

Projeto de simulador de uma turbina eólica instalada numa plataforma flutuante offshore

DANIEL VICENTE LOPES AGOSTINHO
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho de Projecto para obtenção do grau de mestre em Engenharia Mecânica, na Área de Especialização de Energia, Refrigeração e Climatização

Orientadores:

Doutor Mário José Gonçalves Cavaco Mendes
Doutor José Manuel Ferreira Gaspar

Júri:

Presidente: Doutor André Rui Dantas Carvalho

Vogais:

Doutor Duarte Pedro Mata de Oliveira Valério
Doutor Mário José Gonçalves Cavaco Mendes

Novembro de 2024

Projeto de simulador de uma turbina eólica instalada numa plataforma flutuante offshore

DANIEL VICENTE LOPES AGOSTINHO
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho de Projecto para obtenção do grau de mestre em Engenharia Mecânica, na Área de
Especialização de Energia, Refrigeração e Climatização

Orientadores:

Doutor Mário José Gonçalves Cavaco Mendes, ISEL/IPL
Doutor José Manuel Ferreira Gaspar, CENTEC/IST

Júri:

Presidente: Doutor André Rui Dantas Carvalho, ISEL/IPL

Vogais:

Doutor Duarte Pedro Mata de Oliveira Valério, IST/UL
Doutor Mário José Gonçalves Cavaco Mendes, ISEL/IPL

Novembro de 2024

Agradecimentos

Gostaria de agradecer à comunidade académica, tanto pessoal docente, não docente e colegas pela passagem de experiência, conhecimentos e ferramentas durante todo o percurso.

Agradecer também aos orientadores doutor Mário Mendes e doutor José Gaspar pelo apoio e motivação na concretização deste trabalho. À equipa de investigação do CENTEC/IST e à equipa do Núcleo de Oficinas NOF/IST pelo apoio Técnico e científico.

Quero agradecer também à minha família pelo apoio proporcionado tanto a nível emocional como financeiro.

Por último, a todas as pessoas que de alguma forma tiveram um impacto positivo durante este trabalho ou outros aspetos da vida pessoal.

Este trabalho foi realizado no âmbito do projeto “Sistema de conversão da energia das ondas de geometria variável para plataformas flutuantes.” financiado pela Fundação para a Ciência e a tecnologia (FCT) sob o contrato PTDC/EME-REN/0242/2020.

Declaração de integridade

Declaro que este trabalho de projeto é o resultado da minha investigação pessoal e independente. O seu conteúdo é original e todas as fontes listadas nas referências bibliográficas foram consultadas e estão devidamente mencionadas no texto. Mais declaro que todas as referências científicas e técnicas relevantes para o desenvolvimento do trabalho estão devidamente citadas e constam das referências bibliográficas.

O autor

Lisboa, 7 de Dezembro de 2024

Projeto de simulador de uma turbina eólica instalada numa plataforma flutuante offshore

Resumo

Neste trabalho de projeto desenvolveu-se um simulador de impulso aerodinâmico de turbina eólica, a ser instalado num modelo experimental de uma plataforma flutuante offshore.

O projeto envolveu o desenvolvimento das peças e conjuntos que compõem o sistema da torre e Nacelle do simulador, através da modelação e análise numérica em *software Solidworks*. O simulador à escala de 1:70 incluiu um motor acoplado a uma hélice, para exercer uma força aerodinâmica equivalente à de uma turbina real e um segundo motor para direcionar esse impulso. As forças de reação na base da torre foram também medidas através de um sistema desenvolvido neste projeto. Foi realizada a instrumentação dos dois motores através de sensores de proximidade e de deslocamento angular (Encoder). O controlo, monitorização e aquisição de dados foram concretizados através da integração de hardware (controlador CompactRio) e software (*software Labview*). Todo o trabalho realizado neste projeto teve como objetivo final a obtenção de um sistema *Hardware-in-the-Loop* para simulações e testes à escala no modelo experimental.

Uma vez fabricadas as peças e concluída a montagem, foram realizados ensaios para verificação funcional dos sistemas, tendo-se obtido alguns resultados do controlo em malha aberta e malha fechada. Após os ensaios realizados, foram efetuadas algumas melhorias e correções no projeto.

Palavras-Chave: Hardware-in-the-Loop, Turbina eólica offshore, Simulador de impulso, Controlo

Project of a wind turbine simulator installed on a floating offshore platform

Abstract

This project developed a wind turbine aerodynamic thrust simulator to be installed on an experimental model of a floating offshore platform.

The project involved the development of the parts and assemblies that make up the simulator's tower and nacelle system, through modeling and numerical analysis in Solidworks software. The simulator included an electrical motor coupled to a propeller, to exert an aerodynamic force equivalent to that of a real turbine at a scale of 1:70, and a second one to direct this thrust. The reaction forces at the base of the tower were also measured using a system developed in this project. The two motors were instrumented using proximity and angular displacement sensors (Encoder). Control, monitoring and data acquisition were achieved through the integration of hardware (CompactRio controller) and Labview software. The main goal of the work carried out was to obtain a *Hardware-in-the-Loop* system ready for simulations and testing on a scaled experimental model.

Once the parts had been manufactured and the assembly completed, tests were carried out to check the systems' functionality, the response of the control loops and the improvement of the simulator.

Keywords: Hardware-in-the-Loop, Offshore wind turbine, Thrust Simulator, Control

Índice

Agradecimentos	i
Declaração de integridade	iii
Resumo	v
Abstract	vii
Índice	ix
Lista de Figuras	xiii
Lista de Tabelas	xvii
Lista de Abreviaturas	xix
Lista de Símbolos	xxi
1 Introdução	1
1.1 Motivação	1
1.2 Objetivos	2
1.3 Organização do volume	2
2 Estado da arte	3
2.1 Turbinas Eólicas	3
2.2 Ensaios experimentais de turbinas eólicas offshore	6
2.3 Desafios em modelos experimentais existentes	11
3 Projeto Mecânico do Modelo Experimental	17
3.1 Base da Torre	18
3.1.1 Chumaceira	19
3.1.2 Sistema de Tirantes	20
3.1.3 Flange Superior	21
3.1.4 Flange Inferior	25
3.2 Conjunto Nacelle-Rotor	26
3.2.1 Placa do motor de impulso	27
3.2.2 Sistema de orientação	30
3.2.3 Disco inferior	33

3.2.4	Disco superior	35
3.2.5	Caixa do acelerómetro	36
3.2.6	Suporte do Motor	37
3.2.7	Caixa da nacelle	39
3.3	Torre	41
3.3.1	Núcleo da Torre	41
3.3.2	Coluna exterior	45
3.4	Estrutura de Testes da nacelle	51
3.5	Estrutura de Testes da Torre	52
3.5.1	Placa Superior	53
3.5.2	Espaçadores	55
3.5.3	Reforço Inferior	56
3.5.4	Simulação do Conjunto	60
4	Instrumentação e Controlo	65
4.1	Sistema de impulso	66
4.1.1	Motor de Impulso	66
4.1.2	Sensor de Rotação das pás	68
4.1.3	Controlo do motor de impulso	69
4.2	Sistema de orientação da nacelle	73
4.2.1	Motor de orientação da nacelle	73
4.2.2	Encoder	77
4.2.3	Controlo do sistema de orientação da nacelle	78
4.3	Sistema de medição das reações na Base	82
5	Ensaio e Resultados Experimentais	85
5.1	Ensaio	85
5.1.1	Ensaio da célula de Carga	85
5.1.2	Afinação do controlo do sistema de orientação da nacelle	88
5.1.3	Afinação do controlo do sistema de impulso	89
5.1.4	Ensaio de funcionamento	92
5.2	Alterações no projeto	95
5.2.1	Torre	95
5.2.2	Nacelle	96
6	Conclusões e Trabalho Futuro	101
6.1	Conclusões	101
6.2	Trabalho Futuro	102
	Referências	103
	Apêndice A Peças Desenhadas	109
A.1	Flange Superior	111
A.2	Chumaceira Superior	113
A.3	Chumaceira Inferior	115

A.4	Suporte	117
A.5	Tirante	119
A.6	Pino Tirante-Suporte	121
A.7	Varão Interior	123
A.8	Flange Inferior	125
A.9	Disco Inferior	127
A.10	Disco Superior	129
A.11	Suporte do Motor	131
A.12	Placa Motor	133
A.13	Placa Encoder	135
A.14	Veio Inferior	137
A.15	Veio Superior	139
A.16	Disco Espaçador	141
A.17	Espaçador M5 - A	142
A.18	Espaçador M4 - A	144
A.19	Espaçador M4 - B	146
A.20	Varão Limitador	149
A.21	Disco Inferior-Espaçador	151
A.22	Placa Superior	153
A.23	Reforço Inferior	155
A.24	Espaçador M5	157
A.25	Espaçador M8 - A	159
A.26	Espaçador M8 - B	161
A.27	Placa para Pesos	163
A.28	Placa para Balança	165
A.29	Esquema Elétrico	167
Anexo A Especificações Técnicas		169
A.1	Célula de Carga	171
A.2	Amplificador Célula de Carga	175
A.3	Desenho Casquilho autolubrificado	183
A.4	Motor com caixa redutora	185
A.5	Tabela de Potência do propulsor	187

Lista de Figuras

1.1	Parque Eólico Offshore <i>WindFloat</i> Atlantic em Viana do Castelo.	1
2.1	Componentes da Nacelle.	3
2.2	Turbinas Offshore Fixas.	4
2.3	Graus de liberdade de uma plataforma flutuante.	5
2.4	Turbinas em plataforma flutuante.	6
2.5	Rotor em escala de <i>Froude</i> com gerador de vento.	7
2.6	Métodos iniciais.	8
2.7	Arquitetura HIL.	8
2.8	Ventilador.	9
2.9	Configuração com múltiplos ventiladores.	9
2.10	Sistema de Roldanas.	10
2.11	Plataforma com seis Graus de Liberdade.	10
2.12	Projeto Innwind.	11
2.13	Lastro para controlo do centro de massa da estrutura.	12
2.14	Plataforma flutuante DeepCwind.	12
2.15	Modelo experimental com coluna de água oscilante.	13
2.16	Conversão de energia das ondas por Coluna de água oscilante.	13
2.17	Modelo de Plataforma com 12 WECs.	14
2.18	Sistema de monitorização Qualisys.	14
2.19	Sistema com pesos e roldanas.	15
2.20	Estabilização da plataforma com WECs.	16
3.1	Modelo Experimental da Plataforma offshore.	17
3.2	Célula de Carga Z6-FC4.	18
3.3	Diagrama unifilar dos componentes.	18
3.4	Base da Torre.	19
3.5	Chumaceira.	19
3.6	Desenho da chumaceira.	20
3.7	Sistema de Tirantes.	20
3.8	Modificações na Célula de Carga.	21
3.9	Montagem de Pinos.	21
3.10	Flange Superior.	22
3.11	Caixa e furo para Célula de carga.	22
3.12	Diagrama de corpo livre da Torre.	23
3.13	Forças remotas na Flange superior.	24

3.14	Simulação da Flange Superior.	25
3.15	Flange Inferior.	25
3.16	Sistemas na nacelle.	26
3.17	Componentes de fixação da nacelle.	27
3.18	Sistema de Impulso.	28
3.19	Geometria da placa do MI.	28
3.20	Condições de fronteira e malha da placa de apoio do MI.	29
3.21	Tensão de <i>von Mises</i> na placa de apoio do MI para dois materiais.	29
3.22	Deformações da placa de apoio do MI para dois materiais.	30
3.23	Componentes para ligação na nacelle.	30
3.24	Ligação dos principais componentes.	31
3.25	Ligações Mecânicas no Sistema de Orientação.	32
3.26	Componentes do Sistema de orientação.	32
3.27	Geometria do Disco inferior.	33
3.28	Diagrama de corpo livre do Disco inferior.	33
3.29	Simulação estática do disco inferior.	34
3.30	Estudo de Topologia do Disco inferior.	34
3.31	Geometria do Disco superior.	35
3.32	Simulação do disco superior.	35
3.33	Acelerómetro e adaptador.	36
3.34	Primeira Iteração da caixa do acelerómetro.	36
3.35	Segunda Iteração da caixa do acelerómetro.	37
3.36	Suporte do Motor de orientação.	38
3.37	Simulação do suporte do Motor.	38
3.38	Simulação estática do suporte.	39
3.39	Simulação do suporte do motor com apoio adicional.	39
3.40	Caixa da nacelle.	40
3.41	Sistema de controle do centro de massa.	40
3.42	Componentes da torre.	41
3.43	Diagrama de Corpo livre do núcleo da torre.	42
3.44	Receptância no ponto de aplicação da força.	44
3.45	Simulação estática da Torre.	44
3.46	Altura dos segmentos da coluna exterior.	45
3.47	Redução de massa na torre.	46
3.48	Ligação de Segmentos da torre.	46
3.49	Geometria da ligação deslizante.	47
3.50	Geometria para sistema de encaixe.	47
3.51	Diferentes configurações de segmentos.	48
3.52	Primeiro segmento.	48
3.53	Último segmento.	49
3.54	Simulação da patilha, Tensão de <i>von Mises</i>	49
3.55	Ensaio do mecanismo <i>snap-fit</i>	50
3.56	Desenho final da Patilha.	50

3.57	Estrutura de testes da Nacelle.	51
3.58	Estrutura de testes da nacelle (1. ^a abordagem).	51
3.59	Balança para medição do centro de massa.	52
3.60	Estrutura de Testes (Versão Inicial).	53
3.61	Placa Superior.	53
3.62	Simulação estática da placa superior.	54
3.63	Força nos Furos da Placa.	54
3.64	Forma Quadrada da placa superior.	55
3.65	Espaçadores.	55
3.66	Simulação dos espaçadores.	56
3.67	Simulação de estabilidade do espaçador.	56
3.68	Geometria inicial do reforço inferior.	57
3.69	Simulação estática da geometria inicial.	57
3.70	Estudo de topologia para o reforço inferior.	58
3.71	Nova geometria do reforço inferior.	58
3.72	Referenciais do segundo momento de área.	59
3.73	Simulação estática da primeira solução do reforço inferior.	59
3.74	Simulação estática da segunda solução do reforço inferior.	59
3.75	Estrutura de testes (versão final).	60
3.76	Modelo da estrutura de testes simplificado.	61
3.77	Condições de fronteira da simulação da estrutura de testes.	61
3.78	Ensaio da estrutura.	62
3.79	Forças de Reação.	62
3.80	Forças de Reação com peso adicional.	63
3.81	Protótipo da Estrutura de testes.	63
4.1	Controlador NI-CompactRio.	65
4.2	Esquema Elétrico com <i>Tester</i>	66
4.3	Esquema Elétrico do Motor Principal com o NI-9472.	66
4.4	Produção de um sinal PWM em <i>Labview</i>	67
4.5	Estados da saída DO1 sem resistência Pull-down.	67
4.6	Saída PWM com resistência Pull-Down.	68
4.7	Esquema Elétrico do Motor Principal com resistência Pull-Down.	68
4.8	Sensor de proximidade por infravermelho.	69
4.9	Diagrama de blocos para determinar a velocidade da hélice.	69
4.10	Malha Fechada do controlo do motor da hélice.	70
4.11	Primeira implementação de controlo.	70
4.12	Gráfico representativo da simulação do PID.	71
4.13	Gráfico representativo do comportamento pretendido do PID.	72
4.14	Segunda implementação de controlo.	72
4.15	Exemplo de Atuação do motor da nacelle.	73
4.16	Definição da Direção do movimento em FPGA.	74
4.17	Comando do <i>Enable E-Stop</i>	74
4.18	Diagrama de movimentos.	75

4.19 Diagrama Temporal de Entradas e Saídas.	75
4.20 Diagrama da Memória.	76
4.21 Enable E-Stop Automático em <i>Labview</i>	77
4.22 Encoder Incremental com Indexação.	77
4.23 Evolução dos sinais na Origem.	78
4.24 Descodificador em <i>Labview</i>	78
4.25 Diagrama da malha de controlo do motor de orientação da nacelle.	79
4.26 Diagrama de blocos do controlo de orientação da nacelle.	79
4.27 Esquema do limitador de corrente.	80
4.28 Diagrama de blocos do Limitador de Corrente.	80
4.29 Diagrama de blocos para medição de corrente em ambiente FPGA.	81
4.30 Diagrama de Blocos do controlo de velocidade.	81
4.31 Diagrama de blocos da sequência de calibração.	82
4.32 Saída em corrente a partir da configuração do amplificador.	83
4.33 Ligação entre célula de carga e amplificador.	83
4.34 Diagrama de blocos para medição de força.	83
5.1 Efeito do nível do filtro no ruído.	85
5.2 Efeito de soluções construtivas no ruído.	86
5.3 Reação na célula de carga.	87
5.4 Transformada de <i>Fourier</i> da Força de Reação.	87
5.5 Posição e Referência durante o ensaio.	89
5.6 Alteração na pá para melhor deteção.	90
5.7 Ensaio em Malha Aberta.	90
5.8 Diagrama do circuito do sensor de proximidade.	91
5.9 Curva real e ideal do comparador.	91
5.10 Ensaio em Malha Fechada.	92
5.11 Interface gráfica para controlo do simulador.	93
5.12 Resultados do Ensaio Velocidade de rotação vs. Força de reação.	93
5.13 Rotina de Calibração.	94
5.14 Ruído na medição de velocidade da hélice durante mudança de direção da nacelle.	95
5.15 Passagem de cabos pela coluna exterior.	96
5.16 Interferência entre parafuso e cabo de alimentação.	96
5.17 Aumento de Espessura.	97
5.18 Disco inferior e superior numa peça inteira.	97
5.19 Alteração na posição dos sensores fim-de-curso.	98
5.20 Peça para contacto entre Interruptor e Pino limitador.	98
5.21 Estrutura de testes da nacelle instalada no equipamento de medição de centro de massa.	99
5.22 Equipamento eletrónico na Estrutura de Testes.	99

Lista de Tabelas

2.1	Fatores de Escala de <i>Froude vs. Reynolds</i>	7
3.1	Esforços nos Pinos.	24
3.2	Propriedades Inerciais do Conjunto Nacelle-Rotor.	27
3.3	Características dos materiais.	29
3.4	Resultados do Estudo de Topologia do disco inferior.	34
3.5	Características da torre.	41
3.6	Simulação de frequência da torre.	42
3.7	Força vertical na Placa superior da estrutura de testes.	54
3.8	Segundo momento de área.	58
3.9	Resumo das simulações do reforço inferior.	60
4.1	Módulos do Controlador.	65
4.2	Tabela de Possibilidades.	75
5.1	Frequência natural da torre.	88
5.2	Parâmetros da lei de controlo da orientação da nacelle.	88
5.3	Características da resposta.	89
5.4	Parâmetros da lei de Controlo da rotação da hélice.	92

Lista de Abreviaturas

CC Corrente Contínua.

ESC *Electronic Speed Controller.*

FDM *Fused Deposition Modeling.*

FPGA *Field-programmable gate array.*

HIL *Hardware-in-the-Loop.*

LSB *Least Significant Bit.*

MI Motor de Impulso.

MO Motor de Orientação.

NI *National Instruments.*

OWC *Oscillating Water Column.*

PCB Placa de circuito perfurada.

PI Proporcional e Integrativo.

PID Proporcional, Integrativo e Derivativo.

PLA Acido Poliláctico.

PTO *Power Take-Off.*

PWM *Pulse Width Modulation.*

SWL *Still Water Level.*

TFM Trabalho Final de Mestrado.

VI *Virtual Instrument.*

WEC *Wave Energy Converter.*

Lista de Símbolos

E Módulo de Elasticidade.

F Força do motor de impulso.

f_M Frequência à escala do modelo.

f_R Frequência à escala real.

K_c Ganho do controlador.

λ Fator de Escala.

ρ Massa volúmica.

σ_{vM} Tensão equivalente de von Mises.

T_d Tempo Derivativo.

T_i Tempo Integrativo.

W_{RNA} Peso do conjunto Nacelle-Rotor.

W_{Torre} Peso da Torre.

Capítulo 1

Introdução

1.1 Motivação

Com a constante preocupação pelas alterações climáticas, as energias renováveis têm um papel fundamental na atual crise ambiental. Em particular, a energia eólica mostra-se como uma boa solução para alguns dos desafios presentes. Uma tecnologia que se encontra em constante investigação e desenvolvimento é a produção de energia elétrica a partir de turbinas eólicas em plataformas flutuantes *offshore*.

Em Portugal, existem alguns projetos que envolvem a utilização de turbinas eólicas *offshore* flutuantes, nomeadamente, o projeto *WindFloat*. Este projeto iniciou em 2011 com o protótipo *WindFloat 1* que consistia numa turbina de 2 MW montada numa plataforma flutuante *offshore* num local com profundidade de 45 m [1]. Depois em 2020, entraram em operação três turbinas eólicas do projeto *WindFloat Atlantic*, com potência de 8,4 MW cada, instaladas em plataformas flutuantes em locais com 100 m de profundidade [2] (figura 1.1).

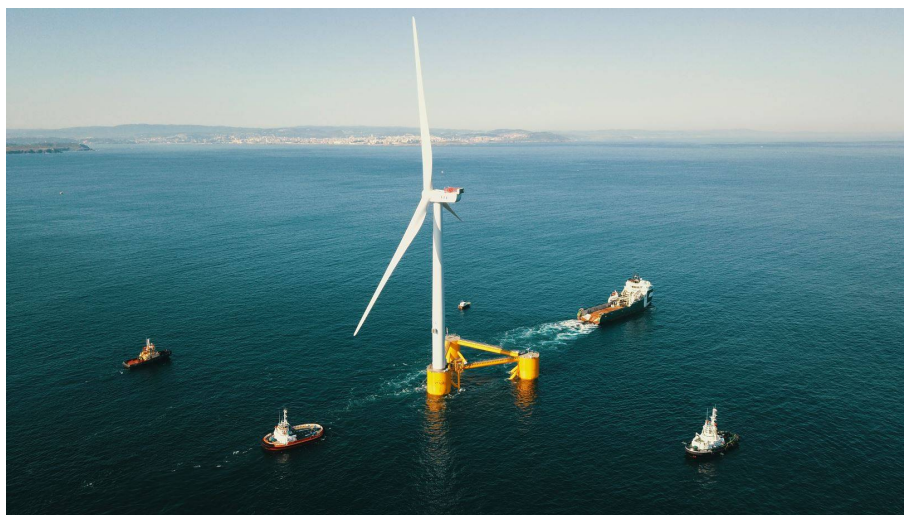


Figura 1.1 Parque Eólico Offshore *WindFloat Atlantic* em Viana do Castelo (Adaptado de [3]).

1.2 Objetivos

O objetivo principal deste Trabalho Final de Mestrado (TFM) foi o de conceber, desenhar, construir e testar um simulador de uma turbina eólica a ser integrado num modelo experimental de uma plataforma flutuante offshore. Para atingir este objetivo geral, foi desenvolvido um gerador de impulso aerodinâmico com diferentes direções de incidência e o seu controlo. O desenvolvimento deste sistema consistiu na abordagem de simulação do tipo *Hardware-in-the-Loop* (HIL), que integrou componentes, como um controlador *CompactRio*, módulos dedicados da *National Instruments* (NI), o *software Labview*, uma célula de carga, um sensor de deslocamento angular (*Encoder*), um motor de Corrente Contínua (CC) com caixa multiplicadora, um motor com hélice e um controlador de velocidade. Para atingir estes objetivos de integração, foram feitos vários componentes e sistemas mecânicos, desenvolvido o software para controlo do impulso e direção do vento, e realizados ensaios de funcionalidade em bancada de testes.

1.3 Organização do volume

O presente documento está dividido em seis capítulos. No primeiro capítulo, é realizada uma introdução ao tema, mencionando alguns casos reais. No segundo capítulo, é apresentado o atual estado da arte referente a turbinas eólicas *offshore*, e técnicas de modelação experimental, realizando um balanço sobre as vantagens e desvantagens de cada solução. No terceiro capítulo, são demonstrados os passos para o projeto e conceção dos elementos mecânicos do simulador no caso em estudo. No quarto capítulo, é feita a implementação da cadeia de medição, atuação e controlo. No quinto capítulo, são apresentados os ensaios realizados e resultados obtidos. Por último, são apresentadas conclusões e perspetivas sobre trabalho futuro.

Capítulo 2

Estado da arte

2.1 Turbinas Eólicas

As turbinas eólicas são máquinas que convertem a energia cinética do vento em energia elétrica. Esta conversão é realizada pelo conjunto Nacelle-Rotor (*Rotor Nacelle Assembly*). O rotor, através das pás da hélice, converte a energia cinética do vento em trabalho mecânico que, por sua vez, é convertido em energia elétrica no interior da Nacelle. Esta última conversão pode ser feita por diferentes mecanismos, dos quais se destacam a conversão com caixa multiplicadora (figura 2.1a) e a transmissão direta (figura 2.1b) [4].

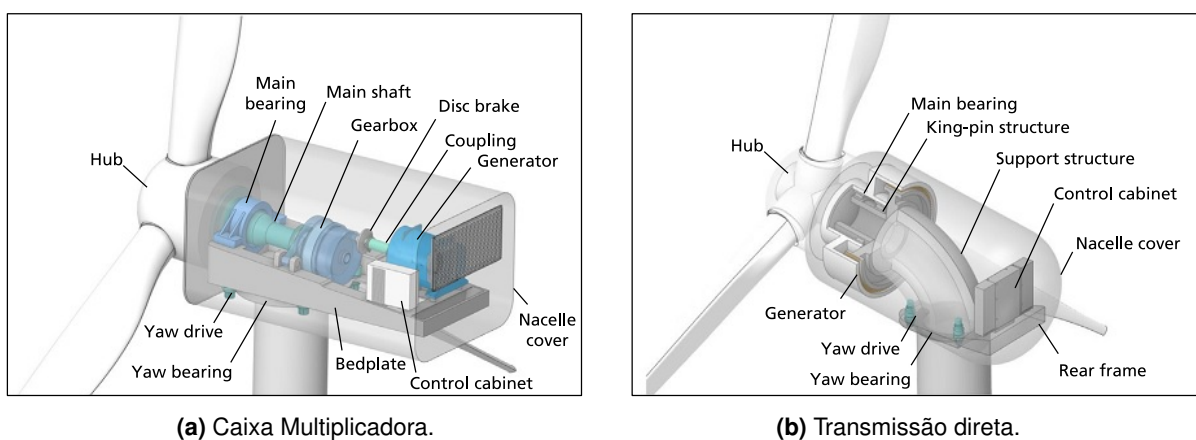


Figura 2.1 Componentes da Nacelle (Adaptado de [5]).

Apesar das suas diferenças, ambas as configurações possuem componentes comuns. Destes destacam-se o gerador (*Generator*), o mecanismo de orientação da Nacelle (*Yaw drive* e *Yaw Bearing*) e o painel de controlo (*Control Cabinet*).

Quanto à sua localização, as turbinas eólicas podem ser instaladas em terra ou no mar (*offshore*). A transição para a energia eólica *offshore* permite a utilização de turbinas de maior potência. Isto porque a velocidade do vento no oceano tende a ser superior e mais uniforme, em comparação com as turbinas instaladas em terra [4]. Devido à ausência rugosidade da superfície do terreno, a conjugação de todos estes fatores resulta num melhor desempenho do equipamento.

Para além das suas vantagens aerodinâmicas, as turbinas eólicas *offshore*, colocadas

longe da costa, permitem reduzir o impacto visual e sonoro nas populações, em comparação com as instaladas em terra. No entanto, a localização remota destas unidades implica um custo de instalação e operação superiores, no qual se destacam os custos de manutenção [6].

As turbinas eólicas *offshore* podem ainda ser divididas pela forma como são instaladas: fixas ou flutuantes. Atualmente as turbinas eólicas fixas constituem uma maioria [7, 8]. Este tipo de fundação é caracterizado pela ligação rígida da plataforma ao fundo do mar, em baixa profundidade e próximo à costa. A figura 2.2 mostra alguma das configurações mais comuns de fundações de turbinas eólicas fixas.

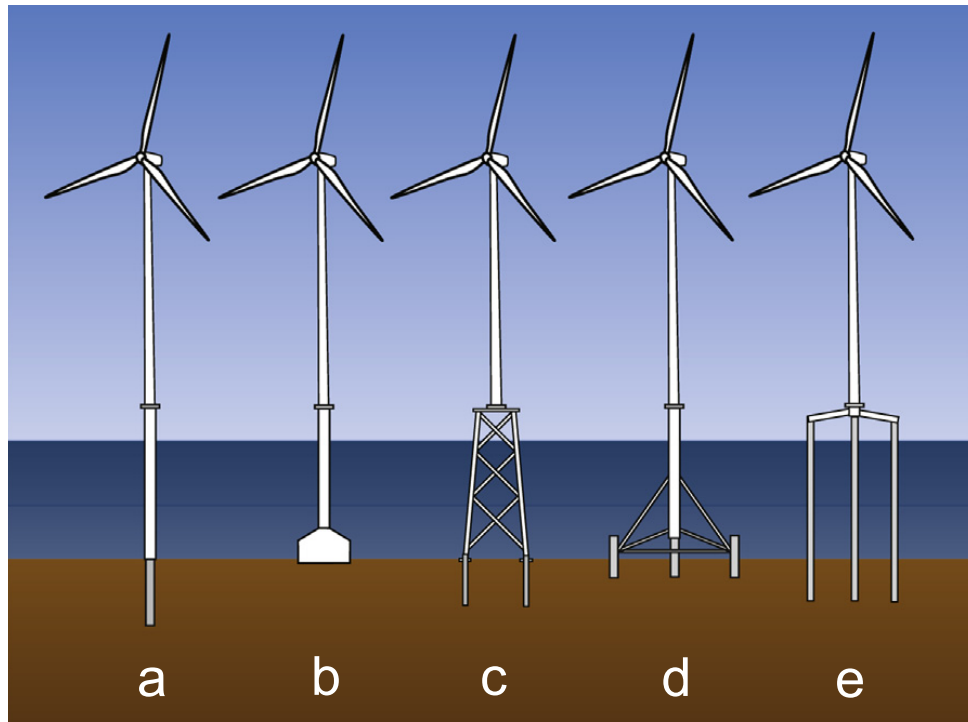


Figura 2.2 Turbinas Offshore Fixas: (a) Monocoluna (b) *Gravity Base* (c) *Jacket* (d) Tripé (e) *Tripile* (Adaptado de [9]).

A estrutura monocoluna (Figura 2.2a) consiste numa coluna única que permite resistir aos esforços externos ao ser pressionada no fundo do mar. A simplicidade da estrutura torna-a bastante económica, sendo tipicamente instalada em locais de profundidade até 20 m. A estrutura *Gravity Base* (Figura 2.2b) utiliza o peso de um lastro em betão para reduzir os seus movimentos e deformações. Esta estrutura é colocada tipicamente em locais de menor profundidade em comparação com o método anterior. A estrutura *Jacket* (Figura 2.2c) é utilizada em profundidades maiores, uma vez que utiliza uma estrutura em treliça que permite uma boa proporção peso vs. rigidez [8].

Em contrapartida, as plataformas flutuantes caracterizam-se pela ausência de uma estrutura rígida até ao fundo do mar. Esta particularidade permite que o custo de instalação seja menos sensível à profundidade onde a plataforma é instalada, o que conduz à solução para maiores potências nominais [10].

No entanto, a natureza flutuante destas estruturas implica que, no local onde se encontra, a torre esteja sujeita às ações aerodinâmicas e hidrodinâmicas do ambiente. Estas ações provocam movimentos de translação e de rotação da plataforma flutuante. Esses movimentos

podem ser de avanço (*Surge*), deriva (*Sway*) e arfagem (*Heave*), como também balanço (*roll*), cabeceio (*pitch*) e guinada (*yaw*) [11] como ilustra a figura 2.3. Por sua vez, estes movimentos têm impacto no rendimento da turbina e na vida útil através de esforços na estrutura [12].

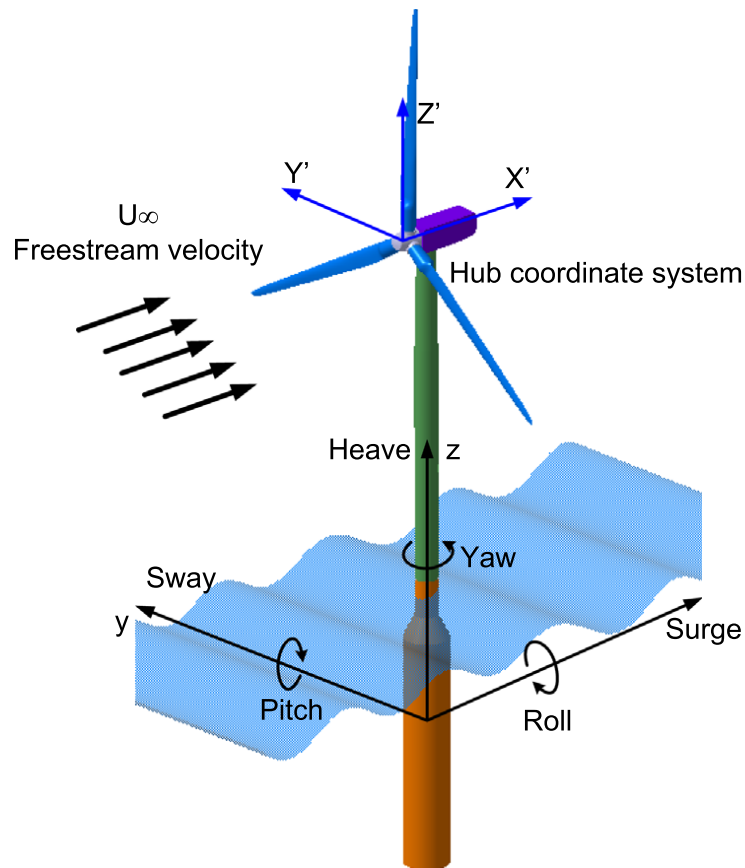


Figura 2.3 Graus de liberdade de uma plataforma flutuante (Adaptado de [13]).

Na figura 2.4, apresentam-se os conceitos mais utilizados de plataformas flutuantes, em particular, cabos de ancoragem para limitar o deslocamento da plataforma. No entanto, podem ser utilizados outros mecanismos para o efeito.

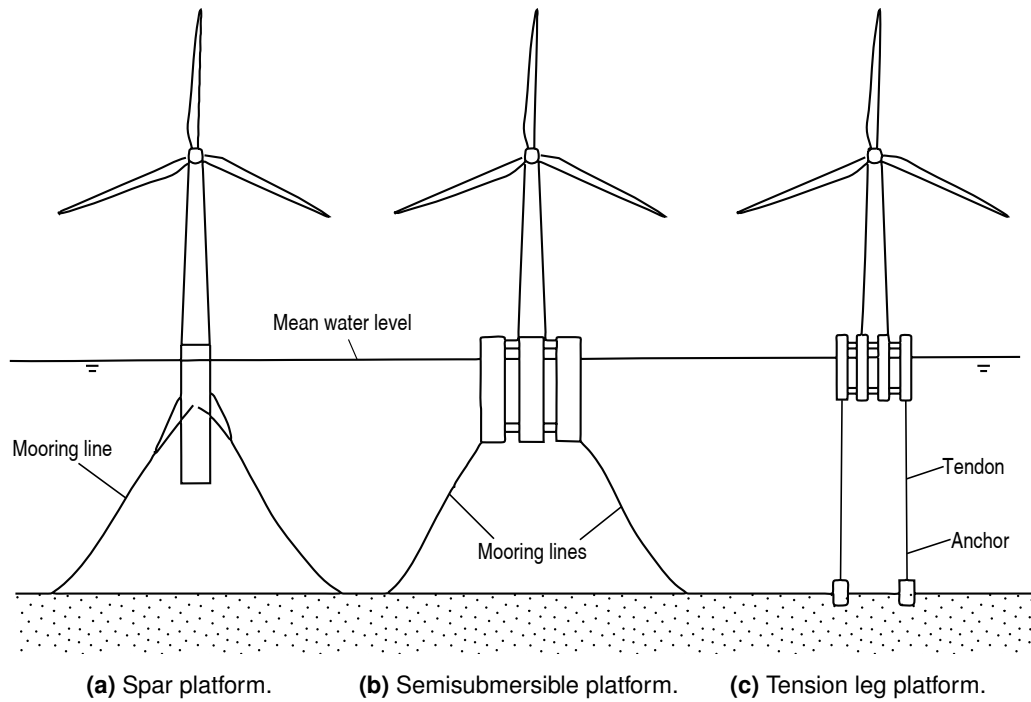


Figura 2.4 Turbinas em plataforma flutuante (Adaptado de [8]).

A plataforma *Spar-Buoy* (Figura 2.4a) utiliza os efeitos gravíticos do seu lastro para estabilizar a estrutura, enquanto a plataforma semi-submersa (Figura 2.4b) utiliza a força de impulsão distribuída pela parte submersa para o efeito. Por outro lado, a plataforma *Tension-Leg* (Figura 2.4c) utiliza os cabos de ancoragem pré-tensionados para a estabilização da plataforma. Estes conceitos são também conhecidos por estabilização por gravidade, por impulsão e por tração, respetivamente. Na realidade, uma plataforma flutuante resulta de uma combinação destes três conceitos [8].

2.2 Ensaios experimentais de turbinas eólicas offshore

As turbinas eólicas instaladas em plataformas flutuantes offshore estão sujeitas a efeitos aerodinâmicos e hidrodinâmicos. Assim, os ensaios no modelo a escala dessas turbinas devem corresponder a um comportamento dinâmico equivalente, no qual a proporção entre as várias forças deve ser conservada [14]. Deste modo, a equivalência dos efeitos aerodinâmicos é feita através da lei de escala de *Reynolds*, que relaciona as forças inerciais e as forças viscosas (equação 2.1), enquanto a equivalência dos efeitos hidrodinâmicos é feita pela proporção entre as forças inerciais e gravitacionais, descritas pela lei de escala de *Froude* (equação 2.2):

$$Re = \frac{\rho UL}{\mu} \quad (2.1)$$

$$Fr = \frac{U^2}{gL} \quad (2.2)$$

No entanto, a aplicação destas leis origina fatores de escala diferentes para as mesmas grandezas, como apresentada na tabela 2.1. Esta incompatibilidade dificulta a utilização de

ambas as leis no modelo em escala reduzida.

Tabela 2.1 Fatores de Escala de *Froude vs. Reynolds* (Adaptado de [15–17]).

Grandeza	Dimensão	<i>Froude</i>	<i>Reynolds</i>
Distância	$\{L\}$	λ	λ
Velocidade	$\{LT^{-1}\}$	$\sqrt{\lambda}$	$\frac{1}{\lambda}$
Aceleração	$\{LT^{-2}\}$	1	$\frac{1}{\lambda^3}$
Tempo	$\{T\}$	$\sqrt{\lambda}$	λ^2
Frequência	$\{T^{-1}\}$	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}}$	$\frac{1}{\lambda^2}$
Massa	$\{M\}$	λ^3	λ^3
Força	$\{MLT^{-2}\}$	λ^3	1

Em alguns casos, a turbina é então escalada utilizando uma das leis exclusivamente (por exemplo lei de Froude) e sujeita à ação do vento, gerado por ventiladores localizados na extremidade do tanque de ondas (Figura 2.5).

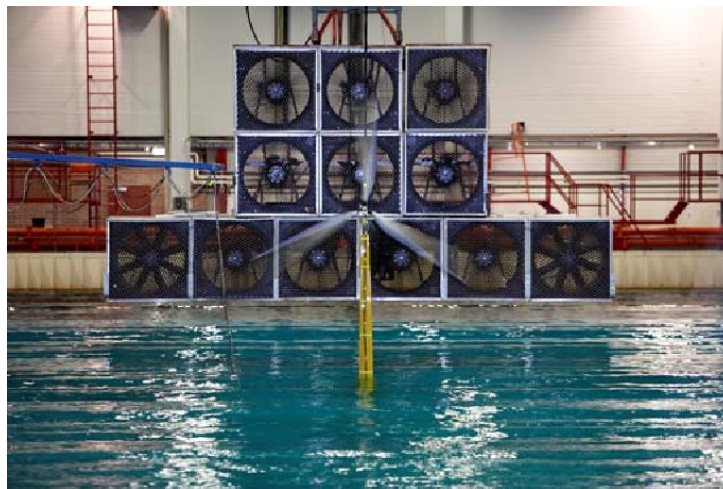


Figura 2.5 Rotor em escala de *Froude* com gerador de vento (Adaptado de [18]).

O rotor pode ser substituído por soluções equivalentes, mas mais simples e económicas, como a simulação por cabo e disco poroso (Figura 2.6). No entanto, a simulação por cabo fixo é limitada na capacidade de simular condições específicas, tal como modular as forças aerodinâmicas no decorrer dos ensaios (Figura 2.6a). Já no caso da simulação com disco poroso é possível variar o valor da força aerodinâmica, através do controlo do gerador de vento (Figura 2.6b) [19].

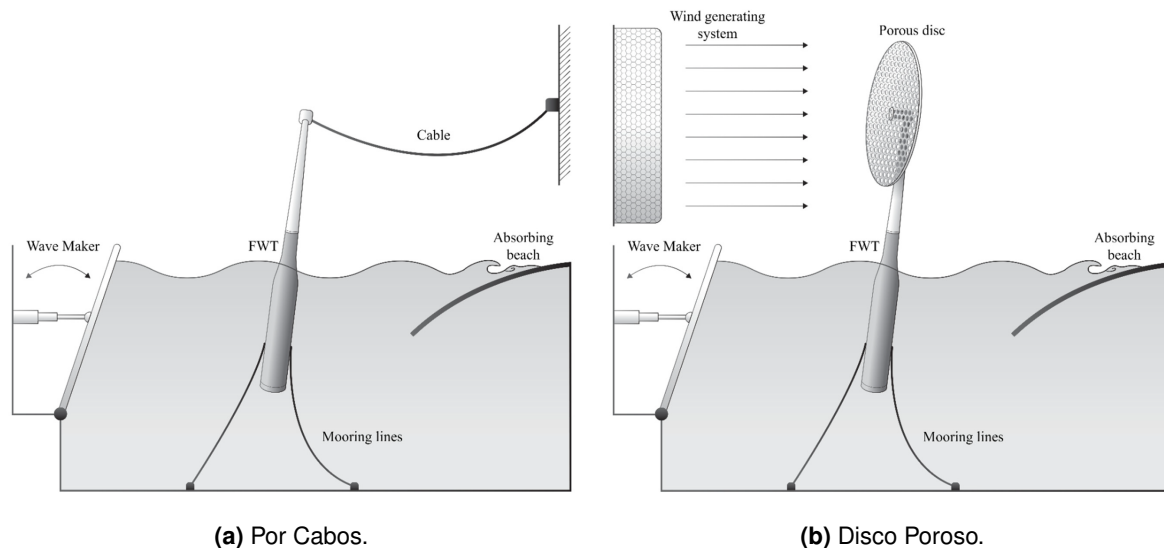


Figura 2.6 Métodos iniciais (Adaptado de [19]).

Uma outra solução envolve o ensaio de uma parte do modelo físico a uma escala reduzida, obedecendo a uma das leis, enquanto a outra é simulada numericamente à escala real [20]. Nesta abordagem experimental, ambas as partes do modelo estão em constante comunicação através de uma interface (atuadores e sensores de feedback). Esta abordagem é designada por *Real-Time hybrid test* (RTHT) ou por *Hardware-in-the-Loop* (HIL).

A simulação HIL pode ser realizada em ensaios em tanque de ondas, aplicando a lei de Froude. Neste caso, as ondas exercem efeitos hidrodinâmicos na estrutura e o modelo numérico simula os efeitos aerodinâmicos que são exercidos fisicamente pelos atuadores de impulso (Figura 2.7a). Em alternativa, a simulação HIL em túnel de vento exerce os efeitos aerodinâmicos, onde é utilizada a lei de *Reynolds*. Neste conceito, o modelo numérico atua na base da torre do modelo físico através dos atuadores de movimento, (Figura 2.7b).

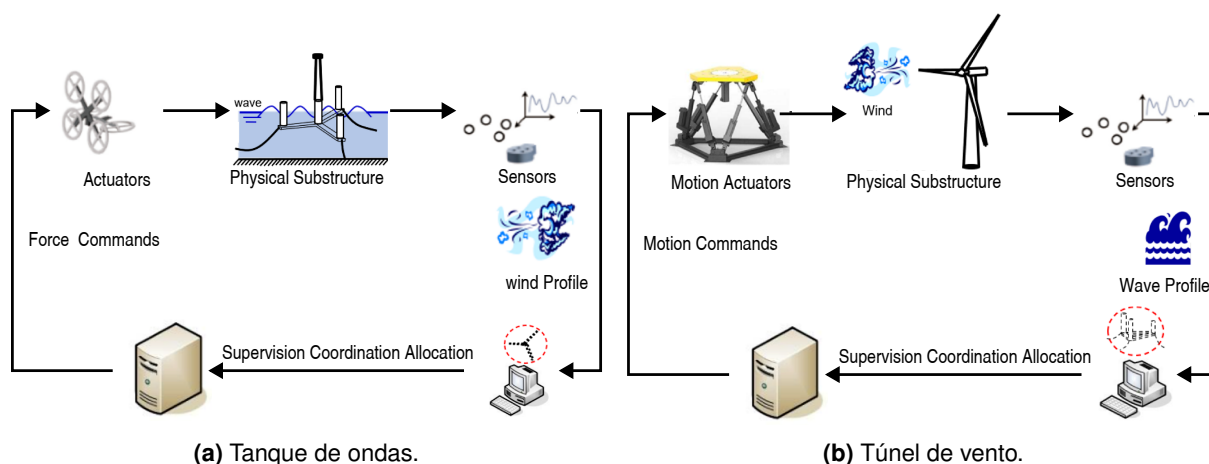


Figura 2.7 Arquitetura HIL (Adaptado de [21]).

Relativamente aos ensaios em tanque de ondas, os atuadores montados no topo da torre podem ser do tipo mono (Figura 2.8) ou multi (Figura 2.9) ventilador, montados no topo da torre. Em ambos os casos, a força aerodinâmica aplicada no rotor é simulada através da

regulação da velocidade dos ventiladores. Uma vez feita a calibração, o sinal de referência é determinado em tempo real no modelo numérico com base na indicação dos sensores de feedback.

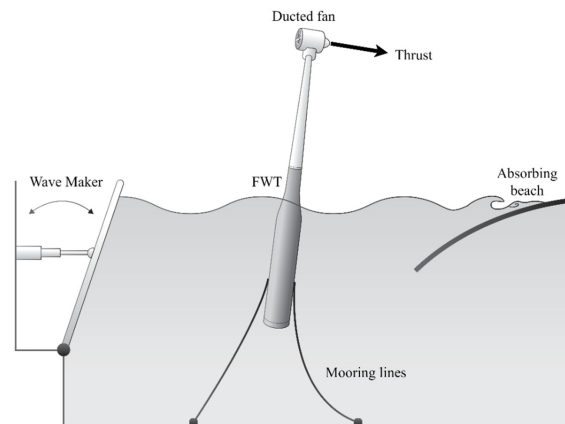


Figura 2.8 Ventilador (Adaptado de [19]).

O atuador do tipo multiventilador permite a simulação de mais efeitos aerodinâmicos na turbina do que o monovenilador. Para além dos movimentos de *pitch*, *surge* e *yaw* da configuração de quatro ventiladores (Figura 2.9a), a configuração com seis ventiladores permite simular efeitos de *roll*, como exemplo na figura 2.9.



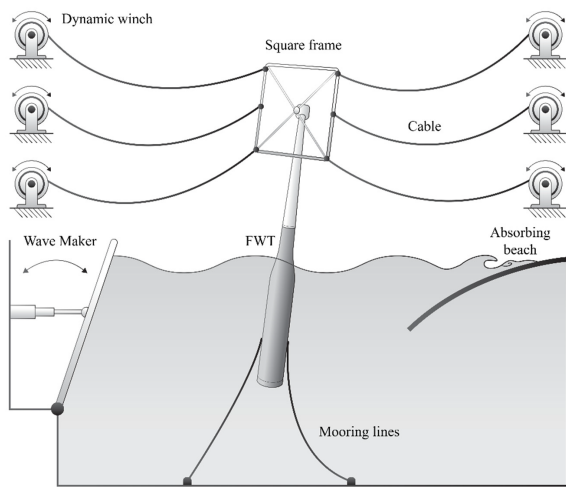
(a) 4 ventiladores (Adaptado de [22]).



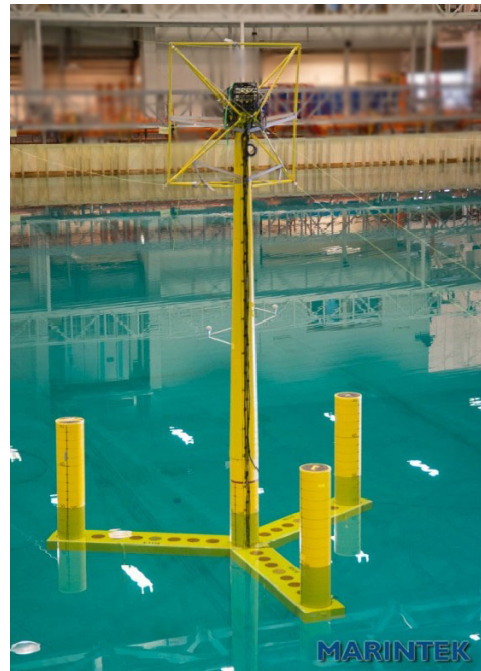
(b) 6 ventiladores (Adaptado de [23]).

Figura 2.9 Configuração com múltiplos ventiladores.

Outra abordagem utiliza um sistema com vários cabos para simular os mesmos efeitos. Ao contrário do sistema por cabos da figura 2.6a, estes são comandados por roldanas que permitem variar as forças de tração nos cabos. Como se ilustra na figura 2.10a esta configuração permite criar diferentes carregamentos em diferentes direções.



(a) Princípio Base (Adaptado de [19]).



(b) Modelo Marintek (Adaptado de [24]).

Figura 2.10 Sistema de Roldanas.

Relativamente aos modelos em túnel de vento que recorrem à metodologia HIL, são utilizados atuadores montados na base da torre, como se apresenta na figura 2.11, em que vários sensores comunicam o estado do modelo físico ao modelo numérico. Depois na simulação numérica é calculada a posição dos seis atuadores lineares em função dos efeitos hidrodinâmicos a simular. Também aqui, a quantidade de graus de liberdade que se pretende simular depende do número de atuadores.

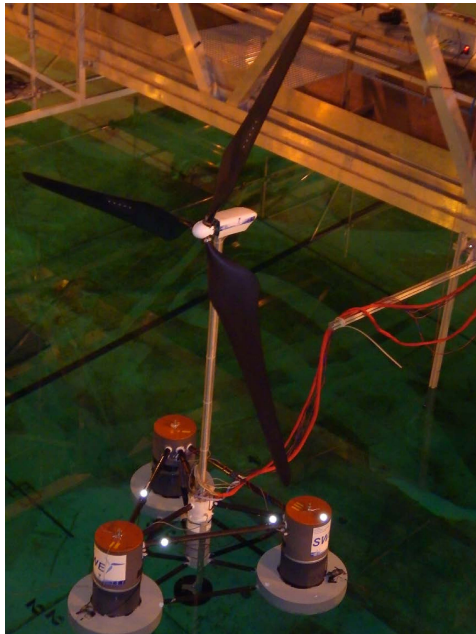


Figura 2.11 Plataforma com seis Graus de Liberdade (Adaptado de [25]).

2.3 Desafios em modelos experimentais existentes

Em seguida, mostram-se alguns modelos experimentais de turbinas eólicas, analisando os métodos construtivos, as suas limitações, bem como destacar algumas oportunidades de desenvolvimento.

No modelo do projeto *Innwind*, foram estudadas diferentes configurações para a simulação dos efeitos aerodinâmicos. Numa das configurações, utilizou-se um rotor escalado segundo a lei de *Froude* (Figura 2.12a) e noutra, um ventilador que simula a força do vento (Figura 2.12b).



(a) *Froude scaled rotor.*



(b) Ventilador.

Figura 2.12 Projeto *Innwind* (Adaptado de [14]).

Relativamente à instrumentação, foram utilizados extensómetros para medir os esforços nos cabos de ancoragem e na interface entre a torre e a Nacelle. Foram também utilizados sensores para medição de movimentos da estrutura, incluindo um conjunto de acelerómetros colocados na plataforma e na Nacelle bem com a aplicação de um sistema de monitorização *Qualisys* [14].

Em todas as configurações, a massa e o centro de massa foram ajustados utilizando lastros nas colunas laterais. Na configuração com o rotor em escala da lei de *Froude*, recorreu-se à colocação de um lastro por debaixo do modelo (Figura 2.13), uma vez que a massa do rotor excedeu o valor pretendido.

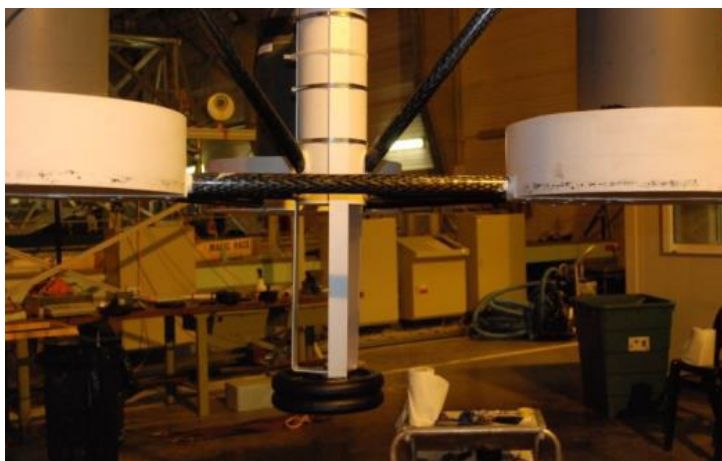


Figura 2.13 Lastro para controlo do centro de massa da estrutura (Adaptado de [14]).

No projeto *InnWind*, assim como noutros, foi utilizada uma plataforma flutuante com base no modelo *OC4-DeepCwind*. Esta plataforma flutuante do tipo semi-submersível, é constituída por quatro colunas ligadas por tubos, como apresentado na figura 2.14. A torre da turbina eólica é colocada na coluna central e o lastro é colocado dentro das colunas laterais para estabilizar a plataforma [26].



Figura 2.14 Plataforma flutuante DeepCwind (Adaptado de [26]).

De forma semelhante ao projeto *Innwind*, o modelo experimental representado na figura 2.15 está exposto ao vento gerado numa extremidade do tanque, sendo que as suas pás foram dimensionadas de acordo com a lei de *Froude*. Neste caso, foram utilizados conversores da energia das ondas (WECs) do tipo *Oscillating Water Column* (OWC), um por cada coluna, para a estabilização da plataforma.

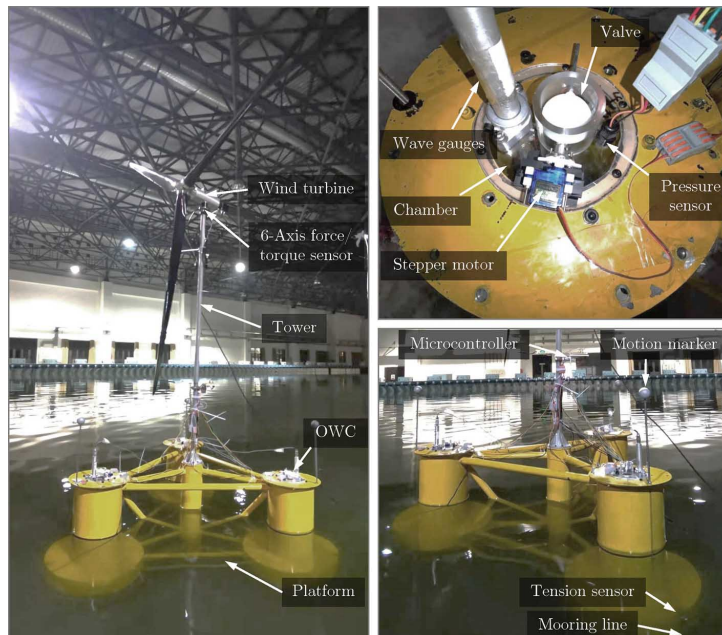


Figura 2.15 Modelo experimental com coluna de água oscilante (Adaptado de [27]).

Este conceito tem por base a oscilação vertical de uma coluna de água no interior da câmara, como apresentado na figura 2.16. A oscilação do nível de água cria uma movimentação do ar no interior da câmara, que força a rotação da turbina, capturando assim a energia das ondas [27].

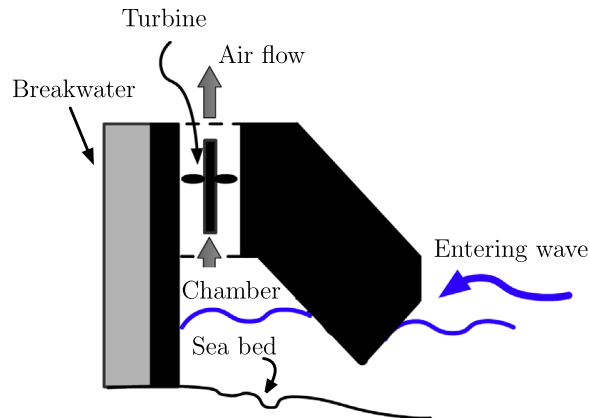
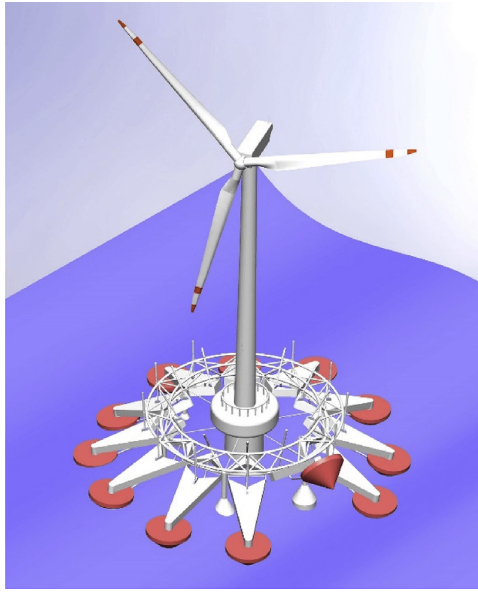


Figura 2.16 Conversão de energia das ondas por Coluna de água oscilante (Adaptado de [28]).

Nesta plataforma, foi também utilizado um sistema de monitorização *Qualisys* para medição da posição de vários pontos do modelo e células de carga para a medição de forças nos cabos de ancoragem. Para além disso, foi utilizado um sensor de força/binário de seis graus de liberdade entre a torre e a Nacelle.

No modelo que se segue foi utilizado o conceito apresentado na figura 2.17a para verificar outra abordagem para estabilização da plataforma flutuante com WECs.



(a) Conceito.



(b) Modelo Experimental.

Figura 2.17 Modelo de Plataforma com 12 WECs (Adaptado de [16]).

O modelo (figura 2.17b) consiste num conjunto de doze WECs distribuídos concentricamente para estabilizar a plataforma [16]. No centro da plataforma, simula-se a presença da torre e da Nacelle, utilizando a massa e centro de massa equivalentes. Na ligação articulada entre cada WEC e a plataforma existe um amortecedor rotativo, simulando o sistema de tomada de Força (PTO).

Os ensaios realizados em tanque de ondas permitiram a recolha de dados, como o perfil das ondas, as forças nos cabos de ancoragem e os movimentos da plataforma através do sistema *Qualisys*, como apresentado na figura 2.18.

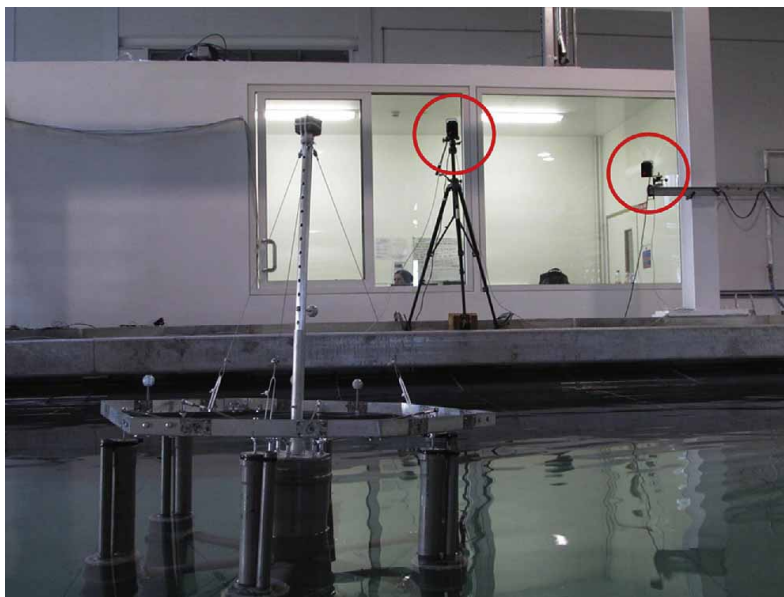


Figura 2.18 Sistema de monitorização Qualisys (Adaptado de [16]).

Na versão subsequente deste modelo, foi também simulada uma força na torre. Neste caso, recorrendo a um conjunto de roldana-peso, como apresentado na figura 2.19. Em contraste com a configuração na figura 2.10b, o conjunto único de roldana e massa permitiu apenas a aplicação de uma única força na torre. Foram ensaiadas duas configurações, de três e seis WECs [29].

