



TÉCNICO
LISBOA



Estudo experimental do modelo e do protótipo de uma turbina auto-rectificadora bi-radial com pás fixas

Ana Alexandra de Freitas Dias Ipolliti Carrelhas

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

Engenharia Mecânica

Orientadores: Prof. Luís Manuel de Carvalho Gato

Prof. João Carlos de Campos Henriques

Júri

Presidente: Prof. Carlos Frederico Neves Bettencourt da Silva

Orientador: Prof. Luís Manuel de Carvalho Gato

Vogal: Prof. José Carlos Páscoa Marques

Novembro 2017

À maior força da Natureza, a minha Mãe.

Agradecimentos

Ao Professor Luís Gato, orientador desta tese, por me ter dado a oportunidade de trabalhar num projeto real de engenharia, onde tempos reduzidos para concluir as tarefas e o rigor das mesmas foram uma constante. Pela sua sensibilidade física, experimental e teórica que me permitiu encarar a engenharia de outra forma. Agradeço toda a confiança, espírito crítico e pensamento positivo que revelou ao longo de todo o trabalho.

Ao Professor João Henriques, também orientador desta tese, que me ensinou a arte do saber empírico e a saber como se deve de programar. É com muito gosto e admiração que trabalho com ele. Espero que o trabalho desenvolvido para esta tese e todas as ideias que dela advieram o ajudem no caminho de encontro à conexão de todos os "dots".

Ao Professor António Falcão, pelo seu saber e dedicação a quem agradeço as várias discussões produtivas sobre Mecânica dos Fluidos e Turbomáquinas.

Ao Professor Gil Marques, pela sua ajuda indispensável para compreensão de toda a componente de motores eléctricos, variadores de frequência e apoio no desenho da calibração do gerador, variador e pós-processamento. Agradeço a sua disponibilidade sempre imediata para resolução de todos os problemas que apareceram e o os seus comentários críticos e encorajamento.

À Maria José Neves por tornar possível montar as três instalações experimentais em tempo recorde. Agradeço todo o apoio constante que me deu desde o primeiro dia. Sem ela o grupo não teria a reputação internacional que tem. É mais do que uma colega de trabalho, uma amiga.

Ao Sr. Joaquim Frade e Sr. Pedro Alves pela ajuda na montagem das instalações, discussões produtivas de ideias para a construção das mesmas e apoio prestado ao longo de todo o trabalho.

Aos Professores Gonçalo Faria e Marco Ribeiro que sem saberem, me encaminharam para o mundo da engenharia e investigação.

À Eng.^a Bárbara Lopes e Eng.^o Hugo Abreu, meus colegas de trabalho e amigos, cujo apoio incondicional, críticas construtivas e confiança foram cruciais ao longo de todo o trabalho.

À Cândida, minha melhor amiga e irmã, o meu braço direito nos últimos catorze anos que sempre viu o melhor em mim. Agradeço toda a abertura de espírito que me proporcionou, a capacidade de lutar e de ver mais além. Assim como a infinita compreensão pelos momentos que não pude estar presente.

À minha mãe, Ana Luísa, à minha irmã, Inês e ao meu irmão, Diogo. Por serem o meu porto seguro quando preciso de resguardo e as minhas asas quando quero voar.

Ao Projeto OPERA H2020 por ter financiado todo o trabalho aqui realizado.

Resumo

A turbina de ar auto-rectificadora bi-radial foi proposta para equipar dispositivos do tipo CAO. Existem duas versões: (i) turbina de pás diretrizes deslizantes e (ii) turbina de pás diretrizes fixas. A versão (i) foi testada experimentalmente e obteve um rendimento máximo de 78%, um dos mais elevados rendimentos para turbinas auto-rectificadoras até agora publicados. A desvantagem desta geometria é a complexidade adicional introduzida pelo mecanismo que move axialmente o conjunto de pás diretrizes duas vezes a cada ciclo de onda. A versão (ii) evita este mecanismo, mas não previne as perdas de pressão de estagnação nas pás do estator de saída. Para reduzir estas perdas, as pás diretrizes são afastadas radialmente do rotor.

Dentro do projeto Europeu OPERA H2020, o Grupo de Energia das Ondas do IST é o parceiro responsável pelo desenho aerodinâmico do protótipo da turbina bi-radial de pás fixas com as pás dispostas em duas coroas de pás concêntricas e uma válvula de ação rápida incluída na turbina, que possibilita novas formas de controlo da mesma.

Esta tese descreve o desenho e construção de um modelo da nova turbina com pás fixas e a execução do estudo experimental do modelo na Instalação de ensaio de turbinas de 12 kW do IST. Assim como o estudo experimental do protótipo, construído pela *Kymaner*, quer em laboratório, na instalação de ensaio de turbinas de 55 kW do IST, quer em condições reais, na Central de Energia das Ondas do Mutriku, Espanha.

Palavras-chave: Turbina bi-radial, estudo experimental de modelo, estudo experimental de protótipo, controlo de turbinas de ar, OPERA H2020, energia das ondas.

Abstract

The self-rectifying bi-radial air turbine was proposed to equip wave energy converters of the oscillating-water-column type. There are two geometry versions: (i) with axially-sliding guide vanes and (ii) with fixed guide vanes. Version (i) was model tested and found to be the most efficient self-rectifying turbine, with peak efficiency about 78%. The drawback of this version is the added complexity introduced by the mechanism that moves the guide vane that is set axially twice in a wave cycle. Version (ii) avoids this, but does not prevent the stagnation pressure losses that occur at the outlet guide vane row. To reduce these losses, the guide vanes are radially offset from the rotor.

Within the European project OPERA H2020, the IST Wave Energy Group is responsible for the aerodynamic design of the bi-radial turbine with fixed guide vanes. This geometry has an additional feature that consists in replacing the single vane row located on each side of the rotor by two concentric rows of guide vanes. Furthermore, a high-speed stop valve is built in the turbine, being able to perform new control strategies of the turbine.

This thesis describes the design and construction of a model of the new bi-radial turbine, with fixed-guide vanes, the experimental tests of the turbine model performed at the IST 12 kW turbine test rig, as well as, the tests of the OPERA bi-radial turbine prototype, built by Kymaner, at the IST 55 kW variable flow turbine test-rig and at the Mutriku Wave Power Plant, Spain.

Keywords: Bi-radial turbine, model testing, prototype testing, control of air turbines, OPERA H2020, wave energy.

Conteúdo

Agradecimentos	v
Resumo	vii
Abstract	ix
Lista de Tabelas	xvi
Lista de Figuras	xx
Lista de Abreviaturas e Símbolos	xxi
1 Introdução	1
1.1 Energia das ondas	1
1.2 Turbinas auto-rectificadoras	2
1.2.1 Turbina Wells	2
1.2.2 Turbina de ação	4
1.2.3 Turbina bi-radial	4
1.3 Estratégia de controlo de turbinas	6
1.4 Motivação	7
1.5 Contribuição e objetivos da tese	9
1.6 Publicações	10
1.7 Plano da tese	11
1.7.1 Abordagem do estudo experimental	11
2 Estudo experimental do Modelo	13
2.1 Descrição da instalação	13
2.2 Construção do modelo	14
2.2.1 Rotor	16
2.2.2 Estatores	16
2.2.3 Instalação experimental	17
2.3 Instrumentação	17
2.3.1 Pressão	17
2.3.2 Binário e velocidade de rotação	19
2.3.3 Caudal volúmico	21
2.3.4 Massa específica do ar	21

2.3.5	Velocidade e direção do escoamento	21
2.3.6	Válvula de fecho rápido	24
2.4	Sistema de aquisição de dados	26
2.5	Procedimento de ensaios experimentais	28
2.5.1	Ensaio para obtenção de curvas de funcionamento	28
2.5.2	Ensaio de binário de atrito	28
2.5.3	Ensaio de atravessamento	28
2.5.4	Ensaio de embalamento	30
2.5.5	Ensaio de regime variável	30
3	Estudo experimental do protótipo	31
3.1	Descrição da instalação experimental	31
3.1.1	Instalação de ensaio de turbinas de 55 kW do IST	31
3.1.2	Central de Energia das Ondas do Mutriku	32
3.2	Instrumentação	33
3.2.1	Pressão	33
3.2.2	Binário e velocidade de rotação	34
3.2.3	Caudal volúmico	37
3.2.4	Massa específica do ar	37
3.2.5	Válvula de atuação rápida	37
3.3	Sistema de aquisição de dados	38
3.4	Procedimento de ensaios experimentais	39
3.4.1	Controlo em velocidade de rotação	39
3.4.2	Controlo em binário	40
4	Análise de resultados	43
4.1	Resultados do modelo	43
4.1.1	Atravessamentos	43
4.1.2	Binário de atrito	48
4.1.3	Embalamento	49
4.1.4	Curvas de funcionamento da turbina	50
4.1.5	Distribuição de perdas na turbina	53
4.1.6	Rendimento médio	54
4.2	Resultados do protótipo: Laboratório	55
4.2.1	Medição de caudal volúmico na instalação do Mutriku	55
4.2.2	Calibração do gerador	56
4.2.3	Tratamento de dados	57
4.2.4	Controlo em velocidade de rotação	57
4.2.5	Controlo em binário	60
4.3	Resultados do protótipo: Central de Energia das Ondas do Mutriku	67

4.3.1	Controlo do gerador em função da velocidade de rotação	67
4.3.2	Controlo com limitação de potência	68
4.4	Comparação de resultados e comentários finais	72
4.4.1	Comparação de geometrias da bi-radial	72
4.4.2	Comparação da turbina bi-radial com pás fixas com outras turbinas auto-rectificadoras	73
5	Conclusões e trabalho futuro	75
5.1	Conclusões	75
5.2	Trabalho futuro	76
	Bibliografia	81
A	Análise de erros	83
A.1	Procedimento de cálculo	83
A.1.1	Cálculo de $U_r(X_m)$: aplicação de filtros	84
A.2	Resultados	87
B	Ensaio de atravessamento	89
B.1	Rotina	89
B.2	Perfis da componente radial e tangencial da velocidade absoluta à entrada do rotor	90
C	Produção das pás do estator	93
C.1	Moldes de silicone	93
C.2	Verificação da geometria das pás diretrizes	94
D	Instalações experimentais: montagem	96
D.1	Instalação experimental do modelo	96
D.2	Bancada de ensaios do gerador	96
D.3	Instalação de ensaio de turbinas de 55 kW do IST	96
D.4	Central de Energia das Ondas do Mutriku	96

Lista de Tabelas

1.1	Geometrias da turbina bi-radial a estudar: rotor.	10
1.2	Geometrias da turbina bi-radial a estudar: estator.	10
2.1	Manómetros utilizados e respetivas retas de calibração.	19
2.2	Características do sensor de binário e de velocidade de rotação e as respetivas retas de calibração.	21
2.3	Características principais da placa de aquisição de dados NI PCI-6221.	26
2.4	Discretização e raio de localização dos ensaios de atravessamento relativamente ao eixo de rotação do rotor.	29
3.1	Características principais dos manómetros para os ensaios do protótipo. Na coluna da curva de calibração, I (em [A]) indica a corrente e U (em [V]) a tensão e a p (em [Pa]) a pressão. R^2 é o fator de correlação das curvas de calibração.	34
3.2	Características do gerador e variador de frequência utilizados. P_u corresponde à carga aplicada em função da potência nominal do gerador. Ω_{nom} e η_{nom} a velocidade de rotação e rendimento do gerador em condições nominais, respetivamente.	35
3.3	Sensores utilizados para a calibração do gerador: características e curvas de calibração. V_{lido} representa o valor de tensão lida.	36
3.4	Características do sensor de temperatura.	37
4.1	Resultados referentes aos atravessamentos à entrada e saída do rotor para diferentes coeficientes de caudal.	46
4.2	Resultados dos ensaios de embalamento do modelo.	49
4.3	Condições de ensaios para obter as curvas de funcionamento para as diferentes geometrias estudadas.	50
4.4	Valores medidos de $\Phi_{\eta_{TS,max}}$, $\eta_{TS,max}$ e $\Phi_{\eta=0}$ para cada uma das geometrias testadas.	52
4.5	Energia mecânica dissipada para cada secção.	53
4.6	Resultados dos ensaios de embalamento para o protótipo.	58
4.7	Valores medidos de $\Phi_{\eta=0}$, $\Phi_{\eta_{TS,max}}$, $\Psi_{\eta=0}$, $\Phi_{\eta_{TS,max}}$ e $\eta_{TS,max}$ para várias posições do obturador da válvula HSSV, u_{HSSV}	60
4.8	Leis de controlo ensaiadas para os ensaios de análise de sensibilidade do parâmetro a	61
4.9	Análise estatística dos ensaios de controlo do gerador em função da velocidade de rotação para análise de sensibilidade do parâmetro a	62
4.10	Análise estatística dos ensaios de variação da potência disponível para a mesma lei de controlo.	64

4.11	Algoritmos de controlo da válvula HSSV, $c(u)$	65
4.12	Leis ensaiadas para os ensaios com limitação de potência.	67
4.13	Parâmetros das leis de controlo implementadas na instalação do Mutriku.	68
4.14	Análise estatística dos ensaios na instalação do Mutriku.	69
4.15	Parâmetros das leis de controlo para ensaios em limitação de potência.	69
A.1	Análise de erros - Curvas de funcionamento da turbina do modelo: geometria original.	87
A.2	Análise de erros - Curvas de funcionamento da turbina do modelo: geometria com estator do projeto OPERA.	87
A.3	Análise de erros - Curvas de funcionamento da turbina do modelo: geometria sem pás à saída. . .	87

Lista de Figuras

1.1	Dispositivos do tipo CAO: (a1) estrutura fixa, Central de Energia das Ondas do Pico, Açores (retirado de; (a2) estrutura fixa, representação; (b1) estrutura flutuante, representação; (b2) estrutura flutuante, <i>Spar-Buoy</i> IDMEC/IST, escala 1:16.	1
1.2	Turbinas auto-rectificadoras em estudo: (a) turbina Wells; (b) turbina axial de ação; (c) turbina bi-radial configuração de pás deslizantes	2
1.3	Curvas de funcionamento da turbina Wells para diferentes geometrias: (a) turbina Wells com rotor de baixo fator de bloqueamento, $\sigma = 0,44$ (símbolos abertos - turbina sem pás diretrizes, símbolos cheios - turbina com pás diretrizes) ; (b) turbina Wells contra-rotativa (CR) e turbina Wells com dois rotores que rodam no mesmo sentido (BP) ambos sem pás diretrizes e com rotores de fator de bloqueamento elevado, $\sigma = 1,28$	3
1.4	Turbina axial de ação: (a) triângulos de velocidade à entrada e saída do rotor; (b) comparação do rendimento em função de $\Phi / \Phi_{\eta_{TS,max}}$ entre a turbina de ação e Wells.	4
1.5	Representação da turbina bi-radial em corte: (a) geometria de pás deslizantes; (b) geometria de pás fixas.	5
1.6	Conceito de efeito de sombra das pás: (a) estator da turbina auto-rectificadora de ação axial da empresa <i>Kymaner</i> ; (b) representação do efeito aplicado à turbina bi-radial no escoamento à saída do rotor.	8
1.7	Triângulo de velocidades numa situação genérica: (a) entrada do rotor; (b) saída do rotor.	8
1.8	Geometrias da turbina bi-radial a estudar.	11
2.1	Instalação experimental da turbina bi-radial de geometria fixa do modelo.	14
2.2	Secção em corte longitudinal do modelo da turbina.	15
2.3	Vistas do rotor da versão modelo: (a) alçado principal; (b) alçado lateral direito; (c) vista em perspetiva.	16
2.4	Pás diretrizes e pinos estruturais do estator da turbina da versão modelo.	17
2.5	Vistas da instalação experimental do modelo: (a) estator de entrada; (b) e (c) perspetivas do modelo completo da turbina.	18
2.6	Resultado da calibração de um manómetro de pressão.	19
2.7	Resultado da calibração do sensor de binário.	20
2.8	Resultado da calibração do sensor de velocidade de rotação.	20
2.9	Sonda de três furos com cabeça de cobra: (a) detalhe da cabeça da sonda; (b) corpo da sonda.	22

2.10	Calibração da sonda direcional: (a) pressão lida nas tomadas de pressão laterais da sonda adimensionalizada pela pressão dinâmica em função do ângulo de incidência γ ; (b) variação da pressão dinâmica do escoamento em função da pressão dinâmica da sonda.	23
2.11	Vistas da válvula de fecho rápido: (a) vista em perspectiva; (b) alçado lateral esquerdo; (c) planta.	24
2.12	Calibração da válvula fecho rápido para várias velocidades de rotação da turbina.	25
2.13	Esquema de funcionamento da válvula VFR.	25
2.14	Esquema de aquisição de dados para ensaios do modelo em regime permanente.	27
2.15	Esquema de aquisição de dados para ensaios do modelo em regime variável.	27
3.1	Esquema da instalação de ensaio de turbinas de 55 kW do IST.	31
3.2	Instalação de ensaio de turbinas de 55 kW do IST: (a) sem a turbina; (b) com a turbina instalada.	32
3.3	Instalação da Central de Energia das Ondas do Mutriku: (a) vista da galeria - turbina montada na conduta flangeada, variador de frequência do gerador e mesa de controlo; (b) esquema da central.	33
3.4	Esquema do protótipo e localização da instrumentação.	34
3.5	Esquema da bancada de ensaios da calibração do gerador.	35
3.6	Sistema de aquisição de dados para calibração do gerador e variador de frequência: (a) sistema de aquisição; (b) estação de tratamento (ETVar e ETGen).	36
3.7	Bancada de ensaios da calibração do gerador: (a) variador de frequência do gerador; (b) vista do gerador acoplado ao sensor de binário; (c) vista da instalação completa (sem os variadores de frequência).	37
3.8	Válvula HSSV: (a) válvula e estrutura de montagem dos atuadores; (b) esquema da localização da válvula no protótipo.	38
3.9	Sistema de aquisição de dados para os ensaios com o protótipo.	39
3.10	Esquema de implementação do controlo do gerador em função da velocidade de rotação.	40
3.11	Esquema de implementação do controlo com limitação de potência através da obturação parcial da válvula HSSV.	41
4.1	Distribuição axial do ângulo da velocidade absoluta à saída das pás diretrizes no estator de entrada, α_1 , para vários valores do coeficiente de caudal Φ e da coordenada circunferencial Θ	44
4.2	Distribuição axial do ângulo da velocidade absoluta à entrada do rotor, α_1 , para vários valores do coeficiente de caudal Φ e $\Theta = 1$	45
4.3	Distribuição axial da velocidade absoluta adimensionalizada pela velocidade radial média à entrada do rotor: (a) velocidade absoluta; (b) componente tangencial e ; (c) componente radial.	46
4.4	Perfil de velocidade absoluta adimensionalizada pela velocidade radial média à entrada do rotor num passo: (a) $\Phi = 0,09$; (b) $\Phi = 0,12$; (c) $\Phi = 0,20$	47
4.5	Perfil de velocidades em função da altura do canal adimensionalizada, à saída do rotor. $Z^* = 0$: cubo, $Z^* = 1$: invólucro.	48
4.6	Ensaio de perdas por atrito com caudal zero.	49

4.7	Curvas de funcionamento da turbina do modelo: geometria original - (a1) $\eta_{TS}(\Phi)$, $\Psi(\Phi)$, (a2) $\Pi(\Phi)$; geometria com estator do projeto OPERA - (b1) $\eta_{TS}(\Phi)$, $\Psi(\Phi)$, (b2) $\Pi(\Phi)$; geometria sem pás à saída - (c1) $\eta_{TS}(\Phi)$, $\Psi(\Phi)$, (c2) $\Pi(\Phi)$	51
4.8	Distribuição do coeficiente de perdas de estagnação para vários coeficientes de caudal.	54
4.9	Curva de rendimento em regime permanente <i>versus</i> coeficiente de pressão adimensional (linha de traço interrompido a preto) e comparação com os resultados obtidos para as curvas de rendimento em regime variável em função σ_{Ψ}	55
4.10	Calibração do caudal com a pressão estática à entrada do rotor.	55
4.11	Mapa de rendimento em função da velocidade de rotação e potência mecânica do gerador.	56
4.12	Esquema de cálculo para o tratamento de dados para os ensaios em controlo de velocidade de rotação.	57
4.13	Esquema de cálculo para o tratamento de dados para os ensaios de controlo em binário.	57
4.14	Decaimento da velocidade de rotação com o tempo para o protótipo.	58
4.15	Curvas de funcionamento do protótipo para diferentes posições de obturação de válvula em função do coeficiente de: (a) caudal Φ e (b) pressão Ψ	59
4.16	Potência calculada através do método de Aron (Aron) e a potência inserida (Inserida) em função do tempo.	61
4.17	Comparação entre a potência do gerador imposta e a estimada com o método de Aron em função da velocidade de rotação lida.	61
4.18	Velocidade de rotação, pressão na câmara e potência disponível em função do tempo, para ensaios de sensibilidade do parâmetro a	62
4.19	Número relativo de observações de valores de coeficiente de caudal para as diferentes leis de controlo.	63
4.20	Velocidade de rotação, pressão na câmara e potência disponível em função do tempo para a mesma lei de controlo e diferentes potências disponíveis.	64
4.21	Número relativo de observações de valores de coeficiente de caudal para os dois ensaios realizados.	65
4.22	Otimização do algoritmo controlo da válvula HSSV:(a) rendimento <i>versus</i> u_{HSSV} ; (b) construção da função $c(u)$ (ver Sec. 3.4.2.2).	66
4.23	Ensaio aos algoritmos de controlo da válvula HSSV: potência do gerador em função do tempo.	66
4.24	Resultados dos ensaios de limitação de potência em função do tempo: potência do gerador, velocidade de rotação e posição da válvula.	67
4.25	Velocidade de rotação, pressão na câmara e potência disponível função do tempo para: a) estado de mar 1 (EM1); b) estado de mar 2 (EM2); c) estado de mar 3 (EM3).	70
4.26	Potência aerodinâmica média: comparação dos resultados numéricos e experimentais (pontos azuis) para o controlo em velocidade de rotação na instalação do Mutriku.	71
4.27	Ensaio em limitação de potência na instalação do Mutriku: potência do gerador, posição da válvula e velocidade de rotação em função do tempo.	71
4.28	Curvas de rendimento da turbina bi-radial de pás fixas (círculos pretos), bi-radial de pás deslizantes (triângulos vermelhos) e bi-radial de pás fixas sem pás no estator de saída (quadrados azuis).	72

4.29	Curvas de rendimento total-estático de vários tipos de turbina auto-rectificadora em função da relação entre o coeficiente de caudal e coeficiente de caudal em condições de rendimento máximo de cada turbina: turbina bi-radial de pás deslizantes (biradial MGV), turbina bi-radial de pás fixas (biradial FGV), turbina de impulso (impulso FGV) e turbina Wells (Wells).	73
A.1	Análise do sinal de velocidade de rotação: (a) sinal filtrado e não filtrado em função do tempo; (b) densidade espectral de potência em função da frequência do sinal filtrado e não filtrado.	84
A.2	Análise do sinal do binário: (a) sinal filtrado e não filtrado em função do tempo; (b) densidade espectral de potência em função da frequência do sinal filtrado e não filtrado.	85
A.3	Análise do sinal de pressão no pleno: (a) sinal filtrado e não filtrado em função do tempo; (b) densidade espectral em função da frequência do sinal filtrado e não filtrado.	85
A.4	Análise do sinal de pressão do caudal: (a) sinal filtrado e não filtrado em função do tempo; (b) densidade espectral em função da frequência do sinal filtrado e não filtrado. (Na figura (b) veja-se no sinal preto como vermelho e no vermelho como preto).	86
A.5	Sinais filtrados e não filtrados à saída do gerador de: (a) tensão composta entre as fases 1 e 2 e (b) corrente na fase 3.	87
B.1	Evolução das componentes tangencial e radial da velocidade absoluta em função do passo à entrada do rotor.	91
C.1	Moldes de silicone: (a) base do molde com e sem a pá mestre; (b) tampa do molde; (c) conjunto tampa e base do molde.	94
C.2	Peça de verificação de geometria das pás diretrizes.	95
D.1	Instalação experimental do modelo antes da colocação dos estatores. Conjunto de pás em resina ainda não terminadas. Estator de entrada com as pás diretrizes fixas.	97
D.2	Várias perspectivas da montagem da bancada de ensaios do gerador.	98
D.3	Estação de tratamento montada no variador de frequência do gerador.	99
D.4	Instalação de ensaio de turbinas de 55kW do IST. Chegada do protótipo. Perspectivas da instalação e mesa de controlo de aquisição de dados.	99
D.5	Chegada do protótipo à Central de Energia das Ondas do Mutriku. Montagem na galeria. Mesa de controlo.	100

Lista de Abreviaturas e Símbolos

Abreviaturas

AC	=	Corrente alterna
ADC	=	Analog to Digital Converter
AI	=	Entrada analógica
AMCA	=	Air Movement and Control Association International
AO	=	Saída analógica
BiMEP	=	Biscay Marine Energy Platform
BP	=	Turbina Wells com dois rotores que rodam no mesmo sentido
CAO	=	Coluna de Água Oscilante
CNC	=	Comando Numérico Computadorizado
CORES	=	Projeto europeu Components for Ocean Renewable Energy Systems
CR	=	Turbina Wells com dois rotores que rodam em sentidos opostos
DIO	=	Entradas e saídas digitais
DO	=	Saída digital
EM	=	Estado de mar
EP	=	Estator do Protótipo
FS	=	Escala total do instrumento
HSSV	=	High-Speed Stop-Valve
IST	=	Instituto Superior Técnico
LC	=	Lei de controlo
MGV	=	Turbina bi-radial de pás deslizantes
NI	=	National Instruments
OPERA	=	Projeto Europeu Open Sea Operating Experience to Reduce Wave Energy Cost
PCI	=	Peripheral Component Interconnect
PIV	=	Particle Image Velocimetry
PLC	=	Programmable Logic Controller
PVC	=	Policloreto de Vinilo
PWM	=	Pulse Width Modulation
rms	=	Raiz do valor quadrático médio

SBI	=	Session Based Interface
SI	=	Sistema Internacional
SRT	=	Simulink Real Time
TOp	=	Turbina com geometria com o estator do projeto OPERA
TOrig	=	Turbina com geometria original
TVd	=	Turbina com geometria sem pás à saída
USB	=	Universal Serial Bus
VFR	=	Válvula de Fecho Rápido
WGV	=	Turbina Wells com pás diretrizes à entrada e saída do rotor

Símbolos Romanos

a	=	Parâmetro da lei de controlo, altura entre canais do rotor
A	=	Área, condições na atmosfera
b	=	Parâmetro da lei de controlo, envergadura do canal do estator
B	=	Braço, condições no interior da câmara de pleno
D	=	Diâmetro, distância ao eixo do rotor
e	=	Erro relativo entre o caudal obtido por integração dos perfis da componente radial da velocidade absoluta, Q_{int} , e o caudal medido pela tubeira
E	=	Fluxo de energia por unidade de comprimento de crista de onda
E_p	=	Energia mecânica dissipada
E_r	=	Energia por unidade de massa
f_a	=	Atrito aerodinâmico
f_m	=	Atrito mecânico
g	=	Aceleração da gravidade
H_s	=	Altura significativa de onda
I	=	Inércia, corrente
i	=	Corrente
K_p	=	Constante do algoritmo de controlo da válvula de ação rápida
M	=	Massa
Ma	=	Número de Mach
p	=	Pressão, perda
P	=	Potência
P_u	=	Carga aplicada em função da potência nominal do gerador
Q	=	Caudal volúmico
r	=	Coordenada radial
R	=	Constante universal dos gases perfeitos
Re	=	Número de Reynolds

t	=	Tempo
T	=	Binário, período de onda
u	=	Tensão, variável de controlo, posição da válvula HSSV
U	=	Velocidade de transporte
V	=	Velocidade absoluta do escoamento, tensão
V AC	=	Tensão em corrente alternada
V DC	=	Tensão em corrente contínua
V_r	=	Componente radial da velocidade absoluta do escoamento
V_θ	=	Componente tangencial da velocidade absoluta do escoamento
W	=	Velocidade relativa do escoamento
W_θ	=	Componente tangencial da velocidade relativa do escoamento
z	=	Coordenada axial
Z	=	Número de pás diretrizes na direção circunferencial

Símbolos Gregos

α	=	Ângulo do escoamento absoluto
β	=	Ângulo relativo do escoamento, ângulo percorrido pela sonda direcional
γ	=	Ângulo de incidência da sonda direcional
Δ	=	Variação
η	=	Rendimento total-estático
Θ	=	Coordenada circunferencial adimensional
ϑ	=	Posição de obturação da válvula VFR
κ	=	Coefficiente de descarga da tubeira
Λ	=	Coefficiente de perda de estagnação
μ	=	Viscosidade dinâmica
Ξ	=	Função de fechamento da válvula HSSV
Π	=	Coefficiente de potência
ρ	=	Massa específica do ar
σ	=	Fator de bloqueamento, raiz do valor quadrático médio
Υ	=	Coefficiente adimensional da válvula VFR
Φ	=	Coefficiente de caudal
Ψ	=	Coefficiente de pressão
Ω	=	Velocidade de rotação

Índices Inferiores

0	=	Referente à pressão de estagnação, bolha de nível centrada
---	---	--

1	=	Fase 1, secção de entrada do rotor, secção de saída das pás diretrizes de entrada
2	=	Secção de saída do rotor, secção de entrada do rotor
3	=	Secção de saída do rotor, fase 3
4	=	Secção de entrada das pás diretrizes de saída
5	=	Referente à tomada de pressão na câmara de pleno
6	=	Referente à tomada de pressão na câmara estabilização
7	=	Referente à tomada de pressão na tubeira
0B	=	Referente ao interior da câmara de pleno
12	=	Referente a tensão entre a fase 1 e 2
23	=	Referente a tensão entre a fase 2 e 3
1,s	=	Referente à pressão do furo periférico esquerdo
2,s	=	Referente à pressão do furo periférico direito
3,s	=	Referente à pressão do furo central
a	=	Atrito
A, atm	=	Referente à atmosfera
ar	=	Ar
aero	=	Aerodinâmico
atrito	=	Atrito
avail	=	Disponível
B	=	Referente à pressão à saída da turbina
BA	=	Bordo de ataque
BF	=	Bordo de fuga
cr	=	Referente ao binário aerodinâmico resistente nos componentes rotativos
din	=	Referente à pressão dinâmica
do	=	Referente à temperatura seca
e	=	Referente ao período de energia, elétrico
E1	=	Referente à primeira coroa de pás
E2	=	Referente à segunda coroa de pás
emb	=	Referente ao embalamento
fan	=	Referente ao ventilador
gen	=	Gerador
HSSV	=	Referente à válvula HSSV
in	=	Relativo à entrada
int	=	Referente ao caudal volúmico obtido por integração dos perfis da componente radial da velocidade
max	=	Referente ao máximo
max,gen	=	Referente à potência máxima do gerador
max,var	=	Referente à potência máxima do variador
mec	=	Mecânico

nom	=	Nominal
p	=	Pino, referente ao coeficiente de potência
pr	=	Referente ao binário aerodinâmico resistente no rotor para caudal zero
Q	=	Referente ao coeficiente de caudal
r	=	Radial, rotor, rolamentos
s	=	Referente à sonda direcional, secção
sr	=	Referente ao binário aerodinâmico resistente no rotor
t	=	Referente à pressão total
thr1	=	Patamar 1
thr2	=	Patamar 2
TS,max	=	Referente ao rendimento total-estático máximo
wo	=	Referente à temperatura húmida
$\eta = 0$	=	Referente a rendimento nulo
$\eta_{TS,max}$	=	Referente a rendimento total-estático máximo
θ	=	Circunferencial
Π_{opt}	=	Referente ao coeficiente de potência para o rendimento total-estático máximo

Índices Superiores

–	=	Referente à média
*	=	Referente a um valor adimensionalizado
rated	=	Referente à potência limite do gerador

Capítulo 1

Introdução

1.1 Energia das ondas

A energia das ondas é um importante recurso, até agora pouco explorado, com potencial para poder vir a dar uma contribuição significativa na resolução dos problemas energéticos mundiais. Ao longo dos últimos anos, uma grande variedade de dispositivos para extração de energia das ondas têm sido alvo de investigação e desenvolvimento, sendo o dispositivo de coluna de água oscilante (CAO) o mais estudado e com vários protótipos testados no mar [1]. Esta tecnologia tem por base uma estrutura (flutuante ou fixa) cujo interior possui uma câmara pneumática, com uma abertura inferior, situada abaixo do nível da água, e uma abertura superior que comunica com o exterior através de uma turbina de ar. A ondulação incidente provoca a oscilação da coluna de água dentro da câmara que por sua vez produz um fluxo de ar oscilante, ciclicamente reversível, que passa pela turbina. A turbina pode acionar diretamente um gerador elétrico para produção de eletricidade. Exemplos deste dispositivo com estruturas fixa e flutuante apresentam-se, respetivamente, nas Fig. 1.1 (a1), (a2) e (b1), (b2).

