

Projecto mecânico de uma turbina biradial

Luís Fernando Pires Almeida

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

Engenharia Mecânica

Orientadores: Prof. Luís Filipe Galvão dos Reis

Prof. José Maria Campos da Silva André

Júri

Presidente: Prof. João Orlando Marques Gameiro Folgado

Orientador: Prof. Luís Filipe Galvão dos Reis

Vogal: Prof. Marco Alexandre de Oliveira Leite

Novembro 2016

Agradecimentos

No decorrer desta dissertação várias foram as pessoas e instituições que directa ou indirectamente me apoiaram e às quais quero endereçar os meus sinceros agradecimentos.

Ao Professor Luís Reis, pela disponibilidade e compreensão constantes, pela motivação e pelas sugestões transmitidas durante o decorrer do trabalho.

Ao Professor Luís Gato, pelos esclarecimentos prestados, pelas sugestões e pela disponibilidade demonstrada durante o desenvolvimento do trabalho.

Agradeço à empresa EPMF por me ter recebido no seu escritório, permitindo-me excelentes condições de trabalho para realizar esta dissertação.

Agradeço também às empresa SKF, na pessoa do Eng. Carlos Cabral, Dunbelt, na pessoa do Eng. Eduardo Guimarães Marques e WEG, tanto pelos conhecimentos, como pelo *know-how* e pela experiência que me transmitiram, fundamentais ao desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço a todos os meus colegas de faculdade, em especial ao João Durão e ao Pedro Fernandes, pelo companheirismo, pela amizade e pelo sacrifício partilhado.

A todos os meus amigos, que me motivaram e me trouxeram até aqui também, em especial ao meu padrinho, Sérgio Miranda, e à Ana Fernandes. Agradeço-lhes pelo apoio excepcional, pelas conversas longas e pela amizade sincera.

À minha família, em especial aos meus avós, aos meus pais e à minha irmã, a quem muito devo, por terem tornado possível a minha formação e por me apoiarem de forma incondicional.

Resumo

Os oceanos são um recurso natural importante que, devidamente explorado, pode ter um contributo relevante para o fornecimento de energia eléctrica em países com grandes faixas costeiras. É em torno deste contexto que surge o tema desta dissertação, tendo como objectivo a execução do projecto mecânico de uma turbina para aproveitamento de energia das ondas – a turbina biradial.

A turbina projectada tem a particularidade de ser axialmente compacta e do escoamento de entrada e saída no rotor ser biradial. O rendimento de pico pode superar os 80%. Este trabalho inicia-se a partir de uma configuração pré-concebida, elaborando-se um processo de geração e selecção de conceitos, o qual é seguido de uma etapa de selecção de materiais, tendo em conta o ambiente operativo e requisitos funcionais. De seguida, inicia-se o processo de dimensionamento, onde através do Eurocódigo 3 se dimensionam os elementos das pás do rotor. Esta fase segue com o dimensionamento estático e à fadiga do veio da turbina, utilizando fundamentos teóricos de projecto mecânico e algumas aproximações de projecto, as quais são depois validadas através de análise numérica. Por último, surge ainda o dimensionamento do chassi e componentes adjacentes que, pela dimensão e complexidade da estrutura, é realizado computacionalmente.

A realização do projecto mecânico de um dispositivo deste género está dependente de um conjunto de variáveis, como por exemplo os carregamentos adoptados na fase de dimensionamento. Os esforços considerados são determinantes e afectam o rumo do projecto. Uma abordagem conservadora é fundamental para garantir a integridade estrutural.

PALAVRAS-CHAVE: Energia das ondas, Coluna de água oscilante, Turbina biradial, Projecto mecânico, Desenvolvimento conceptual, Dimensionamento

Abstract

The oceans are an important natural resource which, when properly exploited, can make a relevant contribution to the electricity supply in countries with large coastal areas. This topic is the basis for this thesis, aiming at the execution of the mechanical design of a turbine for wave energy conversion – the biradial turbine.

The projected turbine has the particularity of being axially compact with a biradial rotor input and output flow. Peak efficiency may exceed 80%. This work starts from a preconceived configuration, elaborating a process of concept generation and selection, which is followed by a stage of material selection, taking into account the operating environment and functional requirements. Next, the dimensioning process begins. At this stage the Eurocode 3 must be taken into account when designing the rotor blade elements. This phase is followed by the static and fatigue design of the turbine shaft, using a theoretical basis of mechanical design and some design approximations. These are then validated through numerical analysis. Finally, there is also the process of designing the chassis and the adjacent components, which is done computationally due to the size and complexity of the structure.

The mechanical design of such a device is dependent on a set of variables, such as the loads used during the design phase. In fact, the considered loads are decisive, as they affect the course of the project. A conservative approach is a key to ensuring structural integrity.

KEYWORDS: Wave energy, Oscillating water column, Biradial turbine, Mechanical design, Conceptual development, Dimensioning

Índice

Agradecimentos	i
Resumo	iii
Abstract	iv
Índice	v
Índice de Figuras	ix
Índice de Tabelas	xiii
Nomenclatura	xv
1. Introdução	1
1.1. Enquadramento e Motivação.....	1
1.2. Objectivos	1
2. Revisão Bibliográfica	2
2.1. Energia das ondas.....	2
2.2. Sistemas de conversão de energia das ondas	3
2.3. Funcionamento de dispositivos de coluna de água oscilante	5
2.4. Turbinas em sistemas de coluna de água oscilante	6
2.4.1. Turbina biradial	7
2.5. Sistemas de extracção de energia (Power Take-Off Systems)	9
2.5.1. Falhas mecânicas e fiabilidade em sistemas de extracção de energia	10
2.6. Fases e desafios de um projecto na área de aproveitamento de energia das ondas	12
3. Especificações de Projecto	15
3.1. Introdução.....	15
3.2. Características principais da turbina	15
3.3. Requisitos globais de projecto.....	16
3.4. Constrangimentos globais de projecto	16
3.5. Normas e Regulamentos.....	17
4. Desenvolvimento Conceptual da Turbina Biradial	19
4.1. Introdução.....	19
4.2. Geração de conceitos.....	19
4.2.1. Desenvolvimento do chassi e componentes adjacentes.....	19
4.2.2. Desenvolvimento do acoplamento rotor-veio	30

4.3.	Seleção de materiais e processos de fabrico	33
4.3.1.	Caso de estudo do rotor	33
4.3.2.	Seleção global de materiais e de processos de fabrico	37
5.	Dimensionamento	39
5.1.	Dimensionamento dos elementos das pás do rotor	40
5.2.	Dimensionamento do veio	47
5.2.1.	Dimensionamento estático do veio.....	47
5.2.2.	Dimensionamento à fadiga do veio	51
5.2.3.	Validação computacional do modelo adoptado.....	56
5.2.4.	Validação computacional da estrutura de apoio ao cone anexado ao veio da turbina (apoio cónico).....	59
5.3.	Dimensionamento das chavetas do veio.....	60
5.4.	Dimensionamento do chassi e componentes adjacentes	62
5.4.1.	Dimensionamento das ligações soldadas das pás do estator	68
6.	Conclusões e Desenvolvimentos Futuros	72
7.	Referências Bibliográficas	74
ANEXOS.....	A1	
Anexo A – Seleção do rolamento para o cone de apoio	A3	
Anexo B – Seleção do gerador	A6	
Anexo C – Seleção do acoplamento de veios	A9	
Anexo D – Seleção do casquilho do veio	A10	
Anexo E – Seleção dos actuadores pneumáticos	A11	
Anexo F – Seleção do sistema de guiamento linear	A13	
Anexo G – Ajustamento da configuração da turbina para funcionamento com eixo horizontal	A15	
Anexo H – Desenhos técnicos.....	A17	
H1 – Desenho de conjunto - Chassi e componentes adjacentes	A17	
H2 – Desenho de conjunto - Coroa de pás do estator e casquilhos	A18	
H3 – Desenho técnico do veio	A19	
H4 – Desenho de conjunto - Apoio ao gerador.....	A20	
H5 – Desenho de conjunto - Rotor.....	A21	
H6 – Desenho técnico do cone de apoio	A22	
H7 – Desenho técnico da tampa do cone de apoio	A23	

H8 – Desenho técnico do apoio para o cone A24

Índice de Figuras

Figura 2.1 – Distribuição global anual do fluxo médio de energia das ondas em kW por metro de frente de onda [6].....	2
Figura 2.2 – Sistemas de conversão de energia: a) Pelamis - Parque da Aguçadoura, Portugal [9]; b) Salter’s Duck, Universidade de Edimburgo [8]; c) Projecto do IST, modelo à escala 1:16 de bóia testada no National Renewable Energy Centre (NAREC), Reino Unido, 2012. Adaptado de [3]	4
Figura 2.3 – Classificação dos dispositivos quanto ao modo de funcionamento: a) Corpo flutuante, absorção pontual (Archimedes Wave Swing) [10]; b) Corpo flutuante, progressivo (Aquamarine Power Oyster) [8]; c) Galgamento (The Wave Dragon). Adaptado de [8]; d) CAO (Land Installed Marine Power Energy Transmitter – LIMPET, Escócia) [11]	4
Figura 2.4 – Princípio de funcionamento de um sistema de CAO: Em cima – sobrepresão na câmara; Em baixo – depressão na câmara. [12].....	5
Figura 2.5 – Esquema de funcionamento da turbina Wells [14].....	6
Figura 2.6 – Esquemas de pás de turbinas do tipo Wells: a) Configuração com pás directrizes; b) Configuração com duplo plano de pás directrizes; c) De passo variável; d) De contra-rotação [16]	7
Figura 2.7 – Turbina auto-rectificadora de impulso: a) Esquema de funcionamento do rotor; b) Modelo representativo do rotor [16]	7
Figura 2.8 – a) Grupo turbina-gerador da Central da Ilha do Pico [17]; b) – Central LIMPET instalada na ilha de Islay, Escócia [3]	8
Figura 2.9 – a) Modelo conceptual do rotor da turbina biradial; b) Sentidos do escoamento de ar no rotor [3]	8
Figura 2.10 – Configuração de dispositivo usando gerador linear com ímanes permanentes [8]	9
Figura 2.11 – Representação conceptual das juntas e circuitos hidráulicos entre os módulos tubulares do Pelamis [19].....	10
Figura 2.12 – Dispositivo de conversão de energia das ondas – Wave Dragon [22]	12
Figura 4.1 – Chassi: a) Configuração do chassi e identificação dos componentes; b) Pormenor das ligações dos elementos junto do tubo cilíndrico central	20
Figura 4.2 – Painéis adjacentes à coroa de pás do estator superior	21
Figura 4.3 – Painel do estator superior e base superior	21
Figura 4.4 – Painel lateral, painel de cobertura exterior e estrutura central de apoio.....	21
Figura 4.5 – Painel lateral, painel de cobertura exterior, estrutura central de apoio e tampa do gerador	21
Figura 4.6 – Painéis adjacentes à coroa de pás do estator inferior e base inferior	22
Figura 4.7 – Painel do estator inferior	22
Figura 4.8 – Configuração global da turbina: a) Perspectiva superior do dispositivo; b) Perspectiva inferior do dispositivo	22
Figura 4.9 – Estrutura de apoio para o cone anexado ao veio da turbina e representação da base inferior.....	23

Figura 4.10 – Representação em corte da estrutura de apoio ao cone anexado ao veio da turbina (apoio cónico)	23
Figura 4.11 – Componentes associados ao cone de apoio (rolamento, arruela e porca de fixação ao veio)	23
Figura 4.12 – Representação do mecanismo de funcionamento da válvula de segurança, da união por flanges entre os veios e da estrutura de apoio ao gerador.....	24
Figura 4.13 – Chassi: vigas UPE dispostas radialmente; coroas de chapas de reforço à estrutura e discos de integração do dispositivo.....	25
Figura 4.14 – Pás do estator superior e disco de base das pás	25
Figura 4.15 – Representação do disco que encaixa nas pás do estator superior: a) Instalação no dispositivo; b) Representação em pormenor.....	26
Figura 4.16 – Estrutura de reforço do canal do estator superior.....	26
Figura 4.17 – Representação em pormenor das ligações concebidas nas pás estruturais do estator	27
Figura 4.18 – Representação em destaque dos casquilhos de apoio aos discos que encaixam nas pás do estator.....	27
Figura 4.19 – Estrutura de apoio ao gerador: a) Identificação dos componentes; b) Representação do gerador em posição.....	27
Figura 4.20 – Configuração do conjunto a remover e repor no interior de um dispositivo flutuante....	28
Figura 4.21 – Representação em corte do pormenor do apoio cónico do veio: a) Representação global; b) Representação em pormenor	28
Figura 4.22 – Representação global da turbina	28
Figura 4.23 – Representação em pormenor do conceito de fixação do rotor ao veio da turbina	30
Figura 4.24 – Conjunto rotor e veio da turbina	31
Figura 4.25 – Representação em corte do conceito 2 para apoio e fixação do rotor ao veio – pormenores do casquilho e do ressalto no veio	31
Figura 4.26 – Conceito 3 para fixação do rotor ao veio: a) Pormenor do ressalto no veio; b) Representação global do subconjunto rotor e veio da turbina.....	32
Figura 4.27 – Gama de rugosidades possíveis de trabalho nos referidos processos: a) Requisitos de rugosidade para a superfície das pás. Adaptado de [32].....	36
Figura 4.28 – Gama de massas de trabalho possíveis nos referidos processos: a) Requisitos de massa das pás concebidas em aço inoxidável ou alumínio. Adaptado de [32]	36
Figura 5.1 – Elementos das pás do rotor	40
Figura 5.2 – Forças que actuam no centro de massa da pá (carregamento considerado para o dimensionamento dos elementos de ligação das pás)	40
Figura 5.3 – Carregamento no centróide (eixo) do elemento da pá	41
Figura 5.4 – Carregamentos que actuam na pá: a) Esquema de esforços de corte primários e secundários no eixo do elemento, no plano (x,y), com o respectivo referencial. b) Esquema de esforços totais nas direcções (x,y,z).....	45
Figura 5.5 – Identificação das diferentes secções que constituem o veio	47
Figura 5.6 – Representação dos esforços e identificação das secções relevantes do veio	48

Figura 5.7 – Esforços cíclicos originados pelas acelerações [33].....	53
Figura 5.8 – Esforços cíclicos originados pela pressão na câmara	53
Figura 5.9 – Distribuição das tensões de von Mises para o primeiro modo de vibração (f=592,85 Hz)	57
Figura 5.10 – Distribuição das tensões de von Mises para o segundo modo de vibração (f=594,00 Hz)	58
Figura 5.11 – Resultante das deformações no veio para o segundo modo de vibração (f=594,00 Hz)	58
Figura 5.12 – Representação em corte do pormenor do apoio cónico	59
Figura 5.13 – Efeitos dos esforços no componente: a) Deformações principais; b) Tensões de von Mises	60
Figura 5.14 – Identificação das dimensões da chaveta paralela	61
Figura 5.15 – Chassi e componentes adjacentes	62
Figura 5.16 – Zona do estator inferior	62
Figura 5.17 – Distribuição da tensão de von Mises no estator inferior (disco de 10 mm de espessura e parafusos de 20 mm de diâmetro)	64
Figura 5.18 – Esforços originados pela pré-carga máxima nos parafusos	64
Figura 5.19 – Distribuição de tensões de von Mises no estator inferior (disco de 20 mm de espessura e parafusos de 20 mm de diâmetro)	65
Figura 5.20 – Localização das zonas de concentração de tensões: a) Zona cilíndrica central; b) Ligação das pás com os discos; bordos das pás do estator	65
Figura 5.21 – Distribuição das deformações radiais no estator inferior	66
Figura 5.22 – Distribuição das deformações axiais no estator inferior	66
Figura 5.23 – Zona do estator superior	67
Figura 5.24 – Distribuição de tensões de von Mises no estator superior	67
Figura 5.25 – Distribuição das deformações radiais no estator superior	67
Figura 5.26 – Distribuição das deformações axiais no estator superior	68
Figura 5.27 – Tensões no plano da garganta do cordão de soldadura [31]	69
Figura 5.28 – a) Componentes a ligar; b) Configuração do cordão de soldadura proposto	69
Figura A.1 – Rolamento do cone de apoio.....	A4
Figura A.2 – Especificações do rolamento do cone de apoio	A4
Figura A.3 – Especificações da arruela.....	A4
Figura A.4 – Especificações da porca de fixação	A5
Figura A.5 – Detalhes sobre o tempo de vida do rolamento.....	A5
Figura A.6 – Representação global do rolamento no dispositivo.....	A5
Figura A.7 – Geradores da WEG	A6
Figura A.8 – Especificações do gerador seleccionado	A7
Figura A.9 – Dimensões do gerador seleccionado	A8
Figura A.10 – Representação conceptual do acoplamento de veios.....	A9
Figura A.11 – Acoplamento de veios seleccionado	A9

Figura A.12 – Especificações do acoplamento de veios seleccionado	A9
Figura A.13 – Representação em pormenor do casquilho do veio	A10
Figura A.14 – Especificações sobre o casquilho seleccionado	A10
Figura A.15 – Actuador pneumático seleccionado.....	A11
Figura A.16 – Especificações sobre o actuador pneumático seleccionado.....	A11
Figura A.17 – Actuadores pneumáticos e sistemas de guiamento linear da válvula de segurança..	A12
Figura A.18 – Veio do sistema de guiamento linear	A13
Figura A.19 – Flange do sistema de guiamento linear.....	A13
Figura A.20 – Especificações sobre a flange do sistema de guiamento linear.....	A14
Figura A.21 – Configuração do dispositivo para funcionamento com eixo horizontal	A15
Figura A.22 – Representação em corte da introdução de um rolamento adicional para o funcionamento com eixo horizontal.....	A15

Índice de Tabelas

Tabela 3.1 – Características fundamentais pretendidas para a turbina biradial	15
Tabela 4.1 – Identificação dos componentes do chassi	20
Tabela 4.2 – Identificação dos componentes do subconjunto painéis e estator (parte superior e lateral do chassi)	21
Tabela 4.3 – Identificação dos componentes do subconjunto painéis e estator (parte inferior do chassi)	22
Tabela 4.4 – Identificação de componentes associados ao desenvolvimento da turbina.....	24
Tabela 4.5 – Identificação de componentes associados ao desenvolvimento da turbina.....	29
Tabela 4.6 – Identificação dos principais componentes do subconjunto rotor e veio da turbina (Conceito 1).....	30
Tabela 4.7 – Aços inoxidáveis: principais propriedades e aplicações.....	34
Tabela 4.8 – Ligas de alumínio: principais propriedades e aplicações	35
Tabela 4.9 – Listagem dos principais componentes do dispositivo, selecção de materiais e de processos de fabrico (continua)	37
Tabela 5.1 – Casos de carga excepcionais que actuam na turbina (valores usados no dimensionamento)	39
Tabela 5.2 – Esforços a ter em conta na selecção do gerador	51
Tabela 5.3 – Parâmetros importantes para o estudo à fadiga do veio	55
Tabela 5.4 – Quantificação dos parâmetros da equação (5.70).....	55
Tabela 5.5 – Descrição do processo iterativo para a determinação do valor do diâmetro dimensionado à fadiga.....	56
Tabela 5.6 – Valores máximos absolutos das tensões actuantes nos nós dos elementos das interfaces dos cordões de soldadura	70
Tabela 5.7 – Valores máximos absolutos da tensão na garganta dos cordões de soldadura (valores usados no dimensionamento)	70
Tabela 5.8 – Parâmetros finais necessários à validação da proposta apresentada	71
Tabela A.1 – Especificações de componentes e tempo de vida do rolamento.....	A4
Tabela A.2 – Especificações do gerador seleccionado.....	A6

Nomenclatura

Abreviaturas

CAO	Coluna de Água Oscilante
CFD	Computational Fluid Dynamics
DNV	Det Norske Veritas
EPMF	Engenharia, Projecto, Manutenção e Fiscalização, Lda
I&D	Investigação e Desenvolvimento
INETI	Instituto Nacional de Engenharia, Tecnologia e Inovação
IST	Instituto Superior Técnico
LIMPET	Land Installed Marine Power Energy Transmitter
NAREC	National Renewable Energy Centre

Simbologia

A_s	Área da secção transversal
A_l	Área lateral
C_M	Centro de massa
d	Díâmetro do veio ou dos elementos das pás do rotor
F_z^{total}	Força resultante na direcção z considerada
F_y^{total}	Força resultante na direcção y considerada
F_x^{total}	Força resultante na direcção x considerada
g_z	Aceleração vertical máxima da bóia
g_h	Aceleração horizontal máxima da bóia
$m_{pá}$	Massa de uma pá do rotor
n	Coefficiente de segurança
N_{sobr}	Sobrevelocidade de rotação do rotor
N_{nom}	Velocidade de rotação nominal do rotor
P_{min}	Pressão mínima na câmara

$P_{m\acute{a}x}$	Pressão máxima na câmara
R_a	Rugosidade média superficial
S_y	Tensão de cedência do material
S_u	Tensão de rotura do material
$\overline{\sigma}_m$	Tensão média corrigida
$\overline{\sigma}_a$	Tensão alternada corrigida
σ_{adm}	Tensão máxima admissível
T_x	Binário de torção ao veio
ω_{pr}	Velocidade de rotação máxima da bóia nos movimentos de <i>pitch</i> e de <i>roll</i>

Observação: Em determinados casos, onde a nomenclatura utilizada é específica, a sua designação encontra-se junto ao próprio texto.

Lista de programas informáticos

SolidWorks 2015

Siemens NX 10

1. Introdução

1.1. Enquadramento e Motivação

O consumo energético mundial tem vindo a crescer com o decorrer dos anos tendo, presentemente, duplicado em relação há quarenta anos atrás [1]. O crescimento económico e industrial, assim como o aumento da população são factores que contribuíram para tal. Grande parte do consumo energético a nível global resulta da utilização de fontes de energia não renováveis. De acordo com dados da Agência Internacional de Energia, no ano de 2013, cerca de 85% do consumo energético mundial resultou da utilização de combustíveis fósseis [1]. O grande problema é que os recursos naturais que originam estes combustíveis não se regeneram à escala a que são consumidos, comprometendo a sua disponibilidade para as gerações futuras. Para além disto, a utilização de fontes de energia não renováveis tem associado o problema da emissão de gases com efeito de estufa. É no sentido de minorar estes malefícios ambientais que actuam as obrigações legais impostas por directivas comunitárias e pelo Protocolo de Quioto [2].

As fontes de energia renováveis surgem como uma resposta à necessidade de mudança do panorama energético mundial. Os oceanos são um recurso natural importante que, extensivamente explorado, pode contribuir significativamente para o fornecimento de energia eléctrica em países com grandes faixas costeiras [3]. O enorme potencial da energia das ondas tem sido reconhecido ao longo da História. Contudo, só após a crise petrolífera de 1973, é que países com as condições geográficas necessárias e que partilham as necessidades de importação de energia, elegeram a energia das ondas em programas de carácter governamental ou em instituições de investigação e desenvolvimento [2].

1.2. Objectivos

No âmbito do trabalho realizado pelo Grupo de Energia das Ondas do Instituto Superior Técnico (IST), surge o tema desta dissertação, cujo objectivo principal é a realização do projecto mecânico de uma turbina biradial, com base numa pré-configuração sugerida, para equipar um sistema flutuante de conversão de energia das ondas, do tipo coluna de água oscilante (CAO), para aplicações oceanográficas como, por exemplo, alimentação de instrumentação e recarga eléctrica de veículos submarinos operados remotamente.

Esta dissertação é desenvolvida de modo a dar resposta aos seguintes tópicos:

- Concepção e dimensionamento geral de um dispositivo de conversão de energia das ondas;
- Selecção de materiais de construção para os vários componentes da turbina;
- Dimensionamento dos subcomponentes: rotor, estator e veio da turbina;
- Dimensionamento da estrutura de suporte e integração com a estrutura da bóia (designada por chassi e componentes adjacentes);
- Elaboração dos respectivos desenhos técnicos.

2. Revisão Bibliográfica

2.1. Energia das ondas

As fontes de energia como o sol, o vento ou a água doce são as que mais facilmente se associam à produção de energia a partir de fontes renováveis, por via da forte implementação no mercado. No entanto, devido ao enorme potencial energético, os oceanos têm um papel cada vez mais importante no domínio da produção de energia.

O processo de formação de ondas é desencadeado de diferentes formas. As ondas podem formar-se pela interacção entre os campos gravíticos da lua e do sol, as chamadas marés, ou por fenómenos sísmicos, os maremotos. A incidência do vento na superfície do oceano está também na origem das ondas, as mais relevantes para o caso em estudo. A energia das ondas pode assim ser considerada uma forma concentrada de energia solar, pois é esta que, pelo aquecimento heterogéneo da superfície terrestre, é responsável pelos ventos. Uma vez formadas, as ondas podem percorrer milhares de quilómetros em alto mar sem perdas significativas de energia [2]. A aproximação das ondas à costa significa, em geral, uma perda de energia por atrito, devido à interacção com o fundo do mar, e por efeitos de rebentação das mesmas.

A energia armazenada numa onda apresenta uma componente cinética (que advém do movimento da água) e uma componente potencial (pela variação da altura da onda em relação ao nível médio do mar), sendo influenciada pela velocidade do vento, tempo de acção do vento e distância de actuação do mesmo [4]. Uma onda não pode ser realisticamente modelada como sinusoidal, podendo, no entanto, ser representada por uma combinação de ondas sinusoidais de diferentes amplitudes, frequências e direcções de propagação. O fluxo de energia de uma onda é proporcional ao período e ao quadrado da sua amplitude. A caracterização do clima de ondas de um determinado local pressupõe que se conheça o fluxo médio de energia transportado pelas ondas [5]. Este é normalmente expresso em kW por metro de frente de onda e apresenta-se, na Figura 2.1, uma distribuição global anual.

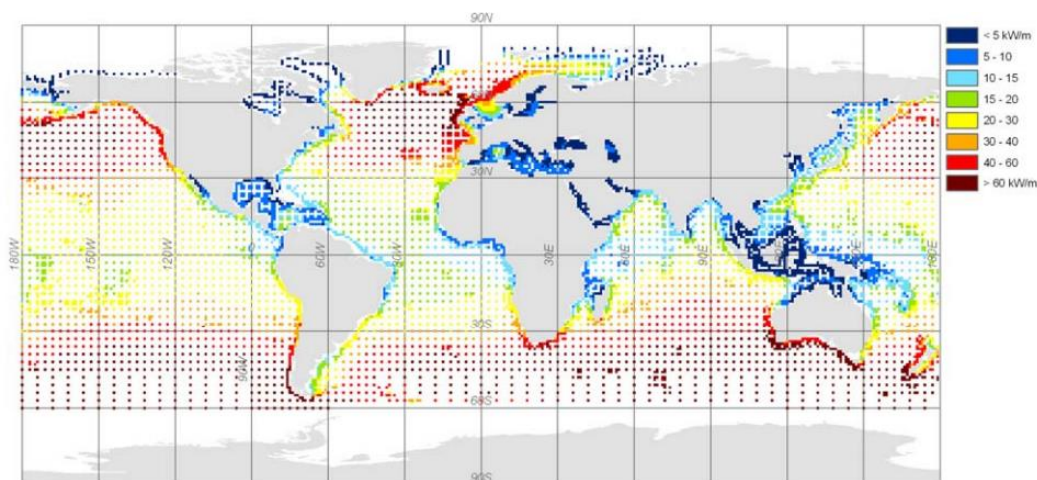


Figura 2.1 – Distribuição global anual do fluxo médio de energia das ondas em kW por metro de frente de onda [6]

Tal como as outras fontes de energia renováveis, este recurso natural não se encontra igualmente distribuído pelo globo. Os locais com maiores fluxos médios de energia encontram-se entre 30° a 60° de latitude, em ambos os hemisférios. No hemisfério norte, destaca-se a Escócia, Irlanda, EUA e Canadá. A sul, os locais com fluxos médios mais elevados são o Chile, África do Sul, Austrália e Nova Zelândia. O recurso global atribuído à energia das ondas ronda os 2 TW, sendo assim equiparável à potência eléctrica média anual consumida mundialmente. O recurso energético das ondas na Europa representa cerca de 16% do mundial, contabilizando 320 GW. Em Portugal, o aproveitamento viável de energia das ondas situa-se nos 21 GW (15 GW para o continente e 6 GW para as Regiões Autónomas) [2].

2.2. Sistemas de conversão de energia das ondas

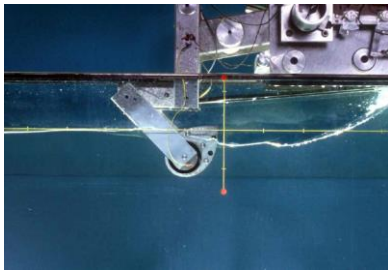
Existe um grande número de conceitos para dispositivos usados no aproveitamento de energia das ondas. Mais de mil técnicas para conversão de energia das ondas foram patenteadas no Japão, América do Norte e Europa [7].

Os sistemas de conversão de energia das ondas podem ser agrupados pela localização, tipo e modo de funcionamento [8]. Quanto à localização, existem dispositivos costeiros, próximos da costa ou afastados da costa. Estes últimos são mais difíceis de construir e manter e, como consequência das ondas fortemente energéticas, necessitam de ser projectados para resistir a condições mais extremas, o que significa um custo adicional de construção. Quanto ao tipo, os vários conceitos distinguem-se pela forma como se posicionam relativamente à direcção de incidência das ondas. Assim, existem dispositivos que são posicionados paralelamente à direcção principal de incidência das ondas, tomando como exemplo o Pelamis (Figura 2.2 a)). Para outros, a direcção de incidência das ondas não é importante, devido ao seu reduzido tamanho, quando comparado com o comprimento das ondas incidentes. Neste grupo são considerados sistemas flutuantes, de absorção pontual, do tipo bóia por exemplo (Figura 2.2 c), projecto com participação do IST). Há ainda os dispositivos que são orientados com o eixo principal perpendicular à direcção predominante de incidência das ondas, tal como o Salter's Duck (Figura 2.2 b)). No que diz respeito ao modo de operação, isto é, ao modo de conversão de energia das ondas em energia eléctrica, existem três classes principais de dispositivos: corpos flutuantes (absorção pontual ou progressivos); galgamento e coluna de água oscilante. Na Figura 2.3, mostram-se exemplos representativos de cada uma destas categorias.

Os sistemas de CAO são os mais importantes no âmbito desta dissertação, pelo que o seu modo de funcionamento é desenvolvido em pormenor na secção seguinte.



a)



b)

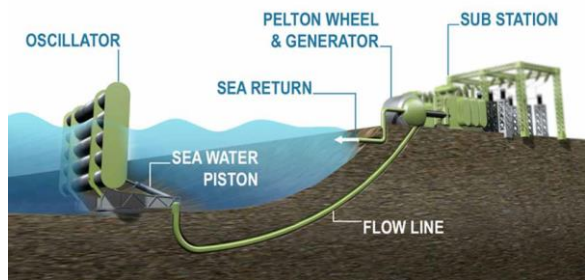


c)

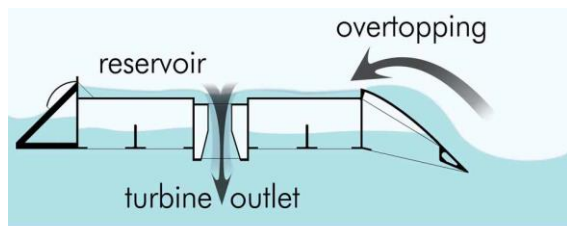
Figura 2.2 – Sistemas de conversão de energia: a) Pelamis - Parque da Aguçadoura, Portugal [9]; b) Salter's Duck, Universidade de Edimburgo [8]; c) Projecto do IST, modelo à escala 1:16 de bóia testada no National Renewable Energy Centre (NAREC), Reino Unido, 2012. Adaptado de [3]



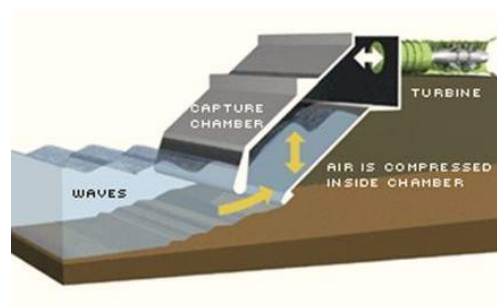
a)



b)



c)



d)

Figura 2.3 – Classificação dos dispositivos quanto ao modo de funcionamento: a) Corpo flutuante, absorção pontual (Archimedes Wave Swing) [10]; b) Corpo flutuante, progressivo (Aquamarine Power Oyster) [8]; c) Galgamento (The Wave Dragon). Adaptado de [8]; d) CAO (Land Installed Marine Power Energy Transmitter – LIMPET, Escócia) [11]

2.3. Funcionamento de dispositivos de coluna de água oscilante

Os dispositivos de CAO consistem em estruturas ocas, fixas ou flutuantes, parcialmente submersas, que se encontram abertas para o mar abaixo da superfície livre da água, cuja configuração conceptual (para uma estrutura fixa) se encontra representada na Figura 2.3 d).

O processo de geração de electricidade processa-se em duas fases originadas pelas sobrepressões e depressões no interior de uma câmara. Uma das extremidades da turbina está localizada no interior desta câmara e a outra no exterior, à pressão atmosférica.

Quando uma onda entra na estrutura, há um aumento de pressão na câmara e o ar é forçado a passar pela turbina (sentido câmara-exterior). Quando a onda inverte o sentido do movimento, o ar passa novamente na turbina, mas no sentido inverso (exterior-câmara), pois a pressão no interior da câmara é inferior à atmosférica. A natureza bidireccional do escoamento (Figura 2.4) influencia o sentido de rotação do rotor. Por este motivo, as turbinas usadas em sistemas de CAO são, em geral, auto-rectificadoras, isto é, mantêm inalterado o sentido de rotação do rotor independentemente do sentido do escoamento. Outra alternativa passa por recorrer a válvulas rectificadoras, apenas prático, possivelmente, em dispositivos de pequena dimensão [3]. É necessário ter em consideração, na concepção da turbina auto-rectificadora, o facto de o escoamento se desenvolver nos dois sentidos. Esta condição impõe que o rotor e a própria conduta da turbina sejam simétricos em relação ao plano médio do rotor (plano perpendicular ao eixo da turbina que intersecta a meio da corda das pás do rotor).

A superfície livre da água no interior da câmara oscila com a frequência da onda incidente, sendo o deslocamento da superfície livre determinado, fundamentalmente, pelas características da onda, pela geometria da câmara e pelo amortecimento concedido pelo mecanismo de conversão.

A energia pneumática do escoamento é fornecida ao rotor que produz um binário útil transmitido ao veio da turbina. Este está normalmente acoplado a um gerador eléctrico que converte a energia mecânica de rotação em energia eléctrica a ser injectada na rede.

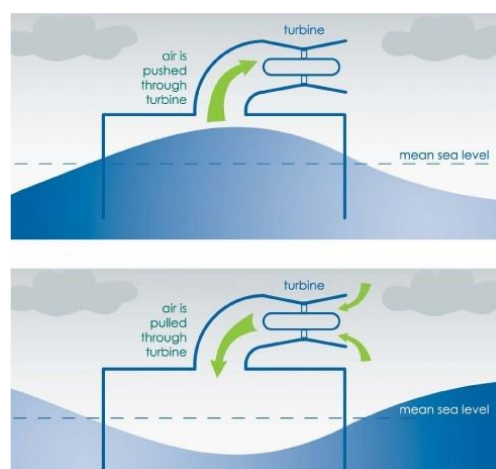


Figura 2.4 – Princípio de funcionamento de um sistema de CAO: Em cima – sobrepressão na câmara; Em baixo – depressão na câmara. [12]

2.4. Turbinas em sistemas de coluna de água oscilante

As turbinas usadas nos primeiros dispositivos de CAO, até meados de 1970, eram fundamentalmente turbinas de ar convencionais. Estas turbinas apenas extraem energia no sentido do escoamento de ar, exigindo a colocação de um sistema de válvulas rectificadoras do escoamento. Trata-se de um sistema com grandes necessidades de manutenção.

Posteriormente, começou a usar-se a turbina Wells (Figura 2.5), apresentada em 1976 por Alan Arthur Wells. Esta turbina tem a particularidade de ser auto-rectificadora, dispensando assim o uso de válvulas de rectificação. Apresenta uma configuração simples e o custo de construção é baixo. No entanto, tem um rendimento menor que a turbina de ar convencional, piores características de arranque e está sujeita a um considerável impulso de oscilação axial [13]. O ruído em funcionamento é também um dos problemas associados a este tipo de turbina.

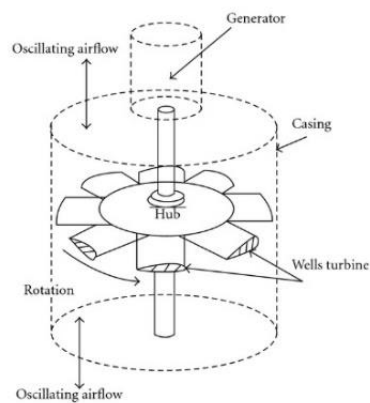


Figura 2.5 – Esquema de funcionamento da turbina Wells [14]

A turbina Wells tem sido objecto de investigação e desenvolvimento nos últimos trinta anos, de forma a melhorar o rendimento e a eliminar os problemas encontrados. Assim, têm sido propostas várias modificações (Figura 2.6), entre as quais se destacam: a) Configuração com pás directrizes; b) Configuração com duplo plano de pás directrizes; c) De passo variável; d) De contra-rotação.

