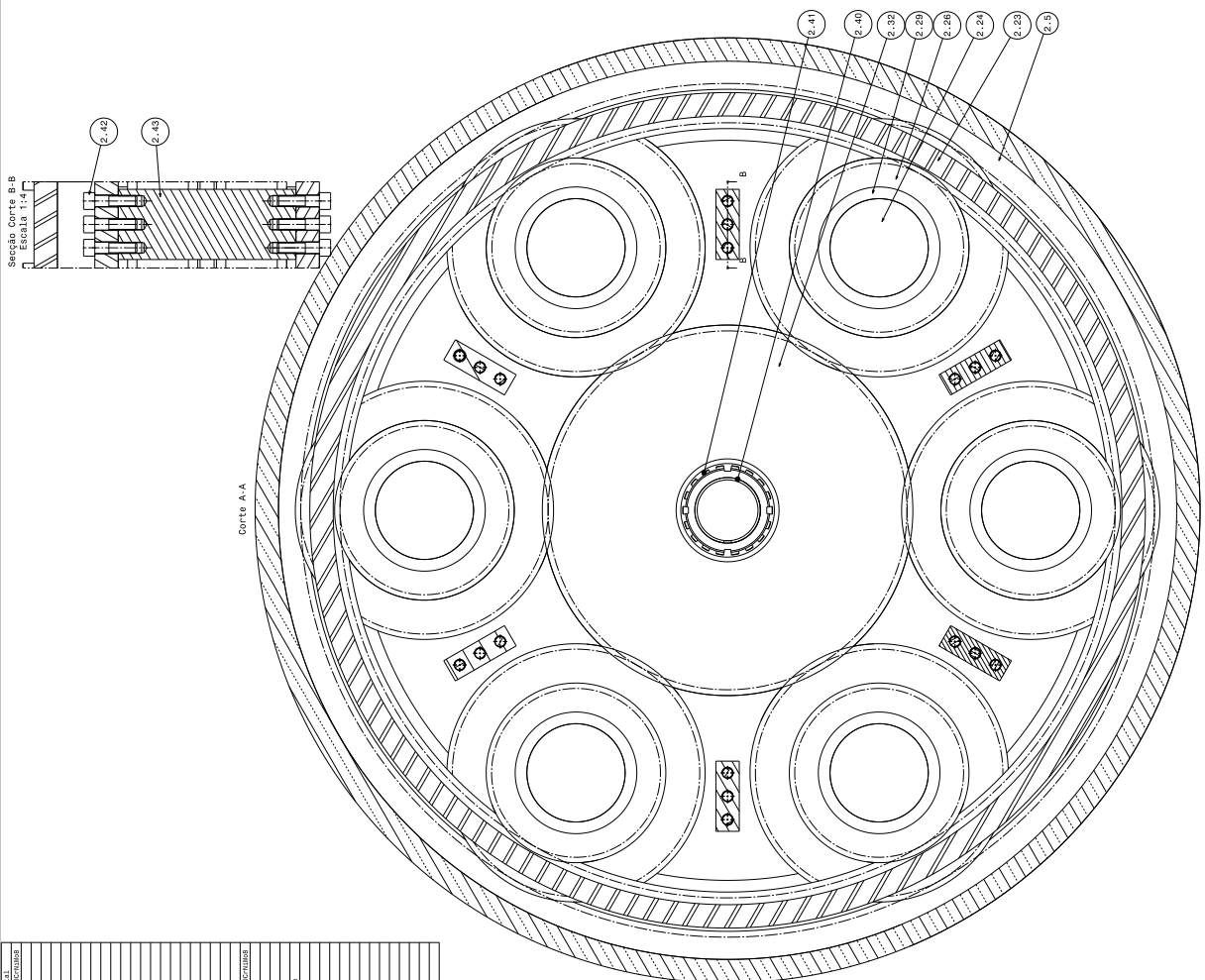
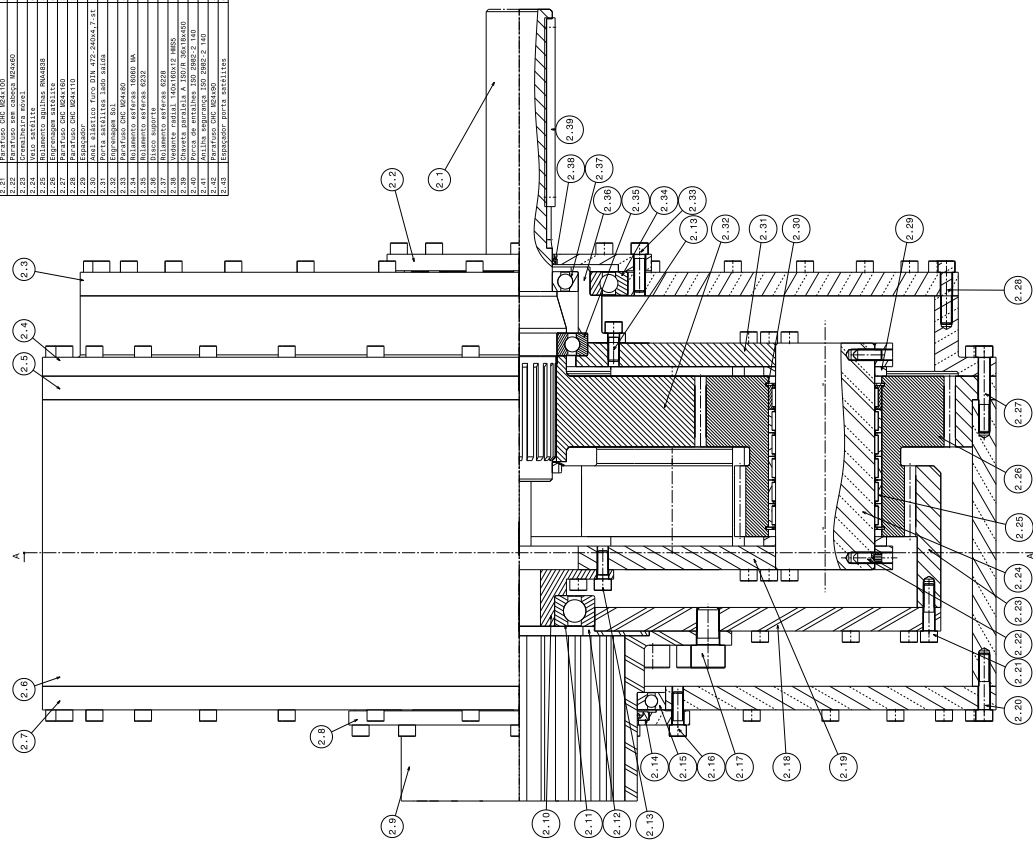
Vista Isométrica
Escala 1:18



DESIGNED BY:	Grilo
DATE:	12-11-2013
CHECKED BY:	
DATE:	
SIZE	A3
SCALE	1:10
WEIGHT (kg)	
DRAWING NUMBER	1/1
Conjunto Correntes	
DASSAULT SYSTEMES	
I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

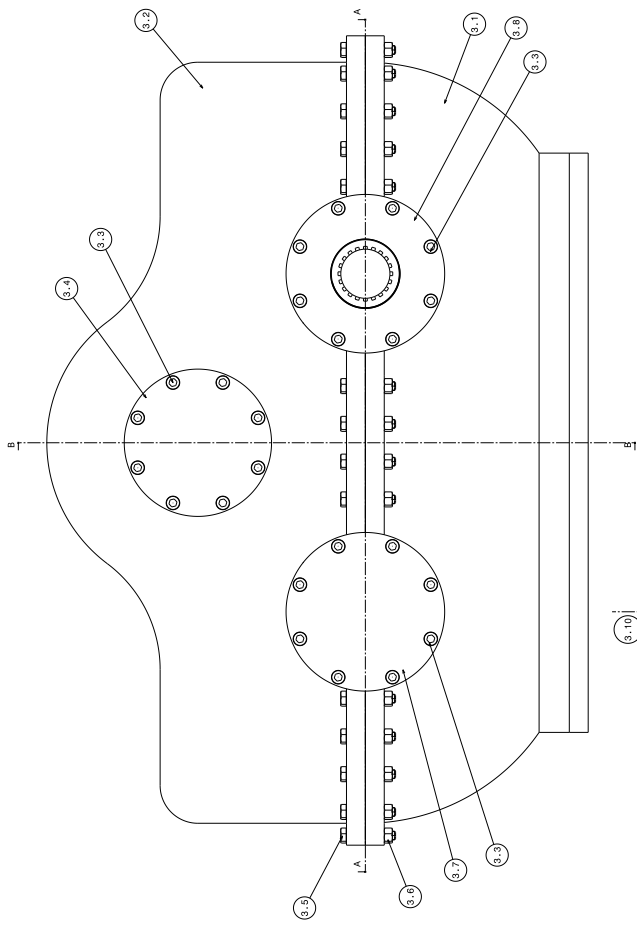
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

REF.	DESIGNAÇÃO	QUANTIDADE	UNIDADE	NOTAS
2.1	PIEDRA DE BARRIL	1	UN	
2.2	CHAVETA	1	UN	
2.3	CHAVETA	1	UN	
2.4	CHAVETA	1	UN	
2.5	CHAVETA	1	UN	
2.6	CHAVETA	1	UN	
2.7	CHAVETA	1	UN	
2.8	CHAVETA	1	UN	
2.9	CHAVETA	1	UN	
2.10	CHAVETA	1	UN	
2.11	CHAVETA	1	UN	
2.12	CHAVETA	1	UN	
2.13	CHAVETA	1	UN	
2.14	CHAVETA	1	UN	
2.15	CHAVETA	1	UN	
2.16	CHAVETA	1	UN	
2.17	CHAVETA	1	UN	
2.18	CHAVETA	1	UN	
2.19	CHAVETA	1	UN	
2.20	CHAVETA	1	UN	
2.21	CHAVETA	1	UN	
2.22	CHAVETA	1	UN	
2.23	CHAVETA	1	UN	
2.24	CHAVETA	1	UN	
2.25	CHAVETA	1	UN	
2.26	CHAVETA	1	UN	
2.27	CHAVETA	1	UN	
2.28	CHAVETA	1	UN	
2.29	CHAVETA	1	UN	
2.30	CHAVETA	1	UN	
2.31	CHAVETA	1	UN	
2.32	CHAVETA	1	UN	
2.33	CHAVETA	1	UN	
2.34	CHAVETA	1	UN	
2.35	CHAVETA	1	UN	
2.36	CHAVETA	1	UN	
2.37	CHAVETA	1	UN	
2.38	CHAVETA	1	UN	
2.39	CHAVETA	1	UN	
2.40	CHAVETA	1	UN	
2.41	CHAVETA	1	UN	
2.42	CHAVETA	1	UN	
2.43	CHAVETA	1	UN	
2.44	CHAVETA	1	UN	
2.45	CHAVETA	1	UN	
2.46	CHAVETA	1	UN	
2.47	CHAVETA	1	UN	
2.48	CHAVETA	1	UN	
2.49	CHAVETA	1	UN	
2.50	CHAVETA	1	UN	
2.51	CHAVETA	1	UN	
2.52	CHAVETA	1	UN	
2.53	CHAVETA	1	UN	
2.54	CHAVETA	1	UN	
2.55	CHAVETA	1	UN	
2.56	CHAVETA	1	UN	
2.57	CHAVETA	1	UN	
2.58	CHAVETA	1	UN	
2.59	CHAVETA	1	UN	
2.60	CHAVETA	1	UN	
2.61	CHAVETA	1	UN	
2.62	CHAVETA	1	UN	
2.63	CHAVETA	1	UN	
2.64	CHAVETA	1	UN	
2.65	CHAVETA	1	UN	
2.66	CHAVETA	1	UN	
2.67	CHAVETA	1	UN	
2.68	CHAVETA	1	UN	
2.69	CHAVETA	1	UN	
2.70	CHAVETA	1	UN	
2.71	CHAVETA	1	UN	
2.72	CHAVETA	1	UN	
2.73	CHAVETA	1	UN	
2.74	CHAVETA	1	UN	
2.75	CHAVETA	1	UN	
2.76	CHAVETA	1	UN	
2.77	CHAVETA	1	UN	
2.78	CHAVETA	1	UN	
2.79	CHAVETA	1	UN	
2.80	CHAVETA	1	UN	
2.81	CHAVETA	1	UN	
2.82	CHAVETA	1	UN	
2.83	CHAVETA	1	UN	
2.84	CHAVETA	1	UN	
2.85	CHAVETA	1	UN	
2.86	CHAVETA	1	UN	
2.87	CHAVETA	1	UN	
2.88	CHAVETA	1	UN	
2.89	CHAVETA	1	UN	
2.90	CHAVETA	1	UN	
2.91	CHAVETA	1	UN	
2.92	CHAVETA	1	UN	
2.93	CHAVETA	1	UN	
2.94	CHAVETA	1	UN	
2.95	CHAVETA	1	UN	
2.96	CHAVETA	1	UN	
2.97	CHAVETA	1	UN	
2.98	CHAVETA	1	UN	
2.99	CHAVETA	1	UN	
2.100	CHAVETA	1	UN	