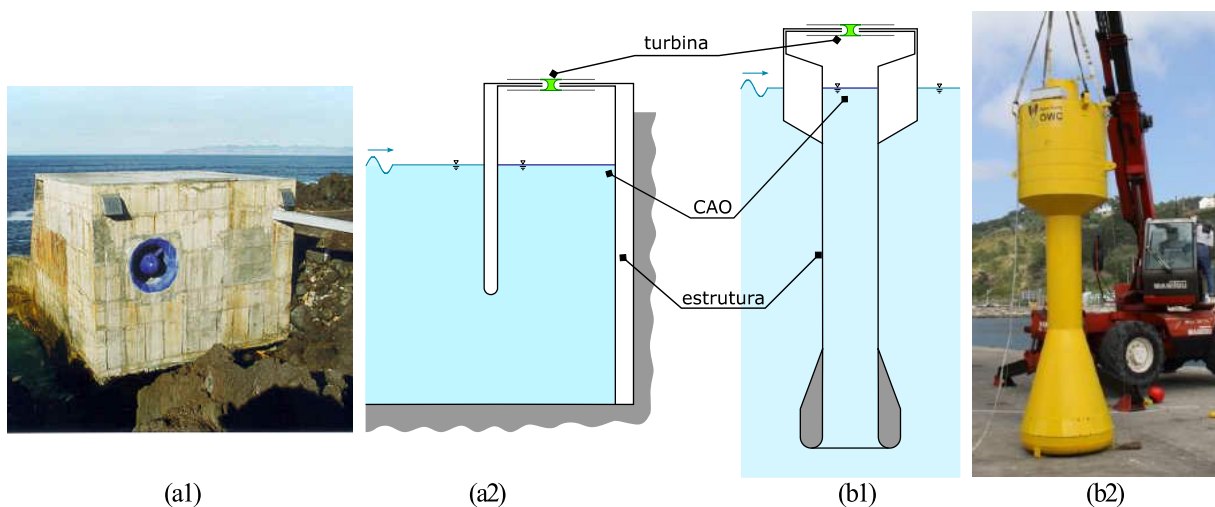


Figura 1.1: Dispositivos do tipo CAO: (a1) estrutura fixa, Central de Energia das Ondas do Pico, Açores (retirado de [1]); (a2) estrutura fixa, representação (retirado de [2]); (b1) estrutura flutuante, representação (retirado de [2]); (b2) estrutura flutuante, *Spar-Buoy* IDMEC/IST, escala 1:16 (retirado de [2]).

As turbinas de ar para equipar este tipo de dispositivos podem ser uni-direcionais, se integradas num sistema de condutas e válvulas rectificadoras do escoamento ciclicamente reversível, ou auto-rectificadoras, dispensando aquele sistema. As turbinas auto-rectificadoras são simétricas em relação ao plano perpendicular ao eixo de rotação e são concebidas para que os sentidos da velocidade de rotação e do binário gerados pelas pás do rotor sejam independentes do sentido do escoamento. As turbinas uni-direcionais foram utilizadas em bóias de sinalização luminosa, de pequena potência, auto-alimentadas por energia das ondas. Esta solução não tem sido adotada em centrais de aproveitamento de energia das ondas devido aos problemas levantados pela grande dimensão do sistema de condutas e das válvulas rectificadoras que não podem ser operadas em tempos de manobra baixos [3].

1.2 Turbinas auto-rectificadoras

Existe uma grande variedade de turbinas auto-rectificadoras concebidas para conversão de energia das ondas. Para uma análise mais profunda deste tipo de turbinas vejam-se as referências [1, 3]. As turbinas auto-rectificadoras que têm vindo a ser mais utilizadas são a turbina Wells, Fig. 1.2 (a), e a turbina axial de ação, Fig. 1.2 (b). Recentemente foi proposta a turbina bi-radial, Fig. 1.2 (c), que apresenta um rendimento superior às anteriores numa gama de condições de funcionamento muito alargada.

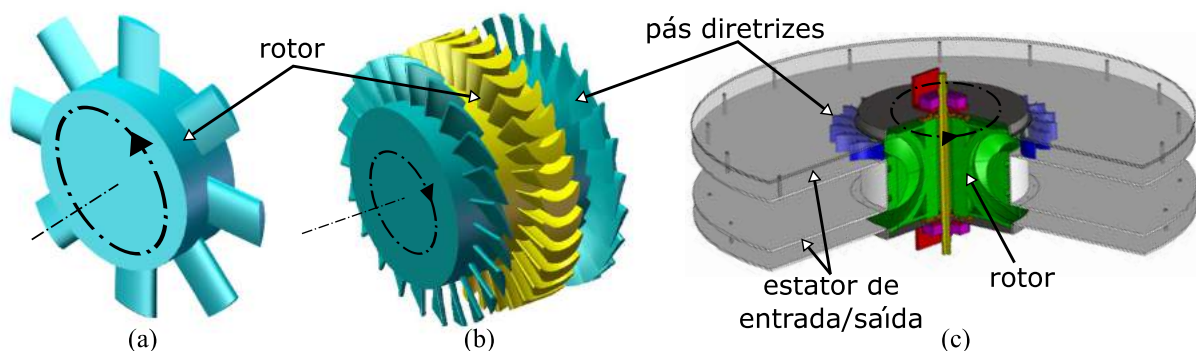


Figura 1.2: Turbinas auto-rectificadoras em estudo: (a) turbina Wells (retirado de [3]); (b) turbina axial de ação (retirado de [3]); (c) turbina bi-radial configuração de pás deslizantes (retirado de [1]).

1.2.1 Turbina Wells

A turbina Wells, inventada em 1977, foi escolhida para equipar grande parte dos protótipos até agora construídos: 1) Projeto Mighty Whale, no Japão (1998); 2) Central piloto europeia da Ilha do Pico (1999), Açores; 3) Central de Energia das Ondas do Mutriku (2008), Espanha. Trata-se de uma turbina axial de pás de perfil simétrico, sem torção, dispostas radialmente com um ângulo de calagem de 90° , Fig. 1.2 (a). A força tangencial produzida pelo escoamento nas pás do rotor depende apenas do ângulo de incidência do escoamento relativo, independentemente do sentido do escoamento. Para ângulos de incidência elevados, surgem picos de sucção intensos na região do bordo de ataque das pás que são seguidos por elevados gradientes de pressão adversos que provocam a separação da camada limite no extradorso das pás do rotor e, por consequência, um decréscimo súbito do rendimento da turbina [4, 5]. Foram propostas algumas variantes da geometria inicial de rotor isolado, tais como: 1) colocação

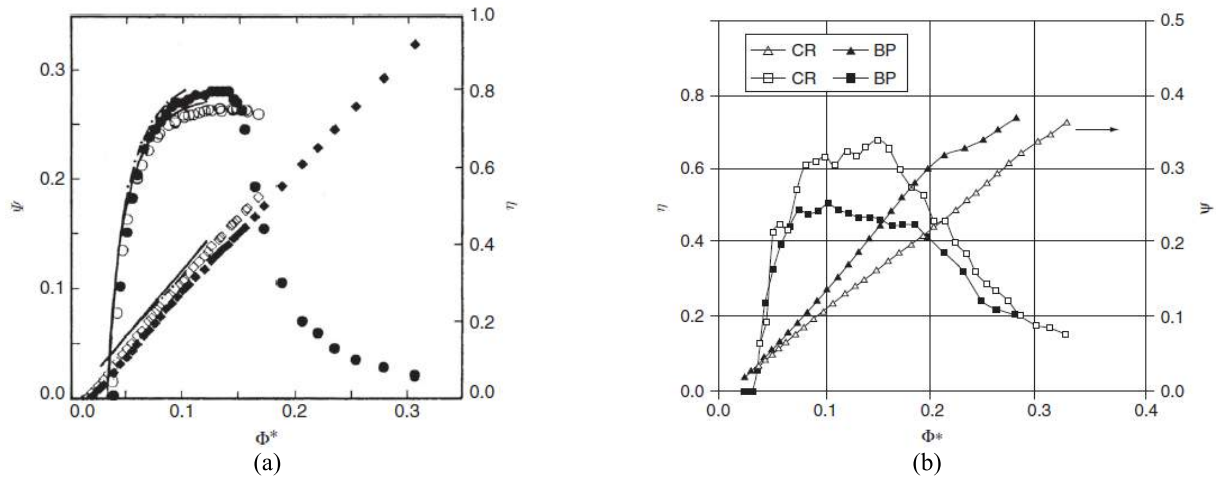


Figura 1.3: Curvas de funcionamento da turbina Wells para diferentes geometrias: (a) turbina Wells com rotor de baixo fator de bloqueamento, $\sigma = 0,44$ (símbolos abertos - turbina sem pás diretrizes, símbolos cheios - turbina com pás diretrizes) (retirado de [6]) ; (b) turbina Wells contra-rotativa (CR) e turbina Wells com dois rotores que rodam no mesmo sentido (BP) ambos sem pás diretrizes e com rotores de fator de bloqueamento elevado, $\sigma = 1,28$ (retirado de [7]).

de pás diretrizes à entrada e saída do rotor (WGV), 2) dois rotores contra-rotativos montados sobre o mesmo veio (CR) ou 3) dois rotores que rodam no mesmo sentido montados sobre o mesmo veio (BP). Analisem-se as curvas de funcionamento em função do coeficiente de caudal para cada um dos casos apresentadas na Fig. 1.3.

Com a geometria WGV recupera-se a energia cinética à saída associada à componente tangencial da velocidade (*swirl*) gerada pelo rotor. Pelo que, comparando, as configurações com e sem pás diretrizes, para o mesmo rotor, (Fig. 1.3 (a)), obtém-se um rendimento maior para a configuração com pás diretrizes, porém, o coeficiente de caudal para a entrada em perda ocorre para valores mais baixos no caso da geometria WGV. Note-se que esta melhoria do rendimento tem naturalmente como consequência um pequeno decréscimo no declive da relação $\Psi(\Phi)$. A configuração BP, Fig. 1.3 (b), correspondente a dois rotores de elevado fator de bloqueamento (relação entre a área total das pás do rotor e a área anular do rotor), é apropriada em condições de queda de pressão elevada e não possibilita a recuperação de energia cinética associada à componente tangencial do escoamento à saída do rotor, apresentando um valor modesto para o rendimento máximo. A configuração CR, utilizando os rotores anteriores, consegue recuperar a energia cinética associada à componente tangencial da velocidade e, desta forma, aumentar significativamente o rendimento da turbina com rotores de elevado fator de bloqueamento, Fig. 1.3 (b). Esta solução é mecanicamente mais complexa e implica a duplicação de equipamento elétrico (gerador e variador de frequência).

Em qualquer das configurações exemplificadas, verifica-se uma queda abrupta do rendimento para valores mais elevados do coeficiente de caudal, o que limita muito a gama de funcionamento da turbina em condições de rendimento elevado.

Sendo uma turbina de baixa queda de pressão, a turbina Wells não é apropriada para instalação em dispositivos de alta queda de pressão. Pois, facilmente se atingiria o valor limite para a velocidade periférica das pás, para evitar escoamento relativo transónico nas pás do rotor e limitar os esforços centrífugos sobre a raiz das pás do rotor.

1.2.2 Turbina de ação

A turbina de ação, proposta por I. A. Babistev, é a alternativa mais frequente à turbina Wells. Esta turbina tem um rotor de geometria semelhante ao de uma turbina de ação de Laval mas equipada com duas coroas de pás diretrizes, colocadas simetricamente em relação a um plano médio do rotor, para trabalhar com escoamentos nos dois sentidos. Avaliando os triângulos de velocidade, Fig. 1.4 (a), compreende-se que as perdas de pressão de estagnação por choque são elevadas na segunda coroa de pás, sendo um problema inerente a este tipo de turbinas, porque não é possível obter simultaneamente o ângulo requerido para o escoamento relativo à entrada do rotor e o alinhamento do escoamento de saída do rotor com as pás diretrizes de saída, se forem utilizadas pás diretrizes fixas. Comparando as curvas de rendimento da turbina axial de ação e da turbina Wells apresentadas na Fig. 1.4 (b), verifica-se que a turbina axial de ação de geometria fixa tem um rendimento máximo muito baixo em comparação com o da turbina Wells, sendo neste caso inferior a 50%, mas apresenta melhor rendimento para valores elevados

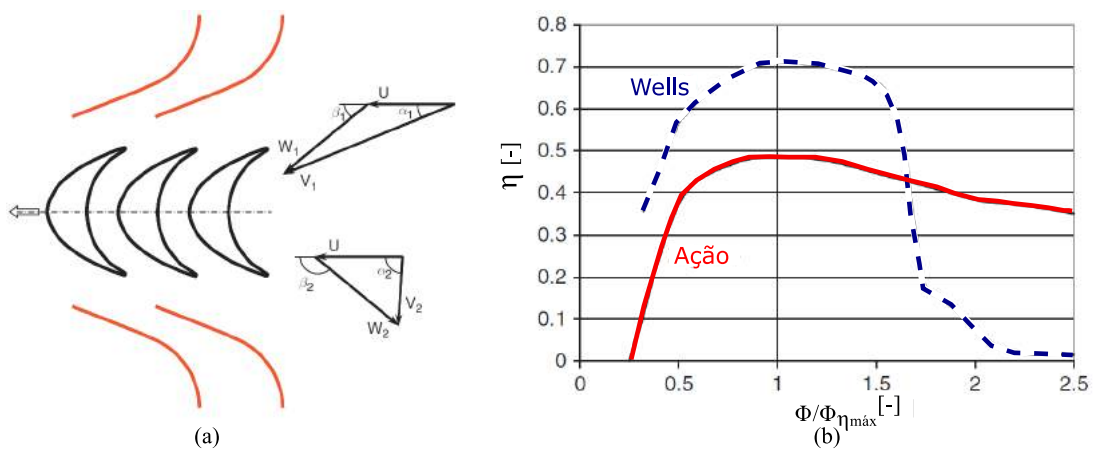


Figura 1.4: Turbina axial de ação: (a) triângulos de velocidade à entrada e saída do rotor (retirado de [3]); (b) comparação do rendimento em função de $\Phi/\Phi_{\eta_{TS,max}}$ entre a turbina de ação e Wells (retirado de [3]).

do coeficiente de caudal. A relação entre a componente axial da velocidade e a velocidade periférica das pás é muito maior do que a que ocorre na turbina Wells, pelo que, sendo menos rotativa, esta turbina não apresenta as restrições de queda de pressão que ocorrem na turbina Wells e pode ser utilizada em aplicações de alta queda de pressão [8, 9].

Para minorar as perdas de pressão de estagnação nas pás diretrizes de saída, foi proposto utilizar pás diretrizes móveis de modo a minimizar o bloqueamento do escoamento provocado pelas pás de saída. Esta configuração foi implementada e testada no âmbito do Projeto Europeu CORES [8] e provou aumentar significativamente o rendimento da turbina. Todavia, o mecanismo de atuação das pás diretrizes é constituído por um grande número de peças móveis que aumentam o risco de falha do sistema.

1.2.3 Turbina bi-radial

A turbina bi-radial é uma turbina auto-rectificadora de ação, simétrica relativamente a um plano perpendicular ao seu eixo de rotação, patenteada em 2011 [10], em que o escoamento de entrada e saída do rotor da turbina tem uma componente radial. Foi desenhada para equipar dispositivos do tipo CAO e para mitigar o problema das perdas de pressão de estagnação no estator de saída, característico das turbinas de ação. Existem duas configurações desta

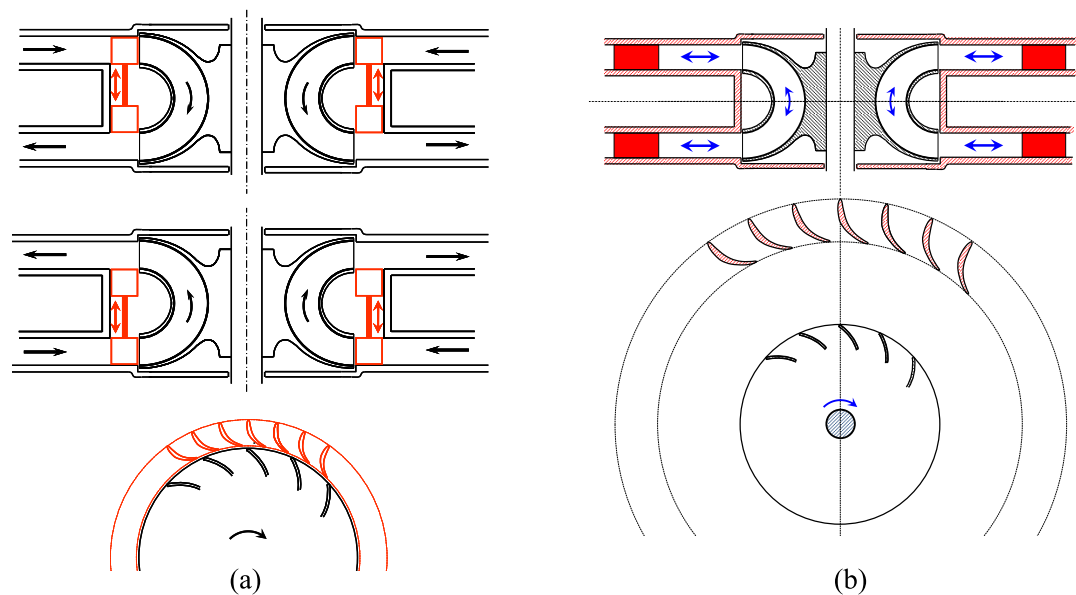


Figura 1.5: Representação da turbina bi-radial em corte: (a) geometria de pás deslizantes; (b) geometria de pás fixas (retirados de [11]).

turbina: 1) geometria de pás deslizantes e 2) geometria de pás fixas.

Na geometria de pás deslizantes, Fig. 1.5 (a), as coroas de pás diretrizes estão localizadas na vizinhança do rotor. É utilizado um sistema de atuação linear de modo a posicionar corretamente o conjunto de pás diretrizes à entrada do rotor e deixar livre o escoamento à saída deste, evitando a ocorrência de perdas de pressão de estagnação nas pás diretrizes do estator de saída. Desta forma, é garantido o ângulo requerido à entrada do rotor e é evitado o grave problema de separação do escoamento no estator de saída, característico das turbinas auto-rectificadoras de ação [1, 9]. Esta configuração da turbina bi-radial foi objeto de estudos numéricos [11] e experimentais [12], tendo-se observado em ensaios experimentais um rendimento máximo de 78%, o mais alto até agora publicado para turbinas de ar auto-rectificadoras. O aspeto menos positivo desta configuração é o mecanismo de atuação em bloco das pás diretrizes que tem de produzir um pequeno curso axial duas vezes por cada ciclo de onda.

À semelhança de outras turbinas auto-rectificadoras de ação, a configuração da turbina bi-radial de geometria fixa, possui uma coroa de pás diretrizes à entrada e à saída da turbina. A particularidade desta turbina, relativamente a outras de ação, é o afastamento radial das pás diretrizes relativamente ao rotor, que permite desacelerar o escoamento, desde a saída do rotor até à sua entrada nas pás diretrizes. Isto é, por conservação da massa, a componente radial da velocidade diminui com o aumento do raio, e por conservação de quantidade de movimento angular, a componente tangencial da velocidade diminui com o aumento do raio. Desta forma, as perdas de pressão de estagnação nas pás diretrizes do estator de saída diminuem acentuadamente por serem proporcionais ao quadrado da velocidade. Um aspeto negativo do afastamento radial das pás diretrizes relativamente ao rotor é o crescimento acentuado das camadas limites geradas nas paredes do estator, entre a saída das pás diretrizes e a entrada do rotor, devido ao percurso longo do escoamento, seguindo uma espiral logarítmica, entre estas duas secções, que produz uma variação acentuada do ângulo do escoamento no interior das camadas limite e induz perdas por incidência à entrada do rotor. Todavia, esta configuração afigura-se como uma alternativa muito interessante relativamente à configuração com pás deslizantes devido à simplicidade de construção e grande fiabilidade, pela inexistência de outras partes móveis para além do rotor.

1.3 Estratégia de controlo de turbinas

Num dispositivo do tipo CAO a extração de energia baseia-se em três processos de conversão: 1) processo hidrodinâmico de conversão de energia das ondas em energia pneumática na câmara de ar do dispositivo; 2) processo aerodinâmico de conversão da energia pneumática em energia mecânica útil ao veio da turbina e; 3) processo de conversão da energia mecânica em energia elétrica a injetar na rede por meio de um gerador e respetivo variador de frequência. Para maximizar a energia extraída e garantir uma boa qualidade de energia a injetar na rede recorre-se ao controlo que pode ser aplicado a cada um dos três estágios de conversão referidos.

Para caracterizar os tipos de controlo, recorre-se à definição proposta numa revisão bibliográfica recente de estratégias de controlo para dispositivos do tipo CAO [13]. O controlo para dispositivos de CAO está dividido em: 1) controlo para maximização de energia absorvida e 2) controlo por otimização da potência produzida. No controlo para maximização de energia absorvida, o objetivo é criar condições de ressonância com as ondas incidentes para a CAO e para os movimentos da estrutura, no caso desta ser flutuante. Este controlo está, por isso, ligado à hidrodinâmica dos sistemas de CAO e sai do âmbito desta tese. O segundo tipo de controlo é mais direcionado ao controlo do gerador baseado em controlo por realimentação (*feed-back control*). Neste tipo de controlo realçam-se os seguintes: 1) controlo em velocidade de rotação [8]; 2) controlo de binário eletromagnético do gerador [14, 15], podendo estes serem combinados com atuação de uma válvula de alívio em paralelo, ou uma válvula de obturação em série; 3) métodos complexos de controlo de parâmetros do gerador como a variação da resistência do rotor do gerador [16]. À exceção do controlo de binário eletromagnético do gerador, os restantes necessitam de sistemas de controlo mais complexos e monitorização constante de variáveis que nem sempre estão disponíveis, ou a leis de controlo que diferem consoante o estado de mar.

O controlo de binário eletromagnético do gerador baseia-se no balanço da quantidade de movimento angular

$$T_{\text{aero}}(t) - T_{\text{mec}}(t) - T_a(t) = I \frac{d\Omega(t)}{dt}, \quad (1.1)$$

onde I é a inércia das componentes rotativas da turbina, $\Omega(t)$ a velocidade de rotação da turbina, $T_{\text{aero}}(t)$ o binário aerodinâmico da turbina, $T_{\text{mec}}(t)$ o binário ao veio da turbina e $T_a(t)$ o binário de atrito em função do tempo, t . O termo $I d\Omega(t)/dt$ representa a taxa de variação de quantidade de movimento angular dos elementos rotativos do sistema. A potência elétrica do gerador é

$$P_{\text{gen}}(t) = \eta_e \left(\Omega(t), P_{\text{gen}}(t) \right) T_{\text{mec}}(t) \Omega(t), \quad (1.2)$$

onde η_e é o rendimento do gerador elétrico que depende da velocidade de rotação, Ω , e da potência elétrica do gerador, P_{gen} . Ao longo de um período de tempo elevado, a contribuição do termo $d\Omega(t)/dt$ será desprezável. Logo, se forem ignoradas as perdas por atrito, e assumindo o rendimento do gerador elétrico igual a um, tem-se

$$P_{\text{aero}}(t) = P_{\text{gen}}(t), \quad (1.3)$$

onde $P_{\text{aero}}(t) = T_{\text{aero}}(t) \Omega(t)$ é a potência aerodinâmica da turbina. Introduzindo o coeficiente de potência definido

por

$$\Pi = \frac{P_{\text{aero}}}{\rho_{\text{in}} \Omega^3 D^5}, \quad (1.4)$$

onde ρ_{in} é a massa específica do ar à entrada da turbina e D o diâmetro do rotor. Vem das Eqs.(1.3) e (1.4) que a potência do gerador é dada por

$$P_{\text{gen}} = (\Pi \rho_{\text{in}} D^5) \Omega^3. \quad (1.5)$$

O coeficiente de potência Π da lei de controlo deve ser escolhido de forma a maximizar o rendimento médio da turbina. Note-se que D e ρ_{in} são constantes (considera-se que a massa específica não varia consideravelmente) e, portanto, a lei de controlo passa por apenas controlar o binário eletromagnético aplicado ao gerador através da leitura instantânea da velocidade de rotação da turbina. Demonstra-se que esta lei é fracamente influenciada pelo estado de mar e que tomando em consideração a interferência hidrodinâmica na extração de energia, quando a turbina está instalada num determinado dispositivo, a lei deve ser $P_{\text{gen}} = a\Omega^b$, onde b é uma constante próxima de 3 [14, 15].

1.4 Motivação

A investigação e o desenvolvimento de turbinas de ar auto-rectificadoras para o aproveitamento de energia das ondas têm vindo a ser realizados em centros de investigação, académicos e empresariais, utilizando os meios computacionais e experimentais disponíveis. Numa primeira fase, os resultados da modelação computacional são validados em ensaio de modelos à escala, em condições controladas, geralmente a baixos números de Reynolds. São poucos os exemplos de protótipo de turbinas de ar que atingiram a fase de ensaio no mar. A turbina bi-radial patenteada pelo IST tem despertado um enorme interesse por parte das empresas e grupos de investigação que trabalham em sistemas de coluna de água oscilante para o aproveitamento de energia das ondas. O desenvolvimento do projeto aerodinâmico da turbina bi-radial de pás diretrizes fixas, com as pás dispostas em duas coroas de pás concêntricas, faz parte do programa de trabalhos do Projeto Europeu OPERA, em curso (2016-2018), financiado pelo programa H2020, em que o IST é parceiro e o responsável pelo projeto aerodinâmico do protótipo da turbina bi-radial, o seu ensaio na nova instalação de teste de turbinas em escoamento variável de 55 kW do Instituto Superior Técnico, e também pelo comissionamento e ensaio do protótipo da nova turbina na Central de Energia das Ondas do Mutriku, País Basco, Espanha, e participação na monitorização e operação do protótipo, após a sua instalação na bóia conversora de energia das ondas Marmok-A-5, da OCEANTEC, nos testes de mar a realizar no BiMEP, País Basco, Espanha.

O desenho do estator com as pás diretrizes dispostas em duas coroas de pás concêntricas, inicialmente proposto pela empresa *Kymaner* no âmbito do projeto nacional ModOndas [17], permite reduzir consideravelmente as perdas de pressão de estagnação nas pás diretrizes de saída e, desta forma, aumentar significativamente o rendimento da turbina (ver Fig. 1.6 (a)). O novo desenho efetua a deflexão requerida do escoamento de entrada em duas, ou mais, coroas de pás diretrizes, afastadas radialmente do rotor, estrategicamente dispostas de forma a que, à saída, por um lado, exista espaço livre entre as pás e, por outro, as pás mais afastadas do rotor se encontrem na esteira das mais próximas do rotor. Este último efeito apenas ocorre em condições de projeto, diminuindo assim significativamente as perdas de pressão de estagnação à saída. A este efeito dá-se o nome de efeito de sombra das pás e está

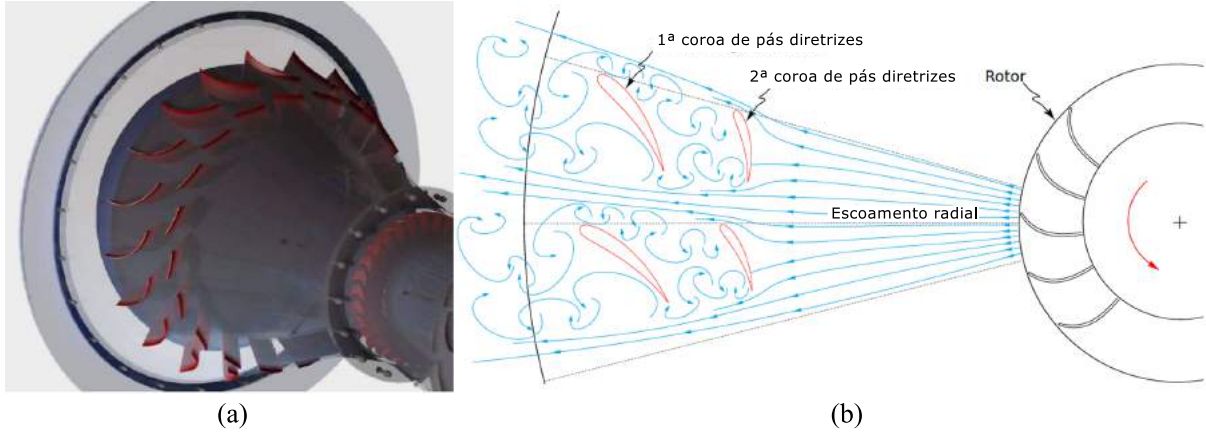


Figura 1.6: Conceito de efeito de sombra das pás: (a) estator da turbina auto-rectificadora de ação axial da empresa *Kymaner* (retirado de [17]); (b) representação do efeito aplicado à turbina bi-radial no escoamento à saída do rotor (retirado de [18]).

representado na Fig. 1.6 (b).

Para um melhor entendimento das vantagens deste novo conceito proceda-se, primeiramente, a uma análise unidimensional do escoamento no rotor da turbina. Os triângulos de velocidades, à entrada e à saída do rotor, para uma situação genérica, próximas das condições nominais, estão representados nas Figs. 1.7 (a) e (b), onde os

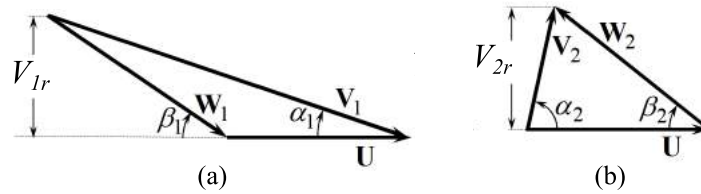


Figura 1.7: Triângulo de velocidades numa situação genérica: (a) entrada do rotor; (b) saída do rotor.

vetores \mathbf{U} , \mathbf{V} e \mathbf{W} representam, respetivamente, as velocidades de transporte, absoluta e relativa do escoamento. Como o rotor é simétrico, o fluido entra e sai do rotor à mesma cota radial sendo $U_1 = U_2$. Da equação de Euler das turbomáquinas [19] vem que, a energia por unidade de massa de fluido trocada entre o rotor e o fluido, E_r , é dada por

$$E_r = \Omega \frac{D}{2} (V_{2r} \cot \alpha_2 - V_{1r} \cot \alpha_1) = U (V_{2r} \cot \beta_2 + V_{1r} \cot \beta_1), \quad (1.6)$$

onde, V_{2r} e V_{1r} são as componentes radiais de \mathbf{V} , α_2 e α_1 os respetivos ângulos com a direção circunferencial, e β_2 e β_1 os ângulos entre a velocidade relativa \mathbf{W} e a direção circunferencial. Dada a simetria do rotor, assumindo escoamento incompressível, vem da conservação da massa que $V_{2r} = V_{1r} = V_r$. Aplicando esta condição à Eq. (1.6) tem-se que

$$E_r = UV_r (\cot \alpha_2 - \cot \alpha_1) = UV_r (\cot \beta_2 + \cot \beta_1). \quad (1.7)$$

Desprezando o escorregamento, tem-se β_2 igual ao ângulo das pás do rotor à saída, β'_2 . Como o rotor é simétrico então $\beta_1 = \beta_2 = \beta'_1 = \beta'_2$. Em condições nominais, o fluido entra no rotor com incidência nula, $\beta_1 - \beta' = 0$, e sai do rotor com componente tangencial da velocidade absoluta nula, $V_{2\theta} = 0$ ($\alpha_2 = 90^\circ$). O estator foi otimizado de forma a que, mediante esta condição, as pás efetuem o efeito sombra dito "perfeito" e assim aliar a incidência nula

do rotor com as perdas mínimas do estator.