Apesar das propostas anteriormente apresentadas, não se conseguiram resolver todos os problemas já referidos. É neste sentido que surge também a turbina auto-rectificadora de impulso (ou de acção axial, Figura 2.7), a alternativa mais popular à turbina Wells. A turbina auto-rectificadora de impulso, apesar de apresentar uma gama operacional de caudal mais alargada, o seu rendimento de pico dificilmente ultrapassa os 50%. Já a turbina Wells, sob condições controladas em laboratório, poderá apresentar rendimentos de pico na ordem dos 70% [15]. Os dois tipos de turbinas auto-rectificadoras diferem, essencialmente, na forma como extraem energia do escoamento, apesar de este ser axial em ambas. Enquanto a turbina Wells utiliza a queda de pressão, a turbina de acção retira energia cinética ao escoamento, que é convertida em energia mecânica de rotação do rotor e, posteriormente, em binário útil ao veio da turbina.

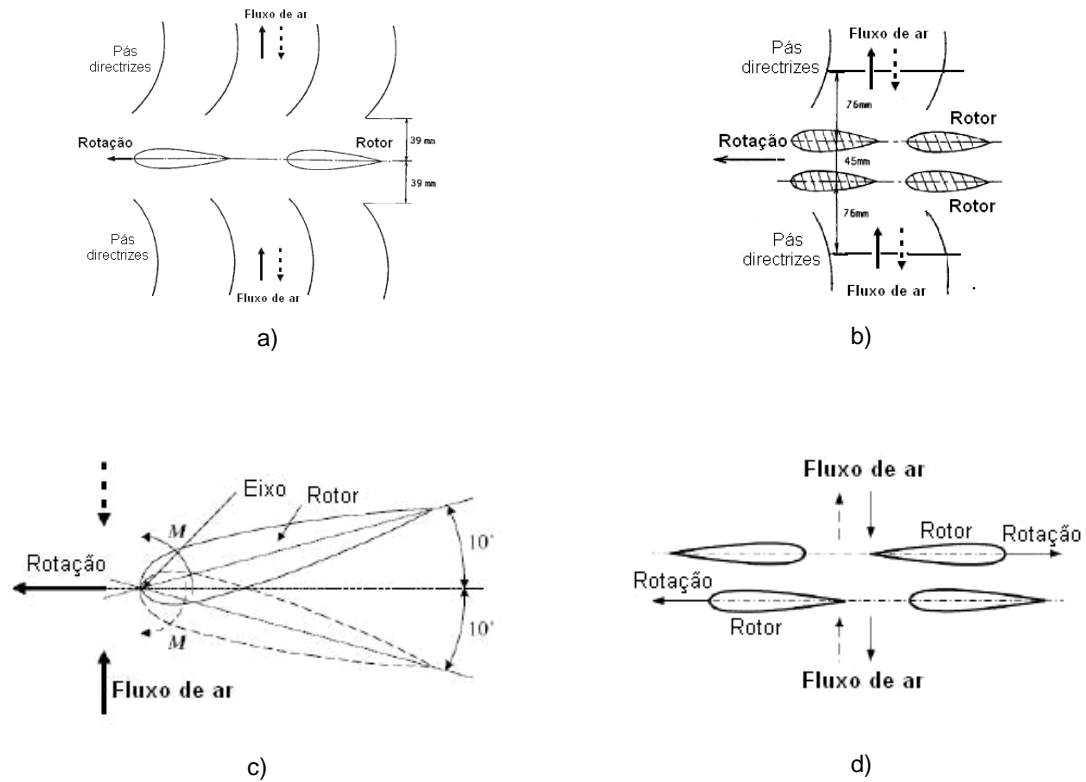


Figura 2.6 – Esquemas de pás de turbinas do tipo Wells: a) Configuração com pás directrizes; b) Configuração com duplo plano de pás directrizes; c) De passo variável; d) De contra-rotação [16]

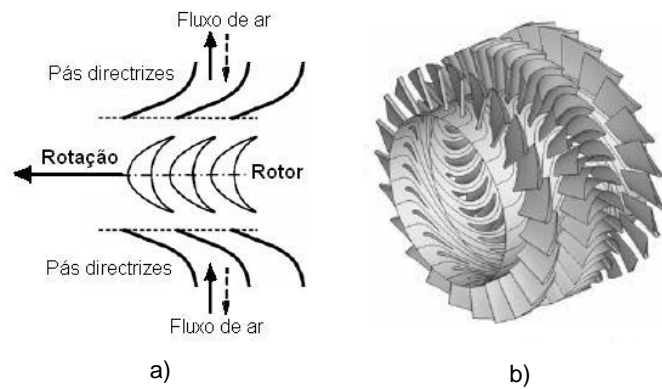


Figura 2.7 – Turbina auto-rectificadora de impulso: a) Esquema de funcionamento do rotor; b) Modelo representativo do rotor [16]

2.4.1. Turbina biradial

Portugal mostrou-se como um país pioneiro na investigação na área do aproveitamento de energia das ondas e tem ainda uma contribuição importante no panorama internacional, pois desde 1977 que o IST desenvolve trabalhos nesta área, juntando-se mais tarde, em 1983, um grupo do Instituto Nacional de Engenharia, Tecnologia e Inovação (INETI). A central piloto europeia da ilha do Pico (Figura 2.8 a)), equipada com uma turbina Wells e cuja potência é de 400 kW, representa o culminar do esforço conjunto do IST, do INETI e de algumas empresas no que diz respeito à

implementação de tecnologias de conversão de energia das ondas [2]. A equipa do IST/INETI está também na génese da central de LIMPET (Land Installed Marine Power Energy Transmitter), na ilha de Islay, Escócia, e de vários outros projectos de interesse.



Figura 2.8 – a) Grupo turbina-gerador da Central da Ilha do Pico [17]; b) – Central LIMPET instalada na ilha de Islay, Escócia [3]

É na sequência do trabalho desenvolvido no IST, especificamente pelo Grupo de Energia das Ondas, que surge o conceito da turbina biradial, já patenteado (patente cujo número de publicação é WO2011102746A2). A turbina biradial é uma turbina auto-rectificadora de impulso que difere substancialmente dos conceitos apresentados na secção anterior. Esta turbina é axialmente muito compacta. O escoamento de entrada e saída de ar no rotor (Figura 2.9 b)) é feito radialmente, isto é, o escoamento é centrípeto e centrífugo (daí a designação de turbina biradial).

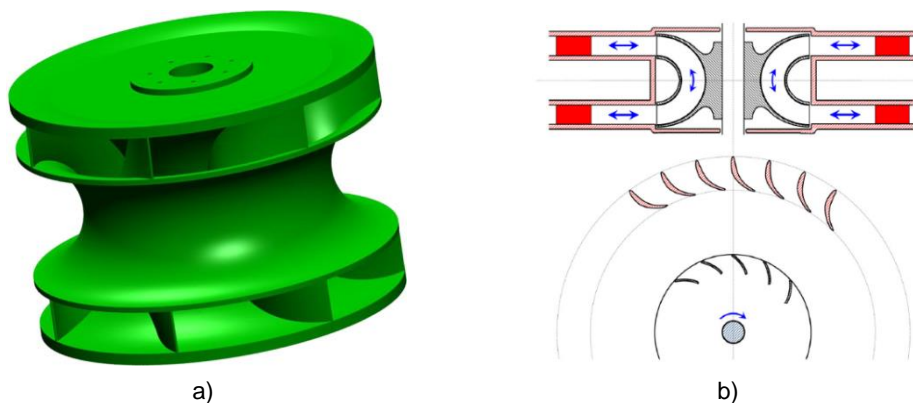


Figura 2.9 – a) Modelo conceptual do rotor da turbina biradial; b) Sentidos do escoamento de ar no rotor [3]

O rotor é simétrico em relação ao plano perpendicular ao seu eixo de rotação, sendo envolvido por duas coroas de pás directrizes (estator) dispostas radialmente na tubeira de admissão e no difusor de saída. Sob condições normais de funcionamento, depois de o escoamento ter sido deflectido a montante por acção das pás do estator, entra no rotor com uma componente tangencial elevada. A maior parte da componente tangencial é absorvida por acção das pás do rotor, necessária para induzir binário no veio da turbina, o que resulta no fluxo a jusante se encontrar bastante desalinhado com as pás do estator, induzindo perdas aerodinâmicas consideráveis. Uma alternativa para minimizar estas perdas passa por proceder a um afastamento entre as pás do estator e o rotor, o que permite

desacelerar o fluido antes de este interagir com as pás do estator. Na Figura 2.9 b) pode ser observado esse *offset*.

As simulações computacionais (CFD) realizadas e a sua comparação com resultados experimentais, indicam que o rendimento de pico de uma turbina biradial pode exceder os 80% e o rendimento médio ao longo do tempo, para um clima de ondas aleatório, pode superar os 70%, desde que a velocidade de rotação seja adequadamente controlada [18].

2.5. Sistemas de extracção de energia (*Power Take-Off Systems*)

Existe uma enorme variedade de tecnologias para obtenção de energia eléctrica a partir de energia das ondas, sendo que o modo de extrair energia pode diferir de dispositivo para dispositivo. O sistema de extracção de energia constitui o meio pelo qual o dispositivo converte a energia mecânica das ondas em energia útil (electricidade). Assim, pode ser considerada a seguinte classificação:

- Coluna de água oscilante;
- Accionamento directo por gerador linear;
- Sistema hidráulico;
- Turbina hidráulica.

O primeiro sistema já foi apresentado numa secção anterior. De seguida, procede-se à explicação do modo de funcionamento dos restantes sistemas:

- **Accionamento directo por gerador linear:** Neste tipo de configuração (Figura 2.10), o gerador linear pode ser directamente conectado ao propulsor de um dispositivo de conversão de energia das ondas para produzir electricidade. A vantagem deste sistema é o aumento de fiabilidade, resultante da diminuição do número de componentes em movimento, havendo menos partes com susceptibilidade de falhar e menos necessidades de manutenção. A desvantagem deste tipo de tecnologia é que a tensão de saída varia em frequência e em amplitude, o que obriga a conversão adicional antes de a electricidade ser injectada na rede.

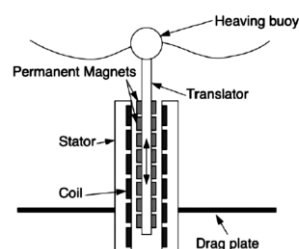


Figura 2.10 – Configuração de dispositivo usando gerador linear com ímanes permanentes [8]

- **Sistema hidráulico:** Esta configuração é particularmente adequada para situações de força elevada e baixa frequência. A tecnologia mais representativa que usa este tipo de sistema é o Pelamis (Figura 2.2 a)), que consiste numa estrutura articulada, semi-submersa, composta por diferentes módulos tubulares que se encontram unidos por juntas flexíveis. O sistema é constituído por dois circuitos hidráulicos independentes (Figura 2.11), cada um dos quais accionado por dois cilindros, um na direcção do eixo de elevação da onda (*heave*) e outro na direcção do eixo de propagação da onda (*sway*). O movimento ondulatório provoca a oscilação dos módulos tubulares em torno das suas juntas, accionando os cilindros que pressurizam o óleo, que passa por acumuladores de alta-pressão, e accionado, por último, motores hidráulicos que estão acoplados a um gerador eléctrico que produz electricidade.

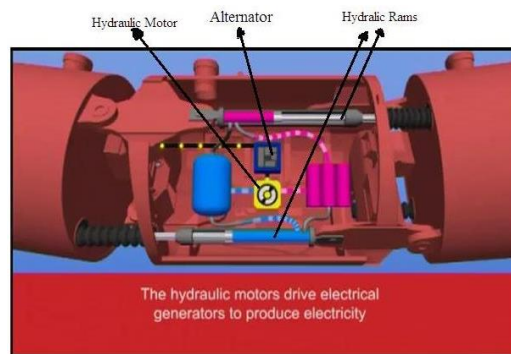


Figura 2.11 – Representação conceptual das juntas e circuitos hidráulicos entre os módulos tubulares do Pelamis [19]

- **Turbina hidráulica:** As turbinas hidráulicas de baixa pressão constituem uma tecnologia com provas dadas ao nível das centrais hidroeléctricas. Estes equipamentos também são usados em dispositivos de conversão de energia das ondas, do tipo galgamento (Figura 2.3 c)). Neste tipo de configuração, a água galga a estrutura ficando acumulada num reservatório que alimenta uma turbina hidráulica, por sua vez acoplada a um gerador de energia eléctrica.

2.5.1. Falhas mecânicas e fiabilidade em sistemas de extracção de energia

A falha de componentes de engenharia ou com funções estruturais é um fenómeno recorrente, com consequências muitas vezes irreversíveis. A falha mecânica pode ser definida como qualquer modificação de um componente, que resulta na incapacidade do mesmo realizar satisfatoriamente a função para a qual foi concebido [20].

Na área do aproveitamento da energia das ondas, existem vários casos de componentes que falharam em serviço. É importante que qualquer falha ocorrida seja alvo de uma investigação cuidada, para que se compreendam as razões que levaram a tal, permitindo assim alargar o leque de conhecimentos nas áreas de operação e manutenção. Isto tem particular importância numa tecnologia como a energia das ondas, na medida em que falhas de grande dimensão não só têm um impacto a

nível monetário, mas também a nível da reputação da tecnologia perante os investidores, já que ainda é uma tecnologia em fase de desenvolvimento e demonstração [21]. A falha num dispositivo de conversão de energia pode traduzir-se numa diminuição da sua disponibilidade, bem como numa redução da produção expectável de electricidade anual. A fase de projecto de um dispositivo deste género está dependente da fiabilidade requerida, determinando o custo do mesmo.

De seguida, enumeram-se e descrevem-se brevemente alguns exemplos para cada tipo de sistema.

- **Coluna de água oscilante:** Tomando a Central da Ilha do Pico, Açores, como exemplo representativo, expõem-se as seguintes situações:

- Vibrações excessivas no grupo turbina-gerador para velocidades superiores a 1200 rpm;
- Falha por fadiga nas pás do estator, na zona à pressão atmosférica. As pás do estator apresentavam dificuldades em suportar os esforços a que eram submetidas, maioritariamente devido à sua fragilidade, o que resultou no aparecimento de fissuras na região de encastramento. Apesar de terem sido fabricadas em aço inoxidável 316 L, a espessura das pás (apenas 1,5 mm) resultava na geração de grandes vibrações, e a presença de soldaduras na região de trabalho das pás conduziu à falha muito prematura destes componentes, demonstrando que a fase de projecto não contabilizou com a devida relevância a natureza dos carregamentos aplicados nas pás [21].

Ambas as situações têm origem em problemas ocorridos na fase de projecto, embora algumas falhas em dispositivos de conversão de energia das ondas advenham também da exposição do equipamento eléctrico e mecânico ao ambiente marinho [22].

- **Accionamento directo por gerador linear:** Neste tipo de sistema, um dos principais desafios com vista a aumentar a fiabilidade, tem a ver com os rolamentos que fazem o guiamento da haste (*translator*) e conservam a folga entre o estator e a haste. Tal justifica-se pela força de atracção elevada entre o estator e a haste, pelo grande número de ciclos que a haste efectua num ano típico de operação e pelo facto de os rolamentos mecânicos convencionais precisarem de manutenção regular [23].
- **Sistema hidráulico:** Na utilização deste sistema, os cilindros hidráulicos absorvem as forças resultantes das ondas incidentes, o que levanta questões de fiabilidade associadas a este equipamento. De facto, os êmbolos actuam como componentes de compressão do fluido hidráulico, o que é contrário à sua função convencional de actuadores, resultando em frequências de ciclo mais elevadas e carregamentos menos controlados. Alguns dos efeitos que afectam o desempenho dos cilindros hidráulicos são: fadiga e *buckling* nas bielas;

mecanismos de desgaste nos vedantes, pinos e rolamentos; contaminação do fluido hidráulico, por acção da água do mar e crescimento bacteriano [22].

Durante a fase de desenvolvimento da tecnologia Pelamis, no parque da Aguçadoura, em Portugal, no ano de 2008, registou-se um aumento na taxa de desgaste nos principais rolamentos cilíndricos associados aos cilindros hidráulicos. A principal causa para tal foi indicada como sendo movimento lateral indesejado da face do rolamento [22]. O conceito foi então alterado, trocando-se as juntas articuladas por juntas universais, de modo a que todos os rolamentos ficassem no mesmo eixo.

O sistema hidráulico representa um exemplo de como os componentes existentes, já bem desenvolvidos, podem ser aplicados em dispositivos de conversão de energia das ondas, sendo sempre imperativo considerar possíveis alterações nos carregamentos a que o dispositivo está sujeito, por forma a garantir a fiabilidade dos sistemas.

- **Turbina hidráulica:** Tome-se o dispositivo flutuante Wave Dragon (Figura 2.12) como exemplo representativo de aplicação deste tipo de sistema. Durante um certo período de tempo em que o dispositivo esteve no mar, foram registadas algumas situações, nomeadamente, infiltração de água salgada nos rolamentos, levando à corrosão dos mesmos, e outros problemas essencialmente relacionados com corrosão em componentes eléctricos e estruturais, de acordo com [24] e [25].



Figura 2.12 – Dispositivo de conversão de energia das ondas – Wave Dragon [22]

2.6. Fases e desafios de um projecto na área de aproveitamento de energia das ondas

Como a área de aproveitamento de energia das ondas se encontra ainda num estado de investigação e desenvolvimento recentes, a quantidade de informação tecnológica e científica disponível ainda não é muito alargada, sobretudo na área de projecto, em que esta dissertação se insere. Contudo, um projecto completo no âmbito de energia das ondas contempla trabalhos desenvolvidos nas seguintes áreas, de acordo com [26]:

- **Estrutura e Propulsor:** A estrutura física do dispositivo constitui a interface entre o mar e o sistema de extracção de energia. O propulsor é composto pelo rotor da turbina. Nesta área é fundamental a execução de testes com modelos à escala real, em condições de operação representativas do ambiente de mar, para garantir que o conceito projectado efectivamente funciona. Devido às incertezas em modelar o comportamento real de um dispositivo em ambiente de mar, é necessário recorrer a dados operativos do clima de ondas para verificar e validar modelos computacionais.
- **Fundações e Ancoragem:** Constituem o método utilizado para fixar o dispositivo ao fundo do mar. Os desafios nesta área estão relacionados com a localização e o tipo de dispositivo. Em geral, os dispositivos são fixados ao fundo do mar através de correntes.
- **Sistema de extracção de energia:** É o sistema ou princípio utilizado pelo dispositivo para converter a energia mecânica das ondas em energia eléctrica, como já havia sido explicado. Esta área da tecnologia tem probabilidade de beneficiar dos conhecimentos resultantes da evolução dos sistemas de extracção de energia usados nas turbinas eólicas, sendo que a partilha de conhecimentos pode ser essencial para facilitar este desenvolvimento [26].
- **Controlo:** Contempla um conjunto de sistemas e de *software* cuja função é ajustar, autonomamente, um certo conjunto de parâmetros do dispositivo para assegurar as condições favoráveis de operação. Existe ainda uma série de incertezas sobre o comportamento dos dispositivos quando distribuídos em conjunto, sendo necessário efectuar vários testes para investigar quais os efeitos que advêm da variação da disposição dos dispositivos, bem como dos parâmetros operativos [26].
- **Instalação:** Trata-se do método utilizado para transportar toda a estrutura e dispositivo até ao local onde irão operar e para instalação dos mesmos, incluindo todos os equipamentos auxiliares necessários para tal. Muitos dispositivos requerem várias operações e equipamento especializado para instalar as fundações e, então, fixar toda a estrutura do dispositivo. Deste modo, desenvolvimentos futuros que permitam reduzir o número e a duração das operações de instalação, bem como a existência de equipamentos mais baratos, irão reduzir os custos globais, melhorando a rentabilidade dos projectos.
- **Conexões:** Contempla todo o conjunto de infra-estruturas e cabos eléctricos necessários para permitir a transmissão entre a potência fornecida à saída pelo dispositivo e a rede eléctrica. Quando é necessário proceder a operações de manutenção, retirando os dispositivos do local onde estão instalados, surge a necessidade de um método simples de desconexão e conexão. Também é importante garantir que os cabos possuem protecção adequada para garantir a sua fiabilidade em condições desafiantes [26].

- **Operações e Manutenção:** Inclui todas as operações periódicas de reparação e trabalho de condicionamento. Os custos operativos e de manutenção estão dependentes da localização do dispositivo, bem como da sua fiabilidade. A estratégia de redundância deve ser traçada para permitir a continuidade das operações, quando falhas menores ocorrem, possibilitando o agendamento da recuperação para um dado momento conveniente. Dispositivos que possam ser recuperados e reparados a baixo custo, numa variedade de condições oceanográficas e meteorológicas, teriam uma vantagem muito significativa em termos de custos operativos [26].

3. Especificações de Projecto

3.1. Introdução

Qualquer produto de engenharia é projectado e construído para desempenhar funções específicas, servindo necessidades humanas durante um tempo de serviço pré-determinado [27]. Deste modo, o projecto é, em geral, um processo constituído por várias fases iterativas, no decorrer das quais se procede à tomada de decisões, com base em especificações pré-definidas.

Este capítulo é dedicado, fundamentalmente, à definição das especificações de projecto. Assim, são referidas as características principais da turbina, os requisitos e constrangimentos iniciais do projecto, bem como as normas e regulamentos utilizados durante o mesmo.

3.2. Características principais da turbina

As características fundamentais pretendidas para a turbina biradial, de acordo com dados fornecidos pelo Grupo de Energia das Ondas do IST, encontram-se listadas na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Características fundamentais pretendidas para a turbina biradial

Potência eléctrica nominal [kW]	25 a 30
Velocidade de rotação nominal [rpm]	1500
Sobrevelocidade de rotação nominal [rpm]	6000
Diâmetro do rotor [mm]	490
Altura total do rotor [mm]	387,25
Número de pás do rotor	11
Espessura das pás do rotor [mm]	6 a 8
Diâmetro da coroa circular exterior do estator [mm]	2280,60
Diâmetro da coroa circular interior do estator [mm]	1930,80
Número de pás do estator	64 (coroa exterior); 64 (coroa interior)
Diâmetro exterior da estrutura de integração na bóia [mm]	2800

3.3. Requisitos globais de projecto

O projecto da turbina biradial é realizado por forma a cumprir os seguintes requisitos:

- Potência eléctrica disponível à saída do gerador de 25 a 30 kW;
- Tempo mínimo de vida útil do dispositivo de 2 anos;
- A turbina deverá ter a capacidade de operar numa configuração de eixo vertical (instalada numa bóia) ou numa configuração de eixo horizontal, mediante alguns ajustamentos na configuração base da mesma;
- Deverá ser possível remover, com relativa facilidade, e recorrendo a equipamento de elevação, o rotor da turbina e respectivo equipamento anexo, incluindo gerador e veio, do interior da estrutura que encapsula estes componentes, não existindo problemas de alinhamento do veio aquando da sua reposição;
- O chassi deverá suportar o peso de dois operários que possam realizar trabalho simultâneo de manutenção no dispositivo;
- O método de fixação dos componentes ao chassi não é imperativo ser de carácter não permanente, sendo adoptada a solução considerada mais adequada num compromisso entre flexibilidade, custos de produção e montagem;
- Fiabilidade e segurança operativa em funcionamento;
- Optimização dos custos de produção, atendendo às operações de montagem, inspecção e manutenção subseqüentes;
- Selecção de materiais e constituintes tendo em conta as condições de operação em ambiente marítimo.

3.4. Constrangimentos globais de projecto

Neste tópico definem-se alguns aspectos que visam assegurar um funcionamento seguro do dispositivo, estabelecendo-se limites aos requisitos de projecto anteriormente definidos, isto é, valores que nunca deverão ser ultrapassados durante o período de funcionamento, bem como se estabelecem algumas restrições qualitativas. São considerados constrangimentos de projecto:

- a) Condições operativas da turbina:
 - i. Valores de velocidade e sobrevelocidade nominais de rotação, anteriormente indicados na Tabela 3.1;
 - ii. Cargas excepcionais aplicadas no dispositivo, descritas na Tabela 5.1, no Capítulo 5;
- b) O diâmetro da estrutura de integração da turbina (também designada por chassi e componentes adjacentes) numa bóia é de 2800 mm, o que limita o diâmetro da bóia a utilizar, para um valor que assegure compatibilidade entre ambos os componentes;

- c) A estrutura da turbina deve ter rigidez suficiente para permitir a realização das operações de extracção e recolocação da mesma na bóia sem a ocorrência de danos;
- d) A deflexão máxima dos componentes que fazem parte do chassi não deve apresentar deformações superiores a 1/3 da espessura;
- e) O chassi da turbina deve ser robusto estruturalmente, de modo a que a zona cilíndrica central que envolve o rotor não sofra deformações radiais superiores a 1/3 da espessura;
- f) As condições operativas da turbina exigem que os componentes mais expostos a ambiente corrosivo sejam produzidos a partir de materiais que apresentem uma excelente resistência à corrosão;
- g) A sequência de montagem dos componentes e a exequibilidade das operações de manutenção posteriores estão relacionadas, sendo necessário garantir que a configuração do equipamento não invalida a realização das operações de manutenção subsequentes;
- h) As características geométricas e os acabamentos superficiais das pás do rotor e do estator são definidos por requisitos aerodinâmicos, da mecânica dos fluidos, que não são objecto de estudo desta dissertação;
- i) O *offset* radial entre as pás do estator e o rotor é uma especificação de projecto definida por critérios da mecânica dos fluidos, que não é objecto de estudo desta dissertação.

3.5. Normas e Regulamentos

Este ponto define os principais critérios a ter em conta no dimensionamento e verificação de estruturas, independentemente do material que as constitui. Seguidamente, procede-se à apresentação das principais normas e regulamentos utilizados nas várias fases do projecto.

Eurocódigo 3 – Projecto de estruturas de Aço [28]:

Esta norma define as regras gerais para análise e dimensionamento de elementos em estruturas metálicas e deve ser utilizada de forma consistente com o Eurocódigo 0.

Eurocódigo 0 – Bases de Projecto [29]:

Esta norma estabelece os princípios e os requisitos de segurança, de utilização e de durabilidade das estruturas em geral, e baseia-se no conceito dos estados limites, utilizado em conjunto com um método dos coeficientes de segurança parciais.

Embora estes regulamentos sejam direccionados fundamentalmente para dimensionamento e verificação de estruturas de engenharia civil, podem também ser utilizados como base para o projecto de outras estruturas, quer directamente, quer com os devidos ajustamentos por meio de normas mais específicas. Uma dessas normas mais específicas, para o dimensionamento e verificação da segurança dos componentes e ligações de estruturas *offshore*, é a norma da Det Norske Veritas (DNV), criada em 1864 na Noruega, que actua globalmente em classificação naval, análise de riscos industriais, certificação de plataformas marítimas *offshore*, certificação de produtos, certificação de sistemas de gestão, entre outros. Os principais regulamentos desta norma da DNV utilizados neste projecto foram:

Directrizes sobre projecto e operação de dispositivos de energia das ondas [30]:

Este regulamento fornece um conjunto de documentos que servem de guia na concepção, desenvolvimento, construção e ciclo de vida de projectos, sendo que, deste modo, contribui para uma maior fiabilidade dos dispositivos projectados.

DNVGL-OS-C101: *Design of offshore steel structures, general - LRFD method* [31]:

Este regulamento fornece os princípios, requisitos técnicos e linhas orientadoras globais para o projecto de estruturas *offshore*.

4. Desenvolvimento Conceptual da Turbina Biradial

4.1. Introdução

A fase de desenvolvimento conceptual tem uma grande importância em projecto, na medida em que constitui uma etapa de criação de ideias e de diferentes conceitos que pretendem responder eficazmente às especificações de projecto.

Uma sugestão inicial para a configuração da turbina em estudo foi fornecida pelo Grupo de Energia das Ondas do IST, aquando da aceitação da proposta de dissertação por parte do autor da mesma. Contudo, com o decorrer do trabalho, tal configuração inicial foi ganhando novos contornos, maior complexidade e robustez, sendo sujeita a várias modificações significativas. Neste capítulo são descritas as diferentes ideias que surgiram para a configuração da turbina. Assim, a descrição dos conceitos é abordada em duas vertentes – desenvolvimento do chassi e componentes adjacentes; acoplamento rotor-veio. Os diferentes conceitos apresentados são formas diferentes de conceber um sistema deste género, a partir de uma ideia inicial, e são ilustrados através da sua configuração tridimensional realizada em SolidWorks (*software* de modelação tridimensional). Após a apresentação dos vários conceitos, procede-se à selecção da configuração final, tendo por base as considerações de projecto mais importantes.

4.2. Geração de conceitos

A geração de conceitos é um estágio onde a criatividade tem mais importância que o rigor. O objectivo é a geração de diferentes ideias que satisfaçam requisitos comuns, de entre as quais se selecciona o conceito final a dimensionar.

4.2.1. Desenvolvimento do chassi e componentes adjacentes

a) Conceito 1

O chassi constitui a estrutura central do dispositivo, cuja função principal é servir de apoio a todos os componentes da turbina e permitir a sua integração num dispositivo flutuante, do tipo bóia, ou num sistema de coluna de água oscilante fixo, através da chapa em coroa circular (referência 1 da Figura 4.1 a)). Nesta chapa apoiam, radialmente, seis vigas de secção normalizada IPE, com furos distribuídos ao longo do seu comprimento, com o objectivo de diminuir o peso do dispositivo. O tubo cilíndrico

central envolve o rotor da turbina para garantir a protecção adequada ao mesmo. Existem ainda pinos, aplicados nas abas das vigas, para apoio dos vários painéis que constituem a turbina.

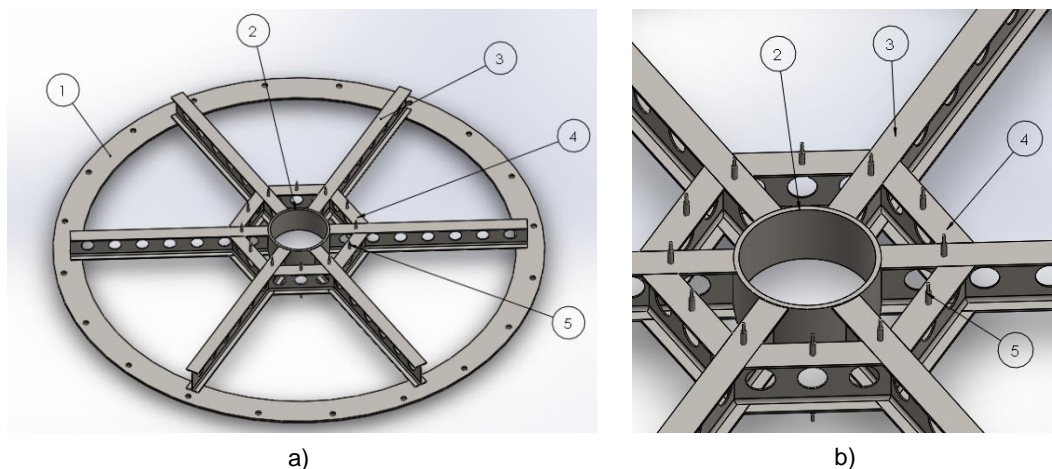


Figura 4.1 – Chassi: a) Configuração do chassi e identificação dos componentes; b) Pormenor das ligações dos elementos junto do tubo cilíndrico central

Na Tabela 4.1 identificam-se os vários componentes do chassi.

Tabela 4.1 – Identificação dos componentes do chassi

Referência	Designação
1	Chapa em coroa circular
2	Tubo cilíndrico central
3	Viga IPE em posição radial
4	Viga IPE de reforço
5	Pino de apoio

A constituição do chassi, com seis vigas dispostas radialmente, torna sugestivo considerar seis secções circulares independentes, a preencher pelos painéis (Figura 4.2). Nas figuras seguintes, apenas é representado o preenchimento de uma secção circular, considerando que nas restantes secções o método se mantém.

Por forma a criar um escoamento espacialmente confinado, na entrada e na saída de ar no rotor, é colocado o painel assinalado com a referência 10, designado por painel do estator superior (Figura 4.3). A base superior, referência 11 da mesma figura, é uma estrutura que fica apoiada nos pinos e na qual outros componentes se irão posteriormente apoiar.

De seguida, procede-se à representação dos vários componentes que apoiam na parte superior e na parte lateral do chassi e que fazem parte do designado subconjunto painéis e estator.

- Componentes que apoiam na parte superior e na parte lateral do chassi

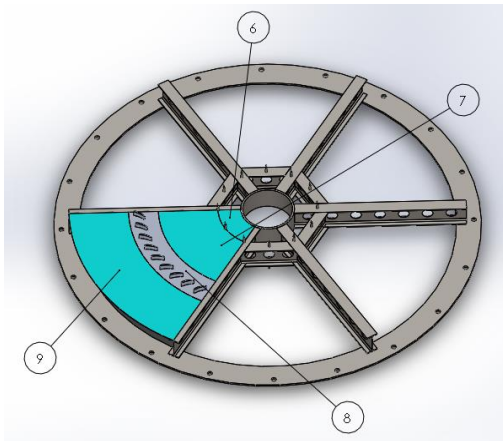


Figura 4.2 – Painéis adjacentes à coroa de pás do estator superior

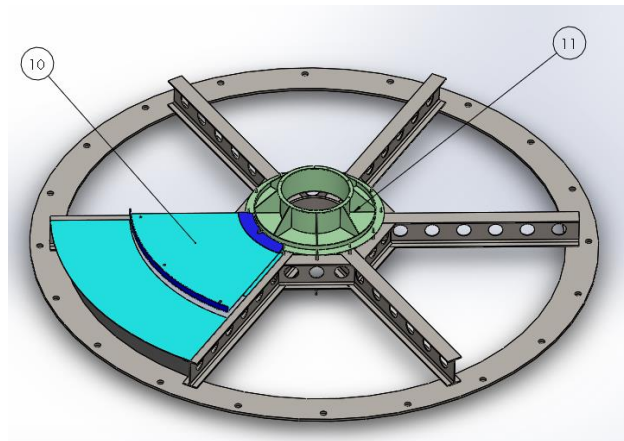


Figura 4.3 – Painel do estator superior e base superior

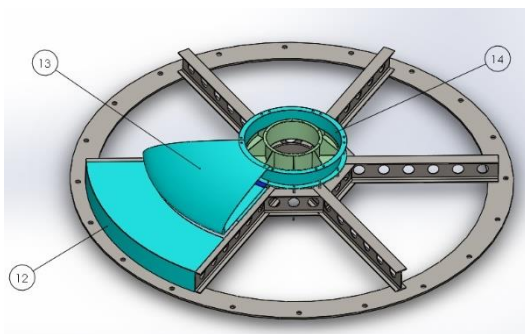


Figura 4.4 – Painel lateral, painel de cobertura exterior e estrutura central de apoio

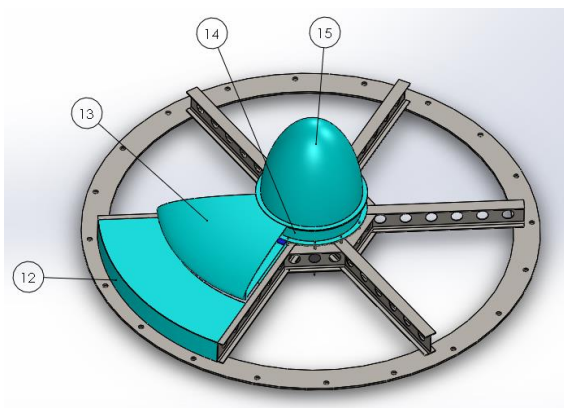


Figura 4.5 – Painel lateral, painel de cobertura exterior, estrutura central de apoio e tampa do gerador

Na Tabela 4.2 identificam-se os componentes anteriormente representados.

Tabela 4.2 – Identificação dos componentes do subconjunto painéis e estator (parte superior e lateral do chassi)

Referência	Designação
6	Painel superior interior
7	Painel superior intermédio
8	Coroa de pás do estator superior (9 pás por coroa)
9	Painel superior exterior
10	Painel do estator superior
11	Base superior
12	Painel lateral
13	Painel de cobertura exterior
14	Estrutura central de apoio
15	Tampa do gerador

- Painéis que apoiam na parte inferior do chassi

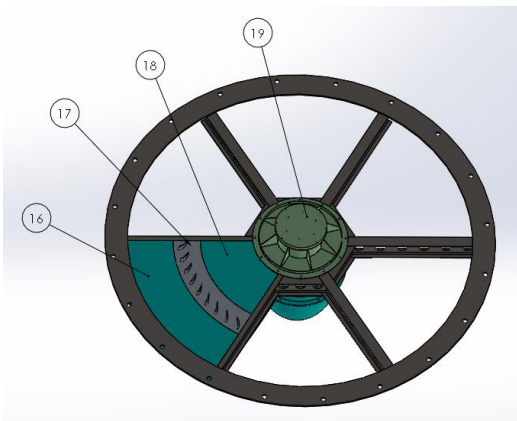


Figura 4.6 – Painéis adjacentes à coroa de pás do estator inferior e base inferior

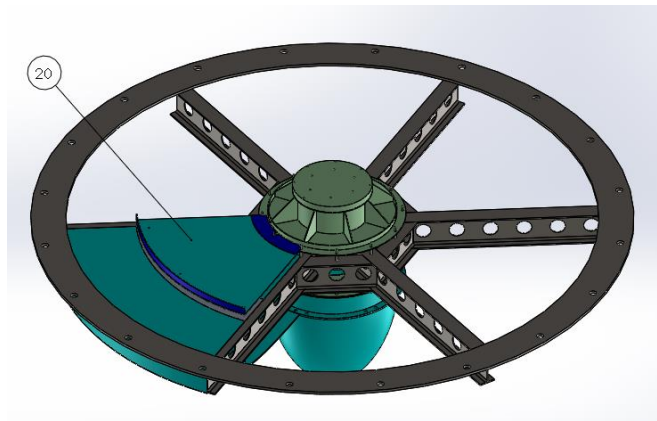


Figura 4.7 – Painel do estator inferior

As figuras 4.6 e 4.7 mostram que a configuração dos painéis adjacentes à coroa de pás do estator inferior foi considerada igual à da parte superior do chassi.