DASSAULT SYSTEMES
 1:4
 1/1
 Caixa Epicicloidial
 DASSAULT SYSTEMES
 1/1

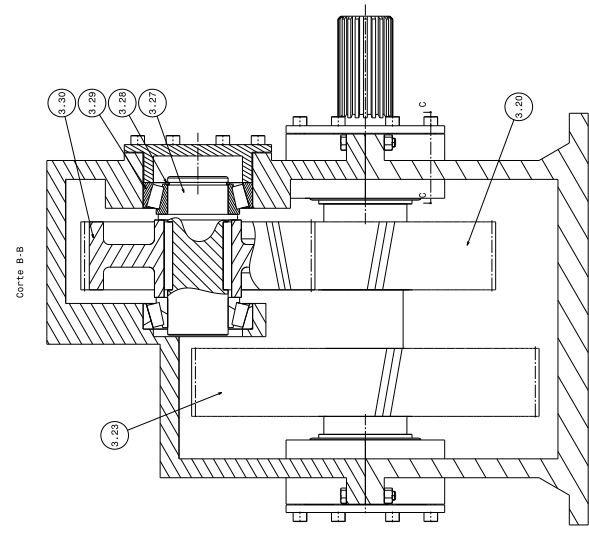
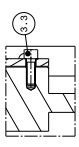
QTDE.	DESCRIÇÃO	MATERIAL
3.1	CHAVE BRANCA	304
3.2	CHAVE C/30	304
3.3	CHAVE C/30	304
3.4	CHAVE C/30	304
3.5	CHAVE C/30	304
3.6	CHAVE C/30	304
3.7	CHAVE C/30	304
3.8	CHAVE C/30	304
3.9	CHAVE C/30	304
3.10	CHAVE C/30	304
3.11	CHAVE C/30	304
3.12	CHAVE C/30	304
3.13	CHAVE C/30	304
3.14	CHAVE C/30	304
3.15	CHAVE C/30	304
3.16	CHAVE C/30	304
3.17	CHAVE C/30	304
3.18	CHAVE C/30	304
3.19	CHAVE C/30	304
3.20	CHAVE C/30	304
3.21	CHAVE C/30	304
3.22	CHAVE C/30	304
3.23	CHAVE C/30	304
3.24	CHAVE C/30	304
3.25	CHAVE C/30	304
3.26	CHAVE C/30	304
3.27	CHAVE C/30	304
3.28	CHAVE C/30	304
3.29	CHAVE C/30	304
3.30	CHAVE C/30	304
3.31	CHAVE C/30	304