No que diz respeito à construção da turbina, o projeto da bóia Marmok-A-5 não previu a colocação de uma turbina com um estator desta dimensão. Os valores elevados das pressões de projeto especificados pelos construtores da bóia para a turbina obrigaram a introduzir reforços no estator desta. Por esta razão, foram colocados oito pinos estruturais de 30 mm de diâmetro, a meio vão do estator, quer à entrada quer à saída. O rotor possui uma geometria idêntica à anteriormente testada para a configuração de pás deslizantes, mas com uma altura entre canais ligeiramente diferente, devido a constrangimentos de construção (ver Tab. 1.1). A turbina incorpora uma válvula de ação rápida (HSSV), do lado da admissão atmosférica, que pode atuar como válvula lenta para obturação do caudal admitido à turbina, ou como válvula rápida para efetuar estratégias de controlo avançadas tais como: controlo por fase (*Latching*) ou limitação de potência (*Peak Shaving Control*). Outro facto importante a referir foi a opção de não instalar um sensor de binário entre a turbina e o gerador, devido à pouca fiabilidade destes instrumentos em condições reais de operação da bóia, em mar aberto.

A motivação desta tese é o estudo experimental da turbina bi-radial de pás fixas com o novo estator, quer em laboratório, quer em situação real, na Central de Energia das Ondas do Mutriku, de forma caracterizar o escoamento e o desempenho da turbina, validar o seu projeto e o seu controlo em condições reais de operação.

1.5 Contribuição e objetivos da tese

Apesar dos estudos numéricos efetuados para a otimização do projeto dos estatores da turbina bi-radial de pás fixas, não existiam resultados experimentais para esta configuração da turbina bi-radial, anteriormente à realização desta tese. Acresce o facto de estudos numéricos recentemente publicados [20] terem confirmado que a inovadora estratégia de posicionamento das pás diretrizes, em duas coroas concêntricas, constitui uma excelente forma de substancialmente reduzir as perdas de pressão de estagnação do escoamento nas pás à saída [20]. Com a presente tese pretendeu-se validar experimentalmente os resultados desses estudos numéricos anteriormente realizados. A execução do projeto OPERA criou as oportunidades de realização de ensaios muito detalhados da turbina, quer na versão modelo, em condições favoráveis no laboratório, quer na versão protótipo, inicialmente em condições de laboratório e posteriormente numa central de energia das ondas, em condições reais de operação. Estas campanhas de ensaio permitiram estudar em detalhe o escoamento em várias secções da turbina (perfis de velocidade e de ângulo) bem como verificar o desempenho dos algoritmos de controlo do grupo turbina-gerador numa instalação real e em condições energéticas relevantes. A tese divide-se em duas grandes fases com objetivos específicos: o estudo do modelo e o estudo do protótipo da turbina bi-radial de pás fixas.

Para realizar a primeira fase, foi necessário construir um modelo da turbina, utilizando o rotor do modelo de geometria de pás deslizantes testado anteriormente, e com o estator desenhado com a nova metodologia descrita na Sec. 1.4. Foi também analisado o efeito dos pinos estruturais de 30 mm presentes no estator do protótipo. A realização da primeira fase compreendeu ainda o desenvolvimento e implementação dos sistemas de aquisição de dados para a medição correta de todas as variáveis necessárias ao estudo experimental da turbina e instalação da instrumentação necessária para tal.

A segunda fase incluiu primeiramente o desenho de todo o sistema de aquisição e controlo do protótipo, bem com a calibração do gerador elétrico para permitir o cálculo do binário ao veio no protótipo. Seguidamente,

foram efetuados os ensaios do protótipo, fornecido pela empresa *Kymaner*, inicialmente em condições favoráveis na nova instalação de ensaio de turbinas de 55 kW, em escoamento variável, no IST, seguindo-se os ensaios na Central de Energia das Ondas no Mutriku. Os ensaios realizados em laboratório foram efetuados para caracterizar o desempenho do protótipo em condições controladas e testar rotinas de aquisição de dados e controlo que foram desenvolvidas, em condições limite, para que os ensaios em situação real pudessem decorrer com sucesso no curto período de tempo disponível para os ensaios. As geometrias a estudar encontram-se detalhadas nas Tab. 1.1, 1.2 e Fig. 1.8. Para todas as geometrias tem-se $D_E = 2150$ mm.

Tabela 1.1: Geometrias da turbina bi-radial a estudar: rotor.

Geometria	Rotor		
	D_r [mm]	a_r [mm]	β' [°]
Modelo	488	169	40
Modelo (Estator OPERA)			
Protótipo	500	175	

Tabela 1.2: Geometrias da turbina bi-radial a estudar: estator.

Geometria	Estator									
	Pás diretrizes								Pinos estruturais	
	Primeira Coroa				Segunda Coroa					
	Z [-]	D_{E1BA} [mm]	D_{E1BF} [mm]	Corda [mm]	Z [-]	D_{E2BA} [mm]	D_{E2BF} [mm]	Corda [mm]	d_p [mm]	D_p [mm]
Modelo									6	1240
Modelo (estator OPERA)	64	2144	2012	95	64	1942	1882	68	30	
Protótipo										

1.6 Publicações

O trabalho desenvolvido na presente dissertação deu origem a dois artigos de conferência na European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC) 2017 e a um relatório de projeto OPERA H2020. Enumeram-se as publicações referidas:

1. **A. A. D. Carrelhas**, A. R. Maduro, L. M. C. Gato, J. C. C. Henriques, A. F. O. Falcão. Performance of the Self-rectifying Biradial Air Turbine with Fixed Guide Vanes Arranged into Concentric Annular Rows . In Proceedings of the 12th European Wave and Tidal Energy Conference, Cork, Ireland, August 2017.
2. B. S. Lopes, **A. A. D. Carrelhas**, L. M. C. Gato, A. F. O. Falcão, J. C. C. Henriques, J. E. Borges. Preliminary Test Results of a Twin-rotor Radial-inflow Air Turbine for OWC Wave Energy Converters. In Proceedings of the 12th European Wave and Tidal Energy Conference, Cork, Ireland, August 2017.
3. L. M. C. Gato, **A. A. D. Carrelhas**, F. X. Correia da Fonseca, J. C. C. Henriques. Deliverable D3.2 Report - Turbine-generator set laboratory tests in variable unidirectional flow, OPERA Project, April 2017.

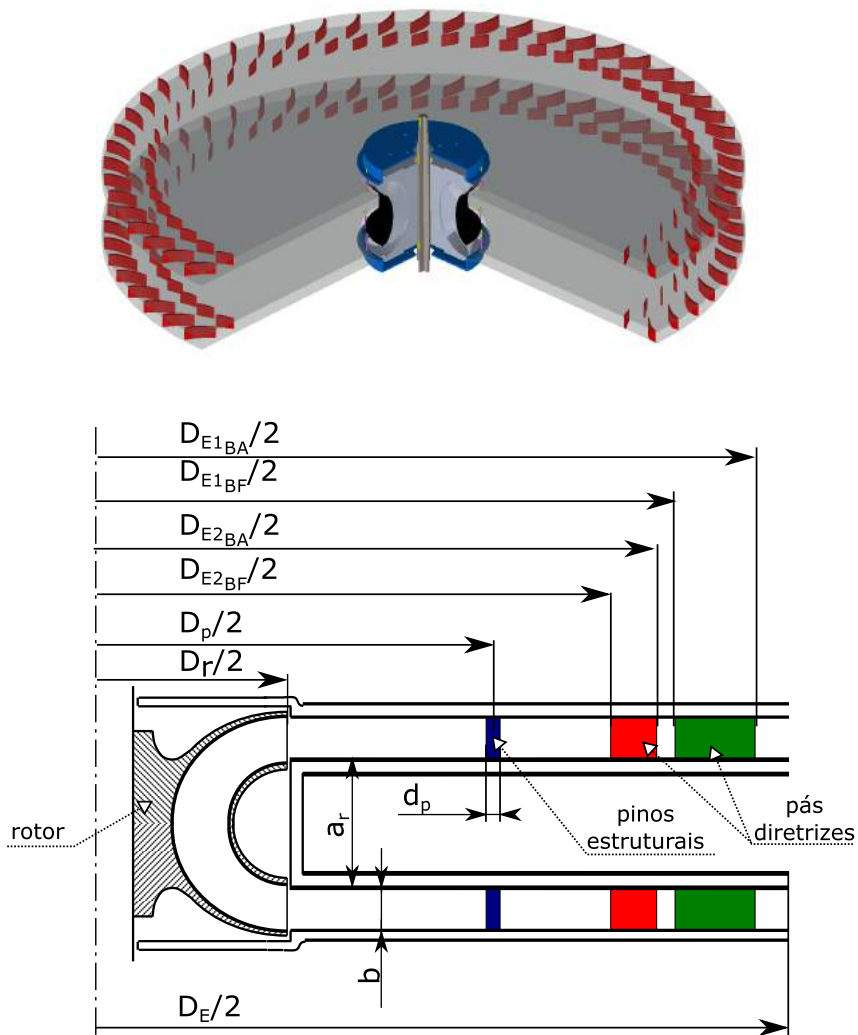


Figura 1.8: Geometrias da turbina bi-radial a estudar.

1.7 Plano da tese

No capítulo 2 apresentam-se as ferramentas para o estudo experimental do modelo, e descrevem-se a instalação experimental, a construção do modelo, o sistema de aquisição de dados e os procedimentos de ensaios.

No capítulo 3 apresentam-se as ferramentas para o estudo experimental do protótipo, descrevem-se as duas instalações de ensaio do protótipo, o sistema de aquisição de dados e os procedimentos de ensaios.

No capítulo 4 encontra-se a análise de resultados, quer do modelo, quer do protótipo, seguindo-se uma comparação de resultados entre ambos e entre outras turbinas auto-rectificadoras.

Por fim, no último capítulo, apresentam-se as principais conclusões do trabalho efetuado e as sugestões para trabalho futuro.

1.7.1 Abordagem do estudo experimental

O estudo experimental em laboratório compreendeu duas fases: estudo do modelo e o estudo do protótipo.

Os ensaios realizados em modelo visaram a obtenção de dados de caracterização do escoamento e do desem-

penho aerodinâmico da turbina para validação das metodologias e das ferramentas de projeto aerodinâmico da turbina. Estes ensaios foram em geral realizados em regime permanente.

Os ensaios realizados no protótipo, numa primeira fase, em regime permanente, têm o objetivo de caracterizar o seu desempenho para possibilitar a posterior obtenção e análise de dados de operação do protótipo em condições reais de operação no Mutriku e no BiMEP. Numa segunda fase, o protótipo ensaiado em regime variável, em escoamento num único sentido, para teste dos algoritmos e dos programas de controlo do grupo turbina-gerador que são posteriormente utilizados nos ensaios em condições reais no Mutriku.

Nos ensaios em regime permanente assumiram-se as seguintes hipóteses: (1) o escoamento é incompressível; (2) os efeitos de histerese na turbina são desprezáveis; (3) os efeitos dinâmicos são desprezáveis (4) o escoamento é permanente. Este procedimento justifica-se neste tipo de turbina, que se destina a funcionar com um caudal oscilante ciclicamente reversível, por a escala de tempos associada à ondulação marítima cuja energia interessa aproveitar ser muito maior do que a escala de tempos associada ao movimento de rotação das pás da turbina. Isto significa que se espera que as características de funcionamento da turbina, quando movida por um fluxo de ar com origem na ondulação marítima, possam ser razoavelmente descritas por uma sucessão de condições do escoamento quase-permanentes. O escoamento nos dispositivos a que a turbina se destina é ciclicamente reversível, pelo que existem sobre-pressões e depressões. Porém, dado que a turbina é simétrica o seu estudo pode ser feito em escoamento num único sentido.

Capítulo 2

Estudo experimental do Modelo

Um modelo da turbina com a geometria descrita na Sec. 1.5 foi projetado, construído e testado no Laboratório de Turbomáquinas do Pavilhão de Mecânica IV do IST, doravante denominado por modelo. Neste capítulo começa-se por apresentar a instalação experimental e a construção do modelo. Segue-se a descrição da instrumentação utilizada, do sistema de aquisição de dados e dos procedimentos dos ensaios efetuados.

2.1 Descrição da instalação

Este modelo da turbina foi testado numa instalação de ensaio, com escoamento sempre no mesmo sentido, existente no Laboratório de Turbomáquinas no Pavilhão de Mecânica IV do IST. A instalação é de circuito aberto, do tipo sucção, e funciona na gama do baixo subsónico. Considera-se que o espaço em redor da instalação é suficientemente grande para que o escoamento à entrada possa ser considerado aproximadamente uniforme. Assume-se que a variação da temperatura do ar no decorrer de cada ensaio é insignificante uma vez que o espaço do laboratório é ventilado e o seu volume é muito maior que o da instalação [21]. A instalação experimental encontra-se esquematizada na Fig. 2.1.

A instalação é essencialmente constituída por cinco componentes principais: (1) modelo da turbina, (2) câmara de pleno, (3) câmara de estabilização, (4) tubeira de medição do caudal, (5) ventilador centrífugo e (6) válvula de fecho rápido (VFR).

O modelo da turbina (1) faz a interface entre a atmosfera e o interior da câmara de pleno, onde o estator de entrada está em contacto com a atmosfera e o de saída dentro da câmara de pleno. A câmara de pleno (2) possui 2900 mm de altura, 835 mm de largura e um comprimento de 2900 mm. Esta câmara permite a uniformização do escoamento simulando um meio infinito onde a energia cinética é aproximadamente nula. Segue-se uma câmara de estabilização (3) constituída por duas sub-câmaras. Na primeira encontra-se um conjunto de tubos em PVC, dispostos segundo a direção axial, com um diâmetro interno e externo de 29 mm e 32 mm, respetivamente, e comprimento 550 mm, que compõem uma estrutura de favos de abelha. Na segunda existe uma rede metálica com uma malha quadrada fina.

Esta câmara permite remover a rotação (*swirl*) do escoamento através dos favos de abelha. A uniformização dos perfis de velocidade é conseguida por intermédio da turbulência gerada nas camadas de corte delgadas originadas

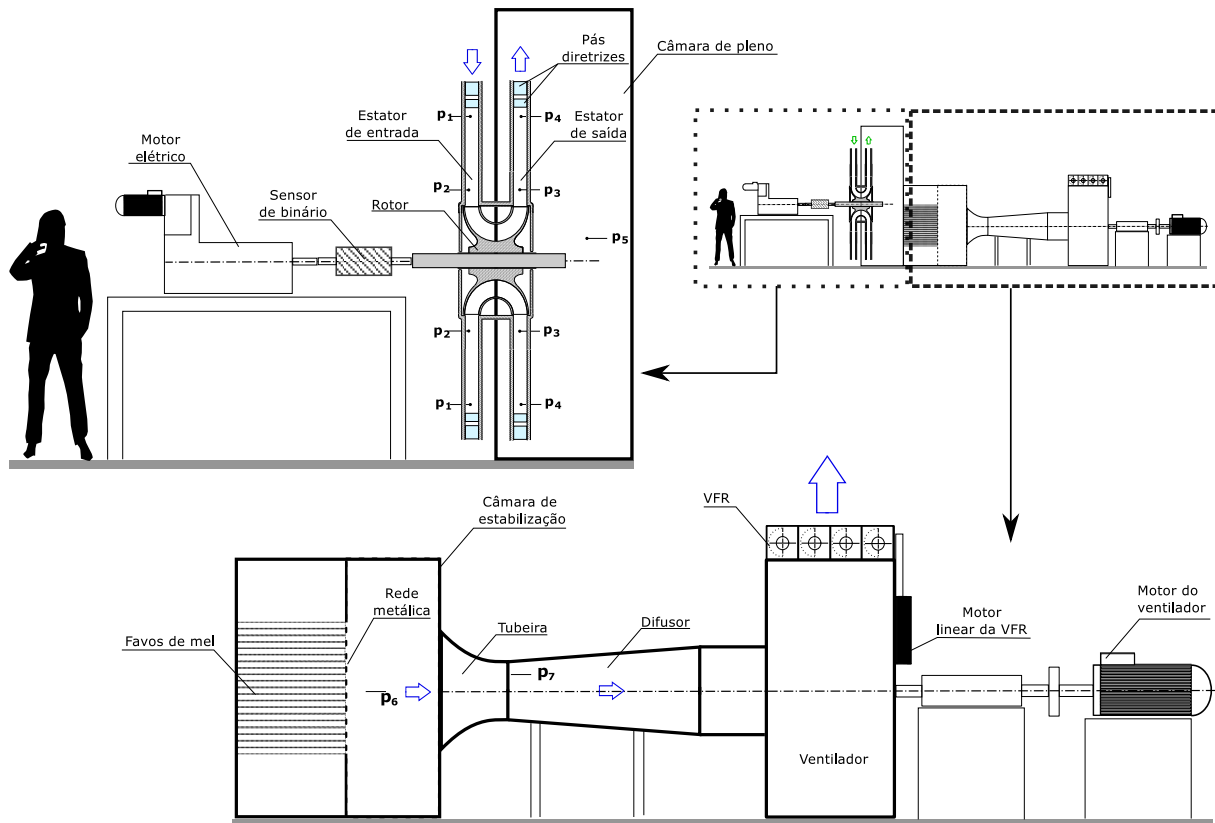


Figura 2.1: Instalação experimental da turbina bi-radial de geometria fixa do modelo.

pela passagem do escoamento através da rede. A uniformização do escoamento é necessária para a medição correta do caudal na tubeira (4). A ligação entre a tubeira e o ventilador é feita através de um difusor de forma a recuperar energia cinética (5). O ventilador, acionado por um motor trifásico, com uma potência nominal de 12 kW a 1500 r.p.m., cria uma depressão na instalação que produz o escoamento. A instalação está equipada com um variador de frequência SIEMENS Micromaster 440 que permite a regulação do caudal de ar na instalação através da variação da velocidade de rotação do motor do ventilador. À saída do ventilador encontra-se a VFR (6) usada para controlar de forma rápida a pressão na câmara de pleno. Esta válvula permite simular condições de pressão variáveis no tempo, equivalentes às observadas na câmara pneumática de sistemas de conversão de energia das ondas do tipo CAO. As câmaras de pleno, de estabilização e a tubeira foram projetados de acordo com a norma AMCA 210/67 [22].

O rotor da turbina converte energia do fluido em energia mecânica ao veio da turbina, disponível para acionar um gerador elétrico DC. Este gerador tem uma potência nominal de 8,3 kW e é controlado por um variador de frequência SIMOREG da SIEMENS. Este gerador só funciona em controlo de velocidade e poderá operar em modo motor para manter a velocidade de rotação imposta, caso o binário ao veio da turbina seja negativo. Este está acoplado à turbina por meio de um sensor de binário.

2.2 Construção do modelo

O modelo da turbina está representado esquematicamente na Fig. 2.2. A instalação experimental descrita na

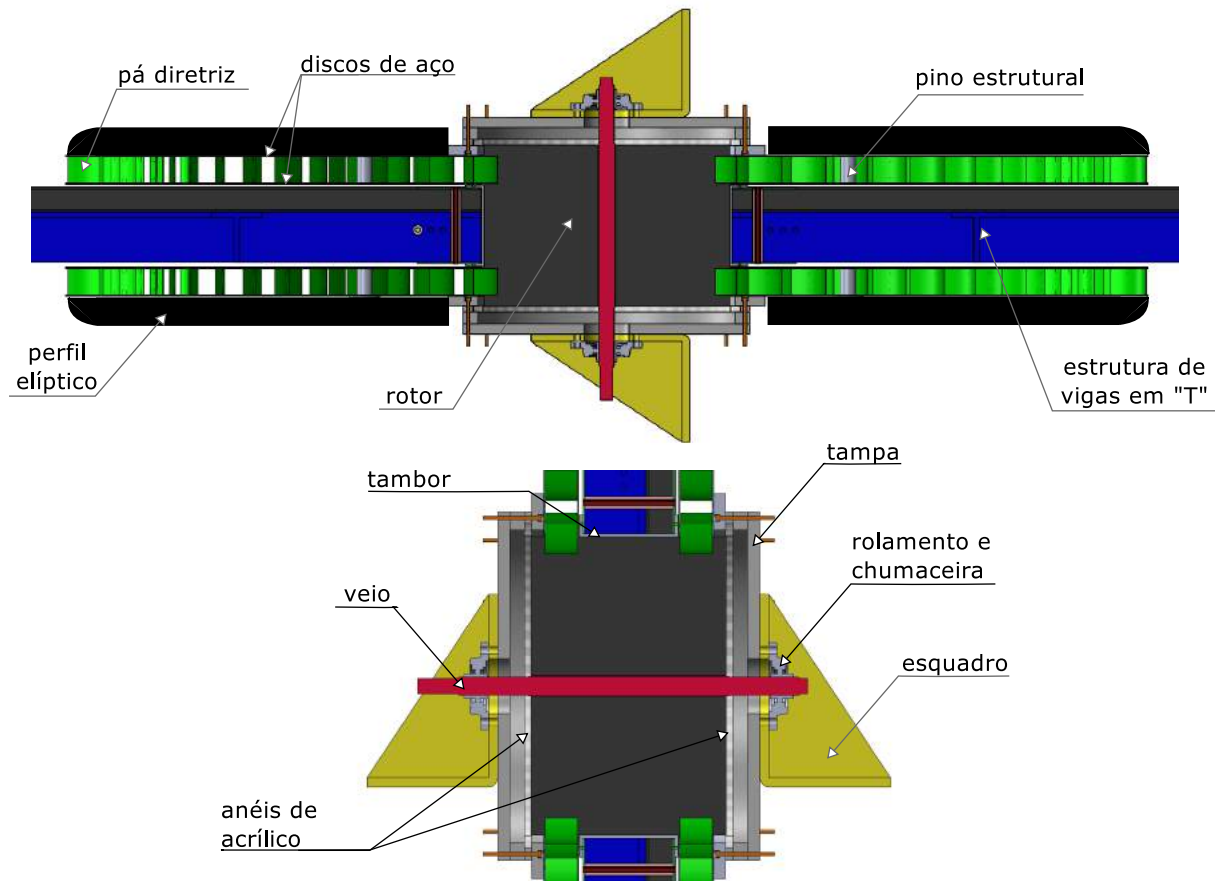


Figura 2.2: Seção em corte longitudinal do modelo da turbina.

Sec. 2.1 resultou da adaptação da instalação anteriormente utilizada no ensaio em regime permanente de outros modelos de turbinas [6, 23, 24]. No presente trabalho, para além da instalação de uma VFR, a estrutura da câmara de pleno foi reforçada por forma a poder suportar os esforços dinâmicos induzidos pela variação de pressão imposta nos ensaios em regime variável. Para reforçar a estrutura foram utilizadas vigas em "T", soldadas à estrutura da câmara de pleno, formando uma grelha 3×3 , e encastradas no chão. A célula central é constituída por um conjunto de quatro vigas, em forma de cruz, que sustenta o tambor do rotor. O tambor do rotor consiste num tubo mecânico torneado interiormente, com um diâmetro interno de 500 mm e duas flanges soldadas topo-a-topo. Este tambor envolve o rotor na área do invólucro (*shroud*). O veio do rotor foi apoiado em duas chumaceiras fixas a um esquadro suportado por um cavalete e é dotado de batentes, antes dos dois rolamentos, para impedir movimentos axiais.

Os estatores são compostos por dois discos de aço, cada um dividido em quatro partes iguais, com 2 mm de espessura, e um diâmetro externo e interno de, respetivamente, 2150 mm e 492 mm. Os discos foram cortados a jato de água, sendo os furos de fixação das pás diretrizes cortados a laser. Os furos para a realização dos ensaios de atravessamento com a sonda direcional foram também executados a laser. Entre os discos encontram-se as pás diretrizes de resina e os pinos estruturais em aço polido. Estes pinos asseguram uma maior rigidez do estator e evitam que as depressões produzidas pelo escoamento possam provocar o colapso dos discos. As pás diretrizes foram fixas aos estatores por meio de quatro parafusos. Um perfil em forma de elipse foi colocado na periferia de

cada disco para evitar a ocorrência de separação do escoamento na região de entrada do estator.

Note-se que sendo esta instalação do tipo sucção, a pressão no seu interior é sempre inferior à atmosférica. Assim, quaisquer pequenas fendas ou orifícios são suficientes para originar jatos de ar, do exterior para o interior da instalação, que perturbam o escoamento ou alteram o caudal. Para evitar estas ocorrências, foi realizada uma inspeção cuidada da instalação, com o ventilador ligado e o auxílio de um gerador de fumo, por forma a garantir a ausência de entradas de ar indesejadas para o interior da instalação.

2.2.1 Rotor

O modelo da turbina foi equipado com o rotor utilizado anteriormente nos ensaio do modelo de turbina bi-radial com pás diretrizes deslizantes [23]. Este rotor foi fabricado em *nylon* por sinterização seletiva a laser (SLS). Este processo consiste numa variante da impressão tridimensional, fundindo a laser finas camadas de pó de *nylon* que se sobrepõem até formar a geometria final [23]. Na Fig. 2.3 encontram-se as várias vistas do rotor.

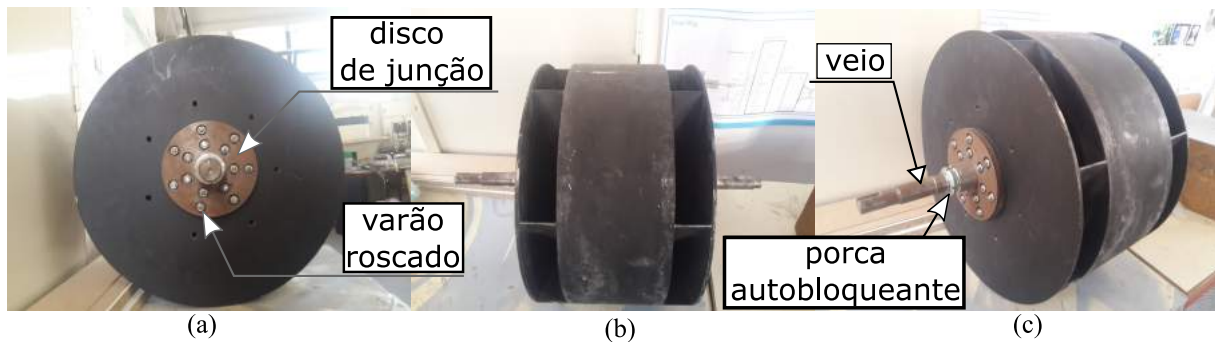


Figura 2.3: Vistas do rotor da versão modelo: (a) alçado principal; (b) alçado lateral direito; (c) vista em perspetiva.

A transmissão do binário, do rotor para o veio, é feito através dum sistema escatel-chaveta. Os escatéis estão presentes nos dois discos de junção fixos ao rotor por meio de varões roscados, de comprimento igual à altura do rotor, e por porcas autobloqueantes, colocadas no veio. Às flanges do tambor do rotor foram acrescentados anéis de acrílico, com um diâmetro interno de 489 mm, para garantir uma pequena folga (*tip clearance*) de 1 mm, entre os anéis e o rotor, de modo a minimizar o caudal de fugas entre a entrada e a saída do rotor.

2.2.2 Estatores

Os estatores foram fixados ao tambor do rotor e a uma tampa de aço auxiliar, por meio de parafusos de cabeça de embeber, de modo a garantir a desobstrução do escoamento à entrada e à saída do rotor. Nas tampas auxiliares existem também outros anéis de acrílico, iguais aos referidos anteriormente, com o mesmo propósito. O acrílico foi escolhido de modo a funcionar como peça de sacrifício no caso de ocorrência de vibrações, desalinhamentos ou mal formações na superfície do rotor.

As pás diretrizes foram feitas em poliuretano através de vazamento aberto em moldes de silicone. Um exemplar de cada uma das três diferentes pás do estator (pás mestres) foram maquinadas numa máquina CNC de 3 eixos, em alumínio liga 5083, e posteriormente polidas. As pás mestre foram utilizadas para a produção de moldes em silicone para o posterior fabrico das pás diretrizes através de vazamento de resina de poliuretano no molde. O

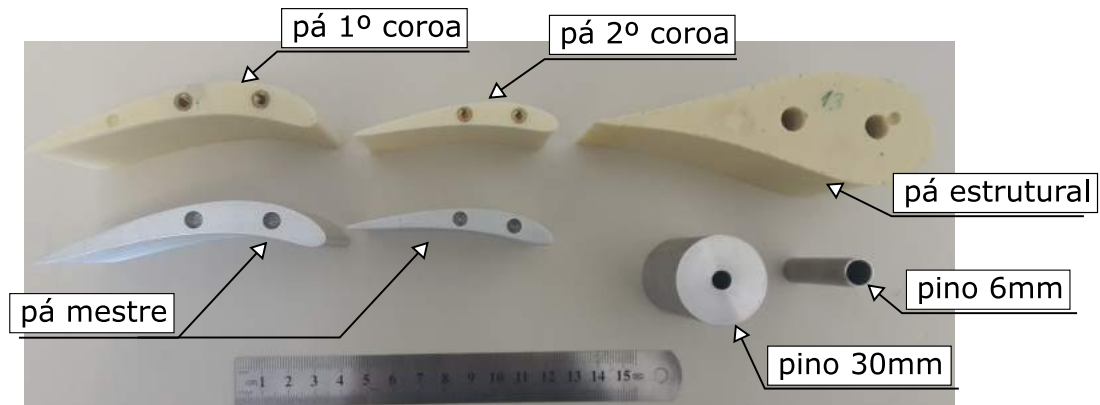


Figura 2.4: Pás diretrizes e pinos estruturais do estator da turbina da versão modelo.

procedimento de produção encontra-se descrito no Apêndice C. Os pinos estruturais existentes no estator devem ser tão pequenos quanto possível, de modo a minimizar a obstrução no escoamento. O modelo original foi testado com oito pinos de 6 mm, igualmente espaçados, sobre uma circunferência com centro no eixo de rotação da turbina de raio igual a 520 mm. O protótipo construído no âmbito do projeto OPERA tem pinos de muito maior dimensão devido ao projeto da estrutura do conversor flutuante de energia das ondas não ter tomado em consideração a instalação desta turbina. Para simular as condições no protótipo do OPERA foram também realizados ensaios com pinos de 30 mm de diâmetro. O esquema de fixação dos pinos é simples, permitindo uma comutação célere entre as duas configurações. Na Fig. 2.4 encontram-se representadas as pás diretrizes e os pinos descritos.

Os moldes de silicone são, de uma forma geral, capazes de produzir várias peças sem alterações geométricas significativas. Porém, aliando o facto de esta resina emitir uma quantidade considerável de calor ao solidificar, o que se traduz numa deformação do molde, e a necessidade de manter a concentricidade dos furos de fixação, criou-se uma peça que permite a verificação simultânea da concentricidade dos furos e envergadura da pá. Esta peça e outros cuidados na sua manufatura são apresentados no Apêndice C.2.

2.2.3 Instalação experimental

Na Fig. 2.5 mostram-se várias vistas do modelo da turbina na instalação experimental. O difusor encontra-se, como descrito anteriormente, dentro da câmara de pleno.

2.3 Instrumentação

Para a realização dos ensaios experimentais foi necessário medir grandezas tais como pressão, binário, velocidade de rotação, caudal e velocidade e direção do escoamento. Nas secções seguintes apresentam-se os equipamentos de medida dessas variáveis, assim como as suas respetivas calibrações.

2.3.1 Pressão

A pressão do escoamento ao longo da turbina foi medida por meio de tomadas de pressão estática, nas paredes da turbina e instalação, e por uma sonda direcional descrita na Sec. 2.3.5. Nesta secção apresentam-se apenas as tomadas de pressão estática.

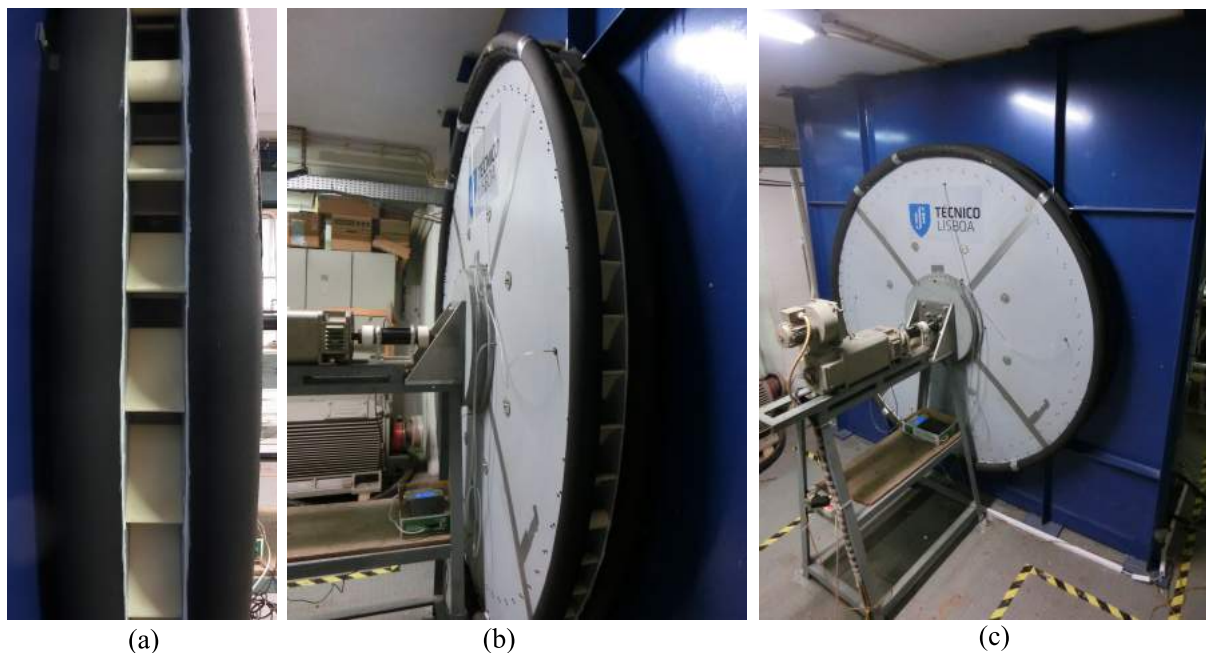


Figura 2.5: Vistas da instalação experimental do modelo: (a) estator de entrada; (b) e (c) perspectivas do modelo completo da turbina.