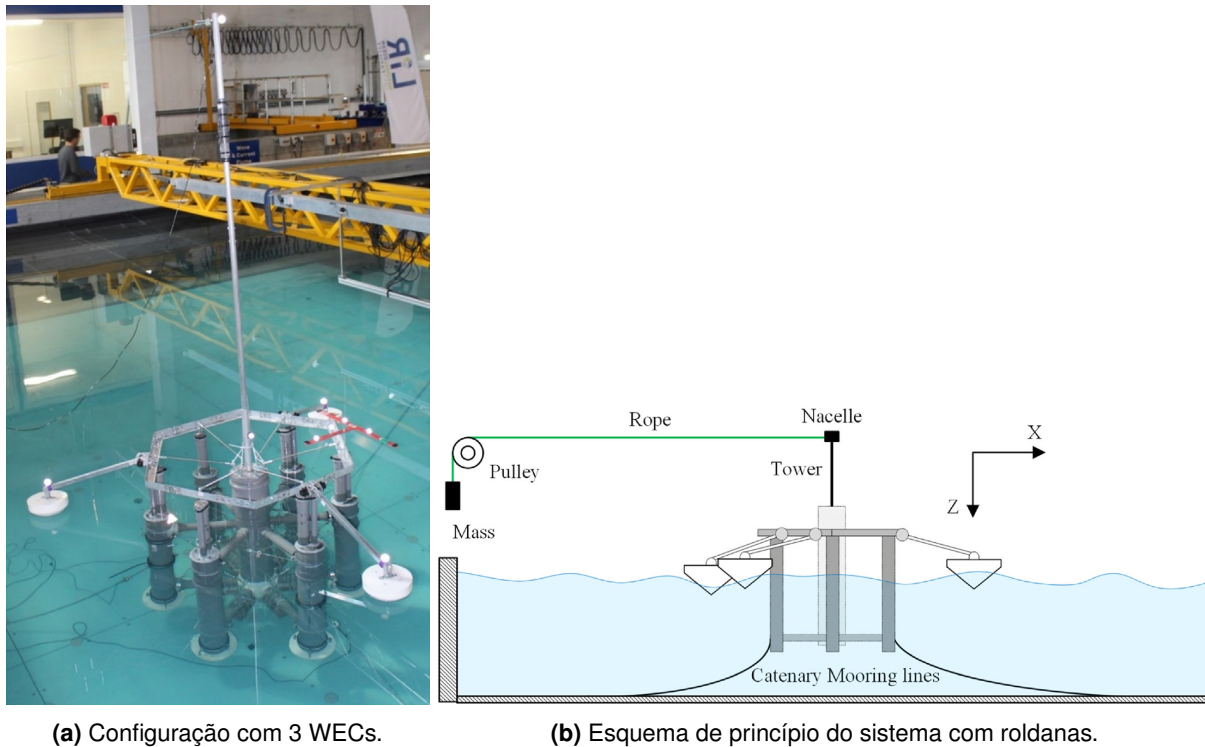


Figura 2.19 Sistema com pesos e roldanas (Adaptado de [29]).

Para além dos parâmetros recolhidos no modelo anterior, foi também medida a força de tração no cabo para a roldana.

Na sequência dos dois últimos modelos, foi depois concebida a plataforma apresenta na figura 2.20, onde os WECs estão instalados na plataforma *OC4-DeepCwind*.

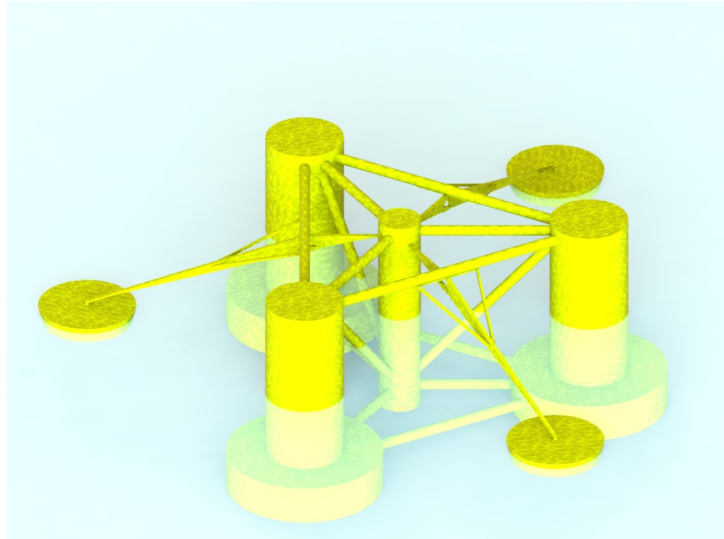


Figura 2.20 Estabilização da plataforma com WECs.

Assim, a análise destes modelos experimentais e abordagens de simulação permitiu a identificação de oportunidades de desenvolvimento bem como outras relacionadas com o próprio simulador [17, 30–33]:

- Ajuste remoto ou automático da orientação do simulador de impulso aerodinâmico, para gerar desalinhamentos entre a direção do vento e a direção das ondas. O controle é realizado em malha fechada;
- Controlo do impulso gerado pelo simulador através de malha fechada onde a velocidade de rotação de referência da hélice é comparada com a real;
- Utilização de células de carga mais económicas e com menor número possível de graus de liberdade, na base da torre.

Capítulo 3

Projeto Mecânico do Modelo Experimental

O simulador concebido e construído neste projeto será utilizado no modelo experimental de uma plataforma flutuante offshore, representado na figura 3.1. O modelo é composto por um conjunto de colunas (central e laterais) que permitem garantir a flutuabilidade da plataforma. Na coluna central, serão instalados atuadores para controlar o movimento oscilatório dos WECs. Nas colunas laterais, será colocada a maior parte do equipamento eletrónico, desde instrumentação até às baterias que permitirão um funcionamento autónomo do modelo. A torre da turbina eólica será instalada sobre a coluna central através de uma interface, designada por *Base da torre*.

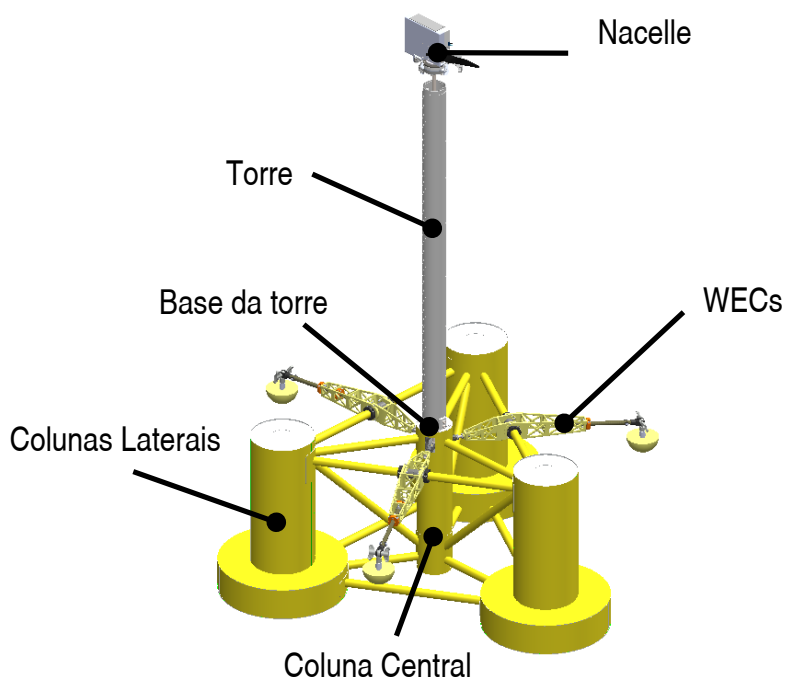


Figura 3.1 Modelo Experimental da Plataforma offshore (Escala 1:70).

O projeto mecânico centra-se na conceção dos componentes da base da torre, nacelle e torre. Os componentes da base da torre (secção 3.1) devem resistir aos esforços mecânicos

provenientes dos movimentos relativos entre plataforma e a torre, e permitir a medição de alguns desses esforços. A nacelle (secção 3.2) contém os componentes necessários para simular a força de impulso do vento, permitindo alterar a sua magnitude e direção. A torre (secção 3.3) suporta a nacelle e garante uma distância de segurança da hélice à plataforma.

Estes sistemas foram testados em duas estruturas de testes a seco, também desenhadas e construídas no âmbito deste projeto (secções 3.4 e 3.5).

3.1 Base da Torre

É na base da torre que se faz a ligação entre a torre e a plataforma. Os seus componentes têm de resistir aos esforços criados pela ação do vento na hélice da nacelle. A medição desses esforços é realizada com uma célula de carga (HBM Z6-FC4) com capacidade máxima de 100 kgf, aplicada na direção indicada na figura 3.2.



Figura 3.2 Célula de Carga Z6-FC4 (Adaptado de [34]).

Uma das extremidades da célula de carga foi fixada à base enquanto a outra foi ligada ao núcleo da torre (Figs. 3.3 e 3.4). A montagem deste transdutor foi feita paralelamente ao núcleo da torre, uma vez que a direção em que se pretende medir a força de reação é perpendicular à torre. A ligação entre a célula de carga e a torre foi desenhada para permitir a transmissão o movimento de translação e a livre rotação de ambos os componentes, quando uma força é aplicada na torre.

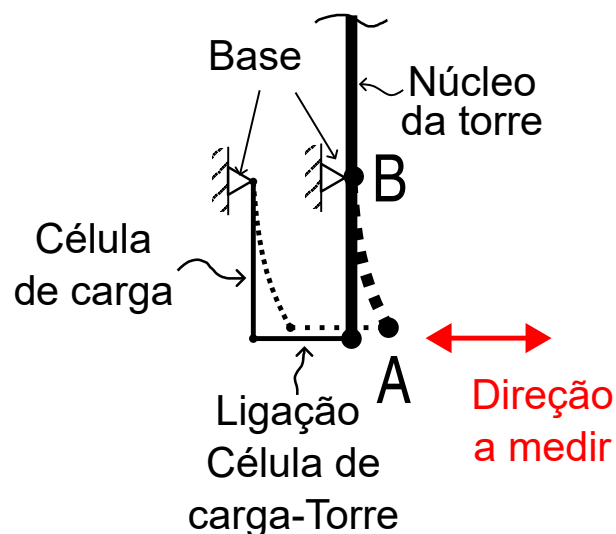


Figura 3.3 Diagrama unifilar dos componentes.

O desenvolvimento deste conceito resultou na solução apresentada na figura 3.4, sendo formada por quatro partes, uma flange superior, um sistema de tirantes, um suporte e uma flange inferior. A flange superior tem pontos de fixação para o núcleo da torre e para a célula de carga enquanto o sistema de tirantes liga o núcleo da torre à célula de carga. Por sua vez, o suporte faz a ligação entre o furo da célula de carga e os tirantes, e a flange inferior permite a ligação da base da torre à coluna central da plataforma.

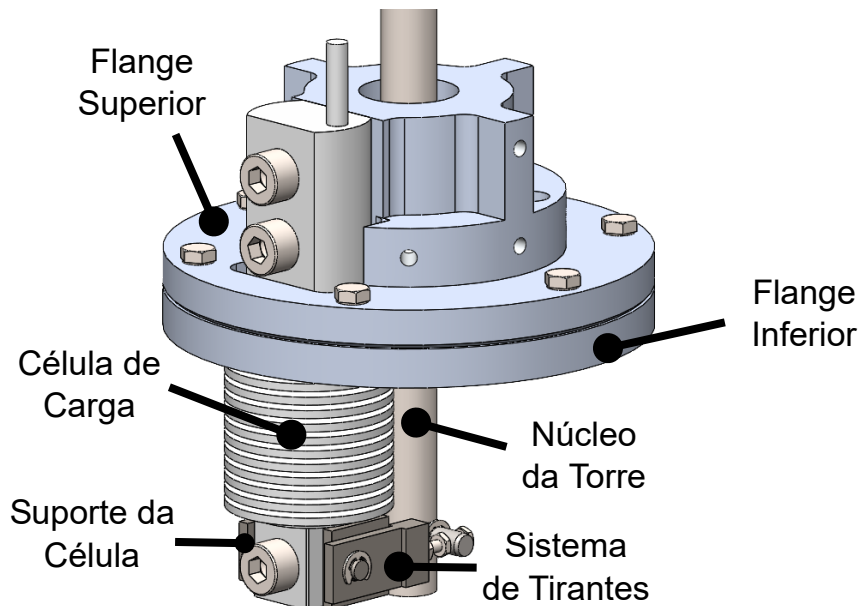


Figura 3.4 Base da Torre.

3.1.1 Chumaceira

Para garantir que os pontos de fixação do núcleo da torre apenas restringem translações, utilizou-se uma ligação por pino e chumaceiras, num dos pontos de apoio (Ponto B, Figura 3.4), como se observa na figura 3.5. Os casquilhos auto-lubrificantes foram colocados entre o pino (superior) e as chumaceiras para reduzir os momentos de reação.

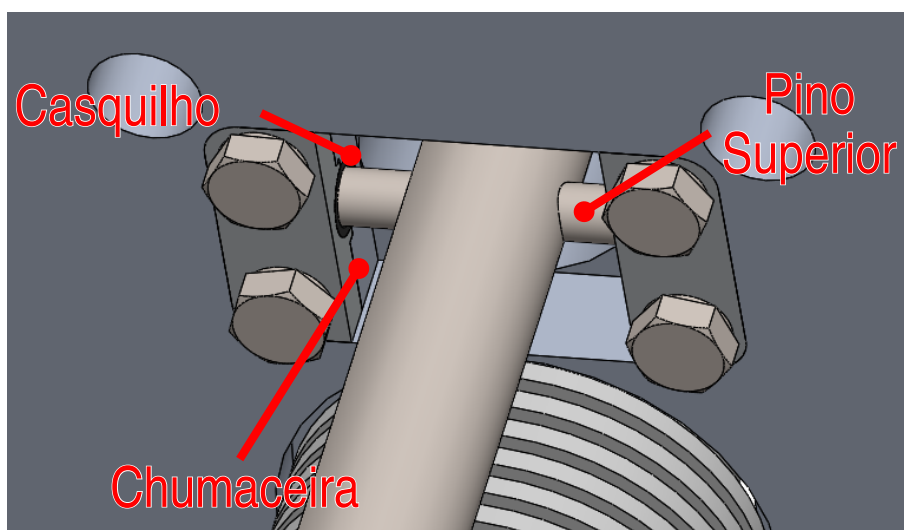


Figura 3.5 Chumaceira.

Cada chumaceira é constituída por duas peças, tal como ilustrado na Figura 3.5. Estas unem-se por encaixe e pela ligação por parafusos à flange superior. Estas dimensões foram determinadas seguindo as recomendações do fabricante dos casquilhos (anexo A.3). O furo onde é montado o casquilho deve ter um diâmetro entre 7,000 mm e 7,015 mm(H7), como representado na figura 3.6. Por outro lado, o pino deve ter diâmetro entre 5,010 mm e 5,040 mm(h9). Assim, foi utilizado um pino cilíndrico ISO 2338 5 h8.

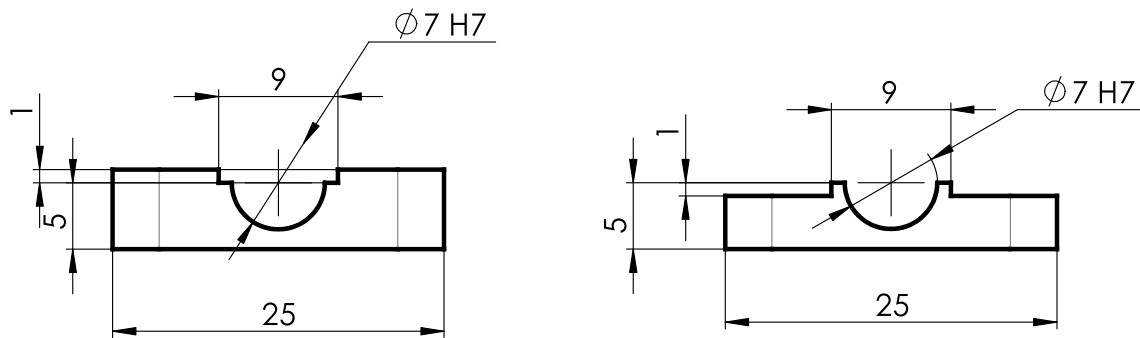


Figura 3.6 Desenho da chumaceira.

3.1.2 Sistema de Tirantes

O sistema de tirantes é composto por um tirante principal, uma ligação roscada e um pino inferior, conforme apresentado na figura 3.7. O tirante principal liga-se à célula de carga, através de um suporte e de um pino, e ao núcleo da torre através da ligação roscada. A ligação roscada consiste num conjunto de parafusos e porcas para permitir o ajuste da distância entre o tirante e o núcleo da torre. Os parafusos da ligação roscada atravessam o pino inferior (ISO 2338) do núcleo da torre.

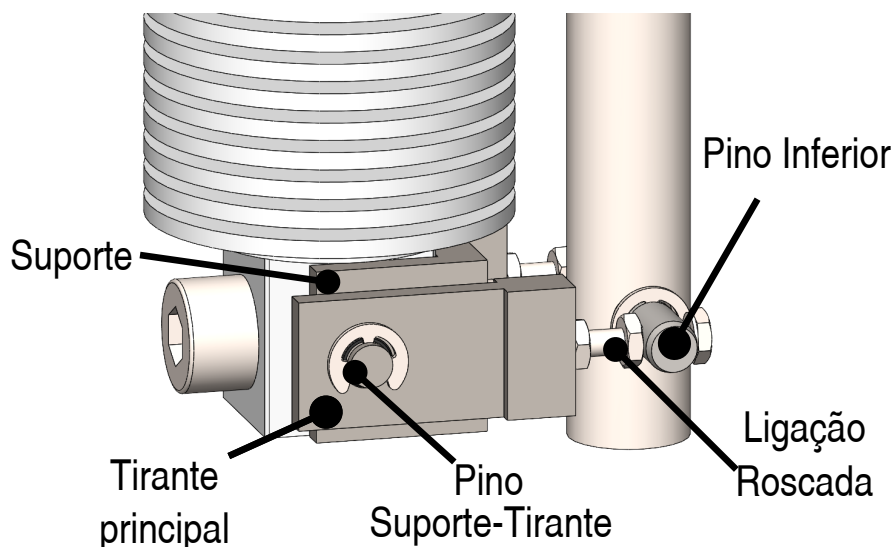


Figura 3.7 Sistema de Tirantes.

Na gestão do espaço disponível na coluna central da plataforma, verificou-se a possi-

bilidade de colisão entre os tirantes e os atuadores lineares responsáveis pelo controlo dos WECs. Deste modo, foram feitas alterações na célula de carga para reduzir a sua largura, como apresentada na figura 3.8.

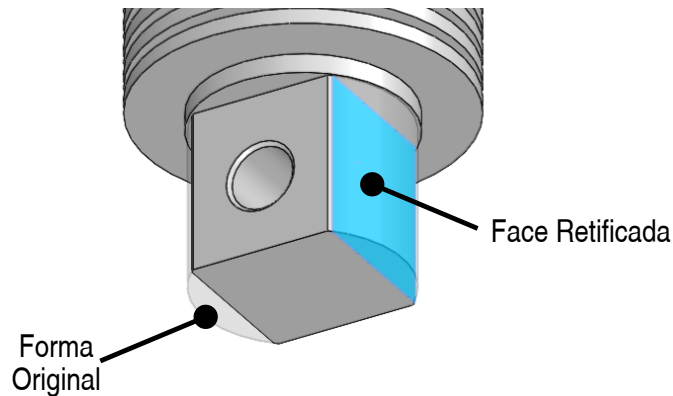


Figura 3.8 Modificações na Célula de Carga.

Para além disso, foi colocado um casquilho auto-lubrificante entre os pinos e os tirantes para reduzir momentos nas ligações, tal como apresentado na figura 3.9a.

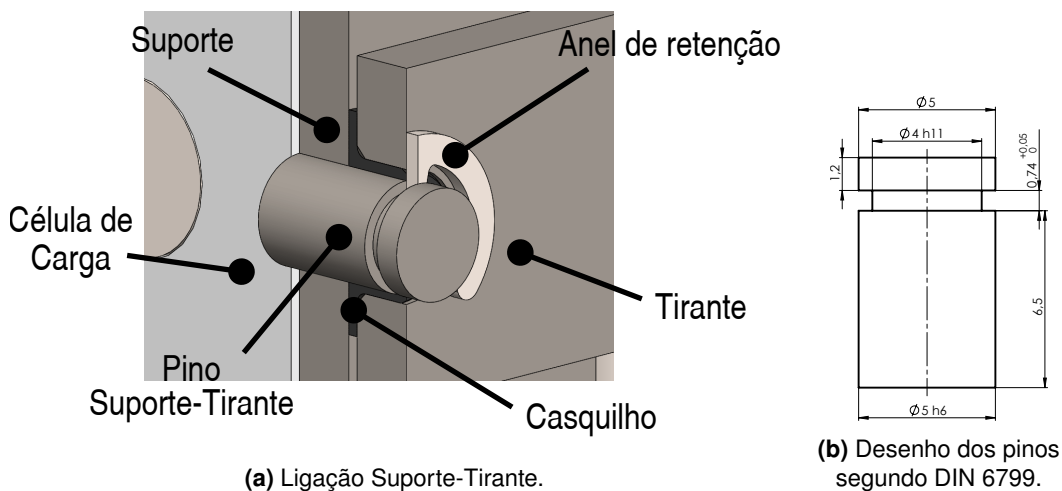


Figura 3.9 Montagem de Pinos.

Segundo a ficha técnica do casquilho (*GFM-0506-035*) [35], o diâmetro do pino onde é montado deve estar dentro do intervalo $5h9$. Por outro lado, uma ligação não desmontável, com instalação a frio, deve ter um ajustamento $H7/p6$ (sistema furo básico) ou $P7/h6$ (sistema veio básico) [36]. Assim, para obedecer a ambas condições, o pino e o furo do suporte têm diâmetros de $\varnothing 5 h6$ e $\varnothing 5 P7$, respetivamente. Para restringir o movimento axial do casquilho e do tirante sobre o pino, foi utilizado um anel de retenção DIN 6799 de diâmetro nominal de 4 mm, com ranhura de dimensões representadas na figura 3.9b [37].

3.1.3 Flange Superior

Depois de levantados os requisitos técnicos das restantes peças, definiu-se a geometria da flange superior em *software Solidworks*. Com a revisão e auxílio da equipa do Núcleo

de Oficinas (NOF/IST), a geometria final teve em consideração os processos de fabrico envolvidos. Como por exemplo, o raio de curvatura dos cantos interiores da flange superior foi definido para permitir a mudança de direção da ferramenta de fresagem de maior diâmetro (Figura 3.10). Assim, foi possível reduzir o número de mudanças de ferramenta, reduzindo o tempo e o custo de fabrico. Existe ainda uma face vertical onde a célula de carga foi colocada (Ligação à célula de carga), com furos para o efeito. Para além disso, foram abertos furos nesta flange para ligação à parede exterior da torre e à flange inferior (montada no topo coluna central da plataforma).

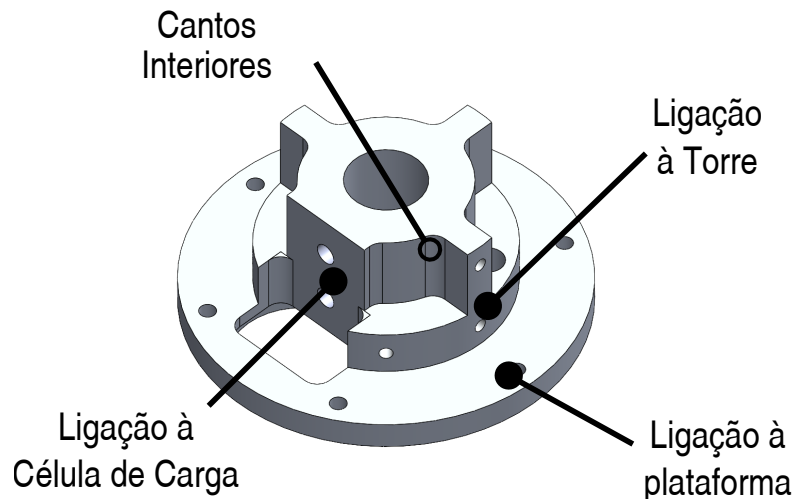


Figura 3.10 Flange Superior.

Na parte inferior desta flange, foi feita uma caixa para as chumaceiras, como apresentada na figura 3.11. Na continuação da face vertical da figura 3.10, foi feito um furo passante e uma caixa para a parte cilíndrica da célula de carga. A caixa e o furo passante estão adaptados para que não resultem em interferências mecânicas com a célula de carga.

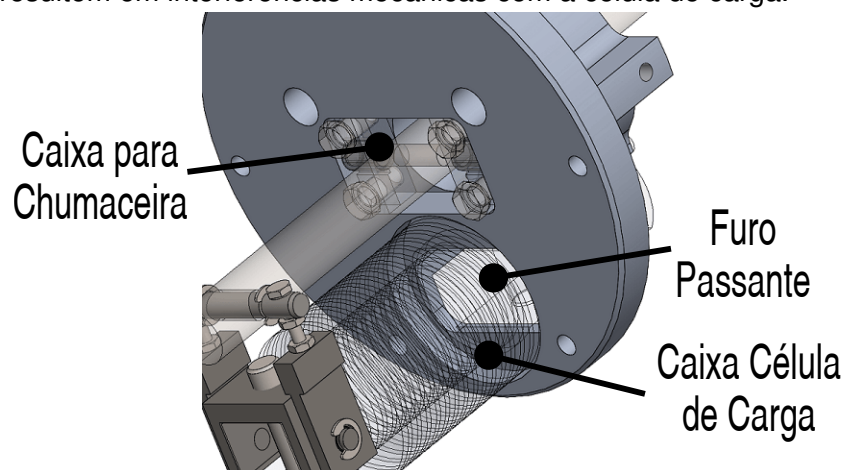


Figura 3.11 Caixa e furo para Célula de carga.

Para simular os esforços nesta peça, foram determinadas as reações da torre analiticamente, sendo necessário definir as forças aplicadas e os pontos ou superfícies onde são aplicadas. Na figura 3.12 está representado o diagrama de corpo livre da torre, com as distâncias indicadas.

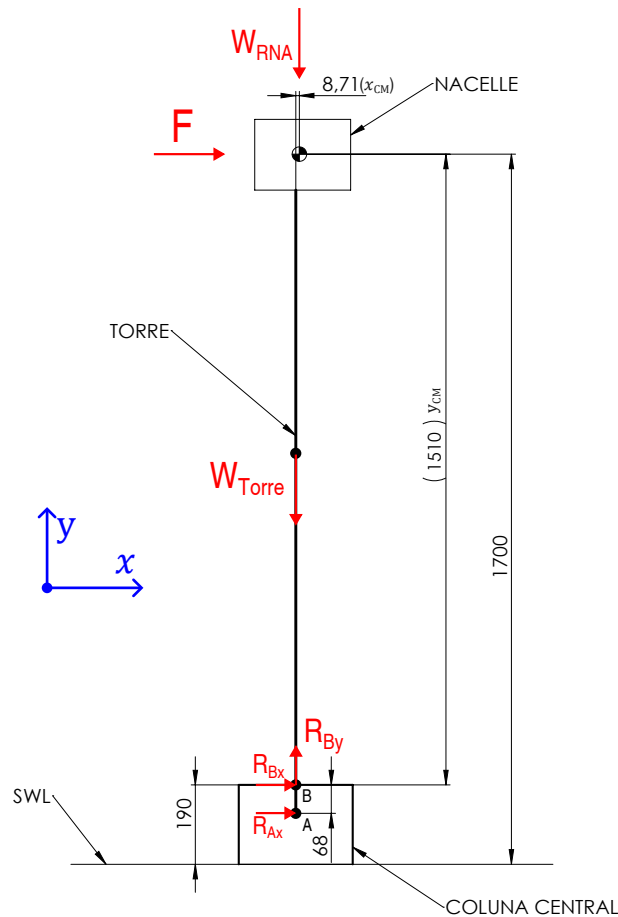


Figura 3.12 Diagrama de corpo livre da Torre.

Segundo Bak et al. [38], a força máxima de impulso da turbina na nacelle é de 1500 kN, o que equivale a 4,4 N numa escala 1:70. Uma vez que, nas melhores condições, o sistema de impulso utilizado neste modelo permite forças de 20 N, foi esta a força utilizada para F . Segundo o mesmo autor, o conjunto Nacelle-Rotor e a torre têm uma massa de 673 998 kg e 628 442 kg, respetivamente, o que equivale a uma massa da nacelle de 1,965 kg e massa da torre de 1,832 kg na escala do modelo.

Estabelecendo as equações de equilíbrio, tem-se:

$$\begin{cases} \sum F_x: F + R_{Ax} + R_{Bx} = 0 \\ \sum F_y: R_{By} - W_{RNA} - W_{Torre} = 0 \\ \sum M_B: R_{Ax} \cdot AB - F \cdot y_{CM} - W_{RNA} \cdot x_{CM} = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} R_{Bx} = -\frac{F(AB + y_{CM}) + W_{RNA} \cdot x_{CM}}{AB} \\ R_{By} = W_{RNA} + W_{Torre} \\ R_{Ax} = \frac{F \cdot y_{CM} + W_{RNA} \cdot x_{CM}}{AB} \end{cases} \quad (3.1)$$

Substituindo as constantes definidas, tem-se:

$$R_{Bx} = 466,6 \text{ N} \quad R_{Ax} = 446,6 \text{ N} \quad R_{By} = 37,2 \text{ N} \quad (3.2)$$

A força R_{Ax} a medir pela célula de carga pode ainda ser calculada em função da força de impulso:

$$R_{Ax} = 22,21F + 2.47 \quad (3.3)$$

Uma vez determinadas as reações da torre por via analítica, é possível determinar os esforços nos pinos. Sabendo que nos pontos A e B existem pinos dimensionados de diâmetros de 6 mm e 5 mm, respetivamente, determina-se também a tensão de corte e a tensão equivalente de *von Mises* (tabela 3.1), considerando que os pinos estão ao duplo corte [39].

$$\tau = \frac{F}{2A} = \frac{2F}{\pi d^2} \quad \sigma_{vM} = \sqrt{3}\tau \quad (3.4)$$

Tabela 3.1 Esforços nos Pinos.

Ponto	Força (N)	τ_m MPa	σ_{vM} MPa
A	447	7,9	13,7
B	467	11,9	20,6

As reações da torre são transmitidas à flange superior por meio do conjunto de componentes, formado pela chumaceira, tirantes, célula de carga e ligações entre elas. Estas reações são simuladas com recurso a forças remotas (*Remote Load*). Neste tipo de forças, são definidos os valores da força e o ponto sob coordenadas em relação a um referencial definido. Na figura 3.13 estão definidas duas forças remotas. O pino superior, onde está aplicada a força R_{Bx} e R_{By} , está localizado a 5 mm da origem desta peça (Figura 3.13b) enquanto o pino inferior está localizado a 63 mm da origem (Figura 3.13a).

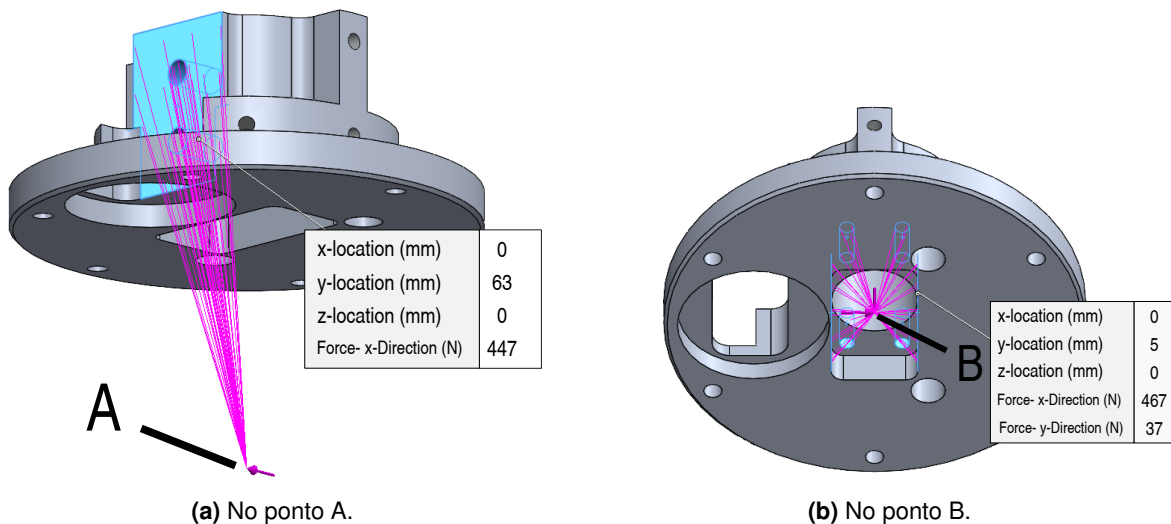


Figura 3.13 Forças remotas na Flange superior.

Quanto aos constrangimentos, foram definidas reações nos 6 furos que ligarão a peça à plataforma. Desta simulação resultaram os gráficos de tensões de *von Mises* e de deformação apresentados na figura 3.14.

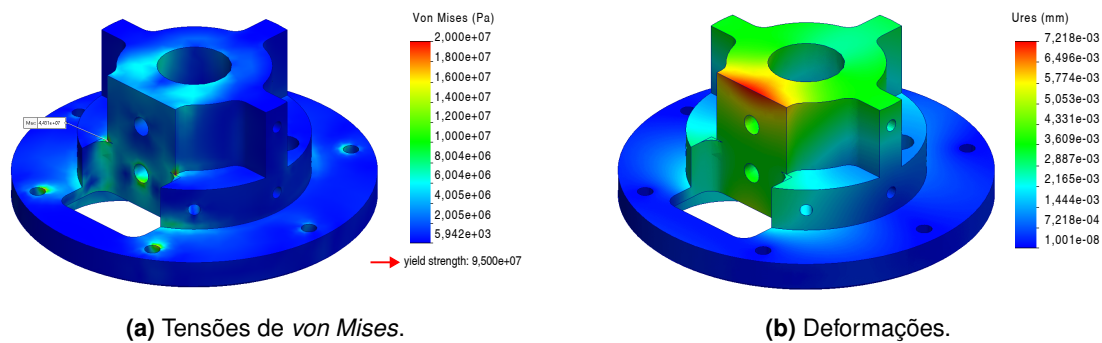


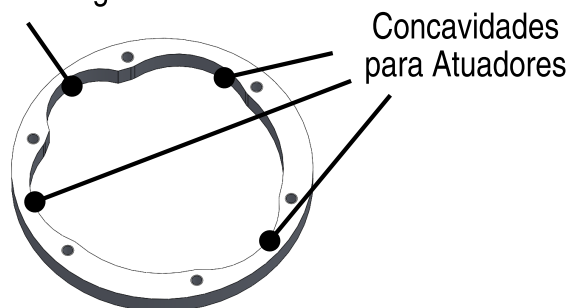
Figura 3.14 Simulação da Flange Superior.

Quanto às tensões, existe um valor máximo local de 44,3 MPa, sendo que no geral não é superior a 20 MPa, resultando assim um fator de segurança mínimo de 2,1 e permitindo a simulação em condições um pouco mais adversas. Em termos de deformação, observa-se um máximo de 7,2 μm , o que para a dimensão da peça é bastante reduzido.

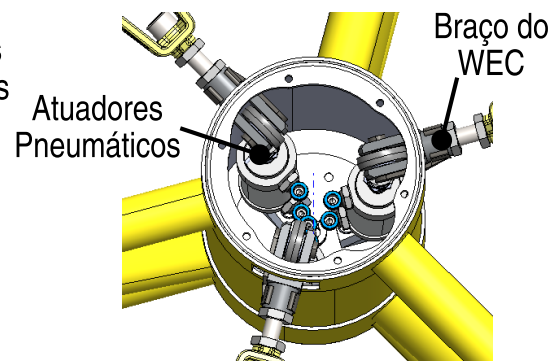
3.1.4 Flange Inferior

Uma vez projetado e construído todo o modelo experimental, é necessário montar a torre e a nacelle na plataforma. Utilizando parte da geometria da flange superior anteriormente desenvolvida, foi feita uma flange inferior apresentada na figura 3.15a.

Concavidade para
Célula de Carga



(a) Geometria da flange.



(b) Coluna Central.

Figura 3.15 Flange Inferior.

Assim, a flange possui 6 furos concêntricos com os furos da flange superior e um recorte para permitir a passagem da célula de carga. Esta peça será soldada à coluna central, garantido uma boa rigidez da ligação ao restante modelo. Contudo, atuadores lineares serão montados na mesma coluna para controlar e atenuar o movimento dos WECs, como se pode ver na figura 3.15b. Para permitir uma boa execução dos trabalhos de instalação e manutenção dos atuadores, esta flange possui um diâmetro interno de $\varnothing 98$. Imediatamente acima de onde ficarão os atuadores haverá concavidades que permitem ainda um melhor acesso.

3.2 Conjunto Nacelle-Rotor

O conjunto da Nacelle-Rotor permite simular uma força de impulso aerodinâmico no top da torre. Ao contrário do que ocorre numa turbina eólica, os componentes desta nacelle convertem energia elétrica em energia cinética do ar. Esta conversão de energia resulta numa força aplicada ao escoamento e na geração de uma força de reação, aplicada na nacelle.

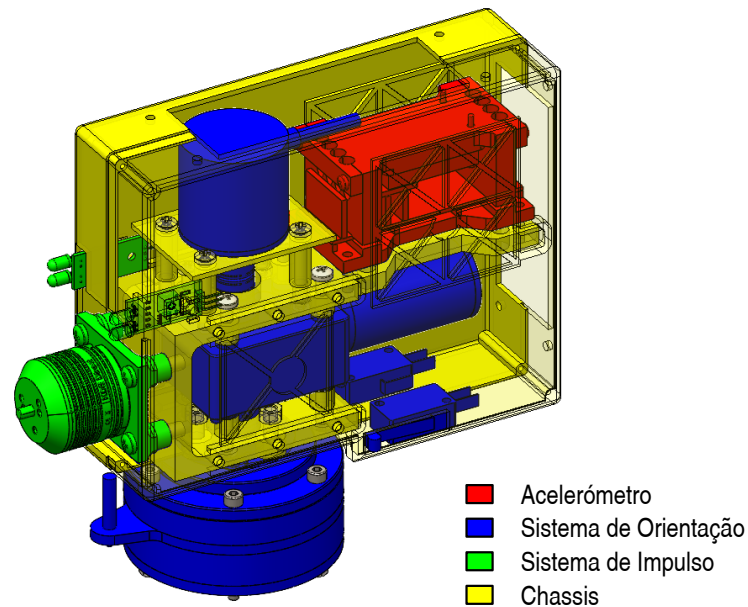


Figura 3.16 Sistemas na nacelle.

A figura 3.16 destaca os principais subsistemas na nacelle. O sistema de impulso permite simular a força e inclui um motor de impulso (MI) onde a hélice é montada bem como sensores de proximidade que detetam a passagem das pás.

O sistema de orientação permite definir a direção da força e inclui um motor de orientação (MO), um sensor de posição angular (Encoder) e dois sensores de fim-de-curso que permitem definir as posições extremas.

O acelerómetro permite a medição de aceleração em seis graus de liberdade (3 de translação e 3 de rotação). O chassis é composto pelo conjunto de peças que permite a ligação dos subsistemas anteriores.

A figura 3.17 mostra as várias peças (algumas em corte) que compõem o conjunto, bem como a sua designação a utilizar.

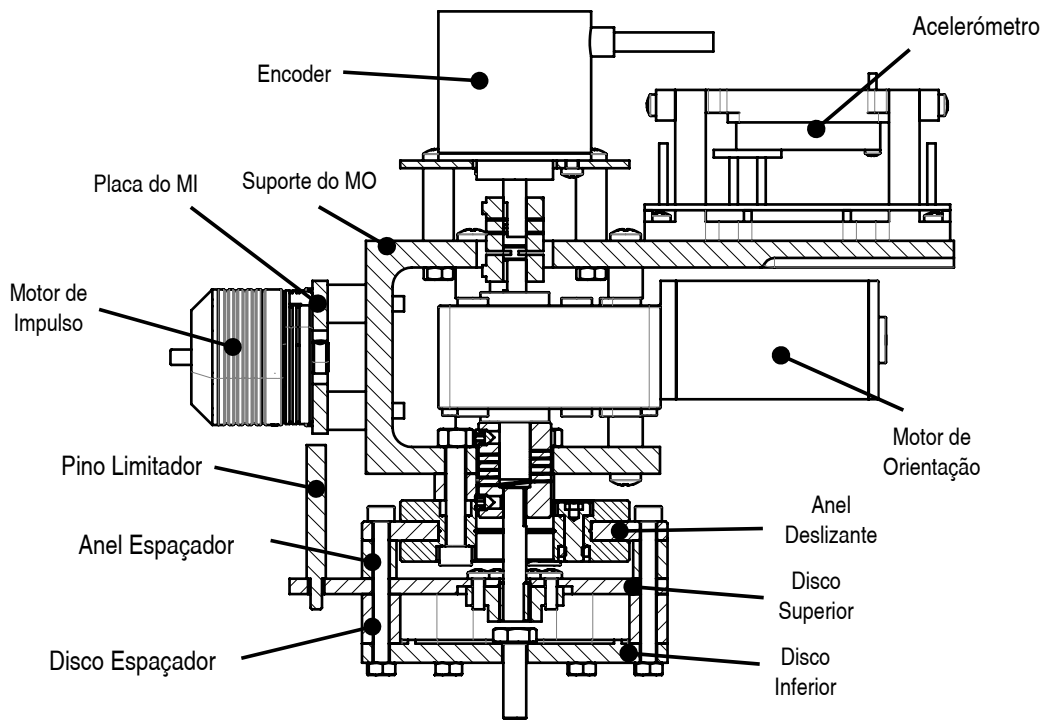


Figura 3.17 Componentes de fixação da nacelle.

Para além de todos os requisitos funcionais, a nacelle deve ter as propriedades da massa e do centro de massa apresentadas na tabela 3.2.

Tabela 3.2 Propriedades Inerciais do Conjunto Nacelle-Rotor (Adaptado de [38]).

Grandeza	Unidade	Escala	
		1 : 1	1 : 70
Massa	kg	673 998	1,965
Centro de massa x_{cm}	m	0,610	0,008 71
Centro de massa y_{cm}	m	0	0
Centro de massa z_{cm}	m	121,56	1,737

3.2.1 Placa do motor de impulso

Na parte frontal da nacelle está montado o sistema de impulso. Este é composto pelo motor de impulso (MI) assente numa placa que liga ao chassis da nacelle através de apoios anti vibração, como se pode observar na figura 3.18.

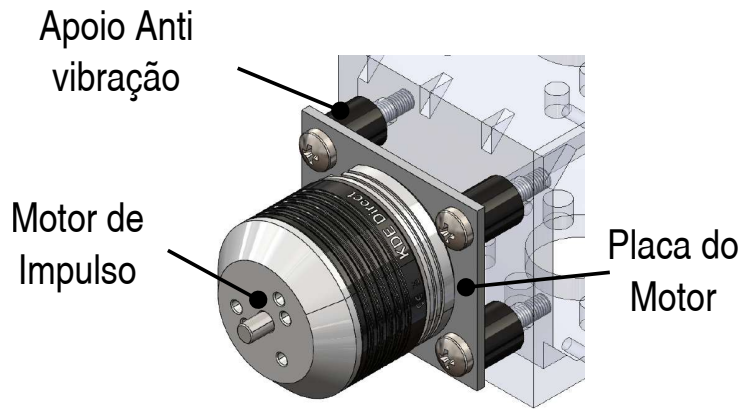


Figura 3.18 Sistema de Impulso.

Assim, foi feita a geometria da placa do MI, com quatro furos passantes para parafusos de diâmetro M3, em conformidade com os furos existentes no motor, e outros quatro furos passantes para parafusos M4, em conformidade com os apoios anti vibração. A geometria obtida é apresentada na figura 3.19.

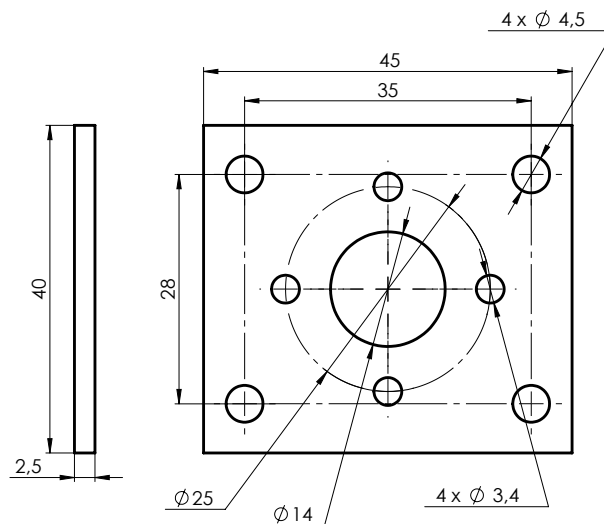


Figura 3.19 Geometria da placa do MI.

Uma vez definida a geometria, foram feitas simulações para determinar as deformações e tensões máximas. Considerando a dimensão das pás de 12,5 pol (317,5 mm) e a tensão da bateria de 15,4 V, foi definida a força a máxima aplicada na placa pelo motor de 20 N (Anexo A.5). Definiram-se as reações nos furos de $\varnothing 4,5$ mm como *fixed hinge*. Em seguida, fez-se a construção da malha representada na figura 3.20.

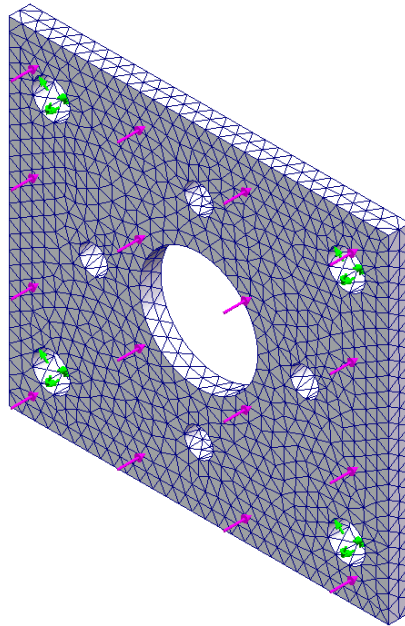


Figura 3.20 Condições de fronteira e malha da placa de apoio do MI.

Quanto aos materiais, foi feita uma comparação entre uma liga de alumínio 7075 e Acido Polilático (PLA), com as características apresentadas na tabela 3.3.

Tabela 3.3 Características dos materiais.

		AL-7075	PLA [40]
Modulo de Elasticidade	GPa	72	1.32
Coeficiente de <i>Poisson</i>		0.33	0.36
Tensão de Rutura	MPa	220	
Tensão de Cedência	MPa	95	40.6
Massa volúmica	kg/m ³	2810	1230

Os resultados das simulações são apresentados nas figuras 3.21 e 3.22.

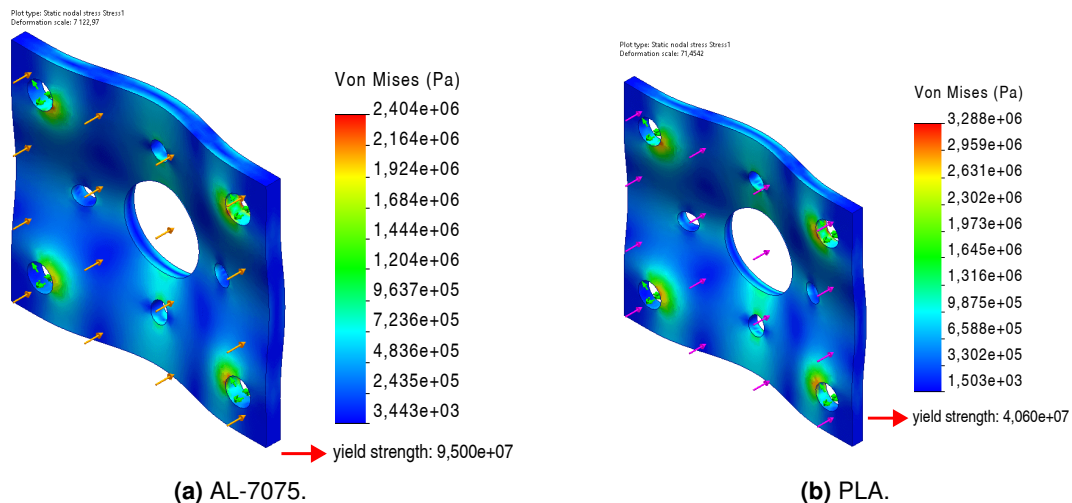


Figura 3.21 Tensão de *von Mises* na placa de apoio do MI para dois materiais.

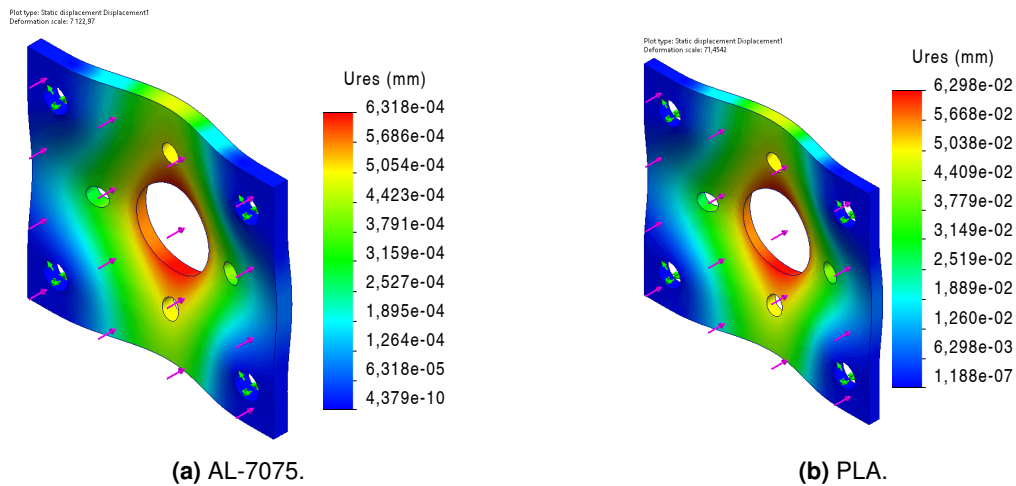


Figura 3.22 Deformações da placa de apoio do MI para dois materiais.

Tal como apresentado nos gráficos das tensões de *von Mises* (Figura 3.21), não são detetadas diferenças significativas entre os dois materiais, encontrando-se ambos dentro do seu regime elástico e com um coeficiente de segurança elevado. Relativamente à deformação, observa-se uma deformação superior na placa feita em PLA (63 μm). No entanto, face às dimensões nominais da placa, são pouco significativas. Deste modo, o material em PLA foi considerado para a construção desta peça, com benefício na redução do seu peso.

3.2.2 Sistema de orientação

O sistema de orientação é composto principalmente por um motor de orientação, Encoder e anel deslizante. O motor de orientação Corrente Contínua (CC) está acoplado a uma caixa redutora com parafuso sem fim, que permite o bloqueio do sistema mesmo sem ser alimentado, ou seja, sem consumo de energia. O Encoder permite a medição do movimento angular entre o seu veio e o chassis. O anel deslizante é conectado ao sistema de orientação e ao Encoder através de uma flange (Figura 3.23). O anel é constituído por um anel interior e outro exterior.

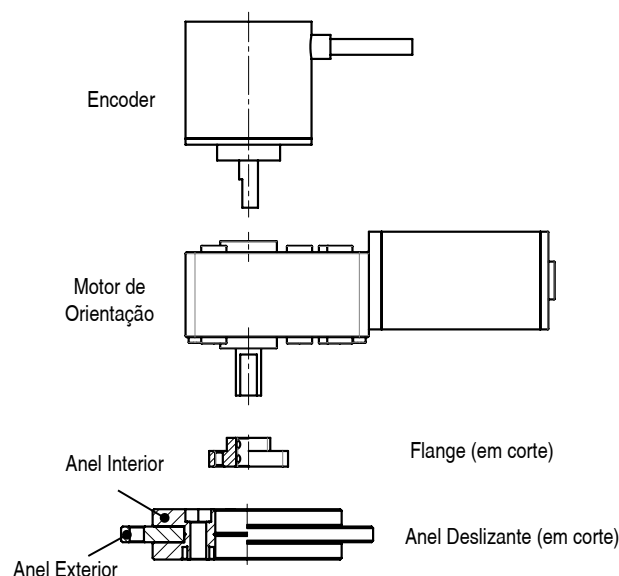


Figura 3.23 Componentes para ligação na nacelle (Adaptado de [41–44]).

Visto ser o sistema que permite a rotação da nacelle, definiram-se quais os componentes do subsistema que devem estar solidários à torre e os que devem rodar com a nacelle. Como é visível na figura 3.23, os furos de ligação no anel interior do anel deslizante estão próximos do diâmetro exterior da flange. Para evitar colisões ou incompatibilidades, a flange foi ligada ao anel exterior do anel deslizante. Por consequência o chassis do motor foi ligado ao anel interior como apresentada na figura 3.24. Daqui, definiu-se que a nacelle se liga ao anel interior e a torre ao anel exterior.

Uma vez que tanto o Encoder como o motor apenas têm um veio, foi feito um furo pas-sante no chassis do motor para acesso ao veio para conexão ao Encoder.

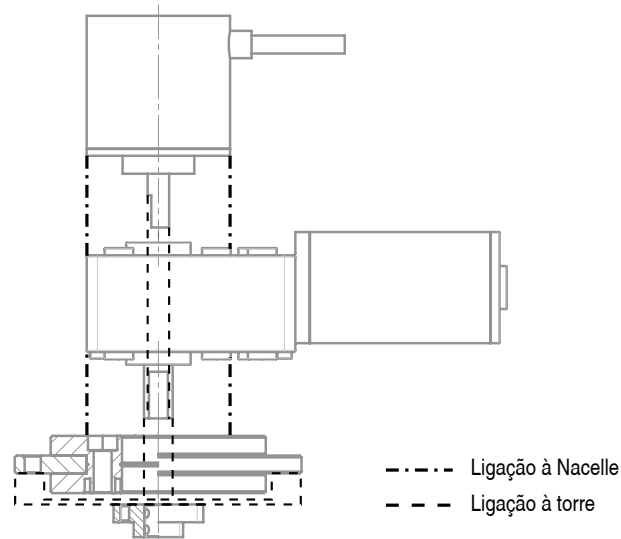


Figura 3.24 Ligação dos principais componentes.

Para além disso, foram feitos dois veios que, com o auxílio de duas uniões, permitem a concretização das ligações. Da união do motor à flange, o veio inferior tem um diâmetro de 8 mm e de 6 mm em cada interface, respetivamente. Nas regiões de interface, existem faces planas para parafusos de fixação, como se pode ver na figura 3.25a. Como se pode ver na figura 3.25b, o veio superior tem um diâmetro inicial de 6 mm na interface com a união do Encoder e uma rosca M5 na interface com o motor.

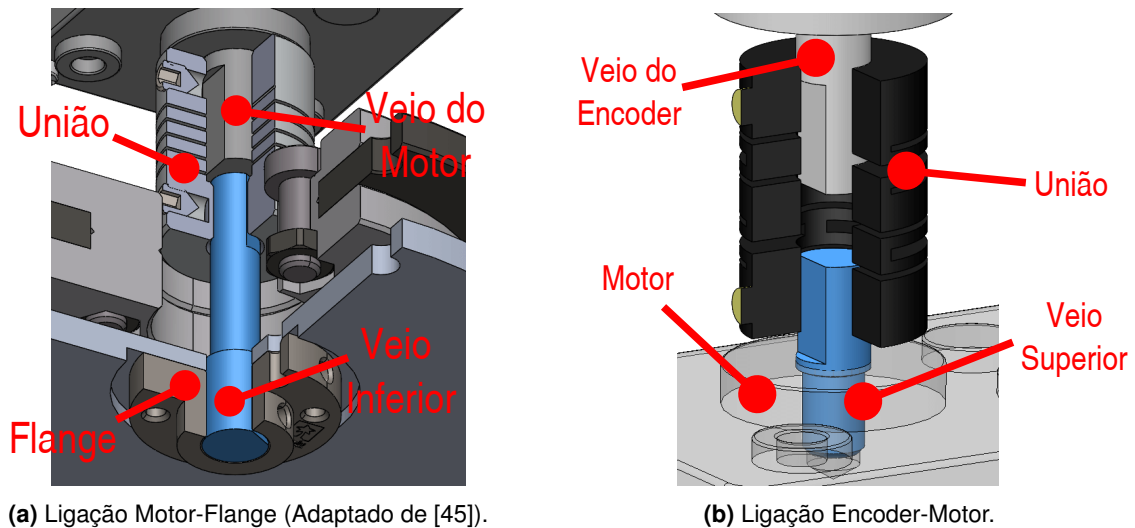


Figura 3.25 Ligações Mecânicas no Sistema de Orientação.

As interfaces entre veios solidários geralmente utilizam outros métodos mais fiáveis e que permitem maior transmissão de binário, como é o caso de ligações por chavetas e estrias. Contudo, este tipo de ligação exigiria uma grande alteração mecânica ao motor. A abertura de uma rosca é uma operação mais simples, ainda que não possibilite binários elevados. Contudo uma vez que o binário aplicado nesta ligação é apenas derivado do atrito nos rolamentos e do método metrológico do Encoder, não se preveem binários elevados nesta ligação.

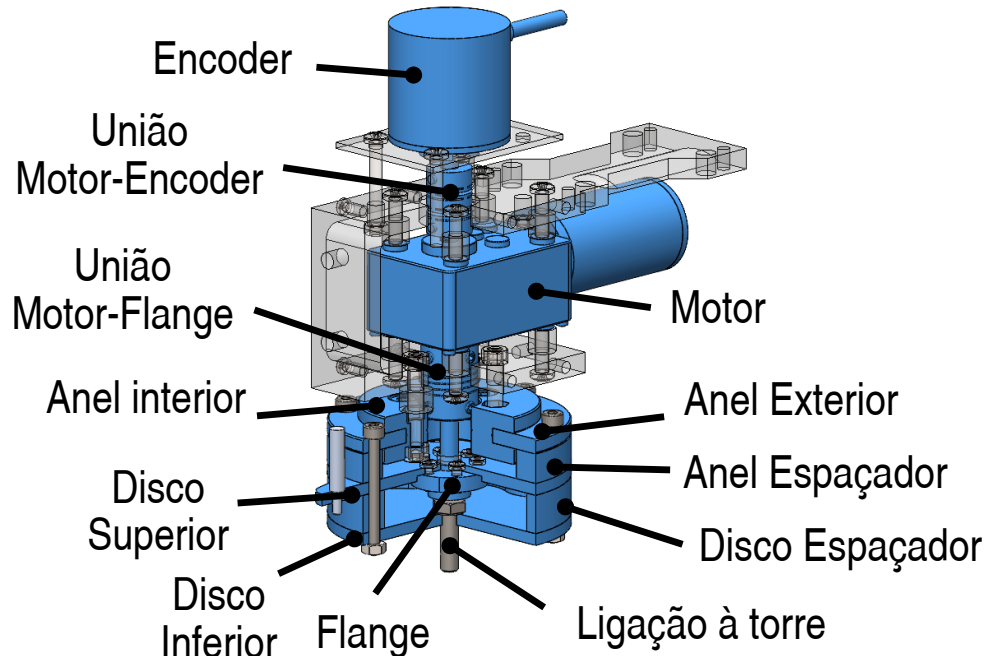


Figura 3.26 Componentes do Sistema de orientação.

Como se pode observar na figura 3.26, na parte inferior da nacelle existe um disco inferior que liga à torre, um disco superior que liga ao veio do motor e do Encoder e o anel deslizante. Estas peças encontram-se solidárias por meio do anel e disco espaçadores e ligações aparafusadas, compostas por 6 parafusos e porcas, conforme o padrão de furos no anel deslizante.

3.2.3 Disco inferior

Esta peça tem a função de ligação entre a nacelle, através dos furos junto à extremidade, e a torre, através do furo central como se apresenta na figura 3.27.

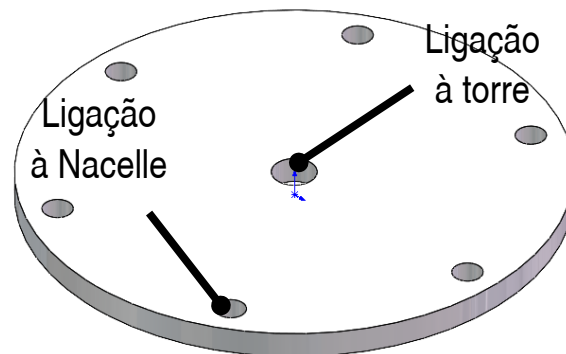


Figura 3.27 Geometria do Disco inferior.

Foi então realizada a simulação estática da peça considerando o diagrama de corpo livre representado na figura 3.28 e considerando como material construtivo a liga de alumínio 7075. Para as forças, foi considerado um peso da nacelle de 19,6 N, que se encontra aplicado no centro de massa segundo as coordenadas indicadas na tabela 3.2, e a força máxima do motor de 20 N. Os resultados da simulação são apresentados na figura 3.29.

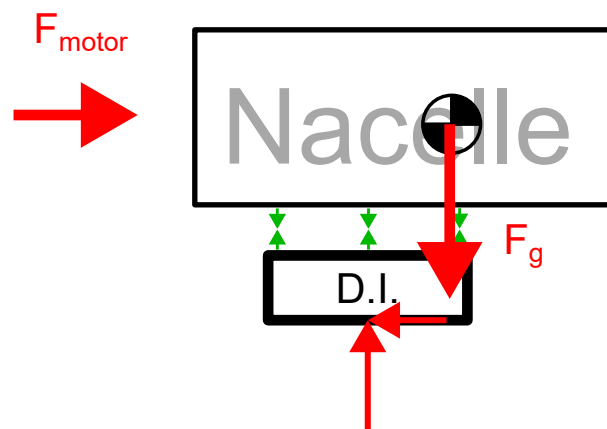


Figura 3.28 Diagrama de corpo livre do Disco inferior.