Na Tabela 4.3 identificam-se os componentes do subconjunto painéis e estator (parte inferior do chassi).

Tabela 4.3 – Identificação dos componentes do subconjunto painéis e estator (parte inferior do chassi)

Referência	Designação
16	Painel inferior exterior
17	Coroa de pás do estator inferior
18	Painel inferior intermédio
19	Base inferior
20	Painel do estator inferior

A configuração da turbina após o preenchimento das seis secções circulares faz-se ilustrar na Figura 4.8.

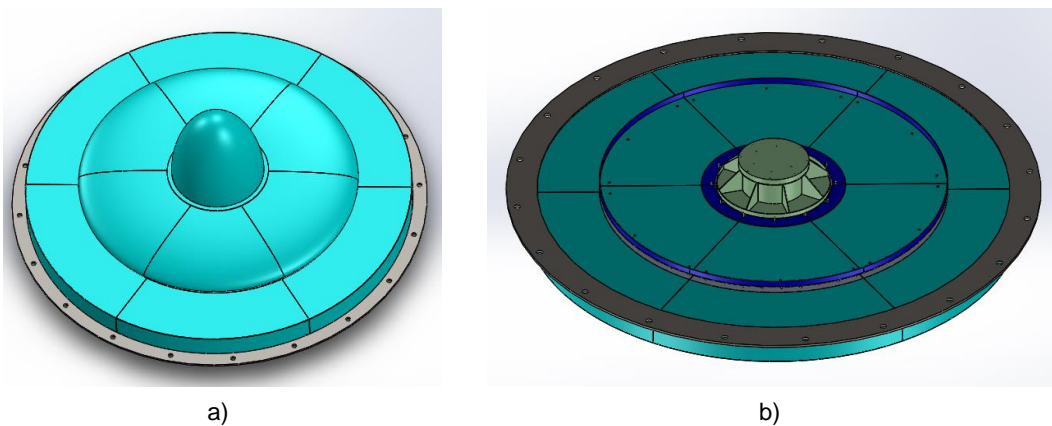


Figura 4.8 – Configuração global da turbina: a) Perspectiva superior do dispositivo; b) Perspectiva inferior do dispositivo

Esta configuração proposta para o chassi implica algumas particularidades em termos dos restantes componentes que compõem o dispositivo. De seguida, especificam-se alguns detalhes relevantes.

A base inferior (referência 19 da Figura 4.9) constitui o ponto de apoio ao veio da turbina, na medida em que este se apoia numa estrutura que é fixa a esta base (referência 22 da Figura 4.9 e ilustrada em corte na Figura 4.10). Nesta estrutura entra um cone de apoio, não rotativo, anexado ao veio através de um rolamento, arruela e porca de fixação (Figura 4.11).

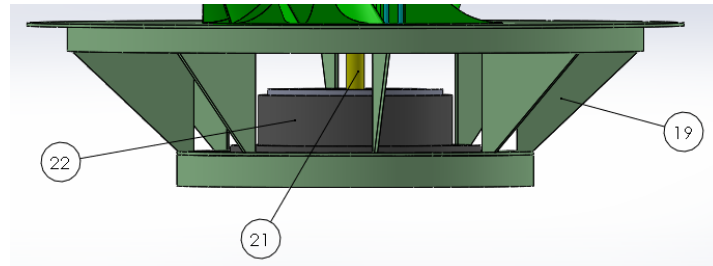


Figura 4.9 – Estrutura de apoio para o cone anexado ao veio da turbina e representação da base inferior

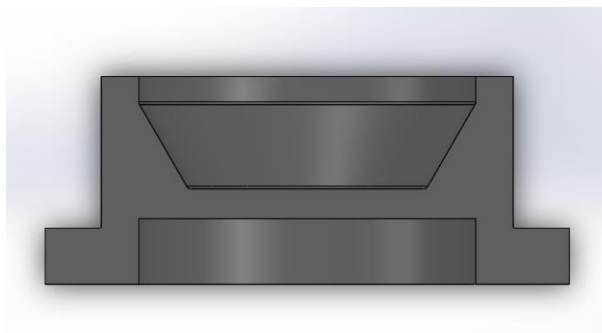


Figura 4.10 – Representação em corte da estrutura de apoio ao cone anexado ao veio da turbina (apoio cónico)

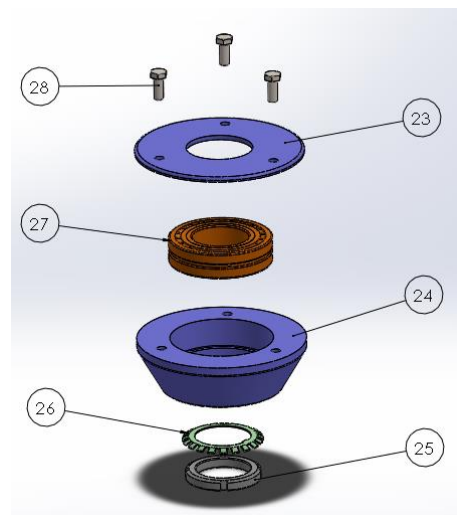


Figura 4.11 – Componentes associados ao cone de apoio (rolamento, arruela e porca de fixação ao veio)

O acoplamento entre o veio da turbina e o veio do gerador faz-se representar, conceptualmente, na Figura 4.12, sendo o tipo de união seleccionado oportunamente. O gerador é suportado por uma estrutura, constituída por uma flange que apoia em quatro colunas. Estas, por sua vez, são ligadas a uma chapa circular (base de apoio ao gerador – referência 32 da Figura 4.12).

Existe também uma válvula de segurança (referência 29 na Figura 4.12) que é accionada por meio de actuadores pneumáticos, à qual estão ainda associados sistemas de guiamento linear a serem devidamente fixados na válvula e na base de apoio ao gerador.

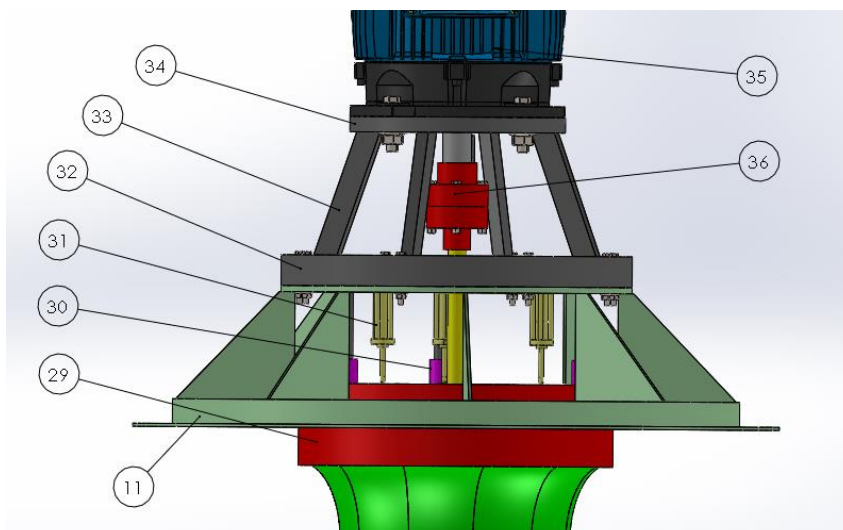


Figura 4.12 – Representação do mecanismo de funcionamento da válvula de segurança, da união de veios e da estrutura de apoio ao gerador

Na Tabela 4.4 estão identificados alguns componentes associados a este conceito.

Tabela 4.4 – Identificação de componentes associados ao desenvolvimento da turbina

Referência	Designação
21	Veio da turbina
22	Apoio cônico do veio
23	Tampa do cone de apoio
24	Cone de apoio
25	Porca de fixação
26	Arruela
27	Rolamento
28	Parafusos da tampa do cone de apoio
29	Válvula de segurança
30	Sistema de guiamento linear
31	Actuador pneumático
32	Base de apoio ao gerador
33	Coluna de apoio ao gerador
34	Flange de apoio ao gerador
35	Gerador
36	Acoplamento de veios

b) Conceito 2

Este conceito surge da necessidade de garantir a integridade estrutural do chassi e dos componentes adjacentes que operam em condições de carga bastante severas. O conceito anterior apresenta algumas limitações neste aspecto, pois, através de análises computacionais realizadas, constatou-se que o conceito 1, do modo que foi apresentado anteriormente, não garante a segurança e a integridade estrutural do dispositivo. É nesse sentido que surge o conceito 2, apresentado de seguida.

O chassi constitui a estrutura central do dispositivo, cuja função principal é servir de apoio a todos os componentes da turbina e permitir a sua integração num dispositivo flutuante, do tipo bóia, ou num sistema de coluna de água oscilante fixo, através dos discos de integração do dispositivo (referências 1 e 2 da Figura 4.13). Nestes discos apoiam, radialmente, oito vigas de secção normalizada UPE, que são aparafusadas aos mesmos. A escolha desta secção tem a ver com o facto de a mesma permitir aligeirar o peso da estrutura, aliada a vantagens construtivas que advêm da possibilidade de utilização das abas das vigas para conceber ligações aparafusadas entre componentes.

Na Figura 4.13 faz-se representar a parte central do chassi, a qual, além das oitos vigas de disposição radial, apresenta ainda duas coroas de chapas de reforço (representadas a azul), sendo que a coroa interior constitui também um cilindro central de protecção ao rotor.

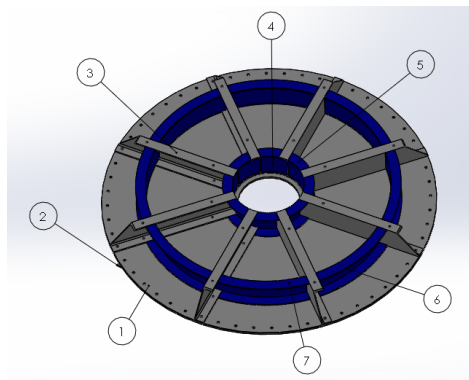


Figura 4.13 – Chassi: vigas UPE dispostas radialmente; coroas de chapas de reforço à estrutura e discos de integração do dispositivo

Neste conceito não se considera a montagem por painéis dispostos em cada secção circular (como acontecia no conceito anterior), mas antes através de discos completos (Figura 4.14).

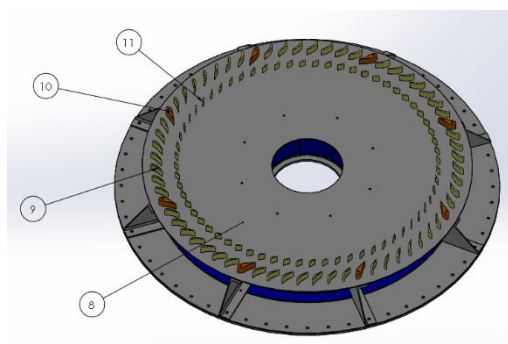


Figura 4.14 – Pás do estator superior e disco de base das pás

O número e a forma das pás do estator também difere neste conceito, pois agora consideram-se duas coroas de pás em cada zona (superior e inferior). Além disso, foram concebidas oito pás com uma função sobretudo estrutural, que são atravessadas por um elemento de ligação (Figura 4.17). Pretende-se que as pás do estator sejam soldadas ao disco de base (referência 8 da Figura 4.14) e que, posteriormente, encaixem num outro disco (referência 12 da Figura 4.15 a)). São estes dois discos que constituem o canal de fluxo de ar do estator.

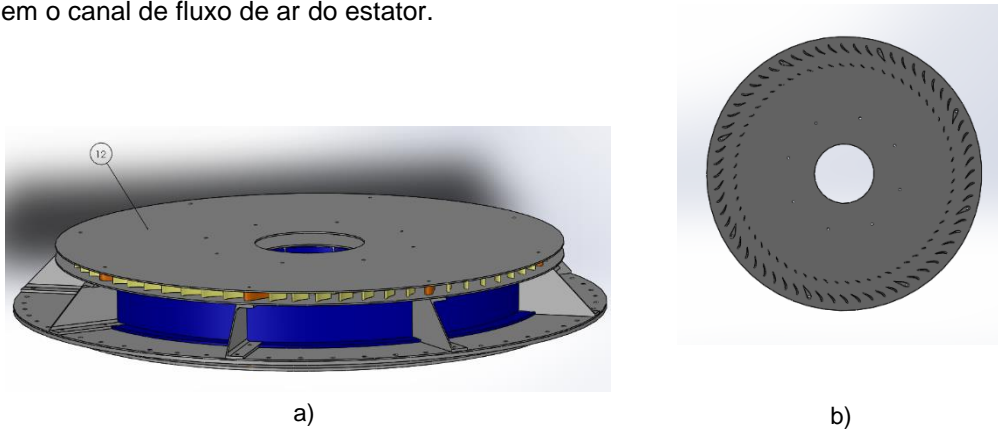


Figura 4.15 – Representação do disco que encaixa nas pás do estator superior: a) Instalação no dispositivo; b) Representação em pormenor

Com o intuito de reforçar, estruturalmente, os discos que constituem o canal do estator, considera-se a colocação de vigas UPE de reforço, bem como de coroas de chapas nesta zona. Tal representa-se na Figura 4.16.

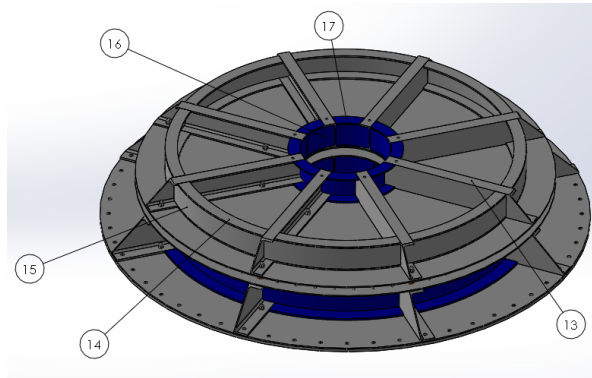


Figura 4.16 – Estrutura de reforço do canal do estator superior

Na parte inferior da turbina, a instalação das pás do estator segue o mesmo procedimento que o descrito anteriormente (ligação soldada a um disco e encaixe noutro). Também é necessário o reforço estrutural do canal do estator inferior, cujo método é o mesmo que o apresentado previamente.

Em ambas as zonas da turbina (superior e inferior) se considera a instalação de casquilhos de apoio aos discos de encaixe das pás, os quais são atravessados por um elemento de ligação roscado com função estrutural. A localização dos casquilhos prejudica o escoamento à entrada do rotor, pois atravessa directamente o canal onde o ar flui no estator da turbina. Contudo, ainda que em detrimento das características do escoamento, esta medida pretende fornecer a robustez estrutural suficiente ao dispositivo.

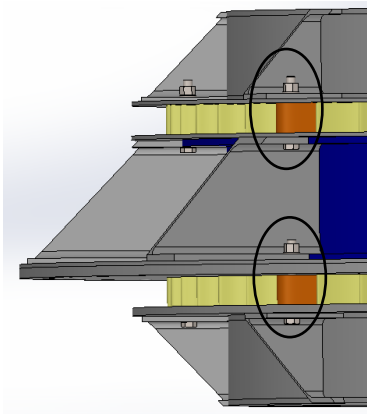


Figura 4.17 – Representação em pormenor das ligações concebidas nas pás estruturais do estator

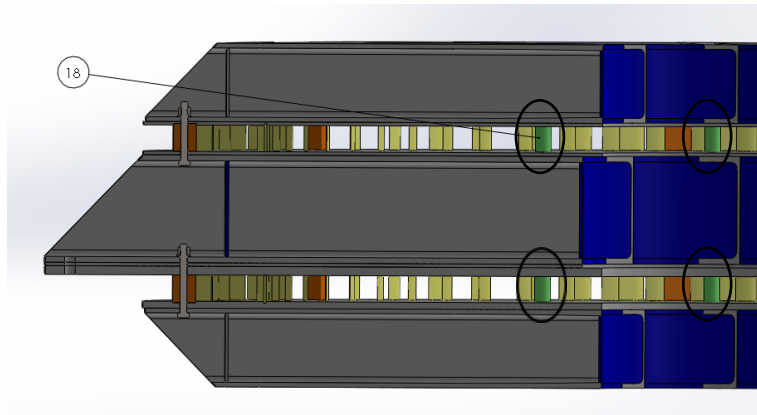


Figura 4.18 – Representação em destaque dos casquilhos de apoio aos discos que encaixam nas pás do estator

Neste conceito, a colocação do gerador é feita através de uma placa apoiada em colunas de reforço (Figura 4.19 a)). É através da ligação aparafusada entre a placa de apoio ao gerador e as colunas de reforço que existe a possibilidade de remover e repor no interior do chassi todo o conjunto gerador + rotor + veio (Figura 4.20).

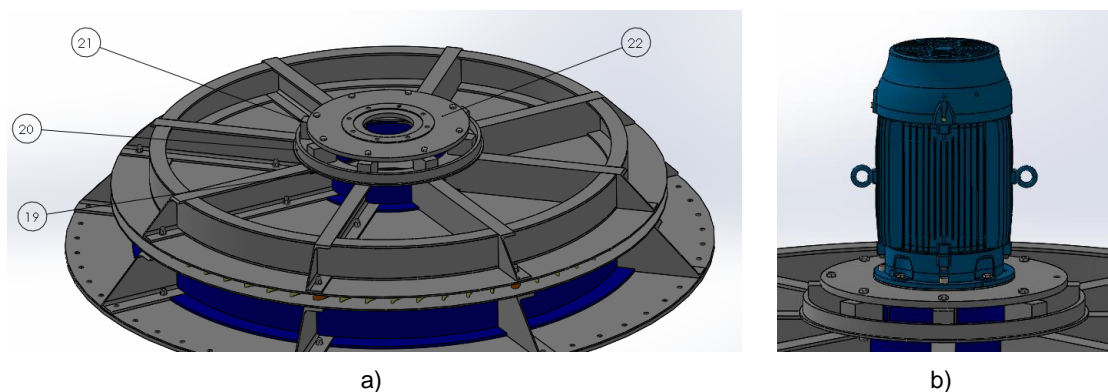


Figura 4.19 – Estrutura de apoio ao gerador: a) Identificação dos componentes; b) Representação do gerador em posição

O conjunto a remover do interior do chassi, para eventuais operações de manutenção, encontra-se representado na Figura 4.20. Todo este conjunto, à semelhança do que foi apresentado no conceito 1, apoia-se numa estrutura de apoio ao cone que está anexado ao veio (referência 30 da Figura 4.21 b)). Esta estrutura é igual à que foi apresentada no conceito anterior, não sendo aqui detalhada. Pretende-se que tal estrutura esteja fixa numa base inferior da turbina (referência 29 da Figura 4.21 b)).

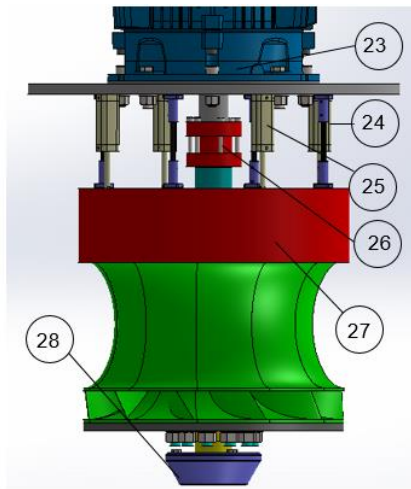


Figura 4.20 – Configuração do conjunto a remover e repor no interior de um dispositivo flutuante

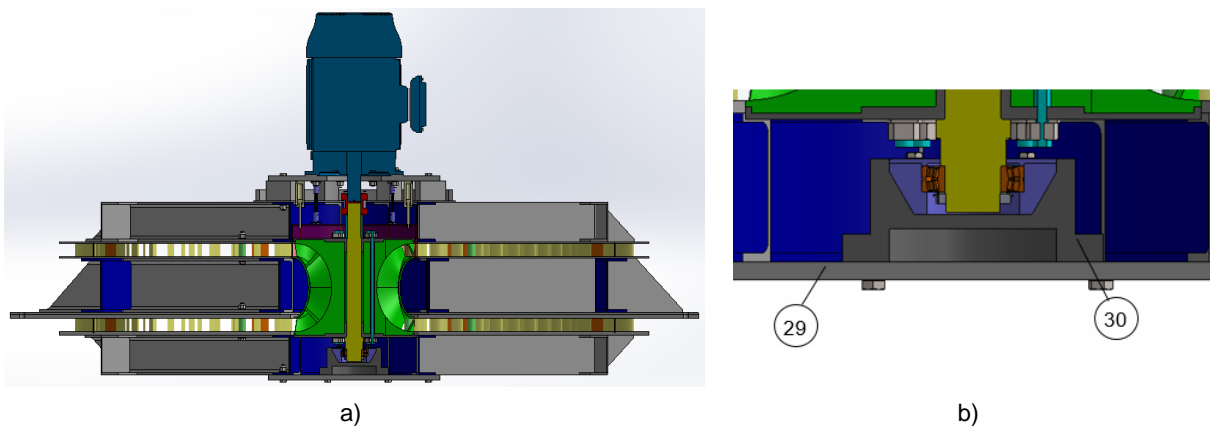


Figura 4.21 – Representação em corte do pormenor do apoio cónico do veio: a) Representação global; b) Representação em pormenor

Procede-se agora à representação global da turbina (Figura 4.22).

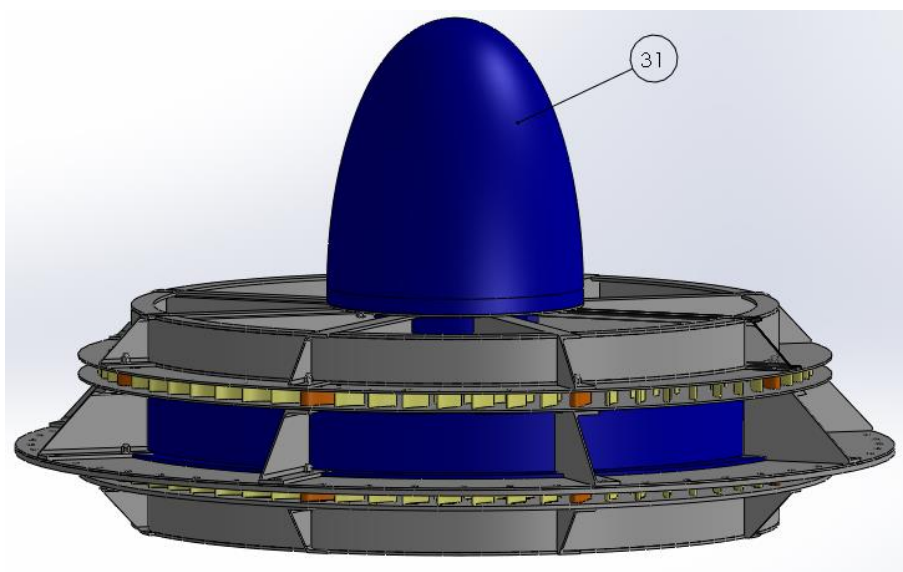


Figura 4.22 – Representação global da turbina

De seguida, identificam-se alguns componentes relevantes associados a este conceito.

Tabela 4.5 – Identificação de componentes associados ao desenvolvimento da turbina

Referência	Designação
1	Disco de integração do dispositivo 1
2	Disco de integração do dispositivo 2
3	Viga central de disposição radial
4	Chapa de reforço central interior 2
5	Chapa de reforço central interior 1
6	Chapa de reforço central exterior 2
7	Chapa de reforço central exterior 1
8	Disco de ligação das pás do estator superior
9	Pá da coroa exterior do estator superior
10	Pá estrutural da coroa exterior do estator superior
11	Pá da coroa interior do estator superior
12	Disco de encaixe nas pás do estator superior
13	Viga de reforço do estator superior de disposição radial
14	Chapa de reforço exterior do estator superior 1
15	Chapa de reforço exterior do estator superior 2
16	Chapa de reforço interior do estator superior 1
17	Chapa de reforço interior do estator superior 2
18	Casquilho de apoio a disco
19	Flange de apoio ao gerador
20	Flange de rosca para a tampa do gerador
21	Colunas de reforço de apoio ao gerador
22	Placa de apoio ao gerador
23	Gerador
24	Sistema de guiamento linear
25	Actuador pneumático
26	União de veios
27	Válvula de segurança
28	Cone de apoio
29	Base inferior
30	Apoio cónico do veio
31	Tampa do gerador

c) Selecção do conceito final

Dos dois conceitos apresentados para o chassi e seus componentes adjacentes, aquele que melhor responde às solicitações impostas é o conceito 2, de acordo com análises computacionais realizadas. Tal conceito foi criado com o intuito de se obter uma estrutura bastante robusta, que responda eficazmente aos esforços provocados pelo ambiente severo e pouco previsível onde o dispositivo opera. Assim, é o conceito 2 que é desenvolvido em detalhe.

4.2.2. Desenvolvimento do acoplamento rotor-veio

a) Conceito 1

Neste primeiro conceito, o rotor encontra-se fixo a um veio por meio de um conjunto de ligações aparafusadas, numa secção de veio de maior diâmetro (Figura 4.23). Esta secção serve de base de assentamento ao rotor e, em conjunto com uma chaveta instalada no veio, permite a transmissão efectiva de binário do rotor para o veio da turbina. O rotor é constituído por onze pás dispostas circularmente em dois discos colocados nos topos deste (Figura 4.24). Estes discos, através de ligações feitas por elementos roscados que atravessam a totalidade da altura das pás, pretendem conferir ao rotor a integridade estrutural necessária.

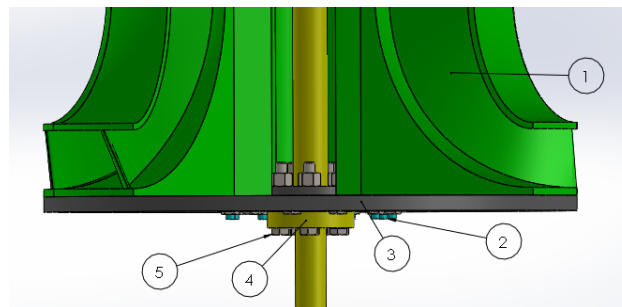


Figura 4.23 – Representação em pormenor do conceito de fixação do rotor ao veio da turbina

Na Tabela 4.6 identificam-se os principais componentes associados a este conceito.

Tabela 4.6 – Identificação dos principais componentes do subconjunto rotor e veio da turbina (Conceito 1)

Referência	Designação
1	Pá do rotor
2	Ligação por elemento roscado entre os discos do rotor
3	Disco do rotor
4	Base de assentamento (secção de veio de maior diâmetro)
5	Ligação aparafusada entre veio e disco do rotor

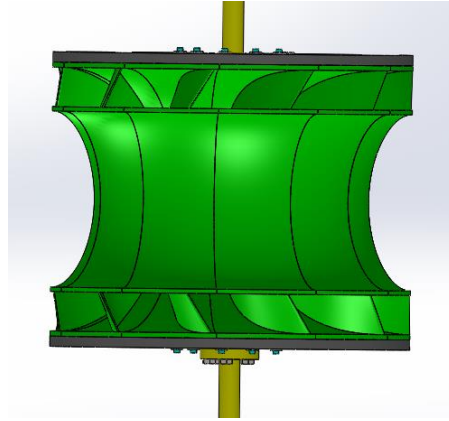


Figura 4.24 – Conjunto rotor e veio da turbina

b) Conceito 2

O conceito 2 tem por base os componentes gerais apresentados no conceito anterior. Contudo, algumas diferenças existem no que diz respeito ao modo de apoio e fixação do rotor ao veio, que aqui pretendem ser feitos através do uso de um ressalto/batente no veio, onde apoia o rotor, e de um casquilho (referência 1 da Figura 4.25) que, em conjunto com as duas chavetas instaladas na interface entre o veio da turbina e os discos superior e inferior do rotor, permite a transmissão efectiva de binário. Este casquilho, que se apoia no disco superior do rotor e se estende até à união de veios, confere estabilidade ao rotor, evitando possíveis oscilações verticais do mesmo em funcionamento.

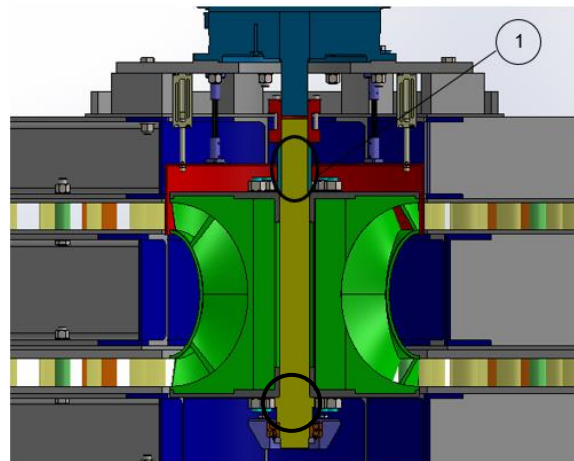


Figura 4.25 – Representação em corte do conceito 2 para apoio e fixação do rotor ao veio – pormenores do casquilho e do ressalto no veio

c) Conceito 3

Neste conceito, a forma de fixação do rotor ao veio da turbina pretende ser feita através do uso de um ressalto/batente no veio, onde apoia o rotor, tal como no conceito anterior. Para evitar possíveis oscilações verticais do rotor, propõe-se o uso de uma porca de fixação na base superior (referência 1 da Figura 4.26 b)). Para garantir uma transmissão efectiva de binário, considera-se a instalação de duas chavetas na interface entre o veio da turbina e os discos superior e inferior do rotor.

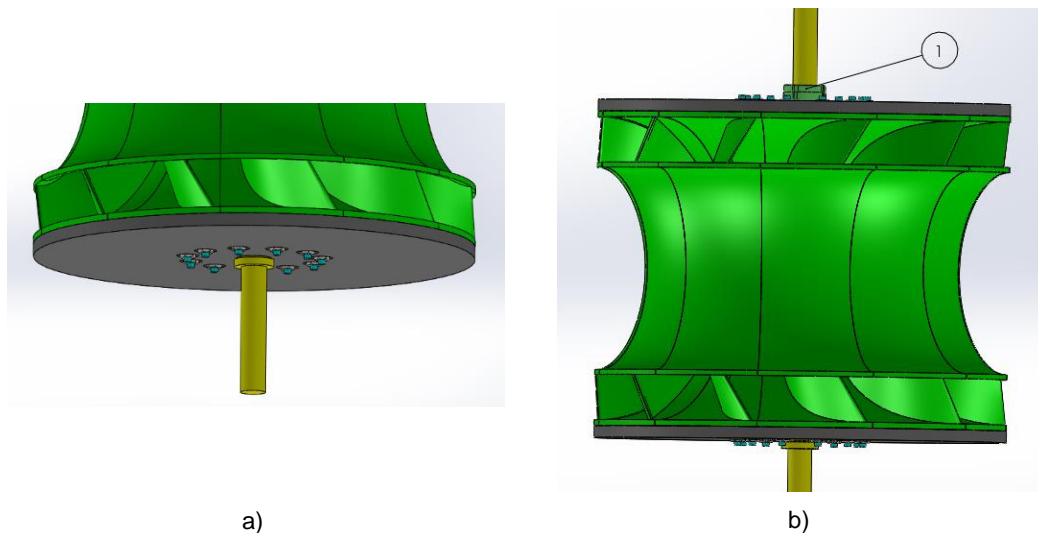


Figura 4.26 – Conceito 3 para fixação do rotor ao veio: a) Pormenor do ressalto no veio; b) Representação global do subconjunto rotor e veio da turbina

d) Seleção do conceito final

Uma vez definidos os requisitos globais de projecto no capítulo anterior, e gerados agora os conceitos, chega-se à fase de seleccionar aquele que melhor responde aos requisitos impostos.

O conceito 1, apesar de garantir boa estabilidade estrutural entre o veio e o rotor, implica custos elevados de material, na medida em que se tem de partir de um veio de grande diâmetro para obter a base de assentamento proposta, sendo o remanescente material desperdiçado.

O conceito 2, embora também implique desperdício de material para obter o batente no veio, permite minimizar esse desperdício, uma vez que o diâmetro do batente é inferior ao diâmetro que é necessário para por o conceito 1 em prática. A instalação do casquilho é uma opção que garante a estabilidade estrutural necessária para o conjunto, em funcionamento. A transmissão do binário está assegurada pelas chavetas instaladas no veio da turbina, que estão em contacto com os discos do rotor.

O conceito 3 é idêntico ao conceito 2, com excepção de o casquilho ser substituído por uma porca de fixação. A porca de fixação exige que o veio seja maquinado no sentido de se obter a rosca necessária à ligação. Tal facto, origina custos acrescidos em operações de maquinagem.

No que diz respeito a questões de manutenção ou possível remoção da fixação entre o rotor e o veio, os conceitos 2 e 3 tornam essas operações mais simples, uma vez que o conceito 1 obriga à desmontagem total do rotor, com remoção das pás. Do ponto de vista do peso e dimensões dos componentes envolvidos, ambos os conceitos são equivalentes.

Para todos os conceitos aqui apresentados, é possível remover, com relativa facilidade, e recorrendo a equipamento de elevação, o rotor da turbina e respectivo equipamento anexo, incluindo gerador e veio (Figura 4.20), do interior da estrutura que encapsula o dispositivo, não existindo problemas de alinhamento do veio aquando da reposição dos componentes. De facto, em função do

descrito anteriormente, a razão mais pertinente para efectuar a escolha tem a ver não só com as questões operativas e de manutenção futuras, mas também com os custos inerentes a cada conceito. Assim sendo, e uma vez que se considera o conceito 2 como aquele que simplifica e minimiza estes parâmetros de forma mais considerável, é este o escolhido como conceito final, e em torno do qual se desenvolvem as fases de análise estrutural e de dimensionamento envolvidas nesta dissertação.

4.3. Selecção de materiais e processos de fabrico

Actualmente existe uma enorme variedade de materiais e de processos de fabrico disponíveis para a produção de componentes nas mais diversas áreas. Esta grande oferta, aliada a limitações económicas e operativas (tolerâncias, acabamentos superficiais, etc.) inerentes a cada processo, tornam a selecção de materiais e processos uma fase por vezes complexa do projecto.

Existem diferentes abordagens, sendo que uma delas passa por escolher o material e o processo de fabrico, influenciando o curso do projecto, e outra em que é o projecto que influencia a escolha do material e do processo de fabrico. Nesta dissertação, a primeira é a abordagem dominante. Para efectuar a selecção de materiais e de processos de fabrico é necessário tomar atenção às seguintes etapas: identificação da função e características geométricas do componente; identificação dos principais requisitos estruturais que o componente tem de cumprir; identificação de eventuais obrigações impostas relativamente ao custo dos materiais e processos.

De seguida, procede-se a uma análise detalhada para a selecção do material e do processo de fabrico do rotor, por se considerar ser o componente mais complexo do ponto de vista geométrico, devido à forma específica das pás. Por se tratar de um trabalho académico, com limitação no número de páginas, a escolha do material e dos processos de fabrico para os restantes componentes é feita de uma forma menos detalhada.

4.3.1. Caso de estudo do rotor

O rotor é um componente que está sujeito a grandes solicitações estruturais, sendo que as suas características geométricas lhe conferem um certo nível de complexidade no fabrico. Numa previsão inicial, os processos de fabrico que mais se adequam à geometria das pás são a fundição e a maquinagem convencional. Os processos de fundição economicamente viáveis para o lote a produzir são a fundição em areia e em cera perdida, de acordo com [32].

O rotor desempenha a função de converter a energia cinética do escoamento em energia mecânica ao veio, pelo que as suas características geométricas influenciam directamente o rendimento final da turbina. Assim sendo, durante o desempenho das suas funções, o rotor está sujeito a cargas estáticas (peso próprio) e dinâmicas (força centrífuga induzida pela rotação, forças aerodinâmicas causadas pelo escoamento interior e forças resultantes das acelerações da bóia), precisando cumprir

o tempo de vida útil especificado nos requisitos globais de projecto, no capítulo anterior. A escolha do material para as pás do rotor deve garantir a satisfação destas condições, sendo que as características mais importantes que o material deve apresentar são a rigidez e a resistência mecânica, isto é, elevado módulo de elasticidade e elevada tensão de cedência.

Do ponto de vista das características geométricas das pás do rotor, é necessário ter em conta os principais constrangimentos de projecto:

- A forma, as dimensões e os acabamentos superficiais das pás são definidos por requisitos aerodinâmicos, da mecânica dos fluidos, que não podem ser modificados, sendo que o processo de fabrico escolhido deve garantir uma rugosidade média (R_a) superficial na pás no intervalo de 3,2 a 6,3 μm , para que as mesmas possam ser consideradas hidrodinamicamente lisas.

De acordo com as funções definidas para o rotor e os processos de fabrico inicialmente previstos, os materiais que melhor se adaptam são os aços inoxidáveis, para o caso da fundição, e as ligas de alumínio, para o processo de maquinagem convencional.

A fundição de aço inoxidável permite alcançar níveis elevados de resistência contra a corrosão e o desgaste. Sendo um processo onde a quantidade de material desperdiçado é reduzida, consegue-se poupar no custo elevado do aço inoxidável. Na Tabela 4.7 mostram-se alguns tipos de aços inoxidáveis, bem como as suas principais propriedades e aplicações.