Corte A-A

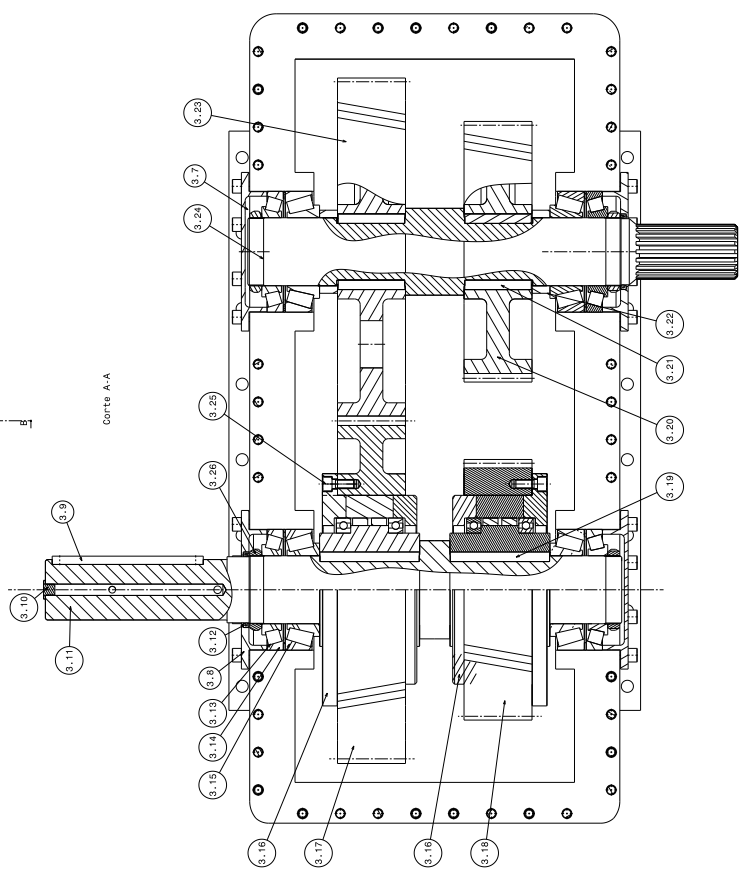


Corte C-C
Pormenor da ligação tampas ao eixo

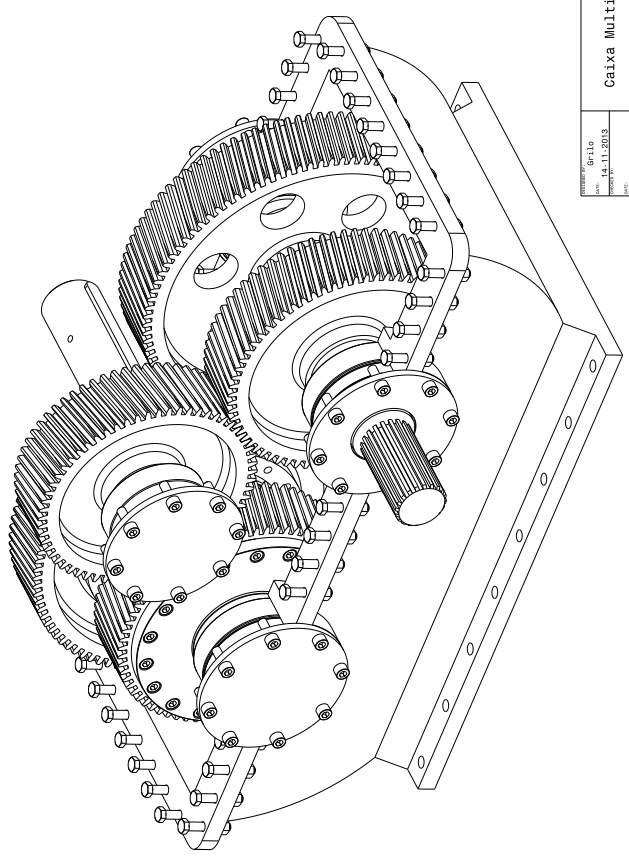


Corte B-B

Corte A-A

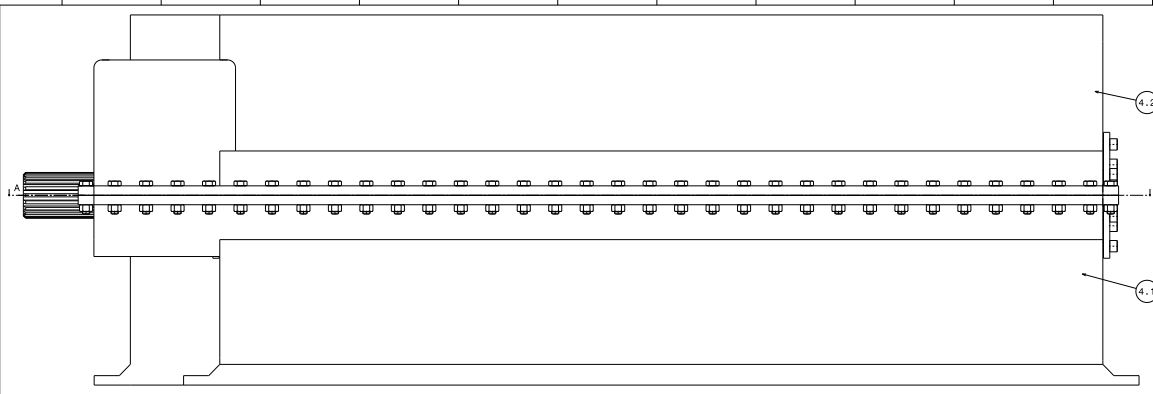


Vista isométrica sem Chaci de clama

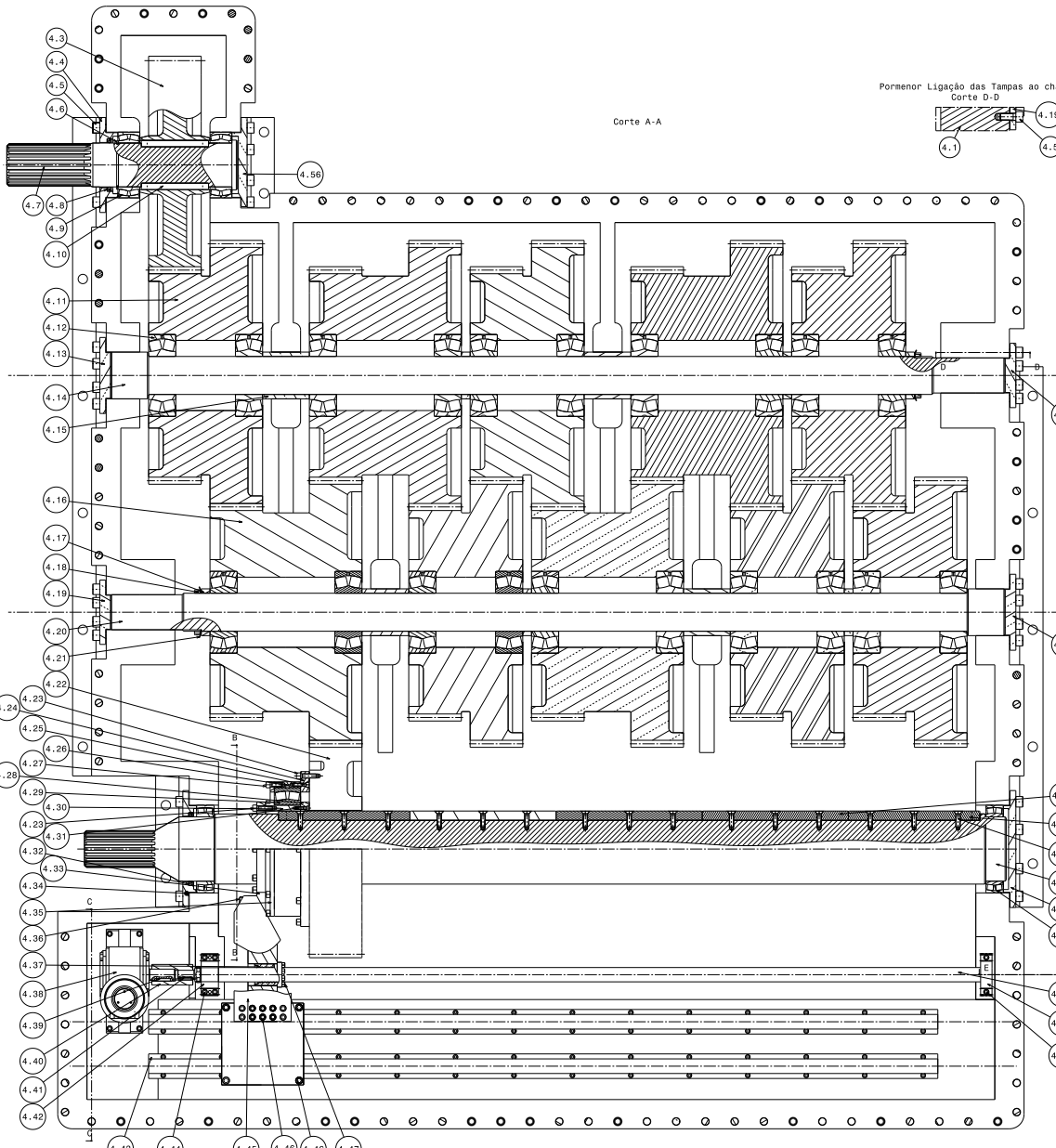


Projeto Nº: 09/13
 Data: 14.11.2013
 Escala: 1:5
 Folha: 1/1

Caixa Multiplicadora 2



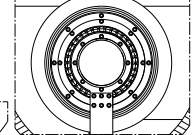
nt	Designação	Quantidade	Material
4.1	Chassi de baixo	1	
4.2	Chassi de cima	1	
4.3	Engrenagem de entrada	1	
4.4	Tampa veio entrada sem saída	1	
4.5	Parafuso CHC B16x55 - 12.9	84	
4.6	Anel Elástico Veio DIN 471 - 150x4.2 - St	1	
4.7	Veio de entrada	1	DIN 30C/N/MSD
4.8	Volante Bialia 150x180x15 H655	1	
4.9	Rolamento Rolos Cônicos 24030 CC/MS3	2	
4.10	Chaveta Paralela A 150/H 773 58x32x12 -st	2	
4.11	Engrenagem Estrada	6	
4.12	Rolamento Rolos Cônicos 22326 CC/MS3	15	
4.13	Tampa 1 veio A/B	2	
4.14	Veio A	1	DIN 30C/N/MSD
4.15	Espalador 160	4	
4.16	Engrenagem Tampa	4	
4.17	Espalador 30	6	
4.18	Pinha Esquina 150 2982-2 130	2	
4.19	Tampa 2 veio A/B	2	
4.20	Veio B	1	DIN 30C/N/MSD
4.21	Pinha segurança 150 2982-2 130	2	
4.22	Engrenagem de saída	1	
4.23	Parafuso CHC B16x55 - 12.9	22	
4.24	Componente 1 do sistema de transporte	1	
4.25	Parafuso CHC B16x45 - 12.9	8	
4.26	Componente 2 do sistema de transporte	1	
4.27	Parafuso CHC B16x40 - 12.9	8	
4.28	Componente 3 do sistema de transporte	1	
4.29	Rolamento Rolos Cônicos 21060 CC/MS3	1	
4.30	Componente 4 do sistema de transporte	1	
4.31	Parafuso CHC B16x40 - 12.9	8	
4.32	Volante Bialia 200x215 H65410	1	
4.33	Componente 5 do sistema de transporte	1	
4.34	Tampa veio de saída sem saída	1	
4.35	Componente 6 do sistema de transporte	1	
4.36	Parafuso CHC B16x70 - 12.9	6	
4.37	Forca de esferas DND 50x100	1	
4.38	Motor pneumático GAST SAM-32A-F820	1	
4.39	Chaveta Paralela A 150/H 773 12x40x60 -st	1	
4.40	Acoplamento motor fuso	1	
4.41	Chaveta Paralela A 150/H 773 Bx7x45 -st	1	
4.42	Flange fuso FUM 50	1	
4.43	Sistema guia LZ40 50 2L5	1	
4.44	Parafuso CHC B12x45 - 12.9	15	
4.45	Componente 7 do sistema de transporte	1	
4.46	Parafuso CHC B16x50 - 12.9	14	
4.47	Parafuso CHC B10x30 - 12.9	8	
4.48	Apoyate de fuso BUF 50	1	
4.49	Fuso esferas 50x10	1	
4.50	Rolamento Rolos Cônicos 22044 CC/MS3	2	
4.51	Tampa veio de saída sem saída	1	
4.52	Veio de saída	1	DIN 30C/N/MSD
4.53	Parafuso FNC B16x55 - 12.9	15	
4.54	Chaveta Paralela A 150/H 773 58x32x30 -st	2	
4.55	Chaveta Paralela B 150/H 773 58x32x500 -st	1	
4.56	Tampa veio de entrada sem saída	1	
4.57	Parafuso CHC B10x25 - 12.9	56	
4.58	Forca hexagonal 824	107	
4.59	Parafuso Cabeça hexagonal M24x80 -12.9	107	
4.60	Sistema guia LOGF 50	1	
4.61	Componente 8 do sistema de transporte	1	
4.62	Anel Elástico Veio DIN 471 - 80x1.3 - St	1	



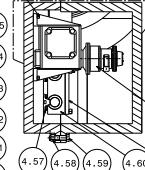
Pormenor Ligação das Tampas ao chaci Corte D-D



Pormenor do Corte B-B Escala 1:10



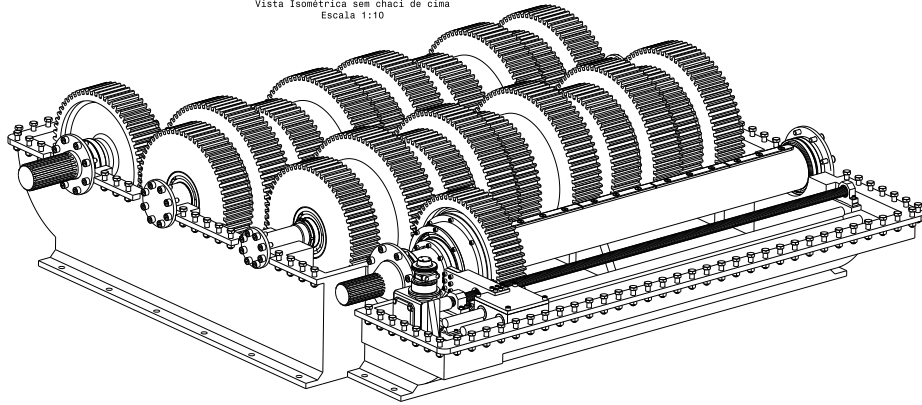
Pormenor Corte C-C Escala 1:10



Pormenor fixação do fuso Corte E-E

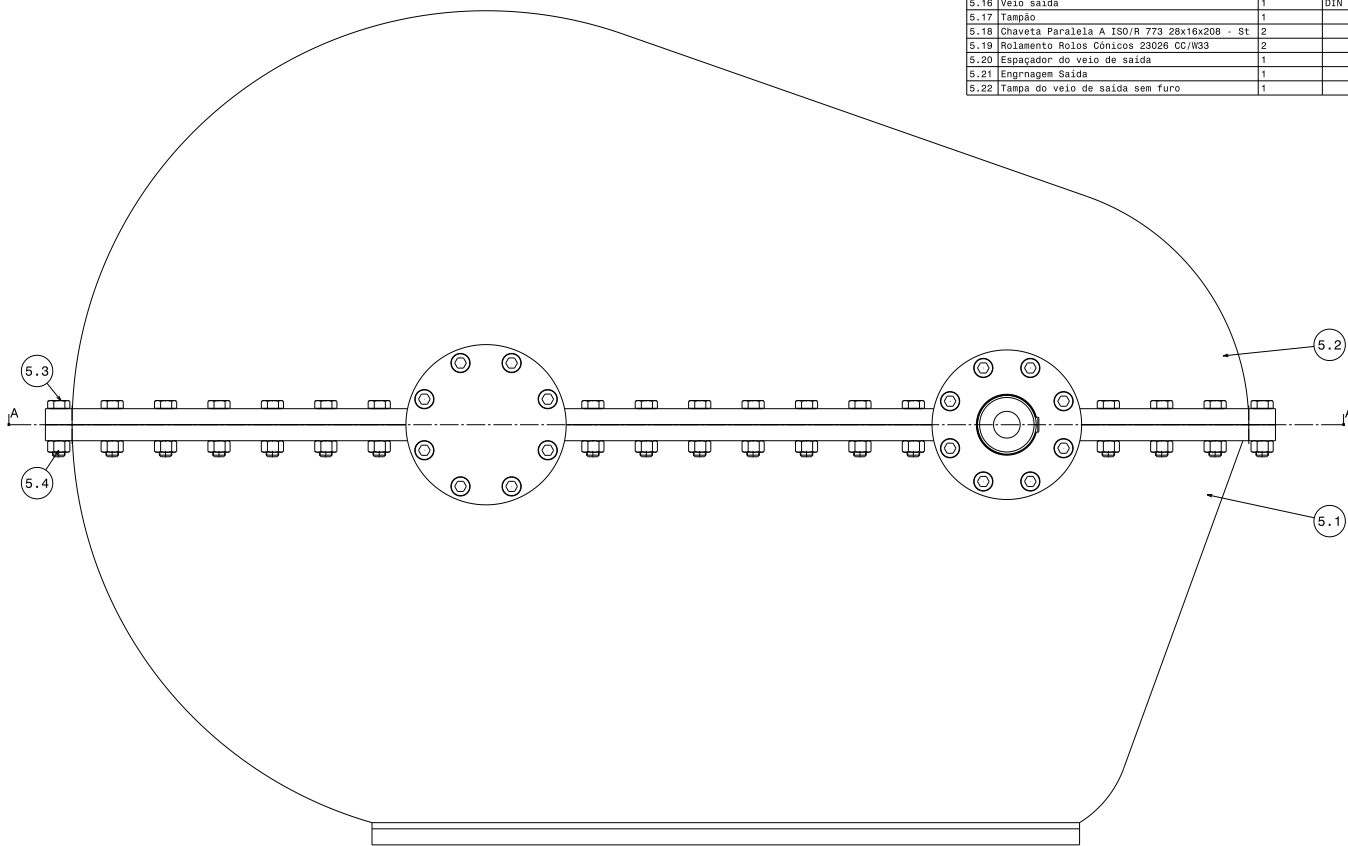


Vista Isométrica sem chaci de cima Escala 1:10

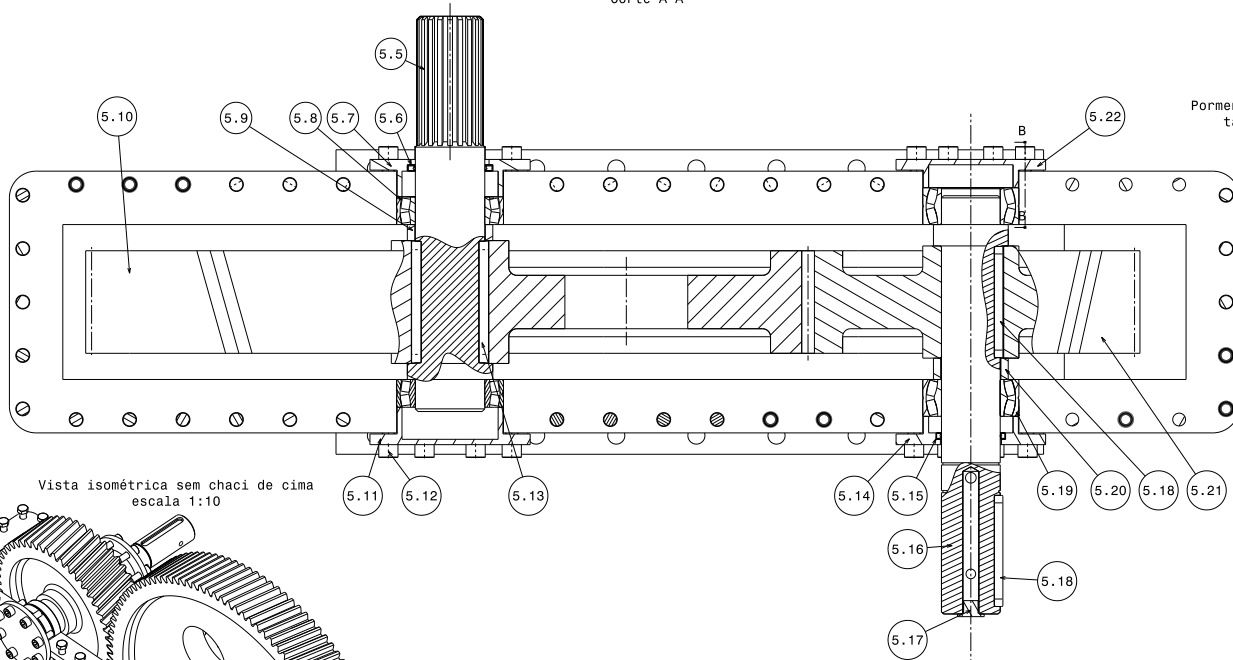


PROJETO: G110	REVISÃO: 17-11-2013	Caixa de Meander	
A0			
DASSAULT SYSTEMES		1/1	
1:6	Product3.8		

nº	Designação	Quantidade	Material
5.1	Chassi de baixo	1	
5.2	Chassi de cima	1	
5.3	Parafuso Cabeça hexagonal M24x90 -12.9	42	
5.4	Porca hexagonal M24	42	
5.5	Veio entrada	1	DIN 30CrNiMo 8
5.6	Vedante Radial 130x160x12 CRW1	1	
5.7	Tampa do veio de entrada com furo	1	
5.8	Rolamento Rolos Cônicos 24026 CC/W33	2	
5.9	Espaçador do veio de entrada	1	
5.10	Engrenagem entrada	1	
5.11	Tampa do veio de entrada sem furo	1	
5.12	Parafuso CNC M24x65 - 12.9	32	
5.13	Chaveta Paralela A ISO/R 773 32x18x214 -St	2	
5.14	Tampa do veio de saída com furo	1	
5.15	Vedante Radial 110x130x12 CRW1	1	
5.16	Veio saída	1	DIN 30CrNiMo 8
5.17	Tampão	1	
5.18	Chaveta Paralela A ISO/R 773 28x16x208 - St	2	
5.19	Rolamento Rolos Cônicos 23026 CC/W33	2	
5.20	Espaçador do veio de saída	1	
5.21	Engrenagem Saída	1	
5.22	Tampa do veio de saída sem furo	1	