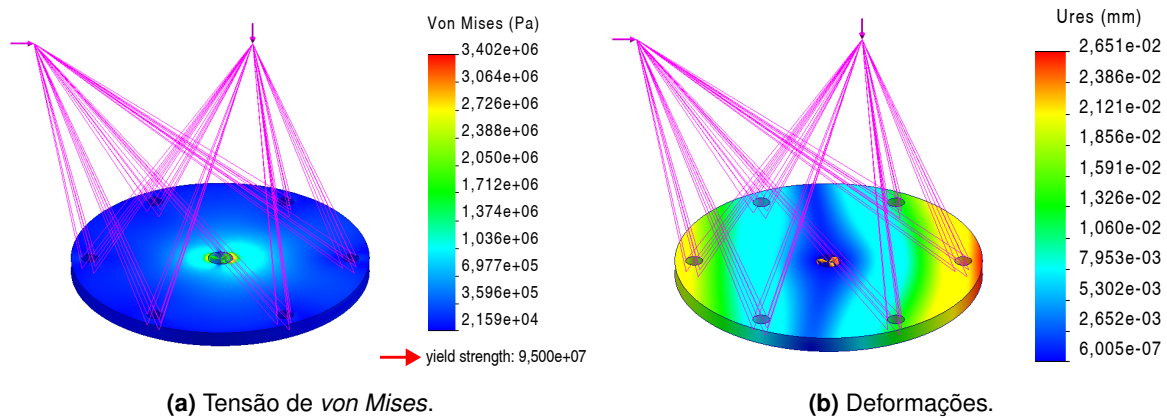


Figura 3.29 Simulação estática do disco inferior.

Como se mostra na Figura 3.29, os valores máximos de tensão e de deformação estão dentro do limite aceitável para o material selecionado. Contudo, apenas se observam valores significativos de tensão próximo ao furo central. Assim, foi realizado um estudo topológico que, perante um determinado carregamento, constrangimentos e objetivos, permitiu a determinação da geometria ótima, pela remoção de material menos necessário. Utilizando a configuração de esforços e reações da simulação estática, definiu-se o objetivo como redução de massa, constrangendo o deslocamento máximo ao dobro da geometria atual e a tensão equivalente máxima admissível a 70 % da tensão de cedência do material (AL-7075), com tensão de cedência de 95 MPa.

O estudo convergiu para a forma otimizada após 25 iterações (Figura 3.30a). A partir desta configuração alterou-se a geometria inicial para a representada na figura 3.30b. A variação de massa, deformação máxima e tensão máxima estão descritas na tabela 3.4.

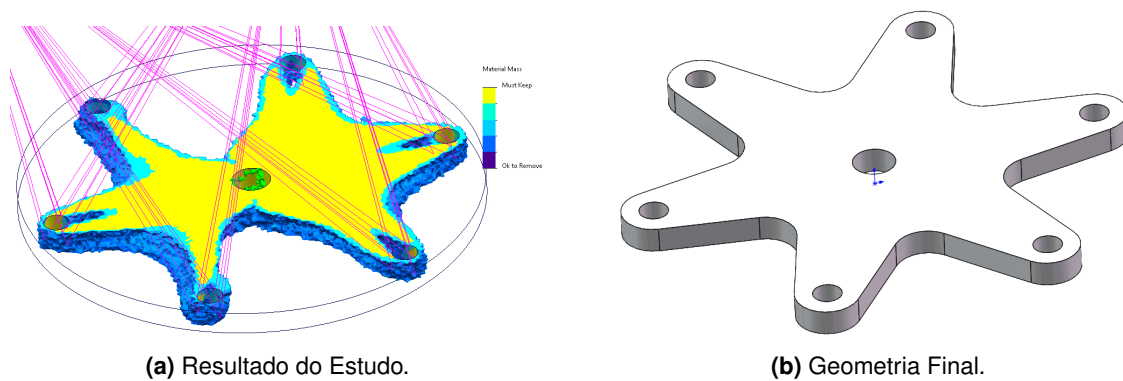


Figura 3.30 Estudo de Topologia do Disco inferior.

Tabela 3.4 Resultados do Estudo de Topologia do disco inferior.

Geometria	Massa (g)	Deslocamento (μm)	Tensão Máxima (MPa)
Inicial	55,0	26,5	34,0
Final	29,0	36	35,0

3.2.4 Disco superior

O disco superior tem a função de fixar e ligar o veio que vem do MO para a torre através da flange. Devido ao espaçamento entre o disco superior e inferior e à altura da flange e da cabeça do parafuso que liga à torre, reduziu-se a espessura na zona onde a flange é montada, como apresentada na figura 3.31. Para além disso, foi também incluído um ponto de fixação para um pino limitador que, em conjugação com os sensores fim-de-curso, limita o movimento da nacelle para um intervalo de ângulos pré-definido.

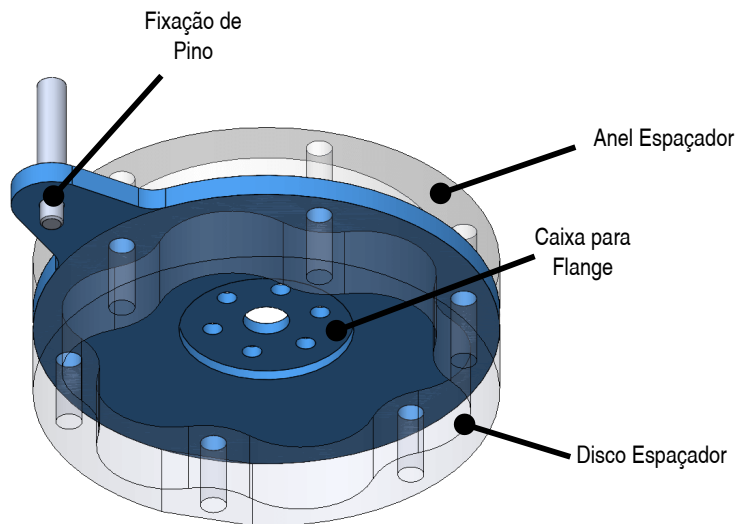


Figura 3.31 Geometria do Disco superior.

Para simular os esforços nesta peça, foi considerada a força do MI e o peso da nacelle sem considerar o peso do disco inferior e disco espaçador. Estas forças foram aplicadas na área onde o anel espaçador tem contacto com a peça. Para além disso, considerou-se a situação em que se atingiu um dos limites angulares e que no ponto de fixação do pino limitador se encontra aplicado o binário máximo do motor. Considerando o binário máximo de 10 kgfcm (0,981 N m) e que o pino se encontra a 52 mm do centro, tem-se uma força de 18,9 N. Considerou-se que os seis furos exteriores são pontos de reação e, numa fase inicial, que a peça era construída em alumínio 7075.

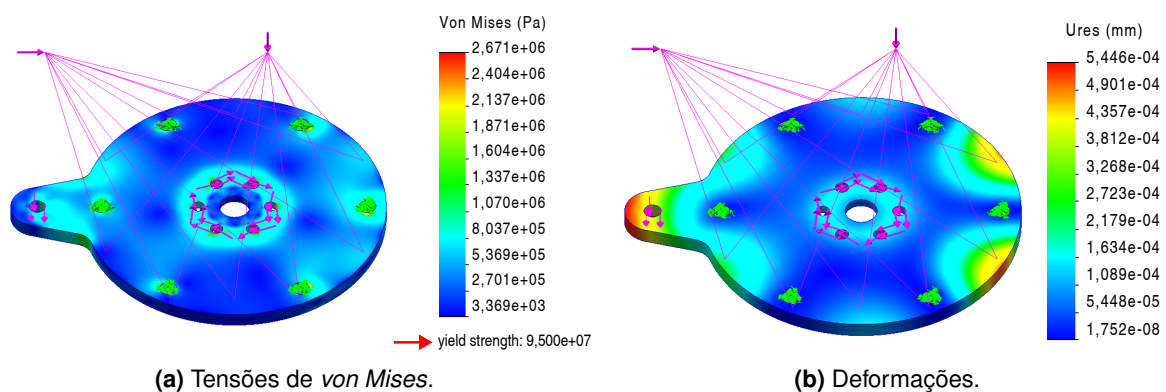


Figura 3.32 Simulação do disco superior.

Apesar de estar sujeita a mais esforços, em comparação com o disco inferior, tem valores

de tensão máxima mais baixos, segundo os resultados apresentados na figura 3.32. Isto acontece uma vez que a distância entre o ponto de aplicação das forças impostas e o ponto onde se encontram as reações é, em média, menor, resultando em valores de momento flector menor. Dado o valor máximo de 2,7 MPa de tensão de *von Mises*, decidiu-se construir a peça em PLA.

3.2.5 Caixa do acelerómetro

Foi montado um acelerómetro dentro da nacelle para medir o deslocamento e as acelerações em seis graus de liberdade. No entanto, foi necessário adaptar o sensor para ligações elétricas mais apropriadas, ou seja, converter o espaçamento dos trilhos das conexões em placa de circuito perfurada (PCB) de 0,5 mm para 2 mm, tal como apresentado na figura 3.33. O contacto permanente entre o adaptador e acelerómetro é realizado através de uma caixa, que é conectada à nacelle.

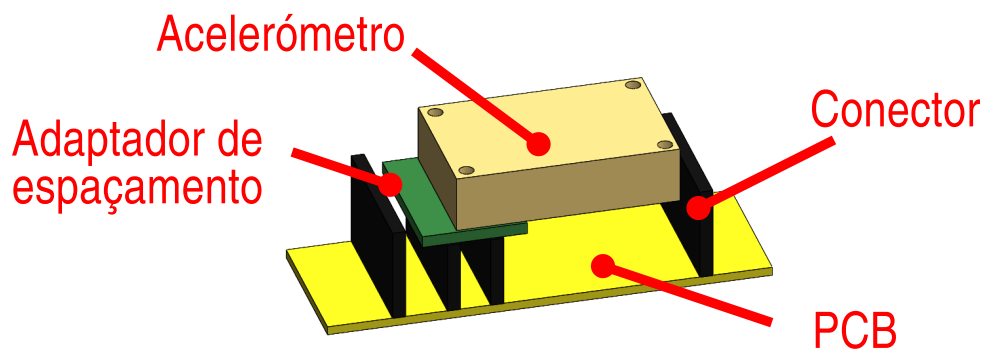


Figura 3.33 Acelerómetro e adaptador.

Foi desenhada uma primeira versão da caixa, composta por duas peças fabricadas em PLA por *Fused Deposition Modeling* (FDM), como se mostra na figura 3.34. Nestas peças, existem furos que permitem o alinhamento das peças e a fixação da PCB. Nestes furos, foram utilizados insertos para plástico para aumentar a vida útil das roscas e a fiabilidade da montagem. Existem também furos para fixação do acelerómetro bem como apoios laterais que limitam a movimentação do transdutor.

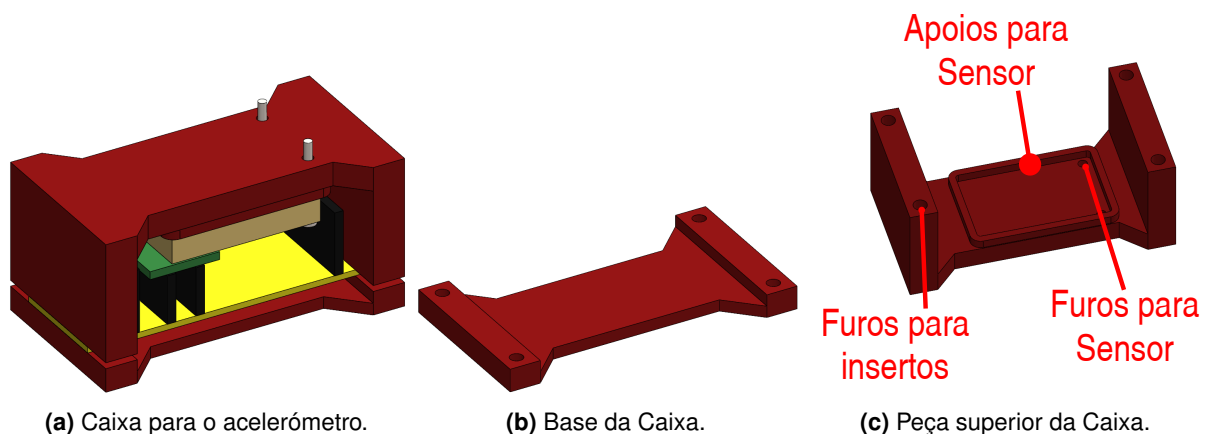


Figura 3.34 Primeira iteração da caixa do acelerómetro.

Foram realizadas algumas melhorias na caixa, após análise da geometria e montagem das peças, nomeadamente a adição de nervuras na base da caixa (3.34b), para reduzir esforços aplicados na PCB. Estas nervuras foram colocadas entre os conectores soldados na PCB para não ocorrerem interferências mecânicas com as mesmas. Para além disso, os conectores de ligação dos cabos de comunicação foram reposicionados fora da caixa, para melhor acessibilidade e permitindo ter uma caixa mais compacta e rígida.

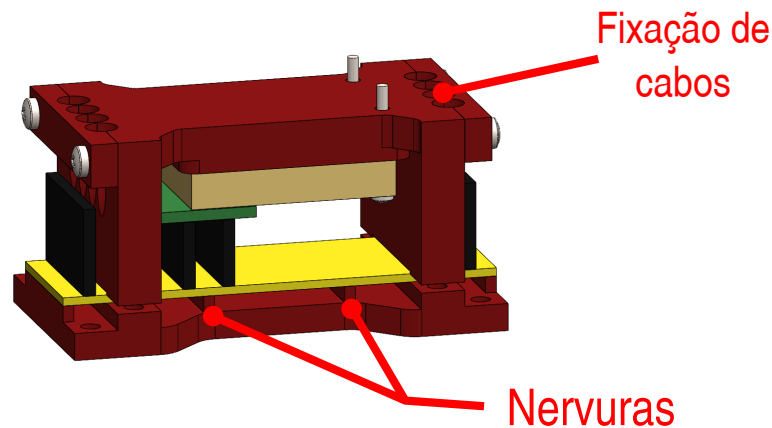


Figura 3.35 Segunda iteração da caixa do acelerómetro.

Na figura 3.35, também se observa um conjunto de canais em ambas as extremidades que permitem a fixação dos cabos à caixa do acelerómetro.

3.2.6 Suporte do Motor

Para a fixação do MO, foi feita uma peça de suporte com um formato em “C” representada na figura 3.36. Para posicionar o motor na peça, foi utilizado um conjunto de espaçadores e parafusos. Para além disso, neste suporte se conectam outros componentes da nacelle, como o Encoder e o acelerómetro na parte superior, sistema de impulso na parte frontal, ou o anel rotativo que permite a rotação da nacelle.

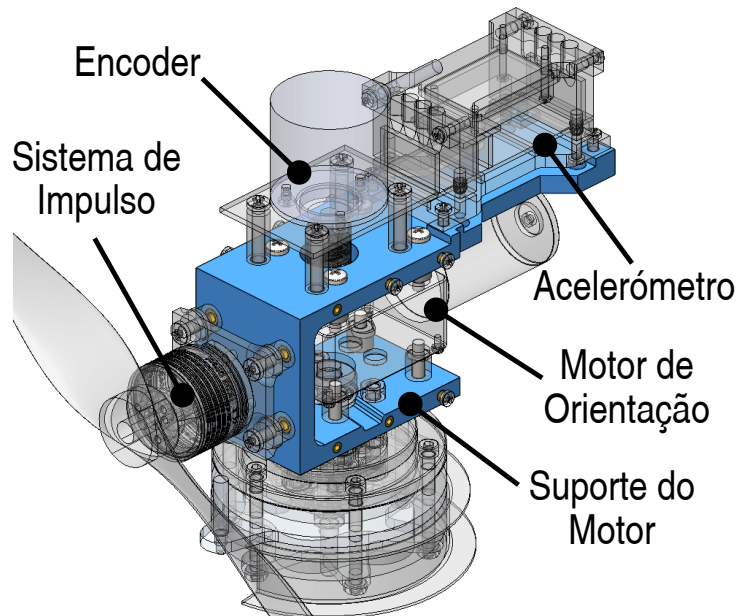


Figura 3.36 Suporte do Motor de orientação (assinalado em azul).

Na simulação desta peça considerou-se o peso dos componentes a que está sujeita, bem como a força máxima que a hélice pode impor à nacelle. Além disso, assumiu-se que o MO influencia a rigidez da peça. Deste modo, foram criadas ligações entre os furos na parte superior e a parte inferior que restringem o movimento relativo do eixo de cada furo, como se pode ver na figura 3.37. Para efeitos de simulação, considerou-se PLA como material construtivo.

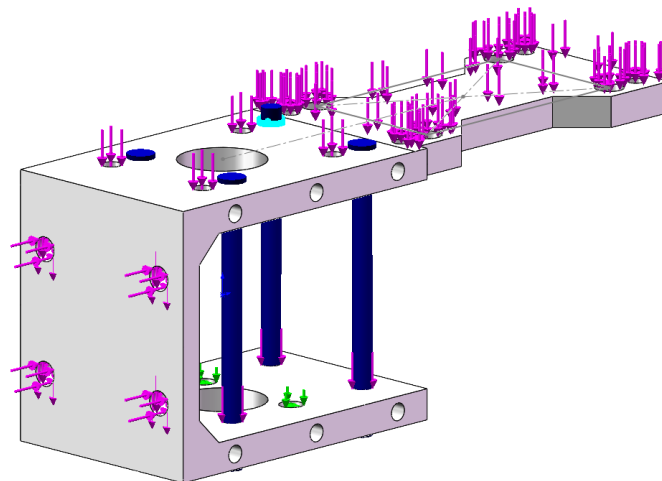


Figura 3.37 Simulação do suporte do Motor.

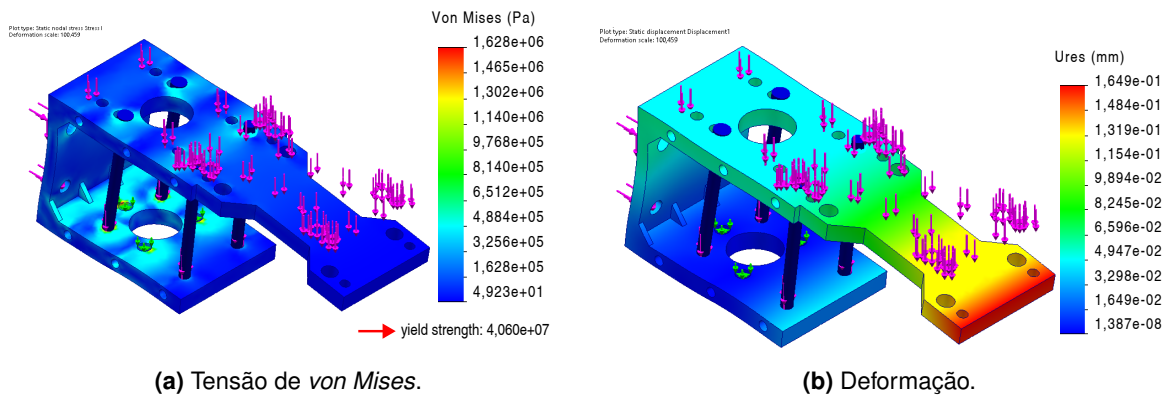


Figura 3.38 Simulação estática do suporte.

Uma vez feita a simulação, obtiveram-se os resultados apresentados na figura 3.38. As tensões máximas de *von Mises* observam-se na proximidade dos três furos que ligam ao anel deslizante, no entanto, dentro do limite elástico. A deformação máxima ocorre na extremidade onde se monta o acelerómetro. O valor de 0,16 mm desta deformação não é significativo, porém o mesmo pode influenciar o correto funcionamento do sensor.

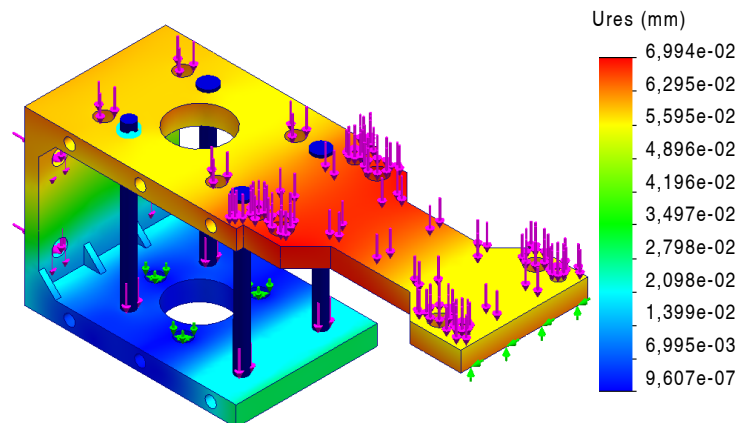


Figura 3.39 Simulação do suporte do motor com apoio adicional.

Assim, foi adicionado um apoio nesta extremidade, cujos resultados da simulação se mostram na figura 3.39. Segundo a figura obtém-se um valor máximo de 0,07 mm, indicando que a alteração nas condições de fronteira permitiu uma redução de 57% da deformação máxima. Neste apoio existe uma força de reação vertical de 0,859 N.

3.2.7 Caixa da nacelle

A caixa da nacelle tem como principal função, criar uma separação física entre os componentes no seu interior do ambiente exterior. Serve também de suporte a alguns dos componentes, como os sensores de rotação das pás e sensores de fim-de-curso.

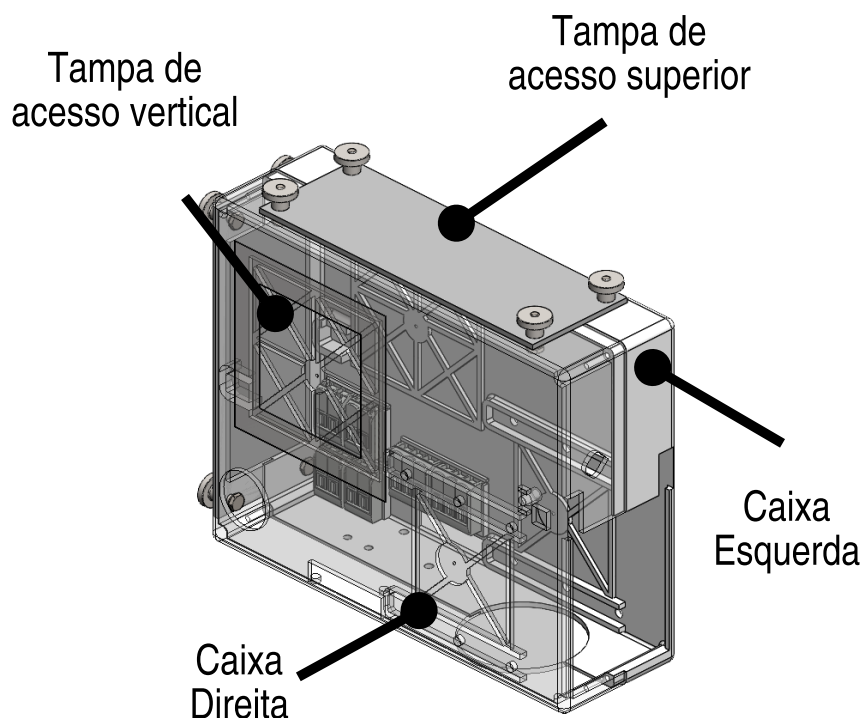


Figura 3.40 Caixa da nacelle.

A caixa é composta por duas partes que se unem por encaixe e por pinos (Figura 3.40). Na parte superior e na parte posterior, são colocadas tampas removíveis para melhorar a montagem e a manutenção dos componentes no seu interior.

Esta caixa está desenhada para permitir o ajuste do centro de massa e a massa da nacelle, dado que se pretende representar as propriedades apresentadas na tabela 3.2. Assim, existe uma região na caixa em que se podem colocar massas de ajuste numa posição tal que o centro de massa da nacelle se encontre nas coordenadas desejadas. A fixação desta massa é feita com auxílio de uma peça magnética e um trilho metálico. Nas coordenadas onde o centro de massa se deve localizar, coloca-se então a restante massa, como se observa na figura 3.41.

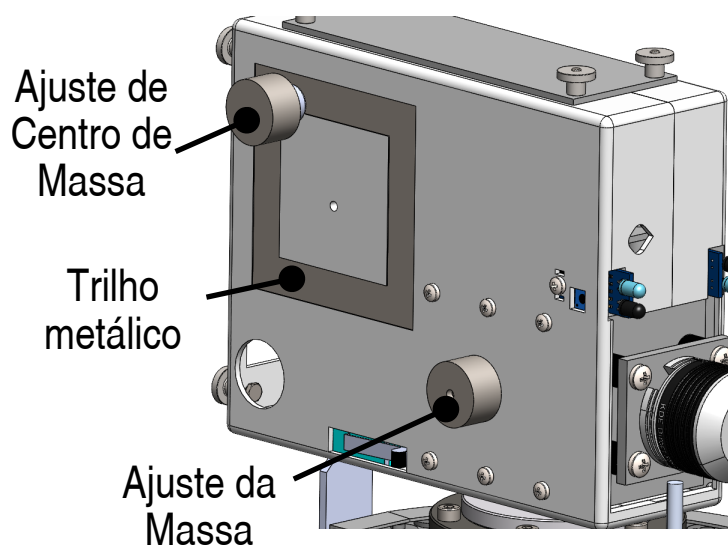


Figura 3.41 Sistema de controle do centro de massa.

3.3 Torre

Uma vez definido o conjunto da base da torre e a geometria da nacelle e forças desenvolvidas, procedeu-se ao desenvolvimento do projeto da torre. A torre está dividida em duas partes concêntricas, como se apresenta na figura 3.42. No centro dela, encontra-se um núcleo feito em varão sólido, com propriedades dinâmicas semelhantes à da torre na escala real. À volta deste núcleo, encontra-se uma coluna exterior com diâmetro correspondente ao da torre real. A coluna foi desenhada com o objetivo de canalizar cabos de comando e instrumentação para a nacelle.

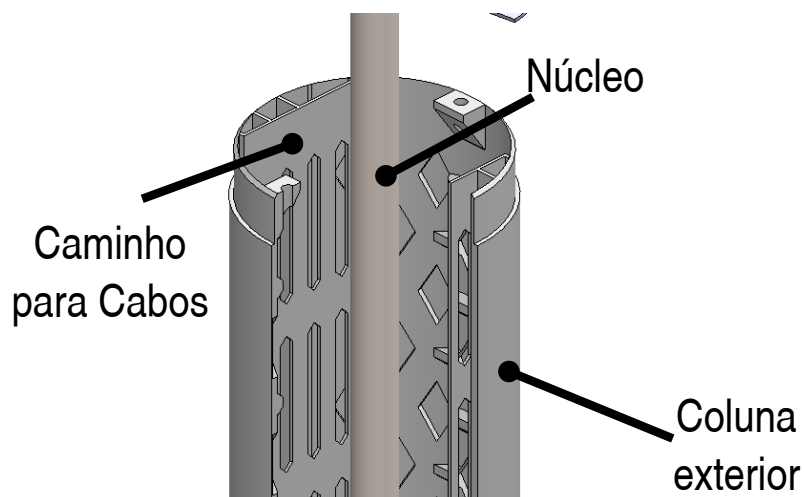


Figura 3.42 Componentes da torre.

3.3.1 Núcleo da Torre

A altura da torre foi determinada a partir das características da turbina de referência DTU [38] e garantindo uma determinada altura entre o eixo da nacelle e o nível de água (SWL) e massa (tabela 3.5).

Tabela 3.5 Características da torre.

	Escala Real	Escala 1:70
Altura Eixo-SWL (m)	119,0	1,7
Massa (kg)	628 442	1,83

Sabendo que a altura entre o topo da torre e a linha de ação da nacelle são 79 mm e a altura SWL ao pino superior da base da torre são 190 mm [14], desenvolveu-se um núcleo com a geometria apresentada no desenho em apêndice A.7. Considerando que o núcleo é feito em aço AISI 316L, utilizou-se um diâmetro de 14 mm, correspondendo a uma massa de 1,84 kg.

Em seguida, foram realizadas simulações no núcleo da torre, nomeadamente ao nível dos modos de vibração e da deformação máxima. Na simulação de frequência natural consideraram-se restrições de translação no furo para os pinos. Como apresentada na figura 3.43, existe uma força remota horizontal aplicada na face superior do varão de 20 N aplicada

a 79 mm desta face, relacionada com a força do MI, e uma força vertical do peso da nacelle (W_{RNA}) de 1,965 kgf descentrada do eixo vertical por 8,71 mm.

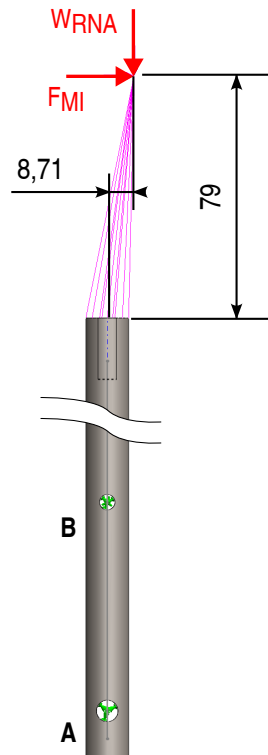


Figura 3.43 Diagrama de Corpo livre do núcleo da torre.

Pretendeu-se que a torre tivesse uma frequência natural superior ao previsto no modelo, de modo a eliminar influências da ressonância do objetivo em estudo. Segundo [14], a frequência no modelo real não deve ser inferior a 0,3711 Hz. Utilizando a tabela 2.1 obtém-se a frequência mínima:

$$f_M = f_R \sqrt{\lambda} = 0,3711 \sqrt{70} = 3,104 \text{ Hz} \quad (3.5)$$

Da simulação de frequência, obtiveram-se os modos de vibração apresentados na tabela 3.6.

Tabela 3.6 Simulação de frequência da torre.

Modo	Frequência (Hz)
1	4,75
2	4,91
3	29,80
4	30,74
5	83,50

Como se pode observar, a frequência de vibração mínima (modo 1) é superior ao pretendido.

Validação com o modelo analítico

A modelação da vibração deste núcleo foi feita recorrendo à equação diferencial 3.6 [46, 47], em que ρ e E são respetivamente a massa volúmica e o módulo de elasticidade do material, A e I_A são respetivamente a área e o segundo momento de área da secção.

$$\rho A \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x, t) + EI_A \frac{\partial^4 w}{\partial x^4}(x, t) = f(x, t) \quad (3.6)$$

Considerando que o núcleo pode ser dividido em dois troços, a equação diferencial tem a seguinte solução, em que $\beta = \sqrt[4]{\omega^2 \frac{\rho A}{E \cdot I_A}}$:

$$w_1(x, t) = [A_1 \cos(\beta x) + B_1 \sin(\beta x) + C_1 \cosh(\beta x) + D_1 \sinh(\beta x)] e^{i\omega t} \quad (3.7)$$

$$w_2(x, t) = [A_2 \cos(\beta x) + B_2 \sin(\beta x) + C_2 \cosh(\beta x) + D_2 \sinh(\beta x)] e^{i\omega t} \quad (3.8)$$

Uma vez que existem 8 incógnitas, são necessárias 8 equações (equações 3.9 a 3.16) para ter um sistema possível e determinado.

No ponto A, considerou-se um apoio simples tal que a deformada e o momento flector são nulos:

$$w_1(0, t) = 0 \quad (3.9)$$

$$\frac{d^2 w_1}{dx^2}(0, t) = 0 \quad (3.10)$$

No ponto B, foram consideradas as equações de continuidade para a deformada e para a primeira derivada. Considerou-se também um apoio simples tal que a deformada é nula e o momento flector é contínuo entre os dois segmentos:

$$w_1(L_{AB}, t) = w_2(L_{AB}, t) \quad (3.11)$$

$$w_1(L_{AB}, t) = 0 \quad (3.12)$$

$$\frac{\partial w_1}{\partial x}(L_{AB}, t) = \frac{\partial w_2}{\partial x}(L_{AB}, t) \quad (3.13)$$

$$EI_A \frac{\partial^2 w_1}{\partial x^2}(L_{AB}, t) = EI_A \frac{\partial^2 w_2}{\partial x^2}(L_{AB}, t) \quad (3.14)$$

No ponto C, onde é aplicada a força, foi considerado momento flector nulo e o esforço transversal igual ao da força:

$$\frac{\partial^2 w_2}{\partial x^2}(L_{AC}, t) = 0 \quad (3.15)$$

$$EI_A \frac{\partial^3 w_2}{\partial x^3}(L_{AC}, t) = F e^{i\omega t} \quad (3.16)$$

Uma vez determinada a solução, determinou-se a receptância do sistema no ponto de aplicação da força:

$$\alpha(L_{AC}, \omega) = \frac{w_2(L_{AC}, t)}{F e^{i\omega t}} \quad (3.17)$$

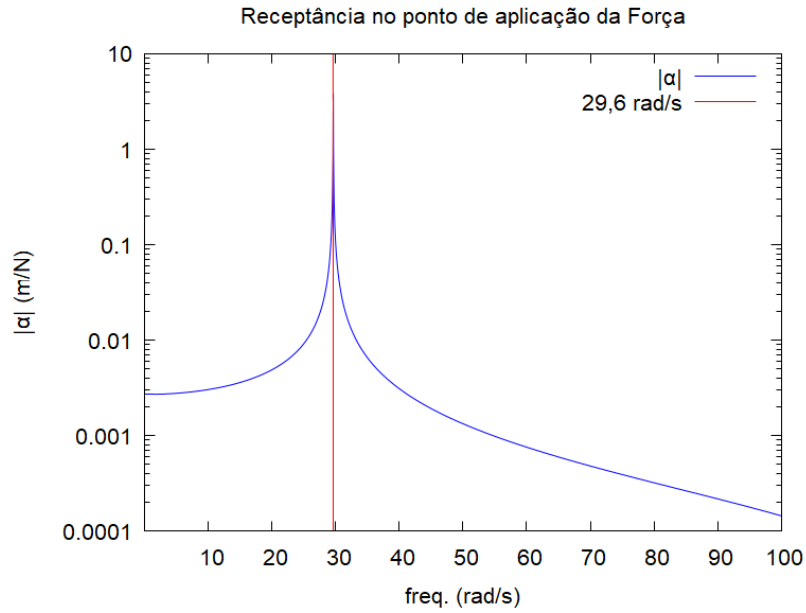


Figura 3.44 Receptância no ponto de aplicação da força.

Uma vez que se trata de um sistema não amortecido, a curva representada na figura 3.44 apresenta uma assintota na frequência de 29,6 rad/s (4,71 Hz). Trata-se de um erro de 0,8 % face ao determinado numericamente, representando assim uma boa aproximação.

Quanto às deformações e esforços máximos, utilizando a metodologia previamente descrita, obtiveram-se os resultados da simulação apresentados na figura 3.45.

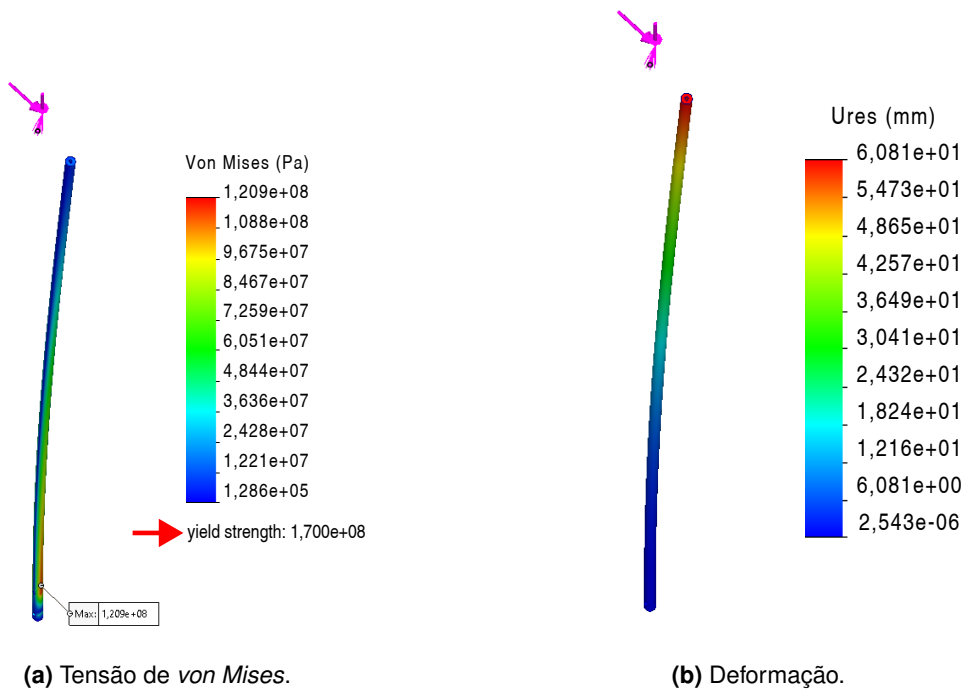


Figura 3.45 Simulação estática da Torre.

Como se observa gráfico de tensão de *von Mises* (Figura 3.45a), a tensão máxima é inferior à tensão de cedência do material, resultando um fator de segurança de 1,42.

Quanto à deformação, observa-se um valor máximo de 60,8 mm na extremidade superior do núcleo da torre, resultando numa colisão com a coluna exterior da torre, pois o seu raio interior é de 39 mm.

Assumindo uma relação linear entre a força do MI e a deformação máxima e, uma vez que a deformação não deve ser superior à diferença entre o diâmetro da coluna exterior (78 mm) e do núcleo (14 mm) (32 mm), tem-se o valor máximo da força do ventilador de 10,52 N. Realizando a simulação para uma força de impulso de 10 N, uma vez que o peso da nacelle influencia a deformação da torre, obteve-se uma deformação máxima de 30,8 mm.

Segundo [38], a força máxima do MI para a escala do modelo é de 4,4 N. Assim, é possível limitar a força do MI a 10 N sem comprometer os ensaios do modelo, garantindo que não existe colisão com a torre.

3.3.2 Coluna exterior

A coluna exterior tem uma geometria cilíndrica e permite a passagem de cabos desde a base da torre até à nacelle sem interagir com o núcleo da torre. Vários processos de fabrico e materiais foram ponderados para a conceção deste componente. No entanto, processos convencionais estão restritos quanto às dimensões (comprimento e espessura) tanto pelas tolerâncias dimensionais ou como geométricas (cilindricidade).

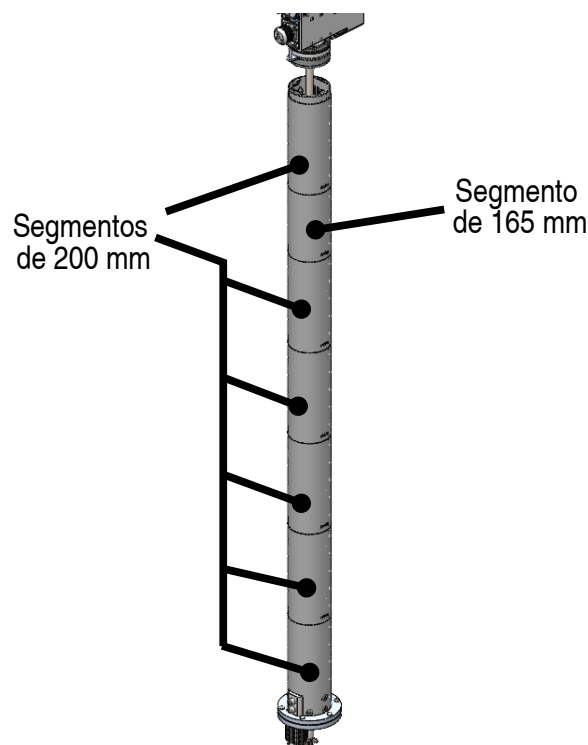


Figura 3.46 Altura dos segmentos da coluna exterior.

Assim, esta coluna foi feita pelo processo de construção aditiva ou impressão 3D - FDM. Esta coluna tem uma altura de 1365 mm. Contudo, o equipamento utilizado está limitado à produção de peças com uma altura máxima de 250 mm. Assim, a coluna é construída com feitos seis segmentos de 200 mm de altura cada e um com a restante altura. O segmento de 165 mm de altura (Figura 3.46) pode ser removido caso se verifique uma colisão entre o núcleo

e a coluna exterior da torre durante os ensaios.

Cada segmento tem um diâmetro interior de 78 mm e uma espessura de 2,6 mm. A sua forma interior é caracterizada por um padrão regular de losangos, para permitir uma redução no peso da coluna. Esta forma permitiu a construção do segmento sem necessidade de recorrer a material de suporte durante a deposição de material, e tem um ângulo de 60° com o plano horizontal, como apresentado na figura 3.47.

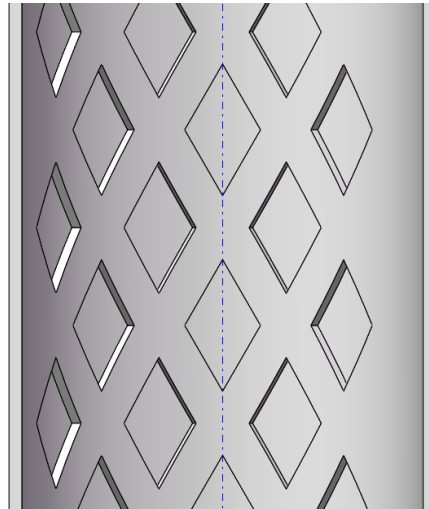
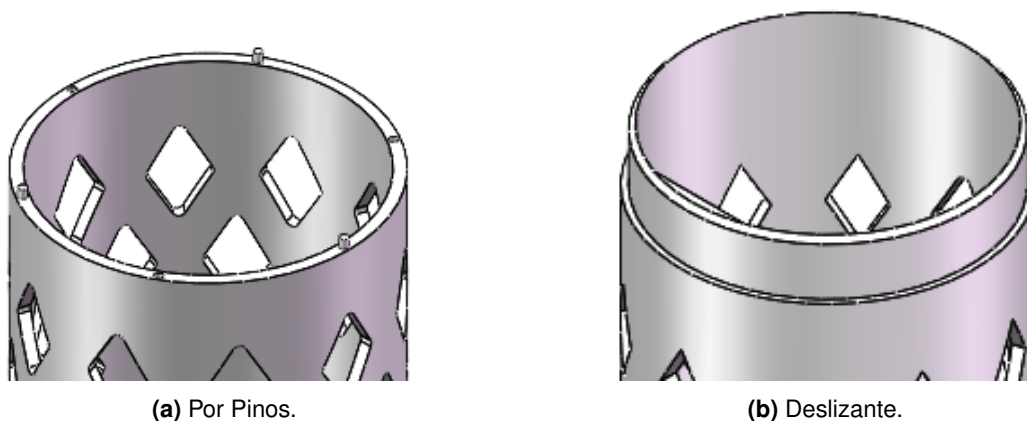


Figura 3.47 Redução de massa na torre.

Relativamente à ligação entre segmentos, foram estudadas duas soluções, representadas na figura 3.52. A solução apresentada na figura 3.48a utiliza um conjunto de furos e pinos alternados em ambas as extremidades e a solução na figura 3.48b tem uma ligação do tipo deslizante, entre segmentos.



(a) Por Pinos.

(b) Deslizante.

Figura 3.48 Ligação de Segmentos da torre.

Após ponderação das características de cada solução, foi utilizada a ligação por encaixe, para oferecer maior resistência mecânica ao corte, com as dimensões representadas na figura 3.49. A espessura de 1,2 mm corresponde a um múltiplo inteiro do diâmetro do injetor FDM (0,4 mm) com uma folga de 0,2 mm.

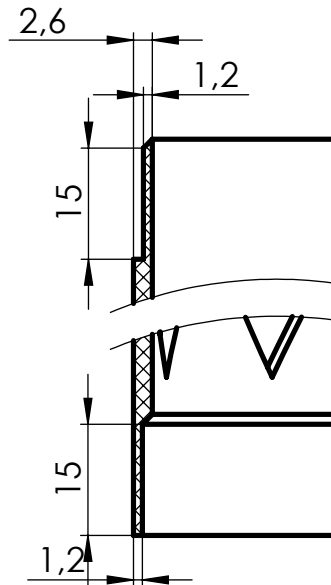


Figura 3.49 Geometria da ligação deslizante.

Ainda para garantir a união entre cada segmento e restringir a sua rotação relativa, foi utilizada uma abordagem de *snap-fit* (patilha-encaixe), como se apresenta na 3.50. A patilha tem forma retangular e um perfil com alteração de espessura e material para diminuir a constante de elasticidade e assim reduzir a força necessária de encaixe. O encaixe tem dimensões superiores à patilha para reduzir interferências no mecanismo *snap-fit*.

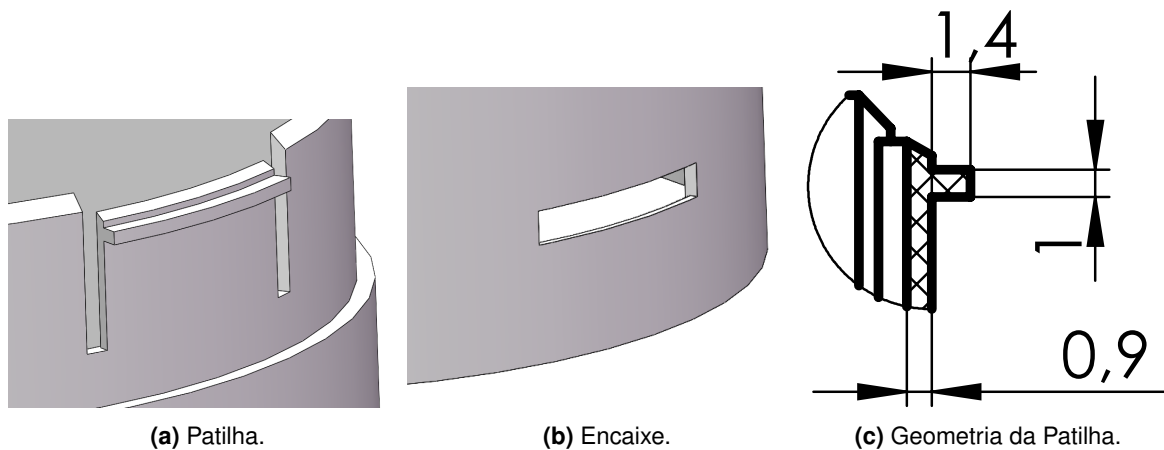
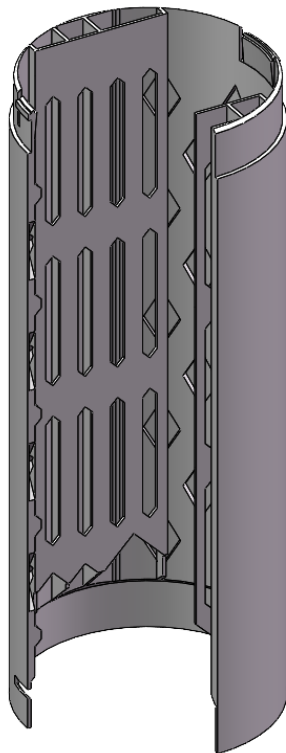
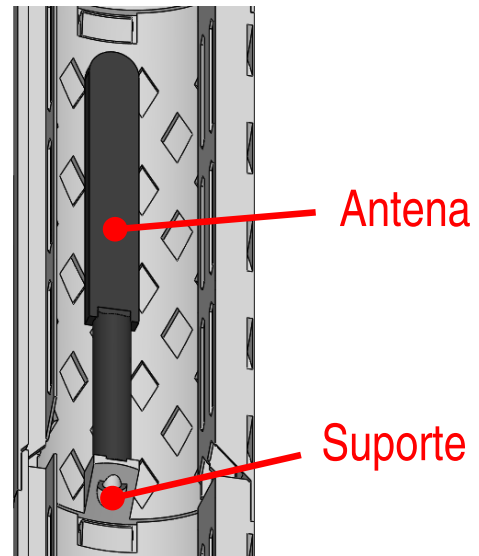


Figura 3.50 Geometria para sistema de encaixe.

Assim, o resultado destas melhorias apresenta-se na figura 3.51a, incluindo o caminho de cabos e pontos de fixação de antenas de telecomunicações.



(a) Segmento básico.



(b) Suporte para Antenas de telecomunicações.

Figura 3.51 Diferentes configurações de segmentos.

Foram também consideradas modificações no primeiro (Figura 3.52) e último (Figura 3.53) segmentos, para ligação à flange superior da base da torre e transporte da mesma, respetivamente. São colocadas duas tampas no último segmento para evitar a colisão entre o núcleo e a coluna exterior da torre, durante o transporte do modelo experimental para o tanque de ondas, uma vez que a torre é transportada separadamente numa posição horizontal.

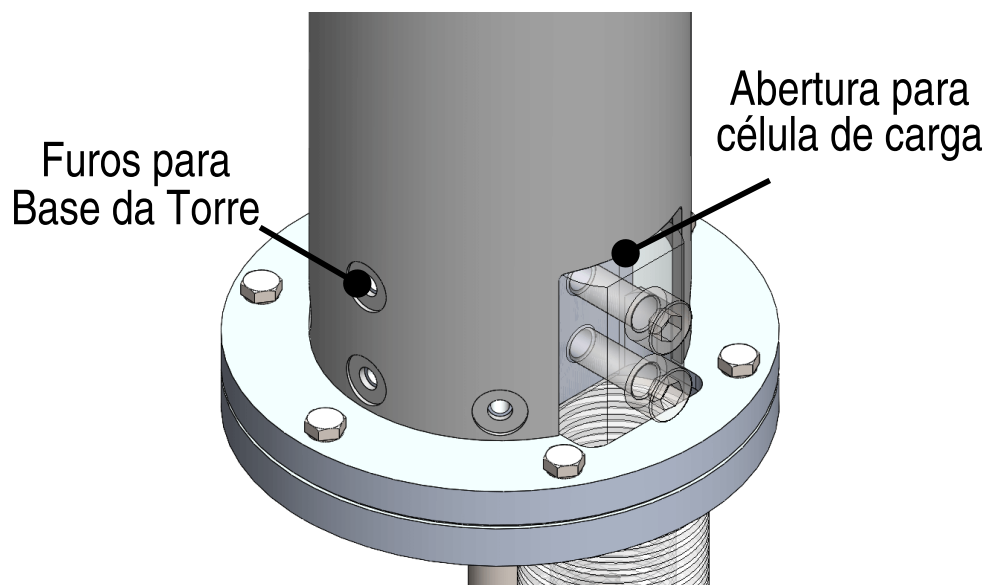


Figura 3.52 Primeiro segmento.

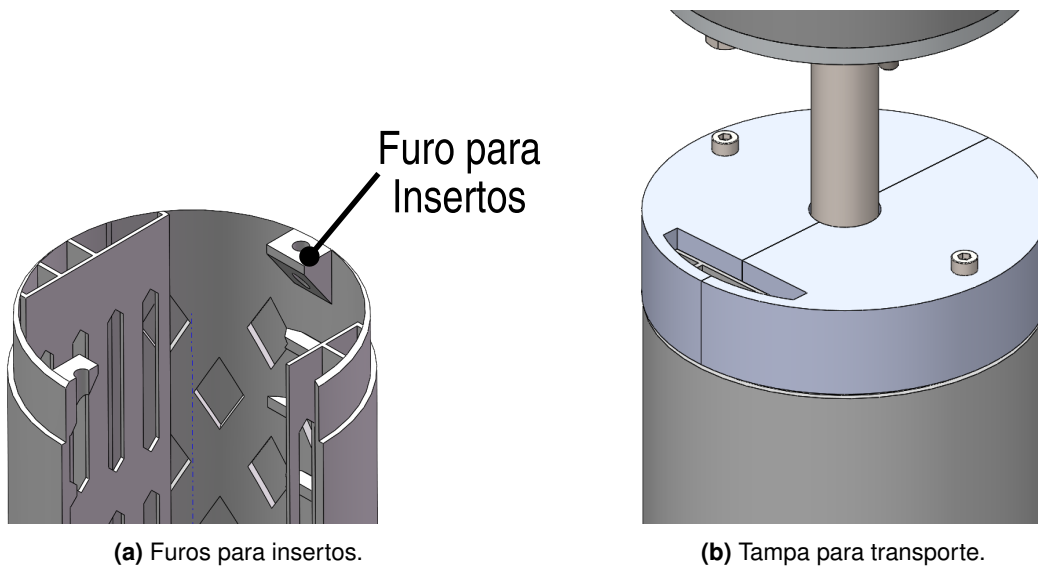


Figura 3.53 Último segmento.

Em seguida, realizaram-se simulações para o mecanismo *snap-fit*. Para tal considerou-se um encastramento na face inferior do segmento e um deslocamento na patilha de 1,2 mm, porque é necessário um deslocamento igual ou superior à espessura do encaixe deslizante. Para além disso, foram considerados refinamentos de malha nas zonas onde se preveem maior concentração de tensões.

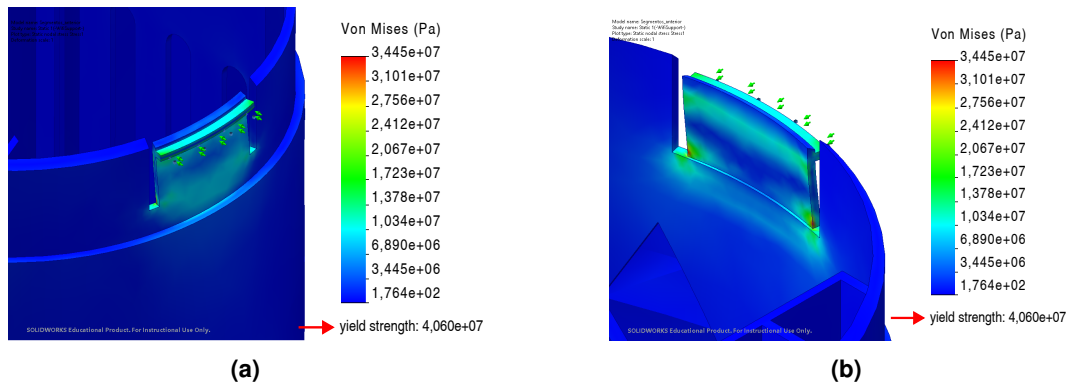


Figura 3.54 Simulação da patilha, Tensão de *von Mises*.

Como se observa na figura 3.54, existem algumas regiões onde as tensões são mais elevadas, nomeadamente em zonas onde existem variações de espessura. Em particular, existem pontos na extremidade da patilha com a tensão máxima de 34,5 MPa. Sendo, que estes valores estavam perto da tensão de cedência [40] e uma vez que não era possível garantir as características mecânicas nos valores expectáveis durante a impressão, decidiu-se realizar um ensaio com peças reais.

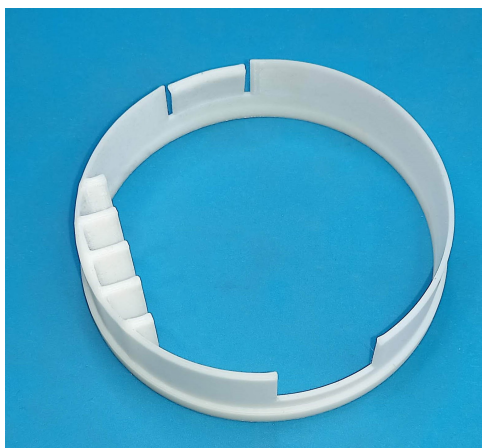


Figura 3.55 Ensaio do mecanismo *snap-fit*.

Como se pode ver na figura 3.55, o protótipo do mecanismo *snap-fit* falhou após algumas tentativas. As falhas ocorreram onde estavam previstas as concentrações de tensões, devidas a possíveis alterações brusca de espessura e deslocamento de encaixe excessivo. Deste modo, foram realizadas alterações, transformando arestas com ângulos retos em arestas arredondadas e diminuindo a espessura da patilha de 1,4 mm para 0,9 mm.

A melhoria foi também realizada ao nível ergonómico. Para tal aumentou-se a altura da patilha (Figura 3.56), ou seja, a área de contacto, diminuindo a pressão de contacto. Esta alteração tem influência a nível mecânico, já que a maior área permite uma melhor distribuição de tensões.

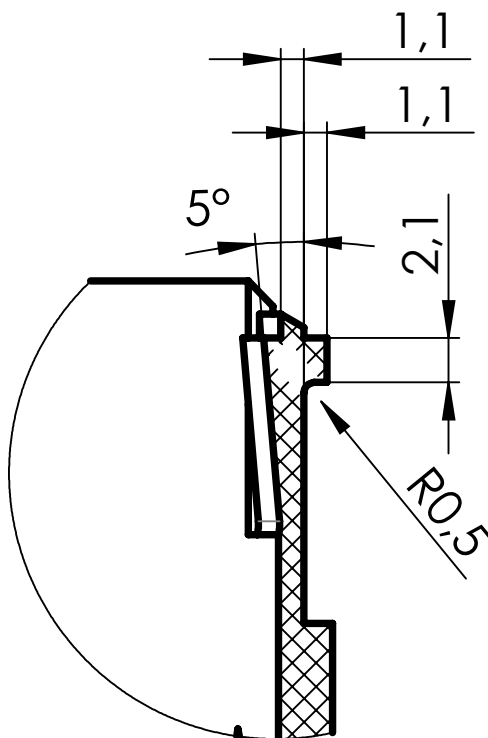
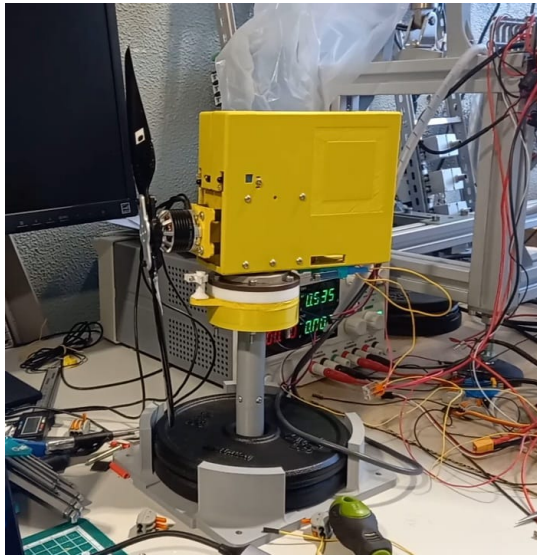


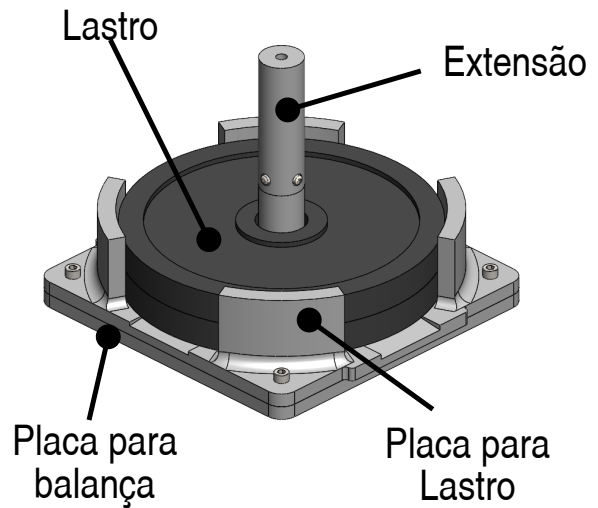
Figura 3.56 Desenho final da Patilha.

3.4 Estrutura de Testes da nacelle

Após o projeto e montagem da nacelle, foram feitos alguns ensaios ao conjunto de modo a verificar o funcionamento dos sistemas, antes da sua montagem na torre. Assim, a nacelle foi montada em cima de uma estrutura de testes em bancada (Figura 3.57).



(a) Montagem da estrutura.



(b) Identificação das peças.

Figura 3.57 Estrutura de testes da Nacelle.

Esta estrutura resulta de um desenvolvimento iniciado no desenho apresentado na figura 3.58 e foi construída em PLA. A nacelle é fixada à estrutura através de um parafuso, enroscado num inserto colocado no pilar central, enquanto as paredes laterais e a placa da base seguram o lastro. O lastro é utilizado para evitar o deslizamento da estrutura ao longo da mesa, devido ao impulso gerado pelo atuador. A base contém pinos para ser colocada em equipamento para medição e ajuste do centro de gravidade da nacelle [48], como se apresenta na figura 3.59.

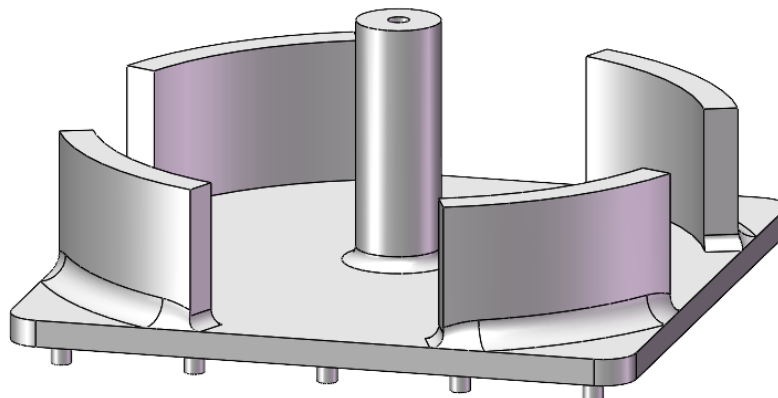
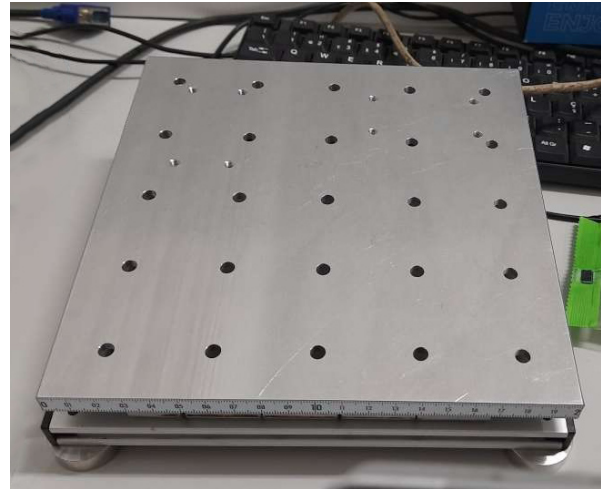


Figura 3.58 Estrutura de testes da nacelle (1.^a abordagem).