A instalação contém sete tomadas de pressão estática: à saída das pás diretrizes de entrada, p_1 , entrada do rotor, p_2 , saída do rotor, p_3 , entrada das pás diretrizes de saída, p_4 , câmara de pleno, p_5 , câmara de estabilização, p_6 e tubeira de medição de caudal, p_7 , Fig. 2.1. Nas secções 1 a 4 e 7, existem quatro tomadas de pressão estática à mesma cota radial. Nas secções 5 e 6 existem três tomadas, dispostas no mesmo plano, nas paredes das câmaras. Cada secção tem as suas tomadas de pressão associadas em paralelo a um coletor que está diretamente ligado a um manómetro. Logo, as pressões medidas são pressões médias de cada secção. As tomadas da secção 1 e 4 encontram-se a uma distância ao centro da turbina de 870 mm (71 mm do bordo de fuga da segunda coroa de pás) e as da secção 2 e 3 a 325 mm (81 mm do rotor). As tomadas de pressão são compostas por um furo na parede de 2 mm de diâmetro concêntrico com um pequeno tubo de latão, com um diâmetro interior de 4 mm e exterior de 6 mm, permitindo utilização de tubos de plástico na sua ligação aos manómetros. O comprimento total dos tubos é superior a 1500 mm mas o diâmetro interno é de 6 mm para evitar tempos de respostas elevados na medição da pressão [22]. A ligação das tomadas em paralelo, o diâmetro das tomadas de pressão, o comprimento e diâmetro interno do tubo de plástico seguem a norma AMCA 210/67 [22].

As medições da pressão foram efetuadas utilizando manómetros diferenciais de pressão. Estes instrumentos convertem a diferença de pressão do ar, Δp_i , entre dois terminais numa diferença de tensão, ΔV . Todos os manómetros foram calibrados com um manómetro de referência, neste caso um Van Essen do tipo Betz, com uma precisão absoluta de 0,05 mm H₂O. A calibração dos manómetros consiste em impor uma mesma pressão ao manómetro a calibrar e ao manómetro de Betz através de uma seringa conectados, em paralelo, através dos tubos de plástico. A cada pressão imposta, é lida visualmente a pressão correspondente no manómetro de Betz e a tensão produzida no manómetro a calibrar. Este processo é repetido até a gama de pressões do manómetro a calibrar ser analisada no seu todo. A calibração dos manómetros foi realizada periodicamente. Os manómetros utilizados são Furness Control Limited do tipo FC012-Micromanometer, cuja tensão de saída é ± 6 V DC. Estes manómetros têm

a possibilidade de mudança de escala, pelo que se aproveitou essa característica para ajustar a escala que melhor adequava a cada ensaio. Na Fig. 2.6 encontra-se um exemplo de calibração de um dos manómetros utilizados. Na Tab. 2.1 encontram-se as gamas de pressões usadas para cada secção e as retas de calibração de cada sensor. Foi utilizado o método dos mínimos quadrados para obtenção das mesmas.

Tabela 2.1: Manómetros utilizados e respectivas retas de calibração.

Pressão lida	p_1	p_2	p_3	p_4	p_5	p_6-p_7
Gama [mm H ₂ O]	± 19,99	± 199,9	± 199,9	± 199,9	± 199,9	± 19,99
Declive [mm H ₂ O/V]	3,9142	40,335	39,123	39,298	40,134	3,891
Ordenada da origem [mm H ₂ O]	-0,031	-0,185	0,055	0,031	-0,042	0,002
R^2	0,999	0,999	0,999	0,998	0,998	0,999
Precisão	± 1% do valor lido					

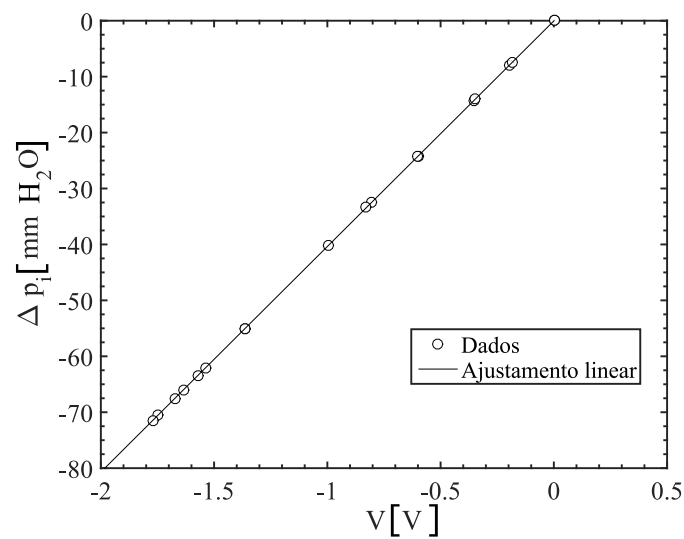


Figura 2.6: Resultado da calibração de um manómetro de pressão.

2.3.2 Binário e velocidade de rotação

As medições do binário aplicado ao veio da turbina e da velocidade de rotação foram realizados com um sensor de binário Datum Electronics modelo M425 Size 1-C. O binário é medido através de extensómetros presentes no veio do sensor que medem a torção entre as duas pontas do veio. A velocidade de rotação é medida através de um *encoder* incremental presente no sensor. A alimentação e conversão de sinal são realizados através de um módulo de tratamento dos sinais do mesmo fabricante. O sinal de leitura é do tipo analógico de ± 10 V DC. A cada uma das pontas de veio do sensor é acoplado um carreto e uma união elástica, para ligação do motor eléctrico ao veio da turbina. A gama escolhida para este sensor teve por base os resultados experimentais do coeficiente de potência da turbina bi-radial pás diretrizes deslizantes apresentados em [11]. Para um coeficiente de caudal $\Phi = 0,4$ e uma velocidade de rotação $\Omega = 300$ r.p.m. o binário obtido é $T = 20$ Nm.

O sinal de binário foi calibrado estaticamente utilizando um dispositivo de calibração de medidores de binário. Deste dispositivo é conhecido o comprimento de cada braço, B , e o peso que a massa M exerce numa das extremidades, sendo o binário dado por $T = BgM$. Os pesos utilizados são do tipo 01ML classe M2, com uma

incerteza de 1,6 mg para uma massa $M = 100$ mg e 750 mg para $M = 5$ kg [25]. A calibração passa pela colocação sucessiva das massas nas pontas do braço do dispositivo e registo da tensão produzida nos terminais do módulo de tratamento do sensor de binário. São efetuados ensaios em cada uma das pontas do braço de modo a efetuar uma calibração nos sentidos negativo e positivo do sensor de binário por forma a verificar a inexistência de efeitos de histerese. O dispositivo está munido de mecanismos que permitem posicionar os braços na horizontal relativamente ao chão. Garantindo que o binário aplicado durante a calibração está a ser exercido na direção do veio onde está montado o sensor de binário. A curva de calibração do sensor de binário encontra-se na Fig. 2.7, onde T representa o binário medido e V a tensão aos terminais do módulo de tratamento do sensor de binário.

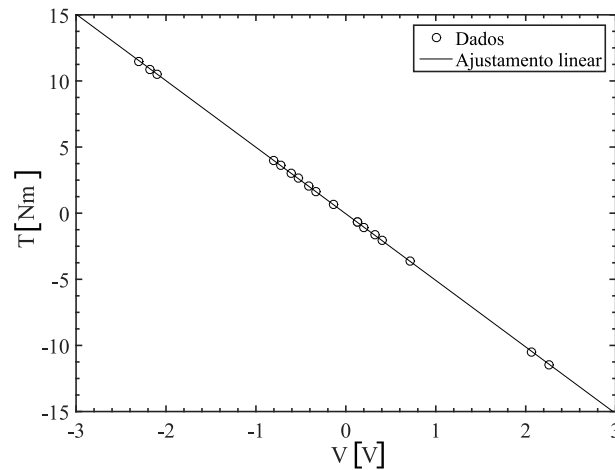


Figura 2.7: Resultado da calibração do sensor de binário.

O sinal de velocidade de rotação foi calibrado com o uso de um tacómetro digital ótico Graham & White modelo PT331, com uma precisão absoluta de 0,05 r.p.m.. São impostas incrementalmente velocidades de rotação à turbina com o motor elétrico e são registados os pares velocidade de rotação e tensão à saída do módulo de tratamento de sinais do sensor. A curva de calibração encontra-se na Fig. 2.8, onde Ω representa a velocidade de rotação.

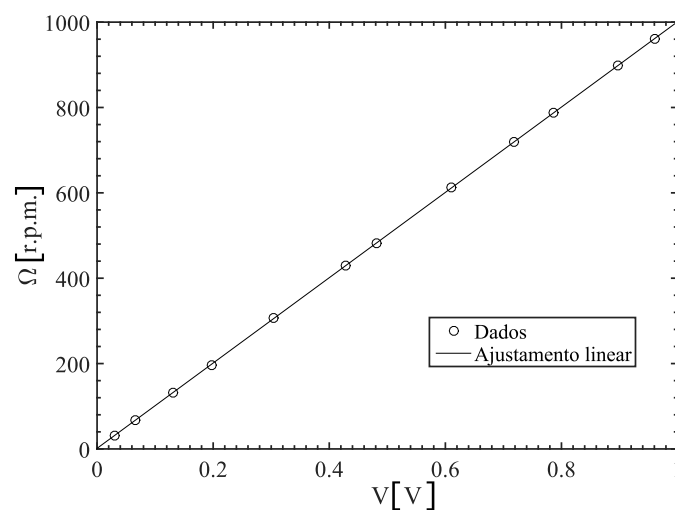


Figura 2.8: Resultado da calibração do sensor de velocidade de rotação.

Na Tab. 2.2 encontram-se as características e as constantes de calibração do sensor de binário e de velocidade de rotação. Foi utilizado o método dos mínimos quadrados para calcular as regressões de ambas as calibrações.

Tabela 2.2: Características do sensor de binário e de velocidade de rotação e as respectivas retas de calibração.

Variável lida	Gama	Declive	Ordenada na origem	R^2	Precisão
T	± 50 Nm	5,034 Nm/V	0,049 Nm	0,999	$\pm 0,1\%$ do valor lido
Ω	0 – 10000 r.p.m.	1001,5 r.p.m./V	0	0,999	$\pm 0,1\%$ do valor lido

2.3.3 Caudal volúmico

O caudal volúmico que passa na turbina é medido pela diferença de pressão na tubeira convergente (ver Fig. 2.1). A secção longitudinal tem a forma de um quarto de elipse cujos eixos maior e menor, possuem, respetivamente, 400 mm e 250 mm. Os diâmetros das secções de entrada e de saída são 900 mm e 400 mm, respetivamente, e o comprimento é 670 mm. O caudal volúmico é calculado através da queda de pressão entre as secções 6 e 7 por

$$Q = A \sqrt{\frac{2}{\rho_{\text{ar}} \kappa} (p_6 - p_7)}, \quad (2.1)$$

onde A é a área da secção 7, $\kappa = 0,95262$ o coeficiente de descarga da tubeira e ρ_{ar} a massa específica do ar. O valor de κ foi obtido através de calibração da tubeira descrita em [26] com uma precisão de $\pm 4\%$ para a gama de caudais dos ensaios realizados no presente trabalho.

2.3.4 Massa específica do ar

A massa específica do ar, ρ_{ar} , foi calculada a partir de medições de: pressão atmosférica, p_{atm} , temperatura seca, T_{do} , e temperatura húmida, T_{wo} do ar. A pressão atmosférica foi medida com um barómetro digital da marca Testo modelo 551, com precisão de ± 300 Pa, a temperatura seca com um termómetro digital Testo 175T1 com precisão de $\pm 0,1$ °C e a temperatura húmida com um termómetro de mercúrio de menor divisão 0,1 mmHg cujo bolbo foi envolvido em gaze húmida. A massa específica do ar foi calculada de acordo com a norma AMCA 210/67 [22], por

$$\rho_{\text{ar}} = \frac{p_{\text{atm}} - 0,378 p_p}{R (T_{\text{do}} + 273,15)}, \quad (2.2)$$

onde

$$p_p = p_e - p_{\text{atm}} \left(\frac{T_{\text{do}} - T_{\text{wo}}}{1500} \right), \quad (2.3)$$

e

$$p_e = 3,25 T_{\text{do}}^2 + 18,6 T_{\text{wo}} + 692, \quad (2.4)$$

onde $R = 287,1$ J/kgK, T_{wo} e T_{do} são dadas em °C, e p_{atm} , p_p e p_e em Pa.

2.3.5 Velocidade e direção do escoamento

As sondas de pressão direcionais são frequentemente utilizadas na determinação de perfis de velocidade em turbomáquinas, uma alternativa a anemómetros de fio quente ou PIV. Estas sondas permitem determinar as pressões total e estática, o ângulo do escoamento no ponto de medição, e por consequência, o módulo e direção da velocidade do escoamento. Existe uma grande variedade de sondas. A escolha prende-se com o grau de precisão necessário

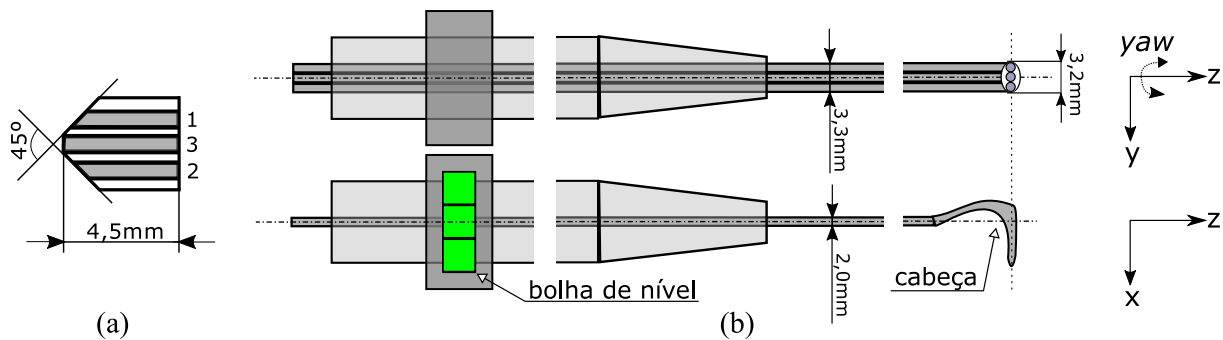


Figura 2.9: Sonda de três furos com cabeça de cobra: (a) detalhe da cabeça da sonda; (b) corpo da sonda.

e com o espaço existente na zona de medição da turbomáquina. As sondas têm de ter necessariamente um corpo delgado de modo a que haja o mínimo de interferência com o escoamento.

A sonda utilizada no presente trabalho é uma sonda de três furos com cabeça em forma de cobra (*three hole cobra probe*). Esta sonda foi manufaturada pelas Oficinas de Termofluidos do IST. A sua geometria encontra-se representada na Fig. 2.9.

O corpo da sonda é constituído por três tubos ocios, de diâmetro externo 1,0 mm e interno 0,8 mm, unidos e envoltos por um único tubo de diâmetro de 6,0 mm, com um comprimento total de 520,0 mm. A cabeça é moldada em forma de cobra, possui os três tubos dispostos segundo um ângulo de 45° na mesma posição axial, e um comprimento e largura de, respetivamente, 4,5 mm e 3,2 mm. Os tubos são soldados entre si 20,0 mm a jusante da cabeça para evitar que se desacoplem. Quando o escoamento de aproximação está alinhado com o eixo do furo central, 3, a pressão medida por este é proporcional à pressão de estagnação. Nesta situação, como os dois furos da periferia, 1 e 2, são simétricos em relação ao eixo do furo central, ambos apresentam a mesma pressão. Por conseguinte, para operar a sonda, é necessário uma rotina de calibração para aferir a relação entre as pressões de cada furo e o escoamento de aproximação.

A calibração da sonda foi efetuada à saída de um túnel aerodinâmico, no núcleo potencial do jato livre emanado da contração do mesmo, a uma distância onde o perfil de velocidades é uniforme. A sonda é montada, com o corpo perpendicular à direção do escoamento de aproximação, num dispositivo que permite posicionar o ângulo em torno do eixo z.

A sonda foi calibrada no túnel de vento do laboratório de Aerodinâmica, no Pavilhão de Mecânica IV. Numa primeira fase, pretendeu-se conhecer o ângulo de desalinhamento da bolha de nível relativamente ao alinhamento do furo central. O ventilador é mantido a um caudal constante enquanto a sonda é rodada em torno do eixo z até se encontrar o ângulo de desalinhamento nulo. Para o registo da pressão total do escoamento de aproximação, p_t , foi instalado um tubo de Pitot, também ligado a um manómetro de pressão, à mesma cota que a sonda. Excetuando o caso da medição da diferença de pressão entre os furos periféricos, as restantes medições de pressão foram efetuadas relativamente à pressão atmosférica. A sonda foi colocada com a sua cabeça no núcleo potencial na secção de saída do túnel, onde a pressão é a atmosférica. Nesta situação, os valores da pressão total, p_t , relativa à atmosférica e da pressão dinâmica, p_{din} , coincidem.

Os resultados apresentados na Fig. 2.10(a) mostram a pressão lida nas tomadas de pressão laterais da sonda adimensionalizada pela pressão dinâmica em função do ângulo de incidência. Constata-se que a evolução de

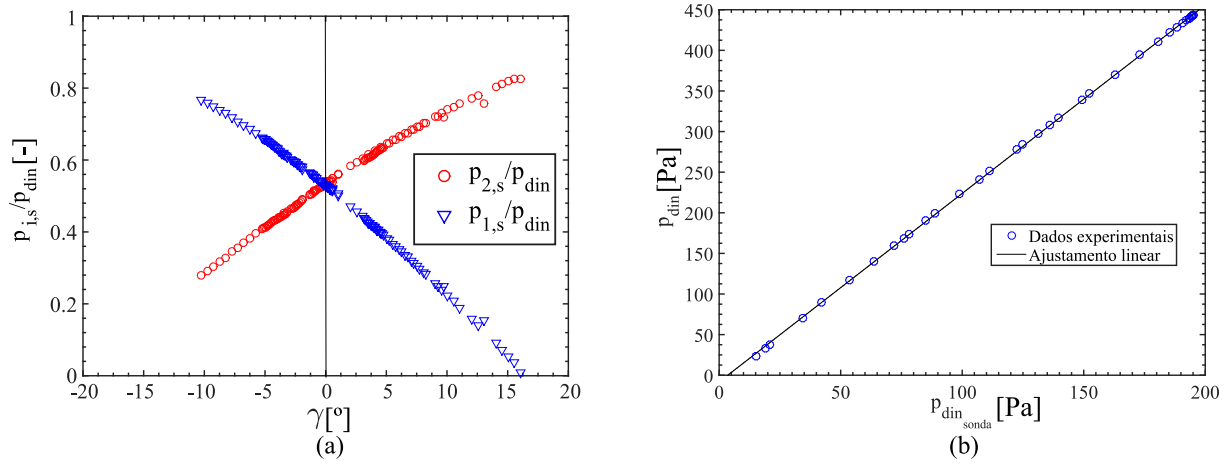


Figura 2.10: Calibração da sonda direcional: (a) pressão lida nas tomadas de pressão laterais da sonda adimensionalizada pela pressão dinâmica em função do ângulo de incidência γ ; (b) variação da pressão dinâmica do escoamento em função da pressão dinâmica da sonda.

$p_{i,s}/p_{din}$ em função do grau ângulo de incidência, γ , não é igual para os dois furos, evidenciando que os dois furos não são perfeitamente simétricos. A figura evidencia a sensibilidade da sonda que é igual a 15% do valor de pressão dinâmica por grau de incidência. A relação entre a p_{din} e $p_{3,s}$ é aproximadamente constante e igual a $0,947 \pm 0,5\%$, numa gama de ângulos de $\pm 10^\circ$ relativamente ao ângulo de incidência nulo. Este comportamento era expectável dado que o furo central comporta-se como um tubo de Pitot, sendo insensível à posição com o escoamento numa gama de ângulos considerável.

Numa segunda fase, após a determinação do ângulo de incidência nula, o ângulo de rotação da sonda é fixado e é alterado o caudal admitido ao túnel, através de uma válvula manual de fecho. Pretende-se avaliar a influência da variação da velocidade do escoamento de aproximação na medição da pressão dinâmica medida pela sonda, $p_{din_{sonda}}$. Os resultados encontram-se na Fig. 2.10 (b) e o ajustamento dos dados experimentais é dado por

$$p_{din_{sonda}} = 0,4409 p_{din}, \quad (2.5)$$

onde $p_{din_{sonda}} = p_{3,s} - (p_{1,s} + p_{2,s})/2$ com um coeficiente de correlação $R^2 = 0,997$. Desta forma a velocidade absoluta é definida por

$$V = \sqrt{\frac{2 p_{din_{sonda}}}{\rho_{ar} 0,4409}} \quad (p_{din} [\text{Pa}], p_{din_{sonda}} [\text{Pa}], \rho_{ar} [\text{kg/m}^3], V [\text{m/s}]). \quad (2.6)$$

Para realização dos ensaios de atravessamento, a sonda foi montada num equipamento de atravessamento Rotadata [27] com dois graus de liberdade: deslocamento angular (*yaw*), com uma amplitude de $\pm 120^\circ$ (precisão de $0,1^\circ$) e deslocamento longitudinal com um curso máximo de 250 mm (precisão de 0,01 mm). O equipamento possui um controlador com comunicação por uma porta do tipo RS232 para o qual é possível impor e ler a posição angular e longitudinal. Para o controlo da sonda foi desenvolvida uma rotina em MATLAB que permite controlar o posicionamento angular e longitudinal, encontrar o ângulo para o qual a diferença de pressão entre os dois furos da periferia é menor do que o valor mínimo admissível. Esta rotina é descrita no Apêndice B.1.

2.3.6 Válvula de fecho rápido

A válvula de fecho rápido, VFR, está instalada à saída do ventilador (Fig. 2.11(a)). Consiste num conjunto de quatro pás que rodam solidariamente (Fig. 2.11(c)) em torno de veios fixos (Fig. 2.11(b)). Um motor linear aciona as pás através de um mecanismo biela-manivela atuado por uma barra de união.

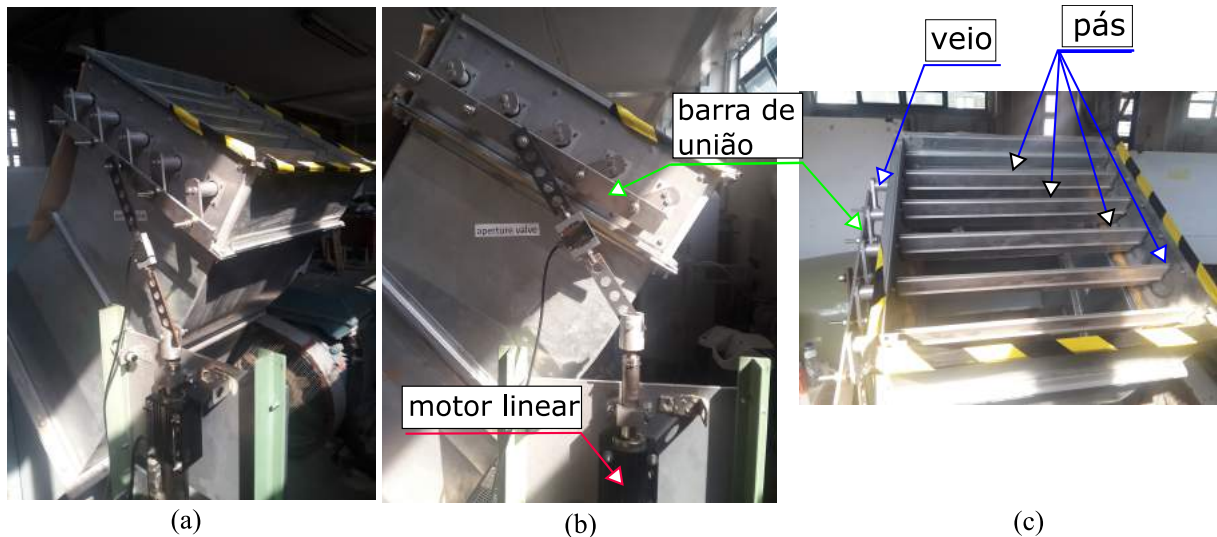


Figura 2.11: Vistas da válvula de fecho rápido: (a) vista em perspetiva; (b) alçado lateral esquerdo; (c) planta.

Com esta válvula pretende-se regular a pressão na câmara de pleno da instalação de forma a simular o escoamento variável no tempo, como o que ocorre numa câmara pneumática de um dispositivo de conversão de energia das ondas do tipo CAO. Porém, ao contrário do que acontece em dispositivos em situações reais, nesta instalação o escoamento é variável mas sempre no mesmo sentido. Isto não constitui problema porque a turbina bi-radial é simétrica e funciona de igual modo independentemente do sentido do escoamento de ar. Com esta válvula é possível fazer ensaios do tipo *hardware-in-the-loop*, onde para um determinado dispositivo com a turbina a ensaiar e determinado estado de mar, se reproduz a variação de pressão sentida dentro do dispositivo, ao mesmo tempo que se controla o binário aplicado pelo gerador ao veio da turbina em função da lei de controlo utilizada.

Atualmente o variador de frequência que controla o gerador elétrico do modelo da turbina só permite fazer controlo em velocidade de rotação e não foi modelada uma hidrodinâmica específica.

Numa primeira fase, é necessário encontrar uma relação entre a posição de obturação da válvula, ϑ , e a pressão na câmara de pleno, Δp_0 , para um determinado caudal e velocidade de rotação da turbina. Define-se um coeficiente adimensional Υ que relaciona a pressão na câmara de pleno, e a velocidade de rotação do ventilador, Ω_{fan} ,

$$\Upsilon = \frac{\Delta p_0}{\rho_{ar} \Omega_{fan}^2 D_{fan}^2}, \quad (2.7)$$

em que D_{fan} é o diâmetro da roda do ventilador. É fixada uma determinada velocidade de rotação da turbina e um caudal (o que corresponde a uma determinada Ω_{fan}) e a válvula é fechada incrementalmente, desde a posição aberta (ϑ_0) até fechada (ϑ_1). É registada a posição do motor linear, ϑ_i , e a pressão na câmara. Este processo é repetido para vários pontos de funcionamento (Ω , Ω_{fan}). Para cada ensaio com a mesma velocidade de rotação

é realizado uma média dos resultados para as várias Ω_{fan} resultando numa única curva. Os resultados obtidos apresentam-se na Fig. 2.12, onde $\vartheta^* = \vartheta_i/\vartheta_1$.

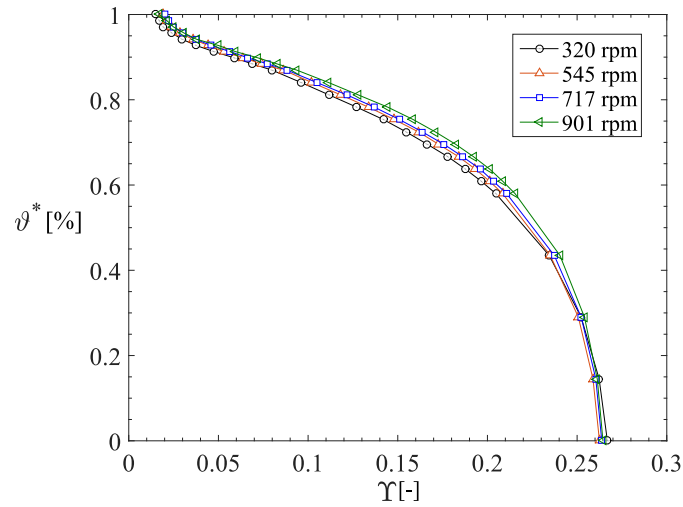


Figura 2.12: Calibração da válvula fecho rápido para várias velocidades de rotação da turbina.

A curva obtida mostra que só a partir de metade da obturação da válvula é que a pressão na câmara de pleno começa a variar significativamente. Por isso, optou-se uma discretização maior para $\vartheta^* > 0,5$. As curvas têm um seguimento semelhante, relativamente à média, verificando-se uma fraca dependência com velocidade de rotação da turbina. A partir desta calibração, obteve-se uma relação entre a pressão na câmara de pleno, velocidade de rotação da turbina e a posição da válvula. Para uma determinada Ω diferente da calibração, é determinada uma nova curva em função das existentes através de interpolação linear. Assim sendo, para um determinado espectro de pressão inserido, velocidade de rotação da turbina e do ventilador, o controlador da válvula determina quais os movimentos a efetuar para obter essa pressão na câmara de pleno. Na Fig. 2.13 representa-se o esquema de funcionamento da válvula VFR.

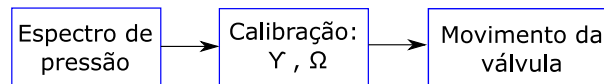


Figura 2.13: Esquema de funcionamento da válvula VFR.

Em [28] utilizaram-se métodos estocásticos para avaliar o desempenho médio de um dispositivo CAO equipado com uma turbina de ar. Assume-se que a elevação da superfície do mar é um processo gaussiano. A oscilação de pressão na câmara é um processo estocástico e será gaussiano se:

1. a turbina for linear (caudal volúmico proporcional à queda de pressão);
2. a relação entre a pressão na câmara pneumática e a massa específica do ar for linear;
3. a teoria linear das ondas for aplicável.

Deste modo, a função probabilidade de densidade da pressão na câmara é dada por

$$f(p) = \frac{1}{(2\pi)^{0,5}\sigma_p} \exp\left(-\frac{p^2}{2\sigma_p^2}\right), \quad (2.8)$$

onde σ_p e σ_p^2 são, respetivamente, a raiz do valor quadrático médio e a variância da pressão. Contudo a turbina

bi-radial não é linear [11] e modelos estocásticos de um sistema não linear são mais complexos [11] e estão fora do âmbito desta tese. Assumir-se-á uma relação linear para a turbina, porém os resultados devem de ser tomados apenas como aproximação. Defina-se a relação entre o coeficiente de potência e de caudal, em função da pressão, respetivamente, por $\Pi = f_p(\Psi)$ e $\Phi = f_Q(\Psi)$. A potência média ao veio da turbina, na forma adimensional, é dada por [11]

$$\bar{\Pi} = \frac{2}{(2\pi)^{0,5}\sigma_\Psi} \int_0^\infty \exp\left(-\frac{\Psi^2}{2\sigma_\Psi^2}\right) f_p(\Psi) d\Psi, \quad (2.9)$$

onde $\sigma_\Psi = \sigma_p/(\rho_{ar}\Omega^2 D^2)$, a potência média disponível adimensional por

$$\bar{\Pi}_{avail} = \frac{2}{(2\pi)^{0,5}\sigma_\Psi} \int_0^\infty \exp\left(-\frac{\Psi^2}{2\sigma_\Psi^2}\right) f_Q(\Psi)\Psi d\Psi, \quad (2.10)$$

e o rendimento médio por

$$\bar{\eta} = \frac{\bar{\Pi}}{\bar{\Pi}_{avail}}. \quad (2.11)$$

2.4 Sistema de aquisição de dados

O sistema de aquisição de dados diferiu dos ensaios em regime permanente e variável no que diz respeito ao *software* e estrutura das rotinas de aquisição, todavia, o *hardware* é o mesmo. A aquisição de dados é realizado por uma placa da *National Instruments* (NI) NI PCI-6221, ligada à *motherboard* do computador no barramento *Peripheral Component Interconnect* (PCI). Possui entradas e saídas analógicas (AI/AO) e entradas e saídas digitais (DIO). As principais características encontram-se na Tab. 2.3.