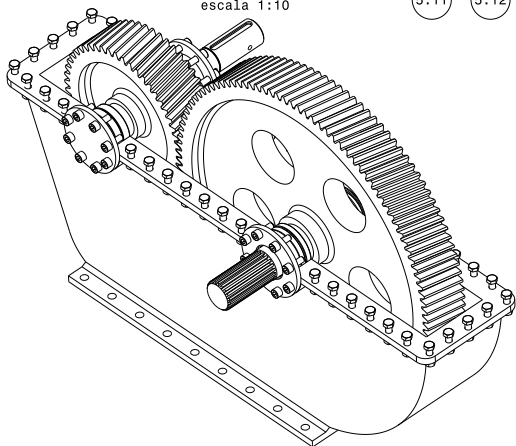
Corte A-A



Corte B-B
Pormenor da ligação das
tampas ao chassi



Vista isométrica sem chassi de cima
escala 1:10



DESIGNADO BY:	Grilo	I	-
DATE:	15-11-2013	H	-
CHECKED BY:		G	-
DATE:		F	-
SIZE:	A1	E	-
SCALE:	1:5	D	-
REVISION (REV):		C	-
DRAWING NUMBER:	Product1.4	B	-
SHEET:	1/1	A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

Anexo E - Acessórios

Model

8AM-32A-FB20 (8 Vanes, Reversible)

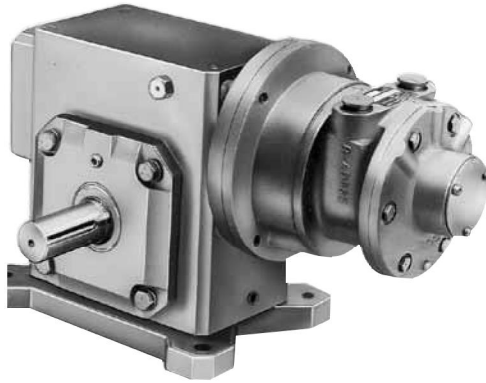
Net wt. for standard configuration
111 lbs (50,0 kg)

FEATURES

- 20:1 gear reducer
- Base mounting
- Optional mountings and shaft locations available
- Muffler AC990 (not shown)

RECOMMENDED

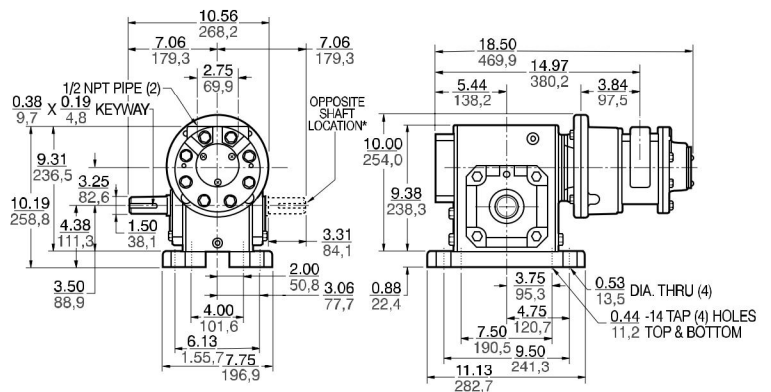
- Filter AH106F
- Regulator AH107R
- Gauge AA806
- Lubricator AH108L
- Muffler AG600 (above 1,000 rpm)
- Oil AD220 – 1 quart (.94 litres)
- Repair kit K282 (Air motor only)



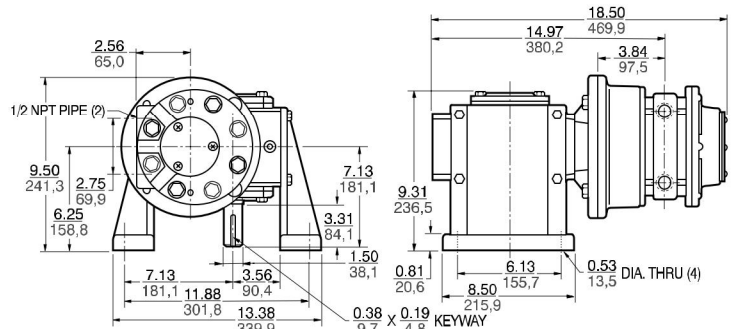
Max. allowable end thrust with 0 overhung load is 3552 lbs (1598,4 kg) at 30 rpm to 2154 lbs (969,3 kg) at 125 rpm. Max. overhung load on output shaft with 0 end thrust 2857 lbs (1285,7 kg).

Product Dimensions (inches, mm)

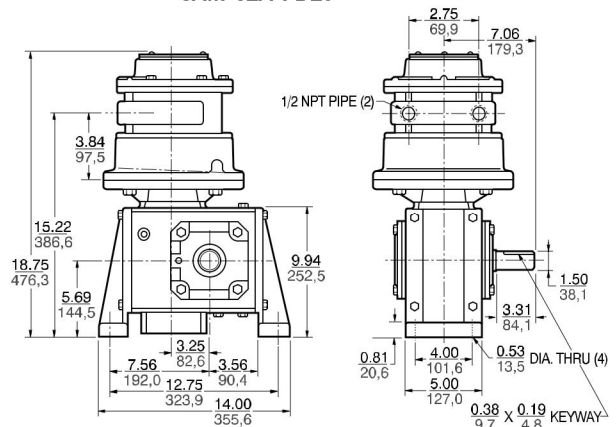
“B” Mounting (photo)
8AM-32A-FB20/8AM-32A-FF20
(standard shaft) (opposite shaft)



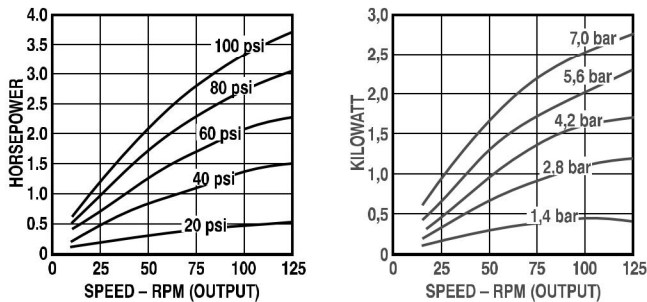
“C” Mounting
8AM-32A-FC20



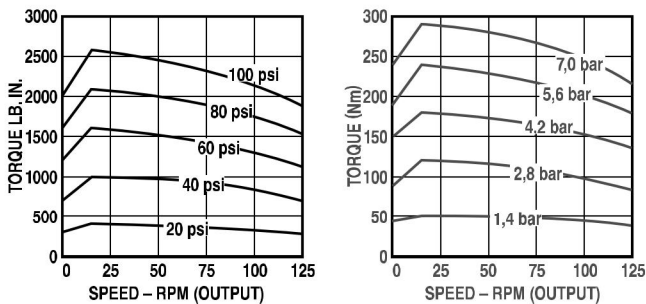
“D” Mounting
8AM-32A-FD20



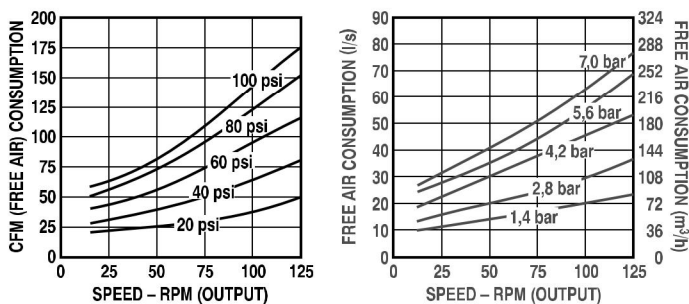
Output Power vs. Speed



Torque vs. Speed



Air Consumption vs. Speed

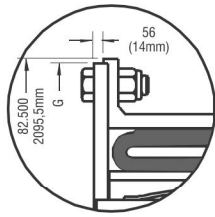


Airflex® Single Wide VC Elements

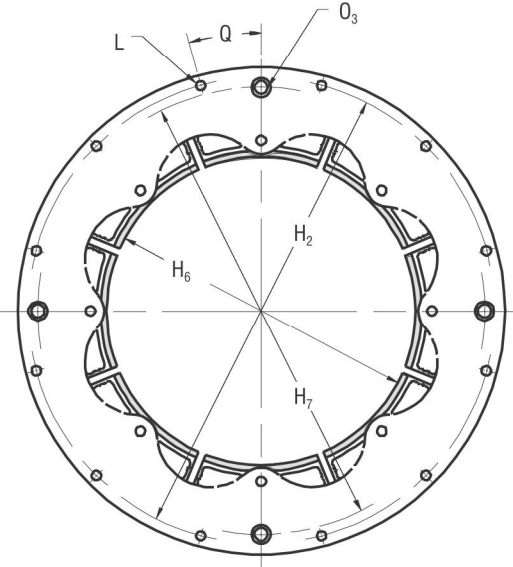
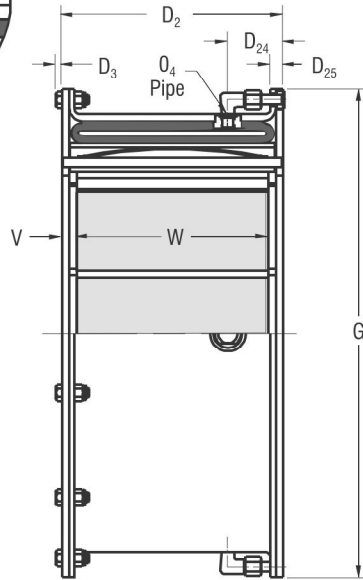


Form VC 503

Dimensional Data – Sizes 14 to 66



Construction for size 66 only



English		lb in @ 75 psi	Dimensions in inches																
14VC1000	142838	85000	11.56	0.31	2.88	0.63	23.500	22.500	14.22	22.25	8	0.500	0.38	4	3/8-18	22.50	0.78	8	10
16VC1000	142821	114000	11.56	0.31	2.88	0.63	25.500	24.375	16.22	24.38	12	0.500	0.38	4	3/8-18	15.00	0.78	8	10
20VC1000	142832	161000	11.56	0.31	2.88	0.63	29.500	28.375	20.22	28.38	12	0.500	0.38	4	3/8-18	15.00	0.78	8	10
24VC1000	142675	219000	11.56	0.39	2.88	0.63	34.000	32.750	24.22	32.50	16	0.625	0.50	4	1/2-14	11.25	0.78	10	10
28VC1000	142674	296000	11.56	0.39	2.88	0.63	38.000	36.750	28.22	36.50	16	0.625	0.50	4	1/2-14	11.25	0.78	10	10
32VC1000	142673	415000	11.63	0.39	2.88	0.63	43.875	42.625	32.22	42.13	24	0.625	0.50	4	1/2-14	7.50	0.81	12	10
38VC1200	142739	680000	13.75	0.47	3.13	0.69	49.375	47.875	38.22	48.00	20	0.750	0.63	4	3/4-14	9.00	0.88	12	12
42VC1200	142677	819000	13.75	0.47	3.13	0.66	53.625	52.125	42.22	52.25	24	0.750	0.63	4	3/4-14	7.50	0.88	14	12
46VC1200	142671	950000	13.75	0.55	4.88	0.78	60.250	58.500	46.25	57.50	24	0.875	0.63	4	3/4-14	7.50	0.88	16	12
52VC1200	142841	1215000	14.25	0.55	7.13	1.13	67.000	65.500	52.25	65.00	32	0.875	0.88	4	1-11 1/2	5.63	1.13	18	12
51VC1600	142835	1610000	18.25	0.55	9.13	1.13	67.000	65.500	51.25	65.00	32	0.875	0.88	4	1-11 1/2	5.63	1.13	18	16
60VC1600	142915	2183000	18.50	0.61	9.25	1.38	77.000	75.000	60.43	74.25	36	1.000	0.88	4	1-11 1/2	5.00	1.25	20	16
66VC1600	142097	2800000	18.50	0.78	9.25	1.38	82.123	79.625	66.22	78.38	40	1.312	0.88	4	1-11 1/2	5.00	1.25	22	16