(a) Estrutura de testes da nacelle (Adaptado de [48]).



(b) Prato com padrão de furos.

Figura 3.59 Balança para medição do centro de massa.

Como o primeiro desenho envolvia a utilização de material de suporte para a sua construção em FDM, decidiu-se dividir a base em duas partes que depois foram montadas, como se mostra nas Figuras 3.57b e 3.59a. Nas mesmas figuras, verifica-se também uma extensão do pilar central para garantir uma distância de segurança entre a estrutura e as pás da hélice.

3.5 Estrutura de Testes da Torre

O simulador da turbina (nacelle, torre e base da torre) é montado em cima da estrutura de testes a seco, como apresentado na figura 3.60. A estrutura consiste numa placa superior, suportada e estabilizada por três perfis de alumínio. A ligação entre ambas as peças é realizada por articulações, para recolher a estrutura para uma posição mais compacta quando não for utilizada. Os perfis, por sua vez, estão conectados ao reforço inferior através de um conjunto de acessórios. A estrutura está assente em três pés niveladores, para nivelamento da placa superior.

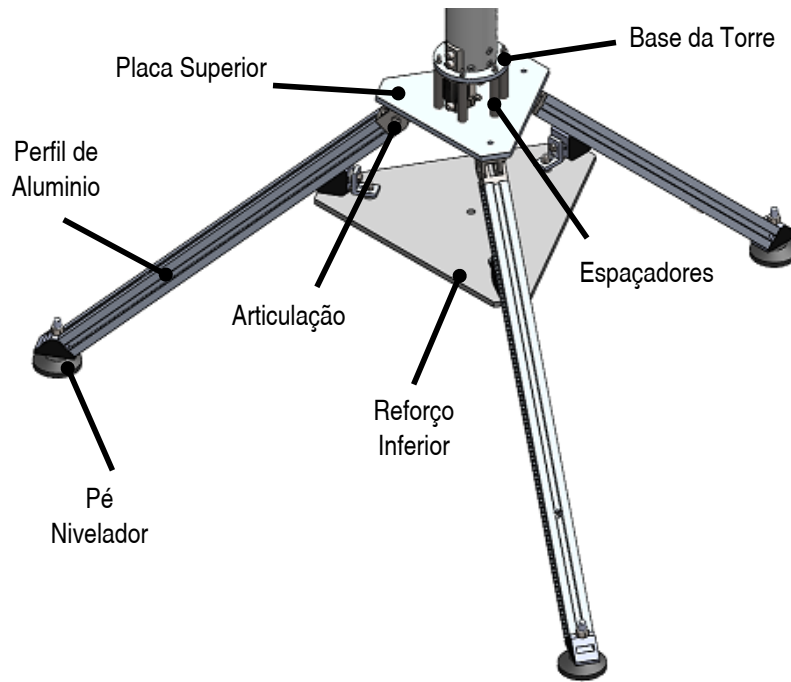


Figura 3.60 Estrutura de Testes (Versão Inicial).

3.5.1 Placa Superior

O simulador é montado em cima da placa superior da estrutura, através da sua base, seis espaçadores e varões roscados, tal como apresentado na figura 3.61.

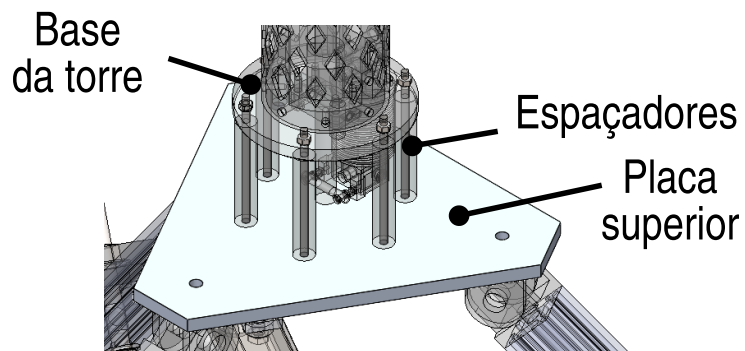


Figura 3.61 Placa Superior.

Realizou-se um estudo estático da placa para validar as suas dimensões. Assim, foi considerado que verticalmente, os furos da placa estão sujeitos ao peso da torre, base da torre e da nacelle (Tabela 3.7). Quanto à força horizontal, foi colocada uma força remota de magnitude de 20 N (Força máxima do MI) a uma distância de 1,6 m da face superior da placa (distância entre a sua face e o eixo da hélice). Quanto ao material, foi utilizada a liga de alumínio 7075 com as propriedades anteriormente indicadas na tabela 3.3.

Tabela 3.7 Força vertical na Placa superior da estrutura de testes.

Conjunto	Massa (kg)
Nacelle	1,97
Núcleo da torre	1,83
Coluna exterior em PLA	1,15
Base da torre	1,33
Total	6,28 (61,5 N)

Os resultados da simulação numérica apresentam-se na figura 3.62. Como se pode verificar as tensões de *von Mises* e respetivas deformações estão dentro dos limites admissíveis.

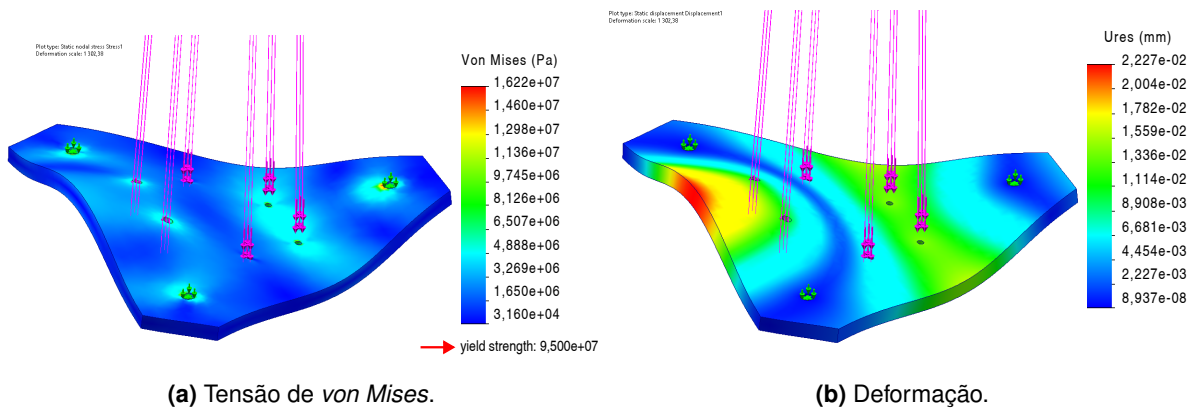


Figura 3.62 Simulação estática da placa superior.

Em seguida, determinaram-se as forças que atuam nos furos da placa (figura 3.63).

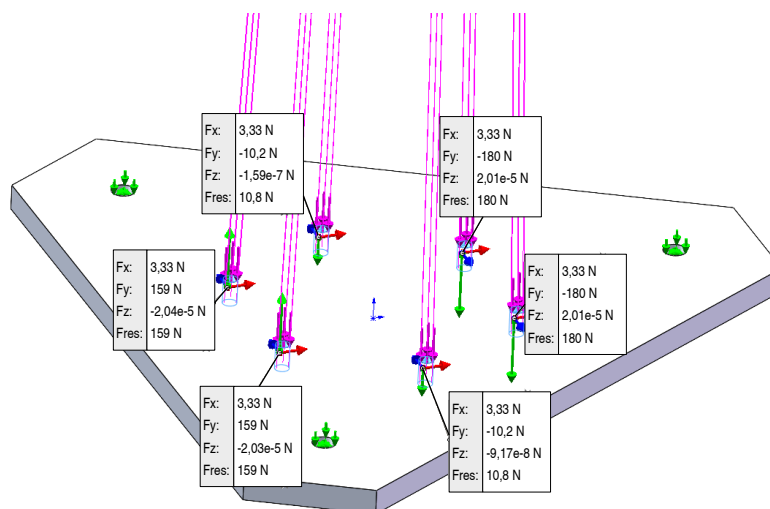


Figura 3.63 Força nos Furos da Placa.

Contudo, depois de consultada a equipa do NOF, decidiu-se por uma abordagem mais económica que consistia numa forma da placa quadrada, mais fácil de construir, ou seja, com

processo de fabrico mais económico (Figura 3.64).

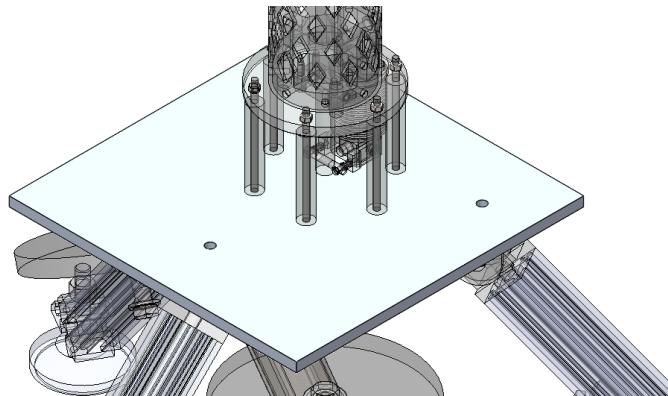
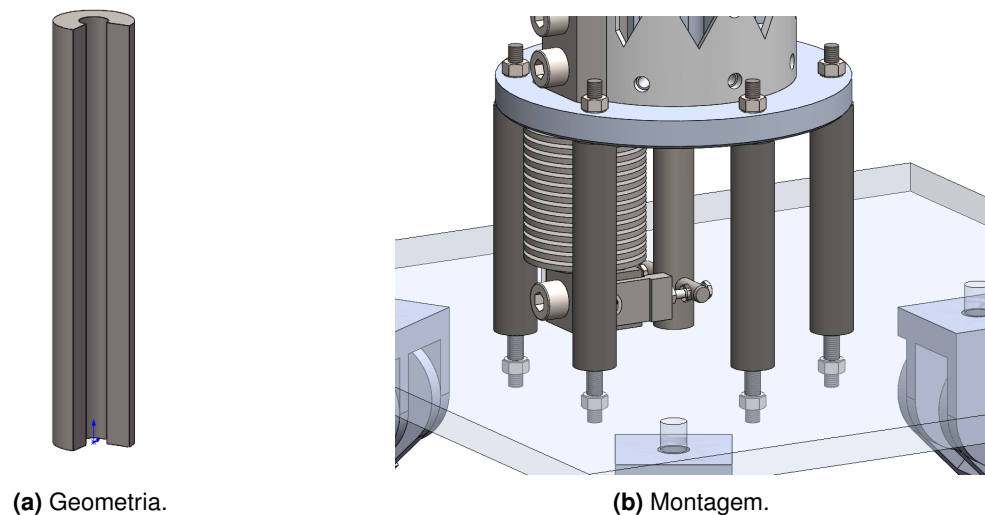


Figura 3.64 Forma Quadrada da placa superior.

3.5.2 Espaçadores

A ligação entre a placa superior e a base da torre fez-se através da sua flange superior, uma vez que a sua flange inferior será soldada na coluna central da plataforma. A utilização dos espaçadores permite a instalação da célula de carga e do sistema de tirantes sem interferência com a placa superior da estrutura. Os espaçadores foram construídos em PLA por FDM e possuem um furo ao centro (Figura 3.65a). Os varões roscados atravessam estes furos e são apertados por duas porcas em cada extremidade (Figura 3.65b).



(a) Geometria.

(b) Montagem.

Figura 3.65 Espaçadores.

Em seguida, realizaram-se simulações estáticas deste componente à compressão, utilizando como força máxima a obtida na figura 3.63 (180 N) e as propriedades do PLA (Tabela 3.3), obtendo-se resultados apresentados na figura 3.66.

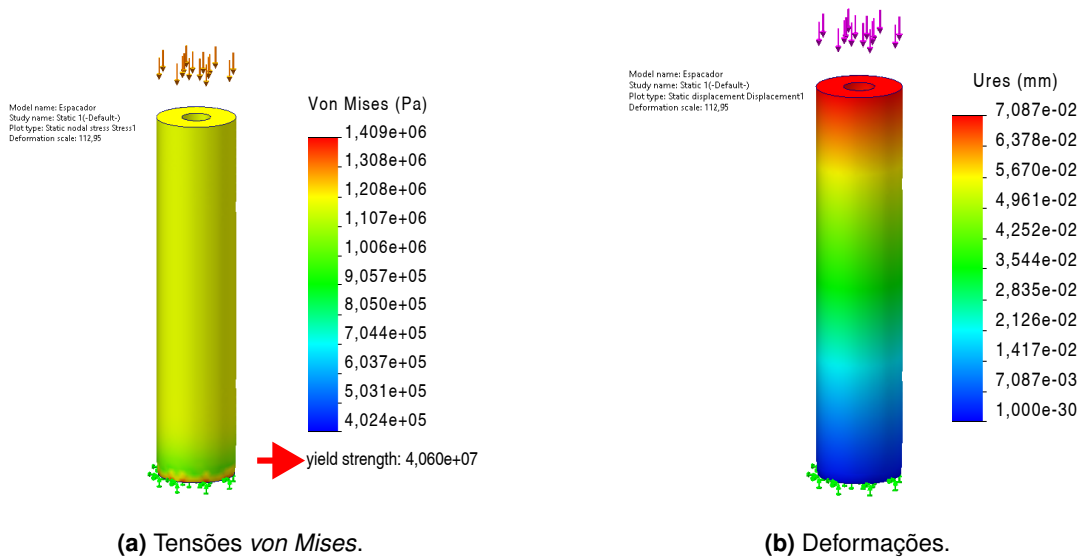


Figura 3.66 Simulação dos espaçadores.

Como se pode verificar na mesma figura, as tensões de *von Mises* estão dentro do limite de elasticidade do material e as deformações máximas ocorrem dentro de uma distância segura entre a célula de carga e a placa superior da estrutura. Entretanto, foi realizada outra simulação de estabilidade dos espaçadores, cujos resultados são apresentados na Figura 3.67. O fator de segurança indicado na figura é de 6,8, significando um baixo risco de instabilidade do espaçador.

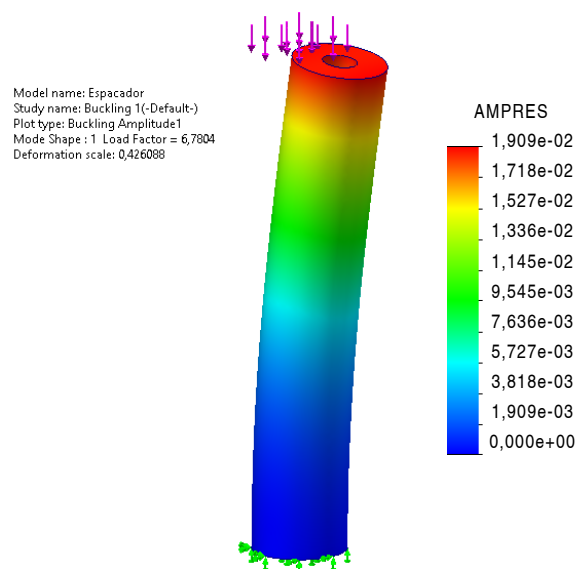


Figura 3.67 Simulação de estabilidade do espaçador.

3.5.3 Reforço Inferior

Para impedir a tendência da estrutura colapsar, foi adicionada uma peça com a geometria apresentada na figura 3.68. Esta peça é construída em alumínio 7075 e é conectada aos perfis

da estrutura, por um conjunto de acessórios. A colocação de peso ao centro (lastro) aumenta a estabilidade da estrutura.

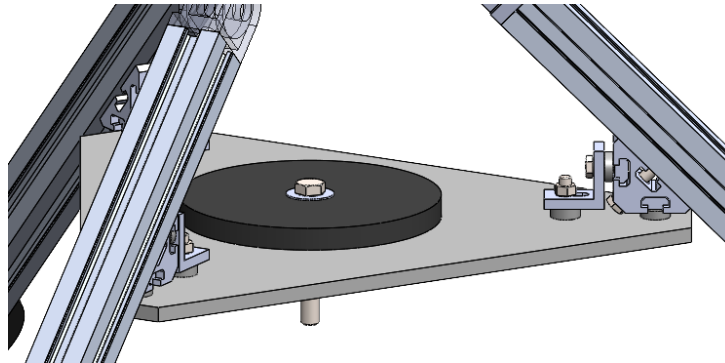


Figura 3.68 Geometria inicial do reforço inferior.

Realizaram-se simulações estáticas nesta placa para determinar as deformações e esforços máximos, considerando apenas os esforços devido aos pesos colocados na peça e assumindo uma força central com um peso equivalente a 4 kgf.

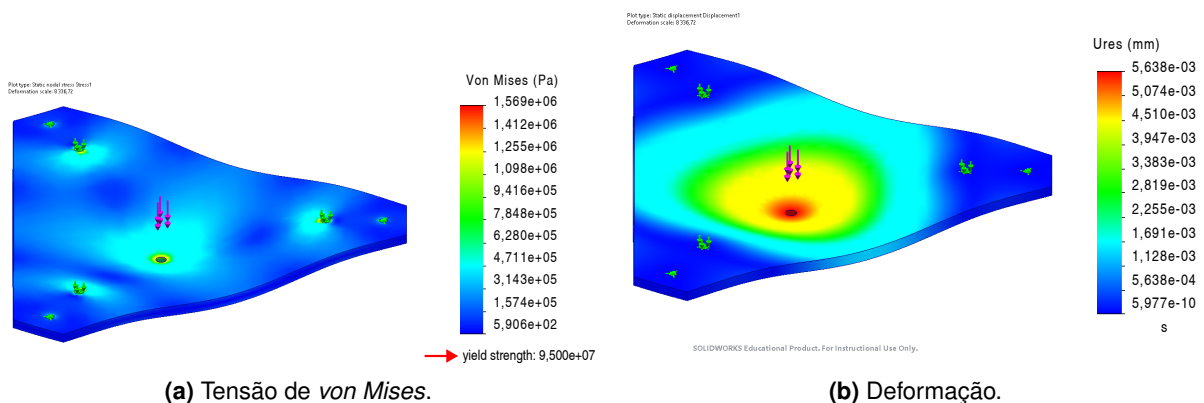
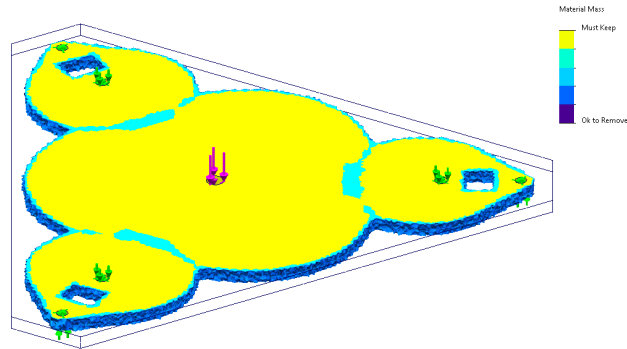


Figura 3.69 Simulação estática da geometria inicial.

Como se pode observar na figura 3.69, os esforços e deformações estão bastante abaixo dos limites admissíveis, possibilitando o eventual aumento dos esforços ou otimização da geometria da peça. Contudo, pelas suas dimensões e geometria, os processos para o fabrico da peça eram intensivos em recursos relativamente à função que esta peça desempenha. Assim, realizaram-se estudos de topologia para otimizar a sua geometria.

Considerando o mesmo carregamento da simulação estática, definiu-se como objetivo a melhor proporção rigidez-peso, restringindo a redução de massa a 30 % e as tensões máximas de *von Mises* a 80 % da tensão de cedência do material. Os resultados são apresentados na figura 3.70.

Model name: Placa Inferior
 Study name: Topology Study 1(Default)
 Plot type: Material Mass
 Calculated Element Mass: 2.420776g



SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.

Figura 3.70 Estudo de topologia para o reforço inferior.

Como se observa na mesma figura, o material localizado entre o centro e os furos de fixação deve-se manter, enquanto material mais distante do centro pode ser removido. Desta forma, foram consideradas geometrias alternativas, apresentadas na figura 3.71.

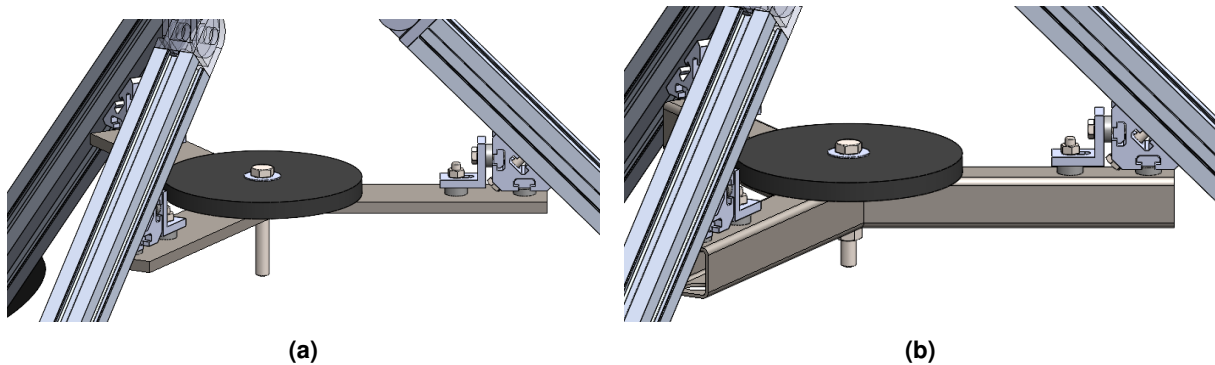
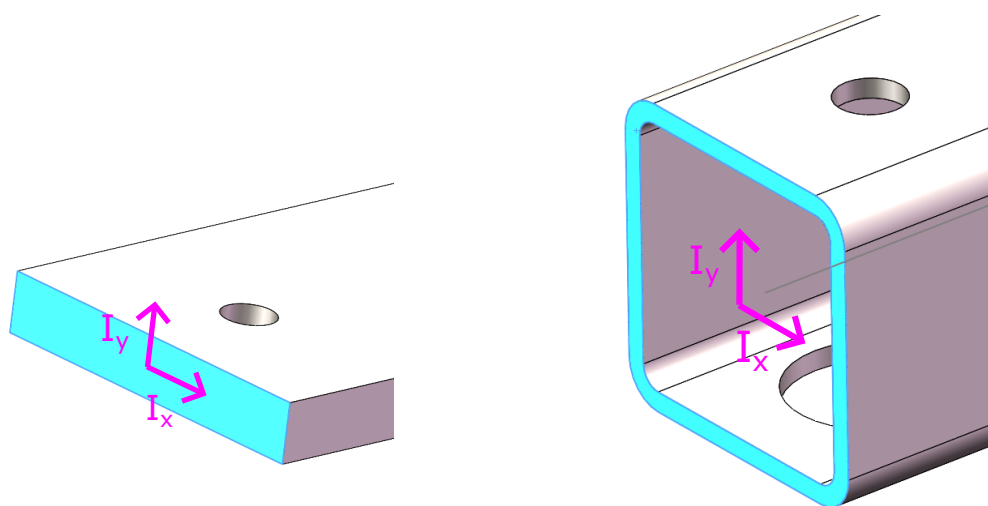


Figura 3.71 Nova geometria do reforço inferior.

Na figura 3.71a mostra-se uma primeira solução, em que se mantém a espessura de 10 mm em 3 placas de 60 mm de largura que se unem ao centro, por via de processos de soldadura. Na segunda solução (figura 3.71b), utilizam-se três perfis de secção quadrada, com 40 mm de lado, em que também são unidos ao centro por via de processos de soldadura. Esta solução era a mais interessante, pois o material, mais afastado da linha neutra, resiste melhor aos esforços de flexão. Por outras palavras, tem um segundo momento de área superior, segundo o eixo vertical, como indicado na tabela 3.8 e referenciais apresentados na figura 3.72.

Tabela 3.8 Segundo momento de área.

	3.72a	3.72b
$I_x(\text{mm}^4)$	5000	84 500
$I_y(\text{mm}^4)$	180 000	84 500

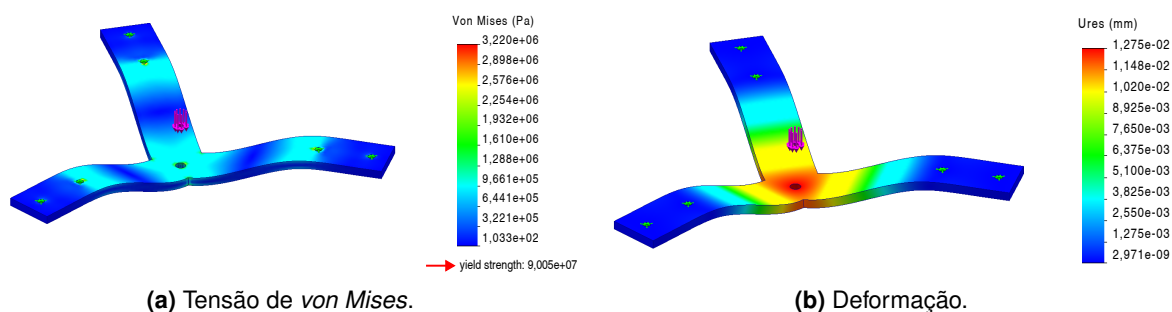


(a) Placa 60×10 .

(b) Perfil quadrado $40 \times 40 \times 2.6$.

Figura 3.72 Referenciais do segundo momento de área.

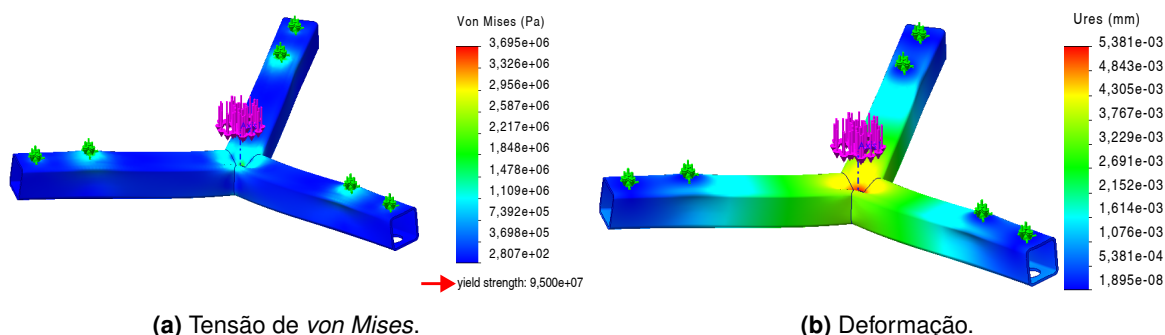
Em seguida, aplicou-se o mesmo carregamento nas duas soluções, com as tensões e deformações simuladas e representadas nas figuras 3.73 e 3.74.



(a) Tensão de *von Mises*.

(b) Deformação.

Figura 3.73 Simulação estática da primeira solução do reforço inferior.



(a) Tensão de *von Mises*.

(b) Deformação.

Figura 3.74 Simulação estática da segunda solução do reforço inferior.

Como é possível analisar, para as mesmas condições de carregamento e para o mesmo material, a solução que envolve uma configuração com um perfil quadrado possui uma melhor resistência e rigidez mecânica face aos esforços, conforme previsto anteriormente, permitindo assim suportar condições adversas não previstas nestas simulações. Comparando com a

geometria inicial, esta solução permite ainda uma redução de peso, tornando-se numa solução mais eficiente, como se verifica na tabela 3.9.

Tabela 3.9 Resumo das simulações do reforço inferior.

	m (kg)	σ_{VM} (MPa)	δ_{max} (μm)
Original	3271	1,57	5,6
Primeira Alternativa	1206	3,22	12,8
Segunda Alternativa	737	3,7	5,4

Ao nível de construção, esta configuração não exige um processo de corte tão extenso, ainda que o processo de soldadura envolva um cordão de maior dimensão. Face a estas observações, foi esta a solução a utilizar para o reforço interior.

3.5.4 Simulação do Conjunto

O desenho final da estrutura de testes é apresentado na figura 3.75, após simulação numérica para validação.

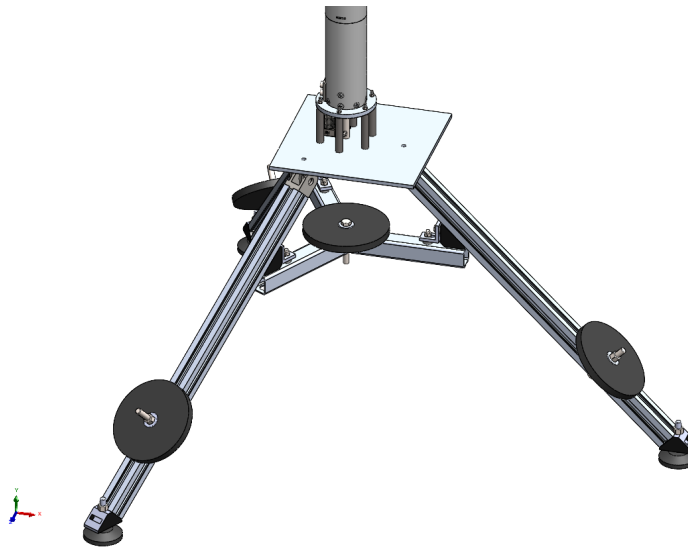


Figura 3.75 Estrutura de testes (versão final).

A simulação foi realizada depois de simplificado o desenho para reduzir recursos computacionais (Figura 3.76). Para tal, foram removidas peças menos importantes para a simulação enquanto se integraram outras numa única peça (ex.: articulações). As peças integradas consideraram-se idealmente rígidas.

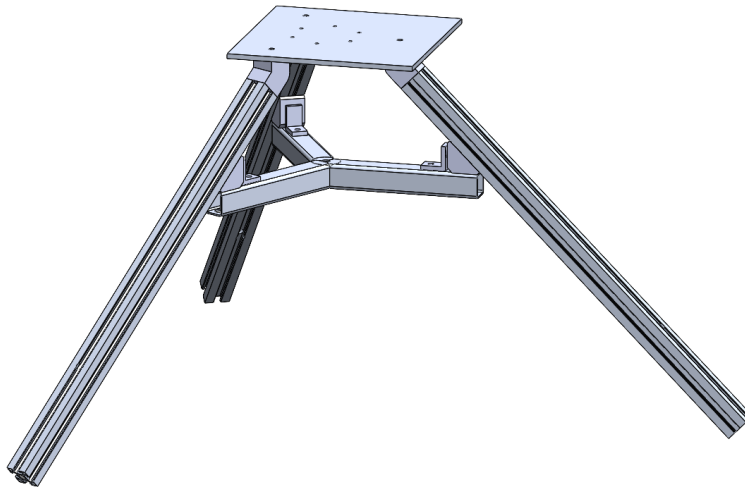


Figura 3.76 Modelo da estrutura de testes simplificado.

Relativamente à definição das reações na estrutura, foram colocadas condições de deslocamento nulo em cada uma das extremidades livres dos perfis. As reações não foram colocadas nos pés niveladores, por se considerarem rígidos. Quanto às forças aplicadas, foram consideradas: a força desenvolvida pelo MI, o peso da nacelle e o peso combinado do núcleo e base da torre, como se apresenta na figura 3.77.

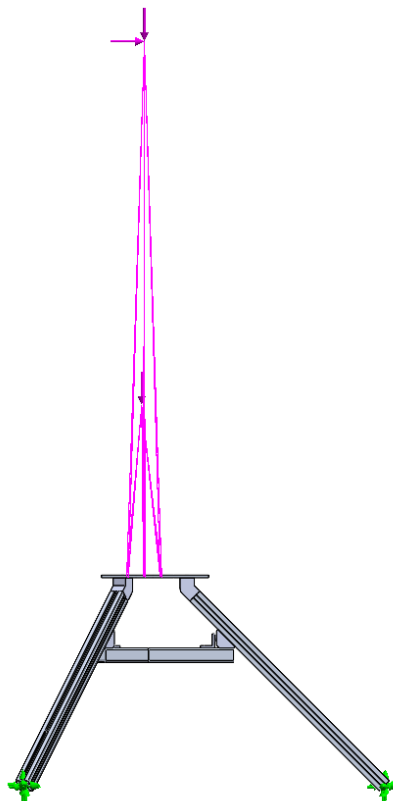


Figura 3.77 Condições de fronteira da simulação da estrutura de testes.

Os resultados da simulação são apresentados na 3.78.

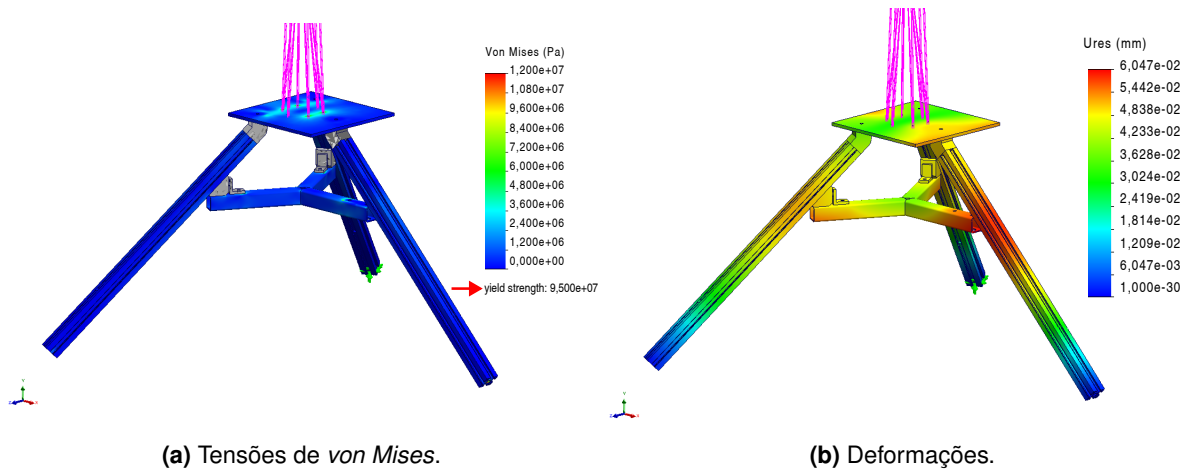


Figura 3.78 Ensaio da estrutura.

Como se pode verificar na figura 3.78, o valor máximo das tensões é bastante inferior ao limite de elasticidade dos materiais utilizados. Quanto às deformações, também são bastante inferiores. Contudo, analisando o equilíbrio de forças representadas na figura 3.79, observa-se que duas forças nos pés niveladores tem uma componente vertical negativa ($F_y = -5,4\text{ N}$ e $F_y = -5,41\text{ N}$) e a terceira uma componente vertical positiva ($F_y = 61,4\text{ N}$). Isto resultaria numa rotação da estrutura, porque na realidade as duas primeiras forças são nulas, não contrariando a terceira.

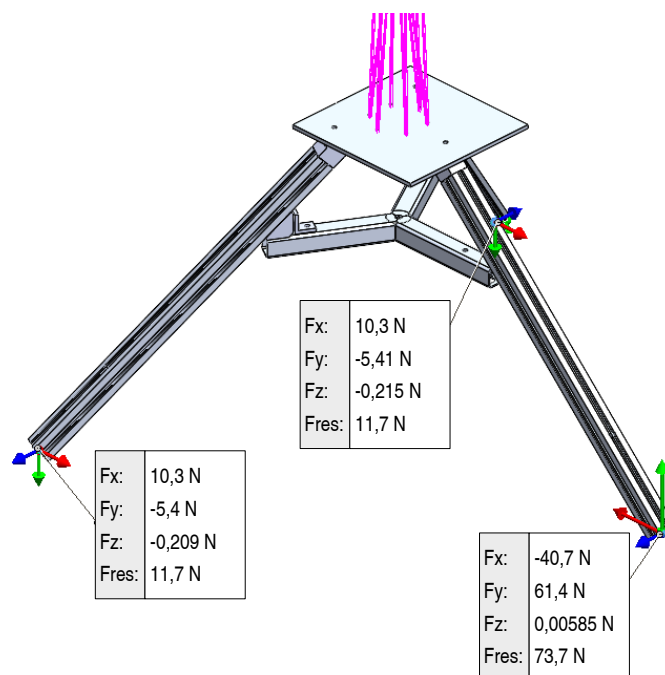


Figura 3.79 Forças de Reação.

Assim, o equilíbrio estático foi obtido através da colocação de forças de 1,5 kgf (discos de ferro) nas posições indicadas na figura 3.80. Como se pode observar, as forças de reação normal têm agora componentes verticais positiva, possibilitando uma configuração mais estável da estrutura.

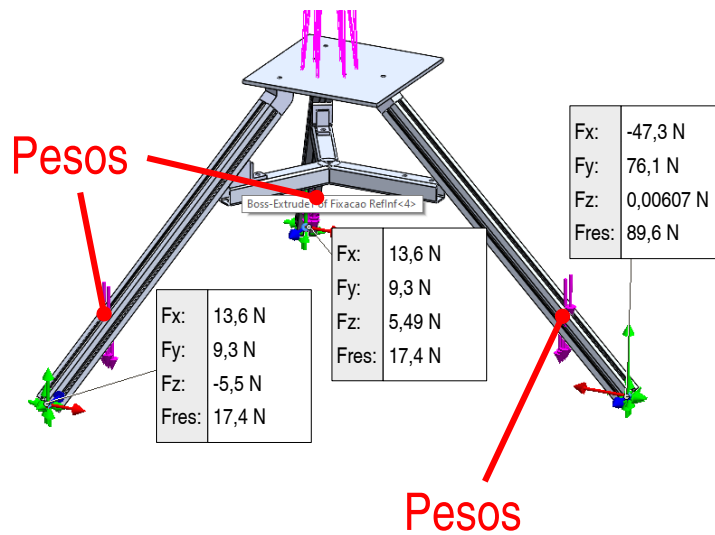


Figura 3.80 Forças de Reação com peso adicional.

O protótipo da estrutura de testes é apresentado na figura 3.81, com calhas técnicas para fixação de instrumentação e organização de cabos, e pesos para sua estabilização, face aos esforços mecânicos transmitidos pelo simulador à estrutura.



Figura 3.81 Protótipo da Estrutura de testes.

Capítulo 4

Instrumentação e Controlo

Neste capítulo apresenta-se a integração e desenvolvimento do *hardware* e *software* dos sistemas do simulador.

O sistema de orientação da nacelle é constituído por um motor elétrico acoplado a uma caixa redutora e um *Encoder*. O sistema de impulso é constituído por um motor acoplado a uma hélice e dois sensores de proximidade. O sistema de medição das forças da base da torre é formado com base na célula de carga.

Estes sistemas são controlados e comunicam com controlador *NI-CompactRIO 9024* (Figura 4.1) e módulos apresentados na tabela 4.1. A sua programação foi realizada em *software Labview*.



Figura 4.1 Controlador NI-CompactRio.

Tabela 4.1 Módulos do Controlador.

Nome	Designação
NI-cRio 9024	Controlador Incorporado
NI-9118	Chassis configurável
NI-9203	Módulo de Entradas Analógicas
NI-9263	Módulo de Saídas Analógicas
NI-9411	Módulo de Entradas Digitais
NI-9505	Módulo para motor CC servo

4.1 Sistema de impulso

4.1.1 Motor de Impulso

O motor de impulso é constituído por um motor de CC sem escovas (*KDE 2814XF-775 KDE DIRECT UAS*) controlado por um controlador de velocidade (*KDE DIRECT XF UAS ESC*). Num primeiro passo, implementou-se o controlo manual do motor de impulso através do hardware e software *Labview* disponíveis.

Numa primeira abordagem, utilizou-se um controlador de velocidade manual (*CCPM Multi-Servo 3CH ESC tester*) para verificação da sequência de arranque e operação a replicar em *software*. O esquema de ligações elétricas entre os componentes é apresentado na figura 4.2.

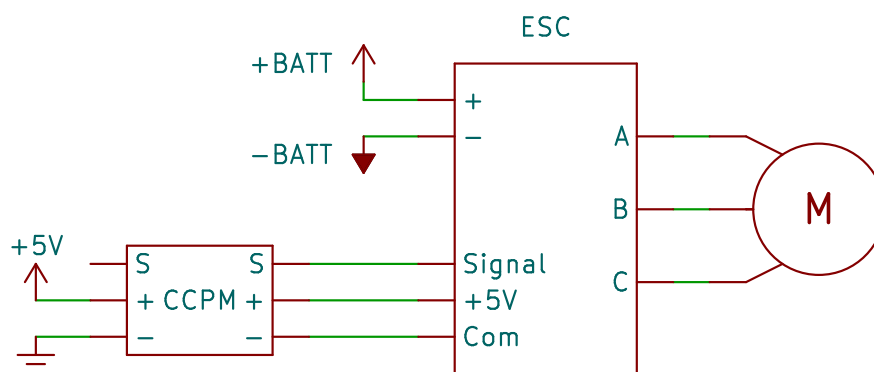


Figura 4.2 Esquema Elétrico com *Tester*.

Depois de se verificar o correto funcionamento do sistema, procedeu-se à substituição do *CCPM* por um sinal proveniente de um módulo instalado no CompactRIO (NI-9472), como apresentado na figura 4.3. Verificou-se que o sinal de comando é do tipo *Pulse Width Modulation* (PWM) com uma duração entre 1 ms a 2 ms e frequência de 50 Hz.

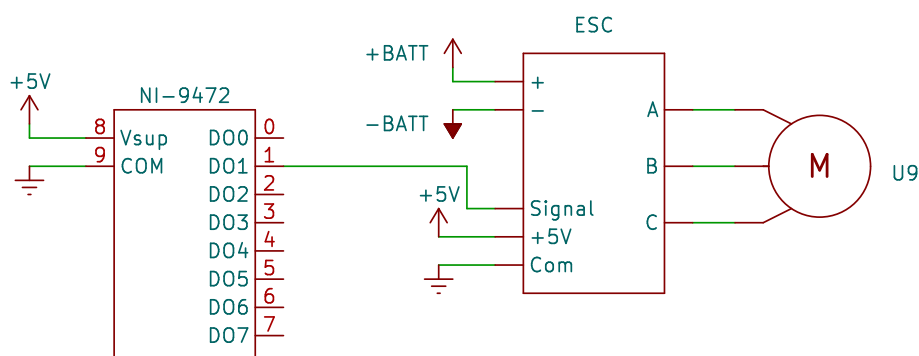


Figura 4.3 Esquema Elétrico do Motor Principal com o NI-9472.

O módulo NI-9472 beneficia de um modo de produção de sinal PWM, caracterizado por uma frequência com um ciclo de funcionamento definido entre 0 e 100 (%) em *software*, ou

seja, a razão entre o tempo em que o sinal se encontra no estado verdadeiro e o seu período. A geração deste sinal é realizada através da colocação dos parâmetros num painel frontal e diagrama de blocos (*Virtual Instrument (VI)*), apresentados na figura 4.4.

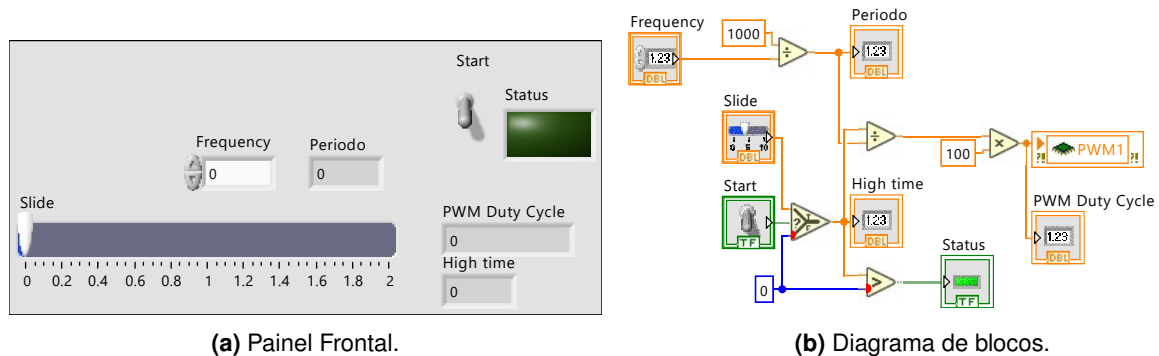


Figura 4.4 Produção de um sinal PWM em *Labview*.

No diagrama de blocos, introduzem-se a frequência do sinal (f [Hz]) e o tempo de pico (HT [ms]), para determinar o ciclo de funcionamento de acordo com a equação 4.1.

$$\text{Duty Cycle} = \frac{HT \times f}{1000} \times 100 \quad (\%) \quad (4.1)$$

No entanto, esta abordagem foi sujeita a melhorias, uma vez que o ESC não respondia ao sinal de comando gerado. Assim, utilizou-se um osciloscópio ligado entre a saída *PWM1* e o negativo e gerou-se um sinal lógico no lugar de um em PWM a partir de uma nova *Virtual Instrument (VI)*, que permitia alternar manualmente o estado da saída entre Falso e Verdadeiro. Os resultados obtidos para cada estado são apresentados na figura 4.5.

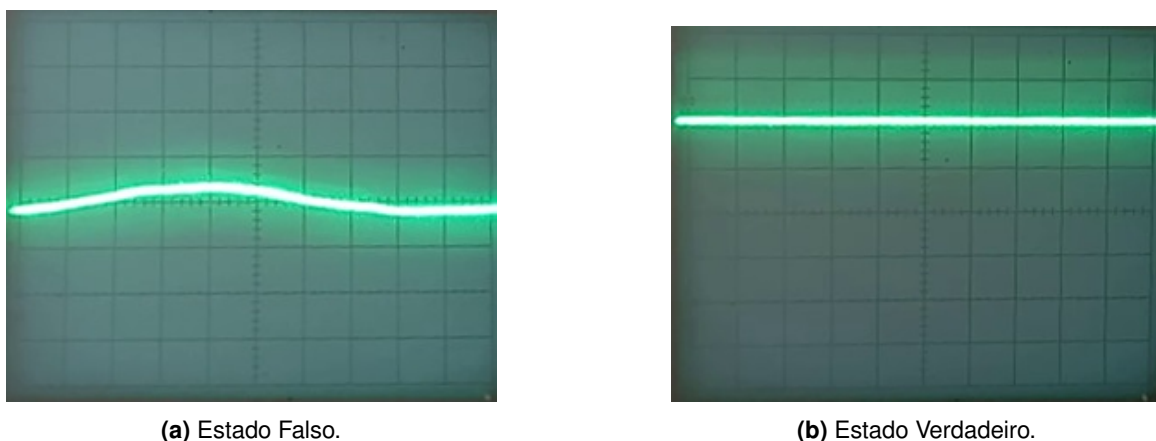


Figura 4.5 Estados da saída DO1 sem resistência Pull-down (2 ms/div; 2,5 V/div).

Como se observa na figura 4.5, a atuação para o estado verdadeiro resulta numa saída constante de 5 V. No entanto, comandar para o estado falso não resulta numa saída constante de 0 V. Efetivamente, comandar a saída para o estado falso resulta num sinal alternado e incontrolável.

Isto deve-se ao facto de o módulo regular a impedância entre a alimentação de 5 V e a saída para valores reduzidos (circuito fechado) e elevados (circuito aberto) para comandos de

saída do tipo verdadeiro e falso, respetivamente. No entanto, a regulação no segundo caso não resulta num sinal de 0 V e é afetada por outros sinais ao redor com impedância menor. Por exemplo, o sinal apresentado na figura 4.5a tem uma flutuação correspondente a 50 Hz, possivelmente oriunda de alimentação de equipamentos ao redor.

A solução para problema consistiu na utilização de uma resistência de *pull-down* de 10 k Ω entre a saída digital e o negativo do módulo, obtendo-se o sinal PWM apresentado na figura 4.6.

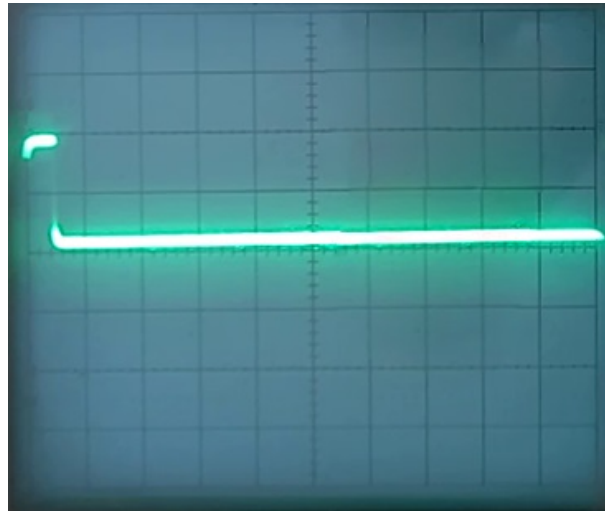


Figura 4.6 Saída PWM com resistência Pull-Down (2 ms/div; 2,5 V/div).

Como se pode verificar, obteve-se o sinal esperado, mas continuando sem corresponder à ativação do ESC. Colocou-se então a hipótese de ter uma resistência demasiado elevada que não permitia o retorno do sinal ao valor de 0 V de forma rápida, sendo o sinal rejeitado pelo ESC. Assim, foram iterados valores de resistência menores. Utilizando uma resistência de valor comercial de 1 k Ω , observou-se de seguida a ativação do ESC, através de som audível gerado pelo dispositivo. Esta melhoria é apresentada na figura 4.7.

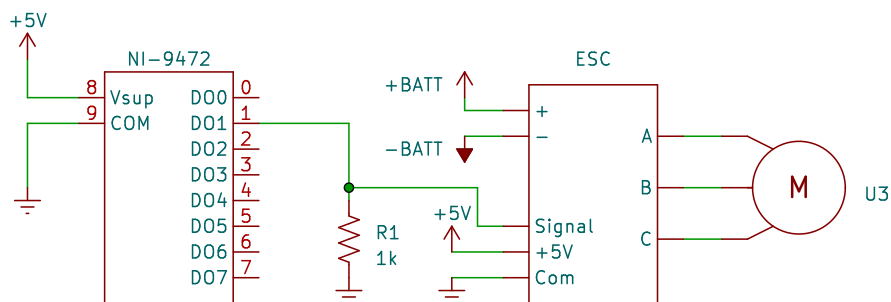


Figura 4.7 Esquema Elétrico do Motor Principal com resistência Pull-Down.

4.1.2 Sensor de Rotação das pás

A determinação da velocidade de rotação da hélice foi realizada com base num sensor de proximidade por infravermelhos, para detetar a passagem das pás da hélice (Figura 4.8).

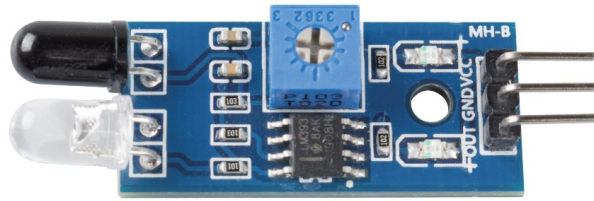


Figura 4.8 Sensor de proximidade por infravermelho (Adaptado de [49]).

O sinal produzido pelo sensor foi depois condicionado para converter o sinal binário num valor de velocidade de rotação, através de um algoritmo implementado na VI apresentada na figura 4.9.

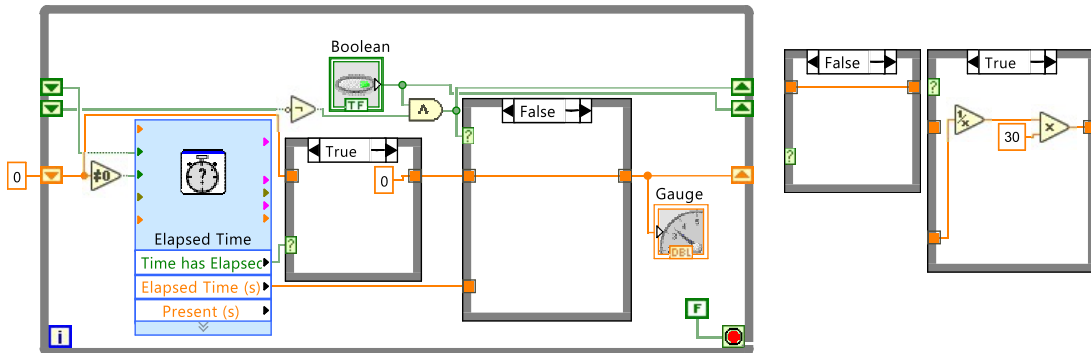


Figura 4.9 Diagrama de blocos para determinar a velocidade da hélice.

O algoritmo consiste em detetar um flanco positivo, utilizando uma porta lógica de conjunção (*AND*) com o sinal do ciclo anterior negado. Em seguida, quando é detetado um flanco, regista-se o tempo decorrido entre flancos consecutivos através de um cronómetro. Daqui determina-se a velocidade da hélice em rpm. Uma vez que o sensor deteta duas pás por volta completa, a conversão do tempo entre passagens para a velocidade da hélice dá-se pela expressão:

$$N(\text{rpm}) = \frac{30}{\Delta t(\text{s})} \quad (4.2)$$

Para além disso, considera-se uma velocidade de 0 rpm quando o tempo desde a última passagem de uma das pás for superior a 1,5 s.

4.1.3 Controlo do motor de impulso

Para fazer o controlo do motor, agregaram-se os diagramas anteriormente desenvolvidos numa malha fechada através de um controlador Proporcional, Integrativo e Derivativo (PID), como apresentado na figura 4.10.

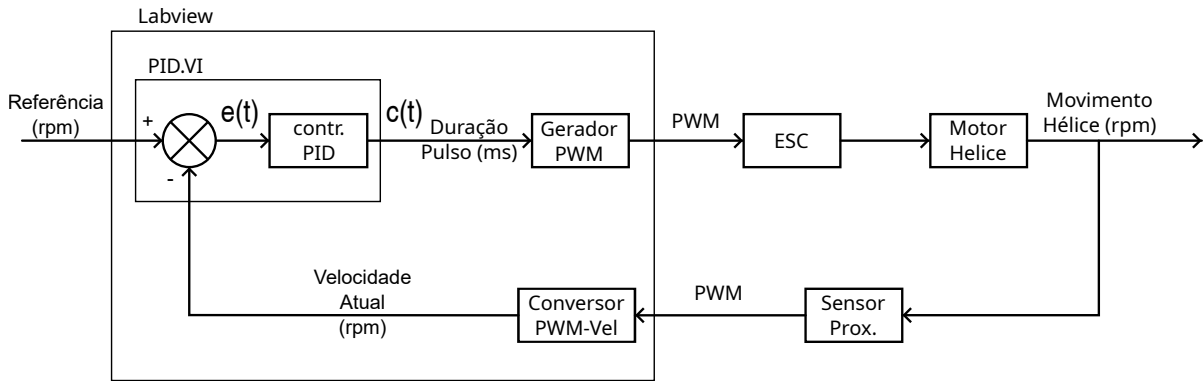


Figura 4.10 Malha Fechada do controlo do motor da hélice.

A implementação desta malha de controlo (em *Labview*) é apresentada na figura 4.11. Ao bloco do controlador PID são fornecidas as variáveis de referência, valor medido, limites inferior e superior da saída e os parâmetros de controlo. O bloco PID permite a utilização em modo manual, fornecendo o valor e o respetivo valor lógico para seleccionar entre modo manual e modo automático. A lei de controlo utilizada nesta rotina está expressa na equação 4.3.

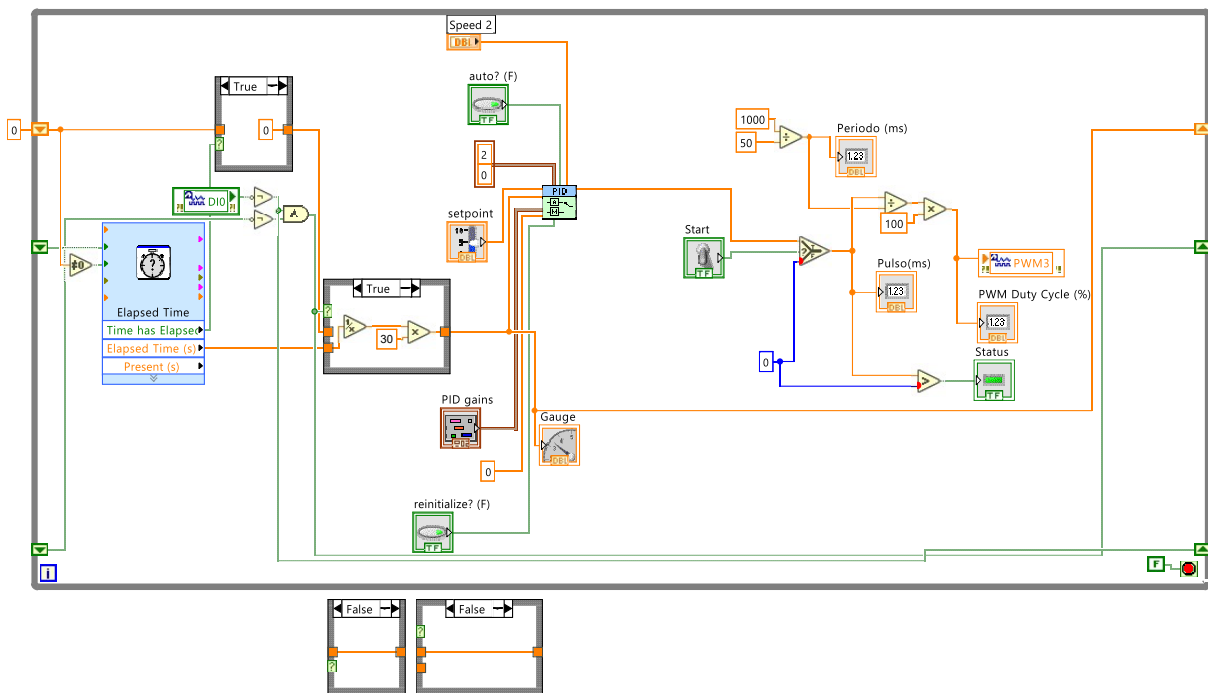


Figura 4.11 Primeira implementação de controlo.

$$c(t) = K_c \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de}{dt}(t) \right) \quad (4.3)$$

Numa primeira iteração considerou-se apenas um controlo proporcional, considerando um $T_i \gg K_c$ e um $T_d = 0$. Para o K_c , considerou-se uma situação de arranque em que se comanda uma rotação de 1000 rpm e se deseja uma saída de 1,15 ms. Por questões de segurança, considerou-se que a saída deveria estar compreendida entre 0,5 ms a 1,5 ms.

Para ensaio desta rotina, iniciou-se a execução aguardando que a leitura da velocidade da hélice fosse zero e em seguida, aumentou-se manualmente a duração do PWM até se

atingir uma determinada rotação. Depois foi ativado o modo automático numa velocidade de rotação de referência arbitrária. No entanto, verificou-se que o controlador dava ordem de aumento de rotação mesmo já ultrapassada a velocidade de referência, saturando o sinal de controlo.

Para perceber a anomalia, isolou-se o controlador PID, simulando as entradas - referência e valor medido - e analisou-se a saída. Daqui, elaborou-se um gráfico representativo do problema apresentado na figura 4.12, sendo sp o valor de referência, pv o valor medido e c o valor de saída.

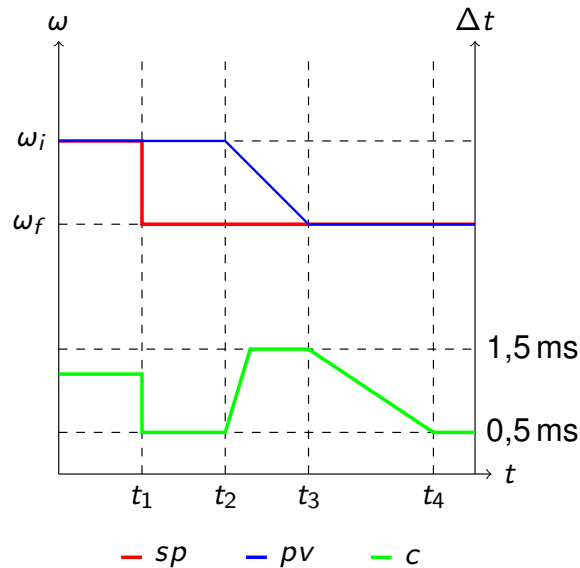


Figura 4.12 Gráfico representativo da simulação do PID.

Como se observa na figura, sempre que o sinal de controlo (a verde) muda de valor para fazer aproximar o valor medido (a azul) do valor da referência (a vermelho), é acompanhado a seguir por um afastamento dos sinais. Assim, quando o valor de referência se afasta do valor medido no período $t_1 - t_2$, o valor de controlo altera-se no sentido de minimizar o erro até eventualmente saturar num dos limites. Por outro lado, quando o valor medido começa a aproximar-se do valor de referência no período $t_2 - t_3$, a saída tende a assumir valores que aumentam o erro até eventualmente saturar no limite oposto. Isto ocorre até a taxa de variação do erro ser nula ($t_1 - t_2$ e $t_3 - t_4$).