Tabela 2.3: Características principais da placa de aquisição de dados NI PCI-6221.

Frequência de amostragem máxima/canal	AI	AO	DIO	Resolução ADC	Gama de leitura AI
250×10^3 amostras/s	16	2	24	16 bits	± 10 VDC

É através desta placa que os sinais analógicos dos instrumentos são transformados em sinais digitais para leitura pelo computador. Esta, por sua vez, está conectada a um bloco de terminais NI SCB-68A onde são ligados os cabos de sinal e terra, do sensor de binário e manómetros. Teve-se o cuidado de garantir a mesma ligação à terra para todos os instrumentos, para evitar a eventual ocorrência de *ground-loops*. Os cabos de ligação entre os manómetros e a placa são do tipo coaxiais, revestidos com malha metálica que minimizam o ruído. O sensor de binário está ligado a um dispositivo de interface, chamado de *Universal Interface* da Datum (UID), que permite a comunicação entre o sensor e a placa. Dado que a bancada de computadores está distante dos instrumentos, são utilizados cabos de *ethernet* CAT6 blindados para a transmissão de dados.

Na Fig. 2.14 representa-se um esquema do sistema de aquisição de dados para os ensaios que foram realizados em regime permanente. Utiliza-se o sistema *Session-Based-Interface* (SBI) [29] que permite a utilização da *Data acquisition toolbox* em MATLAB que faz a interface com as placa de aquisição de dados NI. Nestes ensaios um computador designado por computador mestre aloja a placa de aquisição de dados e trata da aquisição e armazenamento de dados. As rotinas de aquisição de dados são programadas em MATLAB. O controlador do

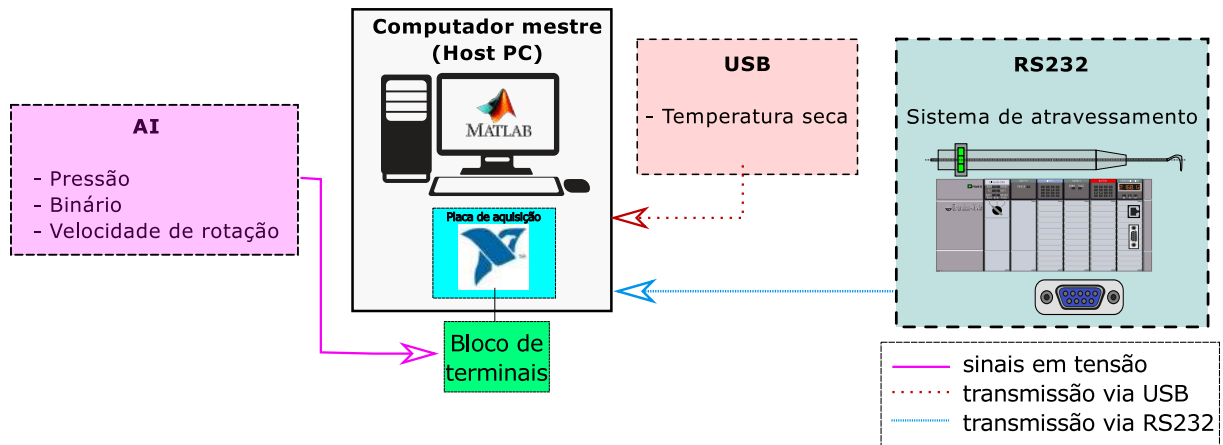


Figura 2.14: Esquema de aquisição de dados para ensaios do modelo em regime permanente.

o sistema de atravessamento comunica via RS232, e a posição de angular e axial é imposta pelas rotinas. Os sinais da temperatura seca e húmida são tratados por um programa específico do equipamento, *Testo Comfort Software Basic 5.0*, que guarda os valores ao longo do tempo, através de uma porta USB. Para os ensaios de calibração de instrumentos foi usado o mesmo processo.

Na Fig. 2.15 apresenta-se um diagrama do sistema de aquisição de dados para os ensaios em regime variável.

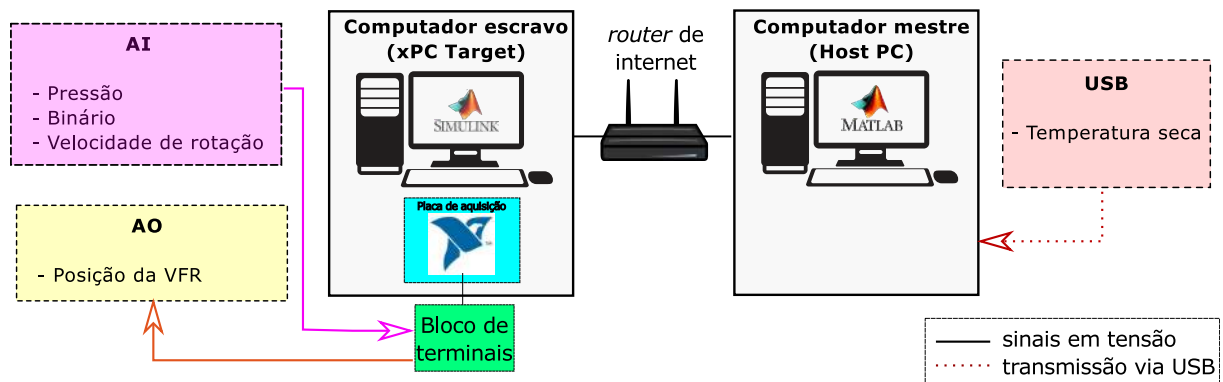


Figura 2.15: Esquema de aquisição de dados para ensaios do modelo em regime variável.

Utiliza-se o sistema *Simulink Real Time* (SRT) e nestes ensaios o computador mestre têm a função de construir os modelos, guardar os dados e iniciar ou parar a aquisição por parte do computador escravo. Os dois computadores comunicam através de um *router de internet*. Os modelos são programados em *SIMULINK REAL-TIME* que permite criar aplicações em tempo real a partir de modelos *SIMULINK* e corre-los num computador-alvo [30]. Para controlo da VFR, o controlador do motor possui uma entrada analógica de sinal que varia entre 0 e 10 V DC, parametrizado para corresponder, respetivamente, à abertura e fecho total da válvula. Este sinal é emitido pela placa como uma saída analógica (AO). A frequência de aquisição de dados foi de 1000 Hz para todos os ensaios.

2.5 Procedimento de ensaios experimentais

2.5.1 Ensaio para obtenção de curvas de funcionamento

Este ensaio permite aferir qual o desempenho da turbina quando ocorre uma determinada diferença de pressão na câmara de pleno, para uma dada velocidade de rotação da turbina. Através do motor elétrico é imposta, à turbina, uma determinada velocidade de rotação. Para cada velocidade de rotação da turbina, é variada a velocidade de rotação do ventilador (e desta forma o caudal admitido à instalação), desde a velocidade mínima até à máxima, e da máxima até à mínima, a fim de verificar se ocorrem efeitos de histerese. Para cada ponto de funcionamento (velocidade de rotação da turbina e caudal) são registados valores de pressão do ponto 1 a 7 (ver Fig. 2.1), binário, velocidade de rotação, temperatura seca e húmida e pressão atmosférica. Os ensaios têm uma duração de 30 segundos para cada ponto de funcionamento.

2.5.2 Ensaio de binário de atrito

O binário produzido pelas pás do rotor, T_{aero} , pode ser decomposto no binário transmitido ao sensor de binário, T_{mec} , e no binário de atrito, T_a . O binário de atrito é dado por

$$T_a = T_r + (T_{cr} + T_{sr} + T_{pr}), \quad (2.12)$$

onde T_r é o binário de atrito nos rolamentos, T_{cr} o binário aerodinâmico resistente nos componentes rotativos tais como: veio, acoplamentos, etc., T_{sr} o binário aerodinâmico resistente nas superfícies do rotor (invólucro), tambor e tampas do rotor, e T_{pr} o atrito aerodinâmico introduzido pelas pás do rotor em situação de caudal nulo [31]. A parcela T_r , aqui denominada binário de atrito mecânico, f_m , é independente da velocidade de rotação e apresenta um valor constante. As parcelas T_{cr} , T_{sr} e T_{pr} são denominadas de binário por atrito aerodinâmico, f_a , e são proporcionais ao quadrado da velocidade de rotação [15]. Desta forma, o binário de atrito é dado por

$$T_a = f_m + f_a \Omega^2, \quad (2.13)$$

De modo a aferir os valores de f_m e de f_a é realizado um ensaio que consiste em usar o motor elétrico para variar a velocidade de rotação da turbina e registar o binário resultante. A velocidade de rotação deve variar de forma incremental entre 0 e a velocidade de rotação máxima dos ensaios. Para velocidades de rotação baixas, pode considerar-se que os efeitos aerodinâmicos são insignificantes [15] e $f_a \approx 0$. Desta forma é possível desacoplar o binário de atrito mecânico do binário de atrito aerodinâmico.

2.5.3 Ensaio de atravessamento

O ensaio de atravessamento, realizado com a sonda direcional descrita na Sec. 2.3.5, tem como objetivo encontrar a distribuição do ângulo do escoamento, pressões de estagnação e estática, o perfil de velocidades e o caudal, nas secções em estudo.

No início de cada ensaio é registado o ângulo do controlador da sonda tal que a bolha de nível da sonda (ver Fig. 2.9) esteja centrada, β_0 . É registado o ângulo, β , percorrido pela sonda desde β_0 até a rotina (ver Apêndice B.1)

encontrar um ponto em que a diferença de pressões dos furos da periferia seja menor ou igual ao erro máximo permitido. O ângulo absoluto do escoamento à entrada é dado por

$$\alpha_1 = \pi - \beta - \beta_0, \quad (2.14)$$

e à saída por

$$\alpha_2 = \beta - \beta_0. \quad (2.15)$$

A magnitude da velocidade absoluta do escoamento, V , é dada pela Eq. (2.6), as componentes radiais e tangenciais calculadas por

$$V_r = V \sin \alpha, \quad (2.16)$$

e

$$V_\theta = V \cos \alpha, \quad (2.17)$$

respetivamente.

O caudal volúmico é calculado tendo em conta a distribuição da componente radial da velocidade medida pela sonda, através de

$$Q = \int_0^{2\pi} \int_0^b V_r(z) r \, dz \, d\theta, \quad (2.18)$$

onde b é a largura do canal do estator, r a cota radial das medições e z a coordenada axial.

Neste ensaio são colocados um manómetro para cada furo da sonda, e dois manómetros para a diferença de pressão entre os dois furos da periferia. São igualmente medidas a pressão atmosférica, as temperaturas seca e húmida.

Os atravessamentos foram realizados às mesmas cotas que as secções de tomadas estáticas 1, 2 e 3, apresentadas na Fig. 2.1. Para a secção 1 e 2, procederam-se a ensaios em que se variou a coordenada circunferencial, θ , de modo a se aferir o comportamento do escoamento ao longo de um passo. Dado que a turbina tem 64 pás, em cada coroa de pás diretrizes, o passo é de $5,625^\circ$. Atente-se que na secção 3 o escoamento é altamente misturado e considera-se representativa a medição numa única coordenada circunferencial. A secção 2 encontra-se a uma distância considerável do rotor para que esta não sinta a influência do mesmo durante as medições. A discretização axial e a distância relativamente ao eixo onde os atravessamentos foram realizados encontram-se descritos na Tab. 2.4.

Tabela 2.4: Discretização e raio de localização dos ensaios de atravessamento relativamente ao eixo de rotação do rotor.

Secção [-]	raio [mm]	Discretização [-]
1	870	31
2	325	51
3		

Note-se que a largura do canal é 53 mm, porém, dado que a cabeça da sonda tem uma espessura de 2 mm a envergadura total medida é de 51 mm.

Foram tomadas algumas precauções neste ensaio. Uma peça cilíndrica com um furo passante, em silicone,

foi fabricada de forma a obter qualquer entrada de ar para a zona a medir. Foi ainda utilizado algodão e fita cola industrial entre a peça cilíndrica e a parede do estator. Finda as medições em cada furo, os manómetros foram re-calibrados usando alguns pontos de controlo. O ensaio foi rejeitado no caso de se verificarem alterações significativas na calibração.

2.5.4 Ensaio de embalamento

Este ensaio consiste em determinar a velocidade de embalamento da turbina quando sujeita a uma condição limite de pressão constante no tempo. O motor eléctrico é desligado e a pressão na instalação é sucessivamente incrementada através do aumento da velocidade de rotação do ventilador. A cada incremento de pressão, é deixado um período de espera até que a velocidade de rotação estabilize e são registados valores de pressão na câmara, caudal e velocidade de rotação.

2.5.5 Ensaio de regime variável

Para obtenção da curva de rendimento médio da turbina em escoamento variável, são impostos valores de velocidade de rotação da turbina e caudal na instalação dentro dos limites da calibração efetuada (ver Fig. 2.12). Para uma gama de valores de σ_v compreendido entre 0 e 1, é calculado o valor de σ_p para cada velocidade de rotação da turbina e gerado um espectro de pressão na câmara de pleno. São medidos os valores de pressão na câmara de pleno, caudal volúmico, binário e velocidade de rotação. É também guardado para análise posterior o espectro de pressão inserido. Os ensaios têm uma duração de 20 minutos para garantir significância estatística [32].

Capítulo 3

Estudo experimental do protótipo

Um protótipo da turbina descrita na Sec. 1.5 foi construída pela empresa *Kymaner*, doravante denominada de versão protótipo. O estudo experimental do protótipo divide-se em duas fases: ensaios laboratoriais na instalação de ensaio de turbinas de 55 kW do IST e, em condições reais, na Central de Energia das Ondas do Mutriku, País Basco, Espanha. A instrumentação é igual em ambas as instalações. Neste capítulo descrevem-se as duas instalações, a instrumentação utilizada e os ensaios experimentais realizados.

3.1 Descrição da instalação experimental

3.1.1 Instalação de ensaio de turbinas de 55 kW do IST

A instalação de ensaio de turbinas de 55 kW do IST apresenta-se na Fig. 3.1. O seu princípio de funcionamento

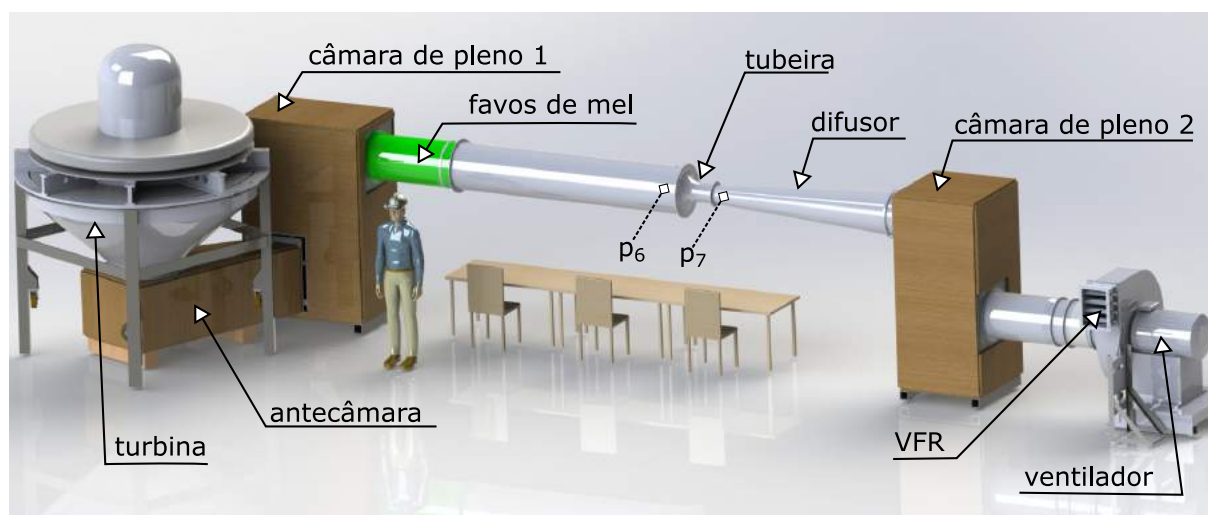


Figura 3.1: Esquema da instalação de ensaio de turbinas de 55 kW do IST.

é o mesmo que o da instalação para os ensaios do modelo descrito na Sec. 2.1. A turbina é montada com o eixo vertical. Existe um adaptador cónico para o acoplamento da turbina à antecâmara que está ligada à câmara de pleno 1. À saída da câmara de pleno 1 existe uma conduta preenchida com uma estrutura de favos de mel. Na ligação

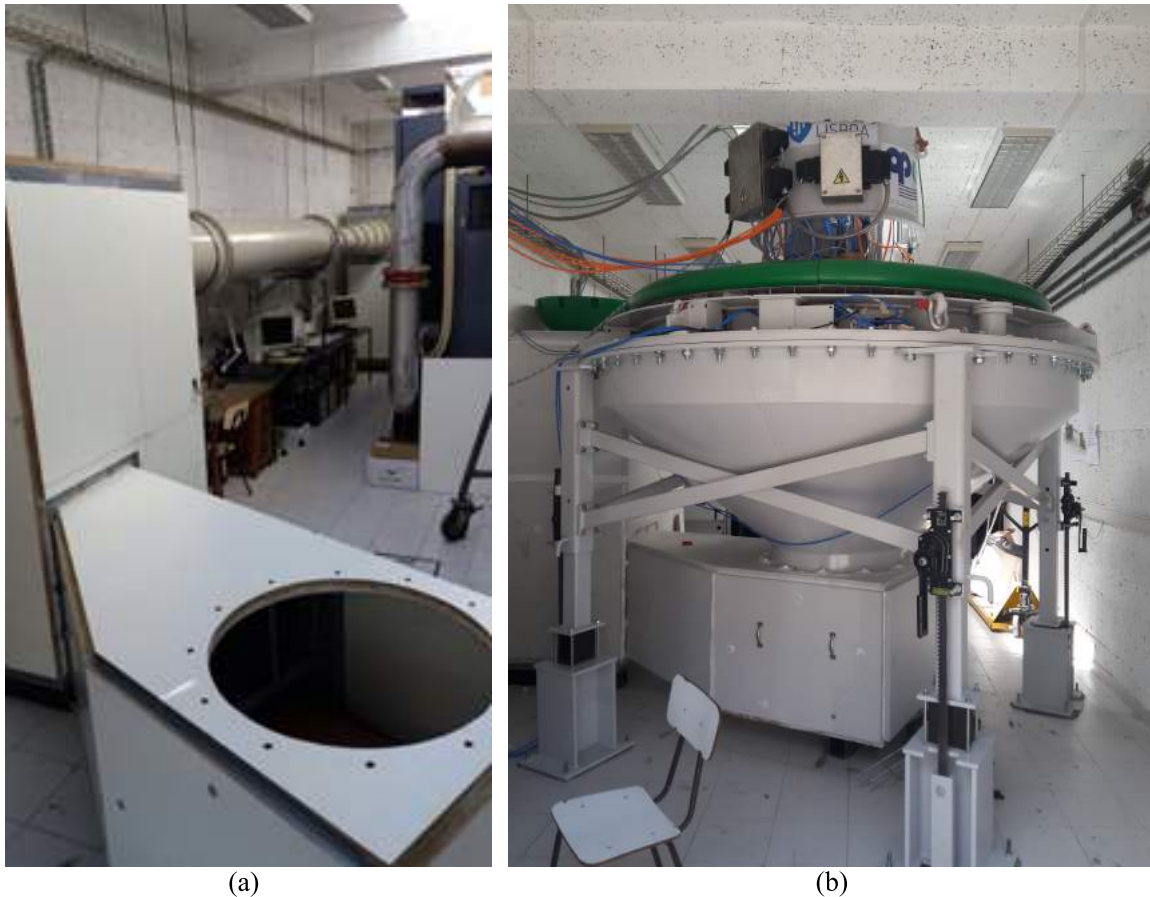


Figura 3.2: Instalação de ensaio de turbinas de 55 kW do IST: (a) sem a turbina; (b) com a turbina instalada.

entre esta conduta e a câmara de pleno 2, existe uma tubeira calibrada para medição de caudal. A câmara de pleno 2 reduz as oscilações de pressão durante os ensaios de fluxo variável. As câmaras de pleno, tubeira e difusor foram desenhados de acordo com a norma AMCA 210/67 [22].

O ventilador tem uma potência nominal de 55 kW e está equipado com um variador de frequência ABB ACS550-01-125A-4 que pode ser controlado com sinais de tensão analógicos ou digitais. Na Fig. 3.2 são apresentadas fotografias da instalação sem e com a turbina instalada.

3.1.1.1 Válvula de fecho rápido

A válvula de fecho rápido (VFR) utilizada nesta instalação tem uma geometria semelhante à da instalação do modelo (Sec. 2.3.6), mas está equipada com um motor linear de maior potência, as pás têm maior envergadura e reforços estruturais devido ao maior caudal. A calibração foi realizada de forma análoga à apresentada na Sec. 2.3.6 pelo que é omitida neste capítulo.

3.1.2 Central de Energia das Ondas do Mutriku

A Central de Energias das Ondas do Mutriku está incluída num quebra-mar com aproximadamente 440 m. O quebra-mar foi construído em 2011 para proteção da baía do local [33]. No topo de cada uma das dezasseis câmaras de ar da central existe uma conduta flangeada onde estão ligadas turbinas Wells acopladas a geradores elétricos de

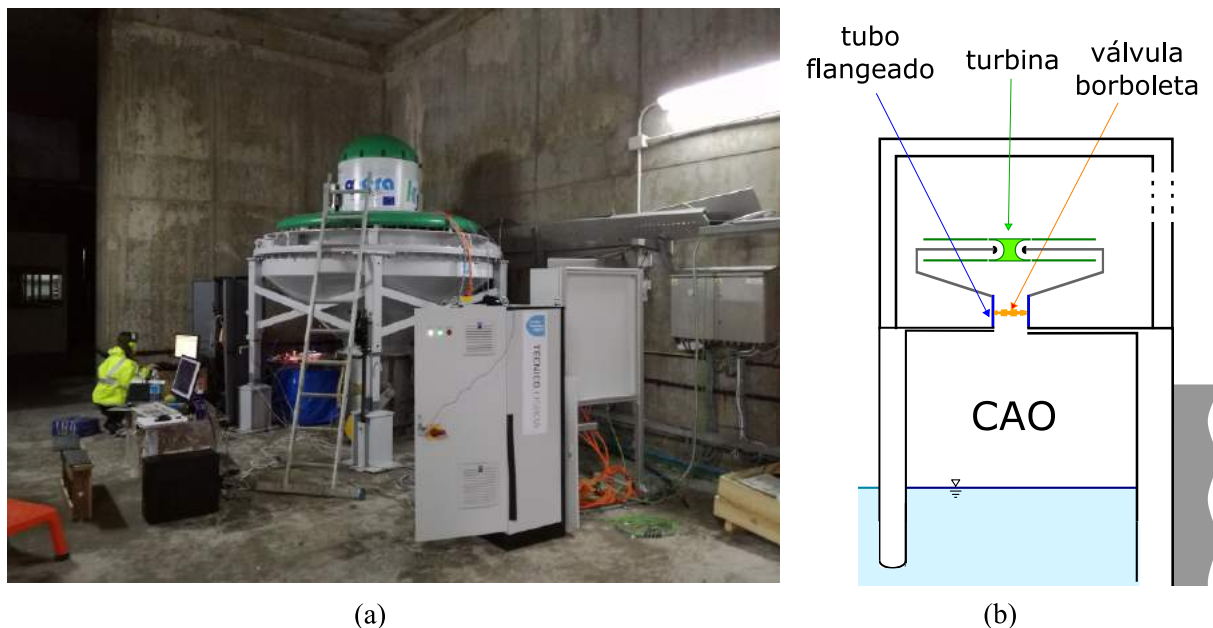


Figura 3.3: Instalação da Central de Energia das Ondas do Mutriku: (a) vista da galeria - turbina montada na conduta flangeada, variador de frequência do gerador e mesa de controlo; (b) esquema da central.

18,5 kW. Entre as câmaras e as turbinas existe uma válvula de borboleta que, em caso de excesso de energia, é fechada para proteção das turbinas [33].

A turbina bi-radial foi instalada numa dessas condutas através do adaptador cónico. Na Fig. 3.3 são apresentadas (a) uma fotografia da galeira dentro da central e (b) um esquema da central. Doravante esta instalação será denominada de instalação do Mutriku.

3.2 Instrumentação

3.2.1 Pressão

Existem tomadas de pressão estática ao longo da turbina (ver Fig. 3.4). Cada secção possui quatro tomadas de pressão estática ligadas a um manómetro. Para a leitura das pressões na turbina, p_1 a p_5 , foram utilizados manómetros de pressão KELLER PD-23. Estes instrumentos possuem um sinal de saída em corrente na gama 4 – 20 mA. Foi utilizada uma resistência de $500 \Omega \pm 0,1\%$ para fazer a conversão de corrente para tensão na gama 2 – 10 V DC. Utilizaram-se manómetros da marca Honeywell modelo HSCSNBN-001P-DAA5 e SSCSNBN-100M-DAA5, cujo sinal de leitura varia entre 0 – 5 V DC, para a leitura das diferenças de pressão na tubeira, p_6 e p_7 , no laboratório (ver Fig. 3.1). A calibração dos sensores foi fornecida pelos fabricantes. A Tab. 3.1 lista os manómetros utilizados e as respetivas curvas de calibração. A precisão está definida em termos da escala total (FS) da tensão de leitura.

Tabela 3.1: Características principais dos manômetros para os ensaios do protótipo. Na coluna da curva de calibração, I (em [A]) indica a corrente e U (em [V]) a tensão e a p (em [Pa]) a pressão. R^2 é o fator de correlação das curvas de calibração.

	Tomada de pressão	Gama	Precisão (%)	Curva de calibração	R^2
Turbina	1	± 20000 Pa	0,5%FS	$p_1 = 12,496 I - 49,932$	0,999
	2			$p_2 = 12,497 I - 49,922$	
	3			$p_3 = 12,497 I - 49,912$	
	4			$p_4 = 12,494 I - 49,897$	
	5			$p_5 = 12,490 I - 49,856$	
Laboratório	6	± 6800 Pa	$\pm 0,25\%$ FS	$p_6 = 3460 U - 8584,9$	
	7	± 10000 Pa		$p_7 = 4724 U - 11700$	

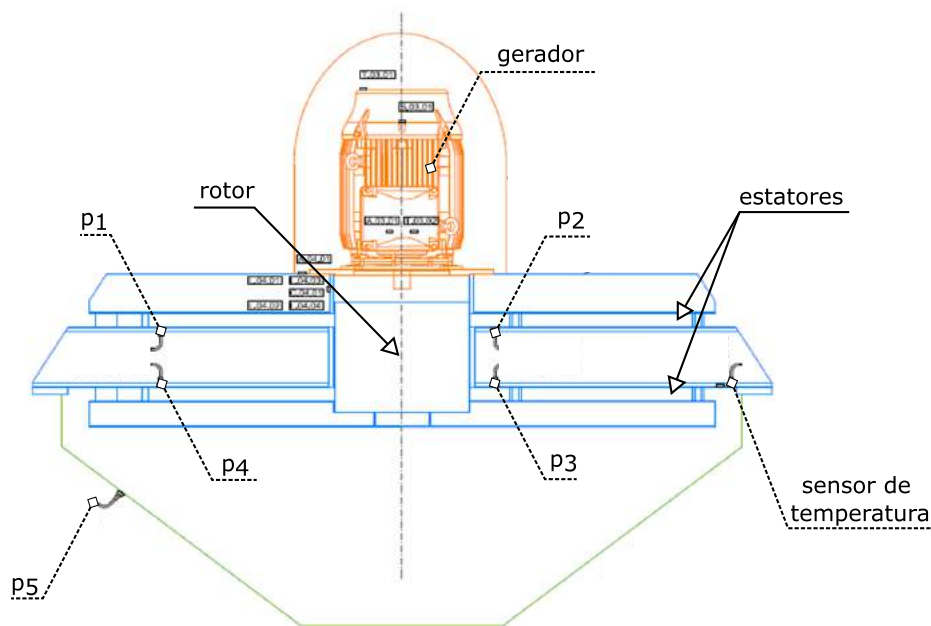


Figura 3.4: Esquema do protótipo e localização da instrumentação (adaptado de [34]).

3.2.2 Binário e velocidade de rotação

O protótipo não está equipado com um medidor de binário. A medição do binário é determinada através do binário eletromagnético e da velocidade de rotação do gerador. O gerador é um motor assíncrono de rotor em gaiola de esquilo, SIMOTICS SD de 30 kW, com quatro pólos e com as ligações em triângulo, fornecido pela SIEMENS. O gerador é ligado à rede por meio de um variador de frequência SIEMENS G120 de 37 kW que permite o ajustamento da velocidade de sincronismo às necessidades da carga [35]. Possui quatro quadrantes, podendo funcionar em modo motor (velocidade de rotação e binário com o mesmo sentido) e em modo gerador (velocidade de rotação e binário com o sentidos opostos). Para efeitos práticos este motor será doravante designado por gerador. Na Tab. 3.2 encontram-se as características do gerador e do variador de frequência utilizado.

Para os ensaios de calibração do gerador construiu-se a bancada de ensaios representada esquematicamente na Fig. 3.5. Esta bancada é composta por: (1) gerador e respetivo variador de frequência; (2) um motor trifásico ABB-HRX-315MB-4B3E com uma potência máxima de 160 kW acionado por um variador de frequência ABB

Tabela 3.2: Características do gerador e variador de frequência utilizados. P_u corresponde à carga aplicada em função da potência nominal do gerador. Ω_{nom} e η_{nom} a velocidade de rotação e rendimento do gerador em condições nominais, respetivamente.

$P_{max,gen}$	Tensão nominal	Corrente Nominal	Ω_{nom}	η_{nom}			$P_{max,var}$
				$2/4 P_u$	$3/4 P_u$	$4/4 P_u$	
30 kW	400 V AC	50 A	1470 r.p.m.	93,6	94,0	93,7	37 kW

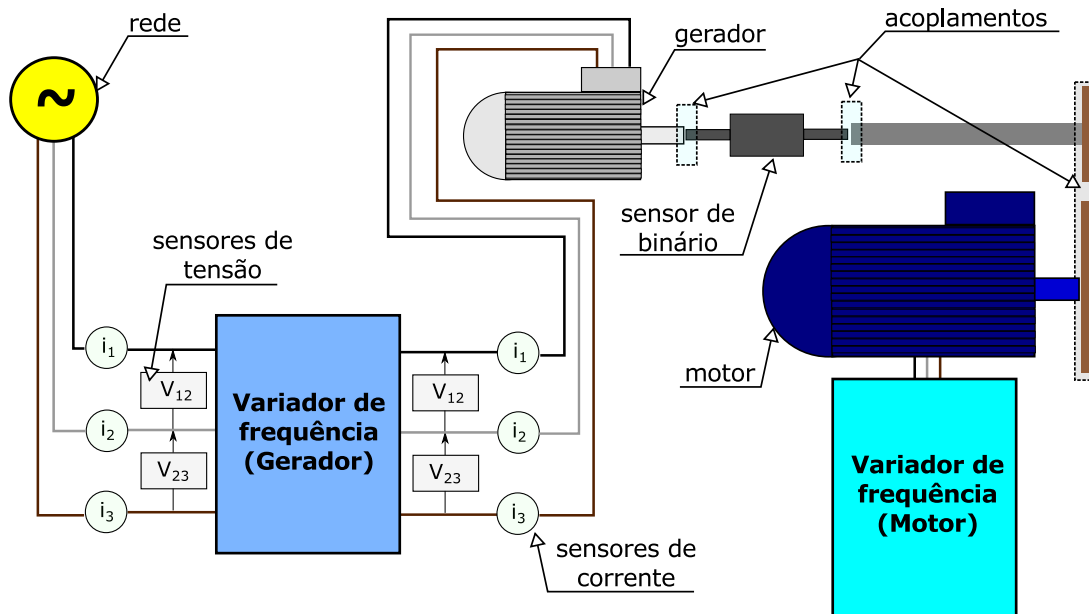


Figura 3.5: Esquema da bancada de ensaios da calibração do gerador.

SAMI STAR; e (3) um sensor de binário entre o motor e o gerador. O variador de frequência do gerador foi parametrizado em controlo de binário e o do motor em velocidade de rotação. O gerador e o motor são trifásicos. Para medir a corrente em cada uma das fases do cabo de potência, que faz a ligação entre o variador e o gerador, foram colocados, em série, sensores de corrente por efeito de Hall LEM HAS-200S. Para a medição da tensão foram colocados, em paralelo, sensores de tensão por efeito de Hall em anel fechado (*closed loop*), LEM LV25-P. Os sensores são colocados à entrada e saída do variador de frequência do gerador (ver Fig. 3.5).