Size	Part Number ①	M, ② Torque Rating	D ₂	D ₃	D ₂₄	D ₂₅	③ G	H ₂	H ₆	H ₇	No. Dia.		O ₃	No. Size		Q (Deg)	V	No. Width	
											L ④			O ₄ ⑤				No.	Width
											No.	Dia.	No.	Size	No.	Width			
14VC1000	142838	9610	294	8	73	16	596.9	571.5	361	565	8	12.7	10	4	3/8-18	22,50	20	8	254
16VC1000	142821	12900	294	8	73	16	647.7	619,1	412	619	12	12,7	10	4	3/8-18	15,00	20	8	254
20VC1000	142832	18200	294	8	73	16	749,3	720,7	514	721	12	12,7	10	4	3/8-18	15,00	20	8	254
24VC1000	142675	24700	294	10	73	16	863,6	831,9	615	826	16	15,9	13	4	1/2-14	11,25	20	10	254
28VC1000	142674	33400	294	10	73	16	965,2	933,5	717	927	16	15,9	13	4	1/2-14	11,25	20	10	254
32VC1000	142673	46900	295	10	73	16	1114,4	1082,7	818	1070	24	15,9	13	4	1/2-14	7,50	21	12	254
38VC1200	142739	76800	349	12	79	18	1254,1	1216,0	971	1219	20	19,1	16	4	3/4-14	9,00	22	12	305
42VC1200	142677	92500	349	12	79	17	1362,1	1324,0	1072	1327	24	19,1	16	4	3/4-14	7,50	22	14	305
46VC1200	142671	107000	349	14	124	20	1530,4	1485,9	1175	1461	24	22,2	16	4	3/4-14	7,50	22	16	305
52VC1200	142841	137000	362	14	181	29	1701,8	1663,7	1327	1651	32	22,2	22	4	1-11 1/2	5,63	29	18	305
51VC1600	142835	182000	464	14	232	29	1701,8	1663,7	1302	1651	32	22,2	22	4	1-11 1/2	5,63	29	18	406
60VC1600	142915	247000	470	15	235	35	1955,8	1905,0	1535	1886	36	25,4	22	4	1-11 1/2	5,00	32	20	406
66VC1600	142097	316000	470	20	235	35	2085,9	2022,5	1682	1991	40	33,3	22	4	1-11 1/2	5,00	32	22	406

SI	Nm @ 5,2 bar	Dimensions in millimeters																	
----	-----------------	---------------------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

English		lbin @ 75 psi	rpm	psi/rpm ²	lb-ft ²	lb	in ²	inches		in ³	inches
16VC1000	142122	228000	1400	27 E-06	380	430	940	0.32	0.16	510	15.91
20VC1000	142123	322000	1300	37 E-06	618	568	1270	0.32	0.16	620	19.87
24VC1000	142124	438000	1250	46 E-06	1104	756	1440	0.44	0.16	930	23.87
28VC1000	142125	592000	1100	55 E-06	1652	862	1680	0.44	0.16	1060	27.81
32VC1000	142126	830000	1050	63 E-06	3140	1248	1920	0.57	0.38	1200	31.81
38VC1200	142127	1360000	740	82 E-06	4660	1368	2720	0.57	0.38	1510	37.81
42VC1200	142128	1638000	670	86 E-06	7340	1790	3000	0.57	0.38	1700	41.75
46VC1200	142129	1900000	600	108 E-06	9660	1960	3280	0.68	0.38	2410	45.75
52VC1200	142131	2430000	550	127 E-06	14570	2384	3180	0.68	0.38	3020	51.75
51VC1600	142130	3220000	550	125 E-06	21160	3868	4760	0.66	0.30	4000	50.75
60VC1600	142132	4366000	520	145 E-06	41064	4900	5600	0.66	0.30	4700	59.75
66VC1600	142198	5600000	480	186 E-06	49700	5260	6160	0.66	0.30	3920	65.75

Size	Part Number	M _d Torque Rating	Maximum Speed	C _s Centrifugal Loss	Wk ² J	Weight Mass	Friction Area	Friction lining Thickness		Air Tube Cavity	Minimum Drum Diameter
								New	Worn		
								New	Worn		
16VC1000	142122	25800	1400	1,86 E-06	15,96	195	6063	8	4	8,36	404
20VC1000	142123	36400	1300	2,55 E-06	25,96	257	8192	8	4	10,2	505
24VC1000	142124	49500	1250	3,17 E-06	46,37	342	9288	11	4	15,3	606
28VC1000	142125	66900	1100	3,80 E-06	69,38	390	10836	11	4	17,4	706
32VC1000	142126	93800	1050	4,35 E-06	131,9	565	12384	14	10	19,7	808
38VC1200	142127	154000	740	5,66 E-06	195,7	620	17544	14	10	24,8	960
42VC1200	142128	185000	670	5,93 E-06	308,3	811	19350	14	10	27,9	1060
46VC1200	142129	215000	600	7,45 E-06	405,7	888	21156	17	10	39,5	1162
52VC1200	142131	275000	550	8,76 E-06	611,9	1080	20511	17	10	49,5	1314
51VC1600	142130	364000	550	8,63 E-06	888,7	1752	30702	17	8	65,6	1289
60VC1600	142132	493000	520	10,01 E-06	1725	2220	36120	17	8	77,1	1518
66VC1600	142198	633000	480	12,83 E-06	2087	2383	39732	17	8	64,3	1670

SI	N·m @ 5,2 bar	rpm	bar/rpm ²	kg·m ²	kg	cm ²	millimeters	dm ³	millimeters
----	---------------------	-----	----------------------	-------------------	----	-----------------	-------------	-----------------	-------------

Notes:

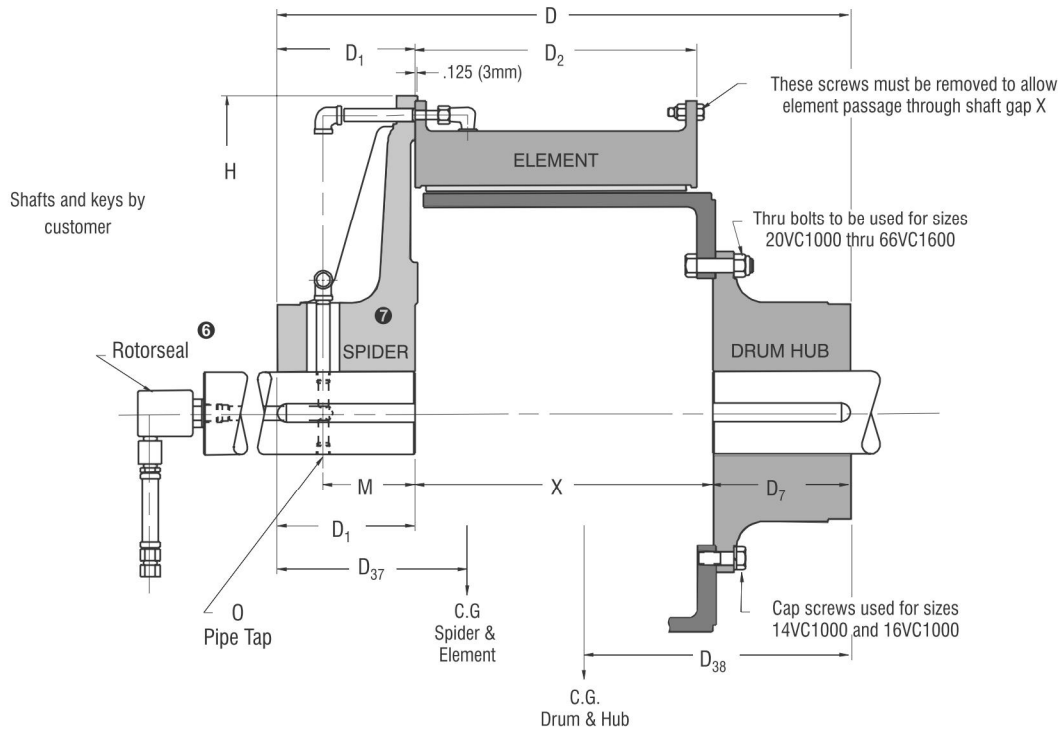
- ① Refers to basic part number only. When ordering, the number of air inlets and type of connection must be specified.
- ② Dynamic torque shown, static torque approximately 25% greater. Torque in each application is dependent upon air pressure and speed.
- ③ Tolerance for sizes:
 16 thru 20 +0.000/-0.005 in (+0,00/-0,13 mm)
 24 thru 28 +0.000/-0.008 in (+0,00/-0,20 mm)
 32 thru 60 +0.000/-0.010 in (+0,00/-0,25 mm)
 66 +0.000/-0.005 in (+0,00/-0,13 mm)
- ④ Tolerance +0.005/-0.000 in (+0,13/-0,00 mm)
- ⑤ All sizes available with either two or four inlets.
- ⑥ Maximum rpm is dependent upon operating conditions and varies for each application. Consult factory for applications exceeding these speeds.
- ⑦ Drum contact with worn shoes.

Airflex® VC Clutch Application



Form VC 509

Gap-Mounted Arrangement – Dimensional Data
Wide Sizes 14 to 66



English		lb in @ 75 psi	lb ③	Dimensions in inches												
Size	Part Number	M, ② Torque Rating	Rotorseal Size	Weight Mass	Min. Bore Range	Max. Bore Range	D	D ₁	D ₂	D ₇	D ₃₇	D ₃₈	H	M	④ O	X
14VC1000	104979	85000	C2	610	3.63	5.00	24.38	5.50	11.56	7.00	7.0	8.8	24.00	4.00	3/8-18	11.88
16VC1000	104680	114000	C2	699	3.88	6.00	22.88	5.50	11.56	5.50	6.7	6.6	26.00	4.00	3/8-18	11.88
20VC1000	104681	161000	C2	896	4.50	6.25	25.88	7.00	11.56	7.00	7.5	8.1	30.00	5.00	3/8-18	11.88
24VC1000	104682	219000	3/4 RH	1226	5.00	8.00	26.88	7.50	11.56	7.50	7.9	8.3	34.63	5.00	1/2-14	11.88
28VC1000	104683	296000	3/4 RH	1577	5.50	8.50	27.88	8.00	11.56	8.00	8.0	8.7	38.63	5.00	1/2-14	11.88
32VC1000	104684	415000	1 RH	2129	6.00	9.00	30.44	9.00	11.63	9.50	9.1	9.6	44.50	5.00	1/2-14	11.94
38VC1200	104685	680000	1 1/4 RH	2759	7.25	9.25	34.13	10.00	13.75	10.00	9.5	10.6	50.00	6.00	1/2-14	14.13
42VC1200	104686	819000	1 1/4 RH	3270	7.50	10.00	36.13	11.00	13.75	11.00	10.6	11.0	54.25	6.00	1/2-14	14.13
46VC1200	104687	950000	1 1/2 RH	4026	8.00	10.00	36.13	11.00	13.75	11.00	10.0	11.3	61.00	6.00	1/2-14	14.13
52VC1200	104688	1215000	1 1/2 RH	5748	8.75	11.00	39.63	12.50	14.25	12.50	10.3	12.3	67.75	7.00	3/4-14	14.63
51VC1600	104689	1610000	1 1/2 RH	6920	9.50	12.50	48.88	15.00	18.25	15.00	13.9	14.3	67.75	7.00	3/4-14	18.88
60VC1600	104690	2183000	1 1/2 RH	10750	10.50	18.00	50.75	16.00	18.50	16.00	14.2	15.2	77.75	7.00	1-11 1/2	18.75
66VC1600		2800000	1 1/2 RH	16200	11.25	18.50	60.25	⑤	18.50	20.00	18.4	15.3	82.50	9.00	1-11 1/2	20.25
Size	Part Number	M, ② Torque Rating	Rotorseal Size	Weight Mass	Min. Bore Range	Max. Bore Range	D	D ₁	D ₂	D ₇	D ₃₇	D ₃₈	H	M	④ O	X
14VC1000	104979	9610	C2	276	92	127	619	140	294	178	178	224	610	102	3/8-18	302
16VC1000	104680	12900	C2	317	99	152	581	140	294	140	170	168	660	102	3/8-18	302
20VC1000	104681	18200	C2	406	114	159	657	178	294	178	191	206	762	127	3/8-18	302
24VC1000	104682	24700	3/4 RH	555	127	203	683	191	294	191	201	211	880	127	1/2-14	302
28VC1000	104683	33400	3/4 RH	714	140	216	708	203	294	203	203	221	981	127	1/2-14	302
32VC1000	104684	46900	1 RH	964	152	229	773	229	295	241	231	244	1130	127	1/2-14	303
38VC1200	104685	76800	1 1/4 RH	1250	184	235	867	254	349	254	241	269	1270	152	1/2-14	359
42VC1200	104686	92500	1 1/4 RH	1481	191	254	918	279	349	279	269	279	1378	152	1/2-14	359
46VC1200	104687	107000	1 1/2 RH	1824	203	254	918	279	349	279	254	287	1549	152	1/2-14	359
52VC1200	104688	137000	1 1/2 RH	2604	222	279	1007	318	362	318	262	312	1721	178	3/4-14	372
51VC1600	104689	182000	1 1/2 RH	3135	241	318	1242	381	464	381	353	363	1721	178	3/4-14	480
60VC1600	104690	247000	1 1/2 RH	4870	267	457	1289	406	470	406	361	386	1975	178	1-11 1/2	476
66VC1600		316000	1 1/2 RH	7339	286	470	1530	⑤	470	508	467	389	2096	229	1-11 1/2	514