A equação 4.3 pode ser rescrita de forma discreta para cada iteração na forma 4.4, sendo acompanhada de uma condição de saturação representada pela equação 4.5 [50].

$$c(k) = c_p(k) + c_I(k) + c_D(k) \quad (4.4)$$

$$|c_p(k) + c_I(k)| > |limit| \implies c_I(k) = limit - c_p(k) \quad (4.5)$$

A equação 4.5 é a implementação do *Labview* do sistema *anti-windup* e tem a principal função de prevenir que a componente integrativa acumule erro excessivo quando o valor de saída está saturado e não é possível reduzir o erro. Contudo, a mesma equação tem esta anomalia. Isto porque uma vez saturado, tem-se a soma de $|u_p(k) + u_i(k)| = |limit|$ e quando o erro diminui, $|u_p(k)|$ também diminui. Assim, o valor de $c(k)$ deixa de estar em saturação até que $c_i(k)$ tome o novo valor que permita manter a saída em saturação.

A solução para este problema passa por utilizar valores de T_i e K_c apropriados tal que $u_i(k)$ acompanhe a variação de $c_p(k)$ e por definir um intervalo de operação diferente entre a saída e o limite utilizado na equação 4.5. Assim, existe um pequeno intervalo de valores onde $c_p(k)$ pode variar sem alterar o valor de saída, como representado na figura 4.13. A implementação da solução apresenta-se na figura 4.14.

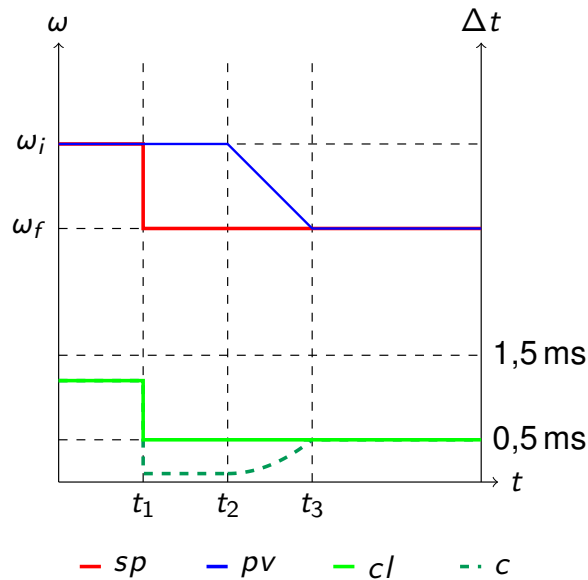


Figura 4.13 Gráfico representativo do comportamento pretendido do PID.

sp - Valor de referência; pv - valor medido; cl - saída de controlo limitada; c - saída de controlo não limitada.

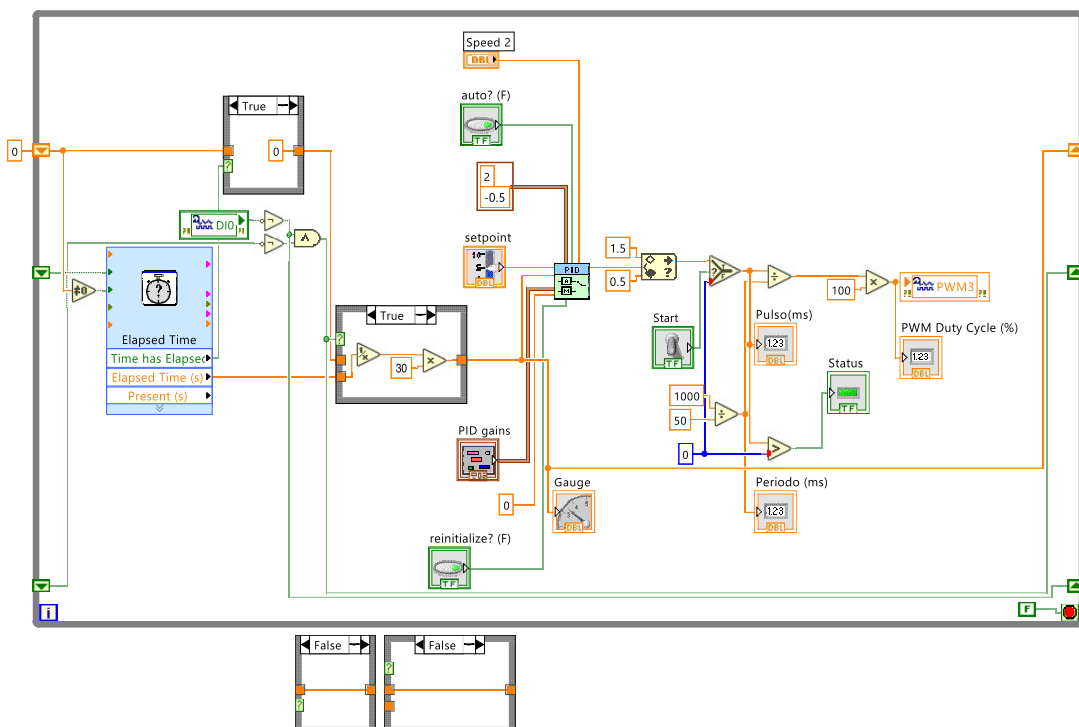


Figura 4.14 Segunda implementação de controlo.

4.2 Sistema de orientação da nacelle

4.2.1 Motor de orientação da nacelle

A orientação da nacelle é ajustada através de um motor de corrente contínua (CC) com uma caixa redutora acoplada e especificações em anexo A.4. Este motor é alimentado pela tensão máxima disponível na bateria de 15,4 V e controlado pelo módulo *NI-9505*.

O módulo *NI-9505* é dedicado ao controlo de motores de CC. O mesmo inclui a alimentação e medição dos sinais de um *Encoder*, a alimentação do motor a controlar e ainda a paragem do motor mediante um sinal de paragem de emergência (*E-Stop*). Para além disso, em ambiente *Labview FPGA (Field-programmable gate array)* é possível ainda ler informações do seu funcionamento, definir a direção do movimento, a velocidade de rotação através de um sinal PWM, ativar e desativar o módulo.

A atuação do motor envolve utilizar um ciclo de modo a criar um sinal de comando PWM. O ciclo de funcionamento do sinal PWM determina a corrente e o binário no motor. O desenvolvimento em *Labview FPGA* foi feito com base num exemplo da *National Instruments* apresentado na figura 4.15.

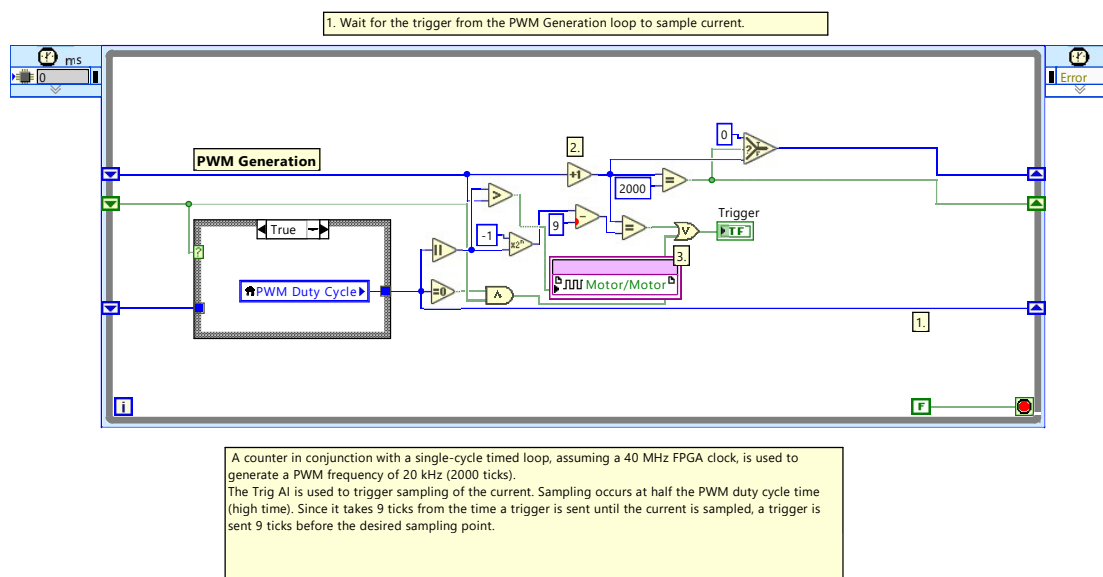


Figura 4.15 Exemplo de Atuação do motor da nacelle (Adaptado de [51]).

O exemplo na figura 4.15 utiliza um ciclo de período controlado (*Timed Loop*) para criar o sinal PWM de 20 kHz. No início de cada ciclo do sinal PWM, o valor da duração do ciclo de funcionamento é armazenado até ao final desse mesmo ciclo. Paralelamente, existe um contador que incrementa a cada iteração. Enquanto o valor da duração do ciclo de funcionamento *PWM Duty Cycle* (medido em *ticks*) for maior que o valor do contador, o sinal no motor é dado como verdadeiro. A direção do movimento é definida tal como apresentada na figura 4.16.

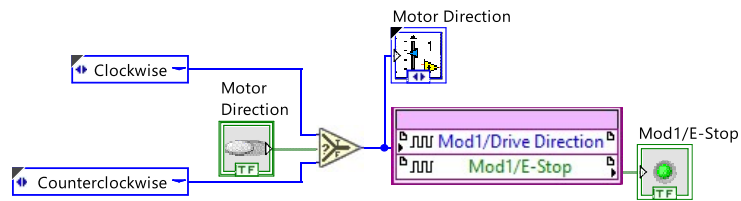


Figura 4.16 Definição da Direção do movimento em FPGA.

O sistema de paragem de emergência funciona quando um sinal de valor de tensão mínima de 3,5 V [52] é interrompido. Para que o movimento seja de facto interrompido, é necessário ativar a funcionalidade como apresentada na figura 4.17. Caso esteja ativado e o sinal de paragem tenha sido interrompido, o movimento do motor é cessado, só retomando quando o sinal for restabelecido ou quando o valor falso for atribuído à propriedade *Enable E-Stop*.

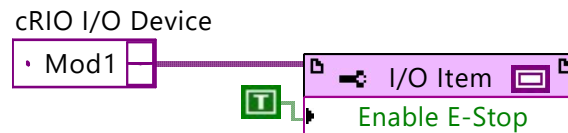


Figura 4.17 Comando do *Enable E-Stop*.

A utilização de sensores de fim-de-curso para o atual sistema de paragem de emergência gera uma incompatibilidade. Isto porque, uma vez atingido um dos sensores fim-de-curso, qualquer comando de movimento é interrompido até que o respetivo sensor deixe de estar acionado. Isto gera uma situação circular, o movimento do motor apenas inicia quando o sensor não está acionado, mas o sensor apenas deixa de estar acionado após o movimento do motor.

Uma solução seria separar os sinais dos sensores de fim-de-curso, introduzindo-os através do módulo de entradas digitais *NI 9411* e realizar a interrupção do movimento através de software. Uma outra alternativa seria manter a ligação em série dos sensores e alterar o estado da propriedade *Enable E-Stop* mediante certas condições através de *software*.

Na primeira solução, a informação de cada sensor estaria separada, permitindo uma lógica mais simples e uma melhor deteção de falhas. No entanto, utilizando a segunda solução, a interrupção do movimento por fim-de-curso dependeria apenas do funcionamento de um módulo que foi projetado para tal funcionalidade. Para além disso, a programação deste módulo recorre ao ambiente de desenvolvimento *FPGA*, que conta com uma velocidade de processamento de 40 MHz, em comparação com a velocidade de processamento de 1 kHz do modo *scan* no módulo *NI 9411*. Por estas razões, optou-se pela segunda solução.

Para implementar esta solução, foi considerada uma sequência de movimentos típica entre extremos, com o diagrama temporal de entradas e saídas esperadas (Figs. 4.18 e 4.19) que possibilitasse a análise da situação em estudo. Na figura 4.19, define-se o sentido 0 o movimento de modo que a posição tende a 0 e o sentido 1 o movimento em que a posição na figura 4.18 tende a 1.

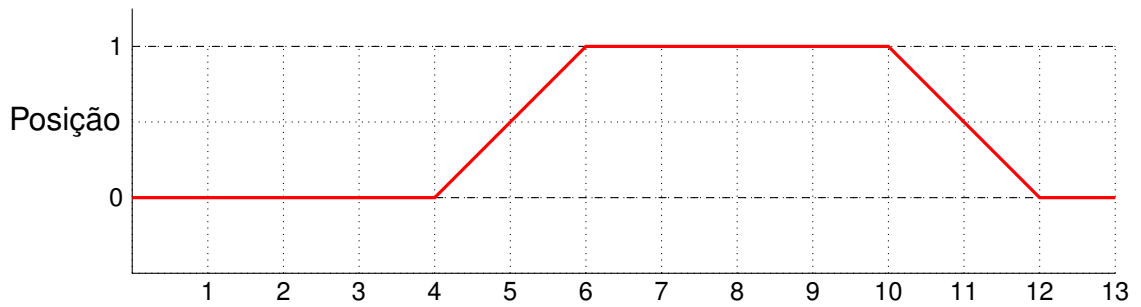


Figura 4.18 Diagrama de movimentos.

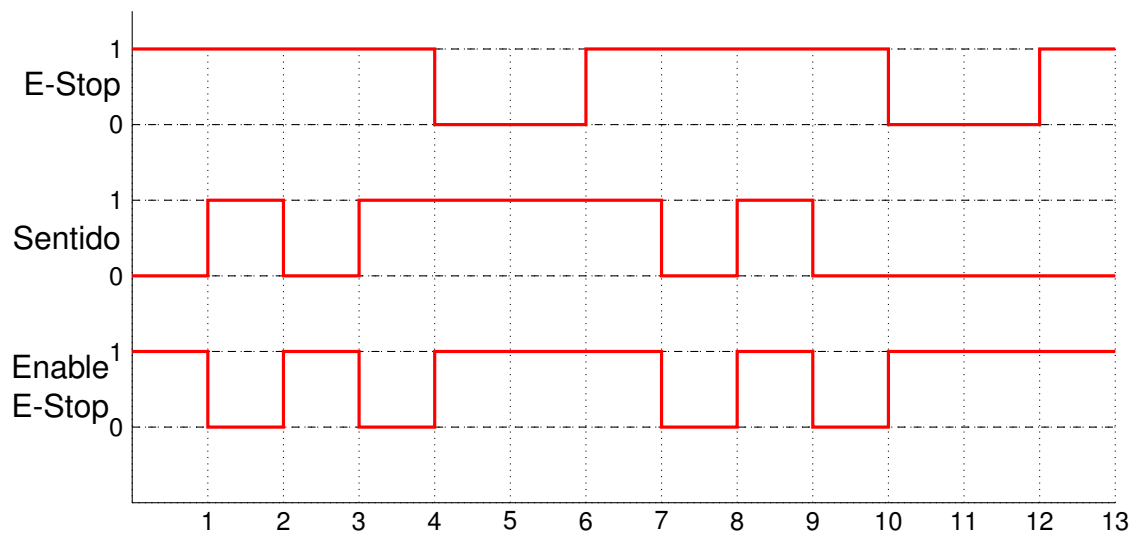


Figura 4.19 Diagrama Temporal de Entradas e Saídas.

Na figura 4.19, descreve-se o comportamento pretendido para a propriedade *Enable E-Stop*. Uma vez atingido um dos sensores fim-de-curso e feita a inversão do sentido, o sinal do fim-de-curso deve ser ignorado, permitindo o acionamento do motor tal que se afaste do sensor.

Partindo destes diagramas, construiu-se a tabela de possibilidades (Tabela 4.2). Nesta tabela, observa-se que existem 6 combinações possíveis que devem ser comandadas por 4 combinações dos valores de entrada, o que não é compatível. Assim, introduziu-se um elemento de memória, resultando em oito (2^3) combinações possíveis.

Tabela 4.2 Tabela de Possibilidades.

E-Stop	1	1	1	1	0	1	1	1	1	0	0	1	
Sentido	0	1	0	1	1	1	0	1	0	0	0	0	
Enable E-Stop	1	0	1	0	1	1	0	1	0	1	1	1	
	1	2	1	2	3	4	5	4	5	6		1	
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13

Considerando as posições em conflito de 0 a 4 e de 6 a 10, obteve-se o diagrama de memória na figura 4.20.

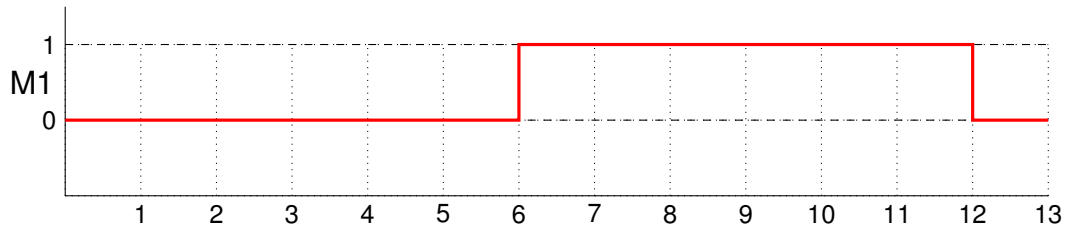


Figura 4.20 Diagrama da Memória.

Conjugando os estados lógicos apresentados na tabela 4.2 e na figura 4.20, obtiveram-se as equações que comandam a alteração da memória. Nas equações 4.6 e 4.7, o flanco positivo do sinal Estop é representado na forma Estop_{\uparrow} .

$$M1+ = \text{Estop}_{\uparrow} \wedge \text{Sentido} \quad (4.6)$$

$$M1- = \text{Estop}_{\uparrow} \wedge \overline{\text{Sentido}} \quad (4.7)$$

A partir da tabela 4.2 e da figura 4.20, deduziu-se a expressão lógica da saída *Enable Estop*:

$$\overline{\text{Enable Estop}} = (\text{Estop} \wedge \text{Sentido} \wedge \overline{M1}) \vee (\text{Estop} \wedge \overline{\text{Sentido}} \wedge M1) \quad (4.8)$$

$$= \text{Estop} \wedge [(\text{Sentido} \wedge \overline{M1}) \vee (\overline{\text{Sentido}} \wedge M1)] \quad (4.9)$$

$$\text{Enable Estop} = \overline{\text{Estop} \wedge [(\text{Sentido} \wedge \overline{M1}) \vee (\overline{\text{Sentido}} \wedge M1)]} \quad (4.10)$$

$$= \overline{\text{Estop}} \vee \overline{[(\text{Sentido} \wedge \overline{M1}) \vee (\overline{\text{Sentido}} \wedge M1)]} \quad (4.11)$$

A expressão $(\text{Sentido} \wedge \overline{M1}) \vee (\overline{\text{Sentido}} \wedge M1)$ é equivalente à função de disjunção exclusiva ($\text{Sentido} \oplus M1$) [53, p. 567]:

$$\text{Enable Estop} = \overline{\text{Estop}} \vee \overline{(\text{Sentido} \oplus M1)} \quad (4.12)$$

A implementação lógica da equação 4.12 recorre a portas lógicas e à utilização da lógica *flip-flop Set-Reset* de modo a ler e a escrever o estado da memória. A implementação das equações 4.6 e 4.7 utiliza ainda um detetor de flancos. A utilização destes blocos implica uma implementação em ambiente *Scan*. Apesar deste modo de funcionamento ter uma frequência de processamento menor, a função de paragem automática continua a ser feita em ambiente FPGA. Além disso, permite-se ainda diminuir os recursos necessários para a compilação em FPGA. Por questões de segurança, a mesma implementação contém a possibilidade de comutar manualmente este valor, como se apresenta figura 4.21.

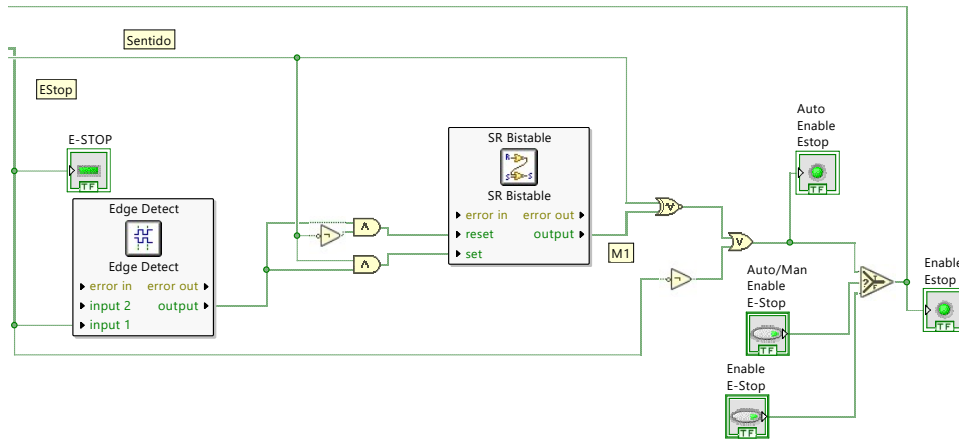


Figura 4.21 Enable E-Stop Automático em *Labview*.

4.2.2 Encoder

Os *Encoders* são transdutores que permitem a medição do deslocamento linear ou angular, variando os sinais de saída disponíveis. Neste projeto, foi utilizado um *Encoder* incremental *Omron E6B2-C* para a medição do deslocamento angular da nacelle. Neste modelo, dois sinais (A e B) comutam alternadamente entre 0 V a 5 V pela rotação do veio de modo a determinar pequenas variações de posição. Enquanto isso, um terceiro sinal (*Index*) assume o valor de 5 V uma vez por volta numa determinada região, como exemplifica a figura 4.22. A conjunção destes sinais permite determinar a posição angular da nacelle.

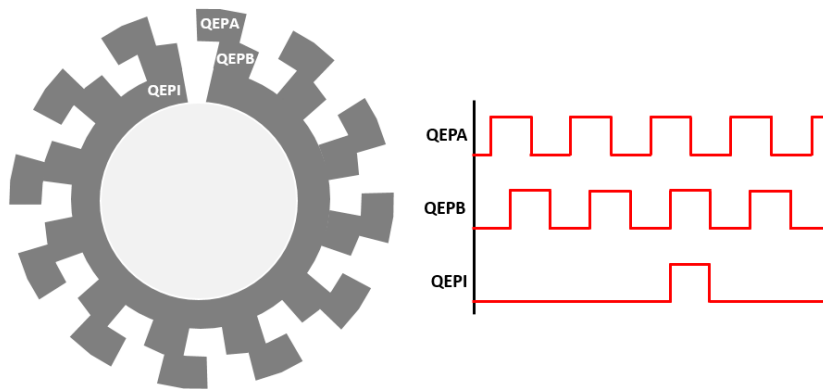


Figura 4.22 Encoder Incremental com Indexação (Adaptado de [54]).

A determinação da posição consoante os sinais do *Encoder* é feita através de um contador, cujo incremento (CE) e direção (dir) são determinados pelas seguintes equações 4.13 e 4.14[55], em que A_n é o estado do sinal A na n ésima iteração anterior do ciclo e de forma análoga para o sinal B_n :

$$CE = A_1 \oplus A_2 \vee B_0 \oplus B_1 \quad (4.13)$$

$$dir = A_1 \wedge B_2 \quad (4.14)$$

Para além disso, o sinal *Index* foi utilizado para definir a posição de origem do *Encoder*. No entanto, verificou-se que o número de vezes que os sinais A e B comutavam entre a origem

definida pelo sinal *index* não era o mesmo consoante a direção. Como representado na figura 4.23, durante a região ativa do sinal *Index*, existem comutações de A e B que são consideradas como não havendo movimento.

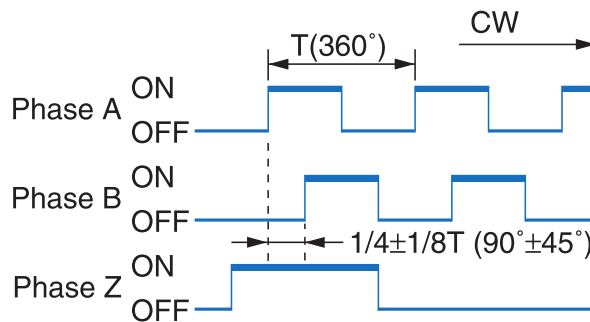


Figura 4.23 Evolução dos sinais na Origem (Adaptado de [56]).

Daqui, concluiu-se que apenas uma destas combinações deve definir a origem. Pela sua posição central, considerou-se a configuração em que todos os sinais devem estar no estado verdadeiro:

$$\text{Reset} = A \wedge B \wedge Z \quad (4.15)$$

As equações 4.13 a 4.15 foram implementadas em *Labview* tal como se apresenta na figura 4.24.

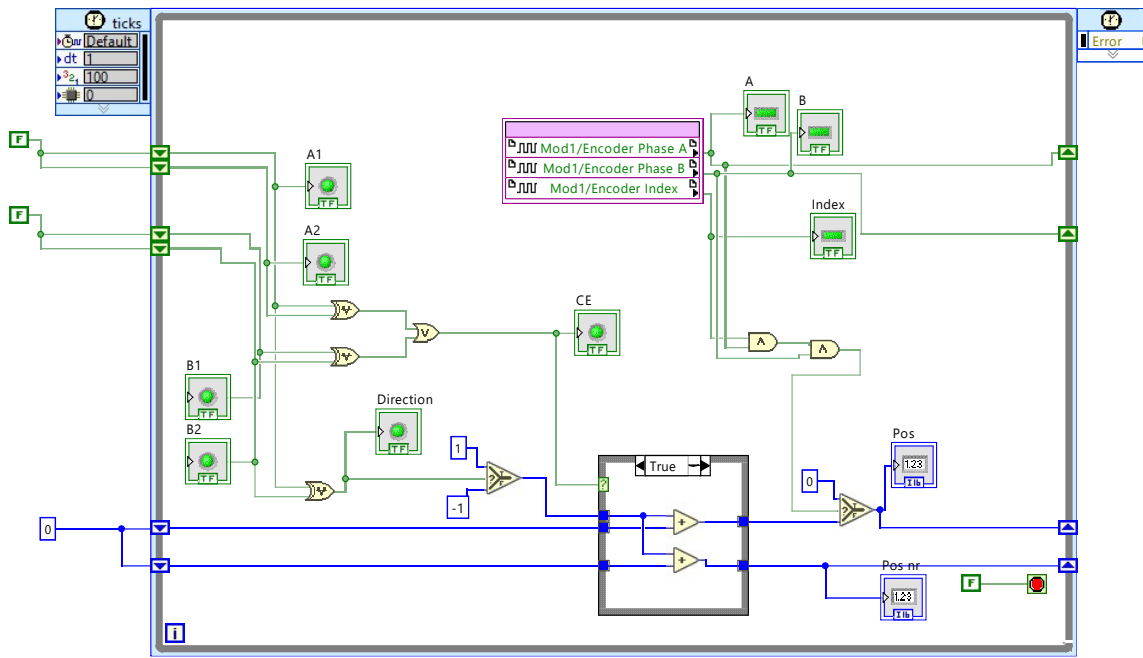


Figura 4.24 Descodificador em *Labview*.

4.2.3 Controlo do sistema de orientação da nacelle

A implementação de uma malha de controlo da orientação da nacelle é semelhante à malha desenvolvida na secção 4.1.3. No diagrama da malha de controlo apresentado na figura

4.25, as funções de conversão entre grandezas dos vários tipos de sinais físicos encontram-se associadas aos blocos de atuação (Motor) e de medição (Encoder).

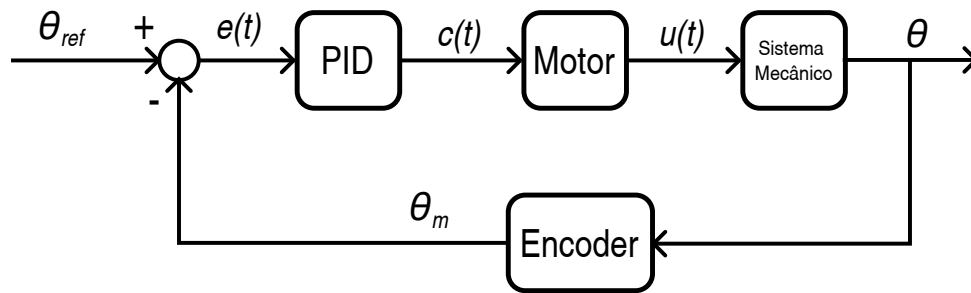


Figura 4.25 Diagrama da malha de controle do motor de orientação da nacelle. θ - Posição angular da nacelle; θ_m - Posição Angular medida; θ_{ref} - Posição Angular de referência; $e(t)$ - Erro; $c(t)$ - Sinal de saída do controlador; $u(t)$ - Binário aplicado pelo motor.

A implementação em *software* da malha de controle está representada na figura 4.26. O valor da posição devolvida do *Encoder* é convertido num valor equivalente angular ($^\circ$) multiplicando por 360° (volta completa) e dividindo por 4096 passos por volta. Este número de passos corresponde a 1024 pulsos multiplicado por dois canais (A e B) e por dois tipos de flanco (positivos e negativos). A seguir, arredonda-se o resultado à décima de grau, já que o menor incremento no *Encoder* corresponde a um deslocamento angular de $0,088^\circ$.

O bloco PID foi configurado através dos parâmetros de controle (K , T_i , T_d), limites da saída e operação manual, e o seu sinal de saída convertido para ser utilizado pelo FPGA. Assim, o valor real de saída, compreendido entre -500 e 500 ticks, é transformado para um valor inteiro positivo. Um segundo sinal é enviado para o FPGA para indicar a direção de rotação.

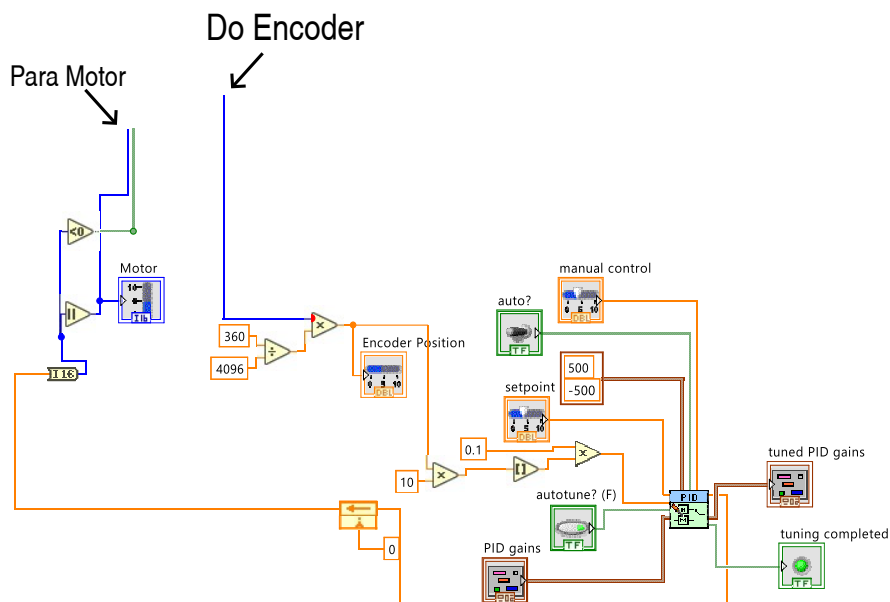


Figura 4.26 Diagrama de blocos do controle de orientação da nacelle.

Para além do controle de posição, foi desenvolvida uma malha de controle para limitar a corrente no motor. Esta malha é implementada após o controle de posição e antes de enviar o comando de movimento para o módulo FPGA, segundo o esquema de princípio apresentado

na figura 4.27.

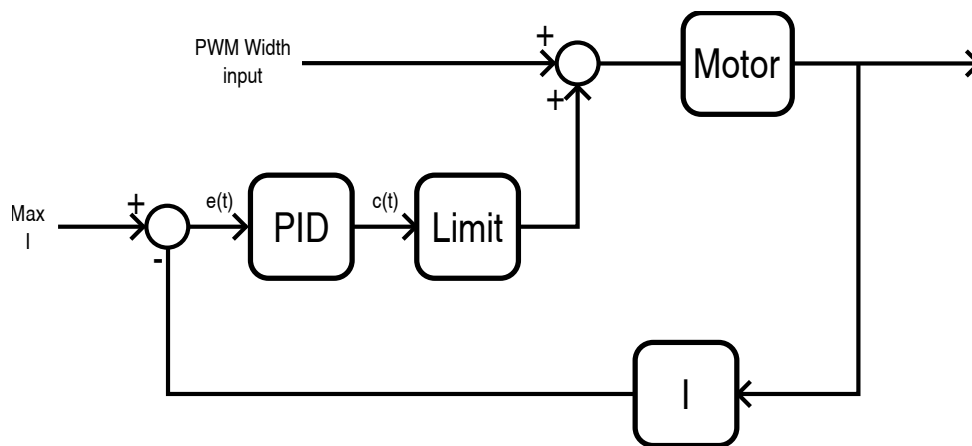


Figura 4.27 Esquema do limitador de corrente.

Como se mostra na figura 4.27, o sinal de PWM (ticks) é somado ao sinal proveniente do PID e depois enviado ao módulo FPGA para comandar o motor. A seguir o sinal de medição da corrente do motor (I) é condicionado e subtraído ao valor máximo ($Max I$) e o resultado enviado para o PID, fechando assim a malha de controlo. A implementação desta malha de controlo é apresentada na figura 4.28. O PID é configurado com $K, T_i, T_d \geq 0$ e o sinal de saída condicionado por um bloco limitador para garantir que $Max I < I \implies c(t) \leq 0$, ou seja, $c(t) \in]-\infty; 0]$.

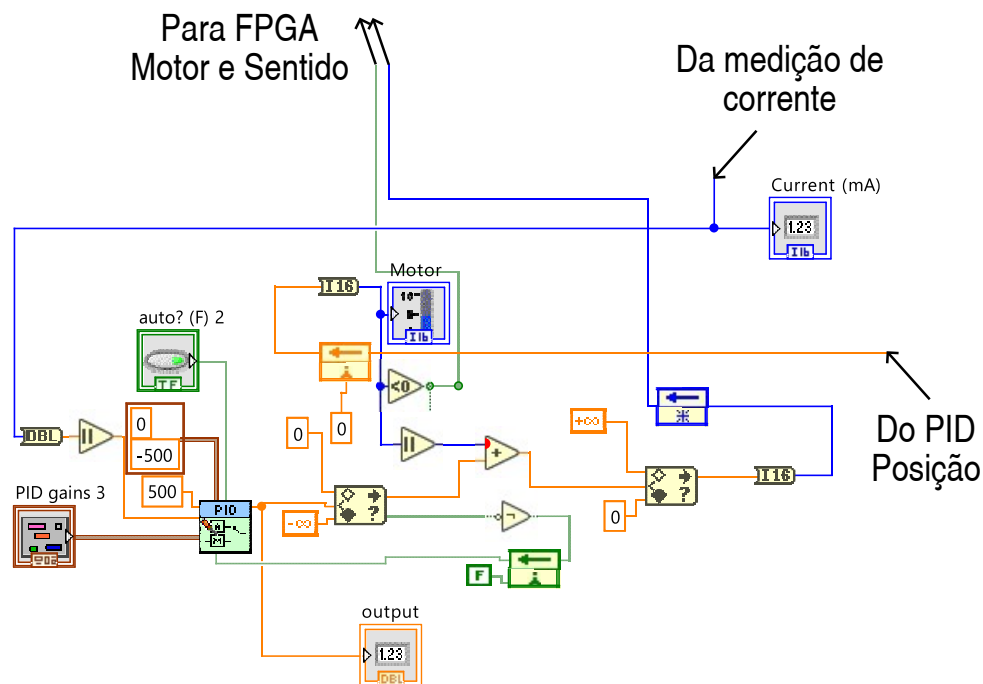


Figura 4.28 Diagrama de blocos do Limitador de Corrente.

No ambiente FPGA, a aquisição do sinal de corrente do motor é realizada através do conversor analógico-digital de 12 bits com máxima amplitude de leitura de $\pm 12,7 A$, equivalente

a uma resolução de 0,0062 A/LSB. O processo de condicionamento do sinal é apresentado na figura 4.29, onde o sinal *trigger* é esperado para desencadear uma nova leitura da corrente e a converter em mA.

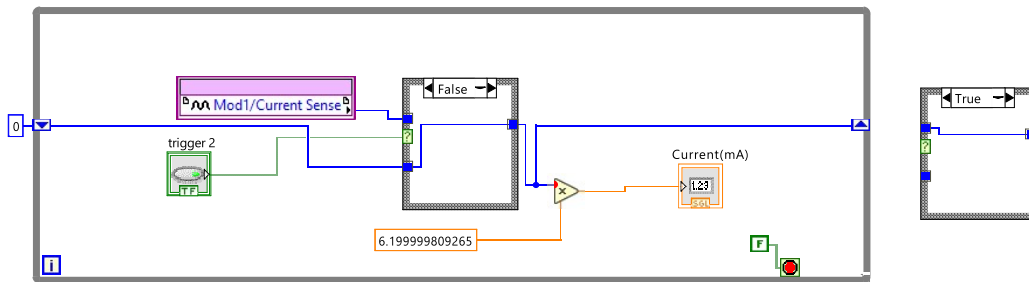


Figura 4.29 Diagrama de blocos para medição de corrente em ambiente FPGA.

Foi também desenvolvida uma malha de controlo de velocidade do motor. A abordagem passava por derivar o sinal de posição do motor, no entanto observou-se que resultava num valor de velocidade nulo quando a velocidade de rotação real era inferior ao da amostragem. Outra solução seria a de utilizar esta função derivada a uma velocidade mais lenta de execução, mas observou-se que poderia afetar negativamente a resposta para velocidades elevadas, embora exequível para velocidades muito baixas.

Assim, para eliminar a variabilidade no desempenho do controlo para diferentes velocidades, foi considerado um controlo de deslocamento constante. Ou seja, uma vez neste modo, é definida para cada instante de simulação uma referência em função da posição atual na forma:

$$R(t) = \theta(t) + \Delta\theta \quad (4.16)$$

A implementação desta solução é apresentada na figura 4.30. Em (1), é determinado o valor atual de $\Delta\theta$ (equação 4.16). Na zona (2), é utilizado um controlo PID, cuja referência é o valor determinado de $\Delta\theta$, e que permite a regulação da referência do controlo de posição (*Para setpoint*). Em (3), coloca-se a definição da referência de posição em modo manual para permitir o funcionamento das rotinas anteriormente desenvolvidas.

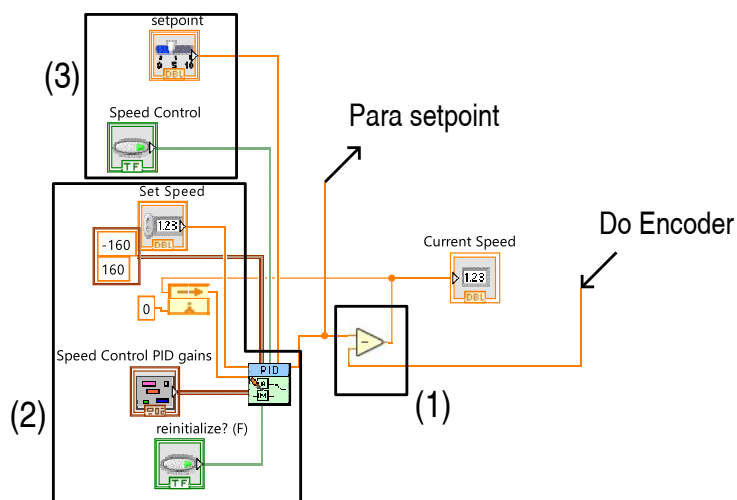


Figura 4.30 Diagrama de Blocos do controlo de velocidade.

O diagrama representado na figura 4.30 poderia ser implementado através da equação

4.16 no sinal de referência ($R(t)$) do controlo de posição. Durante a implementação e ensaios desta possibilidade, verificou-se que o movimento produzido não era tão uniforme quanto a solução utilizada. Isto é, o movimento começava a uma velocidade relativamente baixa e aumentava progressivamente, não existindo algum tipo de controlo.

Para além disso, foi também feita uma rotina de calibração da orientação da nacelle para a posição central. A rotina realiza a rotação da nacelle até atingir ambos os sensores de fim-de-curso e terminando no ponto médio das duas posições registadas. O arranque desta calibração inicia-se quando o modo de controlo de posição automático estiver ativado e após comando do utilizador, tal como apresentado na figura 4.31.

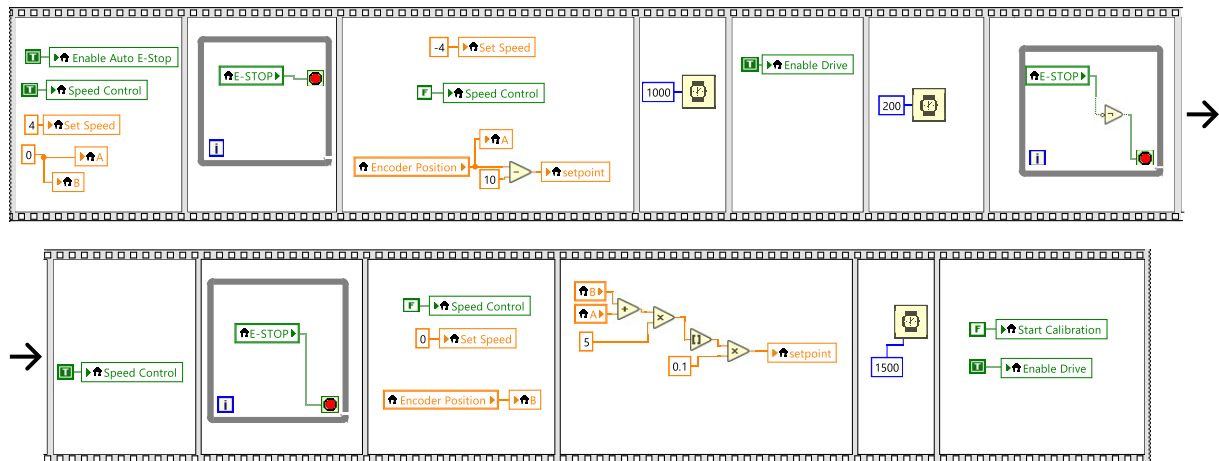


Figura 4.31 Diagrama de blocos da sequência de calibração.

Como mostra a figura, a rotina de calibração, começa por definir a rotação no sentido positivo e garantindo que o sistema automático de paragem de emergência se encontra operacional. Uma vez atingido o sensor de fim-de-curso, o movimento é interrompido e a posição atual é registada na memória A. Depois de invertido o sentido do movimento na temporização apropriada, e depois de atingindo o segundo sensor fim-de-curso, a posição atual é novamente registada na memória B. O ponto médio é seguidamente determinado com os valores registados nas memórias A e B e é então comandado o movimento do motor até este ponto.

4.3 Sistema de medição das reações na Base

A célula de Carga da base da torre é utilizada na medição das forças de reação geradas pelas forças aerodinâmicas desenvolvidas pelo rotor da nacelle. Para tal, foi utilizada uma célula de carga com capacidade até 100 kgf (*HBM Z6-FC4*). O sinal obtido desta célula de carga foi condicionado por um amplificador dedicado (*Zeneca Z-SG2*), com funcionalidades, tais como a aquisição da tara, calibração para uma certa força e leitura da força em ambos os sentidos.

Uma vez que o módulo de entradas analógicas (*NI-9202*) apenas aceita sinais em corrente (4 mA a 20 mA), o amplificador foi configurado para enviar sinais em corrente, através de um *dip-switch* ou através do *software* do fabricante (*Easy Setup*), como apresentado na figura 4.32.

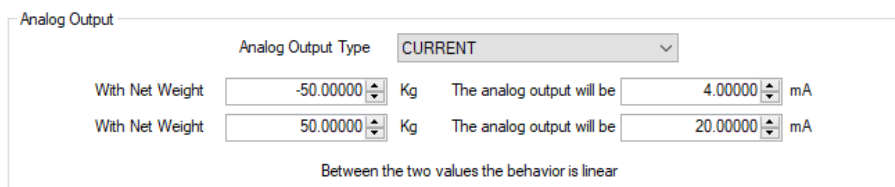


Figura 4.32 Saída em corrente a partir da configuração do amplificador.

A célula de carga contém 6 condutores no cabo de comunicação, que foram associados a cada entrada do amplificador, após consulta do guia de utilização dos dispositivos, sendo o resultado obtido apresentado na figura 4.33.

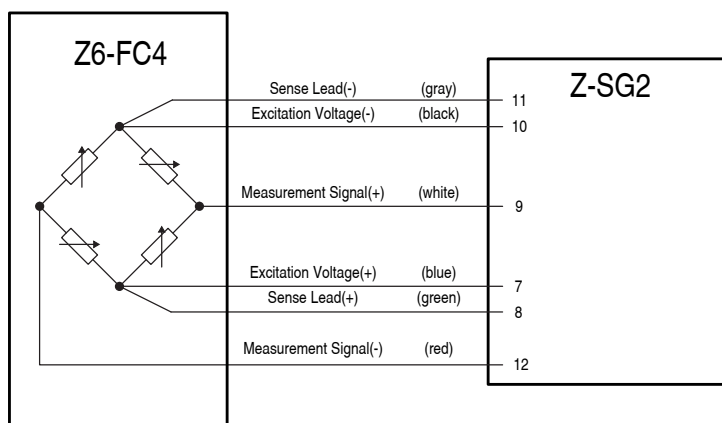


Figura 4.33 Ligação entre célula de carga e amplificador (Adaptado dos manuais em anexo A.1 e A.2).

A configuração do amplificador permite a utilização da calibração de fábrica ou através de uma força calibrada. A primeira abordagem foi adotada neste projeto pela indicação da capacidade (100 kgf) e sensibilidade (2 mV/V) da célula de carga. A implementação da medição da força é apresentada na figura 4.34.

Nesta figura, o valor recebido do módulo de entradas analógicas (NI-9203) é interpolado entre os valores definidos na configuração do amplificador (Figura 4.32). A rotina poderá ser otimizada, implementando outras funcionalidades como a detecção de falhas no sinal, caso o sinal não esteja dentro do intervalo de 4 mA a 20 mA, por exemplo.

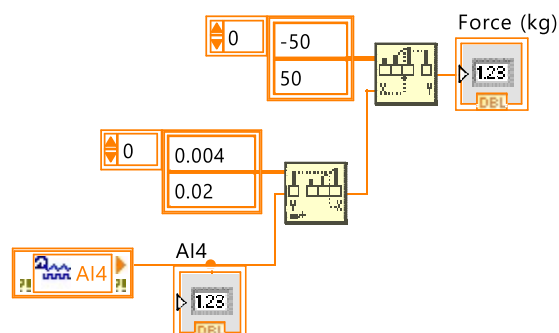


Figura 4.34 Diagrama de blocos para medição de força.

Capítulo 5

Ensaio e Resultados Experimentais

5.1 Ensaio

5.1.1 Ensaio da célula de Carga

O amplificador da célula de carga gera um sinal de 12 mA em estado de repouso. No entanto verificou-se, após a aquisição da tara, que o sinal oscilava em torno deste valor, influenciando os ensaios seguintes. Deste modo, recorreu-se a filtros de ruído incorporado no amplificador que, configuráveis por software, e em 7 possíveis níveis de resposta do sinal (Anexo A.2). Em seguida, realizaram-se ensaios para determinar a eficácia desta solução.

O ensaio consistiu em registar o valor máximo e mínimo do sinal num período de 60 s e repetir num total de três vezes para cada nível de filtro. Os resultados dos ensaios apresentam-se na figura 5.1.

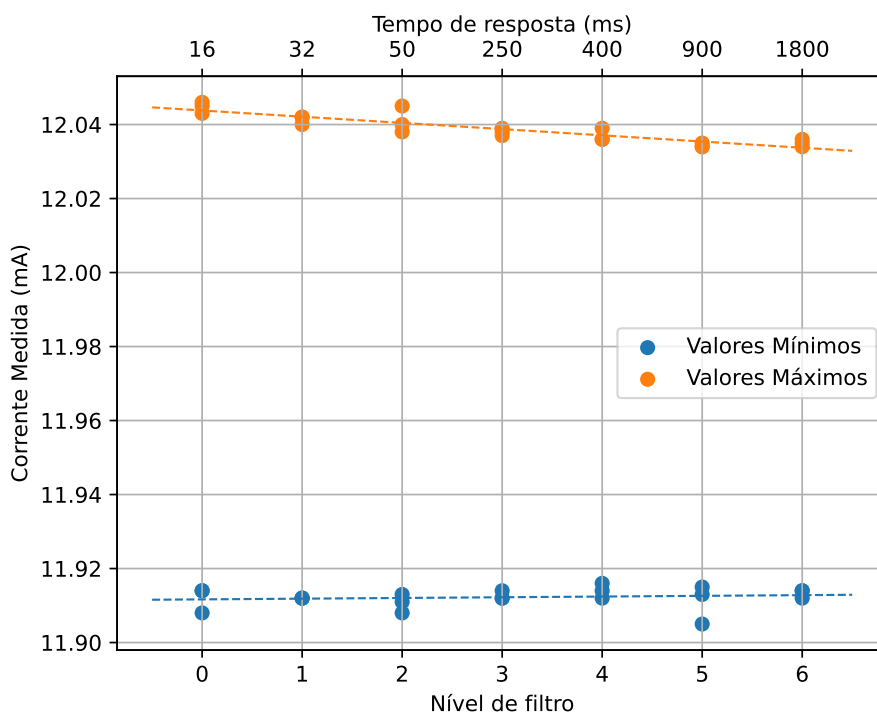


Figura 5.1 Efeito do nível do filtro no ruído.

Como se pode observar na mesma figura, ocorre uma diminuição nos valores máximos do sinal, no entanto, não são perceptíveis variações nos valores mínimos de corrente medida. Adicionalmente, realizaram-se novos ensaios para identificar a existência de ruído no sinal, quando os condutores entre os dispositivos se encontram próximos ou entrelaçados. Foram realizados para o nível 5 do filtro de ruído, pois verificou-se que o nível 6 tinha uma resposta mais lenta. Os resultados destes ensaios indicam que a opção mais favorável implica a utilização de cabos entrelaçados (figura 5.2).

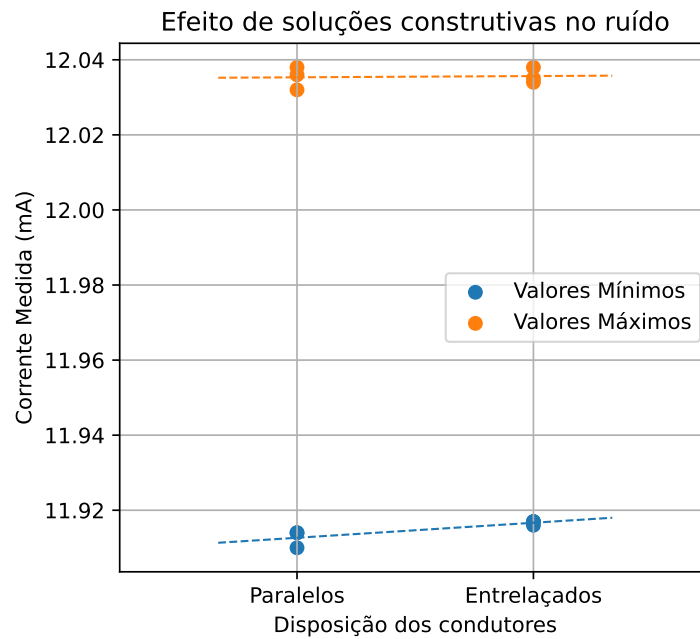


Figura 5.2 Efeito de soluções construtivas no ruído.

A seguir realizou-se um outro ensaio para verificar a frequência natural da torre. Para tal, o núcleo da torre, juntamente com a sua base e célula de carga, foi montado na estrutura de testes sem a nacelle. Foi-lhe depois aplicado um impulso na extremidade livre para induzir um movimento harmónico até atingir o estado de repouso. Durante o processo, foram registadas as forças de reação, assumindo que as suas frequências são idênticas à frequência natural do núcleo da torre. A oscilação obtida é apresentada na figura 5.3.

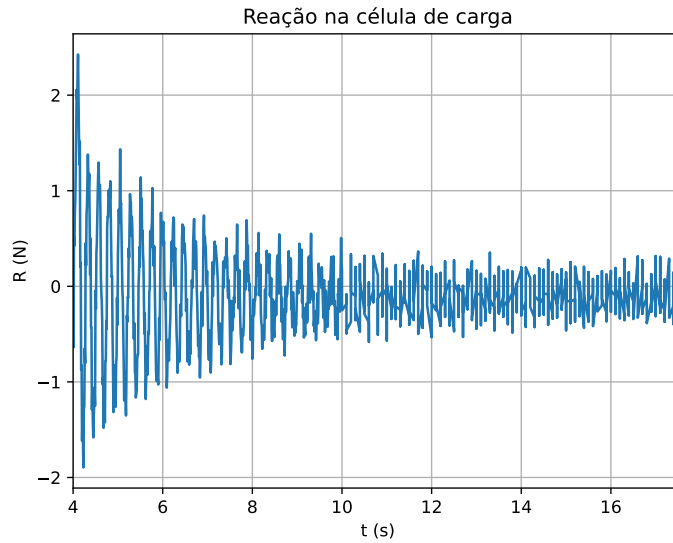


Figura 5.3 Reação na célula de carga.

Na mesma figura observa-se uma evolução da força medida na célula de carga, com uma curva característica sub-amortecida com a respetiva frequência de oscilação (até $t = 10$ s). Aplicou-se a seguir a transformada de *Fourier* [47] para se obter um gráfico da amplitude normalizada vs. frequência e assim determinar a frequência natural [57], como apresentado na figura 5.4.

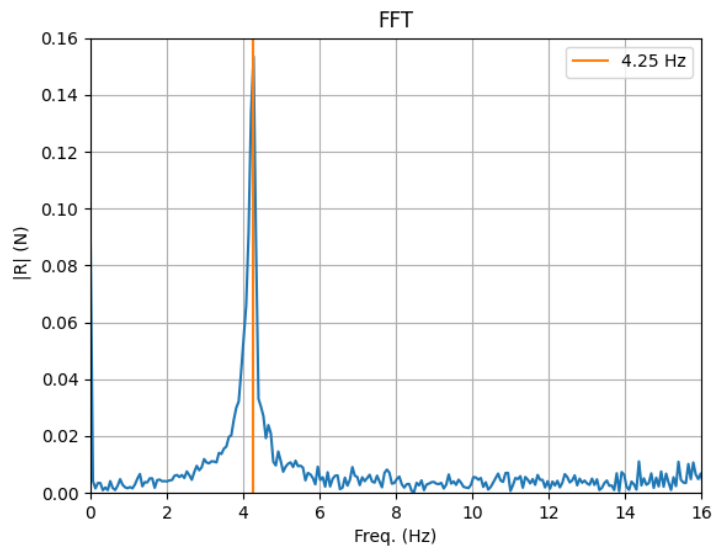


Figura 5.4 Transformada de *Fourier* da Força de Reação.

Foram realizados mais dois ensaios similares para se obter uma média da frequência da torre, apresentada na tabela 5.1.

Tabela 5.1 Frequência natural da torre.

Iteração	1	2	3	$\bar{\omega}_n \pm \sigma$
ω_n (Hz)	4,25	4,20	4,26	$4,24 \pm 0,03$

O valor de $(4,24 \pm 0,03)$ Hz está próximo do obtido na figura 3.44 (4,71 Hz), ou seja, com um erro de 10 %. Este erro pode ser o resultado de simplificações no método numérico e analítico, por exemplo, ao se considerar que o pino inferior do núcleo, se encontra estrangulado nos seus movimentos de translação, isto é, com uma constante de Rigidez a tender para o infinito.

Na realidade, o estrangulamento do pino está limitado pela elasticidade da célula de carga, influenciando a rigidez da torre e assim a sua frequência natural. Apesar do valor do erro não ser desprezável, o valor de frequência da torre é superior ao valor de 3,10 Hz, cumprindo assim o requisito de projeto.

5.1.2 Afinação do controlo do sistema de orientação da nacelle

A afinação da lei de controlo do sistema de orientação foi realizada na estrutura de testes da nacelle apresentada na secção 3.4. Para tal, foi utilizada a mesma rotina apresentada na figura 4.26, deslocando a nacelle até a um ponto de referência equivalente à origem $\theta = 0^\circ$. De seguida e em modo automático, foram impostas posições de referência, analisadas a respostas e ajustados iterativamente os parâmetros do controlo. Os valores finais são apresentados na tabela 5.2.

Tabela 5.2 Parâmetros da lei de controlo da orientação da nacelle.

Parâmetro	K_c	T_i (min)	T_d (min)
Valor	30	0,01	0,004

A resposta do sistema com os parâmetros referidos na tabela 5.2 é apresentada na figura 5.5, onde a evolução da posição medida e a de referência podem ser comparadas, bem como a evolução correspondente do sinal de controlo do motor (PWM).

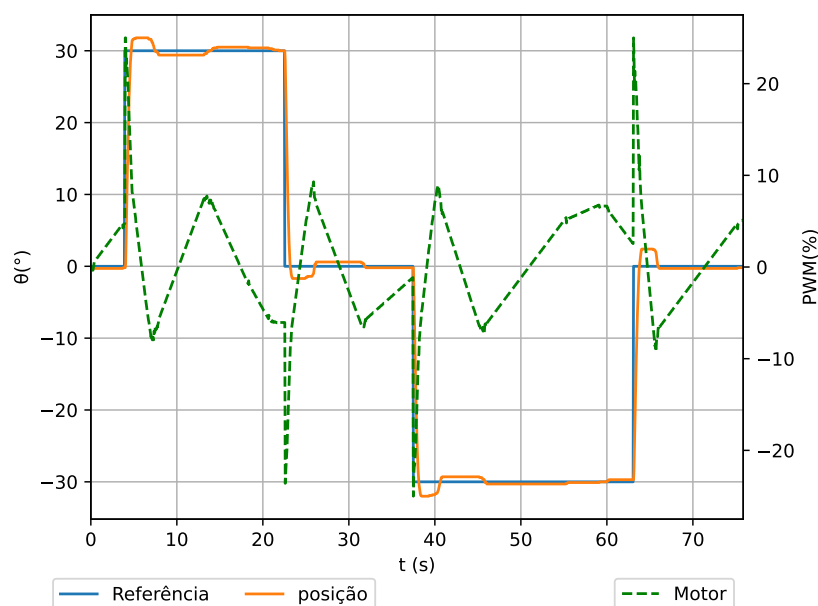


Figura 5.5 Posição e Referência durante o ensaio.

Desta resposta, obtiveram-se as suas características [58], apresentadas na tabela 5.3.

Tabela 5.3 Características da resposta.

Tempo de Subida, T_r (s)	$0,46 \pm 0,02$
Tempo de Pico, T_p (s)	$1,03 \pm 0,16$
Tempo de Estabilização, T_s (s)	$4,39 \pm 2,13$

Na mesma tabela observa-se valores baixos em tempo de subida e de pico. Contudo, observa-se um tempo ligeiramente superior de estabilização, tanto em valor médio como no desvio. Verifica-se também uma zona morta na atuação do motor, isto é, uma variação no sinal de comando do motor em magnitude e sentido à qual não se verifica alteração de posição. Isto se deve ao atrito estático no mecanismo de orientação da nacelle, que tem de ser vencido pelo motor.

5.1.3 Ajuste do controle do sistema de impulso

Foram realizados ensaios de verificação da operação do sistema de impulso em malha aberta e fechada, na estrutura de testes apresentada em 3.4.

No decorrer dos ensaios verificou-se que a operação dos sensores de proximidade seria significativamente melhorada pelo aumento da refletividade das pás ao feixe de infravermelhos. Assim, colocou-se um refletor de cor clara na pá da hélice, como se apresenta na figura 5.6.



Figura 5.6 Alteração na pá para melhor detecção.

No ensaio de malha aberta, comandou-se manualmente o motor através da regulação do sinal PWM, tendo-se depois registado os valores de velocidade e PWM, como se apresenta na figura 5.7.

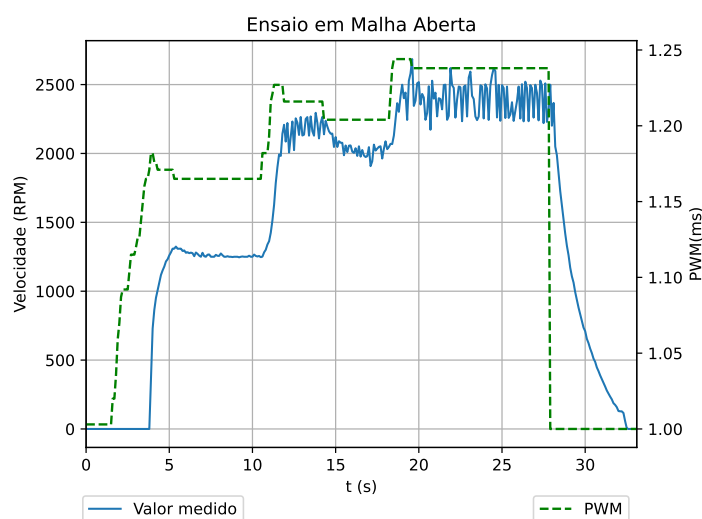


Figura 5.7 Ensaio em Malha Aberta.

Como se observa na mesma figura, o arranque do motor inicia-se a partir de 1,17 ms de PWM enquanto a sua velocidade de rotação estabiliza para ajustes de velocidade de referência até aproximadamente 2000 rpm, a partir da qual ocorrem oscilações. Esta situação verificava-se durante a captura dos dados, pois era possível obter uma medição estável até 6000 rpm quando desativada.

Os ensaios foram realizados em modo *Real-Time*, com velocidade de processamento de 1 kHz, e depois de otimizado o diagrama de blocos para aumentar o valor máximo mensurável de velocidade de rotação.

Contudo, a velocidade de processamento poderia ser significativamente aumentada até 200 MHz através de rotinas em modo FPGA. No entanto, a velocidade de processamento já escolhida era suficiente e a transição para o modo FPGA iria introduzir novos problemas, que

aqui se apresentam para suporte de futura investigação.