Tabela 4.7 – Aços inoxidáveis: principais propriedades e aplicações

Designação	Norma	Principais propriedades	Aplicações principais
304/304 L	ASTM A 240; ASTM A 666	Excelente resistência à corrosão; boa resposta à enformação e à soldadura	Equipamentos para cozinha; permutadores de calor; componentes soldados para indústria química, têxtil, e farmacêutica; etc.
316/316 L	ASTM A 240; ASTM A 666	Excelente resistência à corrosão; boa resistência mecânica; resistente a elevadas temperaturas	Canais de distribuição de gases de escape; componentes de motores a jacto; carcaça exterior de bombas; biodigestores; componentes expostos a atmosferas marítimas; etc.
17-4 PH	ASTM A 693	Boa resistência à corrosão; elevada resistência mecânica	Aplicações aeroespaciais e petroquímicas; indústria alimentar e metalúrgica; etc.

Da análise da tabela anterior, pode concluir-se que o material mais adequado para o processo de fundição é o aço 316 L, porque é o que apresenta as melhores propriedades de resistência à

corrosão, aliadas a uma boa resistência mecânica. A letra “L” indica que é um aço com uma baixa percentagem em carbono, o que se traduz em melhores características de soldabilidade.

Para o processo de maquinagem, é necessário analisar as várias ligas de alumínio que estão disponíveis no mercado. O alumínio é dos materiais mais abundantes no planeta e tem uma forte utilização em aplicações estruturais, pois quando combinado com outros elementos de liga, garante bons requisitos de resistência mecânica e à corrosão, a baixo peso. De seguida, identificam-se as principais propriedades e aplicações das várias ligas de alumínio para trabalho mecânico (Tabela 4.8).

Tabela 4.8 – Ligas de alumínio: principais propriedades e aplicações

Série	Principais propriedades	Aplicações principais
1xxx	Excelente resistência à corrosão; elevada condutividade térmica e eléctrica; ductilidade elevada e baixa resistência mecânica	Indústria alimentar e química; aplicações em condutores eléctricos e permutadores de calor; etc
2xxx	Em geral, apresentam menor resistência à corrosão que as restantes ligas; elevada resistência mecânica; problemas de soldabilidade	Fuselagem e componentes estruturais para aviões; componentes de suspensões de automóveis; etc.
3xxx	Resistência mecânica moderada; boas características de enformabilidade e soldabilidade	Utensílios de cozinha; permutadores de calor; latas de refrigerantes; etc.
4xxx	Ligas de baixo ponto de fusão, pela adição de silício	Usado sobretudo como metal de adição na soldadura de outras ligas; etc.
5xxx	Resistência mecânica moderada; excelente resistência à corrosão em atmosfera marinha; boas características de soldabilidade	Componentes para embarcações; reservatórios sob pressão; electrónica; etc.
6xxx	Excelentes propriedades de enformabilidade, soldabilidade e resistência à corrosão; resistência mecânica moderada a elevada	Produtos extrudidos para aplicações arquitectónicas e estruturais; etc.
7xxx	Em geral é a série que apresenta a maior resistência mecânica; susceptibilidade a corrosão sob tensão, sobretudo após soldadura	Indústria aeronáutica; veículos blindados; quadros de bicicletas; etc.

Da análise da tabela anterior, e após a consulta de informação da parte de alguns fornecedores de material, decidiu-se que a escolha da liga de alumínio teria de incidir nas séries 5xxx, 6xxx e 7xxx. Em particular, optou por se escolher a liga 5083 para o processo de maquinagem convencional.

De acordo com [32], para os níveis de rugosidade superficiais pretendidos, tanto a fundição em cera perdida como a maquinagem convencional se mostram adequados ao fabrico das pás, como se pode concluir pela Figura 4.27. Da análise desta figura, excluiu-se de imediato a fundição em areia, devido ao acabamento grosseiro da superfície final.

No entanto, optar por fabricar as pás por um processo de fundição onde o material utilizado é o aço inoxidável 316 L, implica um peso adicional para o componente. De acordo com os dados obtidos a partir do *software* de modelação tridimensional, estima-se ainda um peso para a pá a rondar os 18 kg, o que de acordo com a Figura 4.28, mostra estar perto do limite aceitável para um processo de fundição em cera perdida. Mediante isto, é assim considerado como uma opção de projecto, por permitir

acabamentos superficiais significativamente melhores e por ser uma escolha mais segura do ponto de vista das limitações tecnológicas, a escolha da maquinagem para o processo de fabrico das pás. Isto leva a que o material escolhido seja a liga de alumínio 5083, pois é mais fácil de maquinar do que o aço inoxidável.

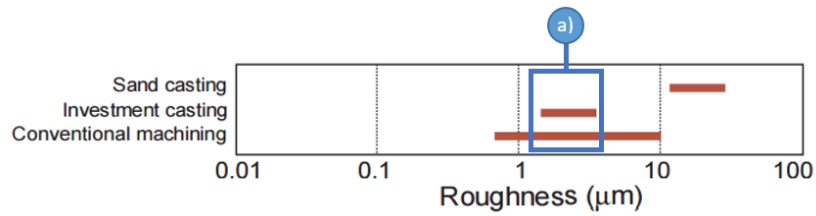


Figura 4.27 – Gama de rugosidades possíveis de trabalho nos referidos processos: a) Requisitos de rugosidade para a superfície das pás. Adaptado de [32]

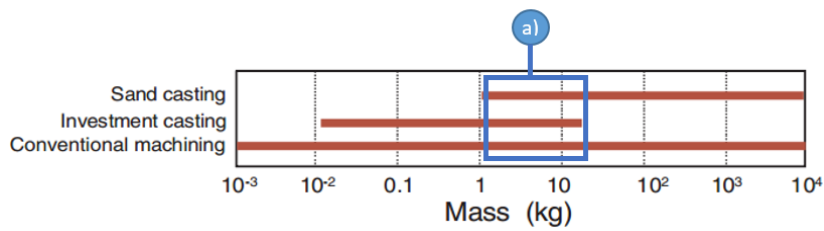


Figura 4.28 – Gama de massas de trabalho possíveis nos referidos processos: a) Requisitos de massa das pás concebidas em aço inoxidável ou alumínio. Adaptado de [32]

4.3.2. Selecção global de materiais e de processos de fabrico

Na Tabela 4.9 procede-se a uma selecção global de materiais e de processos de fabrico para os principais componentes do dispositivo (identificados no Anexo H – Desenhos técnicos).

Tabela 4.9 – Listagem dos principais componentes do dispositivo, selecção de materiais e de processos de fabrico (continua)

Designação do componente	Processos de fabrico associados	Material atribuído	Tensão de cedência do material S_y [MPa]	Tensão de rotura do material S_u [MPa]
Pá do rotor	Maquinagem convencional	Liga de alumínio 5083	370	420
Disco do rotor	Corte de chapa, maquinagem e furação	Aço 316 L	240	530
Veio da turbina	Torneamento	Aço 316 L	240	530
Disco de integração do dispositivo 1	Corte de chapa e furação	Aço 316 L	240	530
Disco de integração do dispositivo 2	Corte de chapa e furação	Aço 316 L	240	530
Estrutura de apoio ao cone anexado ao veio da turbina (apoio cónico)	Maquinagem convencional	Aço 316 L; revestimento interior com material com coeficiente de atrito adequado	240	530
Cone de apoio	Maquinagem convencional e furação	Aço 316 L	240	530
Tampa do cone de apoio	Maquinagem convencional e furação	Aço 316 L	240	530
Válvula de segurança	Estampagem de chapa e maquinagem	Aço 316 L	240	530
Viga central de disposição radial	Corte de viga de secção normalizada UPE	Aço 316 L	240	530
Chapa de reforço central interior 1	Corte e dobragem de chapa	Aço 316 L	240	530
Chapa de reforço central interior 2	Corte e dobragem de chapa	Aço 316 L	240	530
Chapa de reforço central exterior 1	Corte e dobragem de chapa	Aço 316 L	240	530

Tabela 4.9 – Listagem dos principais componentes do dispositivo, selecção de materiais e de processos de fabrico (conclusão)

Designação do componente	Processos de fabrico associados	Material atribuído	Tensão de cedência do material S _y [MPa]	Tensão de rotura do material S _u [MPa]
Chapa de reforço central exterior 2	Corte e dobragem de chapa	Aço 316 L	240	530
Disco onde se ligam as pás do estator (superior e inferior)	Corte de chapa e furação	Aço 316 L	240	530
Disco que encaixa nas pás do estator (superior e inferior)	Corte de chapa e furação	Aço 316 L	240	530
Viga de reforço do estator (superior e inferior) de disposição radial	Corte de viga de secção normalizada UPE	Aço 316 L	240	530
Chapa de reforço exterior do estator 1	Corte e dobragem de chapa	Aço 316 L	240	530
Chapa de reforço exterior do estator 2	Corte e dobragem de chapa	Aço 316 L	240	530
Chapa de reforço interior do estator 1	Corte e dobragem de chapa	Aço 316 L	240	530
Chapa de reforço interior do estator 2	Corte e dobragem de chapa	Aço 316 L	240	530
Coroas de pás do estator superior e inferior	Corte a laser e furação	Aço 316 L	240	530
Casquilho de apoio a disco (superior e inferior)	Torneamento e furação	Aço 316 L	240	530
Flange de apoio ao gerador	Corte de chapa	Aço 316 L	240	530
Flange de rosca para a tampa do gerador	Maquinagem convencional e dobragem de chapa	Aço 316 L	240	530
Colunas de reforço de apoio ao gerador	Maquinagem de barra	Aço 316 L	240	530
Placa de apoio ao gerador	Maquinagem convencional, corte de chapa e furação	Aço 316 L	240	530
Tampa do gerador	-	Poliéster reforçado a fibra de vidro (PRFV)	-	-

5. Dimensionamento

Esta fase do projecto é muito importante, visto que é nela que se procede ao dimensionamento dos principais componentes da turbina e seus elementos de ligação, tendo em conta as acções a que estes estão sujeitos durante o seu ciclo de vida.

Por forma a que o dimensionamento seja adequado, é necessário ter em conta os casos de carga extremos a que o dispositivo poderá estar sujeito. A pior situação, do ponto de vista dos esforços no dispositivo, é aquela em que a turbina é instalada numa bóia, sendo portanto o caso a ter em conta nesta dissertação. Quer isto dizer, que os cálculos apresentados neste capítulo são respeitantes ao funcionamento da turbina numa configuração de eixo vertical. Não obstante, a configuração conceptual proposta para a turbina permite que a mesma funcione com eixo horizontal, adoptando algumas pequenas diferenças construtivas (ver Anexo G). Contudo, alguns ajustamentos têm de ser feitos do ponto de vista do carregamento actuante, o que exige um estudo à parte daquele que é apresentado em seguida.

Estão agrupados na Tabela 5.1 todos os dados relevantes fornecidos pelo Prof. Luís Gato do IST e pela empresa Kymaner. Alguns dos dados compilados na tabela são usados nos cálculos de dimensionamento e de análise estrutural apresentados de seguida.

Tabela 5.1 – Casos de carga excepcionais que actuam na turbina (valores usados no dimensionamento)

Descrição	Valor	Unidade
Pressão máxima na câmara ($P_{m\acute{a}x}$)	2,50	bar
Pressão mínima na câmara ($P_{m\acute{i}n}$)	-1	bar
Aceleração vertical máxima da bóia (g_z)	13,20	m/s ²
Aceleração horizontal máxima da bóia (g_h)	18,50	m/s ²
Velocidade de rotação máxima da bóia (<i>pitch e roll</i>) (ω_{pr})	0,38	rad/s
Velocidade de rotação nominal do rotor (N_{nom})	1500	rpm
Sobrevelocidade de rotação do rotor (N_{sobr})	6000	rpm
Período mais frequente das ondas (T_{ondas})	9,30 – 20	s

5.1. Dimensionamento dos elementos das pás do rotor

Os elementos de ligação das pás do rotor atravessam estas em todo o seu comprimento (Figura 5.1) e garantem o posicionamento das mesmas durante o funcionamento da turbina, através de dois discos colocados nos topos do rotor, como já havia sido apresentado no capítulo 4.

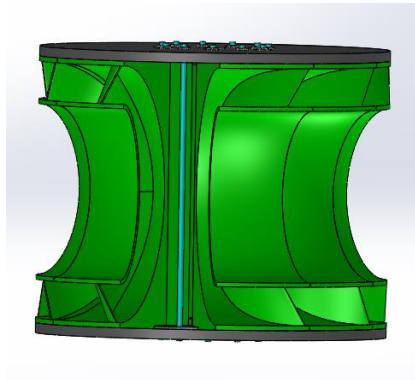


Figura 5.1 – Elementos das pás do rotor

A metodologia de projecto apresentada passa por identificar as forças que actuam no centro de massa (C_M) da pá, isto é, o carregamento que resulta dos movimentos da bóia, quando esta se encontra num estado de mar descrito pelas condições da Tabela 5.1. A representação destas forças encontra-se na Figura 5.2. No processo de dimensionamento não são consideradas as forças aerodinâmicas originadas pelo escoamento de ar na pá, na medida em que o carregamento cinemático considerado torna o processo suficientemente adequado e conservativo.

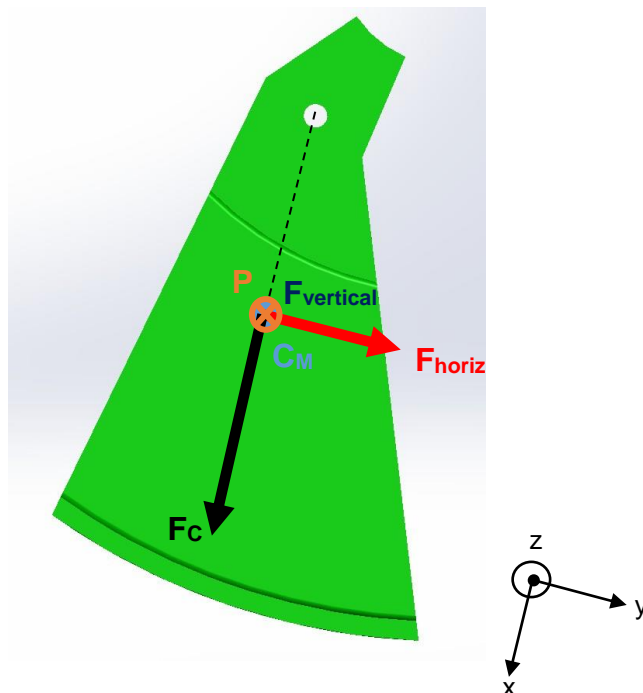


Figura 5.2 – Forças que actuam no centro de massa da pá (carregamento considerado para o dimensionamento dos elementos de ligação das pás)

Procedendo à identificação das forças e restante simbologia, tem-se:

- P – Força devida à massa da pá
- F_c – Força centrífuga causada pela velocidade de rotação do rotor
- F_{horiz} – Força originada pela aceleração horizontal
- $F_{vertical}$ – Força originada pela aceleração vertical
- C_M – Centro de massa da pá

De seguida, procede-se à identificação das forças que actuam no centróide (eixo) do elemento, através da representação da Figura 5.3. A força originada pela aceleração horizontal, F_{horiz} , causa um momento M_G em torno do eixo do elemento, ou seja, em torno do eixo z, de acordo com o referencial indicado.

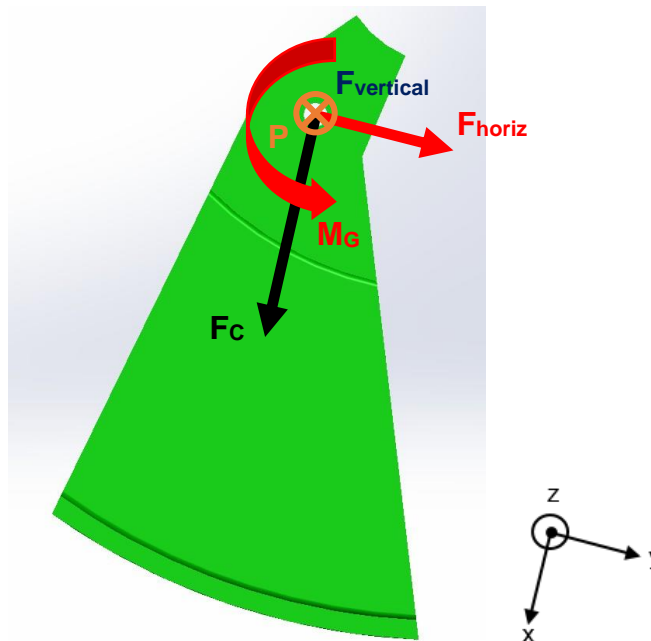


Figura 5.3 – Carregamento no centróide (eixo) do elemento da pá

De modo a calcular as forças resultantes das acelerações, é necessário considerar a massa em aceleração, isto é, a massa da pá. Como tal, sabe-se que este componente, fabricado em alumínio, tem uma massa de aproximadamente 6 kg. Assim, vem:

$$F_{horiz} = m_{pá} \times g_h = 6 \times 18,5 = 111,00 \text{ N} \quad (5.1)$$

$$F_{vertical} = m_{pá} \times g_z = 6 \times 13,2 = 79,20 \text{ N} \quad (5.2)$$

Por vezes, acontecem situações em que se perde o controlo sobre a velocidade de rotação do rotor, sendo que este passa a rodar a velocidades bastante superiores à nominal. Nestas situações o rotor roda em sobrevelocidade. Há que ter em conta esta situação aquando do processo de dimensionamento, pelo que o cálculo da força centrífuga é feito do seguinte modo:

$$F_C = m_{pá} \times a_C = m_{pá} \times \omega_{sobr}^2 \times R_{CM} \Rightarrow F_C = 6 \times \left(6000 \times \frac{2\pi}{60}\right)^2 \times 0,055 \cong 130278,78 \text{ N} \quad (5.3)$$

onde R_{CM} representa a distância medida entre o centro de massa da pá e o eixo do elemento. A força centrífuga é fortemente influenciada pela velocidade de rotação do rotor.

É ainda necessário calcular a força resultante do peso da pá:

$$P = m_{pá} \times g = 6 \times 9,81 = 58,86 \text{ N} \quad (5.4)$$

A utilização do regulamento DNVGL-OS-C101 (2015) [31] implica que os critérios gerais de dimensionamento tenham por base o conceito de estados limites, combinados com um método de coeficientes de segurança parciais. Por estado limite, entende-se o estado a partir do qual a estrutura (dispositivo) fica prejudicada de forma total ou parcial, na capacidade para desempenhar as funções para que foi projectada.

O critério de dimensionamento passa então por verificar a segurança da estrutura em termos de estados limites, comparando com os estados a que a estrutura é conduzida pela combinação das cargas a que está sujeita. O dimensionamento dos elementos é efectuado de forma a verificar a segurança pelo critério do estados limites últimos. Estes estados estão associados ao colapso de parte ou de totalidade da estrutura e de cuja ocorrência resultam prejuízos muito severos [17].

Quando o dimensionamento é realizado em termos de estados limites últimos (de acordo com o Eurocódigo 3), é feito verificando as regras de equilíbrio estático, dependendo fundamentalmente da resistência das secções transversais dos elementos, da resistência de instabilidade da estrutura e ainda da resistência das suas ligações [17]. Tal, consiste em respeitar a condição seguinte:

$$S_d \leq R_d \quad (5.5)$$

onde S_d representa o valor do cálculo do esforço actuante e R_d corresponde ao valor do cálculo da resistência de projecto. O esforço actuante é obtido pela combinação das cargas actuantes S_{ki} , que podem ser de carácter permanente ou variável, majoradas por um coeficiente de segurança parcial γ_{fi} . De acordo com [31], esta é a equação adoptada na combinação de cargas:

$$S_d = \sum_{i=1}^n (\gamma_{fi} S_{ki}) \quad (5.6)$$

A utilização do regulamento da DNV no dimensionamento destes componentes, justifica-se por ter aplicabilidade mais específica a estruturas destinadas a uso marítimo. De acordo com as recomendações da mesma, o coeficiente de segurança parcial deve ter o valor de $\gamma_{fi} = 1,3$ (aplica-se a cargas permanentes e variáveis). De seguida, procede-se à combinação das cargas na pá:

$$F_{horiz} = 111 \times 1,3 = 144,30 \text{ N} \quad (5.7)$$

$$F_{vertical} = 79,2 \times 1,3 = 102,96 \text{ N} \quad (5.8)$$

$$F_C = 130278,78 \times 1,3 = 169362,41 \text{ N} \quad (5.9)$$

$$P = 58,86 \times 1,3 = 76,52 \text{ N} \quad (5.10)$$

Uma vez obtidas as cargas na pá, torna-se agora necessário identificar a situação de carregamento mais crítica. Esta, corresponde ao caso em que a força resultante da aceleração vertical, $F_{vertical}$, e a força resultante do peso da pá, P , têm o mesmo sentido. Tal já se encontra representado na Figura 5.2. Da análise desta figura, é possível concluir que estas forças, bem como a força resultante da aceleração horizontal, F_{horiz} , provocam cada uma um momento $M_{G(i)}$ ao longo do eixo do elemento, o qual pode ser quantificado do seguinte modo:

$$M_{G(F_{horiz})} = F_{horiz} \times \text{braço} = 144,30 \times 0,055 = 7,94 \text{ N.m} \quad (5.11)$$

$$M_{G(F_{vertical})} = F_{vertical} \times \text{braço} = 102,96 \times 0,055 = 5,66 \text{ N.m} \quad (5.12)$$

$$M_{G(P)} = P \times \text{braço} = 76,52 \times 0,055 \cong 4,21 \text{ N.m} \quad (5.13)$$

Torna-se agora necessário quantificar os esforços de corte primários (carga directa) e os esforços de corte secundários (carga indirecta) que resultam do carregamento representado na Figura 5.3.

O cálculo do esforço de corte primário ou carga directa, F'_i , para a força resultante da aceleração horizontal e para a força centrífuga, é feito tendo por base a expressão:

$$F'_i = \frac{R_{act}}{n.^{\circ} \text{ varões} \times n.^{\circ} \text{ de áreas de corte por elemento}} \quad (5.14)$$

onde R_{act} representa a resultante dos esforços actuantes numa direcção. Assim, tem-se:

$$F'_{horiz} = \frac{F_{horiz}}{1 \times 2} = \frac{144,30}{1 \times 2} = 72,15 \text{ N} \quad (5.15)$$

$$F'_C = \frac{F_C}{1 \times 2} = \frac{169362,41}{1 \times 2} = 84681,21 \text{ N} \quad (5.16)$$

O cálculo do esforço de corte primário ou carga directa, F'_i , para a força resultante da aceleração vertical e para a força resultante do peso da pá, é feito a partir da seguinte expressão geral:

$$F'_i = \frac{R_{act}}{n.^{\circ} \text{ varões}} \quad (5.17)$$

onde R_{act} representa a resultante dos esforços actuantes numa direcção. Assim, tem-se:

$$F'_{vertical} = \frac{F_{vertical}}{1} = \frac{102,96}{1} = 102,96 \text{ N} \quad (5.18)$$

$$F'_p = \frac{P}{1} = \frac{76,52}{1} = 76,52 \text{ N} \quad (5.19)$$

O processo de cálculo para os esforços de corte secundários ou carga indirecta, devido aos momentos flectores, pode ser iniciado partindo da expressão obtida de [33]:

$$F''_i \approx \frac{2 \times M_G(i)}{l} \quad (5.20)$$

em que l representa o comprimento total das partes envolvidas na ligação. No caso dos elementos de ligação, contribuem para este comprimento total não só o comprimento da pá, mas também os discos dos topos do rotor. Assim, considere-se um valor de $l = 373,25 + 2 \times 20 = 413,25$ mm.

Deste modo, tem-se:

$$F''_{F_{horiz}} = \frac{2 \times 7,94}{413,25 \times 10^{-3}} \cong 38,43 \text{ N} \quad (5.21)$$

$$F''_{F_{vertical}} = \frac{2 \times 5,66}{413,25 \times 10^{-3}} \cong 27,39 \text{ N} \quad (5.22)$$

$$F''_p = \frac{2 \times 4,21}{413,25 \times 10^{-3}} \cong 20,38 \text{ N} \quad (5.23)$$

Uma vez calculados estes esforços, é importante obter as resultantes nas três direcções de referência (x,y,z) e a resultante total dos esforços, $F_{resultante}$, dadas por:

$$\sum F_x = F_x^{total} = F'_C = 84681,21 \text{ N} \quad (5.24)$$

$$\sum F_y = F_y^{total} = F'_{horiz} + F''_{F_{horiz}} = 72,15 + 38,43 = 110,58 \text{ N} \quad (5.25)$$

$$\begin{aligned} \sum F_z = F_z^{total} &= F'_{vertical} + F'_p + F''_{F_{vertical}} + F''_p = 102,96 + 76,52 + 27,39 + 20,38 \\ &= 227,25 \text{ N} \end{aligned} \quad (5.26)$$

$$\begin{aligned} F_{resultante} &= \sqrt{(F_x^{total})^2 + (F_y^{total})^2 + (F_z^{total})^2} = \sqrt{84681,21^2 + 110,58^2 + 227,25^2} \\ &\cong 84681,59 \text{ N} \end{aligned} \quad (5.27)$$

Apresenta-se, na Figura 5.4, uma representação dos esforços de corte primários e secundários no plano (x,y), bem como da orientação das forças resultantes nas três direcções (x,y,z).

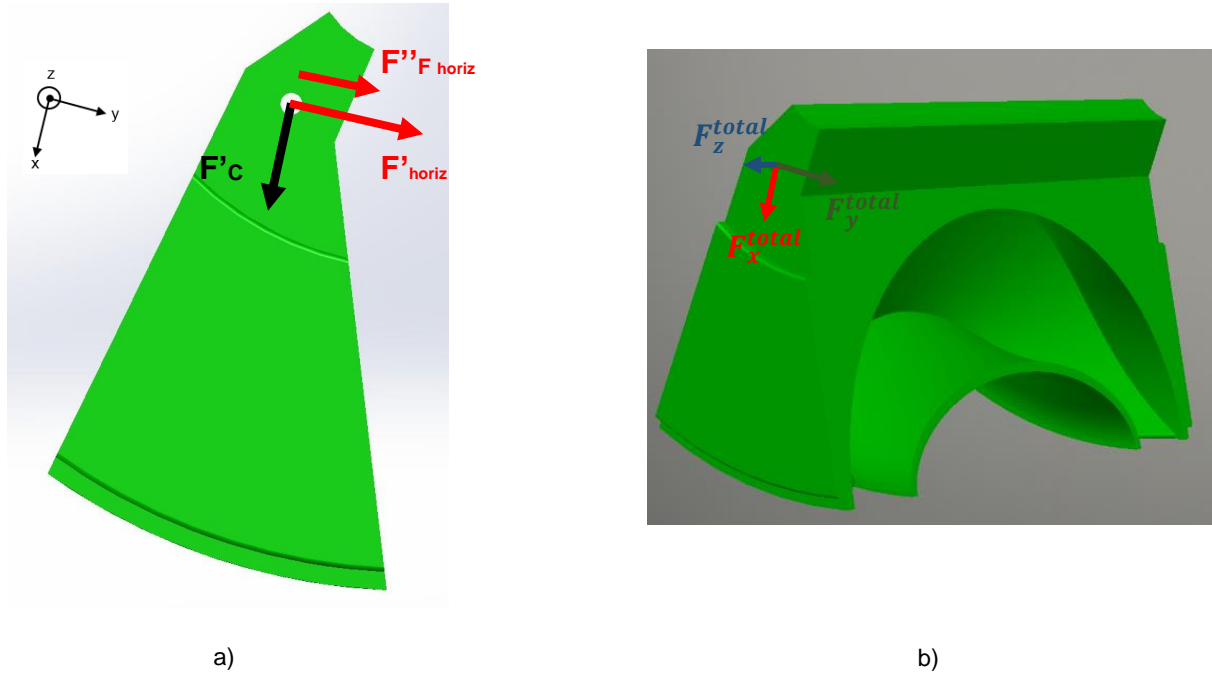


Figura 5.4 – Carregamentos que actuam na pá: a) Esquema de esforços de corte primários e secundários no eixo do elemento, no plano (x,y), com o respectivo referencial. b) Esquema de esforços totais nas direcções (x,y,z)

De acordo com a norma EN 1993-1-1:1992 [34], o dimensionamento ao corte do elemento é efectuado com base na seguinte condição:

$$F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd} = 0,6 \times A \times \frac{f_{ub}}{\gamma_{Mb}} \quad (5.28)$$

em que $f_{ub} = 800$ MPa é o valor da tensão de rotura do aço do elemento; $\gamma_{Mb} = 1,25$ é o valor do coeficiente de segurança parcial recomendado e A é a área da secção transversal ($\frac{\pi}{4} d^2$). Considerando o esforço actuante, $F_{v,Ed}$, igual ao da resultante dos esforços, $F_{resultante}$, vem:

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \times F_{v,Ed} \times \gamma_{Mb}}{0,6 \times \pi \times f_{ub}}} \Rightarrow d \geq \sqrt{\frac{4 \times 84681,59 \times 1,25}{0,6 \times \pi \times 800}} \cong 16,76 \text{ mm} \quad (5.29)$$

De acordo com a norma EN 1993-1-1:1992, o dimensionamento ao esmagamento dos discos e dos elementos é efectuado com base na seguinte condição:

$$F_{b,Ed} \leq F_{b,Rd} = 1,5 \times t \times d \times \frac{f_y}{\gamma_{Mb}} \quad (5.30)$$

onde $f_y = 240$ MPa é o valor da menor tensão de cedência, entre a do aço do elemento e a do aço dos discos; $\gamma_{Mb} = 1,25$ é o valor do coeficiente de segurança parcial recomendado; $t = 20$ mm é a espessura dos discos. Considerando o esforço actuante $F_{b,Ed}$ igual ao da resultante no plano (x,y), ou seja:

$$F_{resultante(x,y)} = \sqrt{(F_x^{total})^2 + (F_y^{total})^2} = \sqrt{84681,21^2 + 110,58^2} \cong 84681,28 \text{ N} \quad (5.31)$$

Vem:

$$d \geq \frac{F_{b,Ed} \times \gamma_{Mb}}{1,5 \times t \times f_y} \Rightarrow d \geq \frac{84681,28 \times 1,25}{1,5 \times 20 \times 240} \cong 14,70 \text{ mm} \quad (5.32)$$

Resta ainda fazer o dimensionamento do elemento em termos do esforço de tracção que, de acordo com [34], deve respeitar a condição seguinte:

$$F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd} = 0,9 \times A_s \times \frac{f_{ub}}{\gamma_{Mb}} \quad (5.33)$$

onde $f_{ub} = 800 \text{ MPa}$ é o valor da tensão de rotura do aço do elemento; $\gamma_{Mb} = 1,25$ é o valor do coeficiente de segurança parcial recomendado e A_s é a área útil do elemento. Assim, considerando o esforço actuante $F_{t,Ed}$ como a resultante que actua na direcção z, F_z^{total} , tem-se:

$$A_s = \frac{\pi}{4} d^2 \geq \frac{F_{t,Ed} \times \gamma_{Mb}}{0,9 \times f_{ub}} = \frac{227,25 \times 1,25}{0,9 \times 800} \cong 0,39 \text{ mm}^2 \quad (5.34)$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \times A_s}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,45}{\pi}} \cong 0,71 \text{ mm} \quad (5.35)$$

Na metodologia apresentada anteriormente, não foi tida em conta a pressão que ocorre no interior da câmara. É agora apresentado um método para ter a pressão em conta, não entrando no entanto no detalhe dos cálculos, por se tratar de um trabalho académico com limitação no número de páginas. Partindo de uma abordagem conservadora, que considera a pressão no interior da câmara como a actuação simultânea de uma força vertical, $F_{Pressão}^v$, e de uma força horizontal, $F_{Pressão}^h$, tem-se:

$$F_{Pressão}^v = P_{máx} \times 10^{-1} \times \text{área} \Rightarrow F_{Pressão}^v = 2,5 \times 10^{-1} \times \frac{\pi}{4} \times d^2 \text{ [N]} \quad (5.36)$$

$$\begin{aligned} F_{Pressão}^h &= P_{máx} \times 10^{-1} \times \text{área} \Rightarrow F_{Pressão}^h = 2,5 \times 10^{-1} \times d \times l \\ &= 2,5 \times 10^{-1} \times d \times 413,25 \times 10^{-3} \text{ [N]} \end{aligned} \quad (5.37)$$

Uma vez obtidas estas forças, deve proceder-se ao cálculo dos esforços de corte primários e secundários que as mesmas provocam (do mesmo modo que foi feito anteriormente). Seguidamente, é necessário actualizar as forças resultantes das equações (5.24) a (5.27). Feito isto, obtêm-se os seguintes resultados finais, através das equações (5.28) a (5.35):

- Dimensionamento ao corte dos elementos: $d \geq 18,99 \text{ mm}$
- Dimensionamento ao esmagamento do disco e dos elementos: $d \geq 8,56 \text{ mm}$
- Dimensionamento à tracção dos elementos: $d \geq 0,76 \text{ mm}$

De acordo com os valores que foram apresentados anteriormente, e adoptando uma perspectiva conservadora, é adequado a selecção de um elemento de diâmetro 20 mm, o qual deve ser acompanhado por uma porca hexagonal, em cada uma das extremidades, ajustada no disco do rotor.

5.2. Dimensionamento do veio

5.2.1. Dimensionamento estático do veio

O veio da turbina é um componente muito importante, na medida em que assegura a transmissão de binário, resultante da conversão de energia cinética do escoamento em energia mecânica, ao veio do gerador.

É fundamental que o diâmetro do veio seja compatível com os esforços a que o mesmo está sujeito, quando submetido às condições mais severas de carregamento. A metodologia de projecto apresentada é iniciada pelo dimensionamento estático à cedência. O coeficiente de segurança adoptado nesta secção é adaptado do método dos estados limites que consta no regulamento DNVGL-OS-C101 (2015), tal como foi explicado na secção anterior. Assim, foi tomada como uma opção de projecto, adoptar um coeficiente de segurança de $n = 1,3$, o que implica que o valor máximo para a tensão admissível no veio, σ_{adm} , seja dado por:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{n} = \frac{240}{1,3} \cong 184,62 \text{ MPa} \quad (5.38)$$

onde S_y representa a tensão de cedência do material do veio.

Esta metodologia de dimensionamento implica que seja conhecida a secção do veio que está sujeita aos maiores esforços, isto é, torna-se necessário determinar a chamada secção crítica. Assim, considere-se que o veio é constituído por diferentes secções, identificadas na Figura 5.5.

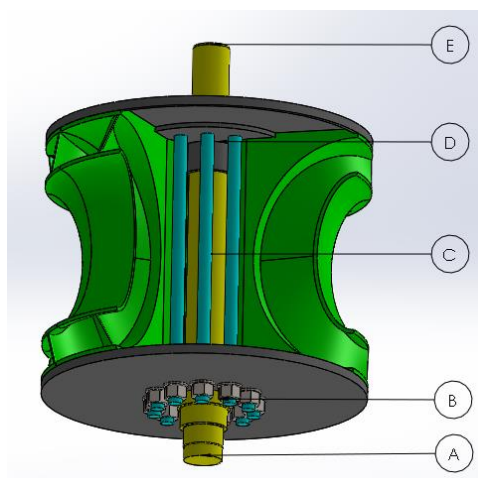


Figura 5.5 – Identificação das diferentes secções que constituem o veio

Para determinar a secção crítica, é necessário partir de uma representação simbólica dos esforços que actuam no veio (Figura 5.6 – apenas uma representação simbólica dos componentes):

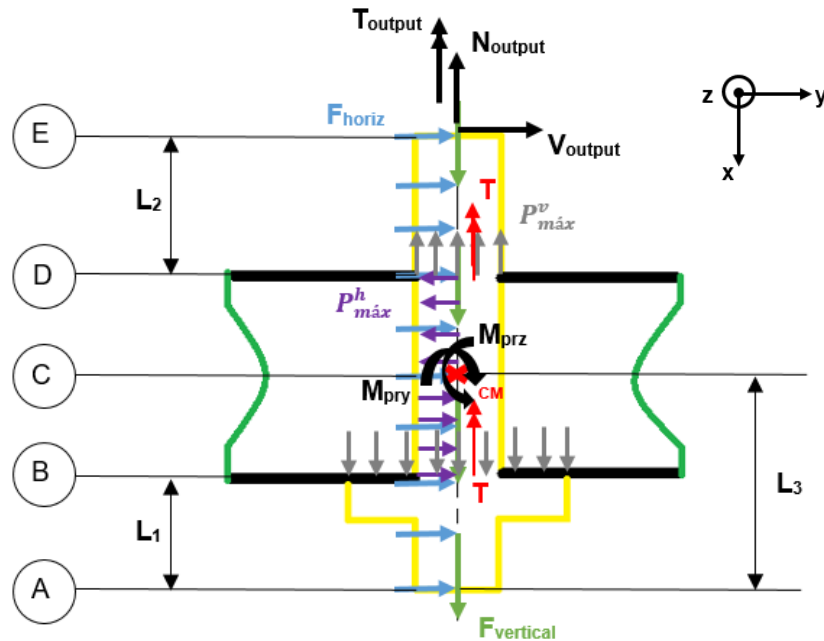


Figura 5.6 – Representação dos esforços e identificação das secções relevantes do veio

Para quantificar os esforços que estão representados na Figura 5.6, é necessário avançar com uma estimativa das massas envolvidas. Sabe-se que a massa do rotor (incluindo os discos dos topos e os elementos de ligação) ronda os 100 kg. Admitindo que o peso do veio não excede os 20 kg, pode considerar-se, com boa aproximação, uma massa em aceleração $P_{mov} = 120$ kg.