Airflex® VC Clutch Application



Form VC 510

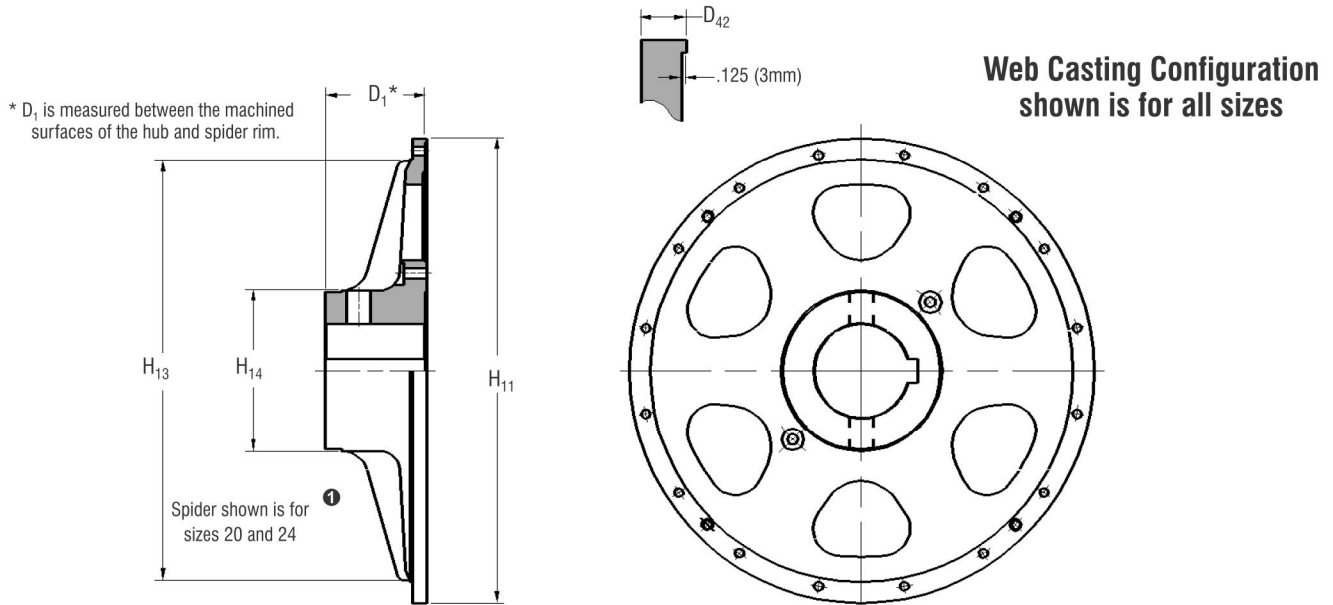
Gap-Mounted Arrangement – Technical Data
Dual Wide Sizes 16 to 66

English	lb	lb ft ²	lb	lb ft ²	lb	lb ft ²	lb	lb ft ²	lb	lb ft ²		
16VC1000	430	380	264	113	98	38	94	37	199	19		
20VC1000	568	618	333	197	169	112	164	109	203	32		
24VC1000	756	1104	442	312	225	192	215	186	271	50		
28VC1000	862	1652	680	597	295	350	282	338	370	99		
32VC1000	1248	3140	967	932	371	559	352	537	574	185		
38VC1200	1368	4660	1350	1625	552	1214	530	1173	806	368		
42VC1200	1790	7340	1763	2445	582	1567	550	1510	1233	653		
46VC1200	1960	9660	1855	3577	729	2357	700	2276	1316	856		
52VC1200	2384	14570	2854	5277	852	3552	820	3425	1803	1514		
51VC1600	3868	21160	3640	7610	890	4145	860	4035	2303	1993		
60VC1600	4900	41064	5402	14489	1640	8810	1590	8575	4143	4967		
66VC1600	5260	49700	7200	23300	1905	15070	1770	14340	6450	9140		
Size	Weight		Wk ²		Weight		Wk ²		Weight		Wk ²	
	Element		Spider		Male Drum		Female Drum		Drum Hub			
	Mass	J	Mass	J	Mass	J	Mass	J	Mass	J	Mass	J
16VC1000	195	15,96	120	4,75	44	1,60	43	1,55	90	0,80		
20VC1000	257	25,96	151	8,27	77	4,70	74	4,58	92	1,34		
24VC1000	342	46,37	200	13,10	102	8,06	97	7,81	123	2,10		
28VC1000	390	69,38	308	25,07	134	14,70	128	14,20	168	4,16		
32VC1000	565	131,9	438	39,14	168	23,48	159	22,55	260	7,77		
38VC1200	620	195,7	612	68,25	250	50,99	240	49,27	365	15,46		
42VC1200	811	308,3	799	102,7	264	65,81	249	63,42	559	27,43		
46VC1200	888	405,7	840	150,2	330	98,99	317	95,59	596	35,95		
52VC1200	1080	611,9	1293	221,6	386	149,2	371	143,9	817	63,59		
51VC1600	1752	888,7	1649	319,6	403	174,1	390	169,5	1043	83,71		
60VC1600	2220	1725	2447	608,5	743	370,0	720	360,2	1877	208,6		
66VC1600	2383	2087	3265	978	863	632,9	802	602,3	2922	383,9		
SI	kg	kg m ²	kg	kg m ²	kg	kg m ²	kg	kg m ²	kg	kg m ²	kg	kg m ²

Size	Part Number				
	Element ⑤	Spider	Male Drum	Female Drum	Drum Hub
16VC1000	142122	505284	412589	412590	407072
20VC1000	142123	509693	410087	410088	407075
24VC1000	142124	509694	409794	409795	407077
28VC1000	142125	509695	409537	409538	408031
32VC1000	142126	509696	410824	410825	407082
38VC1200	142127	509646	409474	409475	406841
42VC1200	142128	509647	409947	409948	410990
46VC1200	142129	509691	409980	409981	408001
52VC1200	142131	509648	409715	409716	407876
51VC1600	142130	509649	409711	409712	408586
60VC1600	142132	509692	411501	411502	411691
66VC1600	142198	514261 ⑩	413727	413726	413725

Notes:

- ① Refers to basic part number only and does not include the rotor seal and hose. When ordering, the number and type of element connections must be specified.
- ② Dynamic torque shown, static torque approximately 25% greater. Torque in each application is dependent upon air pressure and speed.
- ③ Based upon minimum bores. Rotor seal and hose not included.
- ④ American National Pipe Thread
- ⑤ Spider is two piece construction consisting of a hub and adapter plate. D₁, length thru bore is 24 in. (610 mm). D₂, length from hub face to element is 25.38 in. (645 mm).
- ⑥ Refer to Rotor seal Section for mounting and dimension information.
- ⑦ Spider shown used for the majority of element sizes. Refer to VC Spider Piping and Configuration catalog page.
- ⑧ Based upon minimum bores.
- ⑨ Refers to basic part number only. When ordering, the number of air inlets and type of connection must be specified.
- ⑩ Former two piece version of the spider consisted of hub 413724 and adapter 510767.



English		lb	lb ft ²	Dimensions in inches				
14VC1000	508545	205	79	5.50	1.13	24.00	21.00	8.00
16VC1000	505283	236	111	5.50	1.50	26.00	23.00	10.00
20VC1000	509698	295	167	7.00	1.13	30.00	27.00	10.00
24VC1000	509699	408	285	7.75	1.13	34.63	31.50	12.00
28VC1000	509700	554	474	8.00	1.13	38.63	35.25	14.00
32VC1000	509706	727	781	9.00	1.13	44.50	41.00	15.00
38VC1200	509707	1002	1502	10.00	1.25	50.00	45.50	15.50
42VC1200	509703	1116	1868	11.00	1.31	54.25	50.50	16.50
46VC1200	509708	1504	2968	11.00	1.50	61.00	56.50	17.00
52VC1200	509709	2579	5087	12.50	1.69	67.75	63.25	23.00
51VC1600	509710	2621	6706	15.00	1.69	67.75	63.25	20.00
60VC1600	509711	4096	13346	16.00	1.88	77.75	72.00	26.00
Size	Part Number	Weight ② Mass ②	Wk ² J	D ₁	D ₄₂	H ₁₁	H ₁₃	H ₁₄
14VC1000	508545	93	3,32	140	29	610	533	203
16VC1000	505283	107	4,66	140	38	660	584	254
20VC1000	509698	134	7,01	178	29	762	686	254
24VC1000	509699	185	11,97	197	29	880	800	305
28VC1000	509700	251	19,91	203	29	981	895	356
32VC1000	509706	329	32,80	229	29	1130	1041	381
38VC1200	509707	454	63,08	254	32	1270	1156	394
42VC1200	509703	506	78,46	279	33	1378	1283	419
46VC1200	509708	681	124,7	279	38	1549	1435	432
52VC1200	509709	1168	213,7	318	43	1721	1607	584
51VC1600	509710	1187	281,7	381	43	1721	1607	508
60VC1600	509711	1855	560,5	406	48	1975	1829	660
SI		kg	kg m ²	Dimensions in millimeters				

Notes:

- ① Refer to VC Spider Piping and Configuration catalog page for other sizes.
- ② Based on minimum bore.