Segundo o circuito ilustrado na figura 5.8, o funcionamento do sensor tem por base um comparador (LM393) que determina se a diferença de potencial no foto-díodo é superior ou inferior a um valor definido num potenciómetro.

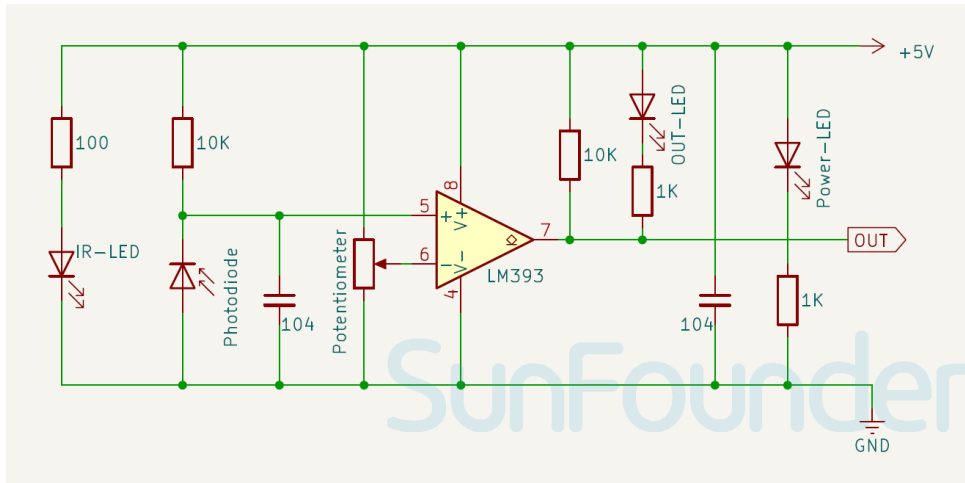


Figura 5.8 Diagrama do circuito do sensor de proximidade (Adaptado de [49]).

Assim como ilustrado na figura 5.9, a operação real (a) do comparador é diferente da ideal (b). A saída (7) do comparador tem uma relação linear com o potencial (entradas 5 e 6 do comparador) numa amplitude específica de valores e satura fora dessa mesma amplitude. Assim, a saída poderá oscilar sempre que se situe na zona de transição entre a deteção e a não deteção da pá. Ora, uma vez que se está a utilizar um modulo de entradas digitais, essas oscilações podem resultar em falsos impulsos registados como uma passagem da pá, ou seja, numa medição incorreta. Somente a utilização de filtros poderá resolver este problema em ambiente FPGA.

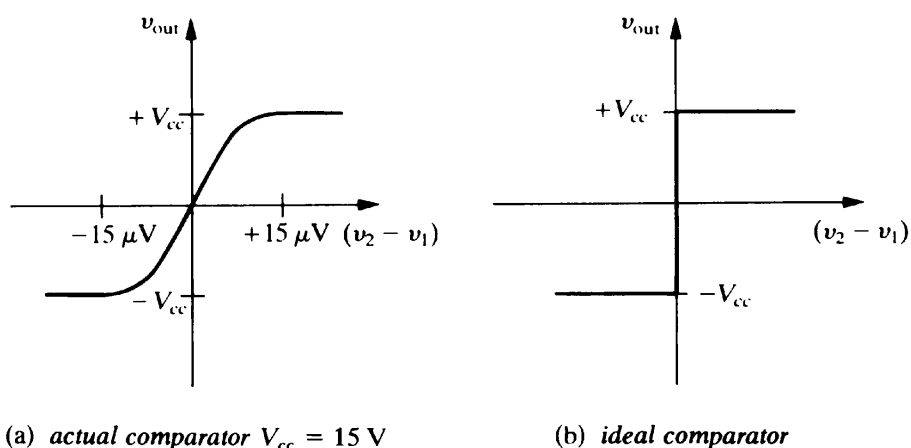


Figura 5.9 Curva real e ideal do comparador (Adaptado de [53]).

Relativamente aos ensaios em malha fechada, foi realizada em primeiro lugar uma afinação do controlo do sistema de impulso, iterando parâmetros do PID. As iterações foram realizadas através do arranque do motor por via manual, seguida de passagem para modo automático e ajustando a referência da velocidade para 1000 rpm. De seguida, foram realiza-

dos incrementos de 500 rpm à referência. A resposta final do sistema foi então obtida com os parâmetros otimizados (tabela 5.4) e é apresentada na figura 5.10. O controlador é do tipo proporcional e integrativo (PI) pois $T_d = 0$ e o K_c escolhido resolve o problema exposto na secção 4.1.3.

Tabela 5.4 Parâmetros da lei de Controlo da rotação da hélice.

Parâmetro	K_c	T_i (min)	T_d (min)
Valor	1×10^{-5}	0,01	0

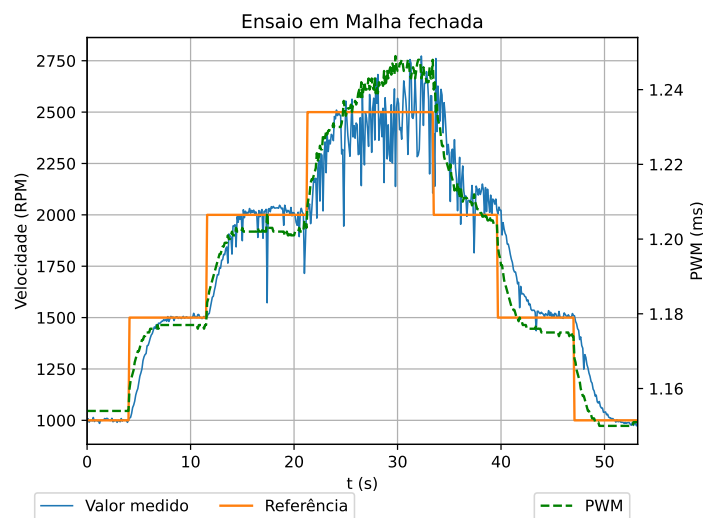


Figura 5.10 Ensaio em Malha Fechada.

Observa-se na mesma figura, que a medição da velocidade de rotação da hélice fica significativamente degradada abaixo de, aproximadamente 2000 rpm, sendo inferior ao obtido no ensaio em malha aberta, confirmando assim a influência da quantidade de processos na velocidade de processamento.

Quanto à resposta, é caracterizada por uma curva típica de um sistema sobre amortecido, sendo desejável precisamente pelas oscilações que se observaram nas medições de velocidade.

5.1.4 Ensaio de funcionamento

Neste ensaio verificou-se o correto funcionamento do simulador, depois de montada a nacelle na estrutura de testes (secção 3.5) e construída uma *Virtual Instrument* (VI) (figura 5.11) para controlo e monitorização do simulador relativamente ao (1) sistema de impulso, (2) sistema de orientação e (3) sistema de medição da reação na base, para além de outra informação auxiliar.

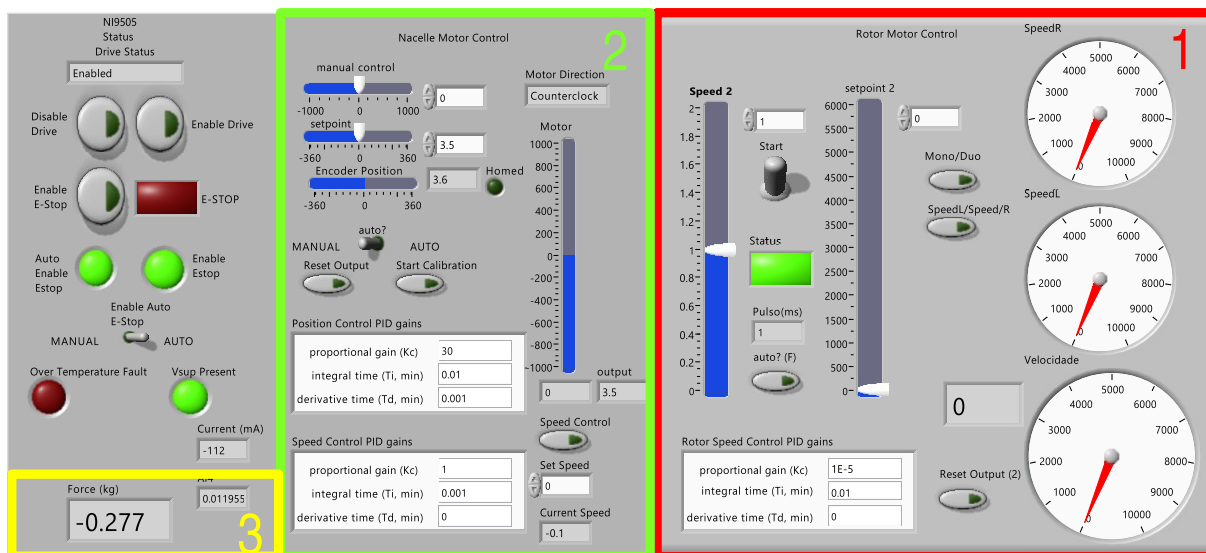
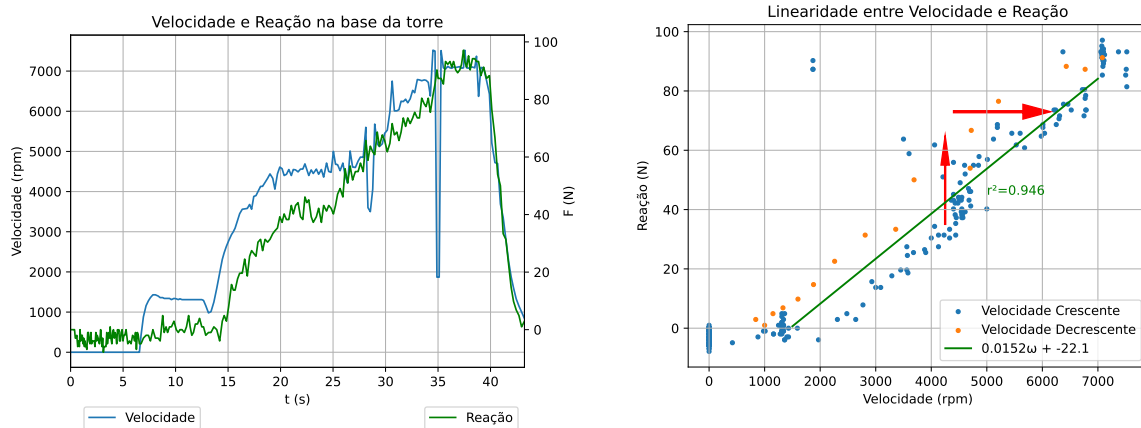


Figura 5.11 Interface gráfica para controlo do simulador.

O ensaio foi iniciado em modo manual, devido às eventuais limitações na medição da velocidade de rotação. A velocidade de rotação foi aumentada até atingir um valor máximo definido, que era 50 % da gama de aceleração máxima do motor. Ao mesmo tempo utilizava-se a VI para monitorizar a relação entre velocidade de rotação e força de reação na base da torre. Os resultados são apresentados na figura 5.12.



(a) Gráfico das grandezas em função do tempo.

(b) Relação entre a velocidade da hélice e Reação na base da torre.

Figura 5.12 Resultados do Ensaio Velocidade de rotação vs. Força de reação.

Os resultados mostram uma melhoria na velocidade máxima de rotação, possível de medir face ao ensaio apresentado na secção 5.1.3, atingindo 4500 rpm até se observarem algumas oscilações na medição a partir de $t = 20s$ (Figura 5.12a). As causas destas oscilações não eram evidentes, uma vez que neste ensaio a VI continha mais objetos e ligações do que o ensaio anterior.

Também se observa uma relação quase linear entre velocidade de rotação e reação na base da torre na figura 5.12b. No entanto, ocorrem atrasos na força de reação para variações de velocidade de rotação (setas a vermelho), que podem estar relacionados com a flexibilidade

do núcleo da torre e/ou utilização de filtros e outros componentes eletrônicos.

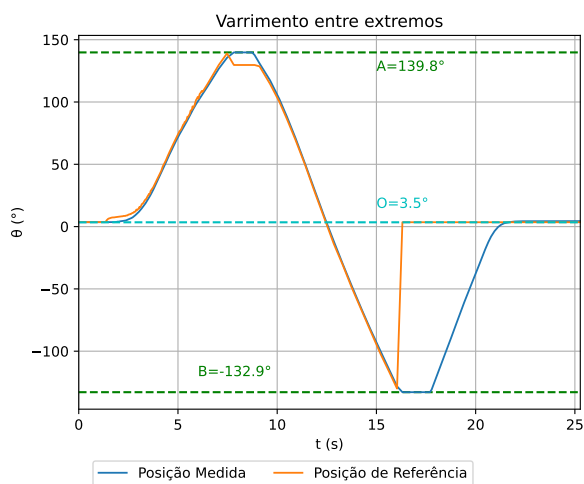
A seguir comparou-se a força de reação, calculada com base na regressão linear experimental (figura 5.12b) com a obtida analiticamente (equação 3.3), para uma velocidade de rotação de 6000 rpm e sabendo que a força de impulso correspondente de catálogo era de 6,57 N (Anexo A.5), sendo o erro aproximadamente $(R_{anl} - R_{exp}) \cdot 100/R_{anl} = 53\%$.

$$R_{exp} = 0.0152 \cdot \omega[\text{rpm}] - 22.1 = 69,1 \text{ N} \quad (5.1)$$

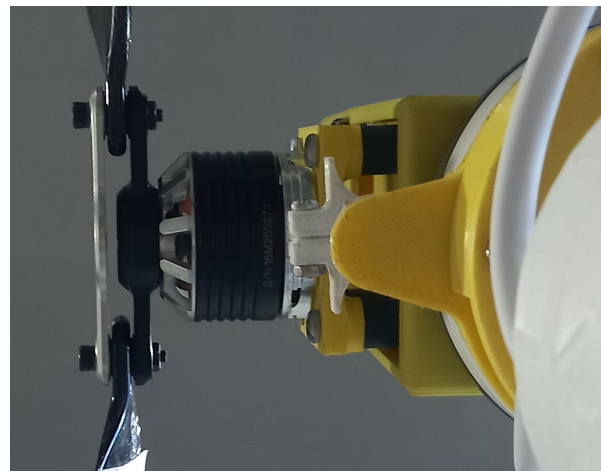
$$R_{anl} = 22.2(6.57) + 2.47 = 148,3 \text{ N} \quad (5.2)$$

A origem deste erro significativo pode estar relacionada com a calibração da célula de carga e/ou na eficiência da hélice, porque a nacelle pode afetar a aerodinâmica das pás. Pode também ter origem no atraso na resposta da força de reação em relação à velocidade, porque o ajuste linear foi construído com base em pontos obtidos com este atraso.

No último ensaio testou-se a rotina de calibração do simulador (figura 4.31), obtendo-se uma variação da posição medida e de referência, apresentadas na figura 5.13.



(a) Varrimento automático entre posições extremas.



(b) Alinhamento Final.

Figura 5.13 Rotina de Calibração.

Os resultados desta rotina são, à partida, positivos, como se mostra no alinhamento apresentado na figura 5.13b. A posição central e amplitude extremo-a-extremo foram 3,5°, face à origem do *Encoder*, e de 272,6°, respetivamente. Contudo, observou-se que o sinal de comando do motor de orientação interferia com o sinal de velocidade de rotação, pois nenhum comando foi enviado ao motor de impulso e não foi observada movimentação da hélice durante o ensaio, como se mostra na figura 5.14.

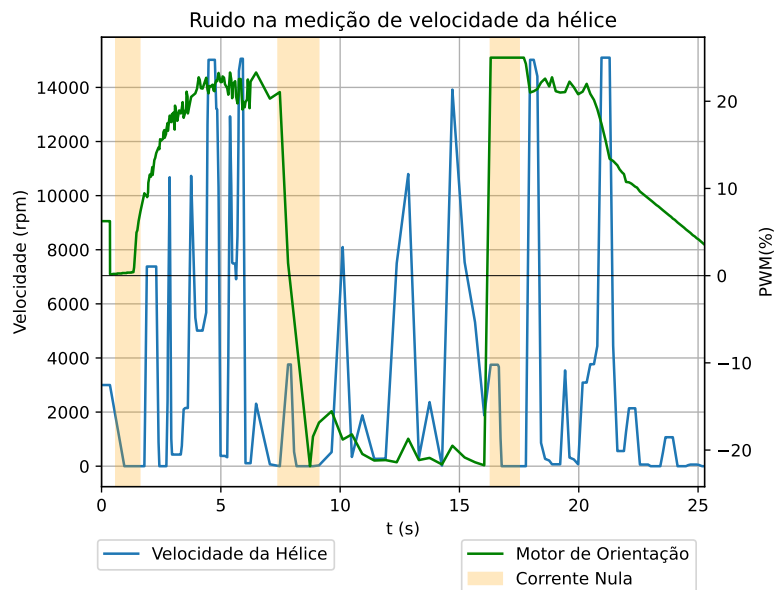


Figura 5.14 Ruído na medição de velocidade da hélice durante mudança de direção da nacelle.

Nesta figura identificam-se intervalos de tempo em que o motor do sistema de orientação não recebia corrente, seja porque o comando assim o exigia ou por ter atuado um dos sensores de fim-de-curso. Esta medição fictícia de velocidade da hélice resultou da interferência entre os fios condutores, pois os fios de alimentação do MO e de comunicação dos sensores de rotação estavam no mesmo cabo, mesmo com blindagem.

Assim, não foi possível medir e controlar a rotação da hélice e alterar a orientação da nacelle em simultâneo.

5.2 Alterações no projeto

Após o fabrico das peças do projeto e da montagem dos vários componentes, verificaram-se diversas situações que dificultaram a montagem e operação do sistema. Assim, foram aplicadas algumas otimizações ao projeto.

5.2.1 Torre

Uma vez montada toda a estrutura de testes, verificou-se que os furos na base da torre, para a passagem de cabos, não tinham dimensão suficiente. Foram abertas passagens temporárias para os cabos, como se pode observar na figura 5.15.

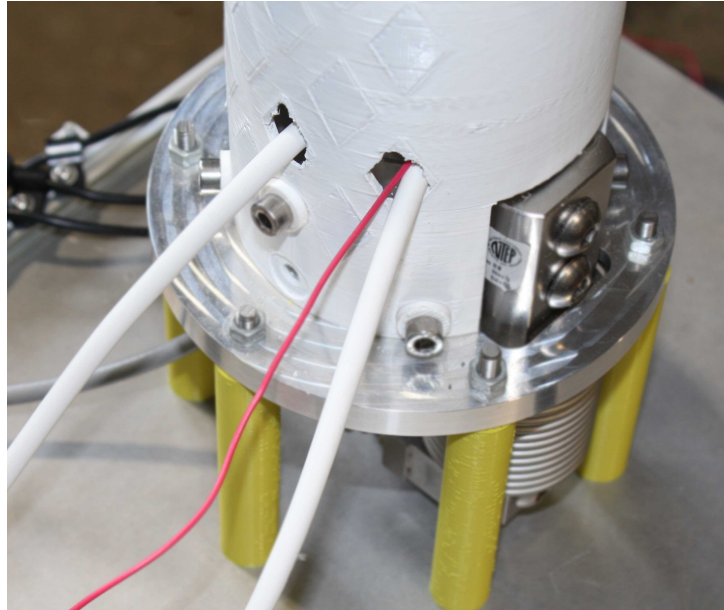
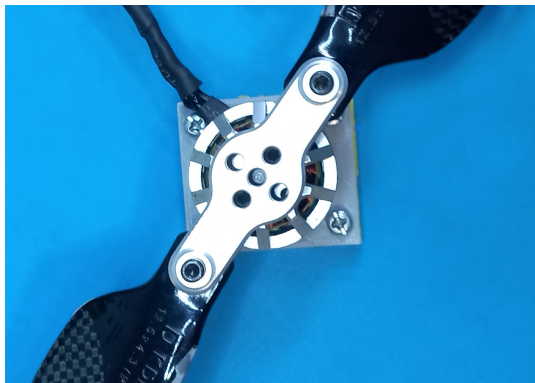


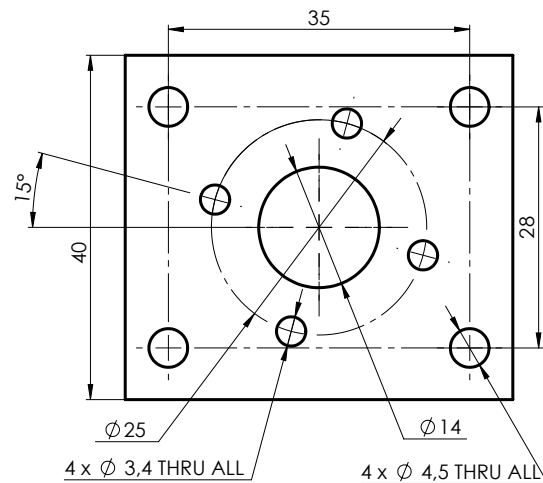
Figura 5.15 Passagem de cabos pela coluna exterior.

5.2.2 Nacelle

Na placa do motor, verificou-se que um dos parafusos, que liga a placa a um dos amortecedores, interferia ligeiramente com o cabo de alimentação do motor, como se vê na figura 5.16a. Assim, deslocaram-se os furos em 15° (figura 5.16a).



(a) Situação inicial.



(b) Desenho final.

Figura 5.16 Interferência entre parafuso e cabo de alimentação.

Também nos mesmos componentes, verificou-se que a rosca interna nos amortecedores não era suficiente para o comprimento de parafusos que foram utilizados, levando a uma alteração da espessura da placa e sua geometria, como ilustra a figura 5.16b.

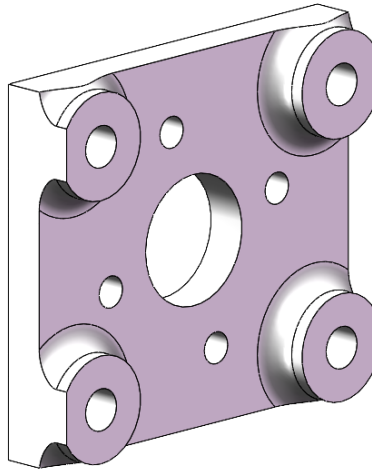


Figura 5.17 Aumento de Espessura.

A construção prevista inicialmente das peças da nacelle em alumínio (disco inferior e disco superior) foi alterada para PLA, com o objetivo de verificar eventuais incompatibilidades entre as peças e reduzir no custo de fabrico. Nesse sentido, não se considerou o resultado do estudo topológico do disco inferior e uniram-se os discos inferior e espaçador, sendo construídos numa só peça, como ilustra a figura 5.18.

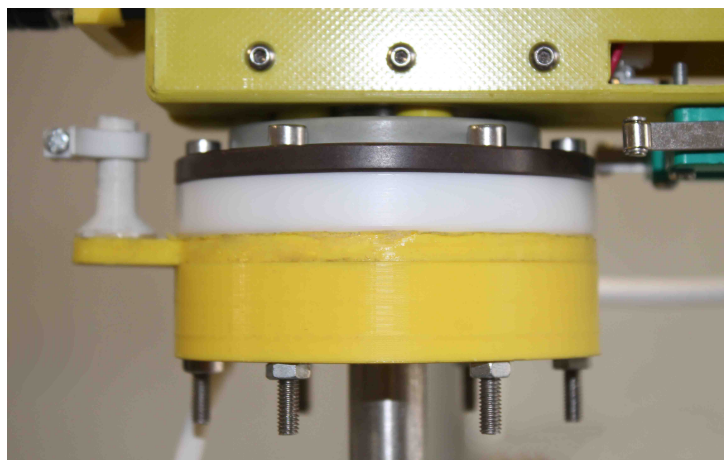


Figura 5.18 Disco inferior e superior numa peça inteira.

No mesmo sentido, o pino limitador foi inicialmente fabricado por FDM, tendo a forma de montagem sido alterada de uma ligação parafusada para uma ligação adesiva com o disco superior. Também se reduziu a altura do pino e deslocaram-se os sensores de fim-de-curso para a parte exterior e inferior da caixa da nacelle, porque o pino colidia com a caixa, antes de atuar os sensores, como se ilustra a figura 5.19.

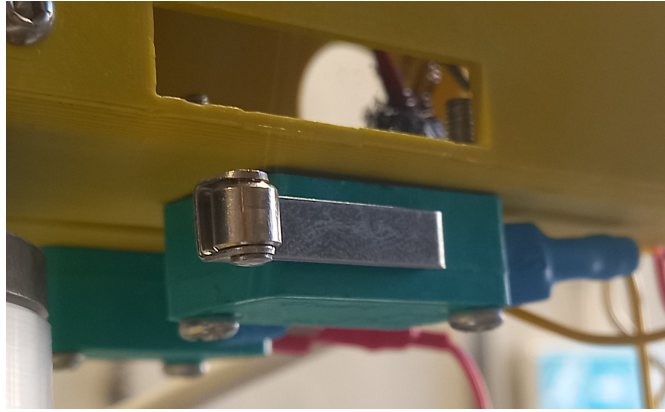


Figura 5.19 Alteração na posição dos sensores fim-de-curso.

Mesmo assim, o contacto entre o pino e os sensores era falível, pois não ativava a função fim-de-curso mesmo em contacto com eles. Deste modo, foi desenhada uma nova peça para se encaixar no pino, com uma geometria para melhorar o contacto entre as peças e permitir o ajuste em altura, como se ilustra na figura 5.20.

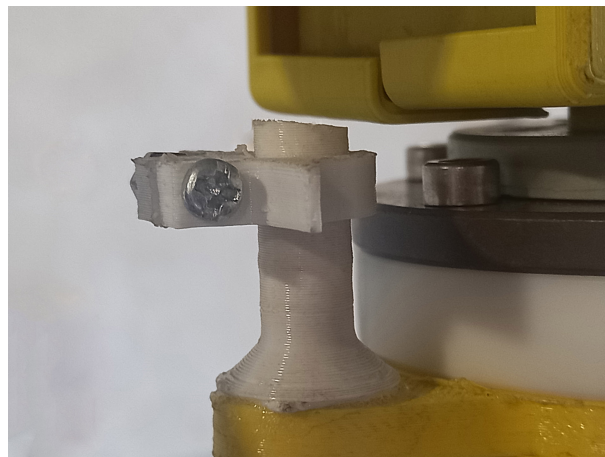


Figura 5.20 Peça para contacto entre Interruptor e Pino limitador.

Também se verificou que a hélice não colidia com a estrutura de testes da nacelle, depois de colocado o extensor (figura 5.21). Contudo, a ligação entre o extensor e a placa para o lastro não era rígida. Deste modo, integraram-se as peças numa só para aumentar a rigidez do conjunto, acompanhada da revisão dos desenhos da estrutura (apêndice A.27).

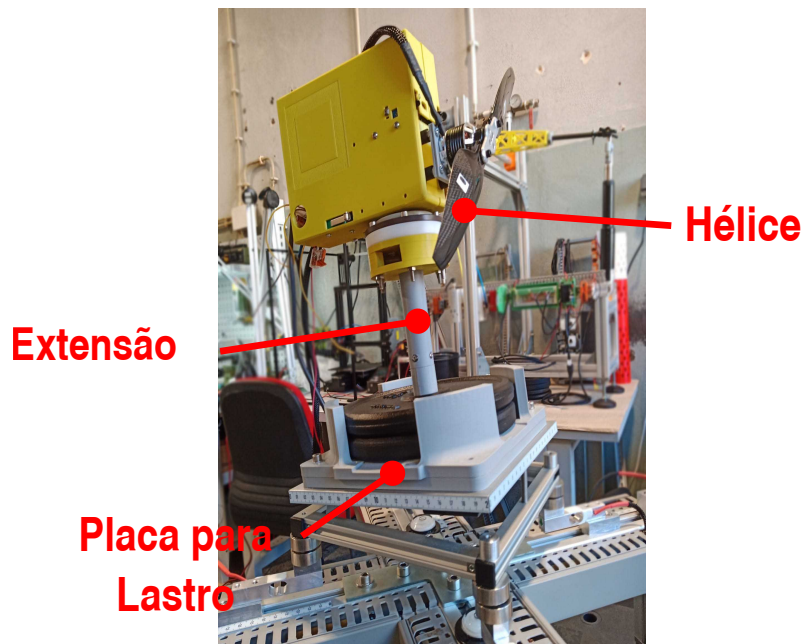


Figura 5.21 Estrutura de testes da nacelle instalada no equipamento de medição de centro de massa (Adaptado de [48]).

Entretanto a estrutura de testes do simulador foi atualizada com calhas DIN e de organização de cabos, para a instalação da instrumentação, tais como baterias, fonte de alimentação, controlador de velocidade (ESC), amplificador para a célula de carga e outro equipamento auxiliar (figura 5.22).

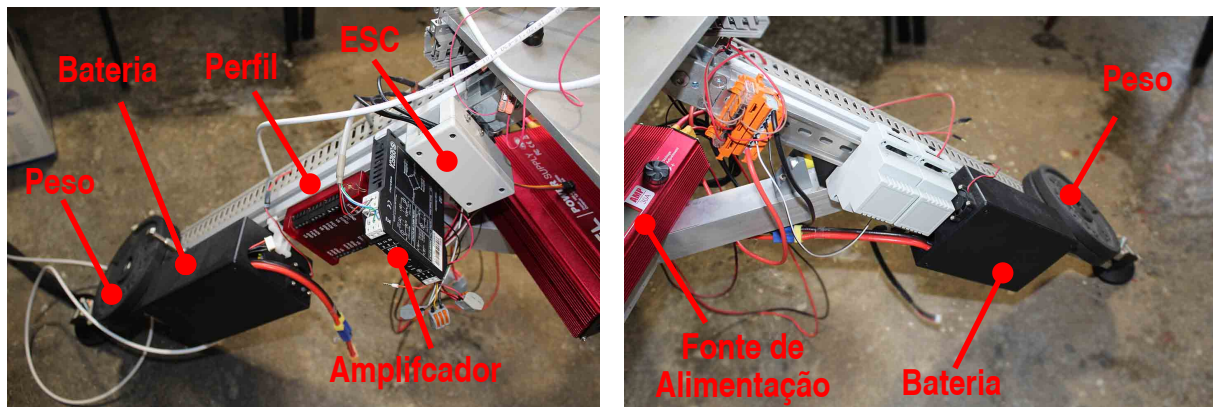


Figura 5.22 Equipamento eletrônico na Estrutura de Testes.

Capítulo 6

Conclusões e Trabalho Futuro

6.1 Conclusões

O desenvolvimento deste projeto permitiu a integração dos vários componentes essenciais para o funcionamento deste simulador. Daqui resultou o projeto mecânico, com desenhos em apêndice A, e construção através de algumas técnicas de fabrico convencionais e por FDM. A montagem e operação do sistema não resultaram em falhas de resistência mecânica à exceção do mecanismo de encaixe dos segmentos da torre. A colocação de pesos nas estruturas de testes permitiu garantir a sua estabilidade.

Foi possível alterar a orientação da nacelle de modo a impor a linha de ação do vento simulado, desenvolvendo malhas de controlo que permitem a regulação da posição e um sistema de fim de curso. A conjugação destes modos de operação permitiu ainda a realização de uma rotina de calibração que retorna a nacelle a uma posição central. Foi também possível impor uma rotação da hélice através da integração do ESC e do controlador, no qual se utilizou uma resistência de *pull-down* para correta comunicação. Este sistema recorreu a operações em malha aberta e em malha fechada com sensores de velocidade de rotação.

Todo o trabalho realizado neste projeto teve como objetivo final a obtenção de um sistema *Hardware-in-the-Loop* para simulações e testes à escala no modelo experimental. Apesar de todo desenvolvimento e preparação neste sentido, não foi possível fechar o *loop* em tempo útil devido às vicissitudes de um projeto com esta abrangência, a alguns atrasos normais no fabrico de algumas peças e ao tempo necessário/despendido na parte experimental do projeto. Este objetivo será concluído brevemente.

Os ensaios permitiram determinar uma relação entre a velocidade rotação da hélice e a força de reação. Uma vez que não foi possível medir a força da hélice, não foi possível garantir a validade da relação determinada. Na operacionalização do simulador, observou-se que o comando do motor de orientação da nacelle interferia com a medição da velocidade de rotação da hélice. O projeto do núcleo da torre permitiu que a frequência natural (4,25 Hz) fosse superior ao requisito mínimo (3,10 Hz).

Neste trabalho, além do envolvimento no projeto, *Variable geometry Wave Energy Conversion system for floating platforms* (Sistema de conversão da energia das ondas de geometria variável para plataformas flutuantes) PTDC/EME-REN/0242/2020 - WEC4MUP, em termos de disseminação foi realizada uma publicação, como resultado dos estudos, projeto, construção

dos modelos e trabalho experimental efetuado.

Foi submetido e aceite para publicação um artigo científico na *RENEW 2024 - 6th International Conference on Renewable Energies Offshore*, 19-21 novembro 2024, em Lisboa, referente à construção da balança que permite a determinação da posição do centro de massa nas três coordenadas cartesianas. Como referência deste artigo tem-se:

J. F. Gaspar et al., «*Calibration of floating offshore wind turbine experimental models using a novel workbench apparatus*», em *C. G. Soares e S. Wang, eds.*, 1^a ed. CRC Press, 2024, pp. 667–677, *RENEW 2024, 19-21 November 2024, Lisbon, Portugal*, ISBN: 9781003558859. DOI: 10.1201/9781003558859-73 [48]. Foram ainda submetidos resumos, com base no trabalho realizado, para a apresentação de um poster nos *Science Days NinTec 2024* [59] e um artigo para conferência *Marstruct 2025* [60].

6.2 Trabalho Futuro

Com base nos resultados e conclusões deste projeto, a primeira coisa a fazer será terminar o sistema HIL. No entanto, existem diversas áreas que podem ser desenvolvidas e melhoradas, tanto a nível mecânico como instrumentação. Quanto ao fabrico de peças, destaca-se a modelação e fabrico de novas peças feitas por FDM para melhorar as suas funcionalidades e rigidez.

Relativamente à instrumentação, os diagramas de blocos e painéis podem ser alvo de algumas melhorias, permitindo um melhor uso dos recursos e um melhor desempenho a nível de velocidade de processamento e, por exemplo, uma melhor leitura de velocidade de rotação da hélice. Neste sentido, também poderá ser feita uma melhor gestão dos condutores de comunicação com os sistemas de modo a reduzir as interferências, permitindo que, por exemplo, possa ser aplicada uma força e alterada a sua direção em simultâneo. Estas melhorias também incluem a adição de funcionalidades, como a deteção de falhas e a execução de sequências de comandos no caso de anomalias no sistema.

Para além disso, poderá ser feita a implementação de outros sistemas de medição de parâmetros do simulador. Esses sistemas podem permitir, por exemplo, a medição da força de impulso para melhor análise dos resultados da secção 5.1.4, o condicionamento de sinal adequado do acelerómetro para medição de deslocamentos e acelerações da nacelle. Também pode ser desenvolvido um sistema de gestão energética dos equipamentos, monitorizando potência e corrente consumida, uma vez que o modelo deverá ser autónomo de modo a funcionar com o auxílio de baterias de lítio. Por último, o equipamento desenvolvido em [48] poderá ser utilizado para o controlo do centro de massa dos vários conjuntos, como por exemplo da nacelle.

Referências

- [1] PrinciplePower, «WindFloat1», URL: <https://www.principlepower.com/projects/windfloat1> (acedido em 07/11/2023).
- [2] PrinciplePower, «WindFloat Atlantic», URL: <https://www.principlepower.com/projects/windfloat-atlantic> (acedido em 07/11/2023).
- [3] B. Beaubouef, «WindFloat Atlantic represents major offshore wind milestone», *Offshore Magazine*, 2020.
- [4] D. Spera, *Wind Turbine Technology: Fundamental Concepts of Wind Turbine Engineering*. ASME Press, 1994, ISBN: 9780791812051.
- [5] M. O. Siddiqui, P. R. Feja, P. Borowski, H. Kyling, A. R. Nejad e J. Wenske, «Wind turbine nacelle testing: State-of-the-art and development trends», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 188, p. 113767, 2023, ISSN: 1364-0321. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2023.113767>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S136403212300624X>.
- [6] A. R. Henderson, C. Morgan, B. Smith, H. C. Sørensen, R. J. Barthelmie e B. Boesmans, «Offshore Wind Energy in Europe – A Review of the State-of-the-Art», *Wind Energy*, vol. 6, n.º 1, pp. 35–52, 2003. DOI: <https://doi.org/10.1002/we.82>. eprint: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/pdf/10.1002/we.82>. URL: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/we.82>.
- [7] X. Wu et al., «Foundations of offshore wind turbines: A review», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 104, pp. 379–393, 2019, ISSN: 1364-0321. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.01.012>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032119300127>.
- [8] Z. Jiang, «Installation of offshore wind turbines: A technical review», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 139, p. 110576, 2021, ISSN: 1364-0321. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110576>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032120308601>.
- [9] J. Koh e E. Ng, «Downwind offshore wind turbines: Opportunities, trends and technical challenges», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 54, pp. 797–808, 2016, ISSN: 1364-0321. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.10.096>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032115011752>.
- [10] J. Cruz e M. Atcheson, *Floating Offshore Wind Energy: The Next Generation of Wind Energy*. jan. de 2016, ISBN: 978-3-319-29396-7. DOI: [10.1007/978-3-319-29396-7](https://doi.org/10.1007/978-3-319-29396-7).
- [11] S. Rodrigues, N. Fonseca e J. Santos, «Análise do comportamento do navio no mar por um método dos painéis simplificado e pela teoria das faixas», mai. de 2012.
- [12] K. A. Shah, Y. Li, R. Nagamune, Y. Zhou e W. Ur Rehman, «Platform motion minimization using model predictive control of a floating offshore wind turbine», *Theoretical and Applied Mechanics Letters*, vol. 11, n.º 5, p. 100295, 2021, ISSN: 2095-0349. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.taml.2021.100295>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2095034921001021>.

- [13] T.-T. Tran e D.-H. Kim, «The platform pitching motion of floating offshore wind turbine: A preliminary unsteady aerodynamic analysis», *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 142, pp. 65–81, 2015, ISSN: 0167-6105. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2015.03.009>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0167610515000690>.
- [14] J. Azcona et al., *D4.2.4: Results of wave tank tests*, 2016.
- [15] H. Bredmose, S. E. Larsen, D. Matha, A. R. E. Marino e L. Sætran, «D2.4: Collation of off-shore wind-wave dynamics», *Marine Renewables Infrastructure Network*, 2016.
- [16] M. Kamarlouei et al., «Experimental analysis of wave energy converters concentrically attached on a floating offshore platform», *Renewable Energy*, vol. 152, pp. 1171–1185, 2020, ISSN: 0960-1481. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.01.078>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148120300975>.
- [17] M. Andersen, *Floating Foundations for Offshore Wind Turbines*, English, PhD supervisor: Professor Søren R.K. Nielsen, Aalborg University Assistant PhD supervisor: Associate Professor Peter B. Frigaard, Aalborg University, 2016. DOI: [10.5278/vbn.phd.engsci.00175](https://doi.org/10.5278/vbn.phd.engsci.00175).
- [18] *Integrated Dynamic Analysis of Floating Offshore Wind Turbines*, vol. Volume 1: Offshore Technology; Offshore Wind Energy; Ocean Research Technology; LNG Specialty Symposium, International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, jun. de 2006, pp. 671–679. DOI: [10.1115/OMAE2006-92291](https://doi.org/10.1115/OMAE2006-92291). eprint: https://asmedigitalcollection.asme.org/OMAE/proceedings-pdf/OMAE2006/47462/671/4561077/671_1.pdf. URL: <https://doi.org/10.1115/OMAE2006-92291>.
- [19] M. Hmedi, E. Uzunoglu, C. Zeng, J. F. Gaspar e C. Guedes Soares, «Experimental Challenges and Modelling Approaches of Floating Wind Turbines», *Journal of Marine Science and Engineering*, vol. 11, n.º 11, 2023, ISSN: 2077-1312. DOI: [10.3390/jmse11112048](https://doi.org/10.3390/jmse11112048). URL: <https://www.mdpi.com/2077-1312/11/11/2048>.
- [20] C. Chen, Y. Ma e T. Fan, «Review of model experimental methods focusing on aerodynamic simulation of floating offshore wind turbines», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 157, p. 112036, 2022, ISSN: 1364-0321. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.112036>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032121012983>.
- [21] W. Shi et al., «Real-time hybrid model tests of floating offshore wind turbines: Status, challenges, and future trends», *Applied Ocean Research*, vol. 141, p. 103796, 2023, ISSN: 0141-1187. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apor.2023.103796>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0141118723003371>.
- [22] B. Wen et al., «A multi-drive aerodynamic load simulator for floating wind turbine model tests: Development, test and application», *Ocean Engineering*, vol. 286, p. 115579, 2023, ISSN: 0029-8018. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2023.115579>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0029801823019637>.
- [23] A. M. Urbán e R. Guanche, «Wind turbine aerodynamics scale-modeling for floating offshore wind platform testing», *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 186, pp. 49–57, 2019, ISSN: 0167-6105. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2018.12.021>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0167610518310559>.
- [24] *Real-Time Hybrid Model Testing of a Braceless Semi-Submersible Wind Turbine: Part II — Experimental Results*, vol. Volume 6: Ocean Space Utilization; Ocean Renewable Energy, International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, jun. de 2016, V006T09A040. DOI: [10.1115/OMAE2016-54437](https://doi.org/10.1115/OMAE2016-54437). eprint: <https://asmedigitalcollection.asme.org/OMAE/proceedings-pdf/OMAE2016/49972/>

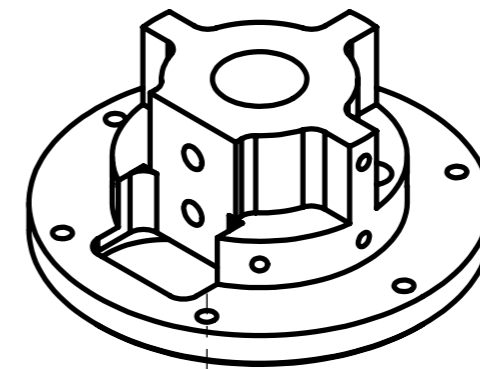
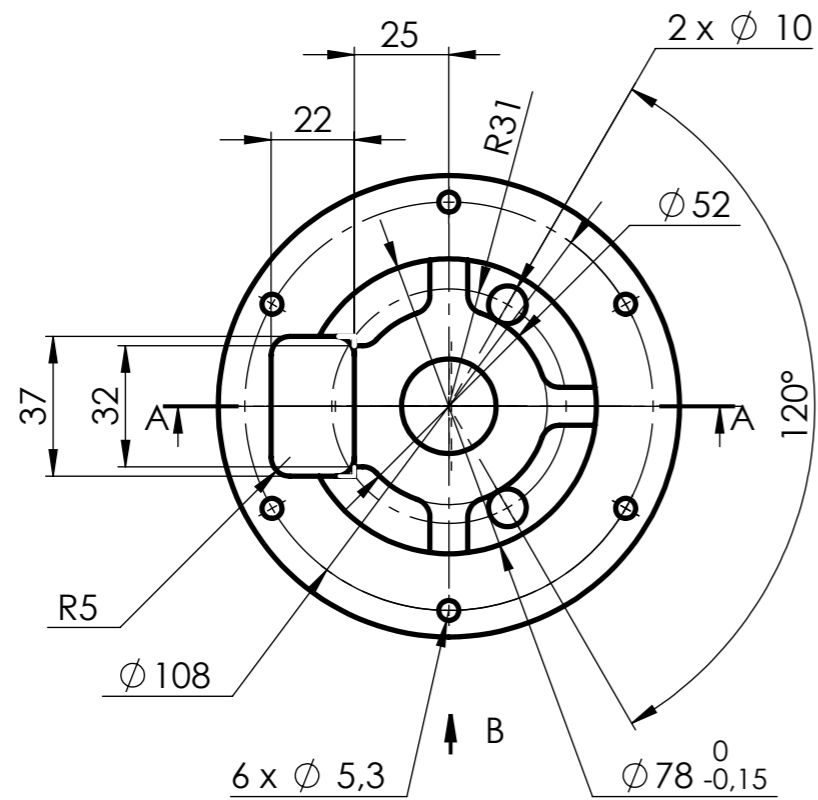
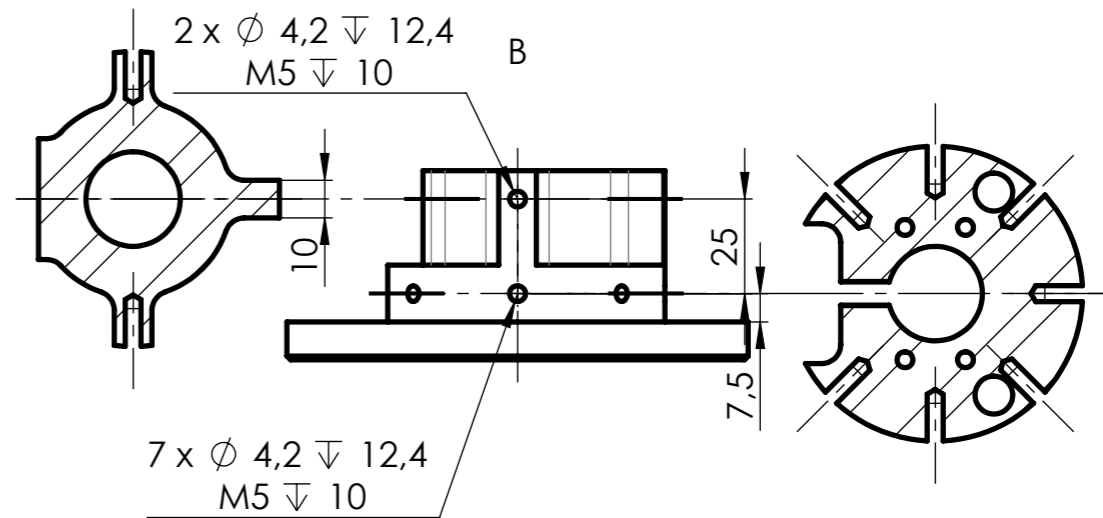
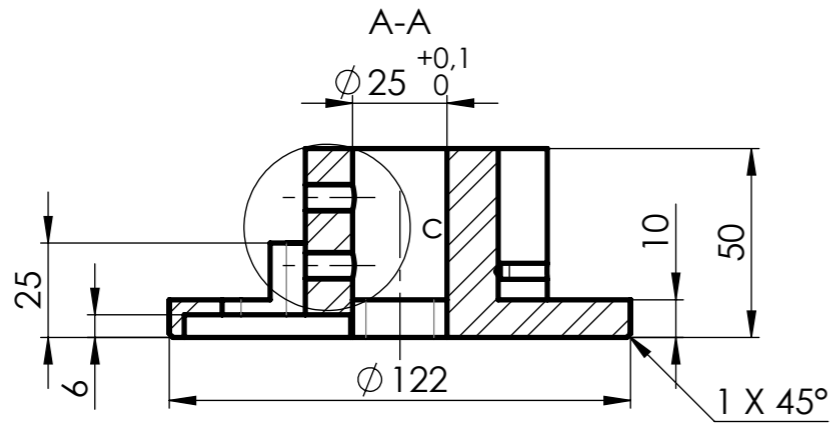
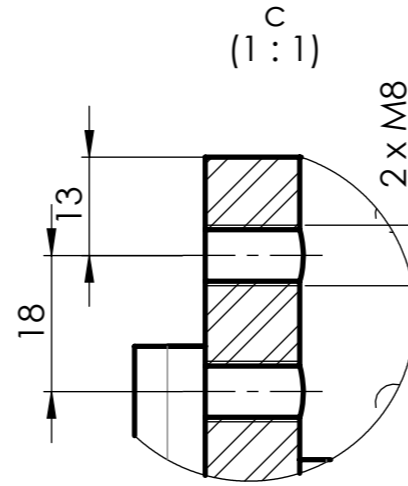
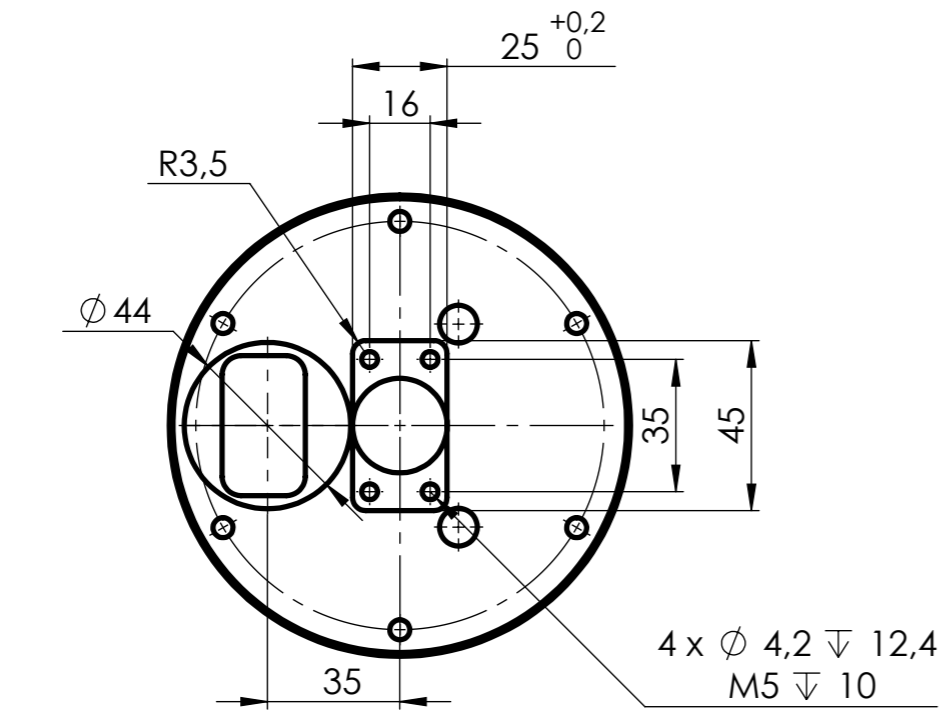
- V006T09A040/2570094/v006t09a040-omae2016-54437.pdf. URL: <https://doi.org/10.1115/OMAE2016-54437>.
- [25] M. Belloli et al., «A hybrid methodology for wind tunnel testing of floating offshore wind turbines», *Ocean Engineering*, vol. 210, p. 107592, 2020, ISSN: 0029-8018. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2020.107592>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0029801820305953>.
- [26] A. Robertson et al., «Definition of the Semisubmersible Floating System for Phase II of OC4», set. de 2014. DOI: 10.2172/1155123. URL: <https://www.osti.gov/biblio/1155123>.
- [27] D. Zhang et al., «A coupled numerical framework for hybrid floating offshore wind turbine and oscillating water column wave energy converters», *Energy Conversion and Management*, vol. 267, p. 115933, 2022, ISSN: 0196-8904. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.115933>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890422007294>.
- [28] L. Cuadra, S. Salcedo-Sanz, J. Nieto-Borge, E. Alexandre e G. Rodríguez, «Computational intelligence in wave energy: Comprehensive review and case study», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 58, pp. 1223–1246, 2016, ISSN: 1364-0321. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.253>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032115016366>.
- [29] M. Kamarlouei et al., «Experimental study of wave energy converter arrays adapted to a semi-submersible wind platform», *Renewable Energy*, vol. 188, pp. 145–163, 2022, ISSN: 0960-1481. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2022.02.014>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148122001537>.
- [30] J. Azcona, F. Bouchotrouch e F. Vittori, «Low-frequency dynamics of a floating wind turbine in wave tank–scaled experiments with SiL hybrid method», *Wind Energy*, vol. 22, n.º 10, pp. 1402–1413, 2019. DOI: <https://doi.org/10.1002/we.2377>. eprint: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/pdf/10.1002/we.2377>. URL: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/we.2377>.
- [31] E. Oguz et al., «Experimental and numerical analysis of a TLP floating offshore wind turbine», *Ocean Engineering*, vol. 147, pp. 591–605, 2018, ISSN: 0029-8018. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2017.10.052>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0029801817306649>.
- [32] O. Pires et al., «Inclusion of rotor moments in scaled wave tank test of a floating wind turbine using SiL hybrid method», *Journal of Physics: Conference Series*, vol. 1618, n.º 3, p. 032048, set. de 2020. DOI: 10.1088/1742-6596/1618/3/032048. URL: <https://dx.doi.org/10.1088/1742-6596/1618/3/032048>.
- [33] A. Otter, J. Murphy e C. J. Desmond, «Emulating aerodynamic forces and moments for hybrid testing of floating wind turbine models», *Journal of Physics: Conference Series*, vol. 1618, n.º 3, p. 032022, set. de 2020. DOI: 10.1088/1742-6596/1618/3/032022. URL: <https://dx.doi.org/10.1088/1742-6596/1618/3/032022>.
- [34] H. B. Kjær, «Z6 Bending Beam Load Cell: The Market Standard for Precision and Robustness in the Weighing Range from 5 kg to 1 t», URL: https://www.hbm.com/en/2701/z6-beam-load-cell/?product_type_no=Z6%20Bending%20Beam%20Load%20Cell (acedido em 17/09/2023).
- [35] «iglidur® G, flange bearing, mm», Iigus, ed., URL: <https://www.igus.eu/iglidur-ibh/flanged-bearings/product-details/iglidur-g-m?artnr=GFM-0506-035> (acedido em 02/11/2023).
- [36] S. Morais, *Desenho técnico básico*, P. Editora, ed. 2015.

- [37] aspenfasteners, «Metric DIN 6799 E-Type Retaining Ring», URL: https://www.aspenfasteners.com/content/pdf/Metric_DIN_6799_spec.pdf.
- [38] C. Bak et al., *The DTU 10-MW Reference Wind Turbine*, English, Danish Wind Power Research 2013 ; Conference date: 27-05-2013 Through 28-05-2013, 2013.
- [39] R. Budynas e K. Nisbett, *Shigley's Mechanical Engineering Design*. McGraw-Hill Higher Education, 2014, ISBN: 9781259986246.
- [40] H. SALEM, H. ABOUCHADI e K. ELBIKRI, «PLA Mechanical Performance Before and After 3D Printing», *International Journal of Advanced Computer Science and Applications*, vol. 13, n.º 3, 2022. DOI: 10.14569/IJACSA.2022.0130340. URL: <http://dx.doi.org/10.14569/IJACSA.2022.0130340>.
- [41] D. Wynne, «YUMO E6B2-CWZ3E Rotary Encoder Quadrature - Sparkfun COM-11102», 14 de abr. de 2014. URL: <https://grabcad.com/library/yumo-e6b2-cwz3e-rotary-encoder-quadrature-sparkfun-com-11102-1> (acedido em 14/11/2023).
- [42] T. Susanto, «Permanent Magnet Worm Gear Motor DC», 11 de ago. de 2021. URL: <https://grabcad.com/library/permanent-magnet-worm-gear-motor-dc-4058gw31zy-12v-260rpm-1> (acedido em 14/11/2023).
- [43] «iglidur® PRT spacer ring, POM», Igus, ed., URL: https://www.igus.eu/product/iglidur_PRT_DR_POM (acedido em 08/11/2023).
- [44] «iglidur® slewing ring, PRT-02», Igus, ed., URL: https://www.igus.eu/product/iglidur_PRT_02_LC_J4?artnr=PRT-02-20-LC (acedido em 08/11/2023).
- [45] John. «Stepper Motor Flexible Coupling 6,35 x 8 mm». (2015), URL: <https://grabcad.com/library/stepper-motor-flexible-coupling-6-35-x-8-mm-1> (acedido em 05/12/2023).
- [46] A. Carvalho, *Sistemas Contínuos, Apresentação Manutenção Controlo de Condição - Mestrado em Engenharia Mecânica*, 2023.
- [47] S. Rao, *Mechanical Vibrations in SI Units*. Pearson Education, 2017, ISBN: 9781292178615. URL: <https://books.google.pt/books?id=REQ4DwAAQBAJ>.
- [48] J. F. Gaspar, F. P. Santos, C. Guedes Soares, M. J. G. C. Mendes, J. P. Gonçalves e D. V. Agostinho, «Calibration of floating offshore wind turbine experimental models using a novel workbench apparatus», em C. G. Soares e S. Wang, eds., 1ª ed. CRC Press, 2024, pp. 667–677, RENEW 2024, 19-21 November 2024, Lisbon, Portugal, ISBN: 9781003558859. DOI: 10.1201/9781003558859-73.
- [49] eMUQI, «IR Obstacle Avoidance Sensor Module», URL: https://docs.sunfounder.com/projects/ultimate-sensor-kit/en/latest/components_basic/09-component_ir_obstacle.html (acedido em 15/09/2024).
- [50] N. Instruments, «Implementing the PID Algorithm with the PID VIs», URL: <https://www.ni.com/docs/en-US/bundle/labview/page/implementing-the-pid-algorithm-with-the-pid-vis.html> (acedido em 08/08/2024).
- [51] james88. «FPGA Motor Position Sequence 9505». (2017), URL: <https://forums.ni.com/t5/Example-Code/FPGA-Motor-Position-Sequence-9505/ta-p/3502151> (acedido em 20/07/2023).
- [52] N. Instruments, *NI9505 Operating Instructions and Specifications*. URL: <https://www.ni.com/docs/en-US/bundle/374211h/resource/374211h.pdf> (acedido em 29/06/2023).
- [53] R. Simpson, *Introductory Electronics for Scientists and Engineers*, 2ª ed. Allyn e Bacon, 1974, ISBN: 9780205038459.
- [54] Mathworks. «Quadrature Decoder». (2020), URL: <https://www.mathworks.com/help/mcb/ref/quadraturedecoder.html>.

- [55] M. Don e M. Ilg, «Quadrature Decoder Design Using Microcontroller On-Chip Configurable Logic», CCDC Army Research Laboratory, rel. téc., ago. de 2020.
- [56] O. C. I. A. Company, «Incremental 40-mm-dia. Rotary Encoder E6B2-C», 2023. URL: https://www.ia.omron.com/data_pdf/cat/e6b2-c_ds_e_6_3_csm491.pdf?id=487.
- [57] A. Carvalho, *Trabalho Prático de Vibrações Mecânicas*, Enunciado Vibrações Mecânicas - Mestrado em Engenharia Mecânica, 2023.
- [58] N. Nise, *Control Systems Engineering*, 6ª ed. John Wiley & Sons, Incorporated, 2011, ISBN: 9781118138168.
- [59] D. V. Agostinho, T. S. Hallak, J. F. Gaspar, M. Mendes e C. Guedes Soares, «Experimental Wind Turbine Simulator», *NIntec Science Days*, out. de 2024.
- [60] J. F. Gaspar, T. S. Hallak, F. P. Santos, C. Guedes Soares, D. V. Agostinho e M. J. G. C. Mendes, «Aerodynamic load simulator for early-stage testing of floating wind turbine physical model», *Marstruct*, 2025, (Submetido).