Para a leitura dos sinais e alimentação dos sensores de tensão e corrente desenhou-se uma estação de tratamento (ver Fig. 3.6 (b)). Todos os sensores utilizados foram calibrados no IST. O sensor de binário foi calibrado com o processo apresentado na Sec. 2.3.2. O sensor de tensão foi calibrado usando um multímetro da marca CENTER modelo 120 com uma precisão de 0,1 % do valor lido. A calibração passa pela medição da tensão aos terminais de cada uma das fases no variador de frequência e dos sensores a calibrar, com o multímetro de precisão. Os sensores de corrente foram calibrados através de amperímetros da marca HARTMANN & BRAUN com uma precisão de 0,5 % do valor lido, na gama de 0 – 50 A, colocados em série em cada uma das fases do variador de frequência. Na Tab. 3.3 encontram-se as retas de calibração para cada um dos sensores assim como as suas gamas.

Para prevenir situações de picos de corrente no arranque do gerador [35] utilizaram-se sensores acima da gama necessária. O sistema de aquisição de dados é apresentado na Fig. 3.6.

Os sistema de aquisição de dados é constituído por duas placas NI PCI-6221, os sensores de corrente, a estação de tratamento e o sensor de binário cujo sinal é tratado por um módulo de tratamento próprio. Para garantir

Tabela 3.3: Sensores utilizados para a calibração do gerador: características e curvas de calibração. V_{lido} representa o valor de tensão lida.

Sensor	Gama	Referência	Precisão	Curva de calibração	R^2
Corrente	± 200 A	i_1	$\pm 1\%$ V_{lido}	48,85 V	0,999
		i_3	$\pm 1\%$ V_{lido}	50,02 V	
Tensão	± 500 V AC	u_{12}	$\pm 0,9\%$ V_{lido}	114,78 V	
		u_{23}	$\pm 0,9\%$ V_{lido}	117,31 V	
Binário	± 200 Nm	T_{gen}	0,5 Nm	41,10 V	0,998

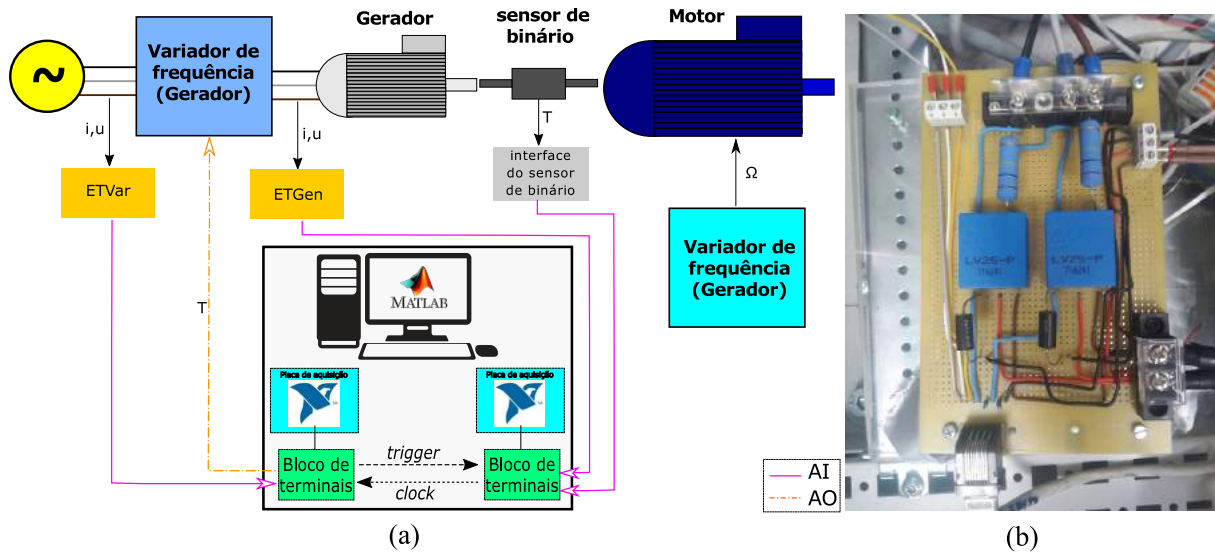


Figura 3.6: Sistema de aquisição de dados para calibração do gerador e variador de frequência: (a) sistema de aquisição; (b) estação de tratamento (ETVar e ETGen).

sincronismo, entre as duas placas foi imposto um sinal digital de disparo (*trigger*) e relógio (*clock*). Cada uma das placas adquire a uma frequência de amostragem por canal de 62500 Hz (a frequência máxima da placa de aquisição de dados tendo em conta o número de canais necessário). A frequência de amostragem foi definida, após uma análise de sensibilidade, para evitar *aliasing* nos sinais adquiridos. Foi desenvolvido um programa em MATLAB para impor o binário, ler e guardar os sinais de corrente, tensão e binário.

Os ensaios de calibração consistiram em medir a potência elétrica à saída do gerador fixando o binário electromagnético do gerador e a velocidade de rotação do motor. São registados para cada ponto de funcionamento: a velocidade de rotação, o binário aplicado e os sinais de corrente e tensão entre o gerador e o variador de frequência (ver Fig. 3.6). A velocidade de rotação foi lida com o tacómetro utilizado na calibração da velocidade de rotação na Sec. 2.3.2.

Para o cálculo da potência do gerador, P_{gen} , é usado o conhecido método de Aron. Com este método é possível estimar a potência elétrica de uma máquina trifásica através da medição dos valores eficazes da corrente em duas das fases, i_1 , i_3 , e dos valores eficazes da tensão composta entre as fases, u_{12} , u_{23} , ver Fig. 3.5. A potência elétrica do gerador é dada por

$$P_{gen} = u_{12}i_1 - u_{23}i_3. \quad (3.1)$$

Desta forma, é possível desenhar um mapa com pontos de funcionamento Ω , P_{gen} e T_{gen} . Em condições de ensaio

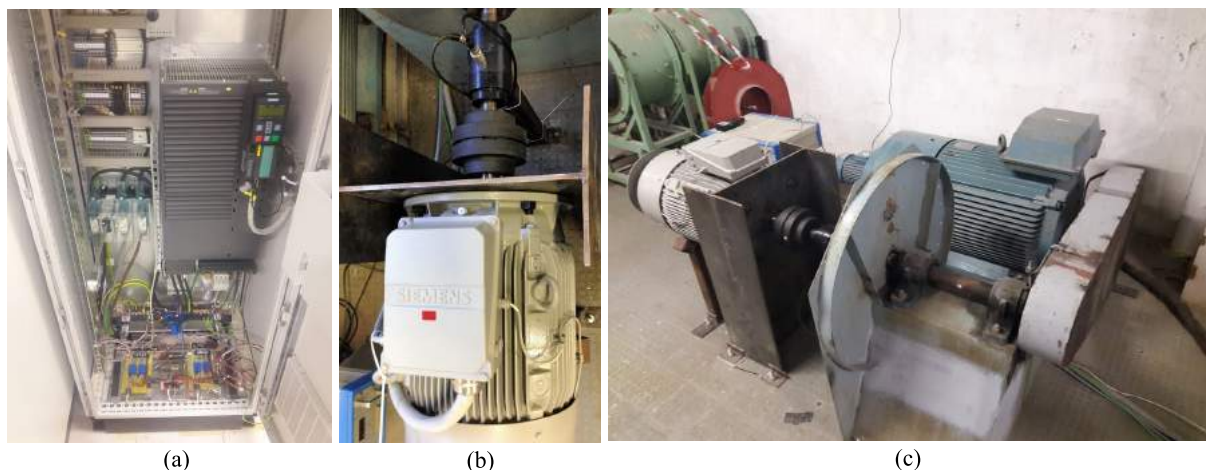


Figura 3.7: Bancada de ensaios da calibração do gerador: (a) variador de frequência do gerador; (b) vista do gerador acoplado ao sensor de binário; (c) vista da instalação completa (sem os variadores de frequência).

do protótipo da turbina, o binário ao veio da turbina é calculado com base na potência e a velocidade de rotação do gerador medidos. Na Fig. 3.7 encontram-se fotografias da bancada de ensaios (não é mostrado o variador do motor).

A velocidade de rotação da turbina é medida pelo *encoder* incremental existente no gerador. O sinal é lido numa porta analógica do controlador do variador de frequência do gerador.

3.2.3 Caudal volúmico

O caudal volúmico é medido através da tubeira existente na instalação (ver Fig. 3.1) com o mesmo princípio de funcionamento da instalação anterior, ver Sec. 2.3.3. O desenho da tubeira e o cálculo do caudal são os especificados na norma AMCA 210/67 [22].

3.2.4 Massa específica do ar

Para o cálculo da massa específica do ar, para a medição de pressão e de temperatura atmosférica é usado o procedimento da Sec. 2.3.4. No adaptador cónico existe um sensor de temperatura da marca ROTRONIC, modelo HC2SM, cuja calibração foi fornecida pelo fabricante. As características são resumidas na Tab. 3.4.

Tabela 3.4: Características do sensor de temperatura.

Sensor	Gama	Precisão	Curva de calibração		
			Declive	Ordenada na origem	R^2
Temperatura	-50 a +100 °C	±1mV	100 V	-40 °C	1

3.2.5 Válvula de atuação rápida

A válvula de atuação rápida (HSSV) tem um obturador cilíndrico com um furo interior passante com um diâmetro igual ao do rotor com uma folga adicionada (ver Fig. 3.8 (a)). A válvula possui duas funções: (1) atua à semelhança de uma válvula lenta para proteger a turbina numa situação de estado de mar muito energético ; e (2)

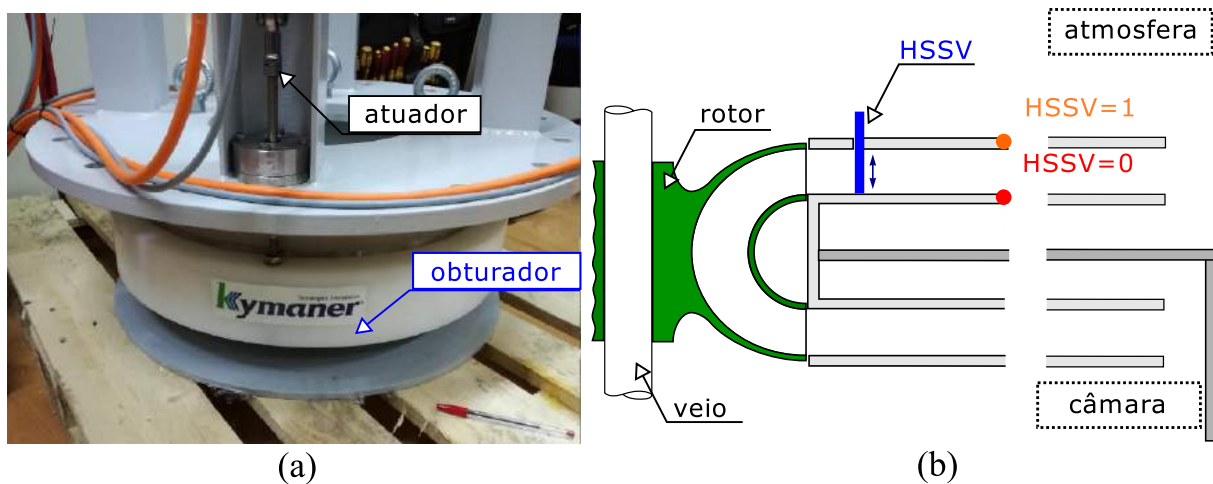


Figura 3.8: Válvula HSSV: (a) válvula e estrutura de montagem dos atuadores; (b) esquema da localização da válvula no protótipo.

como válvula de atuação rápida possibilitando a realização de controlo de fase (*Latching*) ou controlo com limitação de potência (*Peak Shaving Control*). A válvula está situada no estator mais próximo do gerador (ver Fig. 3.8 (b)) e o obturador tem 53 mm de largura.

Esta válvula é comandada por quatro atuadores lineares, dispostos de forma cruzada, sendo controlados por módulos de controlo da FESTO modelo CMMP-AS-C2-3A-M0. Estes controladores foram programados para receber ordens de um *Programmable Logic Controller* (PLC) da marca FESTO. O PLC possui oito entradas digitais, parametrizadas para que duas delas definam o modo de controlo da válvula e as restantes o curso da válvula. É possível posicionar a válvula na posição desejada pelo utilizador em passos de 1 mm, onde a posição é definida como um número binário de 6 bits. A obturação parcial da válvula está limitada ao intervalo de 100% aberta a 40% aberta. Após uma análise de sensibilidade, verificou-se que, para posições de obturação de válvula abaixo de 40%, as correntes medidas nos atuadores eram demasiado elevadas para garantir o tempo de vida útil desejado.

3.3 Sistema de aquisição de dados

Na Fig. 3.9 encontra-se um esquema do sistema de aquisição de dados dos ensaios do protótipo. A aquisição de dados usa em simultâneo os sistemas *Session Based Interface* (SBI) e *Simulink Real Time* (SRT). O SBI corre no computador mestre com uma placa NI-6221 alojada. Adquire e armazena os sinais de tensão e corrente à entrada e saída do variador. Este computador gere e armazena os dados do sistema SRT. O SRT adquire os restantes sinais de entrada analógicos (AI) e impõe os sinais de analógicos e digitais de saída (AO e DO). No laboratório, dependendo do ensaio, impõe o binário e a velocidade de rotação do gerador, a posição das válvulas VFR e HSSV. No Mutriku impõe o binário electromagnético do gerador e a posição da válvula HSSV.

Nos ensaios efetuados a instrumentação encontra-se distante da mesa de controlo. Para reduzir os problemas relacionados com o ruído eletromagnético e longos cabos de transmissão de sinais, delineou-se seguinte estra-

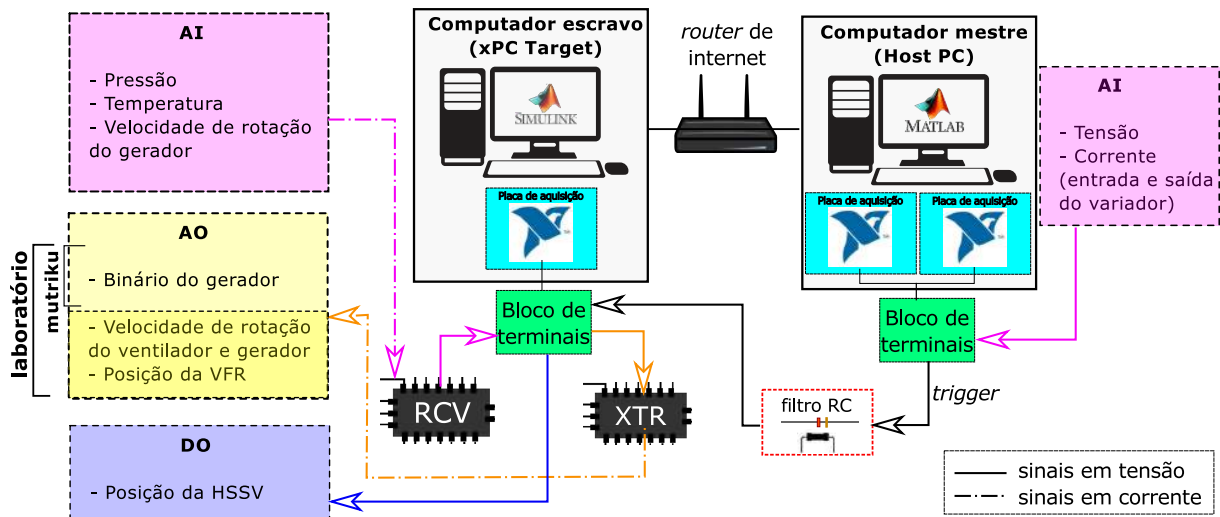


Figura 3.9: Sistema de aquisição de dados para os ensaios com o protótipo.

tégia:(1) para a transmissão de dados foram utilizados cabos de *ethernet* CAT6 blindados e (2) os sinais foram recebidos e emitidos em corrente. A placa de aquisição de dados não está dotada de recepção e transmissão de dados em corrente pelo que é usado o elemento RCV420 KPG4 para converter os sinais de leitura AI de corrente para tensão e o elemento XTR 110 KP para converter os sinais de saída AO de tensão para corrente.

Os sistemas SBI e SRT adquirem os dados em simultâneo. A placa alojada no computador mestre emite um disparo (*trigger*) para as placas inseridas no computador escravo. Dado o elevado ruído existente, fez-se um filtro com uma resistência e um condensador, para filtrar o sinal de disparo. Para implementação das leis de controlo foram utilizadas *S-Function* (*System Functions*) escritas na linguagem "C". Em todos os ensaios, os sinais de corrente e tensão à entrada do variador são adquiridos a 62500 Hz (ver Sec. 3.2.2) e os restantes sinais a 1000 Hz.

3.4 Procedimento de ensaios experimentais

No laboratório foram realizados ensaios experimentais de dois tipos: regime permanente e variável. O controlo do gerador foi parametrizado em modo de controlo de velocidade de rotação e de binário, respetivamente. Na Central do Mutriku, todos os ensaios foram realizados com o gerador em controlo de binário.

3.4.1 Controlo em velocidade de rotação

3.4.1.1 Ensaio para obtenção curvas de funcionamento e o fechamento da válvula HSSV

Os ensaios para a obtenção das curvas de funcionamento são iguais aos descritos no ensaio do modelo (ver Sec. 2.5.1). São adquiridos sinais de pressão ao longo da turbina, temperatura dentro do adaptador cónico, pressão atmosférica e temperatura seca e húmida, diferença de pressão na tubeira e sinais de corrente e tensão à entrada do variador de frequência. Posteriormente são realizados ensaios para diversas condições de obturação parcial da válvula HSSV.

3.4.1.2 Ensaio de binário de atrito

A estimativa das perdas por atrito foi realizada através de ensaios de decaimento. É imposta uma velocidade de rotação máxima de 2600 r.p.m. à turbina, a válvula HSSV é fechada e a câmara de pleno é aberta. Seguidamente, a corrente é cortada ao gerador e o ensaio decorre até a imobilização total do rotor.

3.4.1.3 Ensaio de embalamento

O procedimento do ensaio de embalamento é equivalente ao apresentado na Sec. 2.5.4.

3.4.2 Controlo em binário

Nestes ensaios é controlado o binário electromagnético instantâneo em função da velocidade de rotação lida.

3.4.2.1 Controlo do gerador em função da velocidade de rotação

Neste tipo de controlo, a lei $P_{\text{gen}} = a\Omega^b$ (ver Sec. 1.3) é aplicada para velocidades de rotação compreendidas entre 0 e Ω_{thr2} . Quando a velocidade de rotação Ω_{thr2} é excedida, a potência do gerador é limitada a $P_{\text{gen}}^{\text{rated}}$ e o binário electromagnético é então $T_{\text{gen}} = P_{\text{gen}}^{\text{rated}}/\Omega$. Se for atingida a velocidade de rotação máxima, Ω_{max} , a válvula HSSV é fechada e inicia-se o ciclo de histerese. A válvula só volta a abrir quando a velocidade de rotação é inferior a Ω_{thr1} (considerada uma velocidade de rotação de segurança). Independentemente da posição da válvula o gerador segue a mesma lei de controlo. A implementação da lei de controlo encontra-se esquematizada na Fig. 3.10.

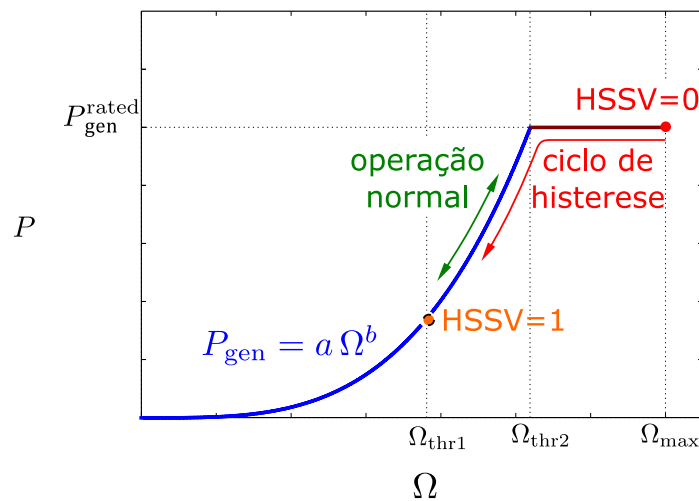


Figura 3.10: Esquema de implementação do controlo do gerador em função da velocidade de rotação.

3.4.2.2 Controlo com limitação de potência

Neste tipo de controlo, o raciocínio é equivalente ao anterior, para intervalos de velocidade de rotação compreendidos entre 0 e Ω_{thr2} e $\Omega > \Omega_{\text{max}}$. Quando a velocidade de rotação Ω_{thr2} é excedida a válvula HSSV segue uma função de fechamento, Ξ , definida por

$$\Xi(u) = \begin{cases} 40, & u > 60 \\ c(u), & u < 60, \end{cases} \quad (3.2)$$

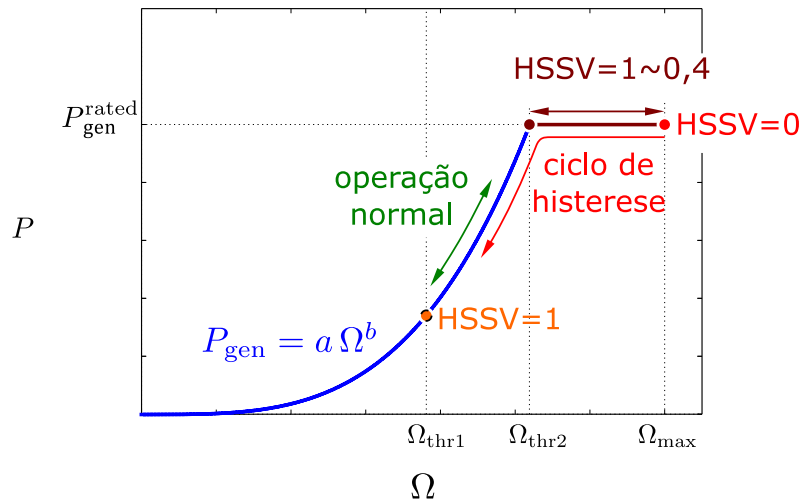


Figura 3.11: Esquema de implementação do controlo com limitação de potência através da obturação parcial da válvula HSSV.

onde $c(u)$ é uma função determinada após os ensaios descritos na Sec. 3.4.1.1 e u uma variável de controlo definida por

$$u(\Omega) = K_p (\Omega - \Omega_{\text{thr2}}), \quad (3.3)$$

e K_p uma constante a obter empiricamente no decorrer dos ensaios. Na Fig. 3.11 encontra-se exemplificada a implementação do controlo com limitação de potência através da obturação parcial da válvula HSSV.

Capítulo 4

Análise de resultados

Neste capítulo são apresentados os resultados dos ensaios experimentais do modelo e do protótipo. Começa-se por apresentar os resultados obtidos para a análise do escoamento no modelo. De seguida, apresentam-se os resultados do protótipo, mais focados no controlo da turbina. No final, analisam-se e comparam-se os resultados obtidos no modelo e no protótipo.

4.1 Resultados do modelo

4.1.1 Atravessamentos

Foram realizados atravessamentos com uma sonda direcional, em três secções da turbina (ver Tab. 2.4), com o objetivo de estudar a evolução do escoamento ao longo da turbina, para diferentes valores do coeficientes de caudal,

$$\Phi = \frac{Q}{\Omega D^3}, \quad (4.1)$$

onde Q é o caudal volúmico que atravessa a turbina, Ω a sua velocidade de rotação e D o diâmetro do rotor. Após ensaios preliminares, foi ignorado o estudo da secção antes das pás diretrizes no estator de saída (difusor), devido às baixas velocidades aí observadas que produziram resultados de muito baixa precisão. Para definir as condições dos presentes ensaios, observaram-se os resultados apresentados na Sec. 4.1.4, onde se verificou que as condições de rendimento máximo ocorrem para um coeficiente de caudal $\Phi_{\eta_{\max}} \cong 0,09$. Foram realizados ensaios para quatro valores do coeficientes de caudal: $\Phi = 0,06$; $0,09$; $0,12$ e $0,20$. Os ensaios nas diversas secções não foram realizados em simultâneo. Além disso, os controlos da velocidade de rotação da turbina e do caudal foram realizados com potenciómetros analógicos. Em consequência, não foi possível garantir condições exatamente iguais para todos os ensaios. A diferença média observada entre ensaios para o mesmo coeficiente de caudal é de 15 r.p.m. e $0,08 \text{ m}^3/\text{s}$ para a velocidade de rotação e caudal volúmico, respetivamente.

Não foram considerados possíveis efeitos de bloqueamento, ou o efeito da intensidade turbulenta na calibração da sonda. Nas secções seguintes apresentam-se os resultados para as secções 1, 2 e 3 e um estudo do escoamento no rotor. Para a comparação de perfis, define-se a coordenada axial adimensional $Z^* = z_i/b$, onde z_i é a coordenada axial em estudo e b a largura do canal do estator.

4.1.1.1 Secção 1: Saída da pás de entrada

As pás diretrizes foram projetadas para produzirem uma deflexão de $22,15^\circ$ [18]. É importante verificar se a deflexão do escoamento obtida à saída das pás diretrizes, no estator de entrada (tubeira), é próxima da pretendida. Na Fig. 4.1 é apresentada a distribuição axial do ângulo da velocidade absoluta do escoamento à saída das pás diretrizes no estator de entrada, α_1 , para vários valores do coeficiente de caudal Φ e da coordenada circunferencial adimensional $\Theta = (\theta Z)/(2\pi)$.

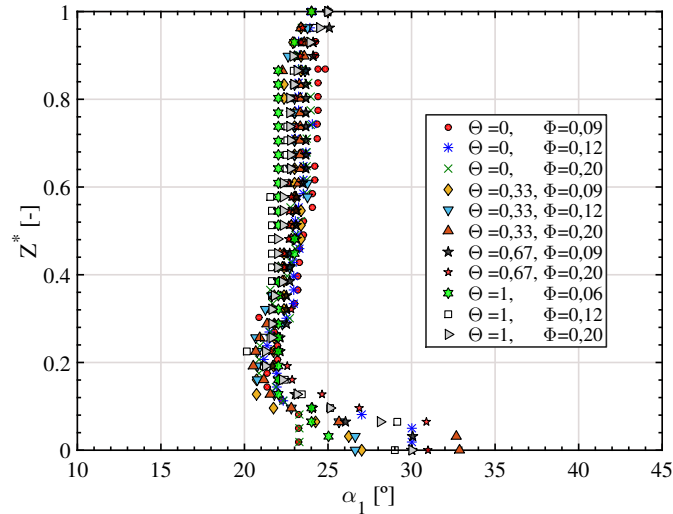


Figura 4.1: Distribuição axial do ângulo da velocidade absoluta à saída das pás diretrizes no estator de entrada, α_1 , para vários valores do coeficiente de caudal Φ e da coordenada circunferencial Θ .

Os perfis são semelhantes entre si, independentemente dos pares de valores (Φ, Θ) , apresentando alguns desvios devidos a possíveis erros experimentais. No núcleo, o ângulo varia muito pouco para o mesmo valor da coordenada circunferencial Θ . Efetuando uma média circunferencial, o ângulo médio da velocidade absoluta é $\bar{\alpha}_1 \approx 23,3^\circ$ com desvio máximo de 2° . A formação de camada limite é evidente, porém não simétrica, apresentando em $Z^* < 0,2$ uma bossa mais extensa do que a existente na outra extremidade, em $Z^* > 0,9$. Este facto pode ser explicado pela deformação não uniforme observada do perfil elíptico colocado na periferia do estator de entrada (ver Fig. 2.2). A variação de ângulo observada para $Z^* < 0,1$ pode ser justificada por um possível efeito localizado devido à proximidade entre a sonda e o furo de passagem da mesma na parede. Esta secção é caracterizada por velocidades baixas, pelo que as medições efetuadas com a sonda têm baixa precisão, o que pode justificar a dispersão existente.

4.1.1.2 Secção 2: Entrada do rotor

Apesar do pequeno desvio relativamente ao ângulo de projeto observado na secção 1 (cerca de $1,2^\circ$), é à entrada do rotor que é efetivamente importante verificar a distribuição axial do ângulo do escoamento α_1 , em toda a sua largura. Analisam-se as distribuições medidas para $\Theta = 1$ apresentadas na Fig. 4.2 que podem ser consideradas representativas de outras coordenadas circunferenciais.

Como seria expectável, a variação de α_1 ao longo da largura do canal é independente do coeficiente de caudal, pois as pás diretrizes deflectem sempre o mesmo ângulo e por consequência a direção de \mathbf{V} mantém-se constante. Ao contrário da secção anterior, as velocidades nesta secção já são substancialmente maiores o que se reflete numa boa resolução dos perfis medidos pela sonda. O crescimento da camada limite encontra-se bastante evidenciada,

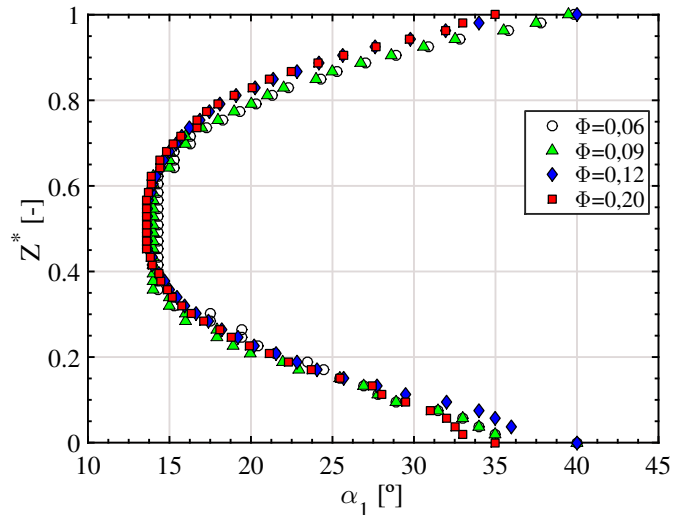


Figura 4.2: Distribuição axial do ângulo da velocidade absoluta à entrada do rotor, α_1 , para vários valores do coeficiente de caudal Φ e $\Theta = 1$.

prejudicando a deflexão conferida pelas pás diretrizes na secção 1 (ver Fig. 4.1). O perfil tem uma forma simétrica e o núcleo, entre 30% e 70%, apresenta $\bar{\alpha}_1 \approx 14^\circ$ e, por isso, entra no rotor com uma diferença de $8,15^\circ$ relativamente ao ângulo de projeto. Na Sec. 4.1.1.4 exploram-se com detalhe os efeitos desta diferença de ângulo do escoamento à entrada do rotor. Note-se que o afastamento radial das pás diretrizes relativamente ao rotor faz o fluido percorrer uma maior distância, entre a saída das pás diretrizes e a entrada do rotor, ao longo de uma espiral logarítmica, que produz um crescimento muito acentuado das camadas limite sobre as paredes do estator da entrada (tubeira), obtendo-se uma distribuição uniforme do ângulo do escoamento apenas na região exterior a estas camadas limite. Este crescimento é tanto mais acentuado quanto maior for o afastamento radial das pás diretrizes relativamente ao rotor e menor o ângulo do escoamento.

Para $Z^* > 0,7$, verifica-se um afastamento entre distribuições de ângulo medidas para os dois coeficientes de caudal mais baixos e as medidas para os dois coeficientes de caudal mais elevados. Esta diferença indicia uma provável deformação local da placa interior do estator de entrada (do lado da câmara de pleno, $Z^* = 1$) provocada pelas depressões elevadas verificadas para os valores mais elevados do coeficiente de caudal.

Os perfis de velocidade absoluta e as suas componentes radial e tangencial adimensionalizados para velocidade radial média à entrada do rotor são apresentados nas Fig. 4.3, correspondentes aos dados apresentados na Fig. 4.2. Na Fig. 4.4 são apresentadas as distribuições de velocidade absoluta ao longo de um passo para os vários valores de Φ estudados.

As figuras mostram uma boa concordância das distribuições de velocidade para todos os coeficientes de caudal estudados.

4.1.1.3 Secção 3: Saída do rotor

A Fig. 4.5 apresenta o perfil de velocidades absoluta e as suas componentes tangencial e radial, adimensionalizadas pelo valor médio da componente radial da velocidade absoluta. Note-se que para $Z^* = 0$ e $Z^* = 1$ tem-se, respetivamente, o cubo e o invólucro exterior do rotor.