Airflex® VC Mounting Components

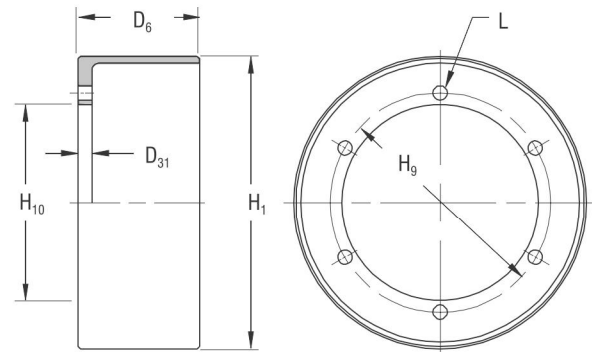


Form VC 528

Internal Flange Drums – Wide Sizes – Dimensional and Technical Data

Size	Drum Part Numbers Having: ⑩	
	Male Register	Female Register
14VC1000	411111 ①	N/A
16VC1000	409506	410320
20VC1000	410087	410088
24VC1000	409794	409795
28VC1000	409537	409538
32VC1000	410824	410825
38VC1200	409474	409475

Size	Drum Part Numbers Having: ⑩	
	Male Register	Female Register
42VC1200	409947	409948
46VC1200	409980	409981
52VC1200	409715	409716
51VC1600	409711	409712
60VC1600	411501	411502
66VC1600	413727	413726



English	Dimensions in inches						lb	lb ft ²	in	lb	lb ft ²	
14VC1000	11.50	14	9.250	8.250	12	⑨	0.88	122	35	N/A	N/A	N/A
16VC1000	11.50	16	11.500	10.000	⑤	0.78 ②	1.00	98	38	0.88	94	37
20VC1000	11.50	20	15.000	13.500	⑤	0.78	1.00	169	112	0.88	164	109
24VC1000	11.50	24	16.000	14.625	⑤	0.78	1.00	225	192	0.88	215	186
28VC1000	11.50	28	20.000	18.500	⑤	0.78	1.00	295	350	0.88	282	338
32VC1000	11.50	32	21.000	19.000	⑥	0.78	1.00	371	559	0.88	352	537
38VC1200	13.63	38	27.000	25.000	⑦	0.78	1.00	552	1214	0.88	530	1173
42VC1200	13.63	42	31.000	29.000	⑧	0.78	1.13	582	1567	1.00	550	1510
46VC1200	13.63	46	34.500	32.500	⑦	1.03	1.25	729	2357	1.13	700	2276
52VC1200	13.88	52	40.000	38.000	⑥	1.06	1.25	852	3552	1.13	820	3425
51VC1600	18.13	51	40.000	38.000	⑥	1.06	1.25	890	4145	1.13	860	4035
60VC1600	17.75	60	46.000	42.000	24	1.56	1.75	1640	8810	1.63	1590	8575
66VC1600	18.25	66	48.000	44.000	⑧	1.56	1.75	1905	15070	1.50	1770	14340

Size	D ₆	③ H ₁	H ₉	④ H ₁₀	No.		Weight			Weight		
					L Holes		Male Register Drum ⑩			Female Register Drum ⑩		
					No.	Size	D ₃₁	Mass	J	D ₃₁	Mass	J
14VC1000	292	356	235,0	209,6	12	⑨	22	55	1,47	N/A	N/A	N/A
16VC1000	292	406	292,1	254,0	⑤	20 ②	25	44	1,60	22	43	1,55
20VC1000	292	508	381,0	342,9	⑤	20	25	77	4,70	22	74	4,58
24VC1000	292	610	406,4	371,5	⑤	20	25	102	8,06	22	97	7,81
28VC1000	292	711	508,0	469,9	⑤	20	25	134	14,70	22	128	14,20
32VC1000	292	813	533,4	482,6	⑥	20	25	168	23,48	22	159	22,55
38VC1200	346	965	685,8	635,0	⑦	20	25	250	50,99	22	240	49,27
42VC1200	346	1067	787,4	736,6	⑧	20	29	264	65,81	25	249	63,42
46VC1200	346	1168	876,3	825,5	⑦	26	32	330	98,99	29	317	95,59
52VC1200	353	1321	1016,0	965,2	⑥	27	32	386	149,2	29	371	143,9
51VC1600	461	1295	1016,0	965,2	⑥	27	32	403	174,1	29	390	169,5
60VC1600	451	1524	1168,4	1066,8	24	40	44	743	370,0	41	720	360,2
66VC1600	464	1676	1219,2	1117,6	⑧	40	44	863	632,9	38	802	602,3

SI	Dimensions in millimeters					kg	kg m ²	mm	kg	kg m ²
----	---------------------------	--	--	--	--	----	-------------------	----	----	-------------------

Notes:

- ① Drum furnished without male register.
- ② Male drum has tapped holes. Female has drilled holes. See VC510.
- ③ Tolerance +0.000/-0.010 in (+0,00/-0,25 mm)
- ④ Tolerance for sizes:
14 thru 51 +0.003/-0.000 in (+0,08/-0,00 mm)
60 and 66 +0.005/-0.000 in (+0,13/-0,00 mm)
- ⑤ 14 Holes based upon a 16 hole pattern. Two holes 180° apart not used.
- ⑥ 22 Holes based upon a 24 hole pattern. Two holes 180° apart not used.
- ⑦ 30 Holes based upon a 32 hole pattern. Two holes 180° apart not used.
- ⑧ 34 Holes based upon a 36 hole pattern. Two holes 180° apart not used.
- ⑨ Furnished with tapped holes only. 1/2-13 American National Standards for Unified Screw Threads.
- ⑩ See form VC 510

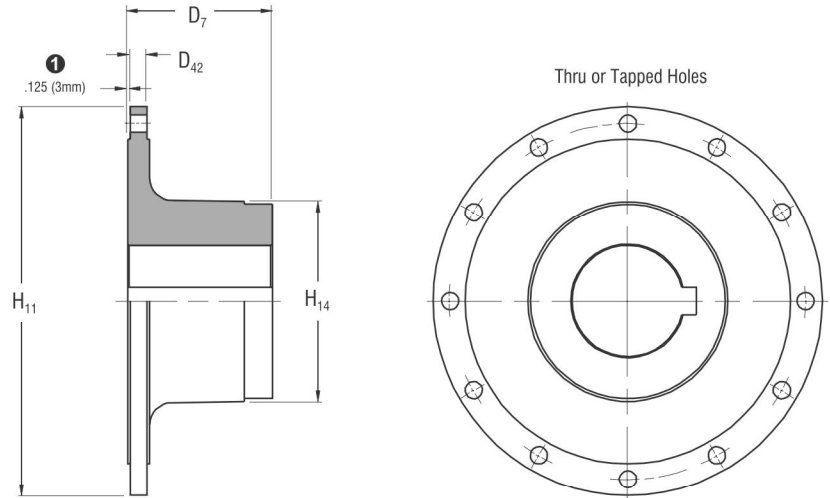
Airflex® VC Mounting Components



Form VC 516

Drum Hubs – Wide Sizes – Dimensional and Technical Data

Size	Hub Part Numbers for:			
	Single Drums		Dual Drums	
	Thru Holes	Tapped Holes	Thru Holes	Tapped Holes
14VC1000	411113			
16VC1000	407069	407070	410487	407072
20VC1000	407073	407074	407075	407076
24VC1000	405625	405626	407077	407078
28VC1000	405628	405629	408031	407081
32VC1000	405631	405632	407082	407083
38VC1200	405634	405635	406841	407084
42VC1200	405637	405638	410990	407085
46VC1200	405640	405641	408001	407086
52VC1200	407079	407080	407876	407087
51VC1600	408585		408586	
60VC1600	411500		411691	
66VC1600			413725	



English	inches		lb	lb-ft ²	inches		lb	lb-ft ²	inches	
14VC1000	0.75	10.25	70	5	7.00	7.50				
16VC1000	0.75	13.00	97	9	5.50	9.50	199	19	10.00	9.50
20VC1000	0.75	16.50	150	21	7.00	10.00	203	32	9.50	11.00
24VC1000	1.00	17.50	215	44	7.50	12.00	271	50	9.50	12.75
28VC1000	1.00	21.50	297	82	8.00	13.00	370	99	10.00	14.00
32VC1000	1.00	22.50	407	127	9.50	14.50	574	185	12.00	16.50
38VC1200	1.00	28.50	521	236	10.00	15.50	806	368	13.00	18.50
42VC1200	1.00	32.50	677	378	11.00	16.50	1233	653	17.00	20.00
46VC1200	1.25	36.50	813	577	11.00	17.00	1316	856	17.00	20.00
52VC1200	1.25	42.00	1125	1000	12.50	18.50	1803	1514	17.00	23.00
51VC1600	1.25	42.00	1475	1150	15.00	20.00	2303	1993	20.00	25.00
60VC1600	1.75	49.00	2526	3034	16.00	26.00	4143	4967	24.00	30.00
66VC1600 ③	2.00	51.50	4940	6760	20.00	34.00	6450	7800	24.00	34.00
Size	D ₄₂	H ₁₁	Weight ②		D ₇		Weight ②		D ₇	
			For Single Element				For Dual Element			
			Mass ②	J	D ₇	H ₁₄	Mass ②	J	D ₇	H ₁₄
14VC1000	19	260	32	0,21	178	191				
16VC1000	19	330	44	0,38	140	241	90	0,80	254	241
20VC1000	19	419	68	0,88	178	254	92	1,34	241	279
24VC1000	25	445	97	1,85	191	305	123	2,10	241	324
28VC1000	25	546	135	3,44	203	330	168	4,16	254	356
32VC1000	25	572	184	5,33	241	368	260	7,77	305	419
38VC1200	25	724	236	9,91	254	394	365	15,46	330	470
42VC1200	25	826	307	15,88	279	419	559	27,43	432	508
46VC1200	32	927	368	24,23	279	432	596	35,95	432	508
52VC1200	32	1067	510	42,00	318	470	817	63,59	432	584
51VC1600	32	1067	668	48,30	381	508	1043	83,71	508	635
60VC1600	44	1245	1144	127,4	406	660	1877	208,6	610	762
66VC1600 ③	51	1308	2238	283,9	508	864	2922	327,6	610	864
SI	millimeters		kg	kg-m ²	millimeters		kg	kg-m ²	millimeters	

Notes:

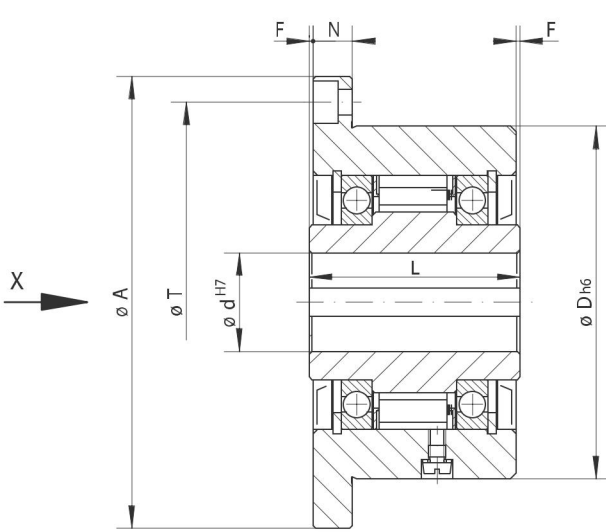
① 0.25 (6 mm) for size 66.

② Based upon minimum bores.

③ Data for dual element hub also applies to the dual element adapter hub part number 413724.

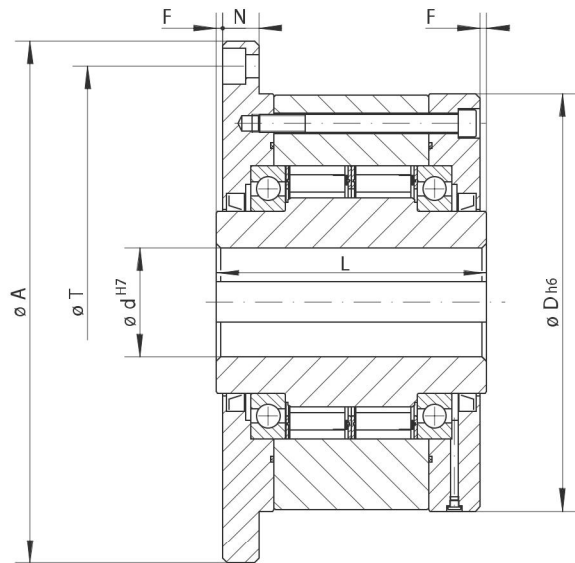
Complete Freewheels FBF

with mounting flange
with sprags, available in five types



Size FBF 24 to FBF 270

27-1



Size FBF 340 to FBF 440

27-2

Indexing Freewheel Overrunning Clutch Backstop	Standard type For universal use	Type with RIDUVIT® For extended service life with coated sprags	Type with sprag lift-off X For extended service life using sprag lift-off at high speed rotating inner ring	Type with sprag lift-off Z For extended service life using sprag lift-off at high speed rotating outer ring	Type with P-grinding For extended service life and indexing accuracy

Freewheel Size	Type	Max.Speed			Type	Nominal torque M _N Nm	Max.Speed			Type	Nominal torque M _N Nm	Max.Speed			Type	Nominal torque M _N Nm
		Inner ring freewheels/ overruns min ⁻¹	Outer ring freewheels/ overruns min ⁻¹	Outer ring drives min ⁻¹			Inner ring freewheels/ overruns min ⁻¹	Outer ring freewheels/ overruns min ⁻¹	Outer ring drives min ⁻¹			Inner ring freewheels/ overruns min ⁻¹	Inner ring drives min ⁻¹			
FBF 24	CF	45	4800	5500	CFT	45	4800	5500						CFP	19	
FBF 29	CF	80	3500	4000	CFT	80	3500	4000						CFP	31	
FBF 37	SF	200	2500	2600	SFT	200	2500	2600						SFP	120	
FBF 44	SF	320	1900	2200	SFT	320	1900	2200	DX	130	860	1900	344	CZ	180	
FBF 57	SF	630	1400	1750	SFT	630	1400	1750	DX	460	750	1400	300	LZ	310	
FBF 72	SF	1250	1120	1600	SFT	1250	1120	1600	DX	720	700	1150	280	LZ	630	
FBF 82	SF	1800	1025	1450	SFT	1800	1025	1450	DX	1000	670	1050	268	SFZ	750	
FBF 107	SF	2500	880	1250	SFT	2500	880	1250	DX	1500	610	900	244	SFZ	1250	
FBF 127	SF	5000	800	1150	SFT	5000	800	1150	SX	3400	380	800	152	SFZ	3100	
FBF 140	SF	10000	750	1100	SFT	10000	750	1100	SX	7500	320	750	128	SFZ	6300	
FBF 200	SF	20000	630	900	SFT	20000	630	900	SX	23000	240	630	96	SFZ	12500	
FBF 270	SF	40000	510	750	SFT	40000	510	750	UX	40000	210	510	84	SFZ	25000	
FBF 340	SF	80000	460	630	SFT	80000	460	630								
FBF 440	SF	160000	400	550	SFT	160000	400	550								

The maximum transmissible torque is 2 times the specified nominal torque. See page 14 for determination of selection torque.