Considerando que o conjunto quando acelera o faz como um todo, então todas as secções do veio estão sujeitas a esforços resultantes da aceleração horizontal e vertical. É por esta razão que a força horizontal, F_{horiz} , e a força vertical, $F_{vertical}$, são consideradas cargas constantes distribuídas ao longo do veio. Os esforços resultantes das acelerações podem assim ser quantificados do seguinte modo:

$$F_{horiz} = g_h \times P_{mov} = 18,5 \times 120 = 2220 \text{ N} \quad (5.39)$$

$$F_{vertical} = g_z \times P_{mov} = 13,2 \times 120 = 1584 \text{ N} \quad (5.40)$$

Os movimentos de *pitch* e de *roll* (rotação do dispositivo, devido ao estado de mar, em torno do eixo y e do eixo z), originam esforços de flexão no veio. Torna-se fundamental quantificar os momentos que estão a actuar no veio (M_{pry} e M_{prz}), e que se considerou estarem aplicados no centro de massa do veio, correspondente à secção C do mesmo. Considerou-se, de um modo conservador, que os efeitos destes momentos, embora representados somente no centro de massa do veio, na Figura 5.6, se transmitem com a mesma intensidade ao longo de todo o seu comprimento. O diâmetro mínimo para

a secção crítica do veio é bastante influenciado pelo valor destes esforços. Para o cálculo destes momentos é utilizada a seguinte expressão, proveniente de [35]:

$$M_{pry} = M_{prz} = M_{pr} = I_{xx} \times \omega_{sobr} \times \omega_{pr} \quad (5.41)$$

onde I_{xx} representa o momento de inércia do conjunto rotor em relação ao seu eixo de rotação (medido no centro de massa) e obtido através do *software* de modelação tridimensional SolidWorks; ω_{sobr} é a sobrevelocidade de rotação do rotor; ω_{pr} é a velocidade máxima de rotação nas situações de *pitch* e de *roll*. Assim, substituindo valores na equação (5.41), tem-se:

$$M_{pry} = M_{prz} = M_{pr} = 3,31 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \times \left(\frac{2\pi}{60} \times 6000 \right) \frac{\text{rad}}{\text{s}} \times 0,38 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cong 790,30 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.42)$$

A influência da pressão na câmara é aqui introduzida de um modo aproximado, embora seguro e conservador. Desta forma, considera-se a actuação simultânea, na zona de contacto entre o veio e o rotor (por ser de todas a mais solicitada por este esforço) de duas forças originadas pela pressão, uma força horizontal, $P_{m\acute{a}x}^h$, e outra vertical, $P_{m\acute{a}x}^v$. Para o cálculo destas forças, considera-se o valor máximo para a pressão no interior da câmara $P_{m\acute{a}x} = 2,5 \text{ bar}$ (situação em que o fluxo de ar é no sentido câmara-atmosfera, pois esta pressão tem valor positivo e é relativa à pressão atmosférica) como o mais importante para o dimensionamento do veio. Assim, tem-se:

$$P_{m\acute{a}x}^h = P_{m\acute{a}x} \times A_l \Rightarrow P_{m\acute{a}x}^h = 2,5 \times 10^{-1} \times 373,25 \times d \cong 93,31 \times d \text{ [N]} \quad (5.43)$$

$$P_{m\acute{a}x}^v = P_{m\acute{a}x} \times A_s \Rightarrow P_{m\acute{a}x}^v = 2,5 \times 10^{-1} \times \frac{\pi}{4} \times d^2 \cong 0,20 \times d^2 \text{ [N]} \quad (5.44)$$

onde d representa o diâmetro mínimo do veio, em mm, para a secção crítica. Comparando o escoamento numa zona do rotor e noutra diametralmente oposta, pode concluir-se que os sentidos são contrários. Por isso, pode considerar-se que a força resultante da pressão horizontal, $P_{m\acute{a}x}^h$, não é relevante para quantificar o esforço transversal no veio.

Para que o movimento rotativo do rotor seja transmitido ao veio da turbina, isto é, para que rodem solidários, considera-se a instalação de chavetas no veio, as quais asseguram uma transmissão eficaz de binário. Assim sendo, nas secções B e D do veio é necessário considerar a existência de um binário de torção T_x . A existência do acoplamento entre os veios da turbina e do gerador implica que, também na secção E, seja adequado ter em conta a presença deste esforço. Assim, toda a extensão do veio compreendida entre as secções B e E é considerada sob a acção de esforço de torção, cujo valor é considerado como o limite máximo de binário mecânico suportado pelo gerador que, de acordo com as especificações do fabricante, tem o valor de:

$$T_x = 96,80 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.45)$$

Após quantificados os esforços que actuam no veio, pode concluir-se, por análise da Figura 5.6, que a secção crítica do veio se localiza na secção C, assinalada nesta figura, pois é a mais solicitada

e onde o momento flector M_z atinge o valor máximo. É então com base nesta secção que o processo de dimensionamento do veio acontece. De seguida, procede-se ao cálculo detalhado dos esforços que actuam nesta secção:

▪ **Esforço transverso:**

$$V = F_{horiz} = 2220 \text{ N} \quad (5.46)$$

▪ **Esforço normal:**

$$\begin{aligned} N &= P_{mov} + F_{vertical} + P_{máx}^v = (120 \times 9,81) + 1584 + 0,20 \times d^2 \\ &= 2761,20 + 0,20 \times d^2 \text{ [N]} \end{aligned} \quad (5.47)$$

▪ **Binário de torção:**

$$T_x = 96,80 \text{ N.m} \quad (5.48)$$

▪ **Momento flector actuante nos movimentos de *pitch* e de *roll*:**

$$M_{pr} = 790,30 \text{ N.m} \quad (5.49)$$

▪ **Momento flector:**

$$M_z^C = F_{horiz} \times L_3 = 2220 \times 0,322 = 714,84 \text{ N.m} \quad (5.50)$$

onde d representa o diâmetro mínimo do veio, em mm , para a secção crítica.

O material de que é fabricado o veio (aço inoxidável 316 L) é um material dúctil, com uma extensão após fractura superior a 10%. Tal, torna válido a aplicação do critério de von Mises para o cálculo da tensão de projecto $\overline{\sigma_{VM}} \equiv \bar{\sigma}$. O critério de von Mises aqui apresentado é adaptado de [31], sendo dado pela expressão geral:

$$\bar{\sigma} = \sqrt{\sigma_M^2 + \sigma_N^2 - \sigma_M \times \sigma_N + 3 \times (\tau_V^2 + \tau_T^2)} \quad (5.51)$$

onde σ_M representa a tensão devida aos momentos M_{pr} e M_z ; σ_N a tensão devida ao esforço normal N ; τ_V a tensão originada pelo esforço transversal V e τ_T representa a tensão proveniente do binário de torção T_x . O cálculo destas tensões é feito tendo em conta as expressões seguintes:

$$\sigma_M = \frac{32 M}{\pi d^3} = \frac{32 \times \sqrt{2 \times M_{pr}^2 + M_z^2}}{\pi d^3} = \frac{32 \times \sqrt{2 \times (790,30 \times 10^3)^2 + (714,84 \times 10^3)^2}}{\pi d^3} \text{ [MPa]} \quad (5.52)$$

$$\sigma_N = \frac{F}{A} = \frac{N}{A} = \frac{2761,20 + 0,20 \times d^2}{\frac{\pi}{4} d^2} \text{ [MPa]} \quad (5.53)$$

$$\tau_V = \frac{4V}{3A} = \frac{16V}{3\pi d^2} = \frac{16 \times 2220}{3\pi d^2} \text{ [MPa]} \quad (5.54)$$

$$\tau_v = \frac{T_x \times r}{J} = \frac{16 T_x}{\pi d^3} = \frac{16 \times 96,80 \times 10^3}{\pi d^3} \text{ [MPa]} \quad (5.55)$$

onde d representa o diâmetro mínimo do veio, em mm, para a secção crítica.

Para determinar o valor do diâmetro mínimo do veio, na secção crítica, é necessário igualar a equação (5.51) ao valor da tensão máxima admissível, isto é:

$$\sqrt{\sigma_M^2 + \sigma_N^2 - \sigma_M \times \sigma_N + 3 \times (\tau_V^2 + \tau_T^2)} = 184,62 \text{ MPa} \quad (5.56)$$

Partindo da equação (5.56), substituindo as tensões pelas respectivas expressões acima numeradas de (5.52) a (5.55), e resolvendo em ordem a d , obtém-se que o diâmetro mínimo do veio, em termos de dimensionamento estático à cedência, deve ter o valor de aproximadamente 42 mm.

Para efeitos de selecção do gerador, é fulcral saber o valor dos esforços que actuam na extremidade de acoplamento do veio. Mediante o conhecimento destes esforços, bem como dos valores da potência eléctrica nominal que a turbina produz e da sobrevelocidade de rotação, é possível consultar fornecedores de geradores de modo a se obterem as especificações detalhadas do equipamento que cumpre estes requisitos e os respectivos custos de aquisição.

A Tabela 5.2 resume os esforços a ter em conta na selecção do gerador.

Tabela 5.2 – Esforços a ter em conta na selecção do gerador

Esforço	Valor aproximado
N_{output}	2,80 kN
V_{output}	2,22 kN
T_{output}	96,80 N.m
Momento flector	790,30 N.m

5.2.2. Dimensionamento à fadiga do veio

O dimensionamento adequado de um componente sujeito a carregamentos de natureza cíclica implica que o mesmo, para além de projectado para condições estáticas, seja dimensionado à fadiga, para evitar a existência deste modo de falha, muito frequente em componentes solicitados sob tensões flutuantes de amplitude constante ou não.

O veio da turbina é um componente que se encontra sujeito a este tipo de solicitações cíclicas. Para proceder ao seu dimensionamento, é adoptado como critério de falha, o critério de Goodman que, segundo [33], é dado por:

$$\frac{\bar{\sigma}_a}{S_e} + \frac{\bar{\sigma}_m}{S_u} = \frac{1}{n} \quad (5.57)$$

em que $\bar{\sigma}_a$ é a tensão alternada corrigida; $\bar{\sigma}_m$ é a tensão média corrigida; S_e representa a tensão limite de fadiga; S_u é a tensão de rotura do material do veio e n é o coeficiente de segurança adoptado (mantém-se o valor já usado no dimensionamento estático). O cálculo da tensão alternada e média corrigidas é feito de acordo com as expressões seguintes, adaptadas de [33]:

$$\bar{\sigma}_a = \left\{ \left(k_{f_M} \times \sigma_{a_M} + \frac{k_{f_N}}{0,85} \times \sigma_{a_N} \right)^2 + 3 \times (k_{f_T} \times \tau_{a_T} + \tau_{a_V})^2 \right\}^{1/2} \quad (5.58)$$

$$\bar{\sigma}_m = \left\{ (k_{f_M} \times \sigma_{m_M} + k_{f_N} \times \sigma_{m_N})^2 + 3 \times (k_{f_T} \times \tau_{m_T} + \tau_{m_V})^2 \right\}^{1/2} \quad (5.59)$$

em que k_{f_M} , k_{f_N} , k_{f_T} representam os factores de concentração de tensões associados, respectivamente, aos esforços dos momentos, axial e de torção; σ_{a_M} e σ_{m_M} são a tensão alternada e média, respectivamente, originadas pelos momentos; σ_{a_N} e σ_{m_N} são a tensão alternada e média, respectivamente, originadas pelo esforço axial; τ_{a_T} e τ_{m_T} são a tensão alternada e média, respectivamente, causadas pelo binário de torção; τ_{a_V} e τ_{m_V} são a tensão alternada e média, respectivamente, provocadas pelo esforço transversal.

É importante apresentar ainda as expressões gerais para o cálculo de uma tensão alternada, σ_a , para uma tensão média, σ_m , e para o rácio de tensões, R . Considera-se que os carregamentos que originam fadiga no componente assumem um comportamento do tipo sinusoidal. Assim, vem:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (5.59)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (5.60)$$

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (5.61)$$

No caso específico do veio, nem todas as componentes das equações (5.58) e (5.59) existem. Como tal, os esforços cíclicos a que o veio está sujeito têm a seguinte proveniência:

- **Esforços resultantes das acelerações:** Considerando as acelerações horizontais e verticais a que a bóia está sujeita, g_h e g_z , apresentadas na Tabela 5.1, sabe-se que as mesmas ora ocorrem num sentido, ora no outro. Como tal, os esforços resultantes no veio têm sentidos opostos, embora sejam iguais em amplitude, portanto $\sigma_{m_{acel}} = 0$ e $R = -1$. Tal situação está

representada na Figura 5.7. Este carregamento cíclico causa fadiga no veio, originando tensões associadas aos momentos, ao esforço axial e transversal.

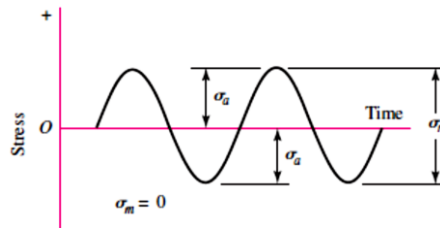


Figura 5.7 – Esforços cíclicos originados pelas acelerações [33]

- **Esforços resultantes dos movimentos de *pitch* e de *roll*:** Os movimentos de pitch e de roll estão associados à rotação da bóia em torno dos dois eixos do plano horizontal (perpendicular ao eixo vertical da bóia). Como estas rotações, em ambos os eixos, podem ser horárias ou anti-horárias, introduz-se aqui um carregamento de origem cíclica em que os esforços resultantes no veio têm sentidos opostos, embora sejam iguais em amplitude, portanto, $\sigma_{m_{pr}} = 0$ e $R = -1$, tal como a situação da Figura 5.7. Este carregamento cíclico causa fadiga no veio, originando tensões associadas aos momentos.
- **Esforços resultantes da pressão na câmara:** A pressão no interior da câmara gera esforços sobre o veio. Tal como já foi explicado, considera-se como modelo representativo, a aplicação de duas forças simultâneas, uma horizontal e outra vertical. De acordo com a Tabela 5.1, é necessário ter em consideração as pressões máxima e mínima que ocorrem na câmara, respectivamente, 2,5 bar e -1 bar. Esta diferença de pressões tem como consequência a introdução de esforços cíclicos, que originam fadiga no veio. Neste caso, a componente média das tensões originadas pela pressão é não nula, bem como o rácio de tensões cujo valor é:

$$R = \frac{-1}{2,5} = -0,4 \quad (5.62)$$

A Figura 5.8 ilustra o tipo de carregamento considerado.

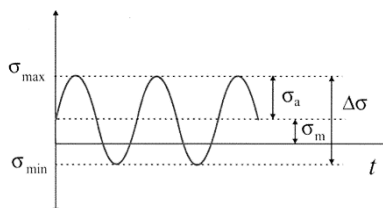


Figura 5.8 – Esforços cíclicos originados pela pressão na câmara

Considera-se, como uma opção de projecto, o estudo da fadiga na secção B e não na secção crítica do veio. Isto justifica-se pelo facto de na secção B existir uma transição de diâmetros, que constitui uma zona de concentração de tensões, intensificando os efeitos da fadiga. Para além disso, também os esforços na secção B são idênticos em termos de valor aos existentes na secção crítica, pelo que a escolha desta secção constitui uma opção viável ao estudo da fadiga no veio. Procede-se de seguida ao cálculo das várias componentes de tensão existentes na equação (5.58), utilizando para as diferentes cargas a mesma simbologia que foi usada na secção anterior, acrescidas do índice “a”, que representa uma componente alternada. Assim, vem:

$$\sigma_{aM} = \frac{32 M_a}{\pi d^3} = \frac{32 \times \sqrt{2 \times (M_{pr})_a^2 + (M_z)_a^2}}{\pi d^3} = \frac{32 \times \sqrt{2 \times (790,30 \times 10^3)^2 + (F_{horiz} \times L_1)^2}}{\pi d^3} =$$

$$\frac{32 \times \sqrt{2 \times (790,30 \times 10^3)^2 + (2220 \times 100)^2}}{\pi d^3} = \frac{11606726,2}{d^3} \text{ [MPa]} \quad (5.63)$$

$$\sigma_{aN} = (\sigma_{aN})_{acel} + (\sigma_{aN})_{press} = \frac{1584}{4d^2} + \left[\frac{\sigma_{max}}{2} (1 - R) \right] = \frac{1584}{4d^2} + \left[\frac{2,5 \times 10^{-1}}{2} (1 + 0,4) \right] =$$

$$\frac{1584}{4d^2} + 0,175 = \frac{2016,81}{d^2} + 0,175 \text{ [MPa]} \quad (5.64)$$

onde $(\sigma_{aN})_{acel}$ e $(\sigma_{aN})_{press}$ são as tensões alternadas axiais devidas à aceleração e à pressão, respectivamente, e d o diâmetro mínimo do veio, em mm.

$$\tau_{aV} = \frac{16V_a}{3\pi d^2} = \frac{16 \times (V_a)_{acel}}{3\pi d^2} = \frac{16 \times 2220}{3\pi d^2} = \frac{3768,79}{d^2} \text{ [MPa]} \quad (5.65)$$

onde $(V_a)_{acel}$ é o esforço transversal alternado devido à aceleração horizontal e d o diâmetro mínimo do veio, em mm.

É feito, de seguida, o cálculo das componentes de tensão existentes na equação (5.59), utilizando para as diferentes cargas a mesma simbologia que foi usada na secção anterior, acrescidas do índice “m”, que representa uma componente média. Como foi referido anteriormente, apenas as componentes médias da tensão originadas pela pressão na câmara são não nulas. Assim, tem-se:

$$\sigma_{mN} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{max} \times R}{2} = \frac{(2,5 \times 10^{-1}) - (2,5 \times 10^{-1} \times 0,4)}{2} = 0,075 \text{ MPa} \quad (5.66)$$

O estudo dos mecanismos de fadiga, numa secção do veio onde existe uma transição de diâmetros, exige que se conheçam os factores de concentração de tensões à fadiga, K_f , os quais por [33], podem ser calculados do seguinte modo:

$$K_f = q \times (K_t - 1) + 1 \quad (5.67)$$

onde q é o factor de sensibilidade ao entalhe e K_t representa o factor de concentração de tensões estático. A determinação destes parâmetros exige que se defina o quociente entre o diâmetro maior,

D , e o menor do veio, d' , bem como a razão entre o raio de concordância, r , e o diâmetro menor do veio. Considere-se que os valores definidos para tais rácios são:

$$\frac{D}{d'} \sim 1,3 \quad (5.68)$$

$$\frac{r}{d'} = 0,05 \quad (5.69)$$

Após definidos estes valores, e mediante a consulta dos gráficos apropriados em [33], obtêm-se os valores de K_t . Definido um raio de concordância de 3 mm e fazendo uso da tensão de rotura do material, S_u , através dos gráficos adequados em [33], chega-se ao valor de 0,8 para o factor de sensibilidade ao entalhe. A Tabela 5.3 agrupa os dados referidos anteriormente, bem como os valores finais para os factores de concentração de tensões à fadiga, K_f , obtidos a partir de (5.67).

Tabela 5.3 – Parâmetros importantes para o estudo à fadiga do veio

q	K_{tM}	K_{fM}	K_{tN}	K_{fN}
0,8	2	1,80	2,85	2,48

O dimensionamento à fadiga do veio é feito em condições de vida infinita, pois entende-se assim ser uma opção mais segura, uma vez que é um componente fundamental do dispositivo, não se traduzindo em sobredimensionamento apreciável.

O processo de dimensionamento continua com o cálculo da tensão limite de fadiga, S_e , a partir da expressão:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (5.70)$$

em que os factores k_i dependem de vários factores, pelo que apenas o seu valor final é apresentado sem justificação (Tabela 5.4), e S'_e é a tensão limite de resistência à fadiga.

Tabela 5.4 – Quantificação dos parâmetros da equação (5.70)

k_a	k_b	k_c	k_d	k_e	k_f	S'_e [MPa]
0,86	$1,51 \times d^{-0,157}$	1	1	0,814	1	265

Os valores da Tabela 5.4 permitem determinar o valor da tensão limite de fadiga, dependente ainda do diâmetro mínimo da secção B em estudo. Assim, tem-se:

$$S_e \cong 280,12 \times d^{-0,157} \text{ [MPa]} \quad (5.71)$$

Para determinar o diâmetro mínimo do veio, d , é adoptado um processo iterativo que conduz a um valor adequado para o mesmo. Pretende-se que o valor apropriado seja aquele que permite obter, a partir da equação (5.57), um valor para o coeficiente de segurança, n_{obtido} , superior a 1,3 (valor considerado como mínimo a cumprir). A Tabela 5.5 resume os diferentes passos do processo iterativo:

Tabela 5.5 – Descrição do processo iterativo para a determinação do valor do diâmetro dimensionado à fadiga

	$d = 50 \text{ mm}$	$d = 55 \text{ mm}$	$d = 60 \text{ mm}$
σ_{aM} [MPa]	92,85	69,76	53,73
σ_{aN} [MPa]	0,98	0,84	0,74
τ_{av} [MPa]	1,51	1,25	1,05
σ_{mN} [MPa]	0,075	0,075	0,075
$\bar{\sigma}_a$ [MPa]	170,01	128,04	98,89
$\bar{\sigma}_m$ [MPa]	0,186	0,186	0,186
S_e [MPa]	151,57	149,32	147,29
n_{obtido}	0,89	1,17	1,49

Por análise da Tabela 5.5, conclui-se que o diâmetro mínimo para a secção B e, consequentemente, para a secção crítica do veio, que satisfaz os carregamentos de fadiga a que o mesmo está sujeito é 60 mm. Na secção Anexos encontra-se o desenho técnico do veio, com informação detalhada sobre as características geométricas e dimensionais do mesmo.

5.2.3. Validação computacional do modelo adoptado

Por forma a validar o diâmetro mínimo obtido através do modelo aproximado apresentado anteriormente, para a estática e fadiga, procede-se a uma análise computacional através do método dos elementos finitos no *software* Siemens NX.

É considerada nesta análise a situação de carregamento resultante da acção combinada entre a pressão média na câmara, a aceleração horizontal e vertical, os movimentos de *pitch* e de *roll*, bem como a acção do peso do rotor no ressalto do veio.

Para a construção da malha do componente, é utilizada uma malha 3D, com elementos tetraédricos de quatro nós (denominados CTETRA4) de tamanho 5 mm. A escolha da malha 3D é feita por se considerar ser a mais adequada para a geometria do veio. Em relação ao número de nós e tamanho do elemento, a opção é a que permite obter um tempo de computação aceitável sem, no entanto, comprometer demasiado a qualidade dos resultados obtidos.

Esta etapa de validação exige que as tensões obtidas através do *software* de análise estrutural sejam, preferencialmente, inferiores ao valor máximo da tensão admissível, isto é, menores que 184,62 MPa, valor obtido da equação (5.38). Contudo, devido a aproximações inerentes ao estabelecimento das condições de fronteira e de carga do componente, por vezes os resultados obtidos são afectados de alguma incerteza. Deste modo, considera-se válido o modelo se os valores obtidos para os esforços forem inferiores ao valor da tensão de cedência do material, isto é, menores que 240 MPa. Foram realizadas várias análises estáticas e dinâmicas para garantir a fiabilidade dos resultados obtidos. Quanto às análises dinâmicas, consideram-se os esforços resultantes das duas primeiras frequências naturais do veio como requisitos de projecto a cumprir. Dada a natureza das cargas envolvidas, para frequências de vibração muito elevadas, é necessário um diâmetro de veio substancialmente maior que o considerado, o que não é viável do ponto de vista económico e funcional. Também não surgiu a necessidade de analisar frequências mais elevadas pois, de acordo com os casos de carregamento da Tabela 5.1, os valores de período de onda entre 9,3 s e 20 s originam frequências de vibração de valor menor que qualquer uma das frequências naturais da estrutura. Assim, representam-se nas figuras 5.9 e 5.10 as distribuições das tensões de von Mises, para os dois primeiros modos de vibração.

Para o primeiro modo de vibração, o valor máximo da tensão de von Mises é de 211,13 MPa. Embora ligeiramente superior ao valor da tensão admissível, é inferior e até afastado do valor da tensão de cedência do material, o que garante segurança da estrutura a esta frequência. Pela Figura 5.9, pode observar-se que os maiores esforços se registam nas extremidades do veio, o que constitui uma situação relevante aquando do dimensionamento dos componentes adjacentes às suas extremidades.

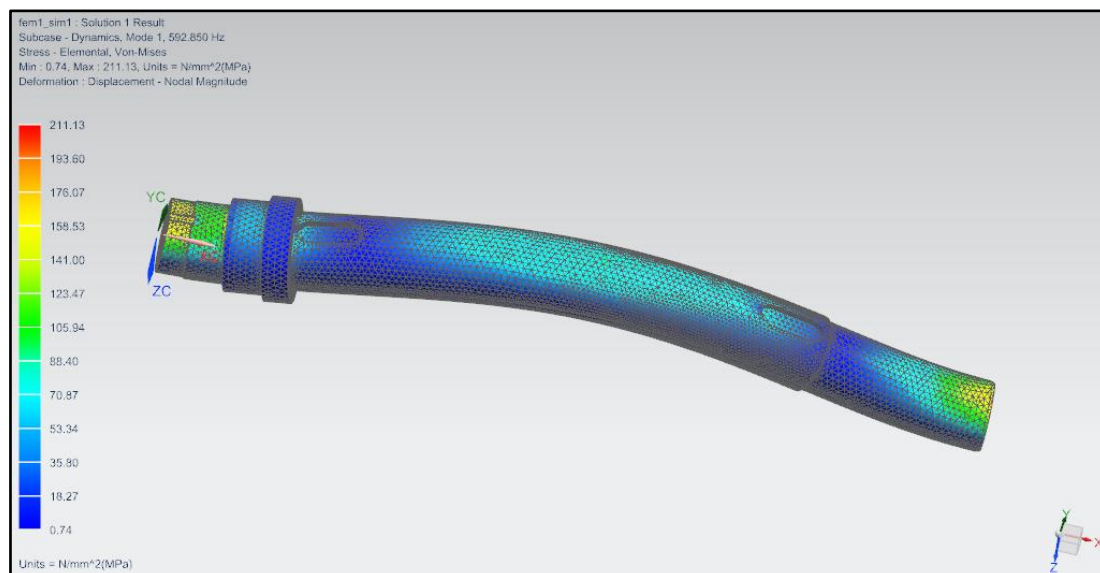


Figura 5.9 – Distribuição das tensões de von Mises para o primeiro modo de vibração ($f=592,85$ Hz)

Também para o segundo modo de vibração (Figura 5.10) a integridade do veio está garantida, pois o valor máximo da tensão de von Mises não excede o valor da tensão de cedência do material. Os esforços de maior intensidade encontram-se também localizados nas extremidades do veio.

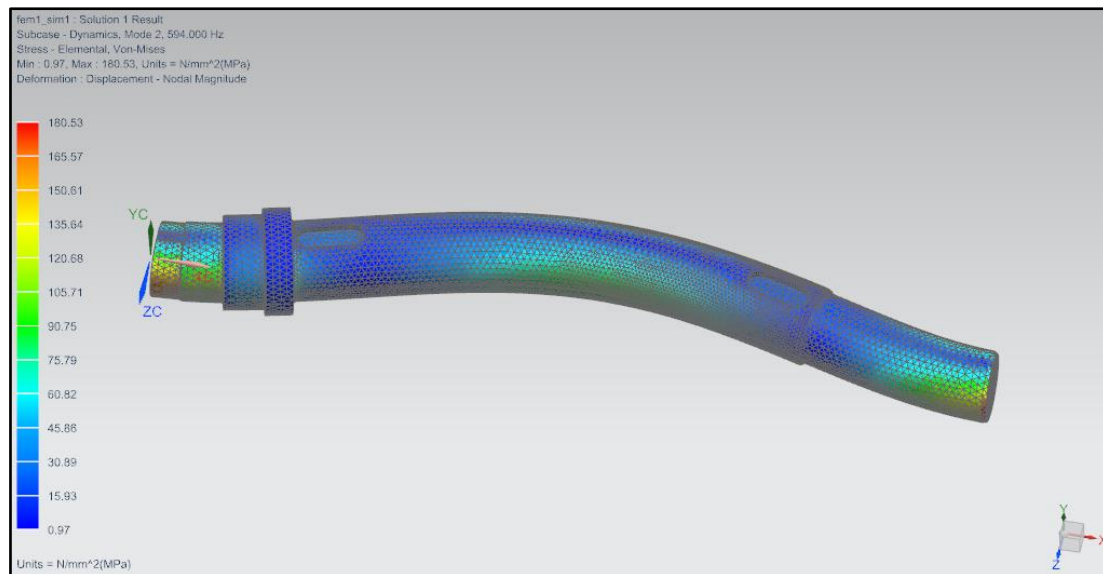


Figura 5.10 – Distribuição das tensões de von Mises para o segundo modo de vibração ($f=594,00$ Hz)

Em termos de deslocamentos, é necessário garantir que as deformações no veio não são significativas. Como tal, por análise da Figura 5.11, observa-se que a resultante das deformações não tem grande importância, pois o valor máximo que se regista é de 0,412 mm para o primeiro modo de vibração e de 0,413 mm para o segundo. São valores baixos, que podem ser considerados aceitáveis.

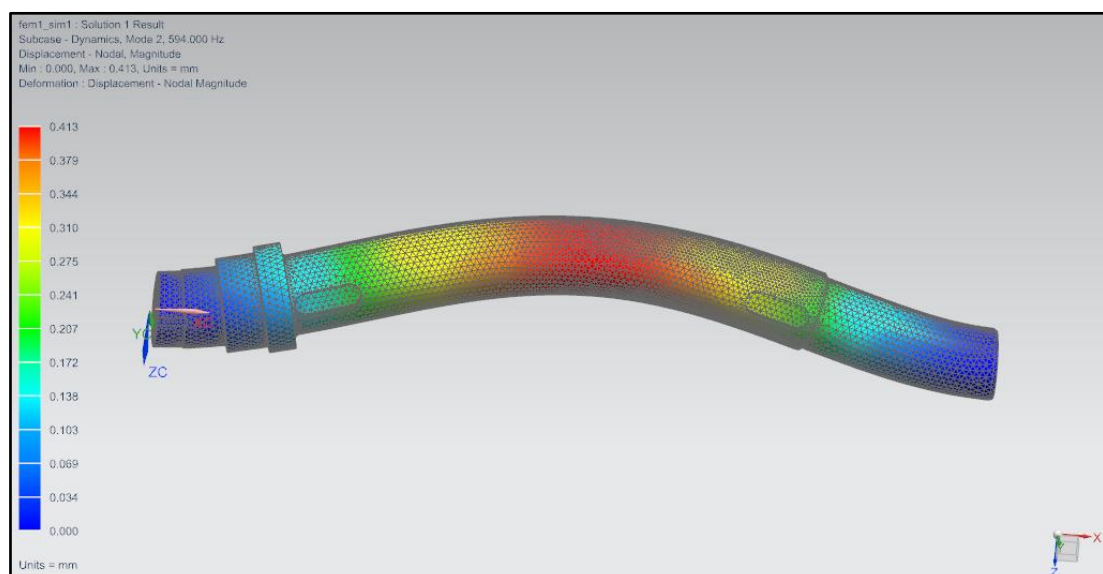


Figura 5.11 – Resultante das deformações no veio para o segundo modo de vibração ($f=594,00$ Hz)

De acordo com o que foi exposto nesta secção, pode concluir-se que o modelo aproximado adoptado para a análise estática e à fadiga do veio foi adequado ao processo de dimensionamento, pois as análises computacionais realizadas demonstram que o veio projectado cumpre as condições operativas requeridas.

5.2.4. Validação computacional da estrutura de apoio ao cone anexado ao veio da turbina (apoio cónico)

O apoio cónico tem como principal requisito suportar o peso resultante da massa de alguns componentes, como o rotor e o veio (Figura 5.12). Adoptando uma abordagem mais conservativa, considera-se que o apoio suporta ainda o peso do gerador e da placa onde o mesmo está apoiado. A totalidade das massas envolvidas perfaz um valor de 400 kg, o que se traduz num esforço de 3924 N. Este esforço é o mais significativo no componente, sendo o caso de carga considerado para a obtenção dos resultados das análises a seguir apresentadas.

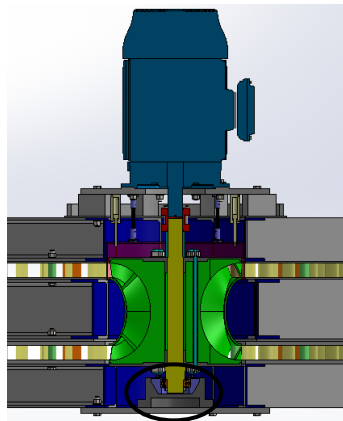


Figura 5.12 – Representação em corte do pormenor do apoio cónico

Com o intuito de garantir que o apoio cónico se encontra correctamente dimensionado, torna-se necessário proceder à realização de algumas simulações computacionais através do método dos elementos finitos. Executam-se várias análises, não só estáticas como dinâmicas, as quais fornecem valores importantes e conclusivos para o processo. De acordo com o *software* utilizado, e segundo as análises dinâmicas efectuadas, as frequências naturais do componente excedem os 5000 Hz, valores demasiado elevados para o caso em estudo, pelo que as grandezas (tensões e deformações) correspondentes a estas frequências não têm importância para o processo de dimensionamento. Assim, apenas os valores resultantes da análise estática são tidos em conta na validação do processo. Para a construção da malha do componente é utilizada uma malha 3D, com elementos tetraédricos de quatro nós (denominados CTETRA4) de tamanho 5 mm. A escolha da malha 3D é feita por se considerar ser a mais adequada para a geometria do componente. Quanto ao número de nós e tamanho do elemento, a opção é a que permite obter um tempo de computação aceitável sem, no entanto, comprometer demasiado a qualidade dos resultados obtidos.

De seguida, apresentam-se os resultados correspondentes às deformações principais e às tensões de von Mises que actuam no componente.

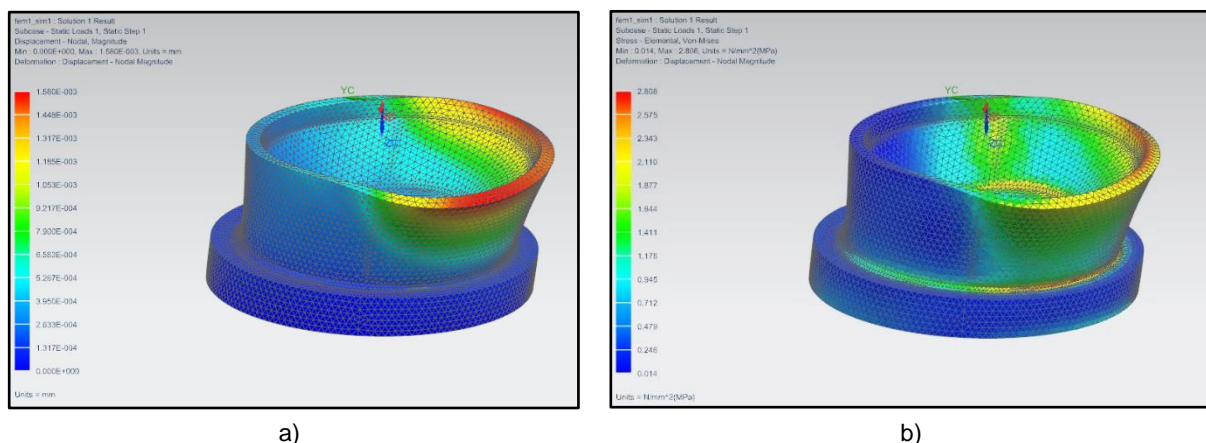


Figura 5.13 – Efeitos dos esforços no componente: a) Deformações principais; b) Tensões de von Mises

Da análise da Figura 5.13 a), pode concluir-se que as deformações no componente não são significativas, pois o valor máximo é da ordem de grandeza dos micrómetros. No que diz respeito às tensões (Figura 5.13 b)), o valor máximo é muito reduzido quando comparado com o valor da tensão de cedência do material (240 MPa). Deste modo, pode concluir-se que o dimensionamento considerado para o componente garante a integridade do mesmo em serviço e, conseqüentemente, a segurança de todo o dispositivo.

5.3. Dimensionamento das chavetas do veio

As chavetas do veio permitem o acoplamento eficaz entre o rotor e o veio em termos de transmissão de binário. O seu dimensionamento deve incluir uma análise de verificação ao esmagamento e ao corte. Tais verificações são feitas do ponto de vista da tensão de cedência do material da chaveta.

A chaveta é um elemento que está sujeito a esforços de torção, sendo o valor da força resultante desse esforço, $F_{m\acute{a}x}$, calculado através de:

$$F_{m\acute{a}x} = \frac{T_x}{\text{raio do veio}} = \frac{96,80 \times 10^3}{60/2} \cong 3,23 \text{ kN} \quad (5.72)$$

Para efeitos de verificação, é usado um coeficiente de segurança de valor inferior ao utilizado no dimensionamento do veio. Tal, justifica-se pelo facto de a chaveta funcionar, teoricamente, como um elemento de protecção ao veio. Assim, será usado o coeficiente de segurança $n = 1,15$.

Pretende-se utilizar uma chaveta paralela, cuja identificação das dimensões se encontra representada na Figura 5.14.