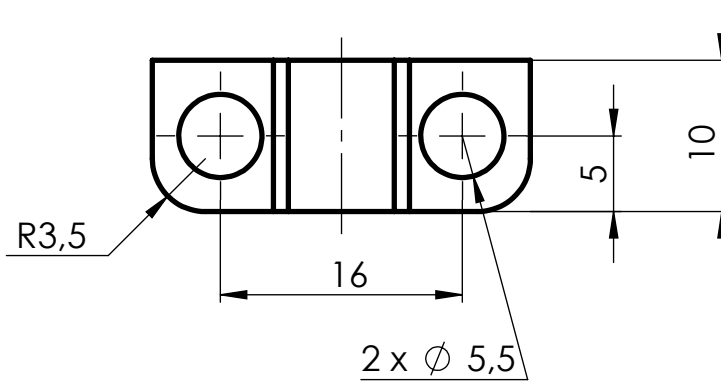
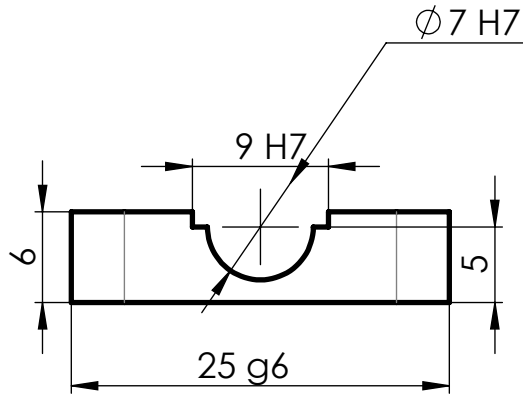
Apêndice A

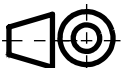

Peças Desenhadas

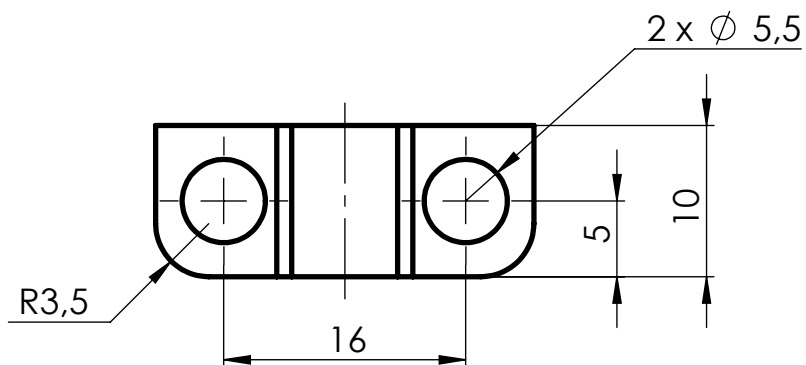
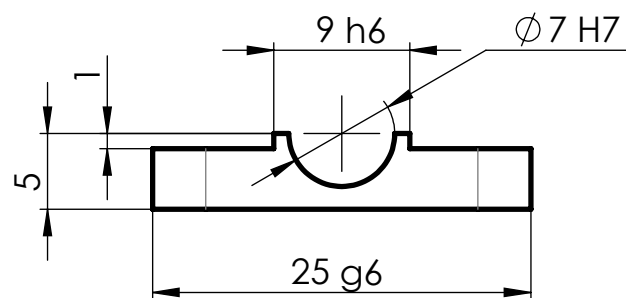


(R5)

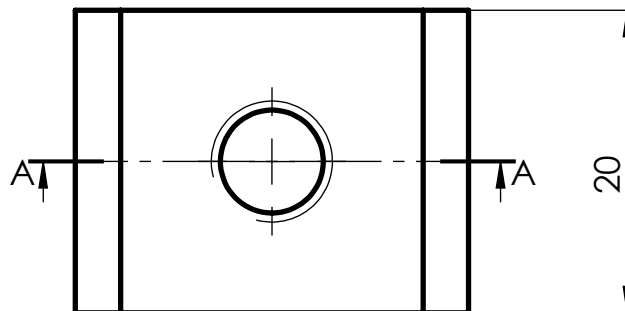
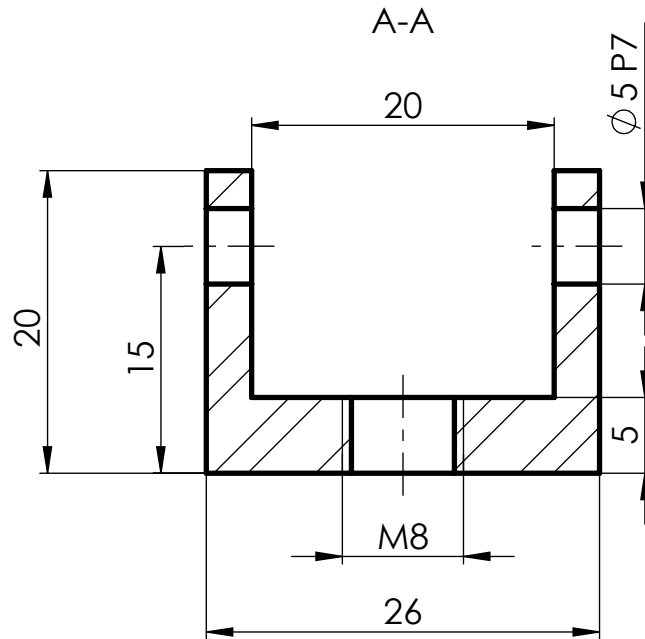
	ESCALA:	DESENHOU	DATA		ÁREA DEPARTAMENTAL DE ENGENHARIA MECÂNICA			
	1:2	DVLA	25/11/2024		MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA			
		VERIFICOU	ENG. RESPON.	TRABALHO FINAL DE MESTRADO				
MATERIAL:	APROVAÇÃO DO DESENHO			CONJUNTO:				
7075-O (SS)	APROVAÇÃO DO PROJECTO			COMPONENTE:				
TOLERÂNCIA GERAL:	ENG. MAT.			FLANGE SUPERIOR				
ISO 2768-mk								
ISO 8015								
ACABAMENTOS:								
ISO 1302								
	DESENHO N.º	FOLHA:	MASSA [g]:	REVISÃO:				
	A3	01.001.001	1/1	545.10	C			



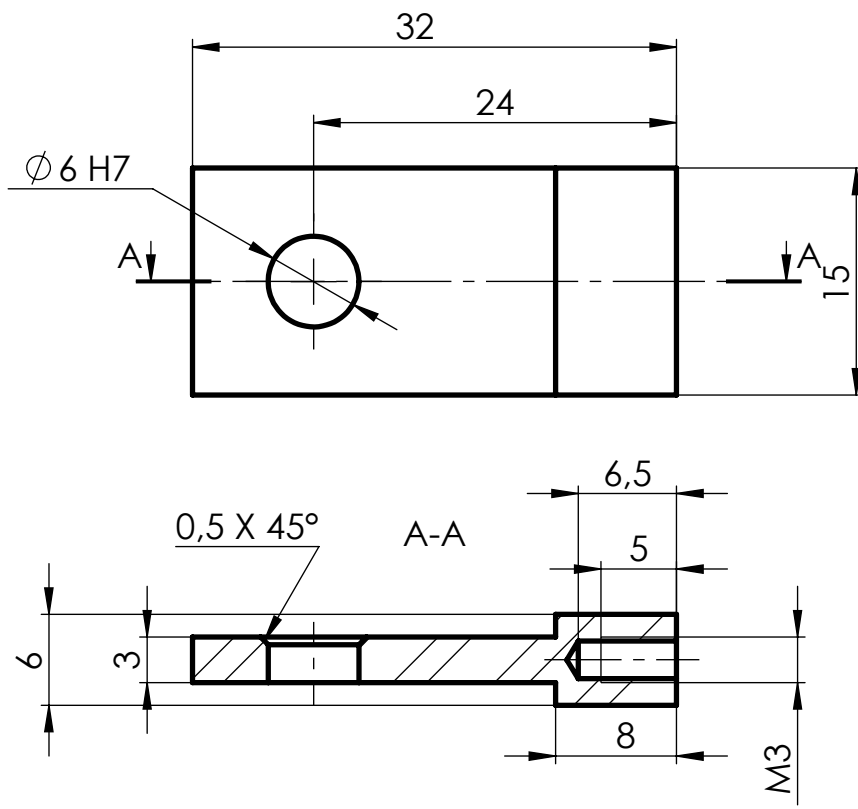
	ESCALA:	DESENHOU	DATA	 ISEL	ÁREA DEPARTAMENTAL DE ENGENHARIA MECÂNICA MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA TRABALHO FINAL DE MESTRADO			
	2:1	DVLA	28/11/2024					
MATERIAL:		VERIFICOU	ENG. RESPONS.	CONJUNTO:				
	TOLERÂNCIA GERAL: ISO 2768-mk ISO 8015	APROVAÇÃO DO DESENHO		COMPONENTE:				
		APROVAÇÃO DO PROJECTO		CHUMACEIRA SUPERIOR				
		ENG. MAT.						
ACABAMENTOS: ISO 1302				DESENHO N.º	FOLHA:	MASSA [g]:	REVISÃO:	
				A4 01.001.002	1/1		A	



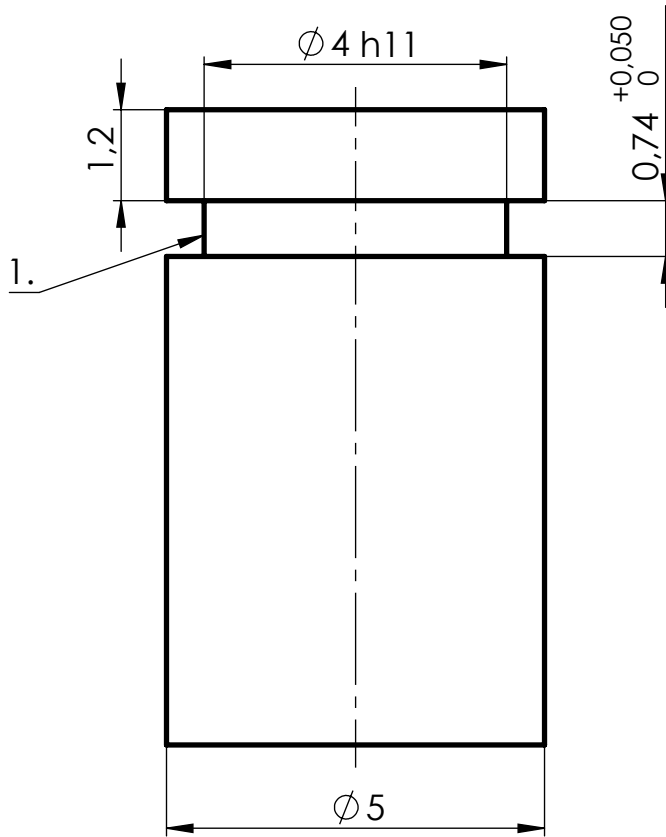
	ESCALA:	DESENHOU	DATA	 ISEL ÁREA DEPARTAMENTAL DE ENGENHARIA MECÂNICA MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA TRABALHO FINAL DE MESTRADO		
	2:1	DVLA	28/11/2024			
MATERIAL:		VERIFICOU	ENG. RESPONS.	CONJUNTO:		
	TOLERÂNCIA GERAL: ISO 2768-mk ISO 8015	APROVAÇÃO DO DESENHO		COMPONENTE:		
		APROVAÇÃO DO PROJECTO		CHUMACEIRA INFERIOR		
ACABAMENTOS: ISO 1302	ENG. MAT.	DESENHO N.º	FOLHA:		MASSA [g]:	REVISÃO:
			A4	01.001.003	1/1	A



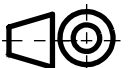

	ESCALA:	DESENHOU	DATA		DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA TRABALHO FINAL DE MESTRADO			
	2:1	DVLA	23/11/2024					
MATERIAL: AISI 1045 Steel, cold drawn	VERIFICOU		ENG. RESPONS.	CONJUNTO:				
	APROVAÇÃO DO DESENHO			COMPONENTE:				
	APROVAÇÃO DO PROJECTO			SUPOORTE				
ENG. MAT.								
TOLERÂNCIA GERAL: ISO 2768-mk ISO 8015	DESENHO N.º		FOLHA:	MASSA [g]:	REVISÃO:			
ACABAMENTOS: ISO 1302	A4		01.001.004	1/1	32.19	A		

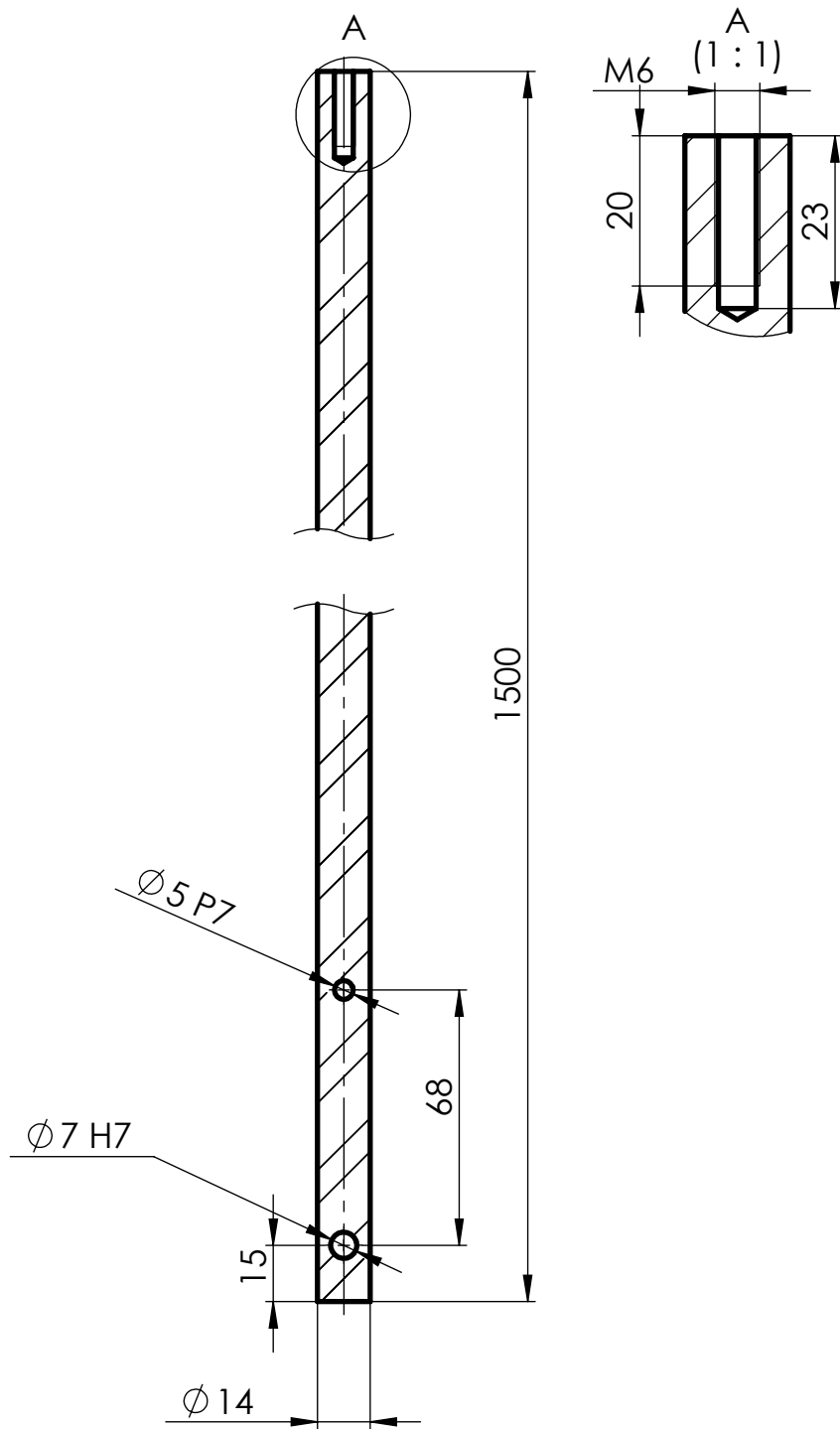


	ESCALA:	DESENHOU	DATA		ÁREA DEPARTAMENTAL DE ENGENHARIA MECÂNICA MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA TRABALHO FINAL DE MESTRADO			
	2:1	DVLA	23/11/2024					
MATERIAL:	VERIFICOU	APROVAÇÃO DO DESENHO		CONJUNTO:				
		AISI 1045 Steel, cold drawn		APROVAÇÃO DO PROJECTO		COMPONENTE:		
TOLERÂNCIA GERAL:	ENG. MAT.	APROVAÇÃO DO DESENHO		TIRANTE				
		ISO 2768-mk						
ACABAMENTOS:	A4	DESENHO N.º		FOLHA:	MASSA [g]:	REVISÃO:		
		ISO 1302		01.001.005	1/1	13.18	B	

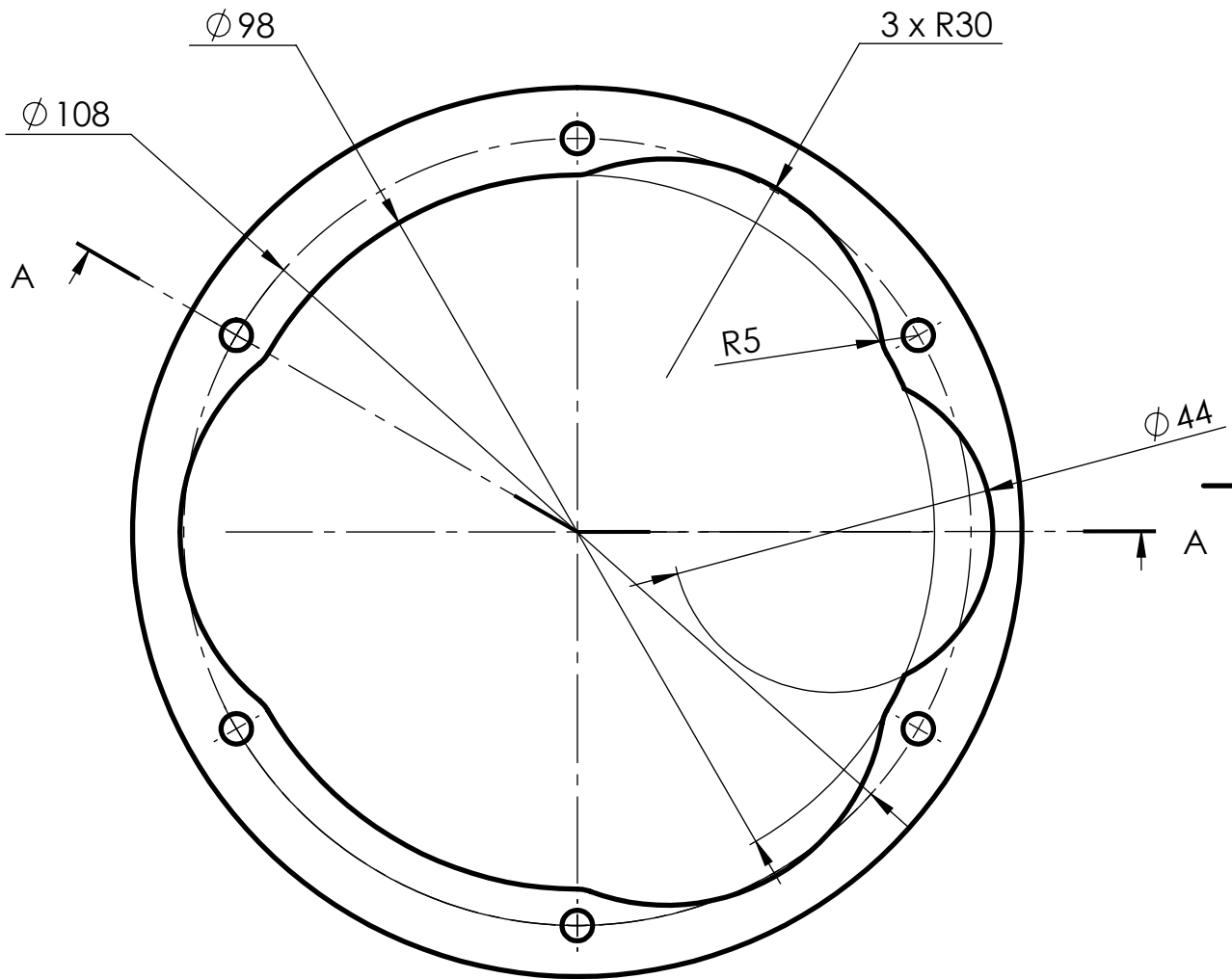
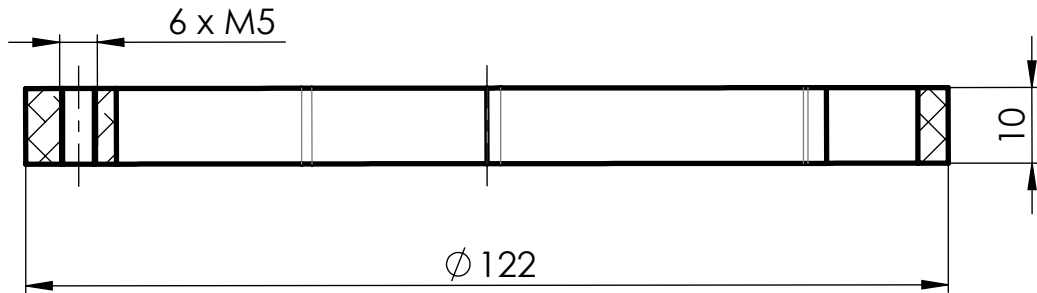


1. RANHURA EM CONFORMIDADE COM DIN 6779

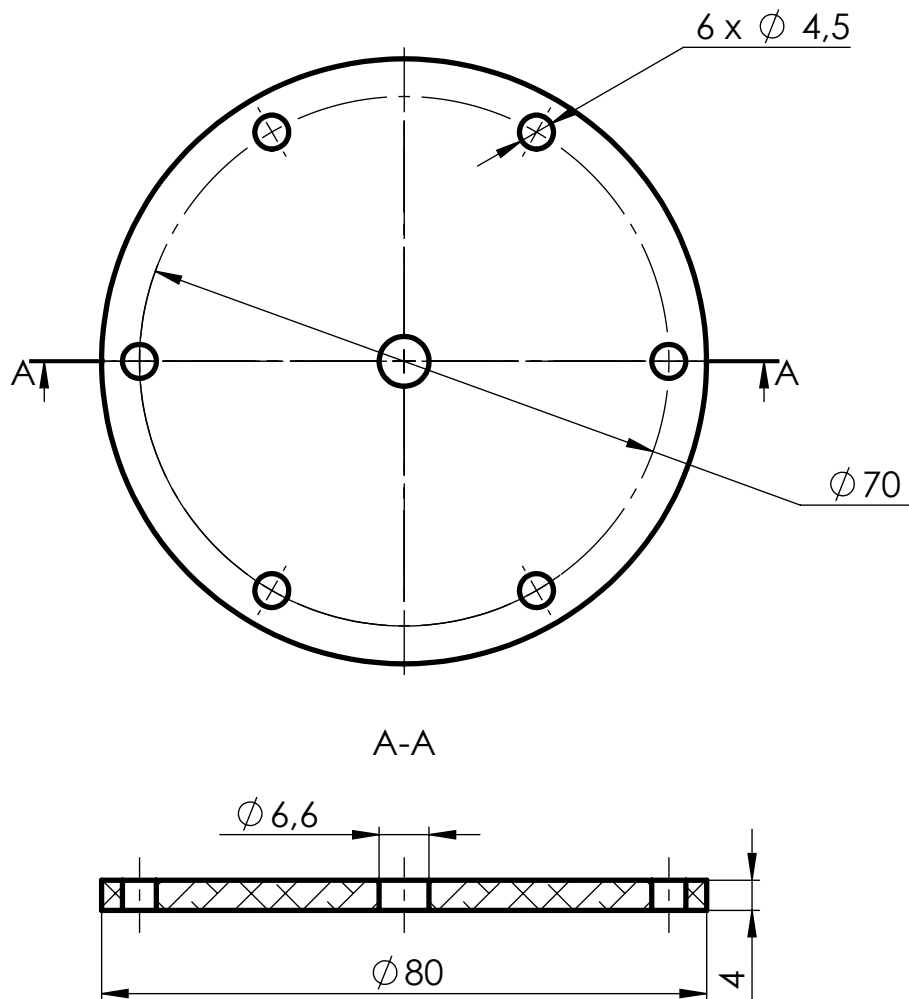
	ESCALA:	DESENHOU	DATA	 ISEL	DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA TRABALHO FINAL DE MESTRADO			
	10:1	DVLA	29/11/2024					
MATERIAL: AISI 1045 Steel, cold drawn		VERIFICOU	ENG. RESPONS.	CONJUNTO:				
		APROVAÇÃO DO DESENHO		COMPONENTE:				
TOLERÂNCIA GERAL: ISO 2768-mk ISO 8015		APROVAÇÃO DO PROJECTO		PINO TIRANTE-SUPORTE				
		ENG. MAT.						
ACABAMENTOS: ISO 1302				DESENHO N.º	FOLHA:	MASSA [g]:	REVISÃO:	
				A4 01.001.006	1/1	1.25	A	





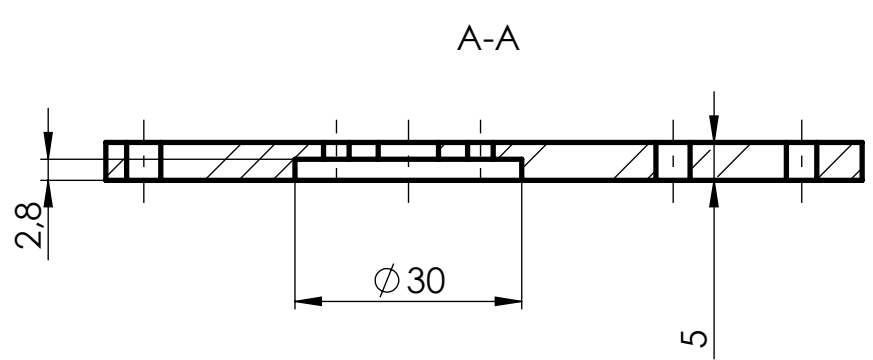
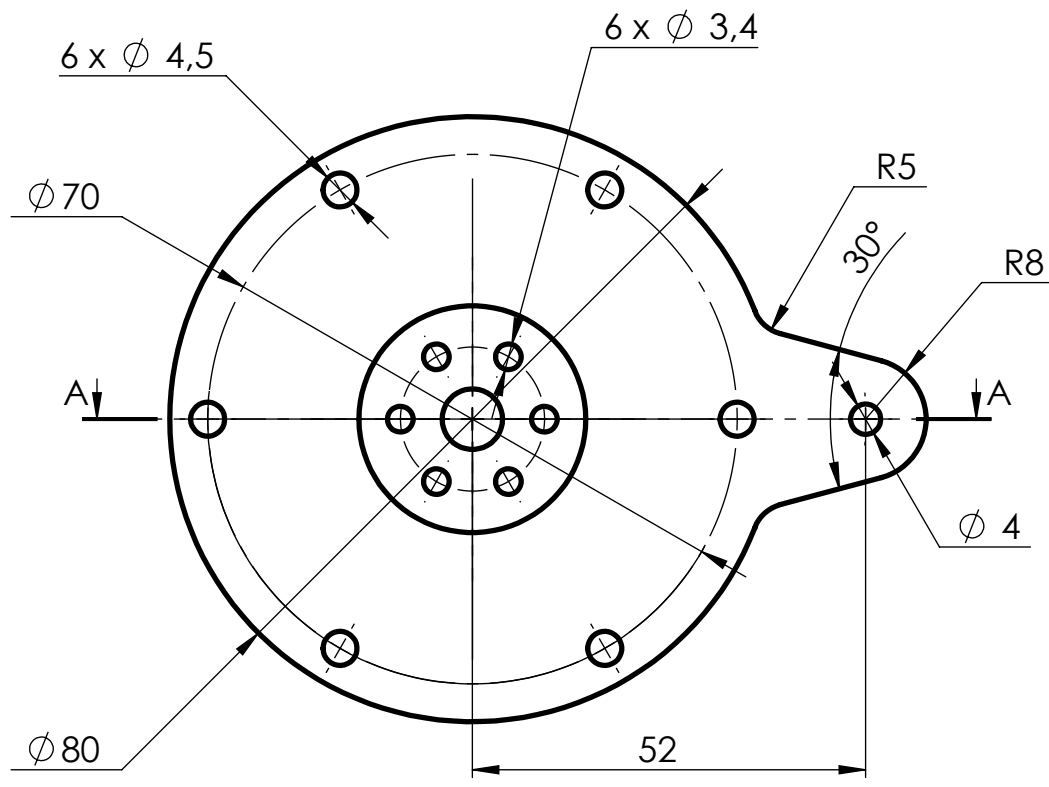
	ESCALA:	DESENHOU	DATA		DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA TRABALHO FINAL DE MESTRADO			
	1:2	DVLA	06/10/2024					
MATERIAL:		VERIFICOU	ENG. RESPONS.	CONJUNTO: BASE DA TORRE				
		APROVAÇÃO DO DESENHO		COMPONENTE:				
AISI Type 316L stainless steel		APROVAÇÃO DO PROJECTO		NÚCLEO TORRE				
TOLERÂNCIA GERAL:		ENG. MAT.						
ISO 2768-mk				DESENHO N.º	FOLHA:	MASSA [g]:	REVISÃO:	
ISO 8015				A4 01.001.007	1/1	1843.48	A	
ACABAMENTOS:								
ISO 1302								



	ESCALA:	DESENHO	DATA		DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA TRABALHO FINAL DE MESTRADO		
	1:1	DA	25/11/2024				
MATERIAL: 7075-O (SS)	TOLERÂNCIA GERAL: ISO 2768-mk ISO 8015	VERIFICOU	ENG. RESPONS.	CONJUNTO: BASE DA TORRE			
		APROVAÇÃO DO DESENHO		COMPONENTE:			
		APROVAÇÃO DO PROJECTO		FLANGE INFERIOR			
ACABAMENTOS: ISO 1302		ENG. MAT.		DESENHO N.º	FOLHA:	MASSA [g]:	REVISÃO:
				A4 01.001.008	1/1		A

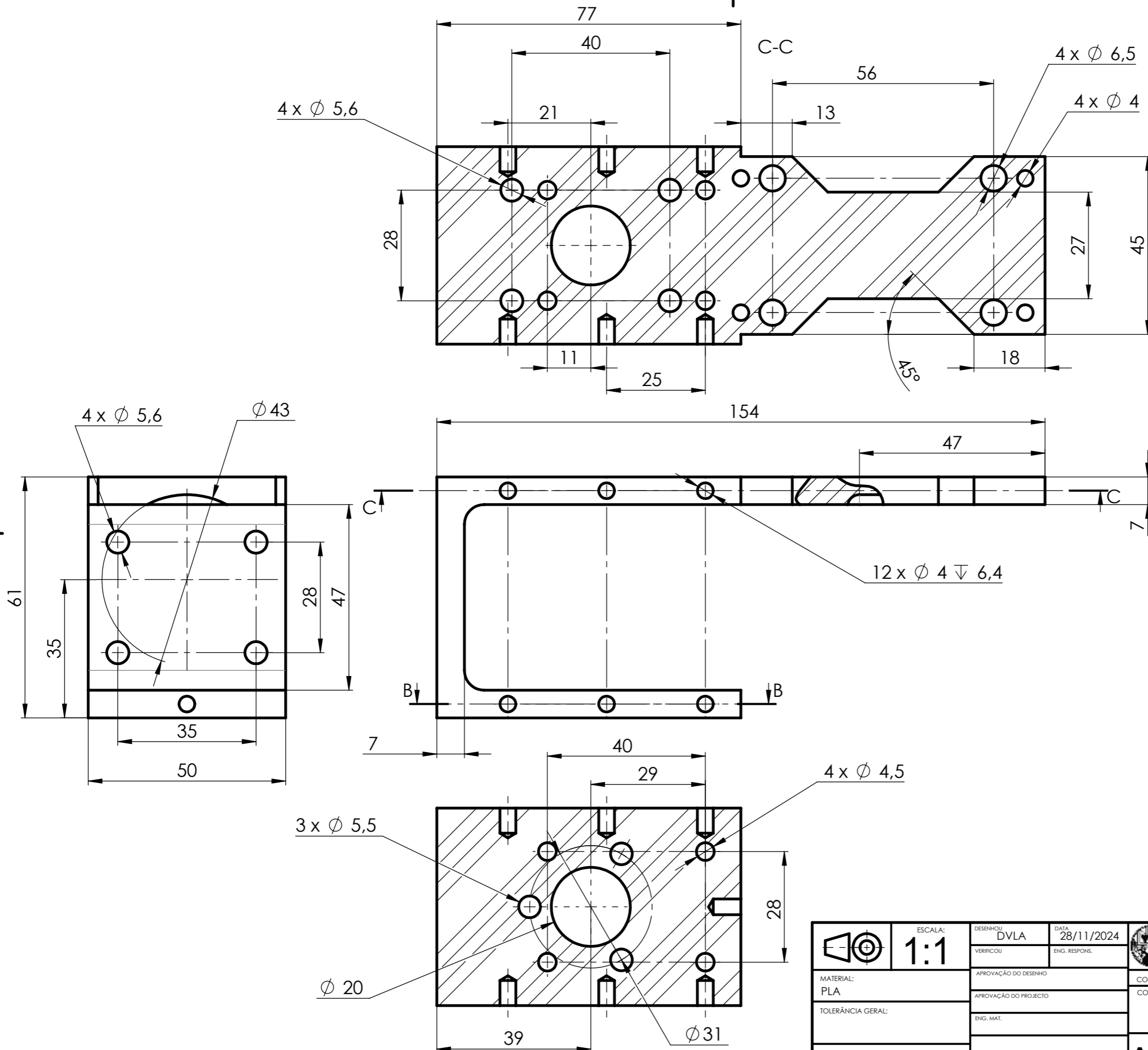


	ESCALA: 1:1	DESENHOU DVLA	DATA 03/12/2024	 ISEL	DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA TRABALHO FINAL DE MESTRADO			
		VERIFICOU	ENG. RESPONS.		CONJUNTO: RNA			
MATERIAL: 7075-O (SS)	APROVAÇÃO DO DESENHO			COMPONENTE: DISCO INFERIOR				
TOLERÂNCIA GERAL: ISO 2768-mk ISO 8015	APROVAÇÃO DO PROJECTO							
ACABAMENTOS: ISO 1302	ENG. MAT.							
		A4		DESENHO N.º	FOLHA:	MASSA [g]:	REVISÃO:	
				01.002.001	1/2	55.04	A	



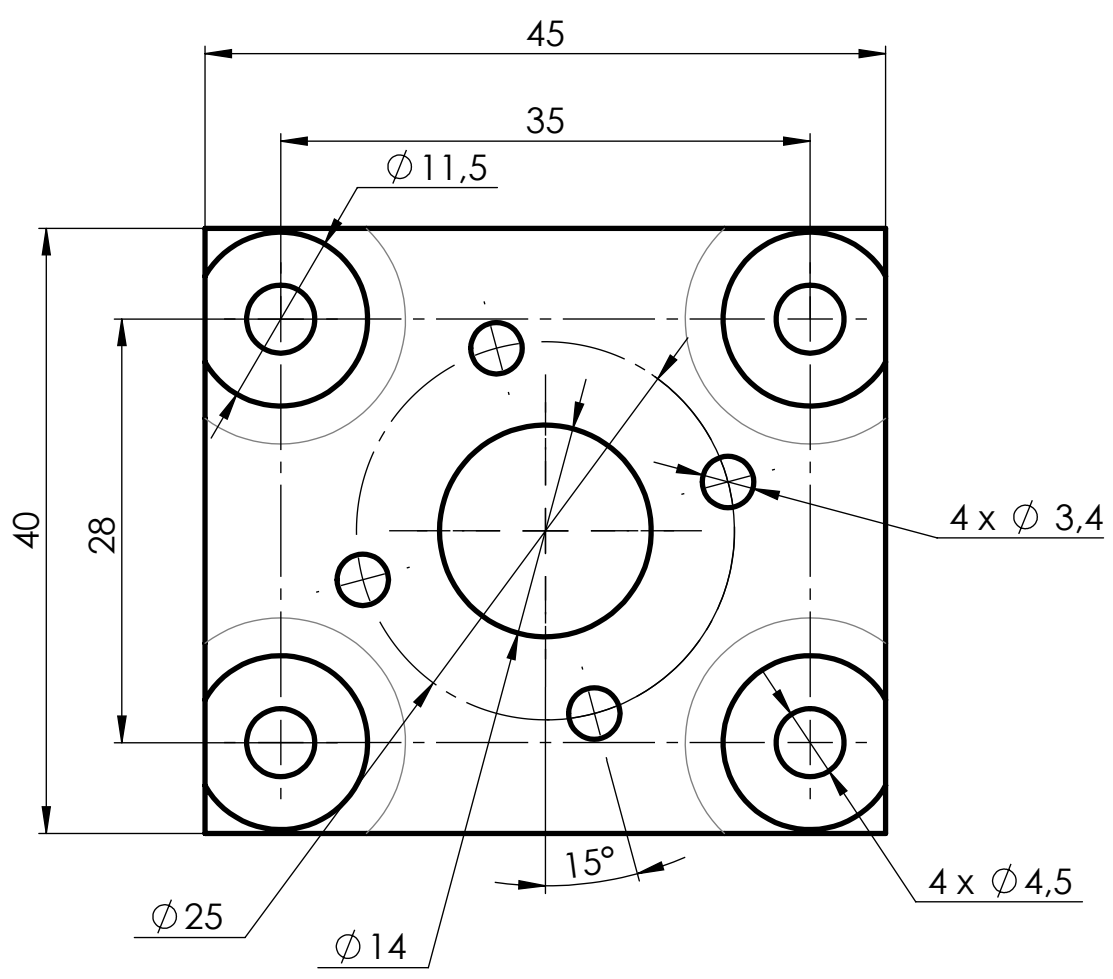
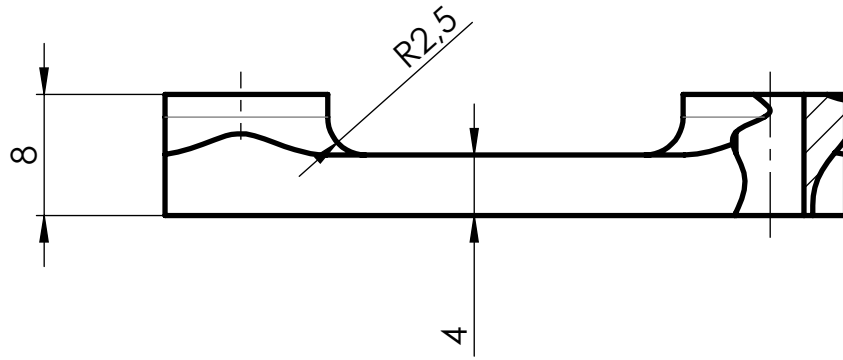
NOTAS:
1. FABRICO POR FDM

	ESCALA: 1:1	DESENHOU DVLA	DATA 03/12/2024		DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA TRABALHO FINAL DE MESTRADO		
		VERIFICOU	ENG. RESPONS.			CONJUNTO: RNA	
MATERIAL: PLA	APROVAÇÃO DO DESENHO			COMPONENTE:			
TOLERÂNCIA GERAL:	APROVAÇÃO DO PROJECTO			DISCO SUPERIOR			
ACABAMENTOS:	ENG. MAT.						
				DESENHO N.º	FOLHA:	MASSA [g]:	REVISÃO:
				A4 01.002.002	1/2	29.71	B

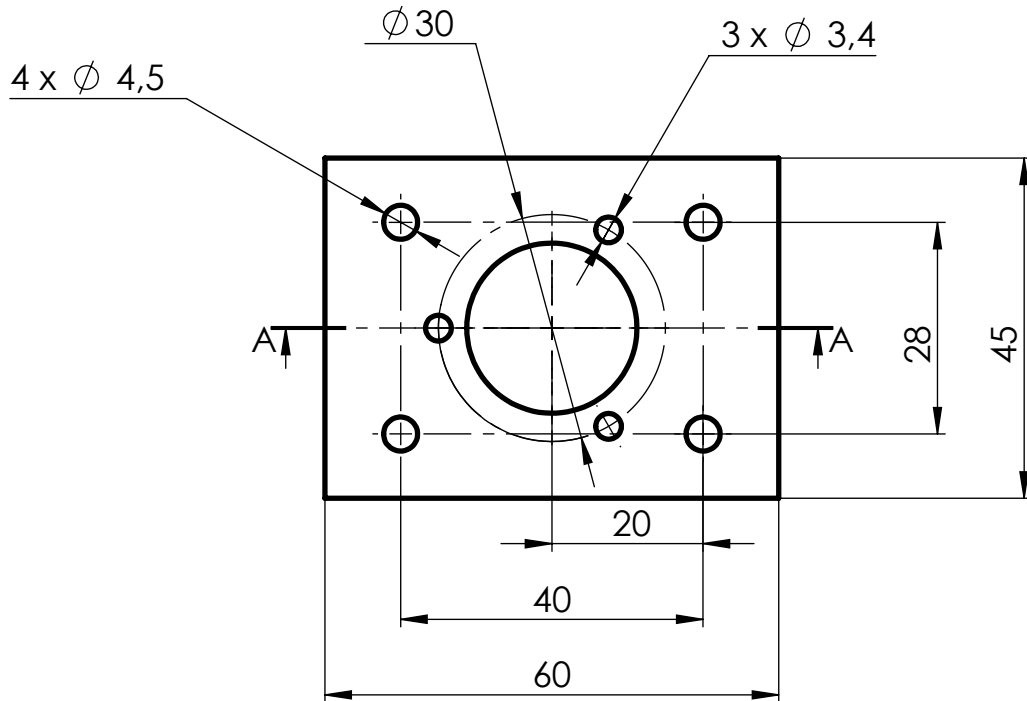
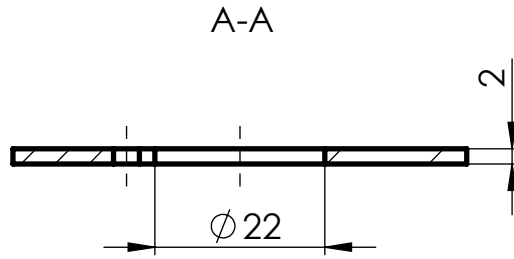


NOTAS:
1. FABRICO POR FDM

	ESCALA:	DESENHOU	DATA		DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA			
	1:1	DVLA	28/11/2024		MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA			
MATERIAL:		VERIFICOU	ENG. RESPON.	TRABALHO FINAL DE MESTRADO				
TOLERÂNCIA GERAL:		APROVAÇÃO DO DESENHO		CONJUNTO: RNA				
ACABAMENTOS:		APROVAÇÃO DO PROJECTO		COMPONENTE:				
		ENG. MAT.		SUPORTE MOTOR				
				DESENHO N.º	FOLHA:	MASSA [g]:	REVISÃO:	
				A3	01.002.003	1/1	97.48	C

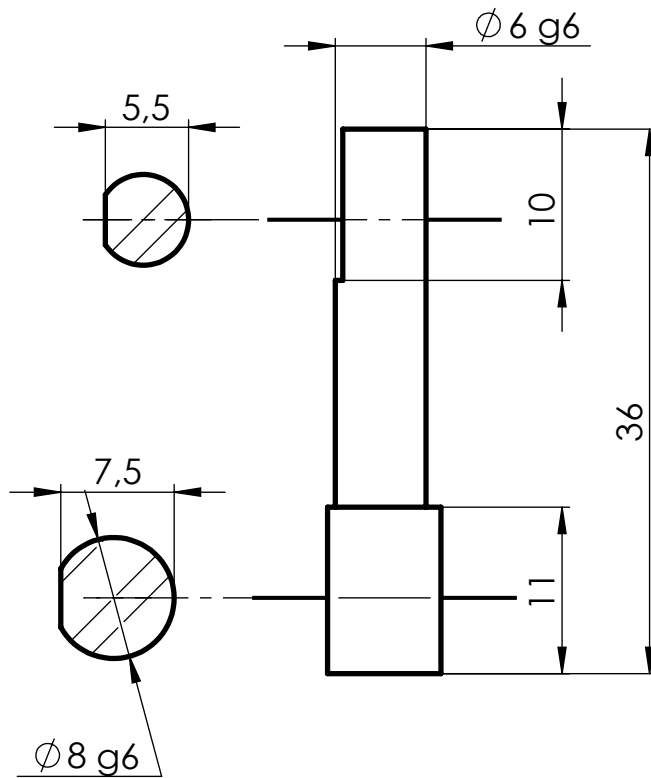




	ESCALA:	DESENHO	DATA		DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA			
	2:1	DVLA	03/12/2024		MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA			
MATERIAL:		VERIFICOU	ENG. RESPONS.	CONJUNTO: RNA				
PLA		APROVAÇÃO DO DESENHO		COMPONENTE:				
TOLERÂNCIA GERAL:		APROVAÇÃO DO PROJECTO		<h2 style="text-align: center;">PLACA MOTOR</h2>				
ACABAMENTOS:		ENG. MAT.						
				DESENHO N.º	FOLHA:	MASSA [g]:	REVISÃO:	
				A4 01.002.006	1/1	9.47	A	

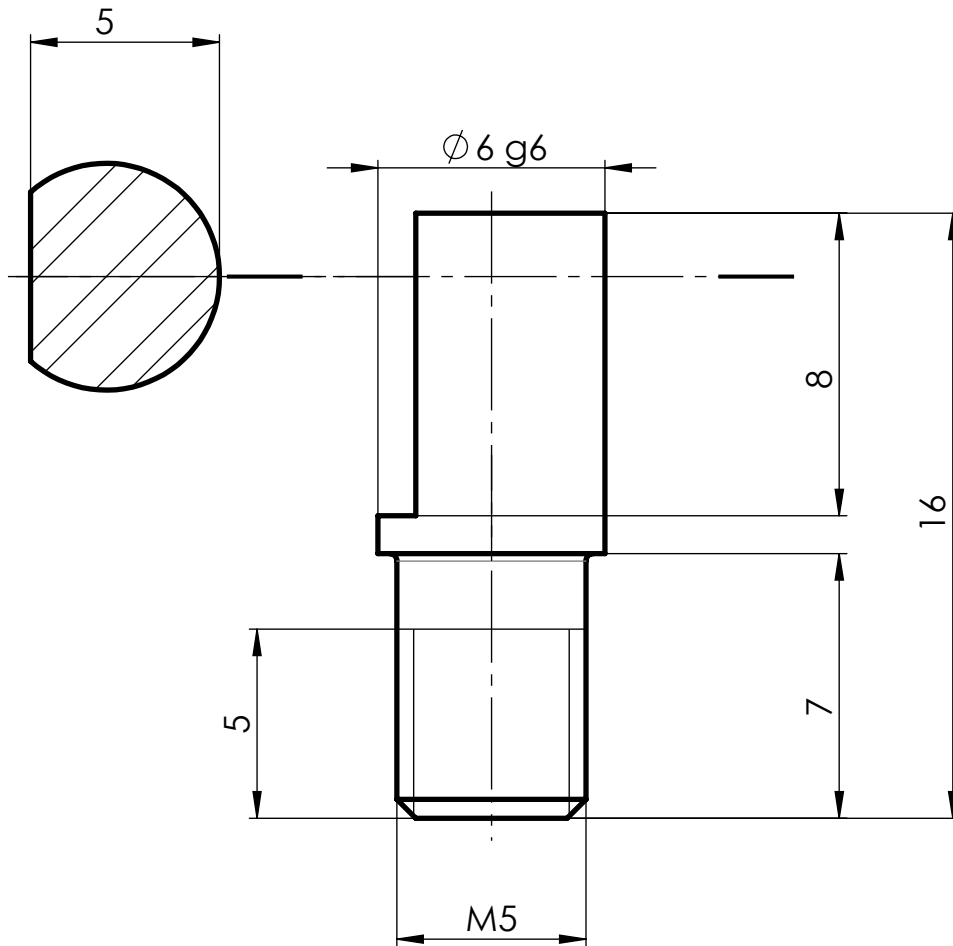




NOTAS:
1. FABRICO POR FDM

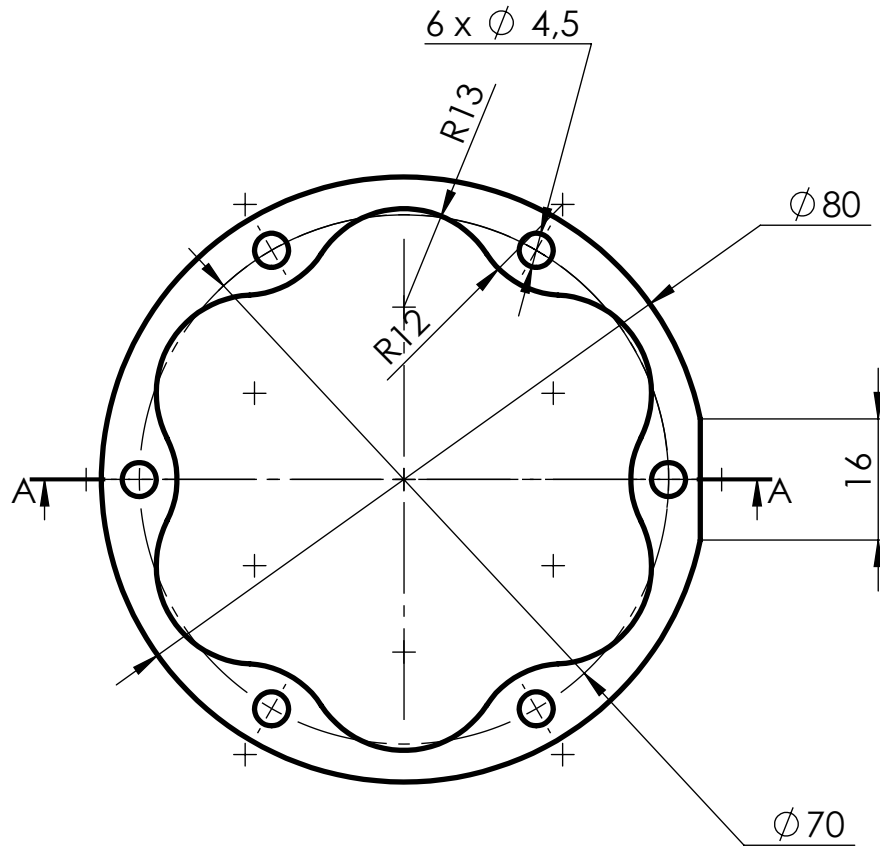
	ESCALA: 1:1	DESENHO DVLA	DATA 03/12/2024		DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA TRABALHO FINAL DE MESTRADO			
		VERIFICOU	ENG. RESPONS.		CONJUNTO: RNA			
MATERIAL: PLA	APROVAÇÃO DO DESENHO			COMPONENTE: PLACA ENCODER				
TOLERÂNCIA GERAL:	APROVAÇÃO DO PROJECTO							
ACABAMENTOS:	ENG. MAT.							
				DESENHO N.º	FOLHA:	MASSA [g]:	REVISÃO:	
				A4 01.002.007	1/1	5.44	B	



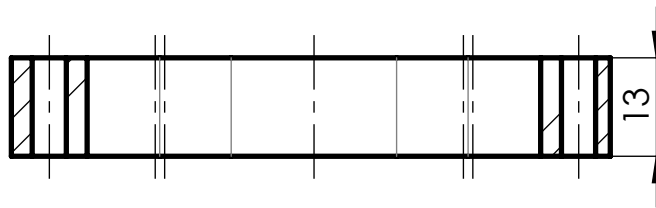
	ESCALA:	DESENHOU	DATA	 ISEL	DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA TRABALHO FINAL DE MESTRADO			
	2:1	DVLA	23/11/2024					
MATERIAL: AISI 1045 Steel, cold drawn		VERIFICOU	ENG. RESPONS.	CONJUNTO: RNA				
		APROVAÇÃO DO DESENHO		COMPONENTE:				
TOLERÂNCIA GERAL: ISO 2768-mk ISO 8015		APROVAÇÃO DO PROJECTO		VEIO INFERIOR				
		ENG. MAT.						
ACABAMENTOS: ISO 1302				DESENHO N.º	FOLHA:	MASSA [g]:	REVISÃO:	
				A4 01.002.008	1/1	9.69	B	



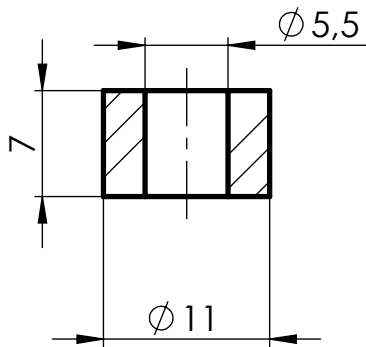
	ESCALA: 5:1	DESENHOU DVLA	DATA 25/11/2024	 ISEL	DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA TRABALHO FINAL DE MESTRADO			
		VERIFICOU	ENG. RESPONS.		CONJUNTO: RNA			
MATERIAL: AISI 1045 Steel, cold drawn		APROVAÇÃO DO DESENHO		COMPONENTE: VEIO SUPERIOR				
TOLERÂNCIA GERAL: ISO 2768-mk ISO 8015		APROVAÇÃO DO PROJECTO		A4				
ACABAMENTOS: ISO 1302		ENG. MAT.						
				01.002.009	1/1	2.87	C	





A-A

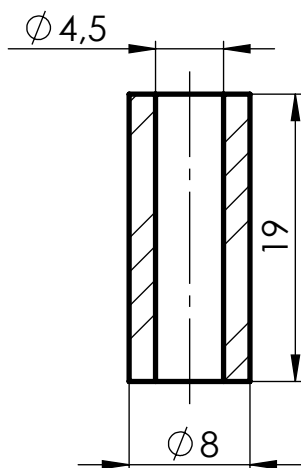


	ESCALA:	DESENHOU	DATA		DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA TRABALHO FINAL DE MESTRADO				
	1:1	DVLA	29/11/2024						
MATERIAL: PLA		VERIFICOU	ENG. RESPONS.	CONJUNTO: RNA					
		APROVAÇÃO DO DESENHO			COMPONENTE:				
TOLERÂNCIA GERAL: ISO 2768-mk ISO 8015		APROVAÇÃO DO PROJECTO			DISCO ESPACADOR				
		ENG. MAT.							
ACABAMENTOS: ISO 1302					DESENHO N.º	FOLHA:	MASSA [g]:	REVISÃO:	
					A4	01.002.010	1/1	23.13	A



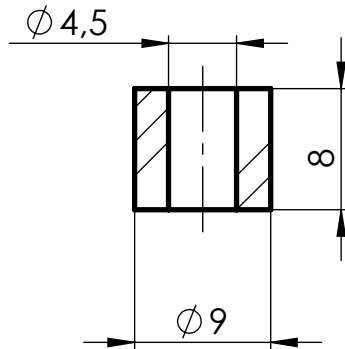
- NOTAS:
1. FABRICO POR FDM
 2. FABRICAR 3 UNIDADES

	ESCALA: 2:1	DESENHOU DVLA	DATA 03/12/2024	 ISEL	DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA TRABALHO FINAL DE MESTRADO			
		VERIFICOU	ENG. RESPONS.		CONJUNTO: RNA			
MATERIAL: PLA	APROVAÇÃO DO DESENHO			COMPONENTE: ESPAÇADOR M5 - A				
TOLERÂNCIA GERAL:	APROVAÇÃO DO PROJECTO							
ACABAMENTOS:	ENG. MAT.							
				DESENHO N.º	FOLHA:	MASSA [g]:	REVISÃO:	
				A4 01.002.011	1/1		A	





- NOTAS:
1. FABRICO POR FDM
 2. FABRICAR 4 UNIDADES

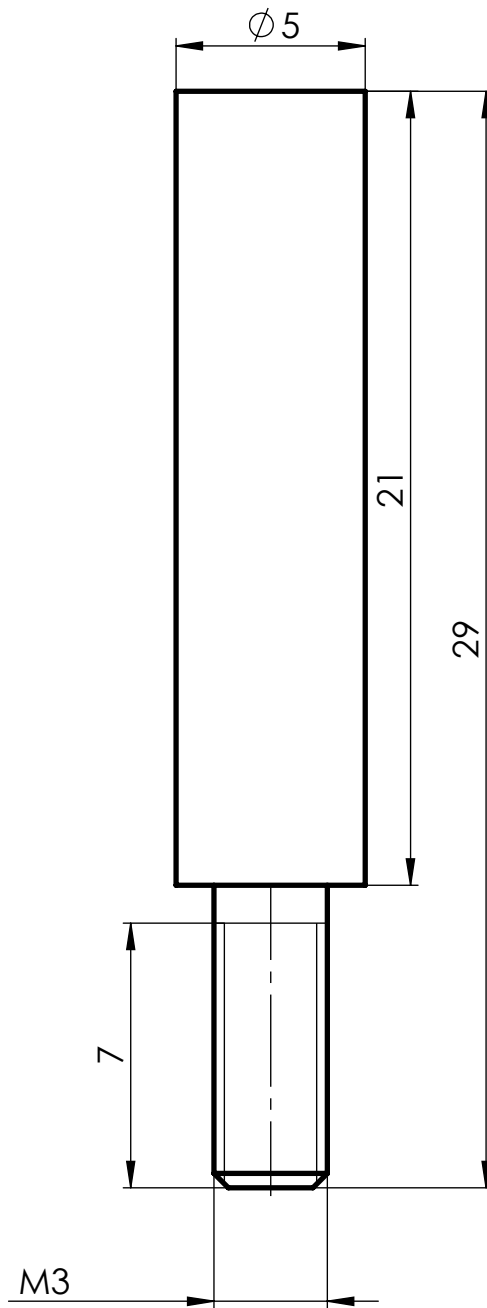
	ESCALA: 2:1	DESENHOU DVLA	DATA 03/12/2024	 ISEL	DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA TRABALHO FINAL DE MESTRADO		
		VERIFICOU	ENG. RESPONS.		CONJUNTO: RNA		
MATERIAL: PLA	APROVAÇÃO DO DESENHO			COMPONENTE: ESPAÇADOR M4 - A			
TOLERÂNCIA GERAL:	APROVAÇÃO DO PROJECTO						
ACABAMENTOS:	ENG. MAT.						
		A4		DESENHO N.º	FOLHA:	MASSA [g]:	REVISÃO:
				01.002.012	1/1		A





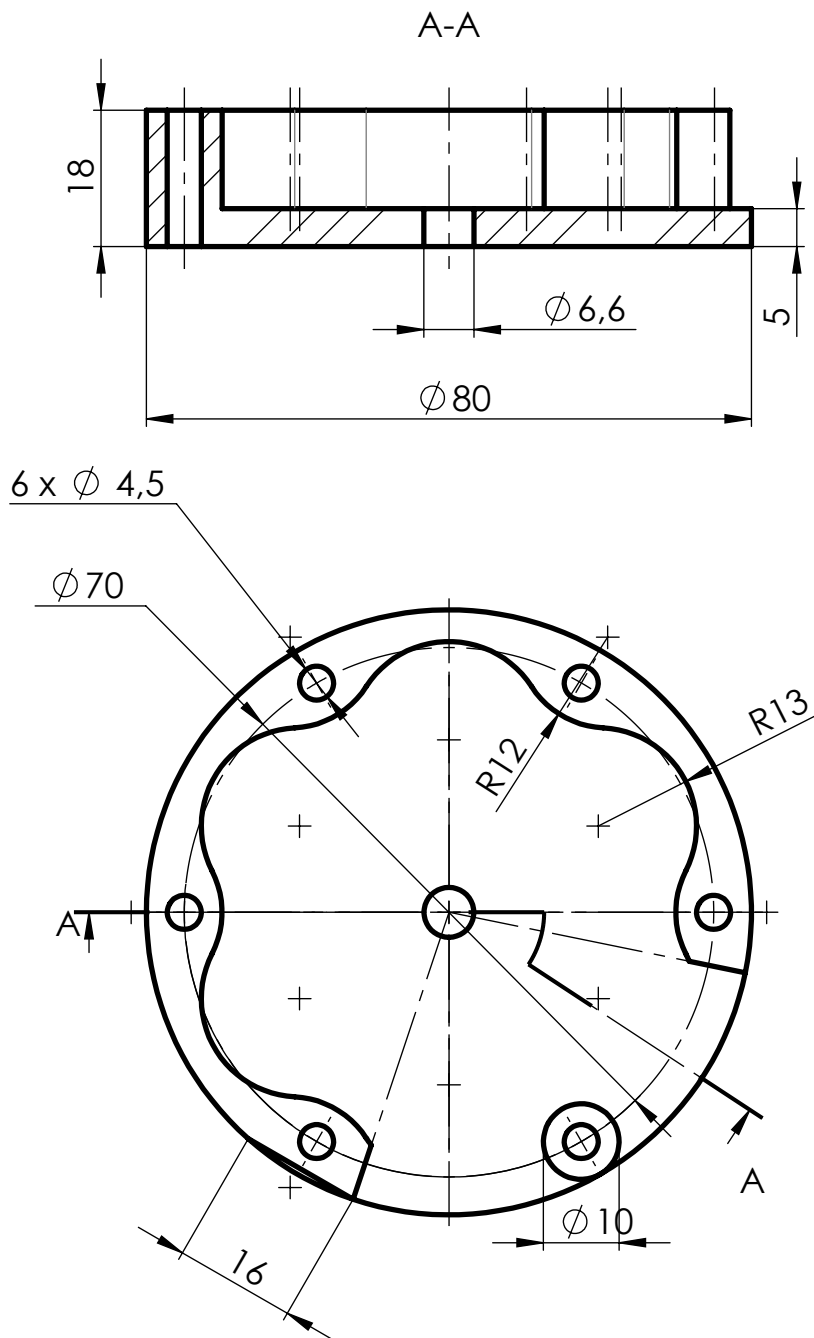
NOTAS:

1. FABRICO POR FDM
2. FABRICAR 8 UNIDADES

	ESCALA: 2:1	DESENHOU DVLA	DATA 03/12/2024	 ISEL	DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA TRABALHO FINAL DE MESTRADO		
		VERIFICOU	ENG. RESPONS.		CONJUNTO: RNA		
MATERIAL: PLA	APROVAÇÃO DO DESENHO			COMPONENTE: ESPAÇADOR M4 - B			
TOLERÂNCIA GERAL:	APROVAÇÃO DO PROJECTO						
ACABAMENTOS:	ENG. MAT.						
				DESENHO N.º	FOLHA:	MASSA [g]:	REVISÃO:
				A4 01.002.013	1/1		A

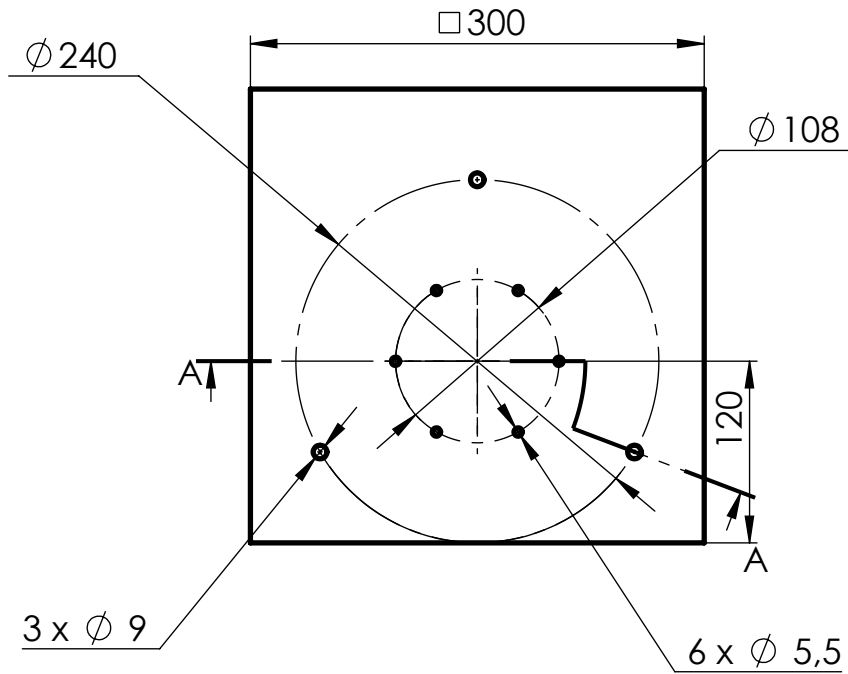
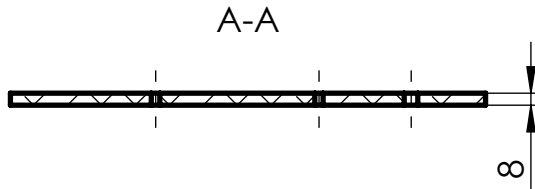