Ao contrário do que acontecia nas secções anteriores, o perfil de velocidades varia fortemente com o coeficiente

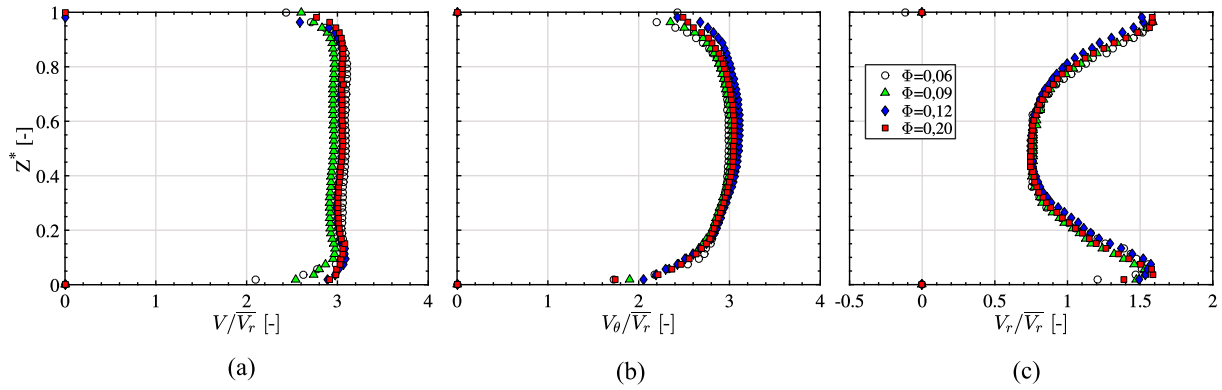


Figura 4.3: Distribuição axial da velocidade absoluta adimensionalizada pela velocidade radial média à entrada do rotor: (a) velocidade absoluta; (b) componente tangencial e; (c) componente radial.

de caudal Φ . A componente $V_{\theta 2}$ diminui à medida que Φ aumenta, passando por zero e tornando-se cada vez mais negativa. À saída do rotor, o ângulo β_2 varia pouco com Φ e portanto a direção da velocidade relativa W_2 é pouco alterada. Porém, dá-se uma variação no ângulo da velocidade absoluta α_2 , que vai sucessivamente aumentando, e $V_{\theta 2}$ vai diminuindo, até se atingir o coeficiente de caudal nominal Φ_{nom} , onde $\alpha_2 = 90^\circ$, e, por consequência, $V_{\theta 2} = 0$. Em nenhum dos valores de Φ testados se observou $\overline{V_{\theta 2}} \approx 0$, sendo o mais próximo desse valor $\Phi = 0,12$, não sendo este o $\Phi_{\eta_{max}}$, como esperado [36].

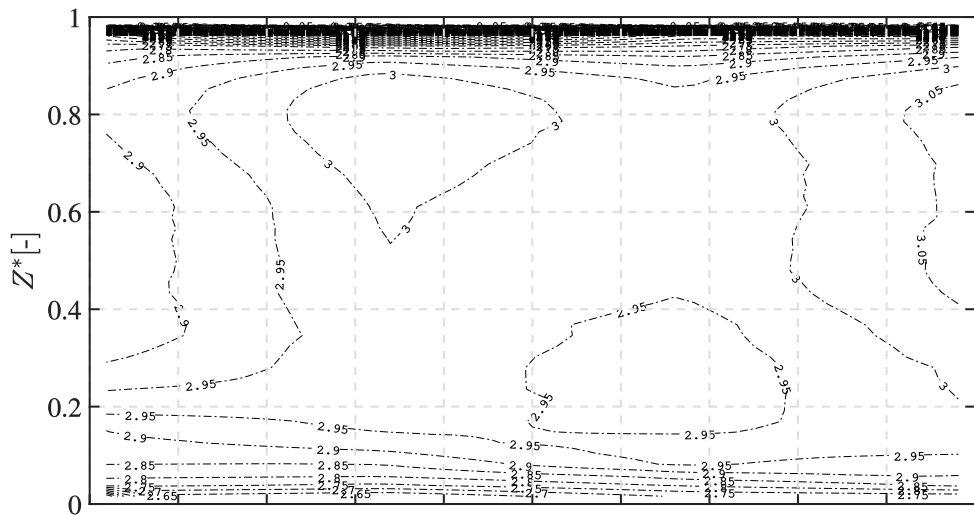
Existe um déficit de velocidade no intervalo $Z^* > 0,5$, evidenciando uma possível zona de re-circulação à saída do rotor que a sonda é incapaz de medir. Estes perfis devem de ser analisados com precaução, visto que a sonda direcional é incapaz de medir escoamento separado à saída do rotor. Nesta situação, a sonda será alternadamente atravessada por um jato de alta velocidade e por fluido a baixa velocidade, correspondente à região de escoamento separado. Nestas, condições a pressão registada pela sonda é uma pressão média circunferencial, que não permite distinguir o jato da região separada.

4.1.1.4 Estudo do escoamento no rotor

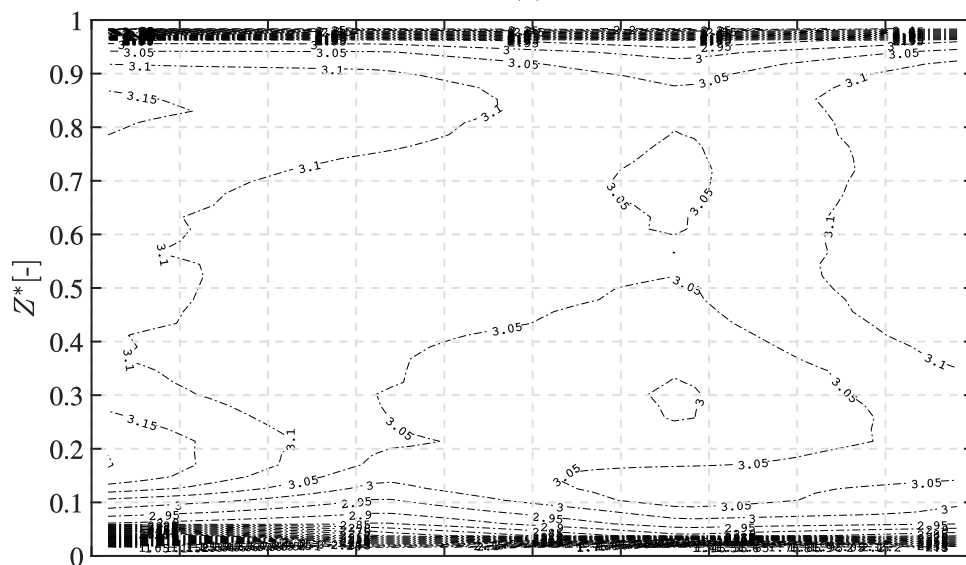
Os dados medidos pela sonda permitem obter informações sobre o escoamento médio que passa pelo rotor e, assim, tirar conclusões acerca do projeto da turbina. Na Tab. 4.1 encontram-se os dados respetivos à entrada e saída para cada valor de Φ estudado. Os resultados apresentados para a entrada do rotor são médias circunferenciais das medições efetuadas ao longo de um passo. É também apresentado o erro relativo, e , entre o caudal obtido por integração dos perfis da componente radial da velocidade absoluta, Q_{int} , e o caudal medido pela tubeira.

Tabela 4.1: Resultados referentes aos atravessamentos à entrada e saída do rotor para diferentes coeficientes de caudal.

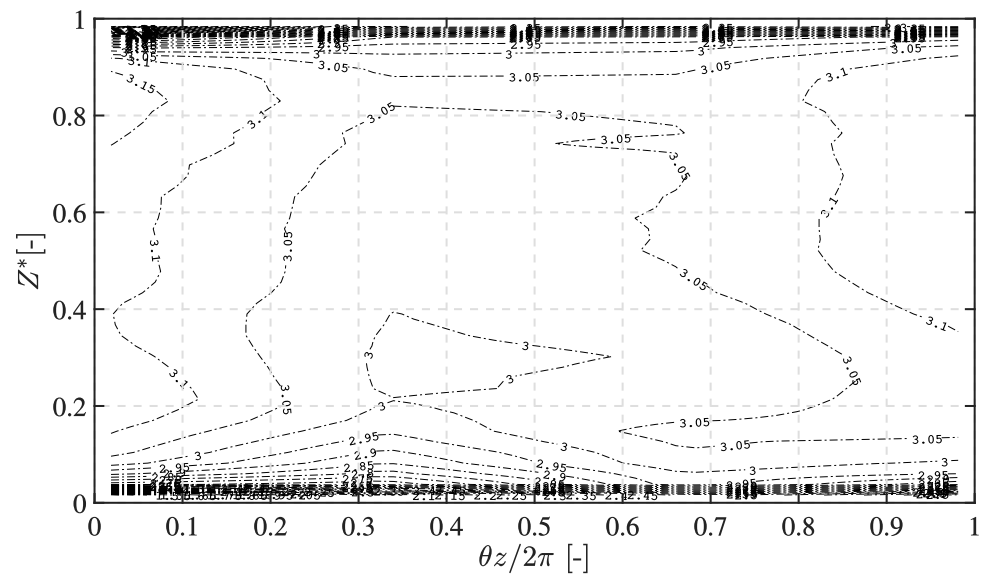
Φ	Entrada do rotor					Saída do rotor				
	$Q_{int} [m^3/s]$	$e [\%]$	$\overline{\alpha_1} [^\circ]$	$\overline{V_{\theta 1}} [m/s]$	$\overline{V_{r1}} [m/s]$	$Q_{int} [m^3/s]$	$e [\%]$	$\overline{\alpha_2} [^\circ]$	$\overline{V_{\theta 2}} [m/s]$	$\overline{V_{r2}} [m/s]$
0,06	0,48	-27	21,2	11,4	4,4	0,88	24	44,4	8,3	8,2
0,09	0,75	-28	20,5	18,6	7,0	1,25	18	65,8	5,2	11,5
0,12	0,92	-30	19,7	23,8	8,5	1,60	19	83,5	1,7	14,8
0,20	1,01	-28	19,9	25,8	9,3	1,83	14	105,4	-4,7	16,8



(a)



(b)



(c)

Figura 4.4: Perfil de velocidade absoluta adimensionalizada pela velocidade radial média à entrada do rotor num passo: (a) $\Phi = 0,09$; (b) $\Phi = 0,12$; (c) $\Phi = 0,20$.

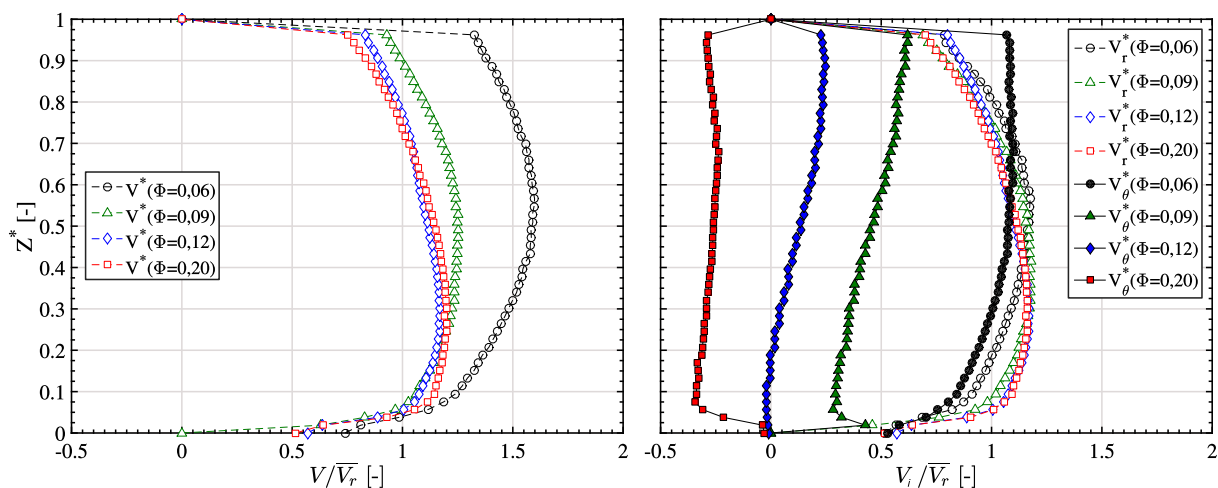


Figura 4.5: Perfil de velocidades em função da altura do canal adimensionalizada, à saída do rotor. $Z^* = 0$: cubo, $Z^* = 1$: invólucro.

Primeiramente, denota-se que os caudais obtidos por integração dos perfis da componente radial da velocidade absoluta, Q_{int} , à entrada e à saída são, respetivamente, inferiores e superiores aos caudais medidos pela tubeira. O défice de caudal apresentado à entrada não teve causa identificada. O excesso de caudal à saída pode dever-se à presença de uma zona de escoamento completamente separado à saída do rotor, na gama de valores de Z^* mais próximos de 1 (na zona mais próxima do invólucro do rotor, ver Fig. 4.5), que induz em erro as medições da sonda (ver Sec. 4.1.1.3).

O ângulo da velocidade absoluta à entrada do rotor é, em média, $\bar{\alpha}_1 = 20^\circ$, todavia tenha-se em atenção que este valor pode ser pouco representativo da distribuição do ângulo do escoamento ao longo da largura do canal (ver Fig. 4.2). O ângulo à saída varia em função do coeficiente de caudal, como já era esperado tendo em conta os perfis de velocidade apresentados na Fig. 4.5. A evolução do ângulo com o aumento do coeficiente de caudal Φ está de acordo com os perfis de velocidade apresentados anteriormente. Dadas as diferenças apresentadas entre os caudais volúmicos calculados através das medições da sonda e os medidos pela tubeira, não é possível comparar com exatidão o valor do binário estimado através de um balanço de quantidade de movimento angular, tendo como base as medições da sonda e os pontos de funcionamento obtidos na Sec. 4.1.4. É também impossibilitado o cálculo rigoroso do ângulo de incidência à entrada do rotor.

4.1.2 Binário de atrito

Os ensaios do binário de atrito foram realizados com o ventilador desligado e a câmara de pleno aberta, a velocidades de rotação da turbina compreendidas entre os 300 e 912 r.p.m., nos sentidos ascendente e descendente, após aquecimento dos rolamentos por funcionamento contínuo durante duas horas. Os resultados estão apresentados na Fig. 4.6.

A variação do binário tem um comportamento quadrático com o aumento da velocidade de rotação, como antecipado na Sec. 2.5.2. O ajustamento da curva é apresentado na Eq. (4.2), com um coeficiente de correlação $R^2 = 0,9891$,

$$T_a[\text{Nm}] = (7,61 \times 10^{-05})\Omega^2 + (2,95 \times 10^{-17})\Omega + 3,6 \times 10^{-01} \quad (\Omega[\text{rad/s}]). \quad (4.2)$$

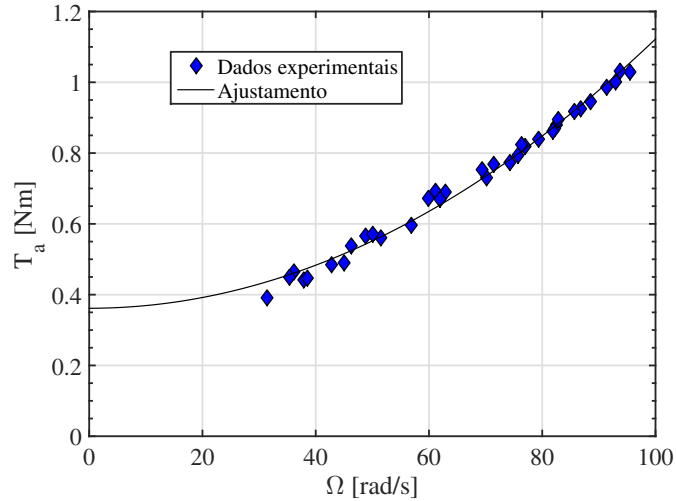


Figura 4.6: Ensaio de perdas por atrito com caudal zero.

Como seria de esperar, verifica-se que o termo linear da Eq. (4.2) é desprezável quando comparado com o termo quadrático. Deste modo o termo linear pode ser ignorado. Para confirmação do termo constante da Eq. (4.2), correspondente ao binário de atrito mecânico, avaliou-se o binário medido em ensaios normais de desempenho com caudais muito baixos e velocidades de rotação compreendidas entre 600 e 900 r.p.m.. Ajustando os pontos obtidos a uma regressão de segundo grau, obteve-se $T_{mec} = 0,33 \text{ Nm}$ para $Q = 0$, valor muito aproximado ao obtido anteriormente confirmando assim esse valor.

4.1.3 Embalamento

Foram realizados ensaios para determinar a velocidade de embalamento da turbina quando sujeita a uma condição limite de pressão constante no tempo. Os ensaios foram realizados com o gerador desligado, para várias velocidades de rotação do ventilador, correspondentes a diferentes condições de pressão na câmara de pleno. Registraram-se os valores dos ensaios para velocidades de rotação compreendidas entre 500 e 900 r.p.m. nos sentidos ascendente e descendente. Os resultados dos ensaios estão apresentados na Tab. 4.2.

Tabela 4.2: Resultados dos ensaios de embalamento do modelo.

Ω [r.p.m.]	508	628	766	901	815	709	650	583
Φ_{emb} [-]	0,079	0,073	0,069	0,066	0,067	0,070	0,071	0,074
Ψ_{emb} [-]	0,172	0,152	0,140	0,132	0,136	0,143	0,148	0,158

Observa-se que os valores dos coeficientes de pressão obtidos são dependentes do binário de atrito que é dependente da velocidade de rotação. Para os valores mais altos da velocidade de rotação medida, os coeficientes de caudal, Φ e de pressão

$$\Psi = \frac{\Delta p_0}{\rho_{in} \Omega^2 D^2}, \quad (4.3)$$

em condições de embalamento são, respetivamente, $\Phi_{emb} = 0,07$ e $\Psi_{emb} = 0,14$. Aqui ρ_{in} é a massa volúmica do ar à entrada da turbina e Δp_0 é a diferença de pressão de estagnação entre a entrada e saída da turbina. Assumindo perdas mecânicas comparáveis e $\Psi_{emb} = 0,14$, estima-se que um protótipo com um rotor de 0,5 m terá uma velocidade de embalamento próxima de 3300 r.p.m., quando sujeito a uma situação limite de diferença de pressão

constante igual a 5 kPa.

4.1.4 Curvas de funcionamento da turbina

Os ensaios para obtenção das curvas de funcionamento foram efetuados para as configurações com os pinos de 6 mm e de 30 mm e para o modelo sem pás no estator de saída com pinos de 6 mm (ver Tab. 1.1, 1.2 e Fig. 1.8). Designam-se, doravante, geometria original (TO_{Orig}), geometria com o estator do projeto OPERA (TO_p) e geometria sem pás à saída (TV_d), respetivamente.

Recorre-se a análise dimensional [19, 28, 37] para apresentar os resultados dos ensaios de forma a ser possível prever o comportamento da turbina com estas geometrias a uma de escala industrial (*full-size*). Assume-se que os números de Reynolds dos ensaios, $Re = \rho_{in}\Omega D^2/(4\mu)$, são suficientemente elevados para que os efeitos da sua variação possam ser considerados baixos e os números de Mach, $Ma = \Omega D/(2(\gamma RT)^{0.5})$, são suficientemente baixos para que o escoamento possa ser considerado incompressível. Com base no teorema de Buckingham define-se o coeficiente de potência

$$\Pi = \frac{P_{aero}}{\rho_{in}\Omega^3 D^5}, \quad (4.4)$$

onde P_{aero} é a potência aerodinâmica. A determinação da P_{aero} considera as perdas calculadas na Sec. 4.1.2 e, por isso, tem em conta as perdas mecânicas nas chumaceiras e as perdas mecânicas aerodinâmicas intrínsecas à turbina.

A energia cinética à saída da turbina é totalmente perdida. Assim, define-se o rendimento total-estático por

$$\eta_{TS} = \frac{\Pi}{\Phi\Psi}. \quad (4.5)$$

Na Tab. 4.3 apresentam-se as condições de funcionamento para os ensaios das três geometrias estudadas.

Tabela 4.3: Condições de ensaios para obter as curvas de funcionamento para as diferentes geometrias estudadas.

Geometria	Ω [r.p.m.]	Φ [-]	Re [-]	Ma [-]
TO _{Orig}	150 – 946	0,01 – 0,60	$6,6 \times 10^4 - 4,2 \times 10^5$	< 0,1
TO _p	271 – 1070	0,05 – 0,23	$2,4 \times 10^5 - 9,4 \times 10^5$	< 0,1
TV _d	288 – 900	0,03 – 0,34	$2,5 \times 10^5 - 7,9 \times 10^5$	< 0,1

A velocidade de rotação máxima foi limitada a 1000 r.p.m. pois, a partir desta velocidade, a força centrífuga é consideravelmente elevada e provoca deformações indesejadas na superfície do rotor que induzem o desgaste por contacto dos anéis de acrílico (ver Fig. 2.2). Os coeficientes máximos de caudal obtidos estão limitados pela potência máxima da instalação. As incertezas dos resultados experimentais são apresentadas no Apêndice A. As curvas de funcionamento para a geometria original, geometria do estator do projeto OPERA e geometria sem pás no estator de saída são apresentados na Fig. 4.7. Para comparação são apresentados, na mesma figura, os resultados da avaliação numérica do escoamento na turbina com a geometria original conforme descrito em [20].

Verifica-se que as curvas de funcionamento adimensionais obtidas a diferentes velocidades de rotação constante se aproximam bem, para cada uma das geometrias ensaiadas, em especial nos casos da geometria original e da turbina sem pás diretrizes à saída, indicando que o binário de atrito foi calculado de forma correta para estas geometrias e validando assim a análise dimensional realizada. Nota-se uma dispersão apreciável nos resultados do

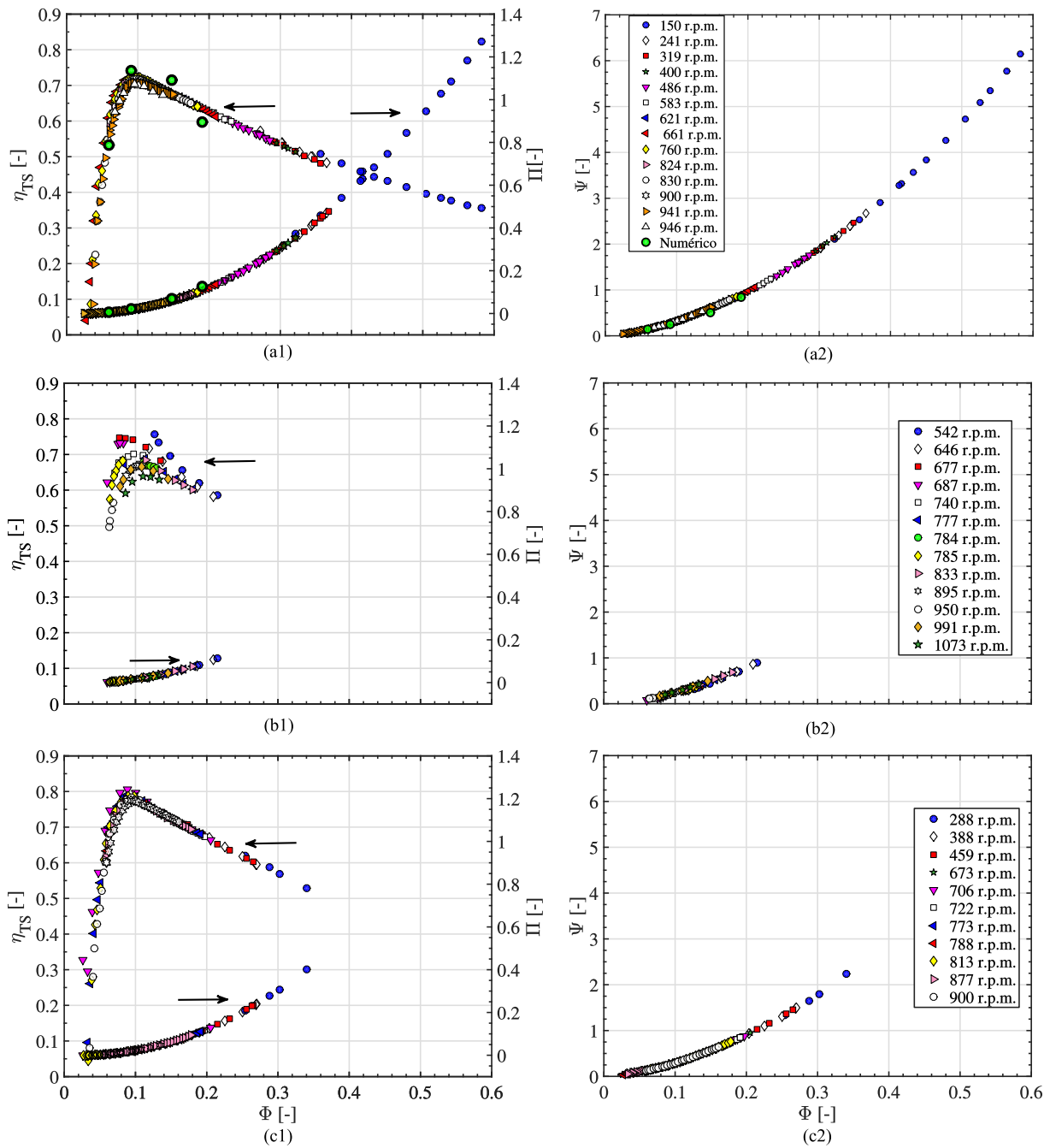


Figura 4.7: Curvas de funcionamento da turbina do modelo: geometria original - (a1) $\eta_{TS}(\Phi)$, $\Psi(\Phi)$, (a2) $\Pi(\Phi)$; geometria com estator do projeto OPERA - (b1) $\eta_{TS}(\Phi)$, $\Psi(\Phi)$, (b2) $\Pi(\Phi)$; geometria sem pás à saída - (c1) $\eta_{TS}(\Phi)$, $\Psi(\Phi)$, (c2) $\Pi(\Phi)$.

rendimento no caso da geometria TOP, entre as curvas a diferentes velocidades de rotação. Isto pode indiciar que as perdas por atrito aerodinâmico possam ser diferentes das ocorridas na turbina com a geometria TOrig, por efeito da interferência da variação periódica do ângulo do escoamento à entrada do rotor, devido às esteiras de grande dimensão produzida pelos pinos 30 mm. Os resultados dos cálculos numéricos do escoamento na turbina com a geometria original apresentados em [20] estão de acordo com os resultados experimentais, validando-os.

As curvas de rendimento apresentam uma queda abrupta para coeficientes de caudal menores que o coeficiente de caudal correspondente ao rendimento máximo. Nestas condições, a incidência do escoamento à entrada do rotor torna-se muito negativa, provocando perdas de choque muito acentuadas no rotor, ao mesmo tempo que a componente tangencial da velocidade do escoamento à saída do rotor se torna positiva, acentuando ainda mais o desalinhamento do escoamento de saída relativamente às pás diretrizes da saída, em comparação com o observado em condições nominais, agravando as perdas de pressão de estagnação do escoamento no estator de saída. Para coeficientes de caudal maiores do que o do rendimento máximo, a incidência do escoamento à entrada do rotor varia de forma menos acentuada do que anteriormente e a componente tangencial da velocidade do escoamento à saída do rotor torna-se negativa, diminuindo assim o desalinhamento do escoamento de saída do rotor relativamente às pás diretrizes da saída, em comparação com o observado em condições nominais, provocando uma diminuição das perdas de pressão de estagnação dos escoamento nas pás diretrizes de saída, ao mesmo tempo que a energia cinética do escoamento à saída da turbina vai aumentando.

Como seria de esperar, a presença dos pinos de 30 mm na configuração TOP afeta negativamente o rendimento máximo quando comparado com o da configuração TOrig em cerca de 5%. Quando são retiradas as pás do estator de saída o rendimento da configuração TVd apresenta um aumento próximo de 6% no valor do rendimento máximo, em comparação com o verificado para a configuração TOrig, por deixarem de existir as perdas de pressão de estagnação nas pás à saída. Não foram identificados efeitos do número de Reynolds na gama de ensaios efetuados, nem fenómenos de histerese. Na Tab. 4.4 encontram-se os valores máximos dos rendimentos e respetivos coeficientes de caudal, bem como os valores dos coeficientes de caudal para os quais o rendimento é zero.

Tabela 4.4: Valores medidos de $\Phi_{\eta_{TS,max}}$, $\eta_{TS,max}$ e $\Phi_{\eta=0}$ para cada uma das geometrias testadas.

Geometria	$\Phi_{\eta_{TS,max}}$ [-]	$\eta_{TS,max}$ [-]	$\Phi_{\eta=0}$ [-]
TOrig	0,091	0,728	0,025
TOP	0,115	0,675	0,061
TVd	0,098	0,788	0,028

O rendimento máximo para a configuração TOP ocorre a um coeficiente de caudal mais elevado que os das configurações TOrig e TVd. Este comportamento deve-se à presença dos pinos de 30 mm que introduzem uma perda adicional. O mesmo sucede com os valores de $\Phi_{\eta=0}$ cuja explicação é equivalente à anterior. Este efeito prejudicial pode ser facilmente evitado em projetos futuros, se o projeto do conversor de energia das ondas considerar desde o início a integração da tubeira/difusor de turbina bi-radial. As curvas de coeficiente de pressão apresentam uma relação quadrática com o caudal, característica partilhada com as turbinas axiais de impulso [3]. Por esta razão, ao contrário das turbinas Wells que têm um comportamento linear [5], o chamado *damping* da turbina é fracamente dependente da velocidade de rotação da turbina. E assim a velocidade de rotação da turbina não afeta significativamente o processo hidrodinâmico de extração de energia pelo dispositivo onde esta está inserida [38].

4.1.5 Distribuição de perdas na turbina

A partir das medições apresentadas na Sec. 4.1.1 é possível realizar o estudo da distribuição de perdas na turbina. Dividem-se as perdas em quatro sectores: perdas nas pás de entrada, entre a atmosfera e a secção 1 ($A \rightarrow 1$), no estator de entrada, entre as secções 1 e 2 ($1 \rightarrow 2$), no rotor, entre as secções 2 e 3 ($2 \rightarrow 3$), no estator de saída, entre a secção 3 e a câmara de pleno ($3 \rightarrow B$). Sendo que no último sector se incluem as perdas viscosas e perdas de energia cinética à saída da turbina. Aqui A representa as condições na atmosfera e B as condições no interior da câmara de pleno. Define-se o coeficiente de perda de estagnação em cada componente Λ_s pela relação entre a energia mecânica dissipada E_p e a energia disponível entre a entrada e a saída da turbina,

$$\Lambda_s = \frac{E_p}{Q \overline{p_{0B}}}, \quad (4.6)$$

onde $\overline{p_{0B}}$ é a pressão de estagnação à saída da turbina. A energia mecânica perdida em cada um dos componentes considerados E_p está indicada na Tab. 4.5, onde $\overline{p_{0s}}$ é a pressão de estagnação média ponderada pela massa na

Tabela 4.5: Energia mecânica dissipada para cada secção.