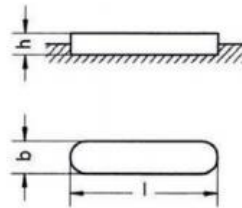


Figura 5.14 – Identificação das dimensões da chaveta paralela

▪ **Verificação ao esmagamento:**

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{n} = \frac{210}{1,15} \cong 182,61 \text{ MPa} \quad (5.73)$$

em que S_y é o valor mínimo da tensão de cedência do material da chaveta. A tensão actuante na chaveta, σ_N , que provoca esmagamento, tem o valor de:

$$\sigma_N = \frac{F_{m\acute{a}x}}{\text{área de esmagamento}} = \frac{F_{m\acute{a}x}}{(l-b) \times h} = \frac{3,23 \times 10^3}{(l-b) \times h} \quad (5.74)$$

▪ **Verificação ao corte:**

De acordo com [33], a tensão de corte admissível é dada pela seguinte expressão:

$$\tau_{adm} = 0,577 \times S_y = 0,577 \times 210 \cong 121,17 \text{ MPa} \quad (5.75)$$

Para calcular a tensão de corte que actua na chaveta procede-se do seguinte modo:

$$\tau_C = \frac{F_{m\acute{a}x}}{\text{área de corte}} = \frac{F_{m\acute{a}x}}{(l-b) \times b + \frac{\pi}{4} b^2} = \frac{3,23 \times 10^3}{(l-b) \times b + \frac{\pi}{4} b^2} \quad (5.76)$$

Qualquer chaveta que satisfaça as condições $\sigma_N \leq \sigma_{adm}$ e $\tau_C \leq \tau_{adm}$ é uma opção adequada para a aplicação considerada. De acordo também com a recomendação de alguns fabricantes, optou por se escolher uma chaveta paralela de dimensões $(b,h,l) = (18,11,50)$ mm. Com uma chaveta destas dimensões, e substituindo as mesmas nas equações (5.74) e (5.76), verifica-se que as tensões actuantes de esmagamento e corte (9,18 MPa e 3,89 MPa, respectivamente) são bastante inferiores às tensões admissíveis, sendo esta chaveta uma opção de projecto adequada.

5.4. Dimensionamento do chassi e componentes adjacentes

A etapa de dimensionamento do chassi e componentes adjacentes constitui uma fase importante do projecto mecânico da turbina. A complexidade do chassi e seus componentes adjacentes implica que o dimensionamento seja feito com recurso a análise computacional, fazendo uso do método dos elementos finitos. Tal complexidade também exige um esforço de computação acrescido, aquando do processo de construção das malhas necessárias à obtenção de soluções. Fazendo uso dos meios informáticos disponíveis, algumas limitações foram verificadas. Quer isto dizer, que as análises computacionais foram realizadas com uma malha tão refinada quanto os meios informáticos o permitiram.

Na Figura 5.15 apresenta-se o conjunto chassi e componentes adjacentes.

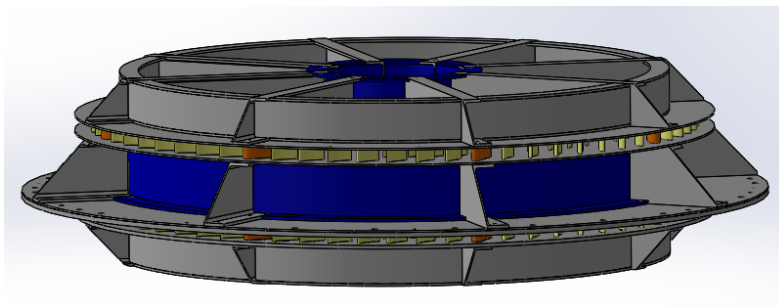


Figura 5.15 – Chassi e componentes adjacentes

Como forma de tornar exequíveis as análises computacionais do conjunto representado, procede-se a uma simplificação do mesmo, isto é, consideram-se duas zonas com particular interesse de estudo, às quais se dá a designação de estator inferior e estator superior. O estator inferior representa a parte do conjunto que é directamente mais afectada pela pressão máxima no interior da câmara (2,5 bar). O estator superior constitui a parte do conjunto sob a acção da pressão mínima do interior da câmara (-1 bar). Cada uma destas zonas é analisada em separado, sendo os resultados apresentados e discutidos mais adiante.

O processo inicia-se com o dimensionamento do estator inferior, representado na Figura 5.16.

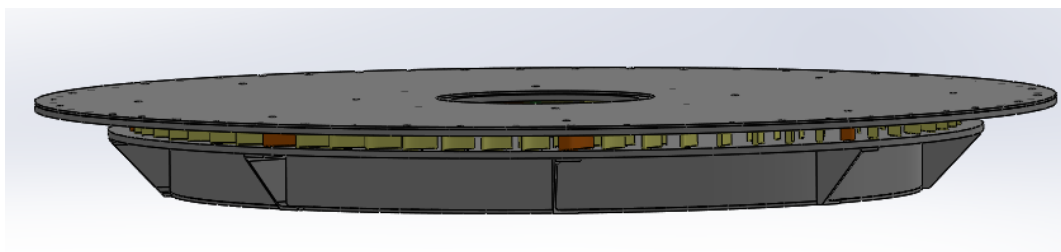


Figura 5.16 – Zona do estator inferior

Devido ao extenso número de componentes envolvidos na zona do estator inferior, que tornaria a conexão entre malhas um processo moroso e com erros construtivos, construiu-se uma malha global para o componente. As características geométricas do mesmo tornam a malha tridimensional a opção

mais adequada. Assim, foram escolhidos elementos tetraédricos de quatro nós (denominados CTETRA4) com dimensão de 30 mm. A dimensão adoptada é a menor processada pelo computador. É considerada uma malha grosseira, sobretudo na modelação das coroas de pás do estator, onde os resultados obtidos têm sempre associado um grau de fiabilidade reduzido. Contudo, embora os resultados apresentados nesta secção não sejam tão precisos quanto o pretendido, o processo aqui apresentado constitui uma metodologia de análise ao dimensionamento de um componente desta complexidade.

Antes de se iniciar a análise computacional do componente, é necessário definir as cargas a que o mesmo está sujeito. Uma vez que o conjunto não é analisado na sua totalidade, pelas razões já apresentadas, não faz sentido proceder à realização de análises dinâmicas, pois não estariam a ser considerados os efeitos da massa total do conjunto. Desta forma, apenas se realizam análises estáticas, considerando a actuação de esforços resultantes da pressão na câmara e da pré-carga colocada nos parafusos que atravessam as pás estruturais e os casquilhos do estator. O cálculo da pré-carga máxima de um parafuso segue um procedimento que se apresenta de seguida, e que depende se a ligação é ou não permanente. No caso em estudo, não se pretendem operações de desmontagem frequentes (apenas em casos de falha de componentes), pelo que a pré-carga máxima, por [33], pode ser calculada do seguinte modo:

$$F_i = 0,90 \times A_t \times S_p \quad (5.72)$$

onde A_t representa a área tensionada e S_p a tensão de prova do parafuso, que são parâmetros que dependem do diâmetro e da classe de resistência do mesmo. A classe de resistência adoptada é a 8.8, por garantir a integridade estrutural necessária sem implicar um aumento excessivo em custo material. O diâmetro do parafuso é seleccionado efectuando-se várias análises em que se considera actuar apenas a pressão na câmara, isto é, realizam-se diversas simulações fazendo variar o diâmetro pelos valores de 16, 19 e 20 mm. Apenas este último valor permite obter resultados aceitáveis para as tensões nas extremidades das pás. Para um parafuso de 20 mm e classe de resistência 8.8, pela equação 5.72, o valor da pré-carga máxima a aplicar tem o valor de 132300 N. Não obstante, torna-se necessário verificar qual o valor máximo que o material dos componentes adjacentes à ligação suporta, quando a pré-carga é aplicada no parafuso, sem entrar em cedência ou mesmo ultrapassar uma tensão admissível dada por:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{n} = \frac{240}{1,3} = 184,62 \text{ MPa} \quad (5.73)$$

O processo de dimensionamento do estator inferior é realizado por duas fases, em que se faz variar a espessura do disco que encaixa nas pás do estator. Inicialmente, é usada uma espessura de 10 mm e, numa fase seguinte, testa-se uma espessura de 20 mm. Para ambas as espessuras, o valor da pré-carga máxima excede a tensão de cedência do material adjacente à ligação. Assim, o valor da pré-carga a aplicar define-se como um compromisso entre os resultados decorrentes das simulações computacionais (efeitos da pressão na estrutura) e a tensão de cedência do material.

Na Figura 5.17, representa-se a distribuição da tensão de von Mises para a situação de 10 mm de espessura do disco, considerando apenas a actuação da pressão na câmara. Não é considerada a pré-carga nos parafusos, pois os resultados assim obtidos já excedem o valor da tensão de cedência do material. De acordo com a análise efectuada, o valor máximo da tensão no material é de 240,94 MPa.

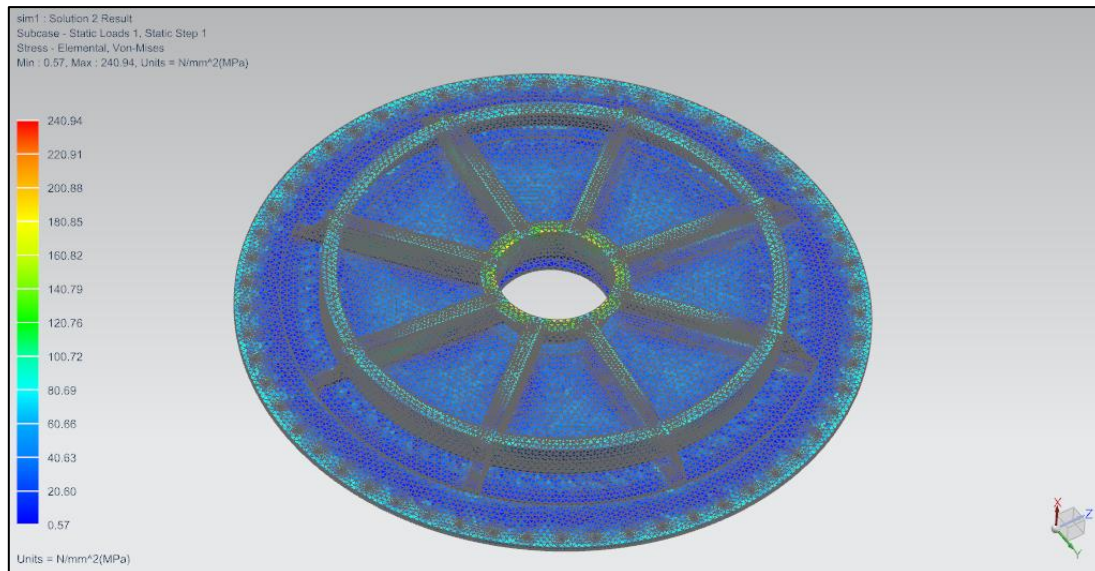


Figura 5.17 – Distribuição da tensão de von Mises no estator inferior (disco de 10 mm de espessura e parafusos de 20 mm de diâmetro)

Embora a generalidade da estrutura se encontre abaixo da tensão de cedência e até mesmo da tensão admissível, verifica-se que nas extremidades das pás do estator e na ligação das mesmas com os discos, as tensões tomam valores mais elevados. Isto também acontece na vizinhança da zona cilíndrica central, por questões geométricas que causam concentração de tensões. Na Figura 5.18, representa-se a distribuição de tensões na vizinhança da ligação, para uma pré-carga de 132300 N. Como se constata pelo valor máximo de tensão de 387,65 MPa, tal carregamento excede o valor aceitável para os esforços no material.

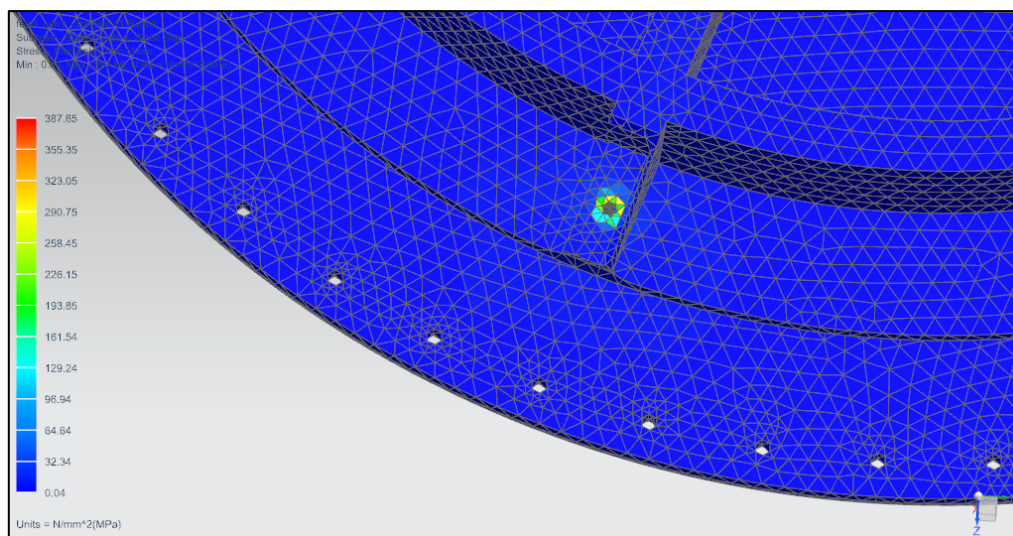


Figura 5.18 – Esforços originados pela pré-carga máxima nos parafusos

A resolução deste problema das tensões excessivas faz-se aumentando a espessura do disco para 20 mm. Com esta espessura, otimiza-se a pré-carga nos parafusos, para que as tensões resultantes da mesma e da pressão possam ser aceitáveis. Após várias análises efectuadas, conclui-se que o valor de 20000 N é o mais adequado para a pré-carga nos parafusos, por ser aquele que garante a integridade do material adjacente à ligação. Nas próximas figuras, apresenta-se a distribuição de tensões no estator inferior, bem como as deformações resultantes do carregamento no mesmo.

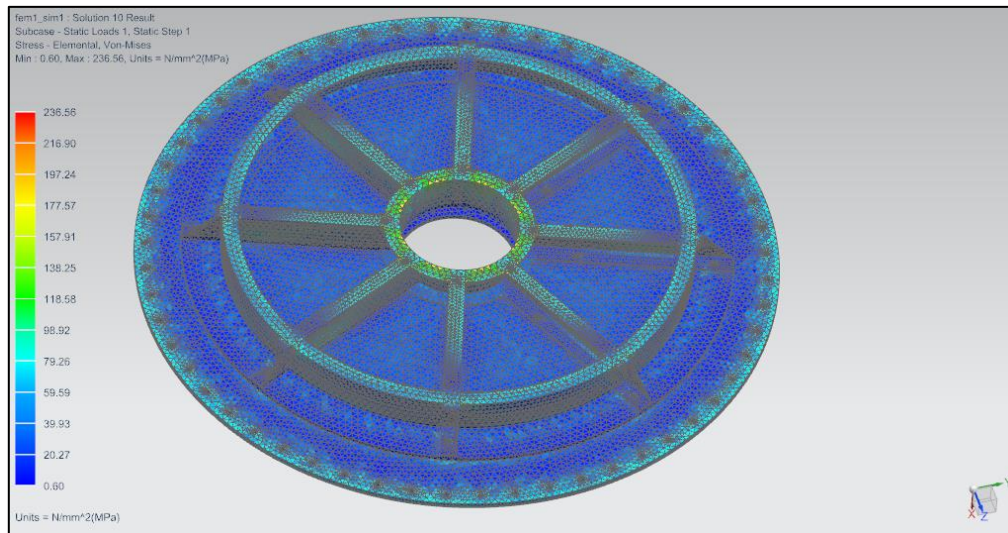


Figura 5.19 – Distribuição de tensões de von Mises no estator inferior (disco de 20 mm de espessura e parafusos de 20 mm de diâmetro)

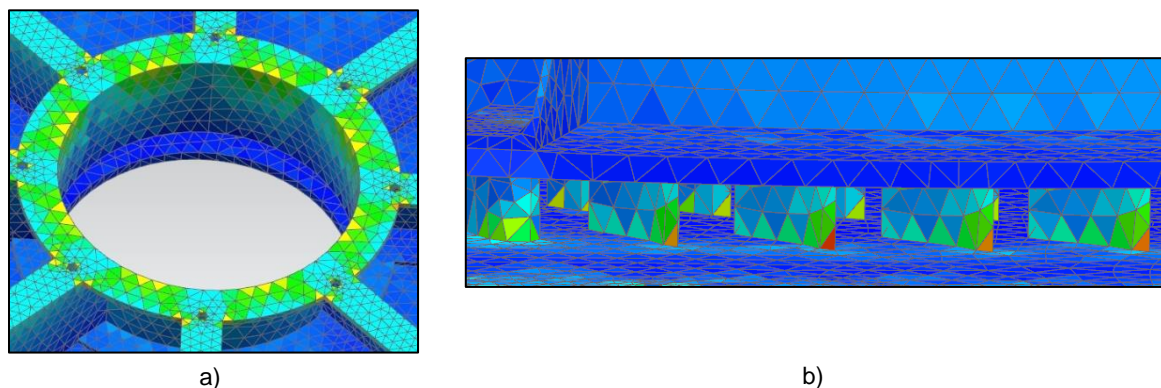


Figura 5.20 – Localização das zonas de concentração de tensões: a) Zona cilíndrica central; b) Ligação das pás com os discos; bordos das pás do estator

De acordo com a Figura 5.19, o valor máximo da tensão que se verifica no estator inferior é de 236,56 MPa. Embora seja um valor bastante próximo da tensão de cedência do material, tal valor justifica-se pelo facto de existirem vários factores geométricos que conduzem a um aumento localizado das tensões (Figura 5.20 a) e b)). Na zona cilíndrica central, torna-se necessário considerar a existência de raios de concordância/cantos arredondados entre os elementos para suavização das tensões. Na zona das pás do estator, é importante referir que nesta análise a ligação das mesmas aos discos não é feita de uma forma progressiva, isto é, considerando eventuais boleados/suavizações geométricas que permitam a redução de tensões neste local. Estes factores são importantes no momento da produção dos componentes, sendo a sua implementação fundamental nessa etapa, para evitar eventuais falhas em serviço. De facto, por análise da Figura 5.19, a generalidade da estrutura encontra-

se sob a acção de esforços inferiores à tensão admissível. Estando os valores máximos apenas localizados nos locais já referidos, e implementando as soluções já mencionadas, pode considerar-se que a estrutura se encontra adequadamente dimensionada se for considerada uma espessura de 20 mm para o disco. Não é viável aumentar mais a espessura do disco, com o objectivo de reduzir as tensões na zona das pás, pois tal significa um aumento exagerado da massa global do dispositivo.

Em termos de deformações, tanto radiais como axiais, os valores máximos obtidos são aceitáveis, pois são, na generalidade, inferiores a 1/3 da espessura dos componentes (Figura 5.21 e Figura 5.22). A deformação radial máxima é de 0,348 mm e a deformação axial máxima ronda os 2,218 mm.

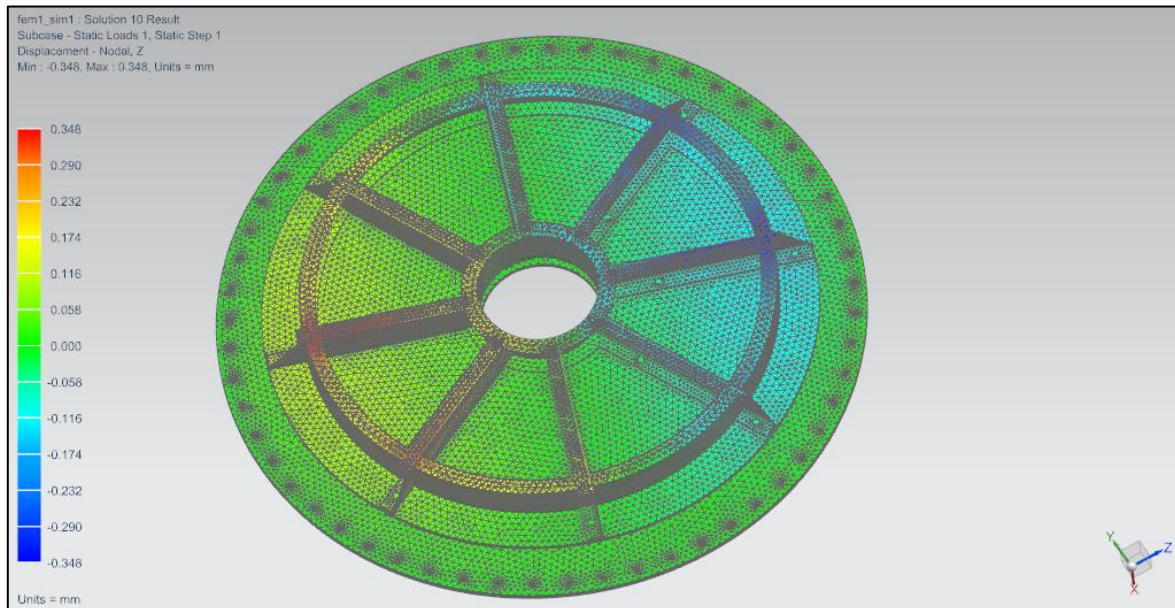


Figura 5.21 – Distribuição das deformações radiais no estator inferior

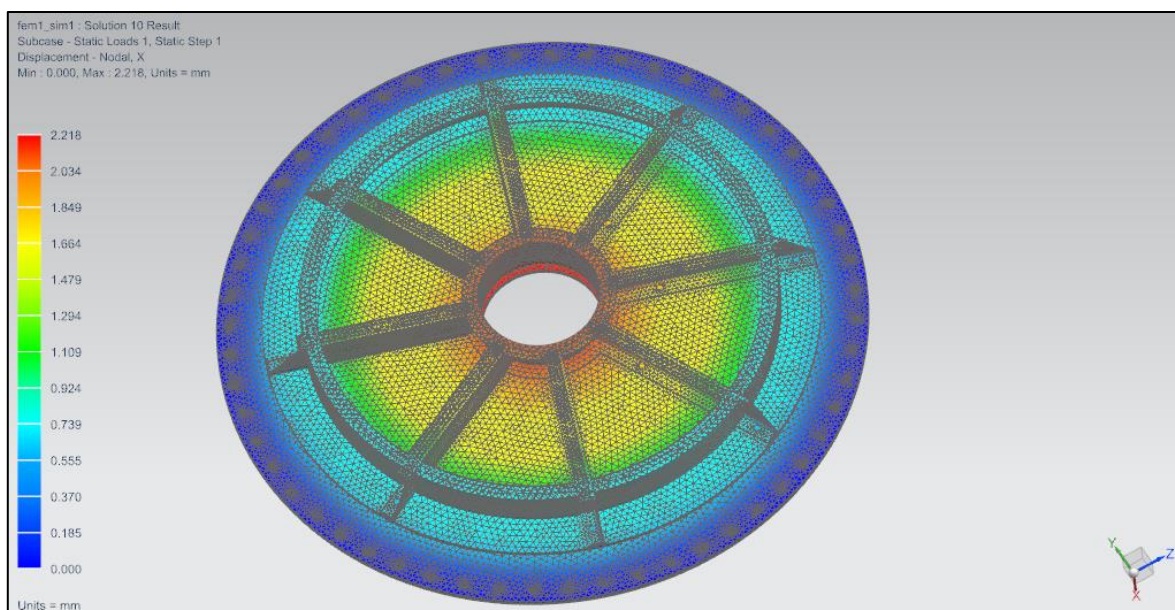


Figura 5.22 – Distribuição das deformações axiais no estator inferior

O dimensionamento do estator superior segue o procedimento que foi apresentado para o estator inferior. Neste caso, a pressão a que os componentes estão sujeitos é significativamente menor, pelo que a espessura definida para o disco que encaixa nas pás do estator também será.

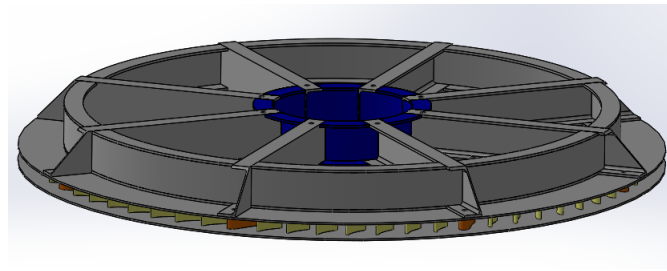


Figura 5.23 – Zona do estator superior

A análise inicia-se com uma espessura de 7 mm, a qual é validada pelos resultados obtidos computacionalmente. Considera-se, como uma opção de projecto, manter na zona do estator superior, a mesma dimensão e pré-carga dos parafusos que tinham sido usados no estator inferior. Assim, obtem-se um valor máximo para a tensão de von Mises de 113,23 MPa e, a nível de deformações, os valores de 0,174 mm e 0,935 mm para a deformação radial e axial, respectivamente.

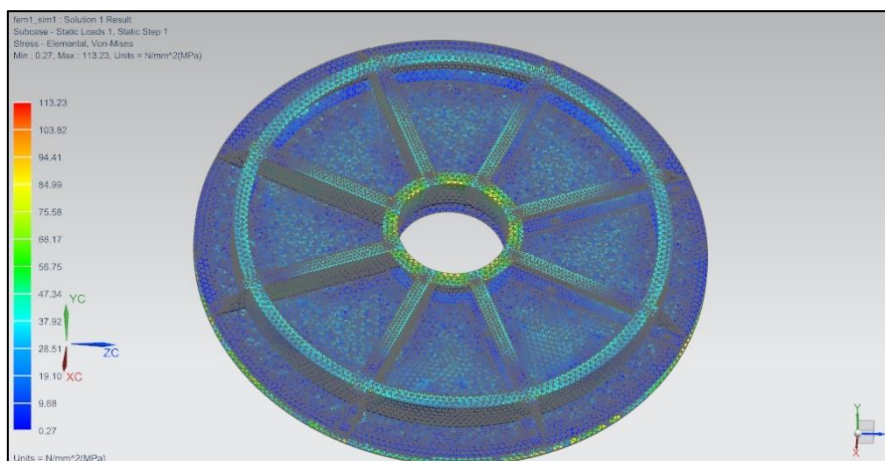


Figura 5.24 – Distribuição de tensões de von Mises no estator superior

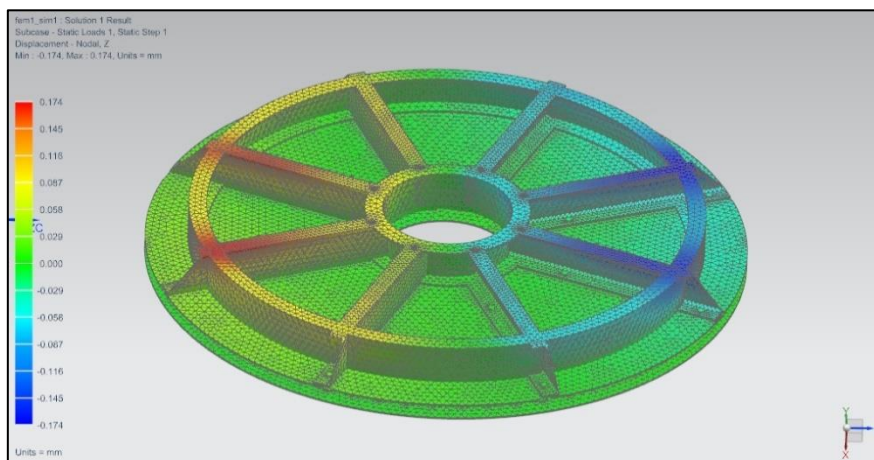


Figura 5.25 – Distribuição das deformações radiais no estator superior

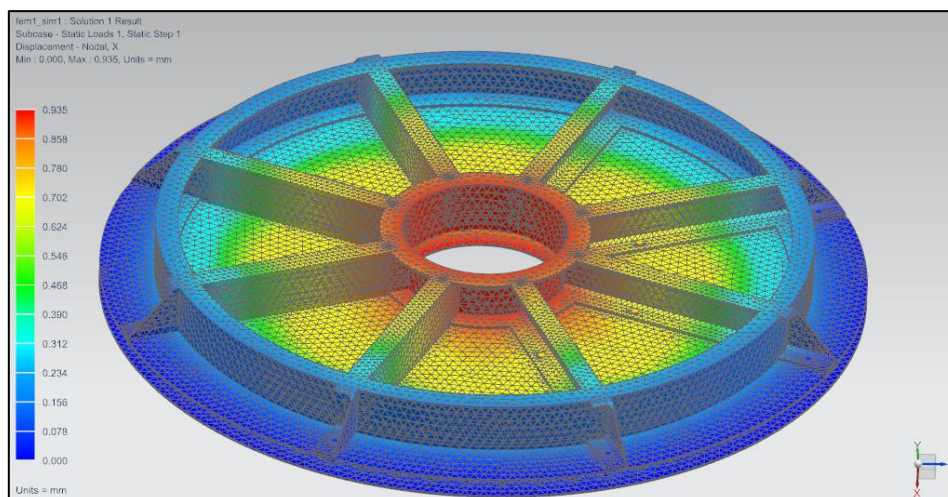


Figura 5.26 – Distribuição das deformações axiais no estator superior

As dimensões dos restantes componentes adjacentes ao chassi (para ambas as zonas do estator) devem ser consultadas no Anexo H – Desenhos técnicos.

5.4.1. Dimensionamento das ligações soldadas das pás do estator

Nesta secção procede-se ao dimensionamento das ligações soldadas entre as coroas de pás do estator e os respectivos discos.

As ligações soldadas são sobretudo utilizadas na união permanente entre elementos metálicos. Embora apresentem, em geral, maior resistência do que as ligações por parafusos e rebites, as ligações soldadas tendem a apresentar maiores problemas devido a falhas por fadiga, constituindo um local propício à existência de problemas de integridade da estrutura.

A geometria do cordão de soldadura é normalmente definida pelo comprimento e pela dimensão da base do cordão. Embora o seu dimensionamento seja realizado, frequentemente, com base na dimensão da garganta do cordão, tal não acontece na metodologia apresentada. A resistência do cordão de soldadura depende não só destas dimensões, mas também da orientação relativa do cordão e do esforço actuante [17].

A utilização do regulamento [31] recomenda que o dimensionamento do cordão seja feito com base na tensão equivalente, σ_{eq} , e na tensão normal ao plano da garganta, $\sigma_{\perp d}$, partindo das seguintes equações:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3 \times (\tau_{\parallel}^2 + \tau_{\perp}^2)} \leq \frac{f_u}{\beta_w \gamma_{Mw}} \quad (5.74)$$

$$\sigma_{\perp d} \leq \frac{f_u}{\beta_w \gamma_{Mw}} \quad (5.75)$$

em que:

- σ_{\perp} – Tensão normal ao plano da garganta do cordão
- τ_{\parallel} – Tensão de corte no plano da garganta, paralela ao eixo do cordão
- τ_{\perp} – Tensão de corte no plano da garganta, perpendicular ao eixo do cordão
- f_u – Tensão de rotura do membro mais fraco da ligação
- β_w – Factor de correlação apropriado
- γ_{Mw} – Factor de segurança parcial para soldaduras

A Figura 5.27 ilustra a orientação das tensões que actuam no plano da garganta, relevantes para o processo de dimensionamento do cordão de soldadura.

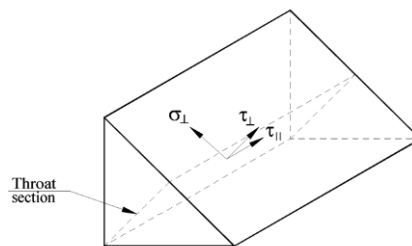


Figura 5.27 – Tensões no plano da garganta do cordão de soldadura [31]

Para iniciar o processo de dimensionamento, é necessário escolher a configuração mais adequada para o cordão de soldadura. Assim, optou por se considerar um cordão para juntas em ângulo, com 7 mm para a dimensão da base (Figura 5.28). De modo a simplificar a metodologia de dimensionamento apresentada em seguida, aproximou-se a pá do estator mais solicitada (pá não estrutural da coroa exterior) a um prisma rectangular. Tal simplificação é necessária para tornar exequível a aplicação do método a seguir apresentado. Na Figura 5.28, apresenta-se a configuração do cordão que é posteriormente validada.

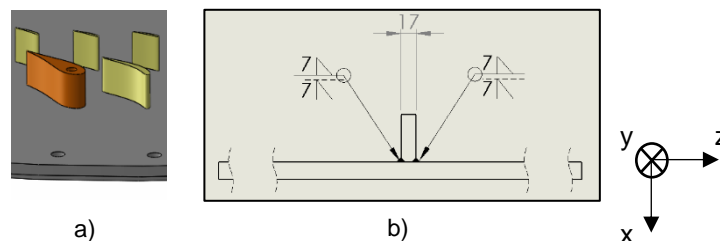


Figura 5.28 – a) Componentes a ligar; b) Configuração do cordão de soldadura proposto

O processo de dimensionamento exige que sejam conhecidas as tensões que actuam no plano da garganta, representadas na Figura 5.27. Para tal, opta-se por recorrer à análise numérica já realizada aquando do dimensionamento do chassi, a qual fornece os valores necessários das tensões actantes nas linhas de união (interfaces) entre os elementos a soldar. A utilização deste método computacional tem a ver com a necessidade de conhecer, localmente, as tensões que actuam na zona de interface pá-disco, pois através deste processo a quantificação das tensões torna-se mais simples

e rápida. Recorrendo ao *software* Siemens NX, determinam-se os valores máximos das tensões nas interfaces, que são usados para validar a solução proposta na Figura 5.28. Os resultados obtidos através do *software*, para as tensões máximas que actuam nos nós dos elementos, $[\sigma_{nós}]$, das zonas de interface onde se executarão os cordões de soldadura, encontram-se apresentados na Tabela 5.6.

Tabela 5.6 – Valores máximos absolutos das tensões actuantes nos nós dos elementos das interfaces dos cordões de soldadura

	σ_{xx} [MPa]	σ_{yy} [MPa]	σ_{zz} [MPa]	τ_{xy} [MPa]	τ_{yz} [MPa]	τ_{zx} [MPa]
Interface pá-disco	209,095	91,035	81,085	76,467	22,008	69,150

Fazendo uso dos valores da tabela anterior, e sabendo que a secção aproximada da pá é considerada rectangular, com dimensões $108,20 \times 17 \text{ mm}$, é possível obter o estado de tensão aproximado nos nós em relação à base dos cordões, $[\sigma_{B \text{ cordão}}]$, através da expressão seguinte:

$$[\sigma_{B \text{ cordão}}] = \frac{17}{2 \times 2 \times 7} \times [\sigma_{nós}] \quad (5.76)$$

em que $[\sigma_{nós}]$ é a matriz que agrupa os valores da tabela anterior.

Com os valores do estado de tensão em relação à base dos cordões, pode-se obter o estado de tensão no plano da garganta, $[\sigma_{G \text{ cordão}}]$, através da seguinte equação:

$$[\sigma_{G \text{ cordão}}] = [T] \cdot [\sigma_{B \text{ cordão}}] \cdot [T]^T \quad (5.77)$$

onde $[T]$ representa a matriz de transformação de coordenadas e, admitindo uma rotação de 45° em torno do eixo horizontal paralelo ao eixo do cordão, vem:

$$[T] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0,707 & -0,707 \\ 0 & 0,707 & 0,707 \end{bmatrix} \quad (5.78)$$

Na Tabela 5.7, apresenta-se o estado de tensão na garganta dos cordões na interface pá-disco, através dos valores máximos calculados pela equação (5.77) e utilizados no processo de dimensionamento.

Tabela 5.7 – Valores máximos absolutos da tensão na garganta dos cordões de soldadura (valores usados no dimensionamento)

	σ_{xx} [MPa]	σ_{yy} [MPa]	σ_{zz} [MPa]	τ_{xy} [MPa]	τ_{yz} [MPa]	τ_{zx} [MPa]
Interface pá-disco	126,921	38,868	65,577	3,140	3,019	62,491

No referencial do plano da garganta, usando o critério de von Mises para determinar a tensão equivalente, σ_{eq} , sabe-se:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{xx}^2 + \sigma_{yy}^2 + \sigma_{zz}^2 - (\sigma_{xx}\sigma_{yy} + \sigma_{yy}\sigma_{zz} + \sigma_{xx}\sigma_{zz}) + 3 \times (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (5.79)$$

Contudo, considerando apenas as componentes mais significativas, e associando as componentes cartesianas da tensão com as componentes mencionadas na equação (5.74), a equação anterior simplifica-se para:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{xx}^2 + 3 \times (\tau_{xy}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (5.80)$$

A validação da solução proposta torna necessário que se verifiquem as condições dadas pelas equações (5.74) e (5.75). Para tal, de acordo com [34], os valores a atribuir aos factores β_w e γ_{Mw} são, respectivamente, 0,92 e 1,35. No que diz respeito à tensão de rotura do membro mais fraco da ligação, f_u , considera-se que as propriedades mecânicas do material de adição envolvido no processo de soldadura, nunca serão inferiores às do material base. Como tal, admite-se o valor de 530 MPa para este parâmetro. Desta forma, as condições a respeitar são:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{xx}^2 + 3 \times (\tau_{xy}^2 + \tau_{zx}^2)} \leq \frac{f_u}{\beta_w \gamma_{Mw}} \quad (5.81)$$

$$\sigma_{\perp d} = \sigma_{xx} \leq \frac{f_u}{\beta_w \gamma_{Mw}} \quad (5.82)$$

Procedendo ao cálculo, os valores apresentam-se na Tabela 5.8:

Tabela 5.8 – Parâmetros finais necessários à validação da proposta apresentada

	σ_{eq} [MPa]	$\sigma_{\perp d}$ [MPa]	$\frac{f_u}{\beta_w \gamma_{Mw}}$ [MPa]
Interface pá-disco	166,895	126,921	426,731

Tal como se conclui pelos valores apresentados na tabela acima, a proposta para as ligações soldadas apresentada na Figura 5.28 cumpre os requisitos impostos pelo regulamento [31]. Deste modo, pode ser considerada uma solução viável a adoptar na concepção das ligações entre o disco e as coroas de pás do estator. Nas zonas das pás onde não for possível aplicar um cordão com tais dimensões, este deve ter medidas tão próximas das propostas quanto possível.