	ESCALA: 5:1	DESENHOU DVLA	DATA 03/12/2024	 ISEL	DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA TRABALHO FINAL DE MESTRADO					
		VERIFICOU	ENG. RESPONS.		CONJUNTO: RNA					
MATERIAL: 7075-O (SS)		APROVAÇÃO DO DESENHO		COMPONENTE: PINO LIMITADOR						
TOLERÂNCIA GERAL: ISO 2768-mk ISO 8015		APROVAÇÃO DO PROJECTO		DESENHO N.º				FOLHA:	MASSA [g]:	REVISÃO:
ACABAMENTOS: ISO 1302		ENG. MAT.		A4 01.002.014		1/1	1.32	A		



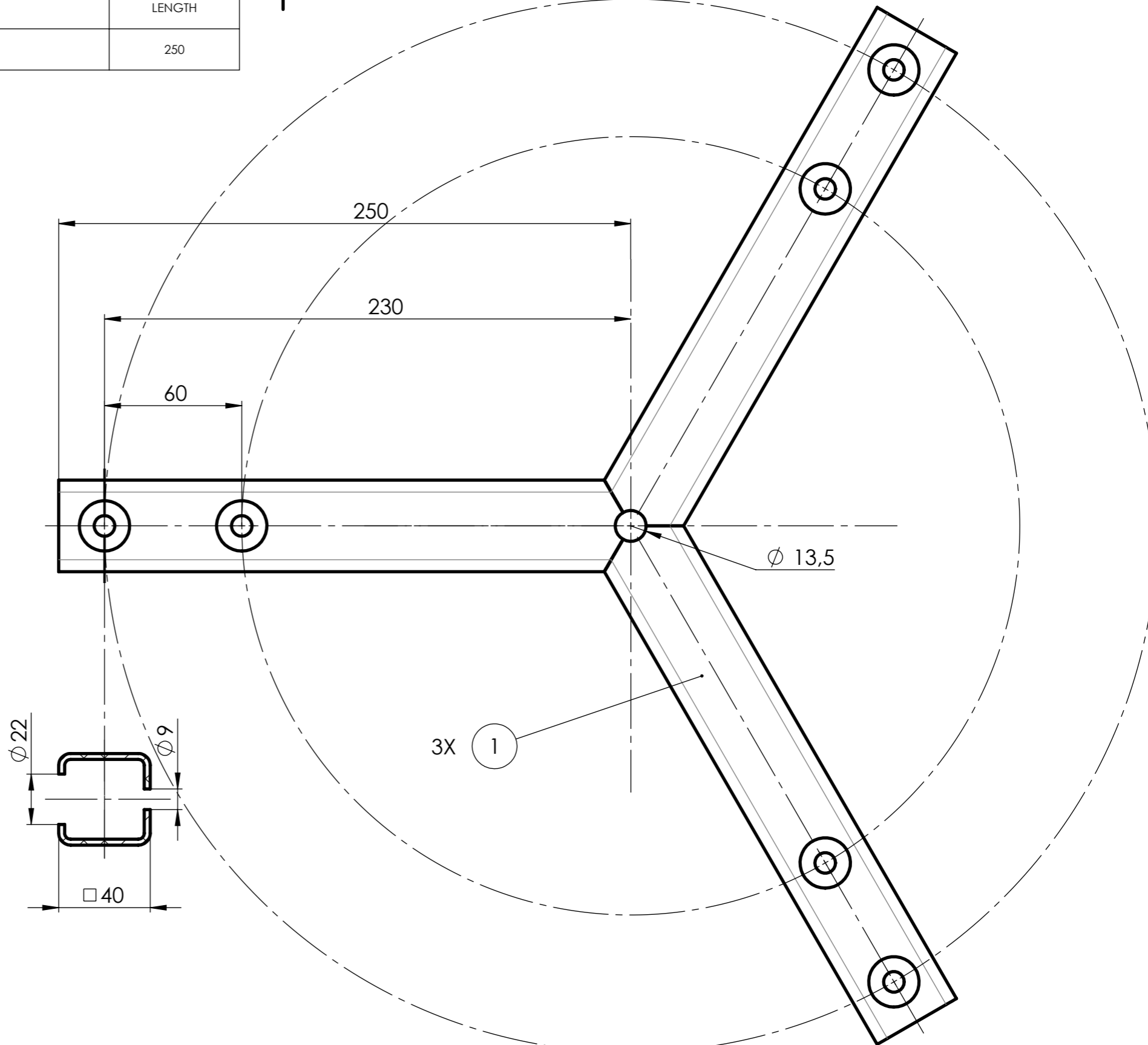
NOTAS:
1. FABRICO POR FDM

	ESCALA: 1:1	DESENHOU DVLA	DATA 03/12/2024		DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA TRABALHO FINAL DE MESTRADO				
		VERIFICOU	ENG. RESPONS.		CONJUNTO: RNA				
MATERIAL: PLA	APROVAÇÃO DO DESENHO			COMPONENTE: DISCO INFERIOR-ESPAÇADOR					
TOLERÂNCIA GERAL:	APROVAÇÃO DO PROJECTO			DESENHO N.º					
ACABAMENTOS:	ENG. MAT.			FOLHA:		MASSA [g]:	REVISÃO:		
				A4		01.002.015	1/1	48.34	A

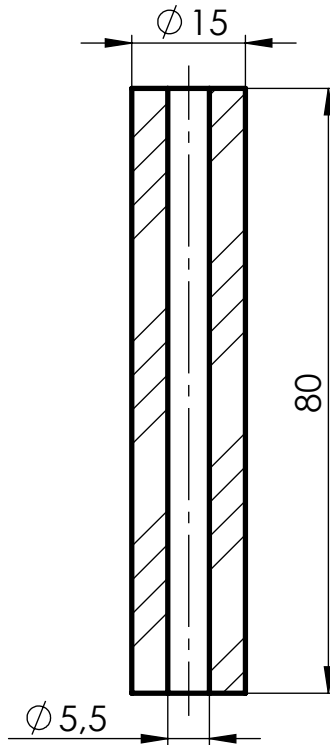


	ESCALA:	DESENHOU	DATA		DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA TRABALHO FINAL DE MESTRADO
	1:5	DVLA	03/12/2024		
MATERIAL: 7075-O (SS)	TOLERÂNCIA GERAL: ISO 2768-mk ISO 8015	VERIFICOU	ENG. RESPONS.	CONJUNTO: ESTRUTURA DE TESTES TORRE NACELLE	
		APROVAÇÃO DO DESENHO		COMPONENTE:	
		APROVAÇÃO DO PROJECTO		PLACA SUPERIOR	
		ENG. MAT.			
ACABAMENTOS: ISO 1302		DESENHO N.º	FOLHA:	MASSA [g]:	REVISÃO:
		A4 01.004.001	1/1	2015.71	A

ITEM NO.	QTY.	DESCRIPTION	LENGTH
1	3	40 x 40 x 2.6	250



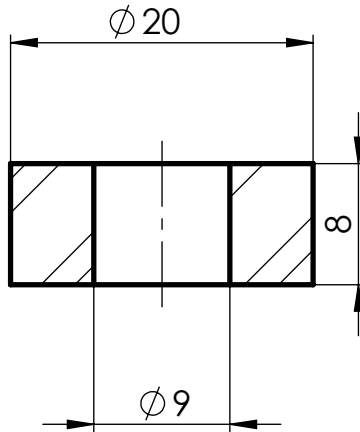
	ESCALA:	DESENHOU	DATA		DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA		
	1:2	DVLA	03/12/2024		MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA		
MATERIAL:		VERIFICOU	ENG. RESPONS.	TRABALHO FINAL DE MESTRADO			
7075-O (SS)		APROVAÇÃO DO DESENHO		CONJUNTO: ESTRUTURA DE TESTES TORRE NACELLE			
TOLERÂNCIA GERAL:		APROVAÇÃO DO PROJECTO		COMPONENTE:			
ISO 2768-mk		ENG. MAT.		REFORÇO INFERIOR			
ISO 8015				DESENHO N.º	FOLHA:	MASSA [g]:	REVISÃO:
ACABAMENTOS:				A3	1/1	736.56	A
ISO 1302				01.004.002			



NOTAS:

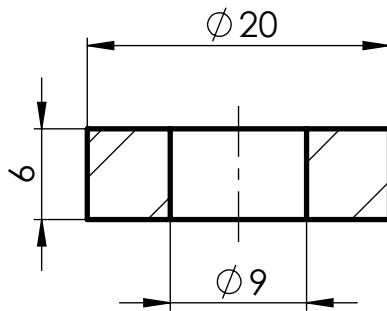
1. 6 UNIDADES
2. FABRICO POR FDM

	ESCALA: 1:1	DESENHOU DVLA	DATA 23/11/2024	 ISEL	DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA TRABALHO FINAL DE MESTRADO		
		VERIFICOU	ENG. RESPONS.		CONJUNTO: ESTRUTURA DE TESTES TORRE NACELLE		
MATERIAL: PLA		APROVAÇÃO DO DESENHO		COMPONENTE: ESPAÇADOR M5			
TOLERÂNCIA GERAL:		APROVAÇÃO DO PROJECTO					
ACABAMENTOS:		ENG. MAT.					
				DESENHO N.º	FOLHA:	MASSA [g]:	REVISÃO:
				A4 01.004.003	1/1	15.05	A



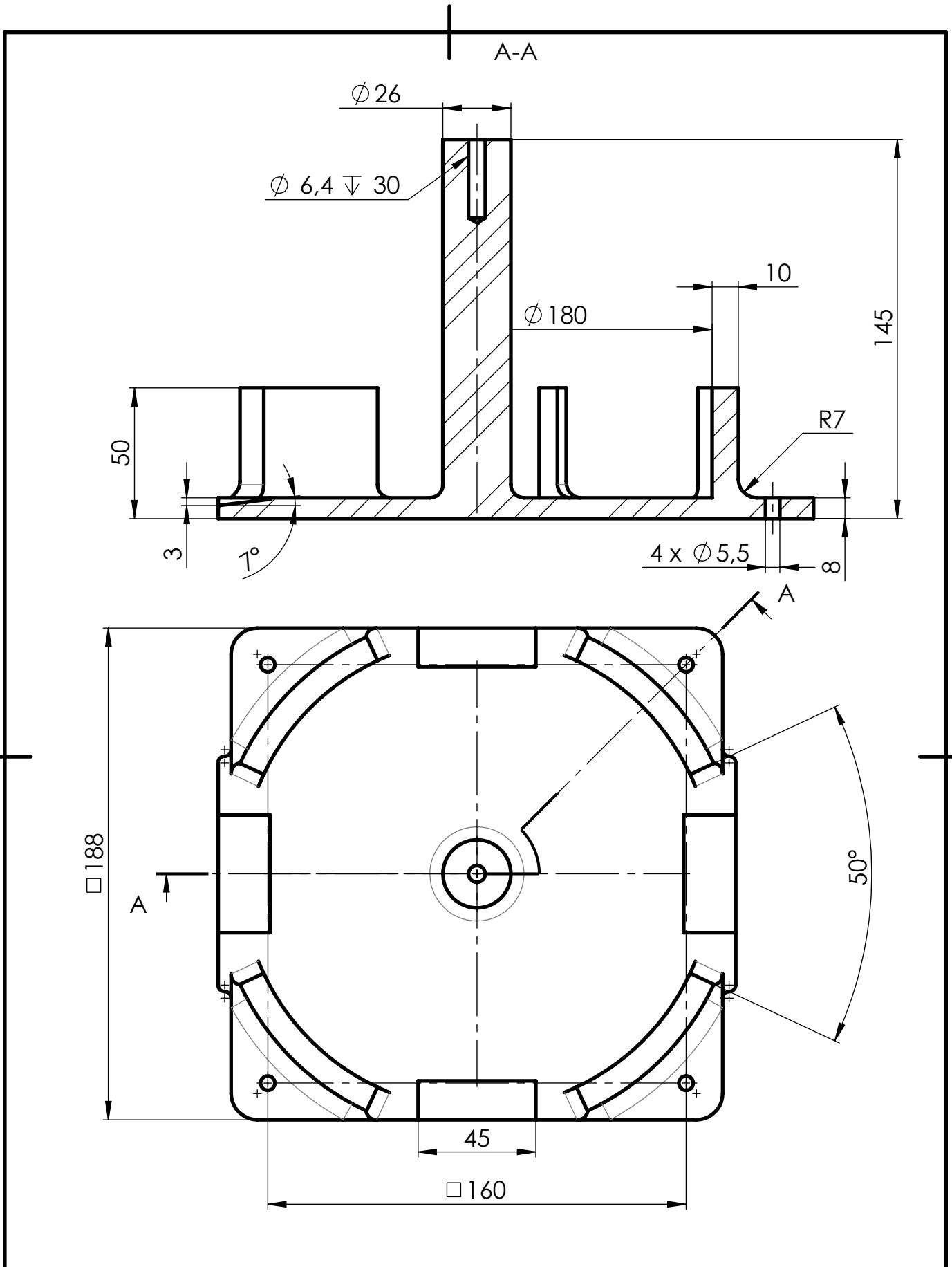
- NOTAS:
1. FABRICO POR FDM
 2. FABRICAR 3 UNIDADES

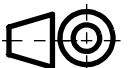

	ESCALA: 2:1	DESENHOU DVLA	DATA 03/12/2024	 ISEL	DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA TRABALHO FINAL DE MESTRADO			
		VERIFICOU	ENG. RESPONS.		CONJUNTO: ESTRUTURA DE TESTES TORRE NACELLE			
MATERIAL: PLA		APROVAÇÃO DO DESENHO		COMPONENTE: ESPAÇADOR M8 - A				
TOLERÂNCIA GERAL:		APROVAÇÃO DO PROJECTO						
ACABAMENTOS:		ENG. MAT.						
				DESENHO N.º	FOLHA:	MASSA [g]:	REVISÃO:	
				A4 01.004.004	1/1		A	

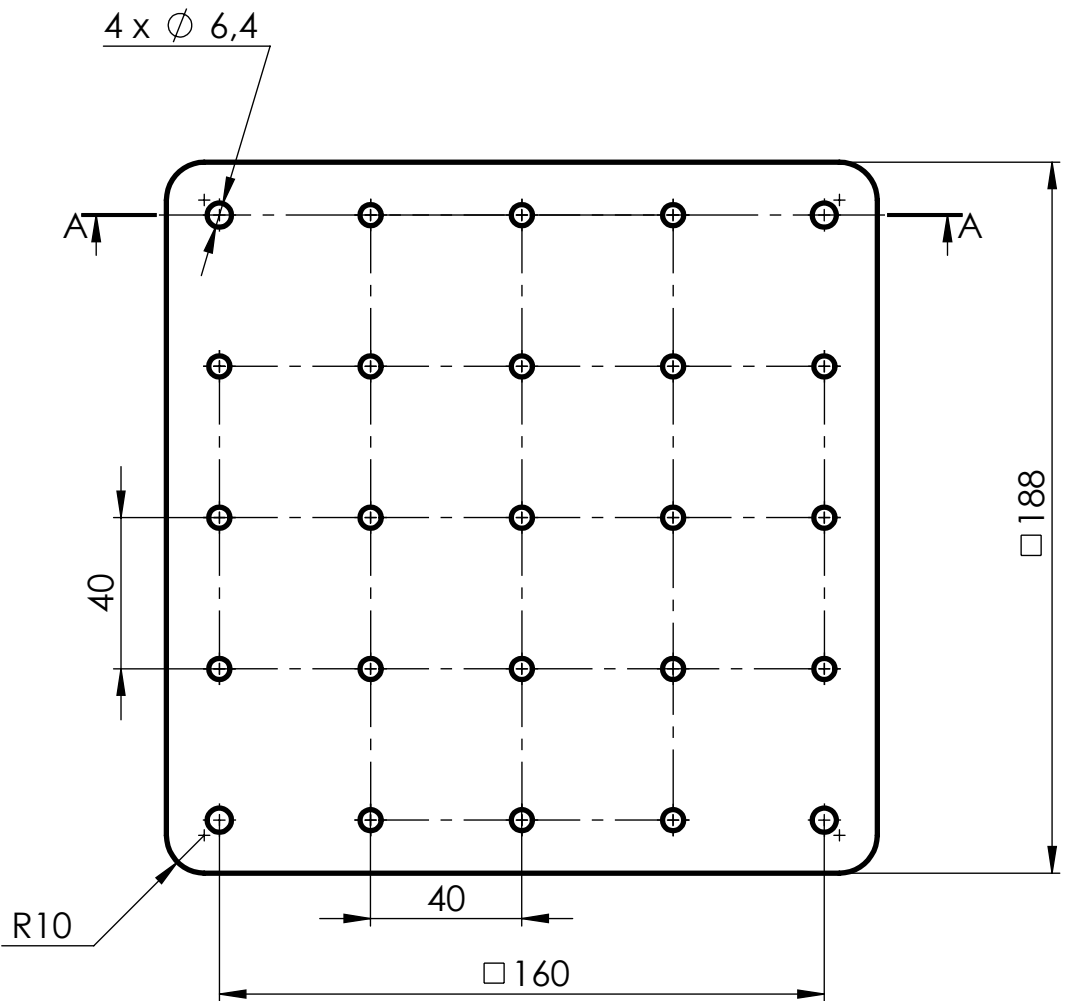
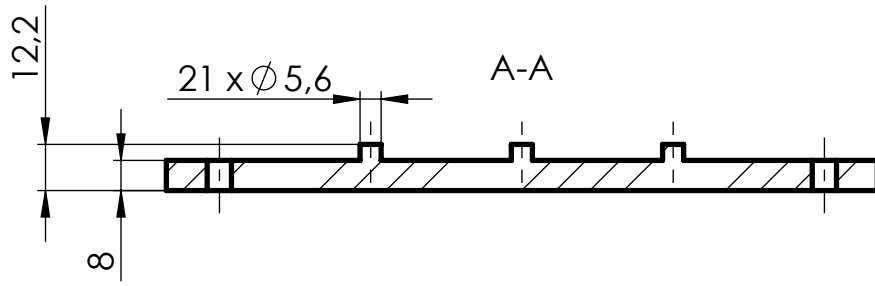


- NOTAS:
1. FABRICO POR FDM
 2. FABRICAR 6 UNIDADES

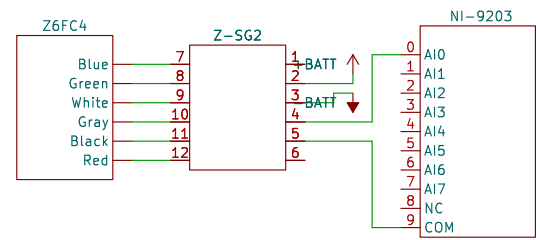
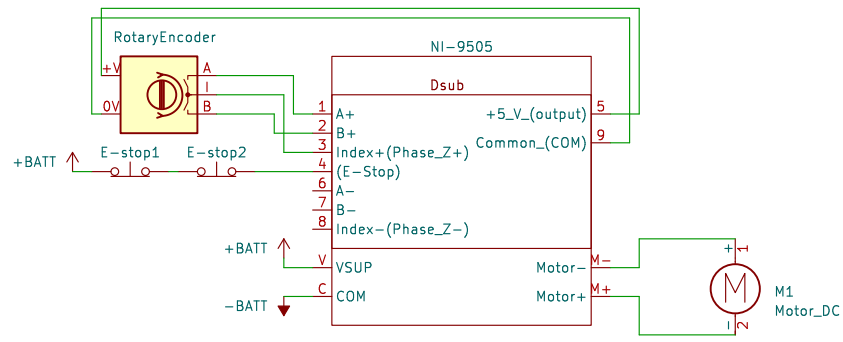
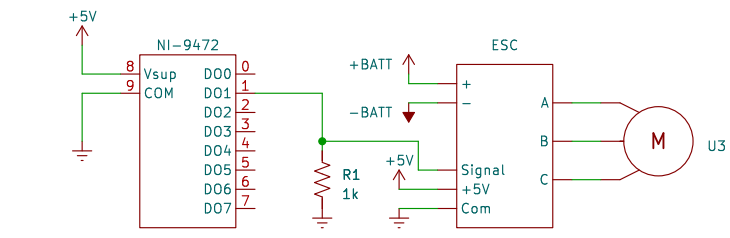
	ESCALA: 2:1	DESENHOU DVLA	DATA 03/12/2024	 ISEL	DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA TRABALHO FINAL DE MESTRADO			
		VERIFICOU	ENG. RESPONS.		CONJUNTO: ESTRUTURA DE TESTES TORRE NACELLE			
MATERIAL: PLA		APROVAÇÃO DO DESENHO		COMPONENTE: ESPAÇADOR M8 - B				
TOLERÂNCIA GERAL:		APROVAÇÃO DO PROJECTO						
ACABAMENTOS:		ENG. MAT.						
				DESENHO N.º	FOLHA:	MASSA [g]:	REVISÃO:	
				A4 01.004.005	1/1		A	



	ESCALA:	DESENHOU	DATA	 ISEL	DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA			
	1:2	DVLA	03/12/2024		MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA			
MATERIAL: PLA		VERIFICOU	ENG. RESPONS.	TRABALHO FINAL DE MESTRADO				
		APROVAÇÃO DO DESENHO		CONJUNTO: RNA				
TOLERÂNCIA GERAL: ISO 2768-mk ISO 8015		APROVAÇÃO DO PROJECTO		COMPONENTE:				
		ENG. MAT.		PLACA PESOS				
ACABAMENTOS: ISO 1302				DESENHO N.º	FOLHA:	MASSA [g]:	REVISÃO:	
				A4 01.005.001	1/1	578.63	A	



	ESCALA:	DESENHOU	DATA		DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA TRABALHO FINAL DE MESTRADO			
	1:2	DVLA	03/12/2024					
MATERIAL:	PLA	VERIFICOU	ENG. RESPONS.	CONJUNTO: RNA				
		APROVAÇÃO DO DESENHO		COMPONENTE:				
TOLERÂNCIA GERAL:	ISO 2768-mk ISO 8015	APROVAÇÃO DO PROJECTO		PLACA BALANÇA				
ACABAMENTOS:		ENG. MAT.						
ISO 1302				DESENHO N.º	FOLHA:	MASSA [g]:	REVISÃO:	
				A4 01.005.002	1/1	348.35	A	



Sheet: /		
File: EsquemaEletrico.kicad_sch		
Title: Esquema Elétrico – Simulador Turbina		
Size: A3	Date: 2023-09-29	Rev:
KiCad E.D.A. kicad 7.0.2		Id: 1/1

Anexo A

Especificações Técnicas

Specifications

Type			Z6(F/G)D1	Z6(F/G)C3	Z6FC4	Z6FC6
Accuracy class to OIML R 60			D1	C3	C4	C6
Number of load cell verification intervals	n_{LC}		1000	3000	4000	6000
Maximum capacity	E_{max}	kg	5; 10; 20; 30; 50; 100; 200; 500	10; 20; 30; 50; 100; 200; 500	20; 30; 50; 100; 200; 500	20; 30; 50; 100; 200
		t	1	1	-	-
Minimum load cell verification interval	v_{min}	% of E_{max}	0.036	0.009 0.0083 (30 kg)	0.0066	0.0066
Y value	Y		2778	11111 12000 (30 kg)	15000	15000
Accuracy class to NTEP IIIM¹⁾						
Number of load cell verification intervals	n_{LC}			5000		
Maximum capacity	E_{max}	kg		20; 30; 50; 100; 200		
Minimum load cell verification interval	v_{min}	% of E_{max}		$E_{max}/11111$ $E_{max}/12000$ (30 kg)		
General specifications						
Nominal (rated) output	C_n	mV/V	2			
Rated output tolerance with load appl. in stated direction		%	+(1;-0.1)	$\pm 0.05^2)$		
Temperature coefficient of rated output³⁾	TC_c	% of $C_n/10$ K	± 0.0500	± 0.0080	± 0.0070	± 0.0040
Temperature coefficient of zero signal	TC_0		± 0.0500	± 0.0125 ± 0.0116 (30 kg)	± 0.0093	± 0.0093
Relative reversibility error³⁾	d_{hy}	% of C_n	± 0.0500	± 0.0170	± 0.0130	± 0.0080
Non-linearity³⁾	d_{lin}		± 0.0500	± 0.0180	± 0.0150	± 0.0110
Creep upon loading in 30 min.	d_{DR}		± 0.0490	± 0.0166	± 0.0125	± 0.0083
Input resistance	R_{LC}	Ω	350...480			
Output resistance	R_0		356 ± 0.2	356 ± 0.12		
Reference voltage	U_{ref}	V	5			
Nominal (rated) range of the excitation voltage	B_u		0.5...12			
Insulation resistance	R_{is}		$G\Omega$			
Nominal (rated) range of the ambient temperature	B_T	$^{\circ}C$	-10...+40			
Operating temperature range	B_{tu}		-30...+70			
Storage temperature range	B_{tl}		-50...+85			
Limit load	E_L	% of E_{max}	150			
Breaking load	E_d		≥ 300			

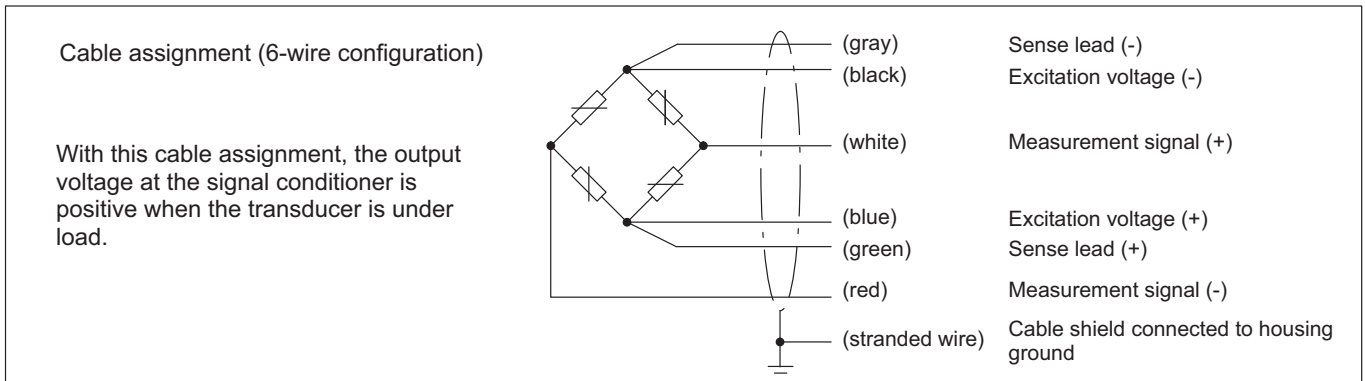
1) Load cells of OIML accuracy class C3 also conform to accuracy class NTEP (USA) III M5000 with maximum capacities 20 to 200 kg. They therefore have a second NTEP label.

2) For load cell Z6FC3/10kg: $\leq \pm 0.1$ %.

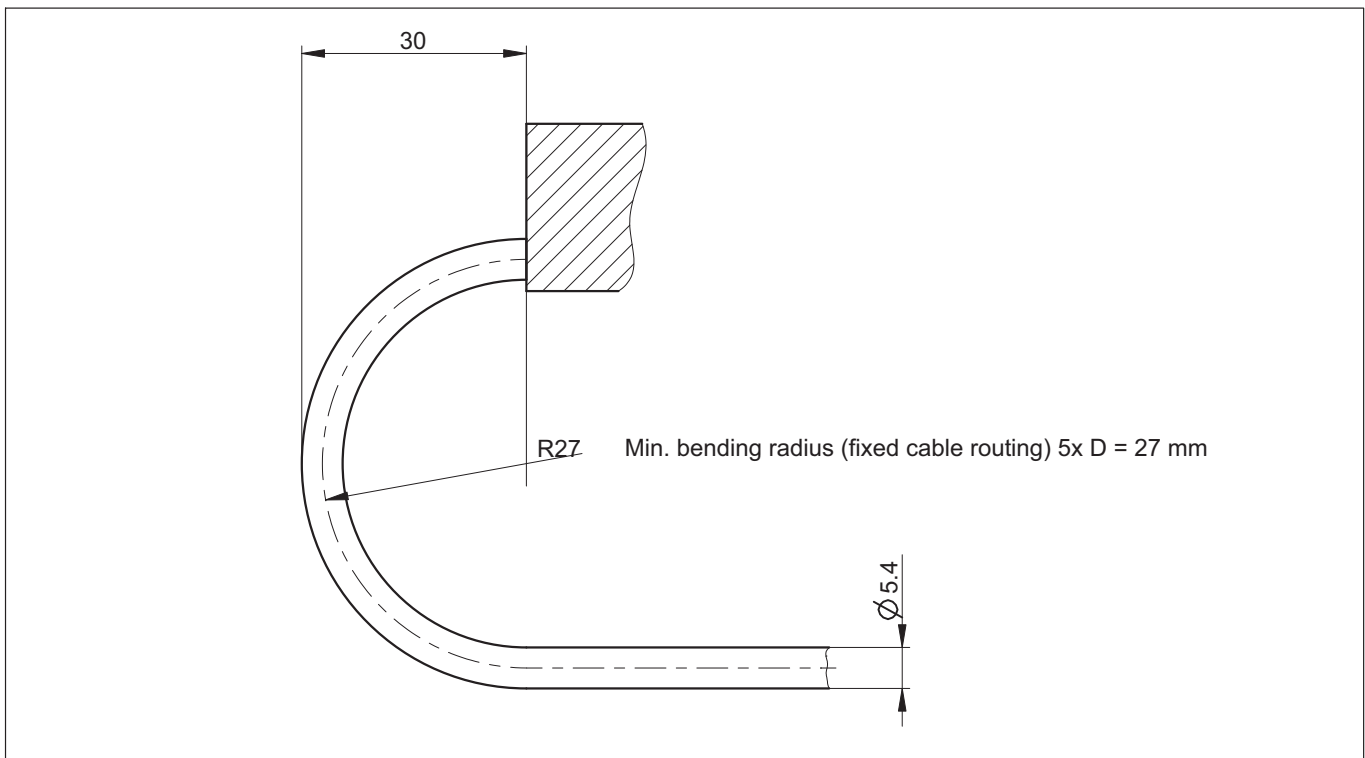
3) The values for non-linearity, relative reversibility error and temperature response of the output range are recommended values. If these values are added together, the total is within the accumulated error limit to OIML R60.

Maximum capacity		kg	5	10	20	30	50	100	200	500	1000
Permissible oscillation stress		% of E_{max}	100	100	100	100	100	100	100	70	100
Nominal (rated) displacement approx.	s_{nom}	mm	0.24	0.3	0.29	0.28	0.27	0.31	0.39	0.6	0.55
Weight approx.	G	kg	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	2.3
Degree of protection (IP) to EN60529 (IEC529)			IP 68 (tougher test conditions: 1 m water column;100 h)								
Material			Stainless steel ⁴⁾								
Measuring body			Stainless steel ⁴⁾								
Bellows			Stainless steel/Viton®								
Cable entry			PVC								
Cable sheath											

4) To EN 10088-1



Connection dimensions of the cable (for stationary use)



USER MANUAL

Z-SG2 / Z-SG2-L

DIGITAL LOAD CELL CONVERTER WITH 24 BIT ADC



SENECA S.r.l.

Via Austria 26 – 35127 – Z.I. - PADOVA (PD) - ITALY
Tel. +39.049.8705355 – 8705355 Fax +39 049.8706287

www.seneca.it

ORIGINAL INSTRUCTIONS

4. POWER SUPPLY

ATTENTION!

The upper power supply limits must not be exceeded, as this might cause serious damage to the module

Switch the module off before connecting inputs and outputs.

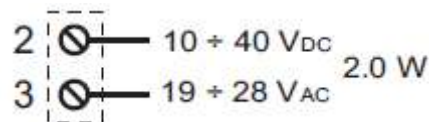
To meet the electromagnetic immunity requirements:

- use shielded signal cables;
- connect the shield to a preferential instrumentation earth system;
- separate shielded cables from other cables used for power installations (transformers, inverters, motors, induction ovens, etc...)

The power supply must be connected to terminals 2 and 3.

The supply voltage must be between:

10 and 40Vdc (indifferent polarity), or between 19 and 28 Vac.

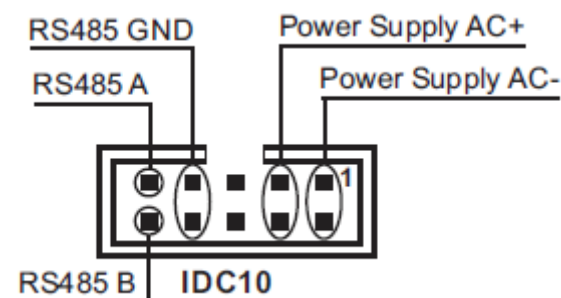


19 – 28 Vac 50 – 60 Hz

10 – 40 Vdc

Maximum absorption 2 W

If the ZPCDIN accessory is used, it is not necessary to wire the power supply (nor the RS485 port) as it is present in the IDC10 connector:



5. LOAD CELL CONNECTION

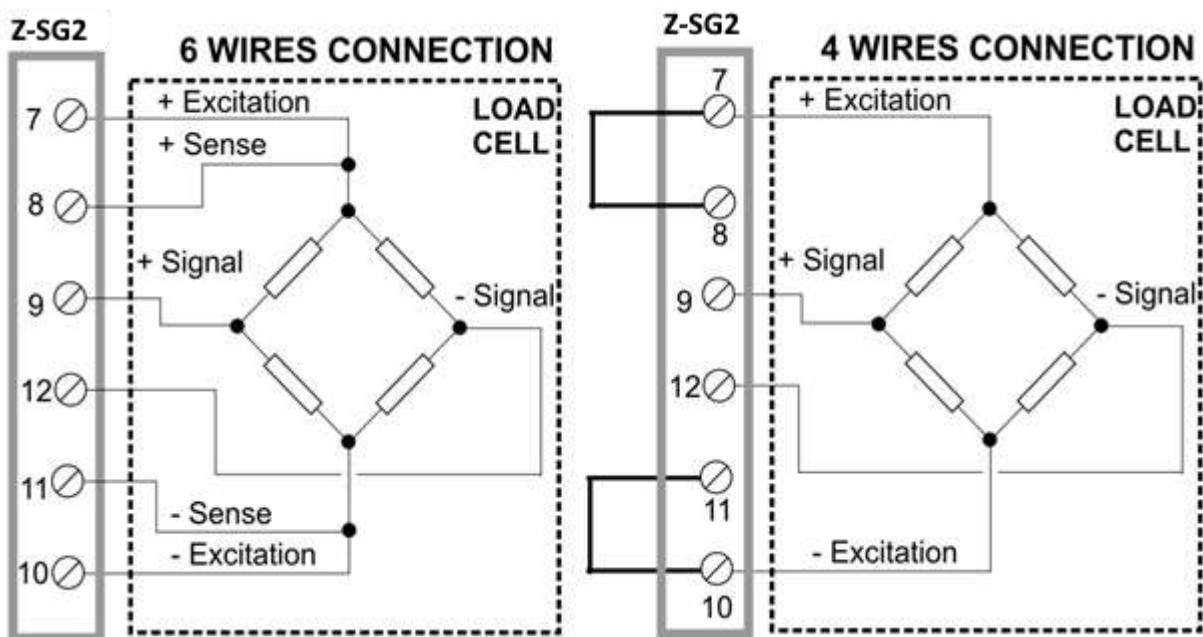
It is possible to connect the converter to the load cell in 4- or 6-wire mode. 6-wire measurement is preferable for measurement accuracy.

The load cell power supply is provided directly by Z-SG2.

5.1. 4 OR 6-WIRE LOAD CELL CONNECTION

A load cell can have a four-wire or six-wire cable. In addition to having the +/- excitation and +/- signal lines a six-wire cable also has the +/- sense lines. It is a common misconception to think that the only difference between 4- or 6-wire load cells is the possibility of the latter to measure the actual voltage at the load cell. A load cell is compensated to work within specifications in a certain temperature range (usually -10 - +40°C). Since the cable resistance depends on the temperature, the response of the cable to temperature changes must be eliminated. The 4-wire cable is part of the load cell temperature compensation system. The 4-wire load cell is calibrated and compensated with a certain amount of cable connected. For this reason, never cut the cable of a 4-wire load cell. The cable of a 6-wire cell, on the other hand, is not part of the load cell temperature compensation system. The sense lines are connected to the sense terminals of the indicator/meter, to measure and adjust the actual voltage of the load cell. The indicator/meter corrects the output voltage or its amplifier to compensate for the change in resistance in the cable. The advantage of using this "active" system is the possibility of cutting (or extending) the 6-wire load cell cable to any length. It must be considered that a 6-wire load cell will not reach the performance declared in the specifications if the sense lines are not used.

The figures show the two possible connections:



<i>LOAD CELL CONNECTION</i>		
<i>SIGNAL</i>	<i>TERMINAL No.</i>	<i>MEANING</i>
+Excitation	7	Cell supply (+)
+Sense	8	Reading of the supply to the cell (+)
+Signal	9	Load cell signal (+)
- Signal	12	Load cell signal (-)
- Sense	11	Reading of the supply to the cell (-)
- Excitation	10	Cell supply (-)

6. CHECKING THE LOAD CELL OPERATION

Before starting the configuration of the device it is necessary to verify the correctness of the wiring and the integrity of the load cell.

6.1. CHECKING CABLES WITH A DIGITAL MULTIMETER

First you need to check with the load cell manual that there are about 5V DC between the +Excitation and – Excitation cables. If the cell has 6 wires check that the same voltage is also measured between +Sense and – Sense.

Now leave the cell at rest (without the tare) and check that the voltage between the +Signal and –Signal cables is around 0 V.

Now unbalance the cell by applying a compression force, checking that the signal increases until it reaches the full scale (if possible) where the measurement will be approximately:

5* (cell sensitivity) mV.

For example, if the declared cell sensitivity is 2 mV/V, $5 * 2 = 10$ mV must be obtained.

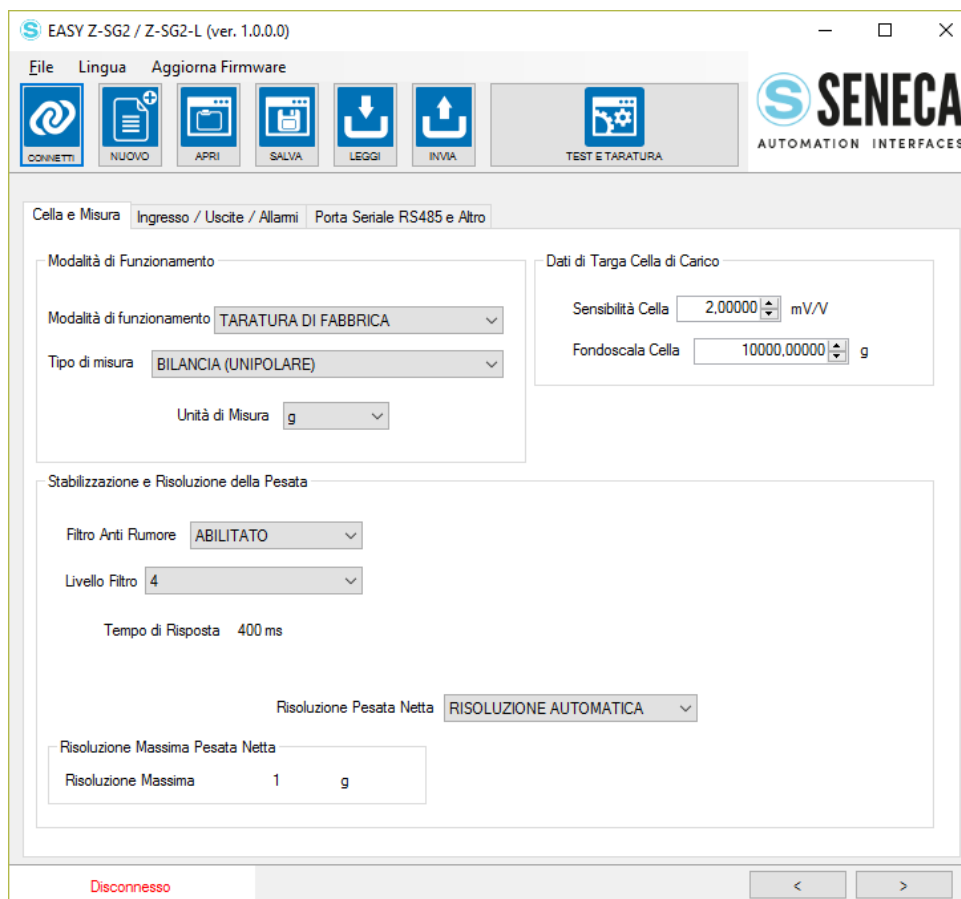
In the case of bipolar measurement only (compression/traction) it is necessary to completely unbalance the cell even in traction, in this case the same value must be measured between the +Signal and –Signal cables but with the negative sign:

-5* (cell sensitivity) mV.

7. CONNECTION OF MORE LOAD CELLS IN PARALLEL

It is possible to connect up to a maximum of 8 load cells (and in any case without ever falling below the minimum 87 Ohms). It is therefore possible to connect:

10.2. CREATING A PROJECT



ATTENTION!

It is necessary to set all the dip switches to OFF before sending the configuration to the device or the configuration of the RS485 port will be consistent with the dip switch settings!

10.2.1. OPERATING MODE

It allows to configure the basic operation of the device, can be set to factory calibration or to Calibration with Sample weight:

10.2.1.1. FACTORY CALIBRATION

It is used when a load cell with declared sensitivity (cell calibration) combined with the calibration of the device's factory full scale is available.

In this mode the calibration consists only in acquiring the tare directly on the field with a direct measurement or manually entering the tare value. For more information refer to chapters 11 and 14 of the manual.

10.2.1.2. CALIBRATION WITH SAMPLE WEIGHT

It is used when a sample weight is available (as far as possible towards the load cell full scale).

In this mode the calibration consists in acquiring both the tare and the sample weight directly on the field. For more information refer to chapters 11 and 14 of the manual.

10.2.2. TYPE OF MEASUREMENT

It allows to configure the operation of the device between:

10.2.2.1. COMPRESSION ONLY (SCALES)

It is used when a scale is being created in which the load cell is only compressed, in this case the maximum resolution of the compression measurement is obtained.

10.2.2.2. COMPRESSION AND TRACTION

It is used when a measurement system (typically of force) is being created that can both compress and extend the load cell. In this case the direction of the force can also be decided, if compression the measurement will have the + sign, if traction it will have the - sign. A typical case of use is to link the direction of the force to the analogue output so that, for example, 4mA correspond to the maximum traction force and 20mA correspond to the maximum compression force (in this case the cell at rest will provide 12Ma).

10.2.3. UNIT OF MEASUREMENT

It allows to set the weighing unit of measurement (selectable between Kg, g, t, etc. ...)

10.2.4. CELL SENSITIVITY

It is the value expressed in mV/V declared by the cell (in most cells it is 2mV/V).

10.2.5. CELL FULL SCALE

It is the value expressed in the selected unit of measurement declared by the cell.

10.2.6. SAMPLE WEIGHT

If the mode of operation with sample weight has been chosen, it is necessary to enter the value of the sample weight that will be used in the calibration.

10.2.7. NOISE FILTER

It enables or disables the noise filter for the weight measurement. The filter consists of two sections:

In the first there is an anti-noise filter based on a statistic obtained from the input, in the second there is a filter in moving average.

If the noise filter is disabled, it will still be possible to act on the moving average and on the ADC speed (see chapter 10.2.9).

10.2.8. FILTER LEVEL

It is possible to configure a pre-set filter level (this is a combination of the two sections described above). Depending on the level, the response time will also appear, in particular:

FILTER LEVEL	RESPONSE TIME [ms]
0	16
1	32
2	50
3	250
4	400 (default)
5	900
6	1800
ADVANCED	Dependent on the configuration

The higher the filter level the more stable (but slow) the weight measurement will be.

In the "Advanced" mode it will be possible to act on the individual filter parameters (to be used only by experts or on the advice of Seneca personnel).

10.2.9. ADVANCED FILTERING

These parameters can only be configured by expert personnel or at the suggestion of Seneca:

10.2.9.1. NUMBER OF SAMPLES OF THE MOVING AVERAGE

It is the number of samples on which the moving average is calculated, the more it increases and the slower and more stable the response of the filter is (minimum 1, maximum 100).

10.2.9.2. ADC CHOPPING

It allows you to enable the ADC chopping feature (it decreases acquisition speed and noise and improves ADC performance).

This mode can only be activated with the calibration with sample weight mode.

10.2.9.3. ADC SPEED

It is a parameter that configures the sampling rate of the ADC.

With *ADC CHOPPING DISABLED* it can be configured from 3 (maximum speed) to 255 (minimum speed).

The speed is calculated with the formula:

$$f_{ADC}[Hz] = \frac{4096}{ADC_speed_register}$$

10.2.18. ANALOGUE OUTPUT CONFIGURATION

The analogue output is completely configurable passing 4 points: two of net weight and two of analogue output:
Example:

We would like the analogue output to be 4 mA with a net weight of 0 Kg and 20 mA with a net weight of 10 Kg:

With net weighing 0 Kg the output must be 4 mA

With net weighing 10 Kg the output must be 20 mA

Between these two points the value is linear (for example at 5 Kg the output will be 12 mA).

10.2.19. STATION ADDRESS

It represents the station address used in the Modbus RTU slave protocol available in the RS485 port.

10.2.20. BAUD RATE

It selects the baud rate to be used in the communication from the RS485 port.

10.2.21. PARITY

It sets whether the communication of the RS485 port must take place with or without even or odd parity.

10.2.22. DELAY IN REPLYING

It introduces the delay to the Modbus response in number of characters.

10.2.23. SAMPLE WEIGHT

It sets the weight of a single piece in technical units for the "piece weighing" mode. By setting the net weight of a single element in this register, the device will be able to indicate the number of pieces present in the scales according to the relation:

$$Nr\ pieces = \frac{Net\ Weight}{One\ Piece\ Weight}$$

10.2.24. AUTOMATIC TARE TRACKER

It allows to set the automatic tare reset.

10.2.24.1. TARE TRACKER

It allows you to enable or disable the automatic tare reset.

10.2.24.2. ADC VALUE

It allows to set the number of ADC points within which to reset the tare automatically.

If after 5 seconds of stable weighing condition the ADC value of the net weight deviates by less than this value then a new tare is acquired.

1

2

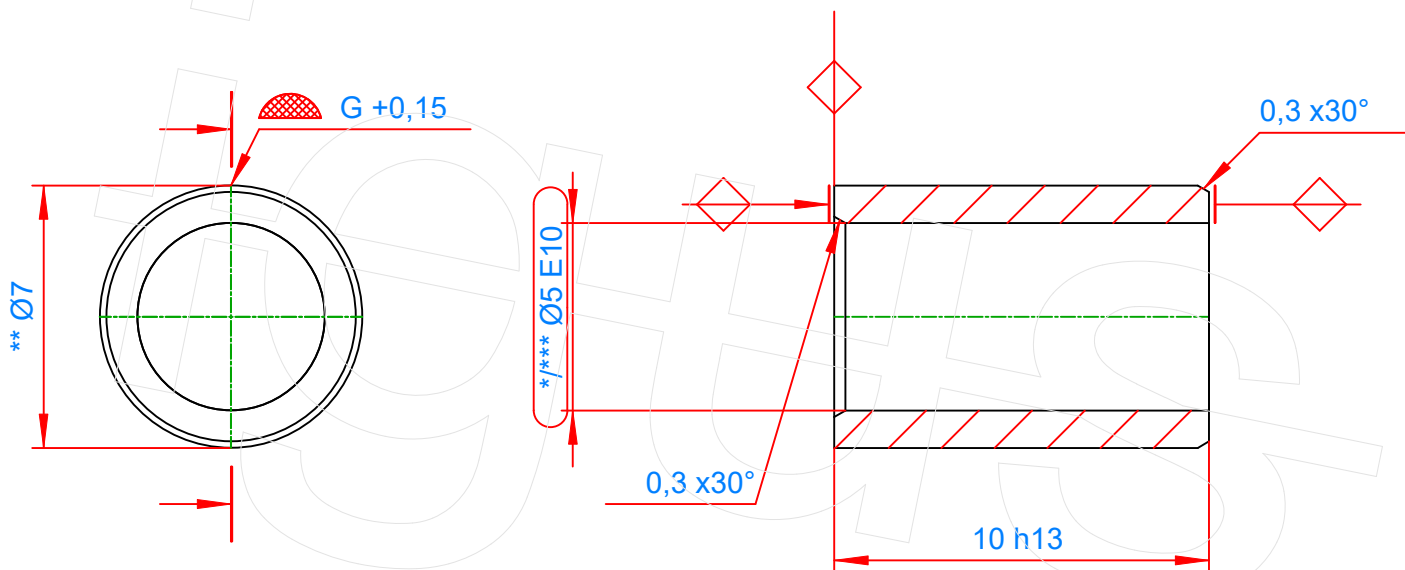
3

4

A

B

C



*** article-related

** press fit in housing bore 7 H7

* measured with pin gauge after assembly in housing bore 7 +0,005 (only for QA)

pin gauge diameter under deviation has to move

pin gauge diameter upper deviation has to stick

all distances in millimeter (mm)

Geometrische Produktspezifikation nach Geometrical product specifications acc. DIN EN ISO 10135

Rundungen im Bereich der Angabe fuer allgemeine Werkstueckkanten zulaessig

+0,2 mm
-0,6 mm

Messmittel/ Messmethode gemaess iglus CAQ Pruefplan Measuring instruments/ methods acc. to iglus CAQ inspection plan

Formtrenngrat soweit nicht anderes angegeben = FL 0,2 mm

Formtrenngrat im Bereich der Bindenaht = FL 0,5 mm

Rundungen in the range of specification for workpiece edges allowed

ISO 13715
Werkstueckkanten workpiece edges

Pruefmerkmal, kein Faehigkeitsnachweis inspection characteristic, no capability proof

Projektleiter/Pr.Manager: _

Werkzeug-Nr./tool-no.: 43641

Werkstoff/material: G

Oberfl./Besch./Farbe/surf./coat./color: _

Gewicht/mass: 0,27 g

Volumen/volume: 0,18 mm³

LxBxH: 10x7x7 mm

Zulaessige Abweichung fuer Masse ohne Toleranzangabe

Allowed deviation of dimension without tolerance declaration

Nennmass ueber/over	6 mm	6 mm	30 mm	120 mm
---------------------	------	------	-------	--------

size bis/incl.	6 mm	30 mm	120 mm	400 mm
----------------	------	-------	--------	--------

DIN ISO 2768-m	±0,1 mm	±0,2 mm	±0,3 mm	±0,4 mm
----------------	---------	---------	---------	---------

Fuer Entscheidungen ueber die Eignung der von iglus zu liefernden Produkte fuer bestimmte Anwendungsfaelle und Konstruktionen, in die die iglus-Produkte einbezogen sind, ist ausschliesslich der Kunde verantwortlich. Die ausschliessliche Verantwortung des Kunden fuer die Konstruktion und/oder Verwendung liegt auch dann beim Kunden, wenn iglus in die Entwicklung eines vom Kunden geschaffenen Produktes einbezogen wird und dabei, etwa durch Ratschlaege oder Empfehlungen, mitwirkt. Alle Masse, Pruefungen und Angaben beziehen sich, wenn nicht ausdrucklich anders angegeben, auf den Auslieferungszustand bei Raumklima.

The responsibility for the decision regarding the suitability of the iglus products for individual application/design is taken by the customer. This also applies if iglus is involved in the development of a customised product, e.g. with advice or proposals regarding the design and/or manufacturing process of the product and/or associated application. All sizes, checks and data are relating to the delivery conditions at ambient climate, if not fixed deviating in particular.

Nr./No.	Datum/Date	Name	Aenderung/Amendment
---------	------------	------	---------------------

Eu.		Masstab/scale not drawn to scale	Benennung/title
-----	--	----------------------------------	-----------------

	Datum/Date	Name	
--	------------	------	--

Erst. / Cr.	03.10.2024	IBD	
-------------	------------	-----	--

Gepr. / Ch.	03.10.2024	IBD	
-------------	------------	-----	--

Zylindrisches Gleitlager (Form S)
Sleeve Bearing (shape S)

Spicher Str. 1a, 51147 Koeln
www.iglus.de

Status
Anfrage/Muster
inquiry/prototype

Zeichnungs-Nr./drawing-no.

DWGIBD-00105588

Rev./Ver.

/

Artikel-Nr./article-no.

P-023213

Bl./p 1/1

Gr./sz. A4

Schutzvermerk nach DIN ISO 16016 beachten
Copyright in accordance with DIN ISO 16016

Doc ID:

Zchnng-art/drw-type: System-/Prinzipzeichnung

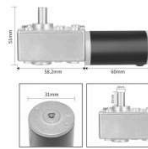
MOTOR DC COM CAIXA REDUTORA A 90° 24VDC 80RPM 5~10W

Referência :MOT02080



Motor de elevado torque com caixa redutora com veio sem fim que permite bloqueio automático sem conseguir movimentar o veio se saída, funcionando como um travão.

Binário máximo: 10Kgf.cm
Tensão nominal: 24Vdc
Corrente em vazio: 110mA
Corrente nominal: 1A
Corrente em bloqueio: 3.7A
Rotação sem carga: 80rpm



Descrição

DESCRIÇÃO EM PORTUGUÊS BREVEMENTE DISPONÍVEL

Se tiver alguma dúvida neste produto não hesite em [contactar-nos](#).

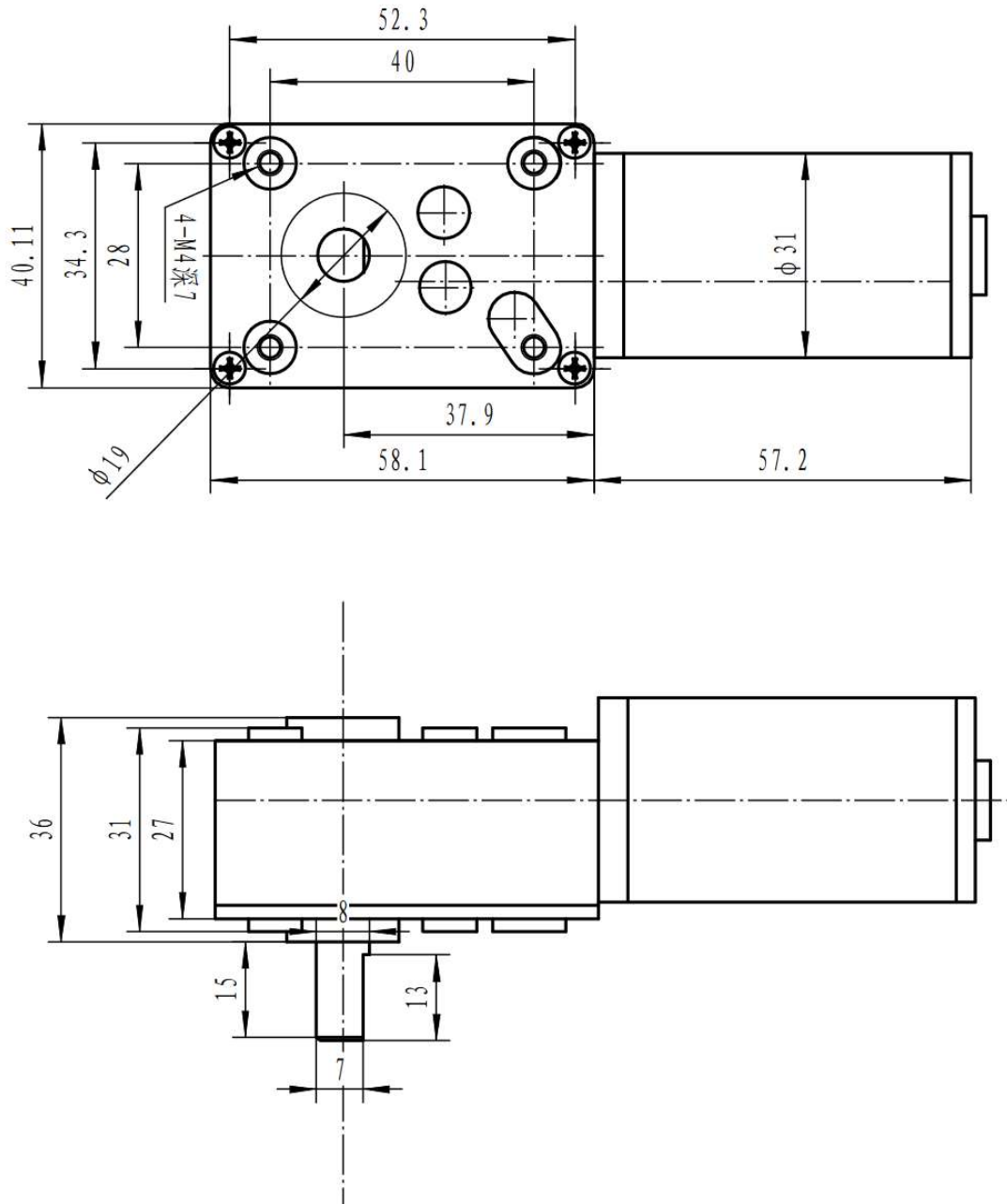
***Atenção: as imagens são meramente ilustrativas.**

The turbo metal gear worm motor uses a metal gear box for durability and a high torque output. Due to the special mechanical structure of the worm drive the motor output shaft is self locking and can not be rotated.



Descrição

Dimensions:



MOTOR VERSION	VOLTAGE LiHV [V]	PROPELLER SIZE	THROTTLE RANGE	AMPERAGE [A]	POWER INPUT [W] [hp]		THRUST OUTPUT [g] [N] [lb]			RPM [rev/min]	EFFICIENCY [g/W] [lb/hp]	
				(LOWER IS BETTER)	(LOWER IS BETTER)		(HIGHER IS BETTER)			(HIGHER IS BETTER)	(HIGHER IS BETTER)	
KDE2814XF-775 (775Kv) KDEXF-UAS35 S.R. ENABLED	11.6V (3S) 13.1V MAX	12.5" x 4.3 DUAL-EDN (KDE)	25.0%	0.8	10	0.01	130	1.27	0.29	2700	13.00	21.37
			37.5%	1.7	22	0.03	240	2.35	0.53	3680	10.91	17.93
			50.0%	3.1	40	0.05	410	4.02	0.90	4680	10.25	16.85
			62.5%	5.0	65	0.09	600	5.88	1.32	5640	9.23	15.18
			75.0%	7.6	99	0.13	810	7.94	1.79	6600	8.18	13.45
			87.5%	11.0	144	0.19	1060	10.40	2.34	7500	7.36	12.10
			100.0%	14.6	191	0.26	1340	13.14	2.95	8400	7.02	11.53
		12.5" x 4.3 TRIPLE-EDN (KDE)	25.0%	1.0	13	0.02	160	1.57	0.35	2580	12.31	20.23
			37.5%	2.1	27	0.04	290	2.84	0.64	3520	10.74	17.66
			50.0%	3.9	51	0.07	480	4.71	1.06	4480	9.41	15.47
			62.5%	6.5	85	0.11	700	6.86	1.54	5440	8.24	13.54
			75.0%	9.9	129	0.17	950	9.32	2.09	6320	7.36	12.11
			87.5%	14.8	193	0.26	1240	12.16	2.73	7200	6.42	10.56
			100.0%	18.8	246	0.33	1530	15.00	3.37	7880	6.22	10.22
	15.5" x 5.3 DUAL-EDN (KDE)	25.0%	1.5	19	0.03	300	2.94	0.66	2280	15.79	25.96	
		37.5%	3.6	47	0.06	570	5.59	1.26	3120	12.13	19.94	
		50.0%	6.9	90	0.12	860	8.43	1.90	3900	9.56	15.71	
		62.5%	11.7	153	0.21	1230	12.06	2.71	4580	8.04	13.22	
		75.0%	17.4	227	0.30	1590	15.59	3.51	5180	7.00	11.52	
		87.5%	24.3	318	0.43	1900	18.63	4.19	5640	5.97	9.82	
		100.0%	30.3	396	0.53	2240	21.97	4.94	6080	5.66	9.30	
	15.4V (4S) 17.4V MAX	12.5" x 4.3 DUAL-EDN (KDE)	25.0%	1.2	20	0.03	230	2.26	0.51	3540	11.50	18.91
			37.5%	2.4	41	0.05	410	4.02	0.90	4740	10.00	16.44
			50.0%	4.6	80	0.11	670	6.57	1.48	6000	8.38	13.77
			62.5%	7.7	133	0.18	970	9.51	2.14	7280	7.29	11.99
			75.0%	11.6	201	0.27	1300	12.75	2.87	8340	6.47	10.63
			87.5%	16.9	294	0.39	1690	16.57	3.73	9480	5.75	9.45
			100.0%	22.3	388	0.52	2110	20.69	4.65	10440	5.44	8.94
12.5" x 4.3 TRIPLE-EDN (KDE)		25.0%	1.5	26	0.03	280	2.75	0.62	3320	10.77	17.70	
		37.5%	3.1	53	0.07	490	4.81	1.08	4580	9.25	15.20	
		50.0%	5.6	97	0.13	790	7.75	1.74	5720	8.14	13.39	
		62.5%	9.5	165	0.22	1120	10.98	2.47	6880	6.79	11.16	
		75.0%	14.9	259	0.35	1490	14.61	3.28	7920	5.75	9.46	
		87.5%	21.0	365	0.49	1870	18.34	4.12	8840	5.12	8.42	
		100.0%	27.5	478	0.64	2320	22.75	5.11	9640	4.85	7.98	

Note : performance chart provided under the test conditions listed below. Measurements taken under alternate conditions will affect the final results.

Location : KDE Direct HQ Dynamometer V2 (Bend, Oregon)

Altitude : 3730 ft (1137 m)

Pressure : 30.3 inHg (1026 hPa)

Temperature : 72 °F (22°C)

Humidity : 35% (Relative)