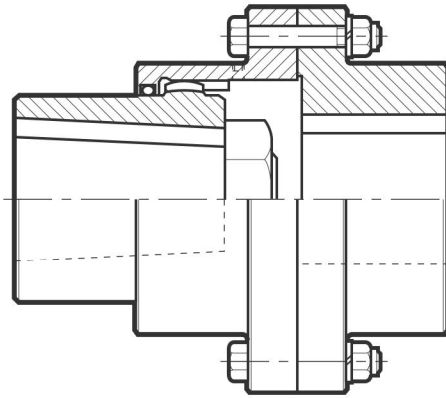
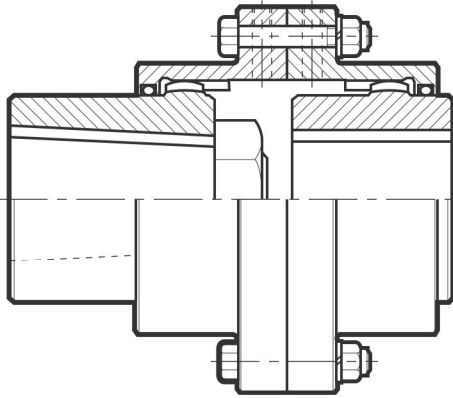
Freewheel Size	Bore d						A	D	F	G**	L	N	T	Z**	Weight kg
	mm	mm	Standard mm	mm	mm	max. mm									
FBF 24	12	14*				14*	85	62	1,0	M 5	50	10	72	3	1,1
FBF 29	15	17*				17*	92	68	1,0	M 5	52	11	78	3	1,3
FBF 37	14	16	18	20	22*	22*	98	75	0,5	M 5	48	11	85	8	1,5
FBF 44	20	22	25*			25*	118	90	0,5	M 6	50	12	104	8	2,3
FBF 57	25	28	30	32*		32*	128	100	0,5	M 6	65	12	114	12	3,2
FBF 72	35	38	40	42*		42*	160	125	1,0	M 8	74	14	142	12	5,8
FBF 82	35	40	45	50*		50*	180	135	2,0	M 10	75	16	155	8	7,0
FBF 107	50	55	60	65*		65*	214	170	2,5	M 10	90	18	192	10	12,6
FBF 127	50	60	70	75*		75*	250	200	3,0	M 12	112	20	225	12	21,4
FBF 140	65	75	80	90		95*	315	250	5,0	M 16	150	22	280	12	46,0
FBF 200	110	120				120	370	300	5,0	M 16	160	25	335	16	68,0
FBF 270	140					150	490	400	6,0	M 20	212	32	450	16	163,0
FBF 340	180					240	615	500	7,5	M 24	265	40	560	18	300,0
FBF 440	220					300	775	630	7,5	M 30	315	50	710	18	564,0

Keyway according to DIN 6885, page 1 • Tolerance of keyway width JS10.

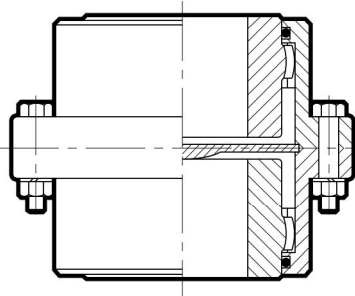
* Keyway according to DIN 6885, page 3 • Tolerance of keyway width JS10.

** Z = Number of fastening holes for screws G (DIN EN ISO 4762) on pitch circle T.

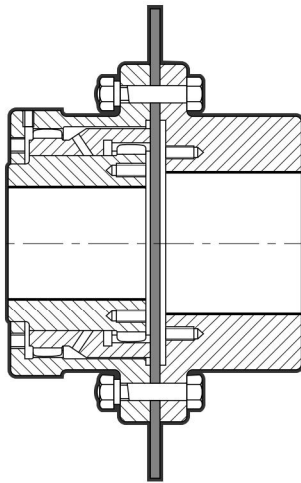
Adapted and Bespoke Gear Couplings



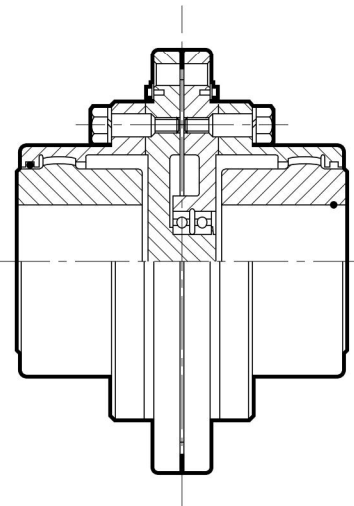
Mill Motor Gear Couplings



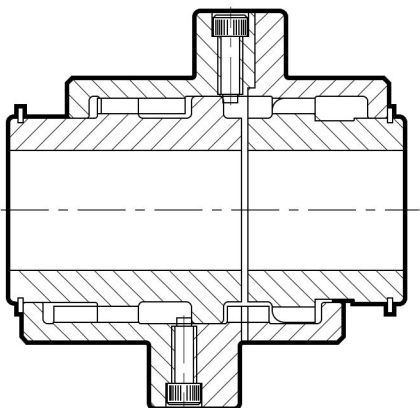
Vertical Series



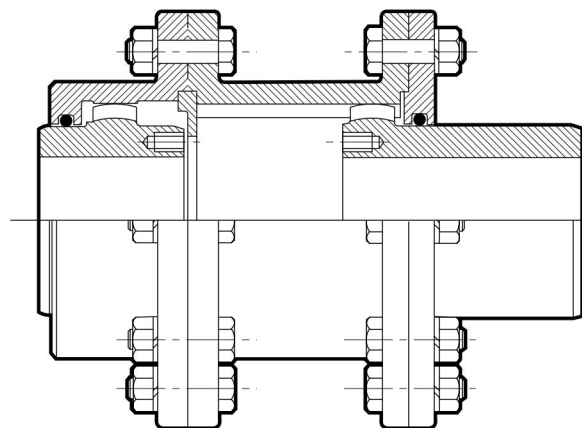
Disc Brake Gear Coupling



Shear Pin Gear Coupling

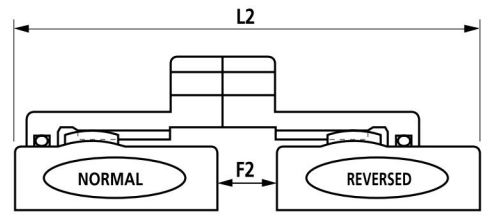
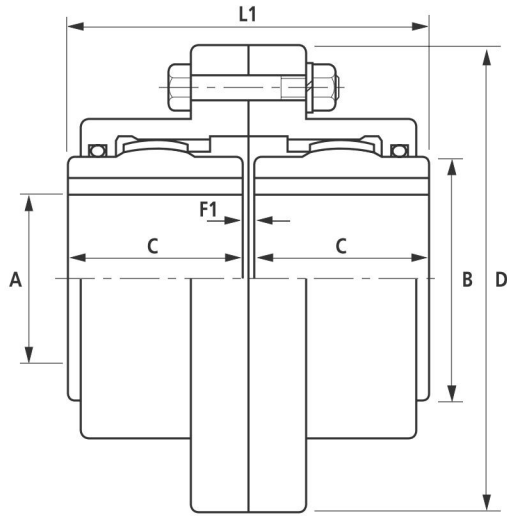


Disengaging Type Gear Coupling - Standard Series

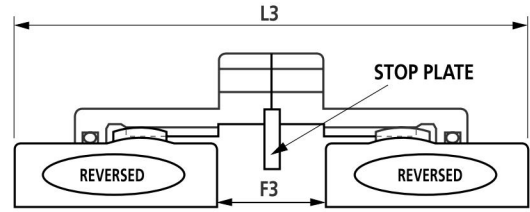


Telescopic Type Gear Coupling - Standard Series

Gearflex DA



One hub reversed



Both hubs reversed

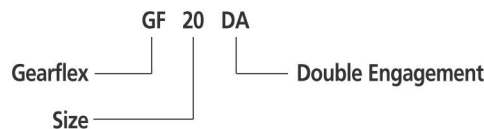
Coupling Size	Power /100rpm Kw	Torque Nominal Nm	Speed Max** rpm	Bore A		Dimensions										Offset	
				Max* mm	Min mm	B mm	C mm	D mm	F1 mm	F2 mm	F3 mm	L1 mm	L2 mm	L3 mm	Mass kg	WR ² kg m ²	Max mm
GF10DA	14.9	1423	7100	46	14	60	43	116	3	5	6	89	90	92	4.2	0.006	1.2
GF15DA	28.2	2693	5400	57	20	76	49	152	3	8	13	102	106	111	7.7	0.020	1.5
GF20DA	48	4584	4800	78	27	102	62	178	3	14	25	127	138	149	15.0	0.044	2.0
GF25DA	77.6	7411	4250	90	27	117	77	213	5	12	19	159	166	173	25.4	0.105	2.3
GF30DA	128	12224	4000	110	39	143	91	240	5	23	42	187	206	224	36.7	0.188	3.0
GF35DA	196	18718	3600	127	39	165	106	279	6	27	48	219	240	260	60.8	0.436	3.5
GF40DA	312	29796	3290	145	55	191	121	318	6	32	57	248	273	298	90.7	0.822	4.0
GF45DA	431	41161	2920	165	55	216	135	346	8	37	65	278	306	335	122	1.305	4.5
GF50DA	578	55199	2630	185	55	241	153	389	8	50	92	314	356	398	178	2.550	5.3
GF55DA	857	81844	2320	205	55	267	175	425	8	53	98	359	404	449	235	3.780	6.0
GF60DA	1096	104668	2120	225	55	292	188	457	8	60	111	384	436	487	279	4.860	6.5
GF70DA	1640	156620	1830	260	55	343	221	527	9	71	133	451	513	575	443	10.350	7.8

Misalignment Angle (degrees)	Rating Factor
1.50	1.00
1.00	1.15
0.75	1.30
0.50	1.55
0.00	2.00

Catalogue ratings shown are nominal values at 1.50 degrees. For values at misalignments less than 1.50 degrees:- Multiply nominal catalogue values by factor in table left.

e.g.
GF6DA at 1.50° = 104668 Nm
at 0.75° = 104668 x 1.30:-
GF6DA at 0.75° = 136068 Nm

Ordering Code



Long hub versions available. Contact Renold for details. See key stress calculations on Page 14.

- * Maximum Bore - The maximum bores shown are absolute maximums. Under normal circumstances the boss to bore ratio should not be less than 1.5 for standard applications. Consult Renold for overbore approval.
- ** Speed in excess of these shown may require additional balancing.
- *** Hubs may be reversed to increase DBSE (F2 + F3 above). If axial movement is allowed with both hubs reversed, a stop plate should be fitted to prevent hubs disengaging from outers.