6. Conclusões e Desenvolvimentos Futuros

O trabalho apresentado nesta dissertação contempla uma fase de desenvolvimento conceptual e de dimensionamento de componentes de uma turbina biradial que se pretende instalar num dispositivo de CAO para aproveitamento de energia das ondas. O trabalho pode ser dividido em três partes fundamentais, acerca das quais existem aspectos conclusivos a expor.

A fase de revisão bibliográfica permitiu constatar que a informação disponível acerca de análise estrutural e de dimensionamento deste tipo de dispositivos é quase inexistente. Contudo, esta fase permitiu aprofundar a importância da energia das ondas, os vários tipos de tecnologias existentes para converter energia, com particular foco na CAO e na turbina biradial. Foi ainda importante, por possibilitar o conhecimento das principais falhas mecânicas que ocorrem em sistemas de extracção de energia.

A etapa de desenvolvimento conceptual do chassi e componentes adjacentes constituiu uma das fases mais complexas do projecto. Tal, deveu-se não só à falta de experiência, como também aos requisitos operativos e funcionais a cumprir. De facto, foi complexo conceber uma estrutura axialmente compacta, minimizando o peso da mesma, e que suportasse os esforços a que o dispositivo está sujeito, sem comprometer a integridade estrutural do equipamento. A configuração final escolhida permite suportar os carregamentos que actuam no dispositivo, sendo uma estrutura suficientemente robusta para a aplicação pretendida.

No processo de dimensionamento, um dos primeiros aspectos a ter em conta é o estabelecimento dos carregamentos de projecto (casos de carga), isto é, aqueles que são usados para dimensionar os componentes e que ditam o rumo desta fase. Após a definição dos esforços de dimensionamento, existem várias formas de desenvolver esta fase, não só através de normas e regulamentos apropriados, como também de modelos teóricos e numéricos, dependendo do componente em estudo, da sua complexidade geométrica e dos carregamentos que nele actuam. O dimensionamento dos componentes da turbina foi uma das fases mais desafiantes e interessantes deste projecto. No que diz respeito ao veio da turbina, o seu dimensionamento foi uma etapa complexa, sobretudo na parte de definir um modelo simples, mas representativo dos carregamentos que nele actuam. Contudo, através de algumas simplificações para tornar o cálculo exequível, foi possível obter resultados que estão dentro dos parâmetros esperados. Ainda nesta fase, é de destacar a análise computacional do chassi e componentes adjacentes. Por via da complexidade da estrutura, o dimensionamento foi realizado computacionalmente. Embora os resultados obtidos tenham sido satisfatórios, a geometria complexa e extensa implicou um esforço computacional acrescido, que impediu a realização de análises de maior precisão.

Ao longo da investigação efectuada no decorrer desta dissertação, foram identificadas diversas situações que podem ser alvo de desenvolvimentos futuros:

- A nível de desenvolvimento conceptual, deve ser criado um componente, a integrar no chassi, e que permita a suavização do escoamento de ar na aproximação (na entrada) às coroas de pás do estator;

- De modo a tornar possível o accionamento da válvula de segurança da turbina, é fundamental conceber o circuito pneumático que permite tal operação;
- É importante desenvolver o projecto de lubrificação do rolamento do veio da turbina que se encontra instalado no cone de apoio, atendendo às suas condições operativas e funcionais, por forma a garantir que o mesmo não falha em serviço;
- A nível de dimensionamento do chassi, existe a necessidade de otimizar os resultados obtidos através das análises computacionais realizadas, os quais se encontram afectados de alguma incerteza, devido a limitações computacionais. Torna-se fundamental proceder à realização de análises mais precisas, por forma a aumentar a fiabilidade dos resultados obtidos. Ainda a nível do chassi e componentes adjacentes, é importante dimensionar todas as ligações por soldadura que não foram objecto de estudo nesta dissertação;
- Em trabalhos futuros, será ainda interessante proceder a uma análise detalhada dos custos envolvidos para conceber um dispositivo deste género, desde a aquisição de material, passando pelos processos de fabrico e terminando na montagem final.

7. Referências Bibliográficas

- [1] Web Page da International Energy Agency (IEA) - *Key World Energy Statistics 2015*. Disponível em: https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/KeyWorld_Statistics_2015.pdf. [Acedido a: 23-Abr-2016].
- [2] A. J. N. A. Sarmiento e J. M. B. P. Cruz, *Energia das Ondas: Introdução aos Aspectos Tecnológicos, Económicos e Ambientais*. Instituto do Ambiente, 2004.
- [3] A. F. O. Falcão e J. C. C. Henriques, *Oscillating-water-column wave energy converters and air turbines: A review*, *Renew. Energy*, vol. 85, pp. 1391–1424, Jan. 2016.
- [4] Engineering Committee on Oceanic Resources e Working Group on Wave Energy Conversion, *Wave energy conversion*. Amsterdam; Boston: Elsevier, 2003.
- [5] Wave Energy Centre - Centro de Energia das Ondas, *Potencial e Estratégia de desenvolvimento de energia das ondas em Portugal*, 2004.
- [6] G. Mork, S. Barstow, A. Kabuth e M. T. Pontes, *Assessing the global wave energy potential*, em ASME 2010 29th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, 2010, pp. 447–454.
- [7] A. Clément, P. McCullen, A. Falcão, A. Fiorentino, F. Gardner, K. Hammarlund, G. Lemonis, T. Lewis, K. Nielsen, S. Petroncini, et al, *Wave energy in Europe: current status and perspectives*, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 6, n. 5, pp. 405–431, 2002.
- [8] B. Drew, A. R. Plummer, e M. N. Sahinkaya, *A review of wave energy converter technology*, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J. Power Energy*, vol. 223, n. 8, pp. 887–902, Dez. 2009.
- [9] Web Page - Disponível em: http://energiasrenovaveis.com/popup.asp?ID_foto=161. [Acedido a: 24-Abr-2016].
- [10] Web Page - Disponível em: <http://csmres.co.uk/cs.public.upd/article-images/AWS-Ocean-Energy-Archimedes-Wave-Swing.jpg>. [Acedido a: 24-Abr-2016].
- [11] Web Page - Disponível em: <http://owcwaveenergy.weebly.com/our-demonstrations.html>. [Acedido a: 24-Abr-2016].
- [12] Web Page - Disponível em: <https://caphysics2013.wikispaces.com/8.4.21+Wave>. [Acedido a: 24-Abr-2016].
- [13] T. Setoguchi, S. Raghunathan, M. Takao e K. Kaneko, *Air-turbine with self-pitch-controlled blades for wave energy conversion (Estimation of performances in periodically oscillating flow)*, *Int. J. Rotating Mach.*, vol. 3, n. 4, pp. 233–238, 1997.
- [14] M. Takao e T. Setoguchi, *Air Turbines for Wave Energy Conversion*, *Int. J. Rotating Mach.*, vol. 2012, pp. 1–10, 2012.
- [15] A. F. O. Falcão, L. M. C. Gato e E. P. A. S. Nunes, *A novel radial self-rectifying air turbine for use in wave energy converters*, *Renew. Energy*, vol. 50, pp. 289–298, Fev. 2013.
- [16] R. P. F. Gomes, *Análise numérica e experimental do escoamento numa turbina auto-rectificadora de acção para dispositivos de CAO para aproveitamento de energia das ondas*, Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Instituto Superior Técnico, Lisboa, 2007.
- [17] S. R. S. Nunes, *Concepção e desenvolvimento de um grupo turbina-gerador para aproveitamento da energia das ondas*, Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Instituto Superior Técnico, Lisboa, 2009.

- [18] A. F. O. Falcão, L. M. C. Gato e E. P. A. S. Nunes, *A novel radial self-rectifying air turbine for use in wave energy converters. Part 2. Results from model testing*, *Renew. Energy*, vol. 53, pp. 159–164, Maio 2013.
- [19] Web Page - Disponível em: <http://www.seminarsonly.com/mech%20&%20auto/Ocean%20Electricity.JPG>. [Acedido a: 24-Abr. 2016].
- [20] H. P. Bloch e F. K. Geitner, *Machinery Failure Analysis and Troubleshooting*, 3.^a ed., vol. 2, Houston, Texas: Butterworth-Heinemann, 1999.
- [21] M. A. S. Vieira, *Análise da Integridade Estrutural das Pás Directrizes da Turbina da Central de Ondas dos Açores*, Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Instituto Superior Técnico, Lisboa, 2014.
- [22] P. R. Thies, L. Johanning e T. Gordelier, *Component reliability testing for wave energy converters: Rationale and implementation*, 2013.
- [23] H. Polinder, M. A. Mueller, M. Scutto e M. Goden de Sousa Prado, *Linear generator systems for wave energy conversion*, em *Proceedings of the 7th European Wave and Tidal Energy Conference*, Porto, Set. 2007.
- [24] L. Christensen, E. Friis-Madsen e J. Kofoed, *The wave energy challenge - the wave dragon case*, apresentado na PowerGen 2005 Europe Conference, Milão, Itália, 2005.
- [25] J. Tedd, *Testing, Analysis and control of the wave dragon wave energy converter*, Aalborg University, Department of Civil Engineering, 2007.
- [26] SI OCEAN: Strategic Initiative for Ocean Energy, *Ocean Energy: State of the Art*.
- [27] H. M. Tawancy, A. Ul-Hamid e N. M. Abbas, *Practical engineering failure analysis*. New York: M. Dekker, 2004.
- [28] LNEC, *NP EN 1993-1-1:2010 - Eurocódigo 3 - Projecto de estruturas de aço, Parte 1-1: Regras gerais e regras para edifícios*. 2010.
- [29] LNEC, *NP EN 1990:2009 - Eurocódigo 0 - Bases para o projecto de estruturas*. 2009.
- [30] DNV (Det Norske Veritas), *Guidelines on design and operation of wave energy converters*, Maio 2005.
- [31] DNV (Det Norske Veritas), *DNVGL-OS-C101: Design of offshore steel structures, general - LRFD method*. Jul. 2015.
- [32] M. F. Ashby, *Materials selection in mechanical design*, 3.^a ed. Amsterdam ; Boston: Butterworth-Heinemann, 2005.
- [33] R. G. Budynas, J. K. Nisbett e J. E. Shigley, *Shigley's mechanical engineering design*, 10.^a ed. New York, NY: McGraw-Hill Education, 2015.
- [34] European Committee for Standardization (CEN), *NP EN 1993-1-1:1992 - Eurocódigo 3 - Projecto de estruturas de aço, Parte 1-1: Regras gerais e regras para edifícios*. 1992.
- [35] M. Tello Ruiz, *Dynamics and hydrodynamics for floating wave energy converters*, Dissertação de Mestrado em Engenharia e Arquitectura Naval, Instituto Superior Técnico, 2010.
- [36] A. Silva, C. Tavares Ribeiro, J. Dias e L. Sousa, *Desenho Técnico Moderno*, 11.^a ed. Lisboa: Lidel, 2004.

ANEXOS

Anexo A – Seleção do rolamento para o cone de apoio

Através de contactos efectuados com uma empresa especializada em rolamentos, a SKF, e dadas as cargas a que o veio está sujeito, conclui-se que a opção mais adequada para o rolamento a usar na construção do dispositivo, passa pela escolha de um rolamento auto-compensador de rolos. Este tipo de rolamento não só suporta cargas elevadas, como também permite desalinhamentos no veio, ajustando-se a isso.

Dado o ambiente marítimo onde a turbina opera, a seleção de um rolamento vedado é adequada. Contudo, tal não é viável, devido à sobrevelocidade de rotação da turbina que não é suportada por esta variante de rolamentos. O material de que é feito o rolamento seleccionado não é resistente à corrosão. No entanto, a localização do rolamento também não torna isso uma questão prioritária, uma vez que não está em contacto directo com a água do mar. No cone de apoio é considerada a instalação de uma tampa que serve de protecção contra resíduos, minimiza os efeitos de um possível contacto do rolamento com uma atmosfera corrosiva e garante que o rolamento está fixo em todos os graus de liberdade. Contudo, é adequado contactar o fornecedor para requerir o mesmo componente feito de um material resistente à corrosão. Ainda assim, o lubrificante escolhido fornece alguma protecção contra a corrosão.

A escolha do lubrificante é feita com base na descrição dos lubrificantes que se encontram no *website* da SKF, tendo em atenção as características do mesmo e as necessidades operativas. O rolamento escolhido tem um tempo de vida que cumpre as especificações de projecto, sendo superior a dois anos. No entanto, por via da velocidade de rotação elevada, as necessidades de lubrificação são grandes. Embora o tópico da lubrificação não seja abordado em detalhe nesta dissertação, é adequado considerar um sistema automático de lubrificação para garantir a operacionalidade do rolamento nas condições devidas. Também no domínio da lubrificação, é fundamental conceber um sistema de vedação para o rolamento ou utilizar os já existentes nos fornecedores, de modo a concentrar a acção do lubrificante apenas no componente pretendido.

A análise de seleção do rolamento, utilizando o *software* disponibilizado no *website* da SKF, é realizada considerando uma temperatura de funcionamento a rondar os 40°C.

Rolamento para o cone de apoio

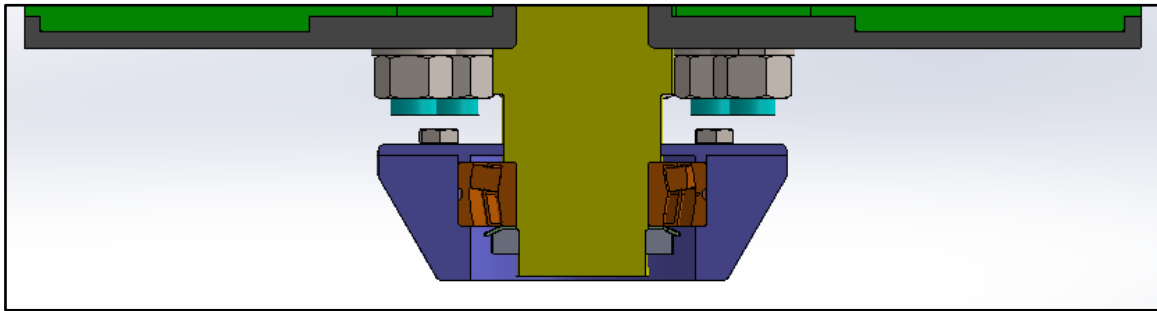


Figura A.1 – Rolamento do cone de apoio

Tabela A.1 – Especificações de componentes e tempo de vida do rolamento

Designação do rolamento	22212 E
Tempo de vida do rolamento em revoluções	7600 x 10 ⁶
Tempo de vida do rolamento em horas	21100
Designação do lubrificante	LGHB 2
Designação da arruela	MB 12
Designação da porca de fixação	KM 12

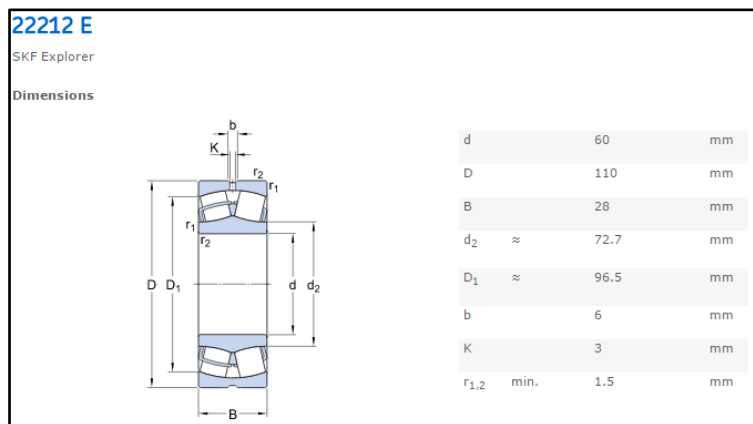


Figura A.2 – Especificações do rolamento do cone de apoio

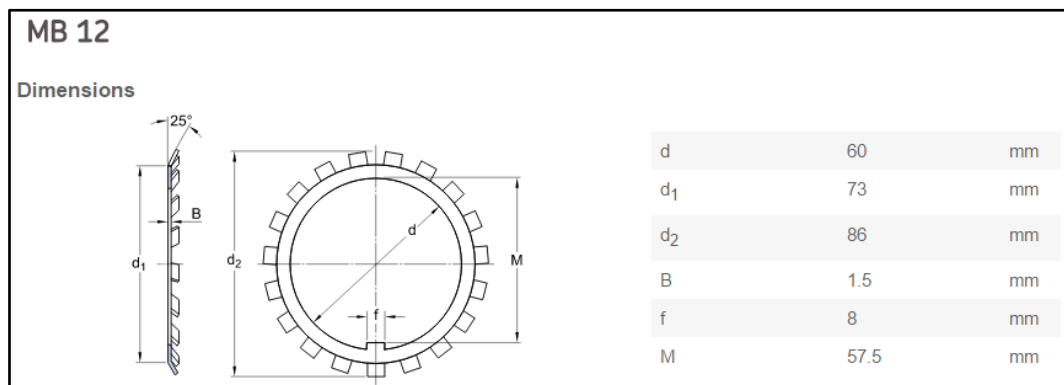


Figura A.3 – Especificações da arruela

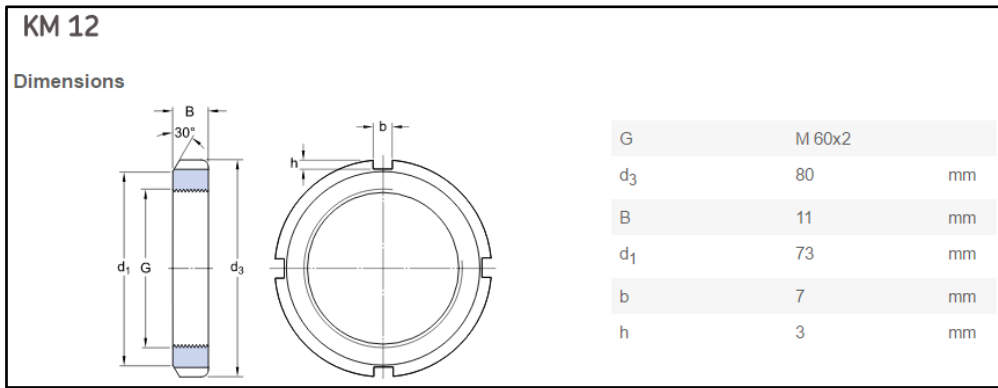


Figura A.4 – Especificações da porca de fixação

Detailed Results - SKF Rating Life & ISO 281 Basic Rating Life

Bearing type: Spherical roller bearings, cylindrical and tapered bore
Designation: 22212 E

SKF rating life	
L _{10mh} :	21100 hours
L _{10m} :	7600 10 ⁶ rev
ISO basic rating life	
L _{10h} :	11000 hours
L ₁₀ :	3960 10 ⁶ rev
Relubrication intervals	
Combined t _r :	<10 hours
Grease quantity replenish	
Through lubrication holes:	6.2 grams
From the side:	15 grams
Speed: 6000 r/min	
Temperature: 40 °C	
Operating viscosity: 400 mm ² /s	
Viscosity ratio, κ: 70.9	
Contamination factor, η_c: 0.134	
SKF life modification factor, a_{SKF}: 1.92	

Figura A.5 – Detalhes sobre o tempo de vida do rolamento

Representação global do rolamento no dispositivo

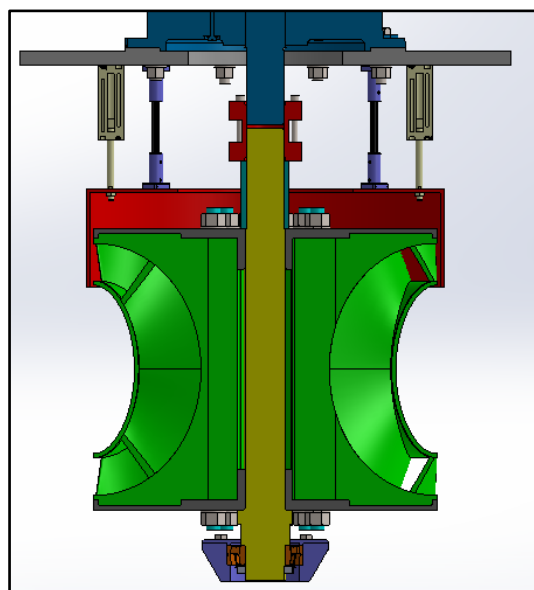


Figura A.6 – Representação global do rolamento no dispositivo

Anexo B – Seleção do gerador

Após contactos efectuados junto de marcas fornecedoras destes equipamentos eléctricos, optou por se escolher a marca WEG. Dada a natureza da aplicação, o principal requisito a ter em atenção na escolha do gerador tem a ver com o grau de protecção. Como tal, é escolhido um equipamento com grau de protecção IP55, considerado elevado e adequado para este propósito. A sobrevelocidade de rotação é outro aspecto a ter em conta. Os geradores padrão não suportam 6000 rpm na sua configuração básica. Para garantir a integridade do equipamento eléctrico e de todo o dispositivo, é necessário contactar a WEG para adaptar o equipamento normal a este cenário de operação, com todas as modificações e acréscimos de custo que estão subjacentes a isso. Para seleccionar o gerador, considera-se que a potência eléctrica máxima que o mesmo deve debitar é de 30 kW.

Tabela A.2 – Especificações do gerador seleccionado

Designação do gerador	W22 – Cast Iron Frame – Premium Efficiency - IE3 / Frame: 200L
Frequência (Hz)	50
Tensão à saída (V)	230/400
Velocidade	2 pólos
Potência eléctrica à saída (kW)	30
Peso do gerador (kg)	235
Flange	FF-350

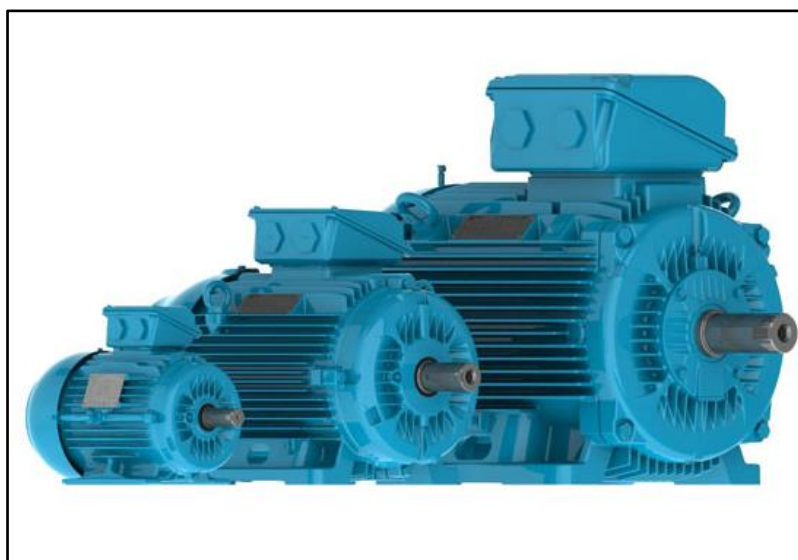


Figura A.7 – Geradores da WEG

Motor Selection | **Electrical Data** | Drawings | Curves | Energy Efficiency | CAD Library

[Generate PDF file](#) | [Create technical proposal](#)

W22 - Cast Iron Frame - Premium Efficiency - IE3

Characteristics

- Frame: 200L
- Output: 30 kW
- Frequency: 50 Hz
- Poles: 2
- Full load speed: 2960
- Slip: 1.33 %
- Voltage: 230/400 V
- Rated current: 94.8/54.5 A
- Locked rotor current: 730/420 A
- Locked rotor current (l/r): 7.7
- No load current: 41.0/23.6 A
- Full load torque: 96.8 Nm
- Locked rotor torque: 300 %
- Breakdown torque: 300 %
- Design: ---
- Insulation class: F
- Temperature rise: 80 K
- Locked rotor time: 16 s (hot)
- Service Factor: 1.00
- Duty cycle: S1
- Ambient temperature: -20°C – +40°C
- Altitude: 1000 m
- Degree of Protection: IP55
- Approximate weight: 235 kg
- Moment of inertia: 0.17027 kgm²
- Noise level: 72 dB(A)



Efficiency (%)		
50%	75%	100%
92.2	93.2	93.5

Power Factor		
50%	75%	100%
0.69	0.80	0.85

Figura A.8 – Especificações do gerador seleccionado

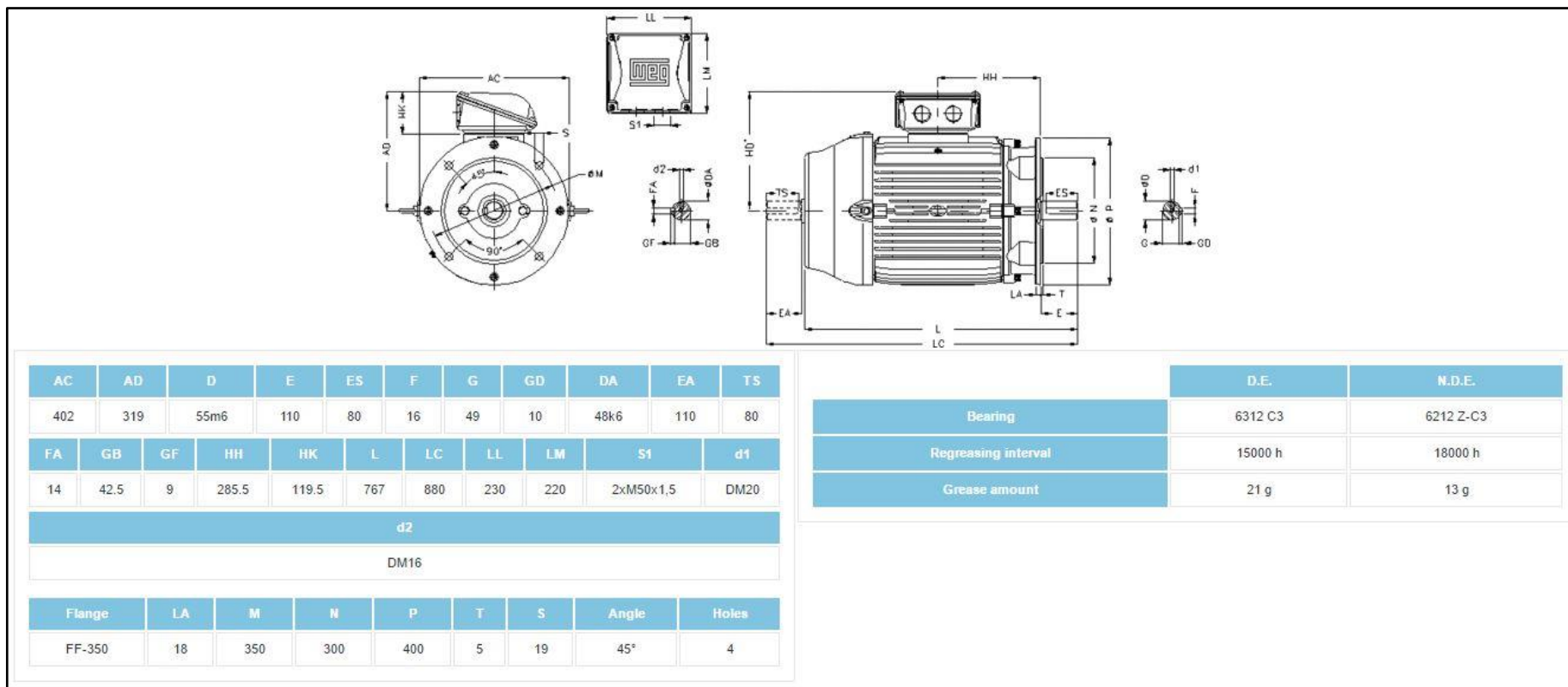


Figura A.9 – Dimensões do gerador seleccionado

Anexo C – Selecção do acoplamento de veios

O acoplamento de veios seleccionado tem de garantir a segurança da estrutura em eventuais operações de manutenção do dispositivo. Quer isto dizer, que a segurança das operações de extracção e colocação do conjunto rotor + gerador no interior de um dispositivo flutuante tem de estar assegurada. Quando se procede a este tipo de operações, o peso próprio do conjunto veio + rotor tende a desintegrar axialmente a união.

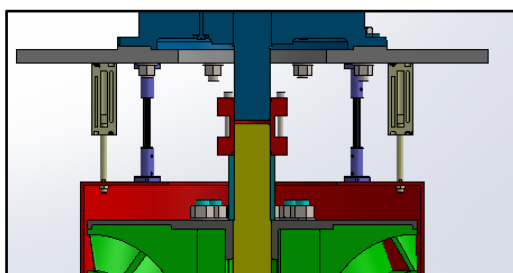


Figura A.10 – Representação conceptual do acoplamento de veios

Para garantir que esta situação não se traduz em problemas operativos, com danos materiais significativos, estabeleceu-se contacto com a Dunbelt, uma empresa especializada na área, que forneceu apoio à selecção de uma união adequada aos requisitos impostos. De acordo com a empresa, esta união de veios cumpre com as exigências colocadas, garantindo a segurança das operações. Na Figura A.11 representa-se a união seleccionada.

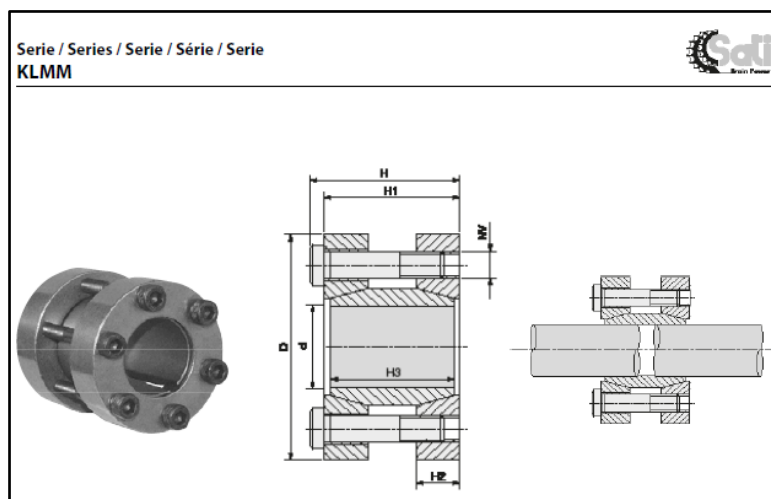


Figura A.11 – Acoplamento de veios seleccionado

Nostro codice Our code Unser Kode Notre code Nuestro codigo	Dimensioni Dimentions Abmessungen Dimensions Dimensiones						Serraggio Tightening Befestigung Serrage Fijación			Prestazioni Performances Leistungen Performances Prestaciones		Pressioni superficiali Surface pressures Oberflächendrücke Pressions de surface Presiones superficiales
	d	D	H	H1	H2	H3	NV	Tv (Nm)	N° viti / No. of screws Schraubenanzahl Nombre de vis Numero de tornillos	Mt (Nm)	Ta (KN)	Pa (N/mm ²)
KLMM055	55	94	93	85	24,5	76	M8 x 80	42	8	2147	78	110

Figura A.12 – Especificações do acoplamento de veios seleccionado

Anexo D – Selecção do casquilho do veio

O casquilho do veio tem essencialmente a função de evitar possíveis oscilações verticais do rotor durante o seu movimento rotativo, sendo apoiado inferiormente no disco superior do rotor e superiormente na união de acoplamento de veios. Tal, encontra-se representado na Figura A.13, estando o casquilho representado em corte na zona destacada.

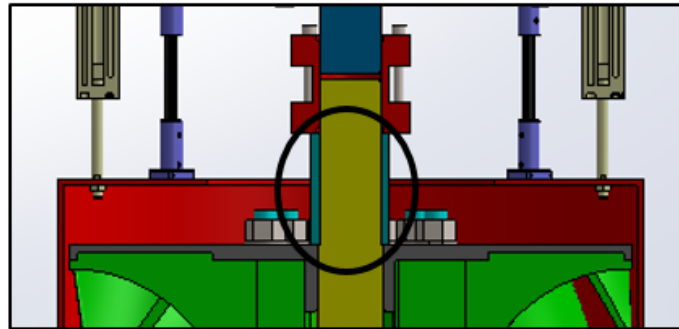


Figura A.13 – Representação em pormenor do casquilho do veio

O casquilho seleccionado foi consultado nos produtos comercializados pela empresa SKF. A empresa comercializa dimensões padrão que se encontram referenciadas em catálogo. Para esta aplicação, pretende-se que o comprimento do casquilho seja ligeiramente inferior a 100 mm. Como tal, existe a hipótese de contactar a empresa para um pedido personalizado, uma vez que esta fornece soluções adequadas a cada aplicação, ou utilizar dois casquilhos sobrepostos, maquinando um deles para que a dimensão do conjunto seja a pretendida. Assim, o casquilho seleccionado encontra-se representado na Figura A.14.

SKF Stainless Backed Composite – plain cylindrical bushings			
<p>Construction of designation:</p> <p>P 1 10 12 10</p> <p>Stainless Backed Composite Plain bearing</p>			
Designation	d mm	D mm	B mm
PI 556050	55	60	50

Figura A.14 – Especificações sobre o casquilho seleccionado

Anexo E – Selecção dos actuadores pneumáticos

O principal requisito a cumprir pelo tipo de actuador pneumático seleccionado é ser axialmente compacto, por uma questão de limitação de espaço. Também é importante ter em conta a resistência dos actuadores à corrosão, bem como as necessidades de manutenção serem reduzidas. Ambas as questões estão asseguradas com a opção seleccionada.

Nesta dissertação, apenas foi tido em conta a selecção do actuador pneumático, por ser um elemento relevante do ponto de vista do dimensionamento global do dispositivo. Todo o restante equipamento necessário para conceber o circuito pneumático e torná-lo funcional não foi objecto de estudo deste trabalho.

O actuador pneumático seleccionado foi consultado na empresa FESTO, encontrando-se representado nas próximas figuras. Optou por se escolher um diâmetro de 20 mm para a haste do cilindro e um curso de 70 mm. São valores compatíveis com o dimensionamento global adoptado para os componentes associados a estes actuadores.



Figura A.15 – Actuador pneumático seleccionado

cilindro compacto CDC-20-
Código da peça: 543305

FESTO

Exemplo de haste

Ficha técnica

Especificações técnicas gerais – os valores individuais dependem da sua configuração.

Característica	Valores
Curso	1 ... 300 mm
Diâmetro do êmbolo	20 mm
Com base na norma padrão	ISO 21287
Amortecimento	P: Anéis/placas de amortecimento elástico nas posições finais de curso
Posição de instalação	Nos dois lados
Princípio construtivo	Êmbolo Haste
Variantes	Haste prolongada com rosca externa rosca especial na haste Haste prolongada Haste passante Vedações resistentes a temperaturas de até 120°C Haste do êmbolo unilateral
Pressão de trabalho	0,8 ... 10 bar
Modo de operação	de dupla ação
Melo operacional	Ar comprimido conforme ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Observação sobre meio operacional e do piloto	Permite operação com lubrificação (necessária para operações subsequentes)
Classe de resistência à corrosão KBK	3
Food-safe	See Supplementary material information
Temperatura ambiente	-20 ... 120 °C
Força teórica a 6 bar, retorno	141 N
Força teórica a 6 bar, avanço	141 ... 188 N
Tipo de fixação	Opcional: com furo passante com rosca interna
Conexão pneumática	M5
Informação sobre material, tampão	Liga de alumínio anodizado
Informação sobre material, haste	Aço alta liga, inoxidável
Informação sobre material, camisa do cilindro	Liga de alumínio anodizado

Figura A.16 – Especificações sobre o actuador pneumático seleccionado

Por uma questão de segurança, considera-se a instalação de quatro sistemas de guiamento linear. A localização dos sistemas de guiamento encontra-se representada na Figura A.17.

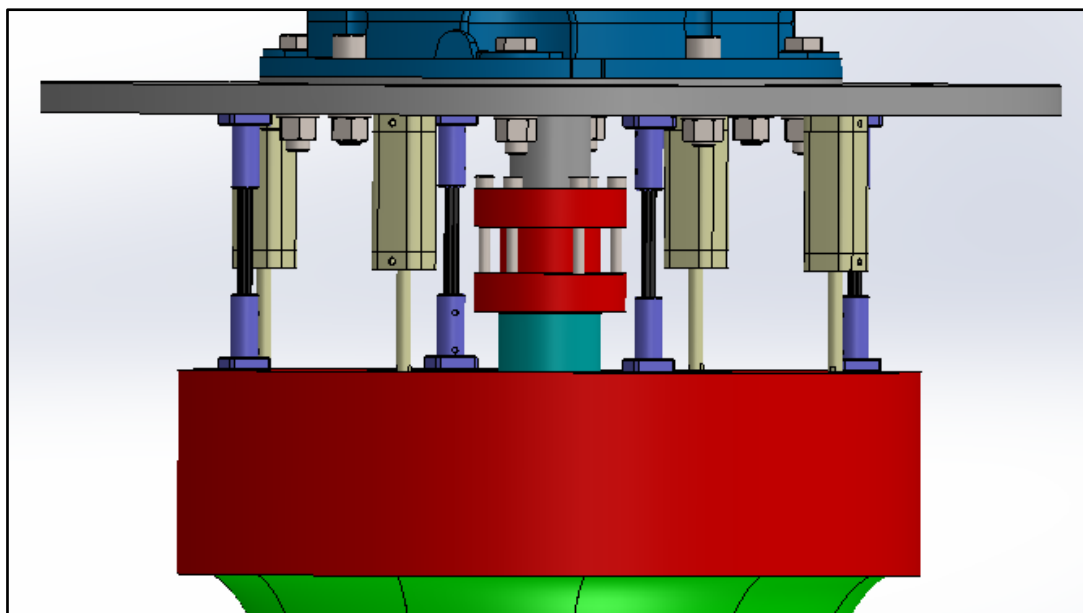


Figura A.17 – Actuadores pneumáticos e sistemas de guiamento linear da válvula de segurança

Anexo F – Seleção do sistema de guiamento linear

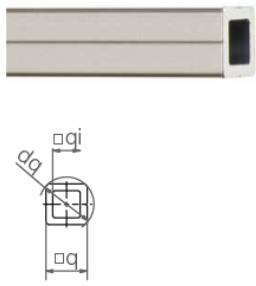
O sistema de guiamento linear tem por função garantir a existência de concentricidade entre o rotor e a válvula de segurança quando esta executa o seu movimento de actuação. Pretende-se assim que o movimento de deslocação da válvula de segurança, desde uma posição de repouso até uma posição de actuação, seja o mais regular e suave possível.

O sistema de guiamento linear seleccionado foi consultado na empresa IguS. Este sistema consiste em duas flanges e um veio oco. Uma das flanges é fixada na válvula de segurança e a outra na placa de apoio ao gerador. Quando a válvula de segurança inicia o seu curso, por actuação pneumática, a flange fixada na válvula de segurança desliza sobre o veio até uma posição próxima da outra flange, que se mantém sempre imóvel durante todo o processo. As características dos componentes, de acordo com o fabricante, permitem um movimento suave (ausente de vibrações), não existindo necessidade de lubrificação. Nas figuras abaixo, faz-se representar a flange e o veio de guiamento seleccionados.

drylin® Q system

drylin® Q | Square linear guides | Product range

Square section rail



Order key

Type	Size	Option
AWMQ	10	1000

- Aluminium shaft
- Metric
- Type square
- Installation size
- Length [mm]

Dimensions [mm]


Part No.	Weight [kg/m]	q	dq	qi	Max. length
AWMQ-10	0.062	7.5	10	±0.02	1,500

Figura A.18 – Veio do sistema de guiamento linear

drylin® Q system

drylin® Q | Square linear guides | Product range

Flange housing bearing



Order key

Type	Option	Size
QJFMT	02	10

- Square (solid) J
- With flange
- Metric
- Tandem (optional)
- Type
- Installation size

Options

- 01 = Round flange
- 02 = Square flange

Figura A.19 – Flange do sistema de guiamento linear

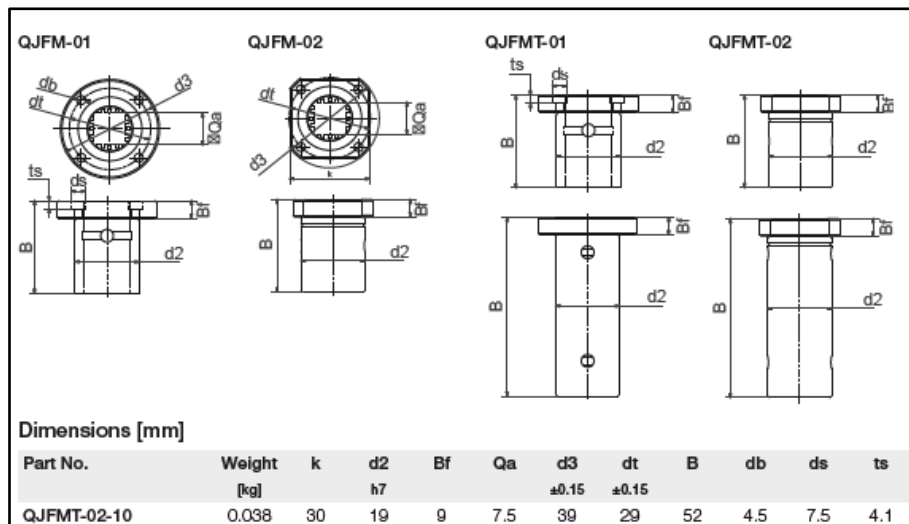


Figura A.20 – Especificações sobre a flange do sistema de guiamento linear

Anexo G – Ajustamento da configuração da turbina para funcionamento com eixo horizontal

Para que a turbina funcione com eixo horizontal, propõe-se adoptar a configuração apresentada de seguida. Trata-se da configuração base que foi dimensionada ao longo desta dissertação, com pequenas diferenças construtivas que advêm da necessidade de criar mais um ponto de apoio para o veio da turbina (adição de um rolamento), para minimizar o desalinhamento nos veios que pode ocorrer por flexão.

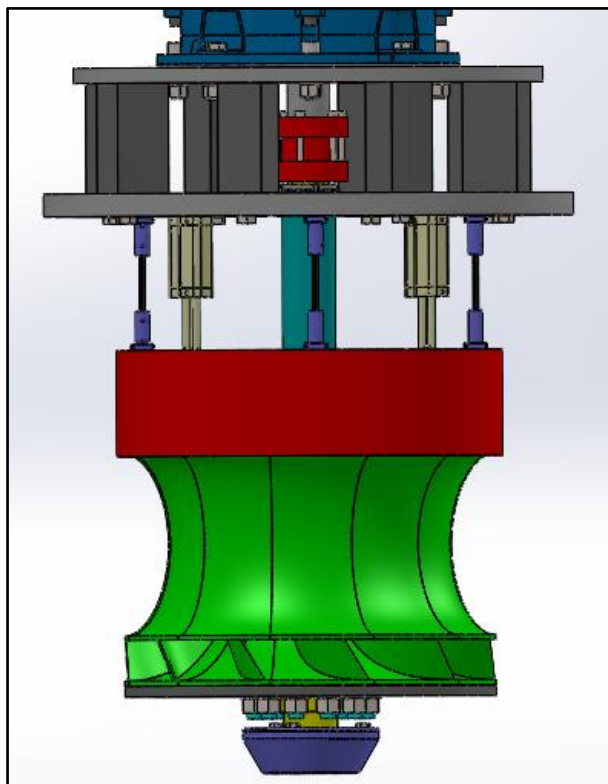


Figura A.21 – Configuração do dispositivo para funcionamento com eixo horizontal

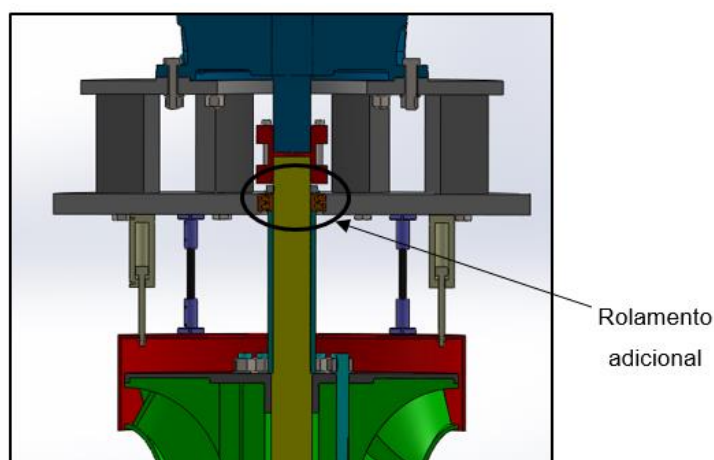
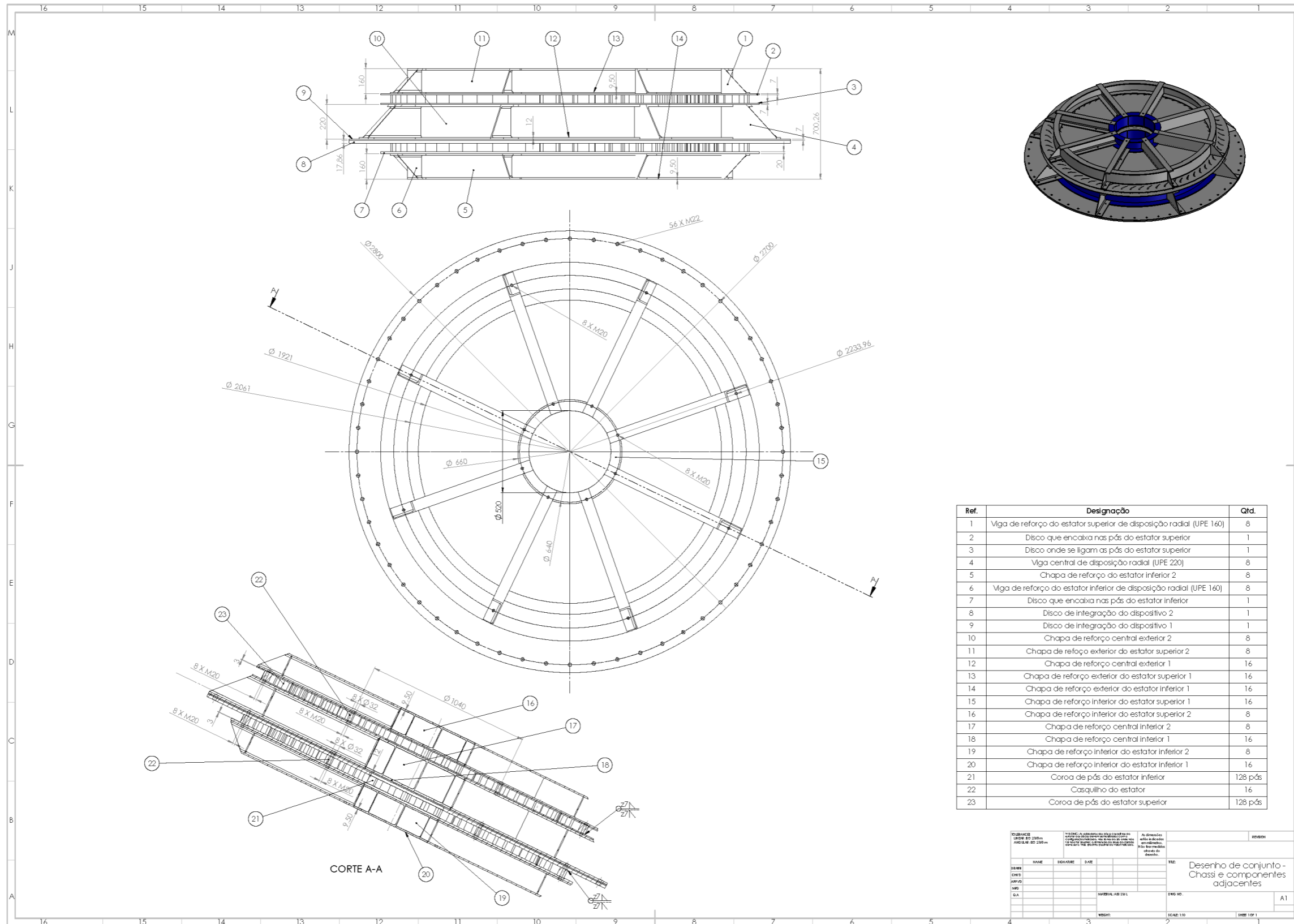


Figura A.22 – Representação em corte da introdução de um rolamento adicional para o funcionamento com eixo horizontal

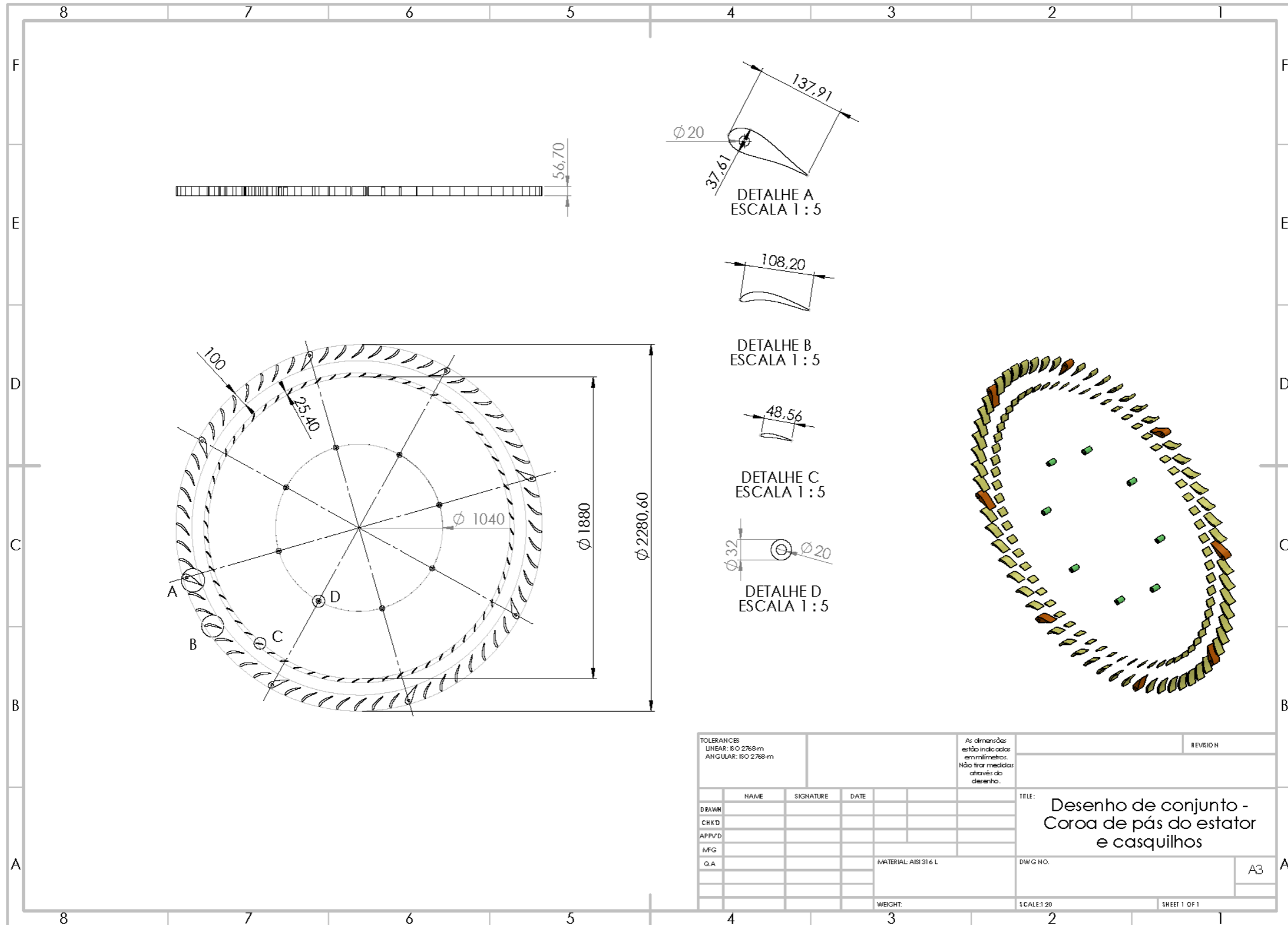
Anexo H – Desenhos técnicos

Para a realização desta fase é consultada a referência [36].

H1 – Desenho de conjunto - Chassi e componentes adjacentes

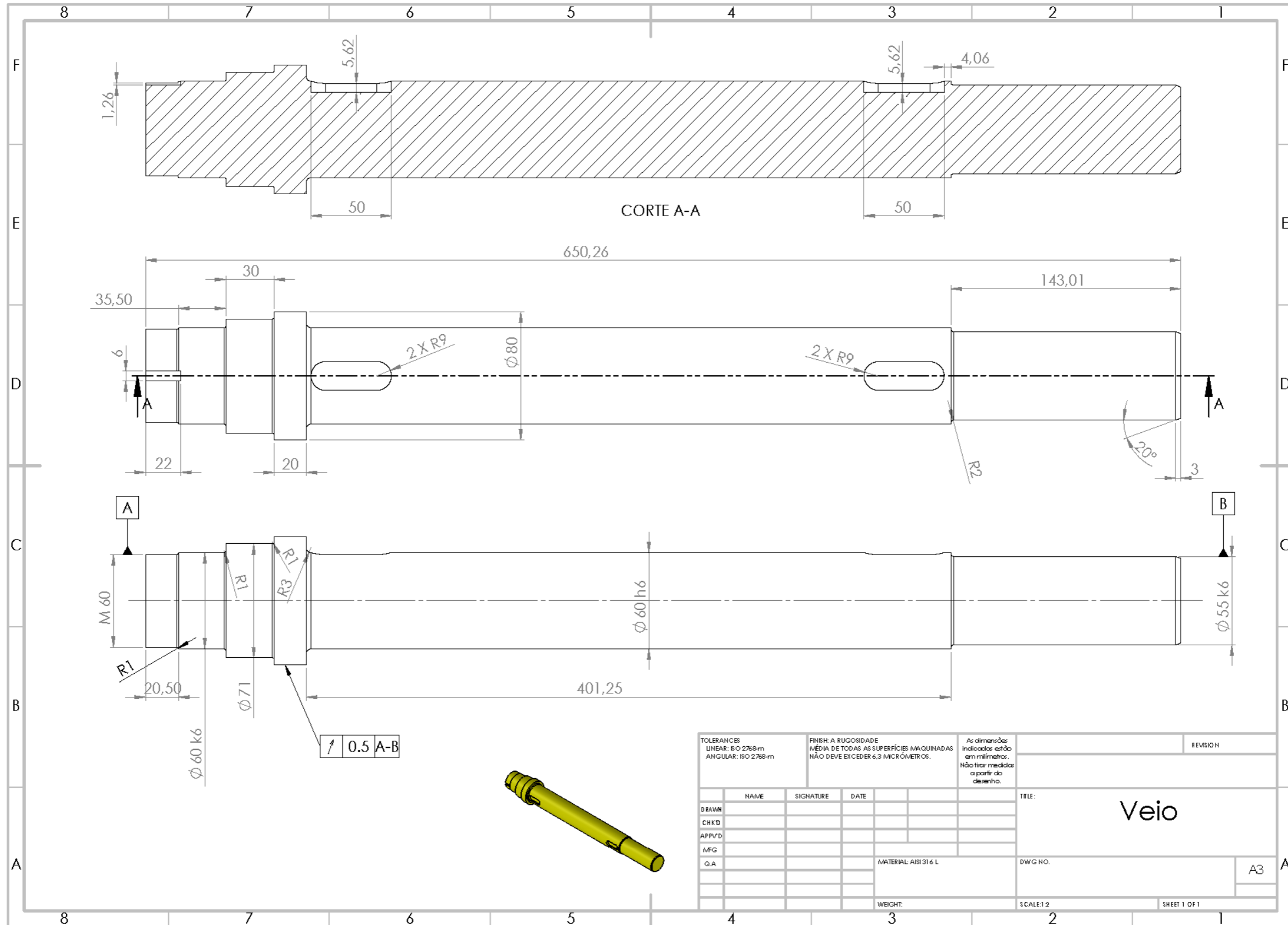


H2 – Desenho de conjunto - Coroa de pás do estator e casquilhos



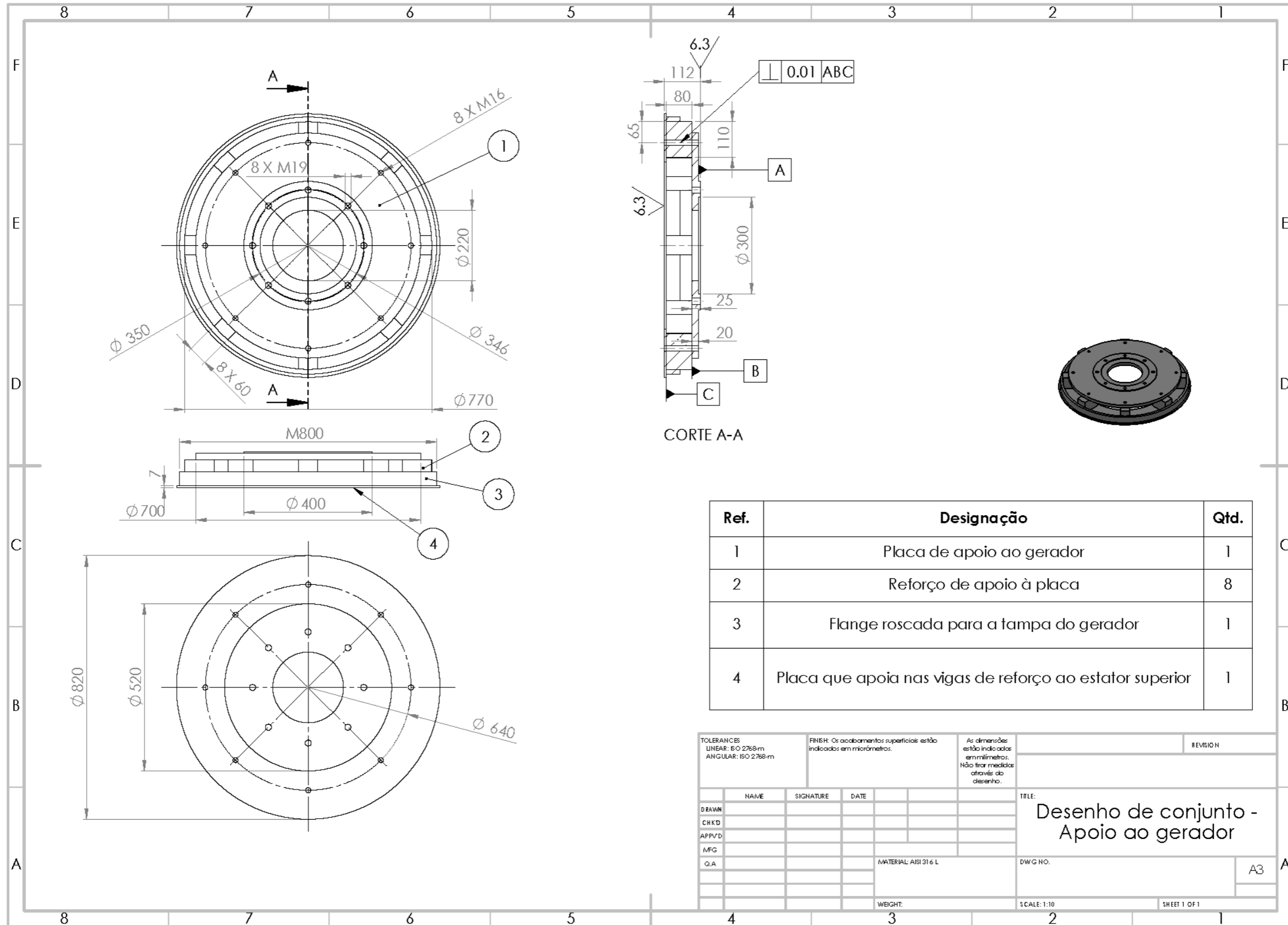
TOLERANCES LINEAR: ISO 2768-m ANGULAR: ISO 2768-m				As dimensões estão indicadas em milímetros. Não foram medidas através do desenho.		REVISION	
NAME	SIGNATURE	DATE				TITLE: Desenho de conjunto - Coroa de pás do estator e casquilhos	
DRAWN						DWG NO. A3	
CHKD						SCALE: 1:20	
APPV'D						SHEET 1 OF 1	
MFG							
Q.A					MATERIAL: AISI 316 L		
					WEIGHT:		

H3 – Desenho técnico do veio



TOLERANCES LINEAR: ISO 2768-m ANGULAR: ISO 2768-m		FINISH: A RUGOSIDADE MÉDIA DE TODAS AS SUPERFÍCIES MAQUINADAS NÃO DEVE EXCEDER 6,3 MICRÔMETROS.		As dimensões indicadas estão em milímetros. Não usar medidas a partir do desenho.		REVISION	
NAME	SIGNATURE	DATE		TITLE: Veio			
DRAWN							
CHK'D							
APPV'D							
MFG							
Q.A.				MATERIAL: AISI 316 L		DWG NO. A3	
WEIGHT:				SCALE: 1:2		SHEET 1 OF 1	

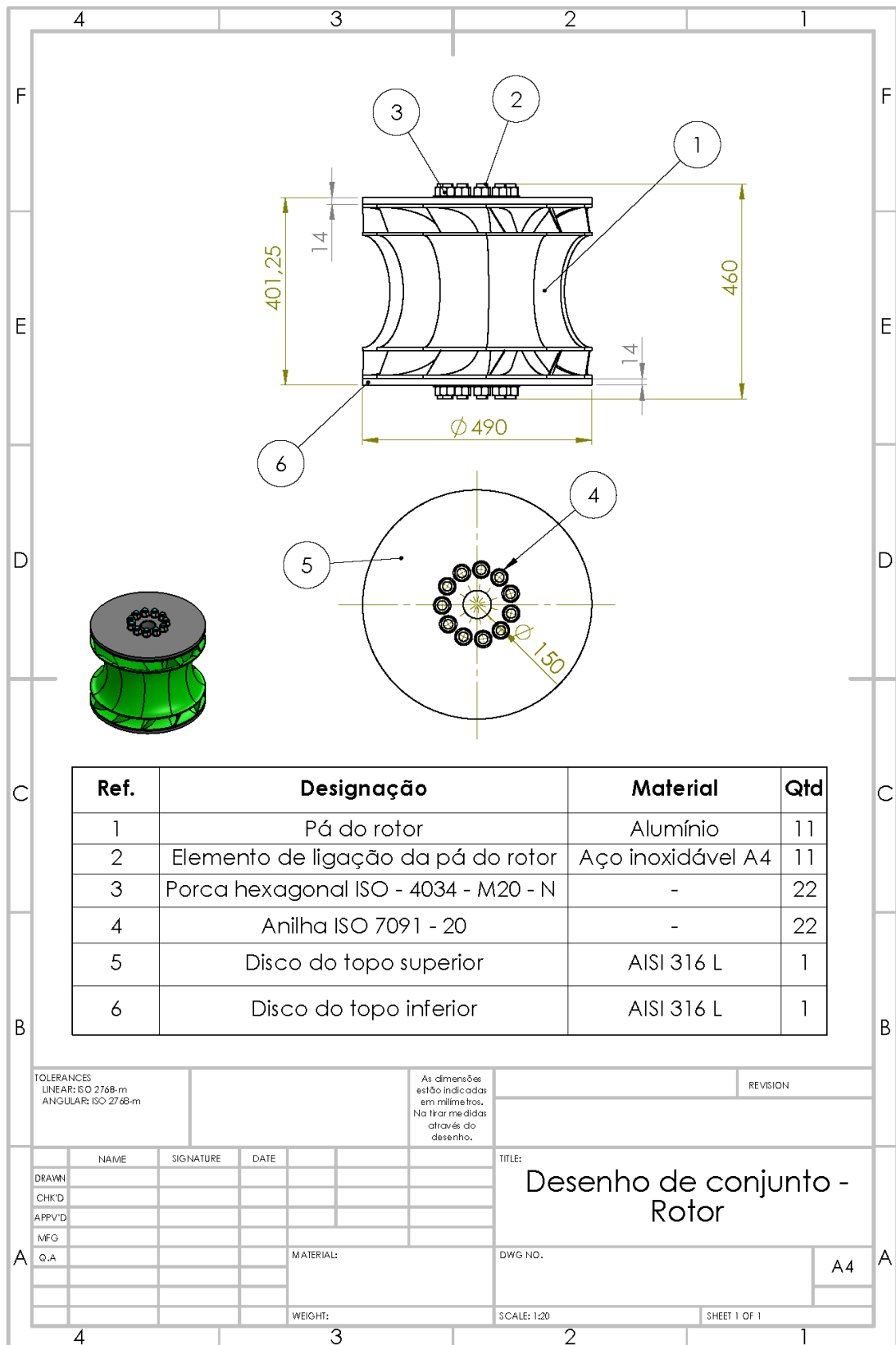
H4 – Desenho de conjunto - Apoio ao gerador



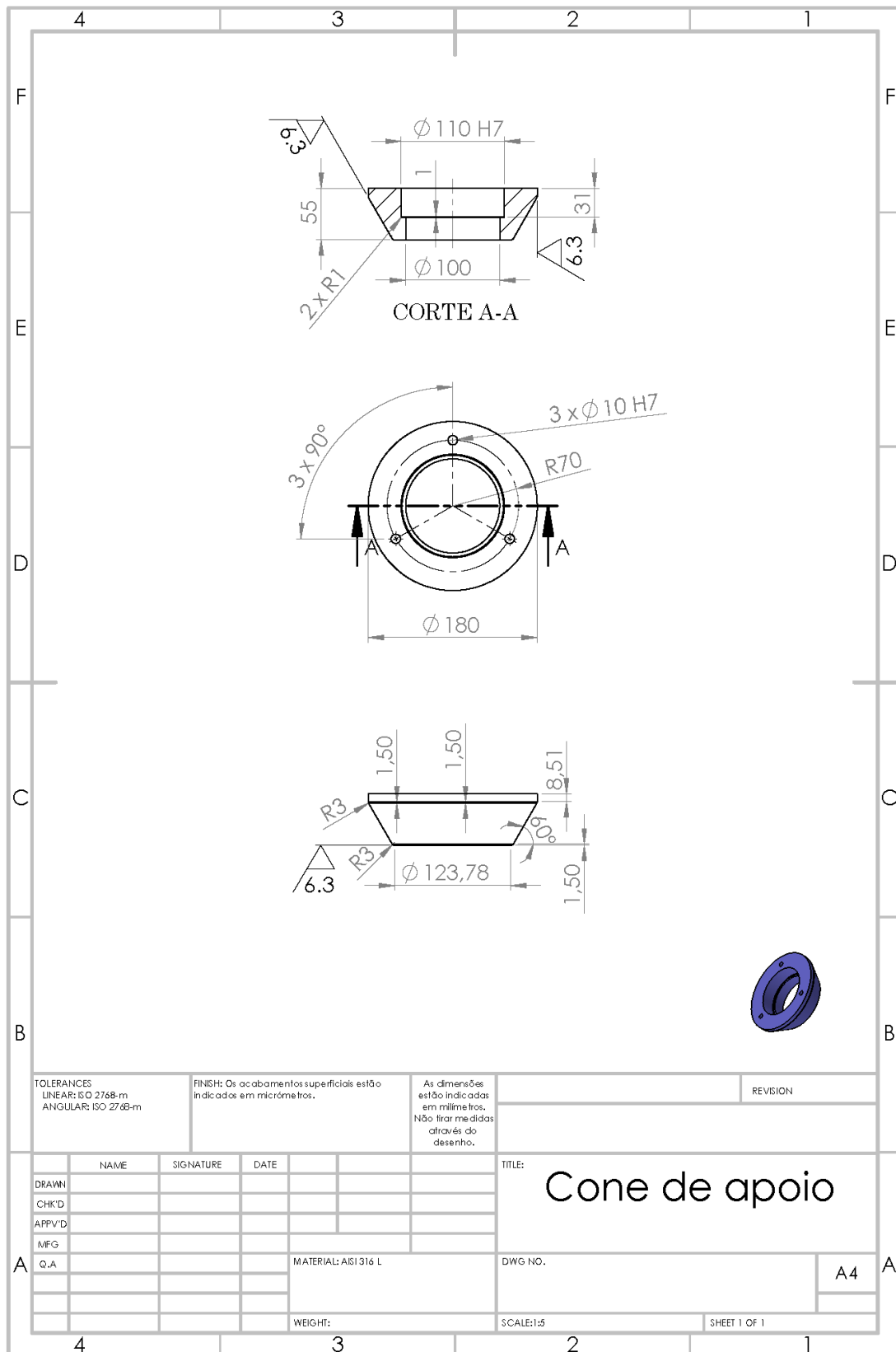
Ref.	Designação	Qtd.
1	Placa de apoio ao gerador	1
2	Reforço de apoio à placa	8
3	Flange roscada para a tampa do gerador	1
4	Placa que apoia nas vigas de reforço ao estator superior	1

TOLERANCES LINEAR: ISO 2768-m ANGULAR: ISO 2768-m		FINISH: Os acabamentos superficiais estão indicados em micrômetros.		As dimensões estão indicadas em milímetros. Não fazer medidas através do desenho.		REVISION	
NAME	SIGNATURE	DATE		TITLE: Desenho de conjunto - Apoio ao gerador			
DRAWN				DWG NO.			
CHK'D				MATERIAL: AISI 316 L			
APPV'D				WGT.			
MFG				SCALE: 1:10			
Q.A.				SHEET 1 OF 1			

H5 – Desenho de conjunto - Rotor



H6 – Desenho técnico do cone de apoio



TOLERANCES
LINEAR: ISO 2768-m
ANGULAR: ISO 2768-m

FINISH: Os acabamentos superficiais estão indicados em micrômetros.

As dimensões estão indicadas em milímetros. Não fixar medidas através do desenho.

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN					
CHK'D					
APP'V'D					
MFG					
Q.A					

TITLE:

Cone de apoio

MATERIAL: AISI 316 L

DWG NO.

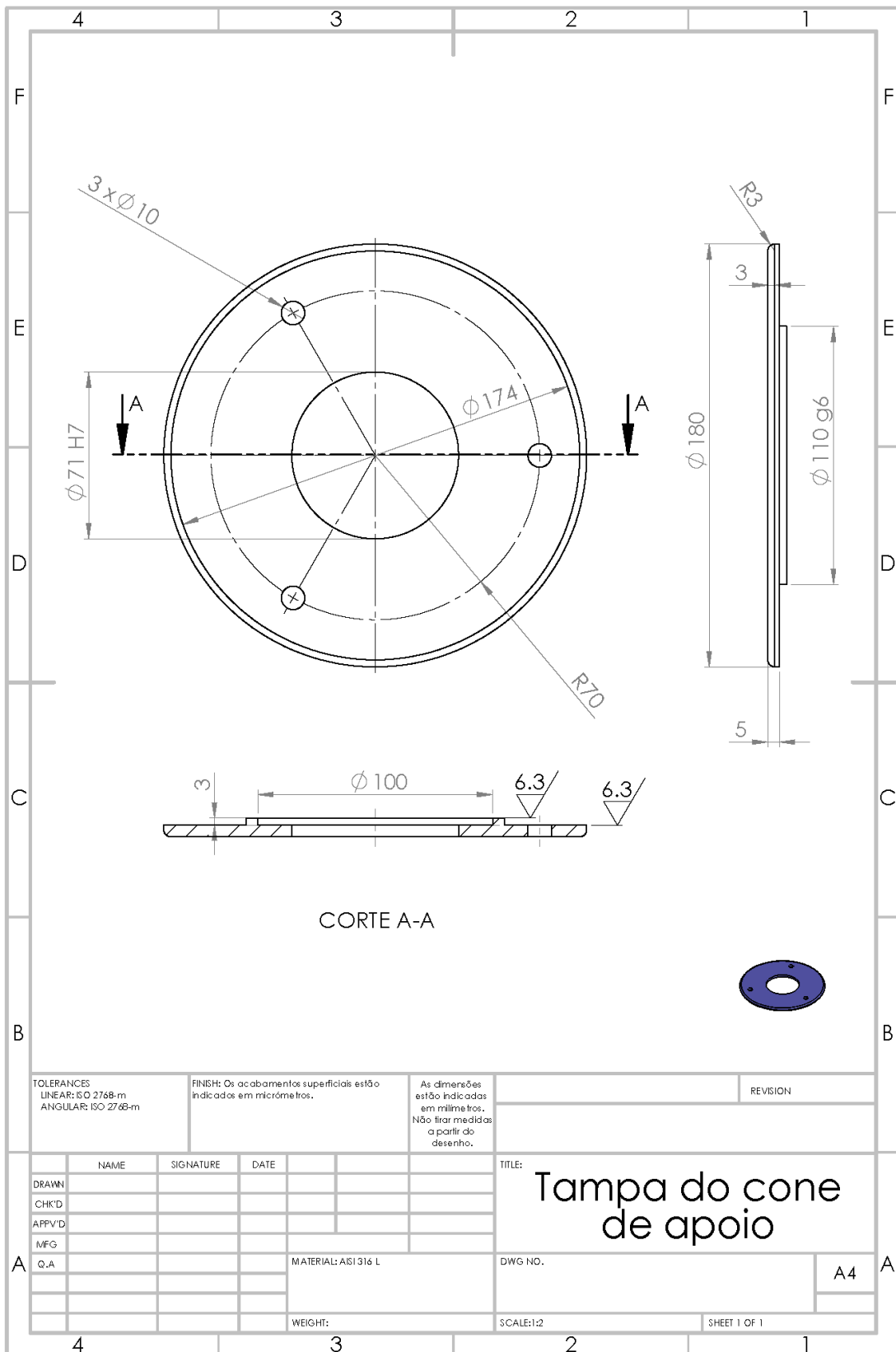
A4

WEIGHT:

SCALE: 1:5

SHEET 1 OF 1

H7 – Desenho técnico da tampa do cone de apoio



TOLERANCES LINEAR: ISO 2768-m ANGULAR: ISO 2768-m		FINISH: Os acabamentos superficiais estão indicados em micrômetros.		As dimensões estão indicadas em milímetros. Não tirar medidas a partir do desenho.		REVISION	
DRAWN		SIGNATURE		DATE		TITLE: Tampa do cone de apoio	
CHK'D							
APPV'D							
MFG							
Q.A				MATERIAL: AISI 316 L		DWG NO.	
						A4	
				WEIGHT:		SCALE: 1:2	
						SHEET 1 OF 1	

H8 – Desenho técnico do apoio para o cone