$A \rightarrow 1$	$1 \rightarrow 2$	$2 \rightarrow 3$	$3 \rightarrow B$
$Q(\overline{p_{0A}} - \overline{p_{01}})$	$Q(\overline{p_{01}} - \overline{p_{02}})$	$Q(\overline{p_{02}} - \overline{p_{03}}) - T\Omega$	$Q(\overline{p_{03}} - \overline{p_{0B}})$

secção considerada

$$\overline{p_{0s}} = \frac{Z \int_0^b \int_0^{2\pi} p_{0s}(z, \theta) V_r(z, \theta) r \, d\theta \, dz}{\int_0^b \int_0^{2\pi} V_r(z, \theta) r \, d\theta \, dz}. \quad (4.7)$$

O rendimento aerodinâmico obtido na Sec. 4.1.4 pode ser validado depois de calculadas cada uma das componentes da perdas através de

$$\sum \Lambda_s + \eta_{ts} = 1. \quad (4.8)$$

Para o cálculo dos coeficientes de perda de estagnação seria desejável que os caudais e as pressões de estagnação fossem medidos exatamente nas mesmas condições de velocidade de rotação e de caudal para cada valor do coeficiente de caudal. Todavia, dado que os atravessamentos foram obtidos separadamente em cada uma das secções, e dada a impossibilidade de obter exatamente o mesmo ponto de funcionamento nos vários ensaios, para cada um dos valores do coeficiente de caudal, procedeu-se ao cálculo das perdas desde a atmosfera até cada uma das secções consideradas, sendo a perda adimensional em cada um dos componentes obtidos pela diferença

$$\Lambda_{s \rightarrow (s+1)} = \Lambda_{A \rightarrow (s+1)} - \Lambda_{A \rightarrow s}. \quad (4.9)$$

A Fig. 4.8 mostra as evoluções obtidas para os coeficientes de perdas adimensional em função do coeficiente de caudal, para a geometria TOrig. A maior componente das perdas na turbina ocorre no rotor. Verifica-se que $\Lambda_{2 \rightarrow 3}$ é mínimo para o coeficiente de caudal para o qual o rendimento da turbina é máximo ($\Phi = 0,091$). O facto do ângulo do escoamento à entrada do rotor não ser constante ao longo da largura do estator (ver Fig. 4.2) poderá ter reduzido o valor do rendimento máximo mas deverá ter contribuído para que a curva do rendimento tenha um decréscimo mais suave com o aumento do coeficiente de caudal. Verificou-se que as perdas nas pás de

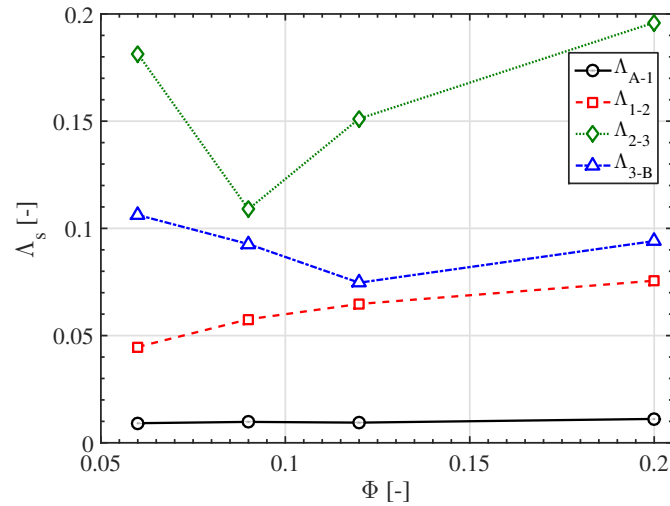


Figura 4.8: Distribuição do coeficiente de perdas de estagnação para vários coeficientes de caudal.

entrada $E_{p_{A \rightarrow 1}}$ não dependem da velocidade de rotação da turbina e são proporcionais ao quadrado do caudal, e correspondem a valores baixos do coeficiente de perdas $\Lambda_{A \rightarrow 1}$. À semelhança do que acontece com as perdas nas pás da entrada, as perdas no estator de entrada $E_{p_{1 \rightarrow 2}}$ não dependem da velocidade de rotação da turbina e crescem quadraticamente com o aumento do caudal, sendo os respetivos valores dos coeficientes de perda $\Lambda_{1 \rightarrow 2}$ muito mais elevados que os anteriores. Os valores do coeficiente de perda no estator de saída, $\Lambda_{3 \rightarrow B}$, decrescem até $\Phi = 0,12$ aumentando para coeficientes de caudal mais elevados. Este mínimo do coeficiente de perda ocorre para o valor de Φ para o qual se verifica escoamento aproximadamente radial à saída do rotor ($\alpha_2 \cong 90^\circ$, ver Tab. 4.1), ângulo para o qual as pás à saída foram projetadas de forma a maximizar o efeito sombra e minimizar as perdas de pressão de estagnação à saída.

4.1.6 Rendimento médio

Os resultados experimentais dos ensaios efetuados sob regime variável e os das simulações numéricas do desempenho da turbina quando sujeita a um espectro Gaussiano de pressão, para a geometria TOrig, estão representados na Fig. 4.9.

No que diz respeito aos resultados numéricos, como seria de esperar, para iguais valores de Ψ e σ_Ψ o rendimento médio da turbina quando submetido a um escoamento variável (linha com traço sólido a verde) é menor do que o observado em regime permanente (linha de traço interrompido a preto). Atingindo um rendimento médio máximo de 0,654 para $\sigma_{\Psi, \text{opt, num}} \cong 0,34$. Quando comparadas as curvas numéricas e a experimental (quadrados vermelhos) estas apresentam uma tendência semelhante, porém diferem para $\sigma_\Psi < 0,2$, onde se observam valores de rendimento médio maiores na curva experimental. Este facto é explicado pela dificuldade em reproduzir, com precisão, o espectro Gaussiano inserido na instalação com a VFR. Note-se também que os resultados numéricos devem de ser vistos apenas como uma aproximação.

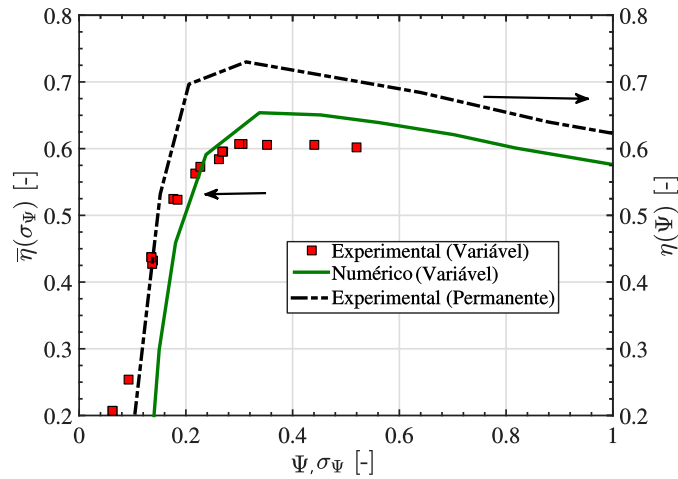


Figura 4.9: Curva de rendimento em regime permanente *versus* coeficiente de pressão adimensional (linha de traço interrompido a preto) e comparação com os resultados obtidos para as curvas de rendimento em regime variável em função $\sigma\Psi$.

4.2 Resultados do protótipo: Laboratório

4.2.1 Medição de caudal volúmico na instalação do Mutriku

Na instalação do Mutriku não existe instrumentação de medida do caudal volúmico. Nestas condições, recorreu-se à análise da evolução da pressão estática à entrada do rotor (tomada de pressão p_2 ver Fig. 3.4) com o caudal volúmico, durante os ensaios em regime permanente na instalação do laboratório. Foram obtidos dados para vários pontos de funcionamento da turbina. Os dados experimentais e a respetiva curva de ajustamento estão apresentadas na Fig. 4.10.

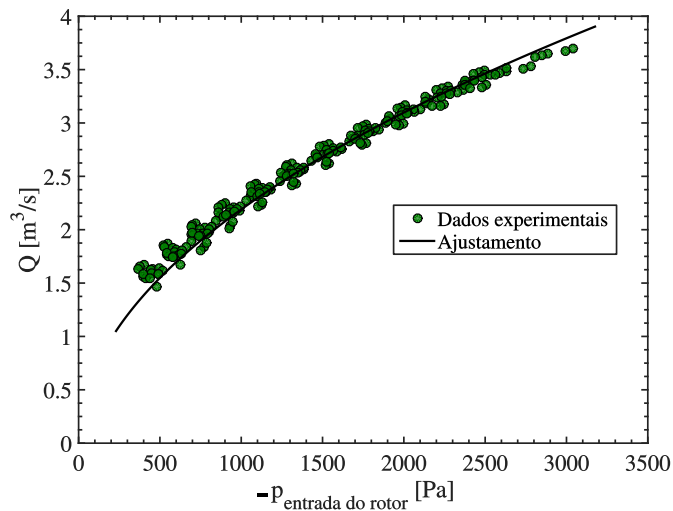


Figura 4.10: Calibração do caudal com a pressão estática à entrada do rotor.

A variação da pressão estática à entrada do rotor tem um decréscimo proporcional ao quadrado do caudal. Este comportamento era expectável dado que, tal como foi verificado anteriormente, a perda de pressão de estagnação

até à entrada do rotor e a energia cinética variam com o quadrado do caudal volúmico. A curva de ajustamento é

$$Q[\text{m}^3/\text{s}] = (-6,926 \times 10^{-2})p^{0,5}, \quad (p[\text{Pa}]) \quad (4.10)$$

à qual corresponde um fator de correlação $R^2 = 0,9818$. Verificou-se a existência de uma dispersão entre os dados experimentais. Esta dispersão ocorre para diferentes dias de ensaios e diferentes velocidades de rotação da turbina. Todavia, o fator de correlação obtido para a Eq. (4.10) é elevado pelo que se considera que esta constitui uma boa aproximação para o cálculo do caudal volúmico.

Note-se que a tomada de pressão que indica a entrada do escoamento do rotor vai variar conforme o sentido do escoamento, quando sujeito a escoamento ciclicamente reversível.

4.2.2 Calibração do gerador

O gerador foi calibrado para um intervalo de velocidades de rotação Ω compreendidas entre 0 e 3000 r.p.m. e binários T_{gen} entre 0 e 120 Nm. O binário máximo foi determinado tendo em conta a potência máxima do gerador, e as constantes ótimas a e b calculadas para a lei de controlo da turbina e a hidrodinâmica das câmaras pneumáticas da central do Mutriku sendo, respetivamente, $a = 1,50 \times 10^{-4}$ e $b = 3,37$ (unidades SI) [39]. Os filtros aplicados aos sinais de corrente e de tensão encontram-se descritos e analisados no Apêndice A.1.1.2. Na Fig. 4.11 são apresentados os resultados da calibração do gerador na forma de um mapa de rendimento para várias velocidades de rotação e potências mecânicas.

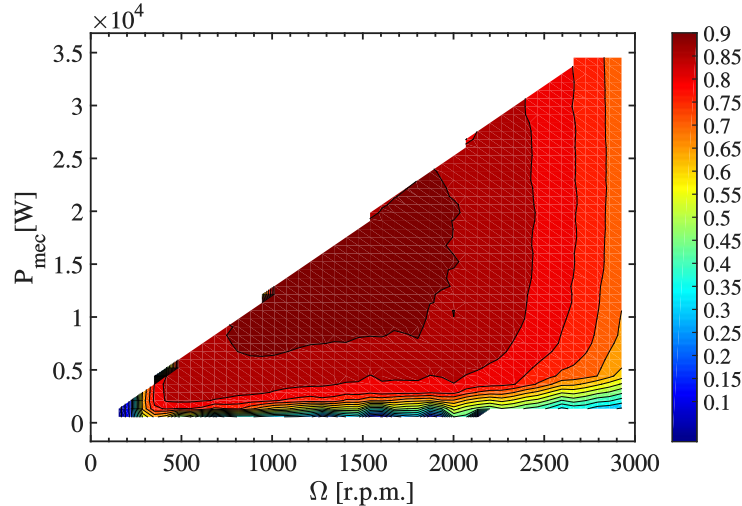


Figura 4.11: Mapa de rendimento em função da velocidade de rotação e potência mecânica do gerador.

Para velocidades de rotação Ω compreendidas entre 700 e 1900 r.p.m., o rendimento do gerador segue as curvas padrão para este tipo de máquina onde, a partir de cerca de 15% da potência máxima do gerador, apresenta o rendimento máximo, neste caso de 91%. Para $\Omega > 1900$ r.p.m. e uma carga aplicada constante, o rendimento diminui à medida que a velocidade de rotação aumenta. Para $\Omega < 400$ r.p.m. o verifica-se que o rendimento é muito baixo. Os resultados apresentados na Fig. 4.11 são particularmente importantes porque não são fornecidos pelo fabricante. Geralmente são apresentados unicamente resultados do rendimento para a velocidade de rotação nominal da máquina em função da carga, sem a presença de variador de frequência entre a máquina e a rede. Note-se

que os resultados da calibração apresentados são apenas válidos para o conjunto gerador-variador ensaiados.

4.2.3 Tratamento de dados

Para os ensaios em controlo de velocidade de rotação e binário foram utilizados diferentes estratégias de tratamento de dados. Na Fig. 4.12 encontra-se um esquema do tratamento de dados para os ensaios em controlo de velocidade de rotação.

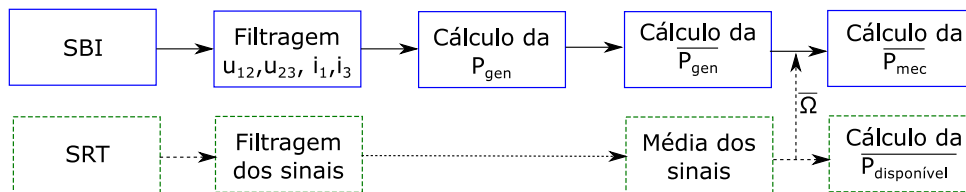


Figura 4.12: Esquema de cálculo para o tratamento de dados para os ensaios em controlo de velocidade de rotação.

Os sinais medidos para o cálculo da potência do gerador são primeiro filtrados com os filtros usados na calibração do gerador. Seguidamente é calculada a potência média do gerador e o binário ao veio do gerador, através dos resultados da calibração do gerador. Por fim, são filtrados os restantes sinais e é feita a respetiva média e calculadas as variáveis de interesse.

Na Fig. 4.13 encontra-se um esquema do tratamento de dados para os ensaios em controlo em binário.

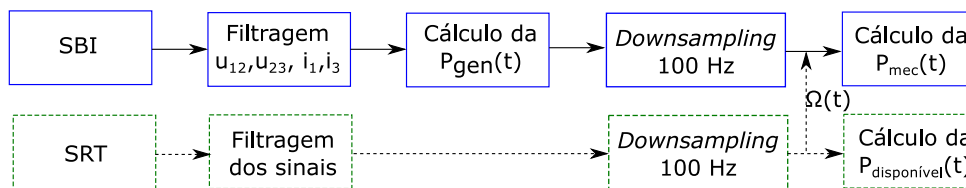


Figura 4.13: Esquema de cálculo para o tratamento de dados para os ensaios de controlo em binário.

Nestes ensaios, há a necessidade de compatibilizar as frequências de amostragem do SBI e SRT, 62500 Hz e 1000 Hz respetivamente. À semelhança do caso anterior, são filtrados os sinais e calculada a potência instantânea do gerador. Em seguida, é feito um *downsampling* para 100 Hz dos sinais da potência do gerador e da velocidade de rotação para obter em simultâneo a potência do gerador e a velocidade de rotação para a determinação do binário.

4.2.4 Controlo em velocidade de rotação

4.2.4.1 Binário de atrito

Os resultados referentes ao ensaio de decaimento são apresentados na Fig. 4.14. O ensaio decorreu durante 600 segundos até à imobilização do rotor. Para o cálculo do binário de atrito em função da velocidade de rotação recorre-se ao sistema de equações seguinte

$$T_a = \begin{cases} f_m + f_a \Omega^2 \\ I \frac{d\Omega}{dt} \end{cases} \quad (4.11)$$

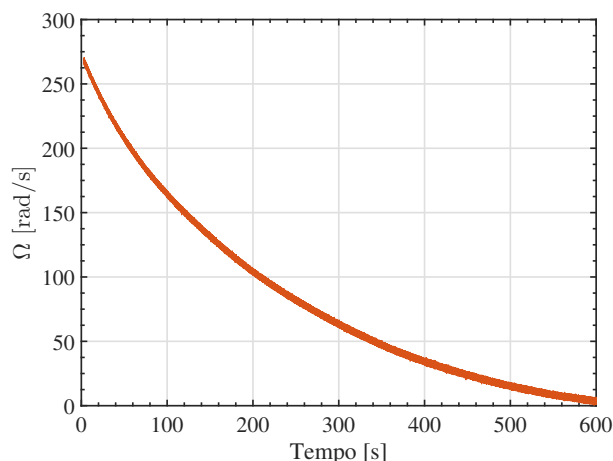


Figura 4.14: Decaimento da velocidade de rotação com o tempo para o protótipo.

onde $I = 5 \text{ kg/m}^2$ é a inércia do conjunto rotor e gerador [34]. Tem-se então que a o binário de atrito em função da velocidade de rotação é dado por

$$T_a [\text{Nm}] = 4,70 \times 10^{-5} \Omega^2 + 2,48, \quad (\Omega [\text{r.p.m.}]). \quad (4.12)$$

Atente-se que esta estimativa de perdas mecânicas são apenas válidas para esta instalação e para a instalação do Mutriku. Na bóia Marmok-A-5 as condições de carga vão ser diferentes por efeito giroscópio.

4.2.4.2 Embalamento

Na Tab. 4.6 encontram-se os resultados dos ensaios de embalamento realizados para velocidades de rotação do protótipo compreendidas entre 1112 e 2710 r.p.m., a que correspondem valores dos coeficiente de pressão $\Psi_{\text{emb}} = 0,145$ e de caudal $\Phi_{\text{emb}} = 0,06$.

Tabela 4.6: Resultados dos ensaios de embalamento para o protótipo.

Ω [r.p.m.]	1112	1585	2053	2492	2710
Φ_{emb} [-]	0,068	0,064	0,061	0,061	0,060
Ψ_{emb} [-]	0,161	0,153	0,139	0,136	0,135

4.2.4.3 Curvas de funcionamento e o fechamento da válvula HSSV

É necessário caracterizar o desempenho da turbina em condições de obturação parcial da válvula de atuação rápida, incorporada no protótipo (HSSV) para realizar o controlo de limitação de potência da turbina, por obturação parcial da válvula HSSV. Foram estudadas quatro posições de obturação da válvula e analisadas as respetivas curvas de funcionamento. Os ensaios foram realizados na gama de velocidades $495 \leq \Omega \leq 2595 \text{ r.p.m.}$, a que correspondem valores do número de Reynolds $2,1 \times 10^5 \leq \text{Re} \leq 1,3 \times 10^6$, e na gama de coeficientes de caudal $0,05 \leq \Phi \leq 0,56$. A velocidade de rotação da turbina foi limitada inferiormente devido ao baixo rendimento do gerador para velocidades de rotação inferiores a 495 r.p.m.. O coeficiente de caudal foi variado dentro da gama apresentada, no sentido ascendente e descendente para cada uma das velocidades de rotação ensaiadas. Os

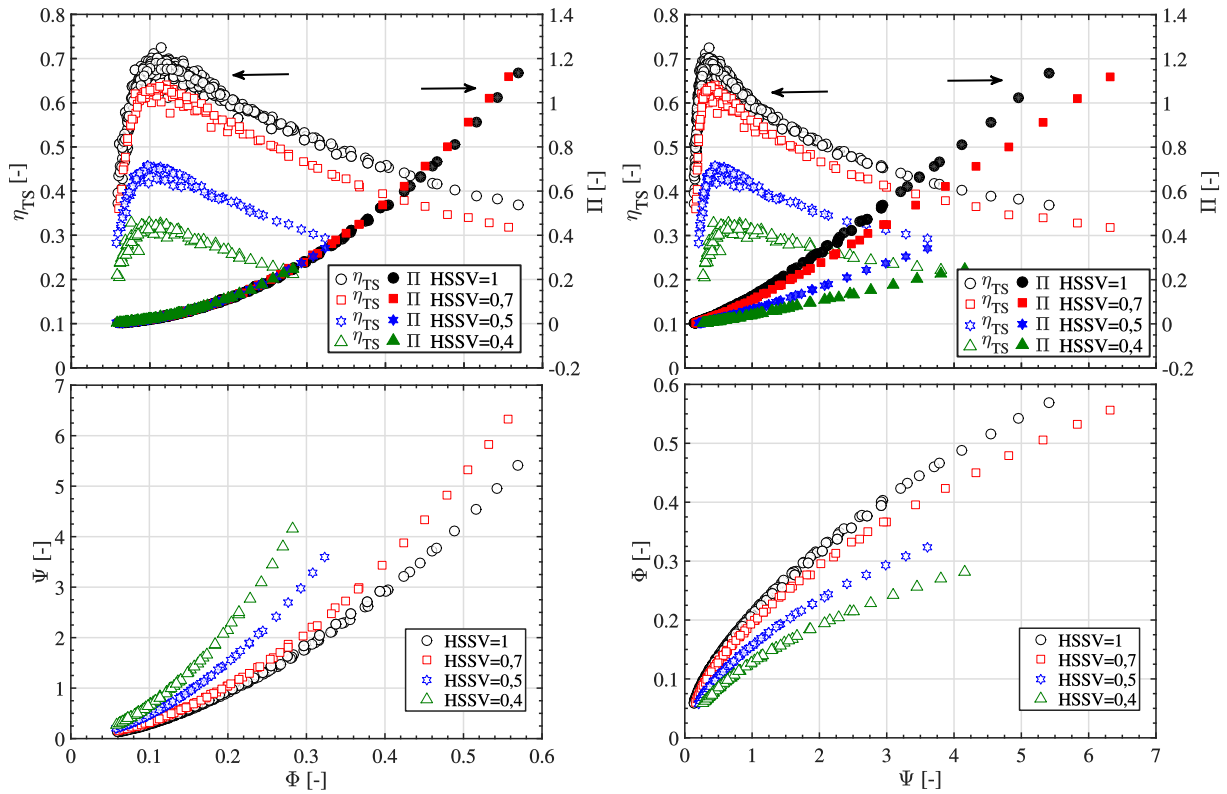


Figura 4.15: Curvas de funcionamento do protótipo para diferentes posições de obturação de válvula em função do coeficiente de: (a) caudal Φ e (b) pressão Ψ .

valores máximos do coeficiente de caudal foram limitados pela potência disponível na instalação do laboratório. Na Fig. 4.15 apresentam-se as curvas de funcionamento do protótipo em função do coeficiente de caudal para os seguintes valores da fração de abertura da válvula HSSV: $u_{\text{HSSV}} = 1, 0,7, 0,5$ e $0,4$, correspondendo $u_{\text{HSSV}} = 1$ à posição de válvula completamente aberta e $u_{\text{HSSV}} = 0$ à posição de válvula completamente fechada.

Analisem-se primeiramente as curvas de funcionamento para a posição de válvula completamente aberta. Os resultados para qualquer um dos coeficientes apresentam uma reduzida dispersão validando a evolução de perdas por atrito apresentadas na Sec. 4.2.4.1 e a análise dimensional. Estes resultados evidenciam também a inexistência de histerese nesta turbina, como foi igualmente verificado nos ensaios do modelo. Observa-se o rendimento máximo $\eta_{\text{TS,max}} = 0,70$ que ocorre para $\Phi = 0,12$. Comparando estes resultados com os obtidos para o modelo com igual geometria do estator do protótipo (ver Fig. 4.7 (b1) e (b2)) o rendimento máximo deu-se para o mesmo valor de Φ , todavia obteve-se um rendimento maior, em cerca de 3%, no protótipo. Os ensaios do modelo e do protótipo foram realizados em gamas do número de Reynolds idênticas pelo que a diferença de rendimento observada dever-se-á ao melhor acabamento superficial e ao melhor toleranciamento geométrico do rotor do protótipo que foi fabricado em alumínio numa máquina CNC de cinco eixos. Salienta-se ainda o facto dos discos que compõe o estator do protótipo terem sido fabricados numa chapa única, ao contrário do modelo, evitando entradas de ar, ou deformações, que possam provocar a redução de área de passagem do escoamento.

Como seria de esperar a atuação da válvula altera as curva característica da turbina $\Psi(\Phi)$. Para um valor constante do caudal admitido à turbina, a pressão na câmara aumenta à medida que a válvula é fechada. Verificou-se que o fechamento da válvula não afetou a característica quadrática da turbina. Um raciocínio análogo pode

Tabela 4.7: Valores medidos de $\Phi_{\eta=0}$, $\Phi_{\eta_{TS,max}}$, $\Psi_{\eta=0}$, $\Phi_{\eta_{TS,max}}$ e $\eta_{TS,max}$ para várias posições do obturador da válvula HSSV, u_{HSSV} .

$u_{HSSV}[\%]$	$\Phi_{\eta=0}[-]$	$\Phi_{\eta_{TS,max}}[-]$	$\Psi_{\eta_{TS,max}}[-]$	$\Psi_{\eta=0}[-]$	$\eta_{TS,max}[-]$
100			0,1358	0,03	0,70
70	0,05	0,115	0,1358	0,04	0,63
50			0,2029	0,05	0,45
40			0,2693	0,08	0,32

ser efetuado para a curva $\Phi(\Psi)$. Avaliando as curvas de rendimento, em função dos coeficientes de caudal e de pressão, verifica-se que as curvas vão variando a sua forma em função da posição do obturador, inicialmente de forma marginal, para obturações pequenas, e mais acentuadamente à medida que a obturação aumenta. Os valores de $\Phi_{\eta=0}$ e $\Phi_{\eta_{TS,max}}$ são aproximadamente iguais na gama de posições do obturador ensaiadas, enquanto que $\Psi_{\eta=0}$ e $\Psi_{\eta_{TS,max}}$ variam consideravelmente. Na Tab. 4.7 apresentam-se os valores de cada uma das variáveis mencionadas.

Verifica-se que rendimento máximo decresce de uma forma aproximadamente cúbica com o parâmetro u_{HSSV} de fechamento da válvula. Inicialmente o valor do rendimento é pouco afetado pelo fechamento, seguindo-se uma queda abrupta do mesmo quando o parâmetro u_{HSSV} se aproxima de zero. Os comportamentos das variáveis descritas estão intimamente ligadas, examine-se primeiramente o $\Phi_{\eta=0}$ e $\Phi_{\eta_{TS,max}}$. Estas permanecem constantes com o aumento do fechamento da válvula pois a evolução de $\Pi(\Phi)$ não se altera significativamente. Este resultado, pouco intuitivo, indicia que a válvula está a modificar localmente o escoamento, produzindo perdas no escoamento na válvula e à entrada do rotor, mas mantendo aproximadamente o momento angular do escoamento à entrada do rotor. Por conseguinte, a quantidade de energia por unidade de massa trocada entre o fluido e o rotor, E_r , mantém-se aproximadamente constante, apesar do rendimento do rotor diminuir, devido às perdas de incidência à entrada do rotor em consequência da aceleração do escoamento na válvula.

Relembre-se que no controlo da turbina a função primordial da válvula em obturação parcial é dissipar energia e não a manutenção de rendimento da turbina.

4.2.5 Controlo em binário

4.2.5.1 Potência elétrica através do método de Aron *versus* potência elétrica lida

Na Fig. 4.16 apresenta-se a comparação entre a potência elétrica calculada através do método de Aron e a imposta através da lei de controlo do ensaio em função da velocidade de rotação instantânea lida (Inserida), para um caso genérico. Como se pode verificar, existe uma boa sobreposição entre ambas as evoluções da potência indicando que o método de Aron e todo o procedimento de calibração do gerador (ver Sec. 4.2.2) foram efetuados com sucesso. O ligeiro desfasamento presente entre os dois sinais pode ter origem nos procedimentos de gravação dos sinais adquiridos pelos dois sistemas de aquisição de dados utilizados para a velocidade de rotação e a potência do gerador.

4.2.5.2 Controlo do gerador em função da velocidade de rotação: análise de sensibilidade ao parâmetro a

As curvas de funcionamento do protótipo apresentadas na Sec. 4.2.4.3 permitem determinar o valor do coeficiente de potência Π correspondente ao rendimento máximo. Nesta condição, o parâmetro a da lei de controlo,

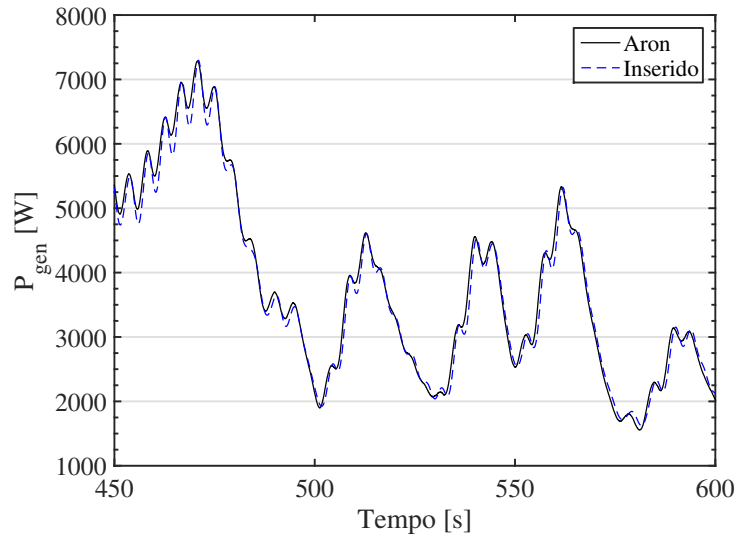


Figura 4.16: Potência calculada através do método de Aron (Aron) e a potência inserida (Inserida) em função do tempo.

$P_{gen} = a\Omega^b$, toma o valor $a_{\Pi_{opt}} = 1,11 \times 10^{-3} \text{ kg m}^2$. Na Tab. 4.8 encontram-se as leis de controlo testadas e as suas restrições.

Tabela 4.8: Leis de controlo ensaiadas para os ensaios de análise de sensibilidade do parâmetro a .

Lei de controlo	$a \text{ [kg m}^2\text{]}$	$b \text{ [-]}$	$\Omega_{max} \text{ [rad/s]}$	$P_{gen}^{rated} \text{ [kW]}$
LC1	$1,11 \times 10^{-3}$			
LC2	$2,23 \times 10^{-3}$	3	250	30
LC3	$5,57 \times 10^{-4}$			

Na Fig. 4.17 são apresentados os resultados da potência do gerador imposta e a calculada pelo método de Aron, para as três leis testadas. Os resultados mostram que o controlo do gerador foi efetuado com sucesso. Observa-se

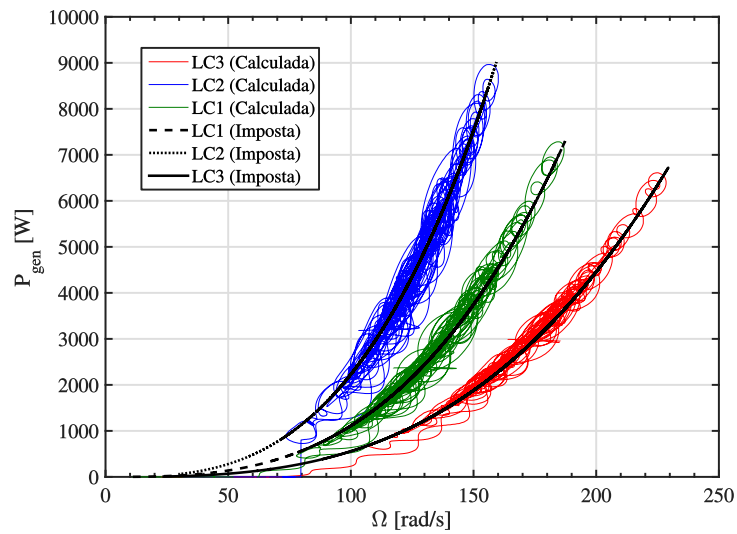


Figura 4.17: Comparação entre a potência do gerador imposta e a estimada com o método de Aron em função da velocidade de rotação lida.

que a potência medida não segue exatamente a lei de controlo imposta (traços pretos). Para compreender esta

situação, considere-se que num determinado instante se tem uma velocidade de rotação elevada e no instante seguinte se observa uma pressão demasiado baixa. A inércia do rotor da turbina impede que a velocidade de rotação acompanhe instantaneamente o decréscimo de energia disponível, decaindo mais lentamente. Dado que a lei de controlo tem em conta apenas a leitura da velocidade de rotação, a turbina não consegue seguir de forma exata a potência imposta.

Os resultados obtidos para a velocidade de rotação, pressão na câmara, potência do gerador, potência disponível e rendimento médio para as leis de controlo LC1, LC2 e LC3 encontram-se apresentados na Fig. 4.18 e resumidos na Tab. 4.9.

Tabela 4.9: Análise estatística dos ensaios de controlo do gerador em função da velocidade de rotação para análise de sensibilidade do parâmetro a .

Lei		Ω [rad/s]	Δp_0 [kPa]	P_{gen} [kW]	P_{disp} [kW]	$\bar{\eta}$ [-]
LC1	Média	128,0	2,3	2,5	5,7	0,537
	rms	129,6	2,7	2,8	7,5	
	Mínimo	11,1	0,2	0	0,1	
	Máximo	187,3	6,5	7,3	23,8	
LC2	Média	121,0	3,1	4,1	8,5	0,559
	rms	121,9	3,3	4,4	9,8	
	Mínimo	30,9	0,3	0	0,2	
	Máximo	159,3	6,2	8,9	22,9	
LC3	Média	164,5	2,6	2,6	6,2	0,516
	rms	166,0	2,9	2,8	7,9	
	Mínimo	23,7	0,3	0	0,1	
	Máximo	229,3	6,8	6,6	24,4	

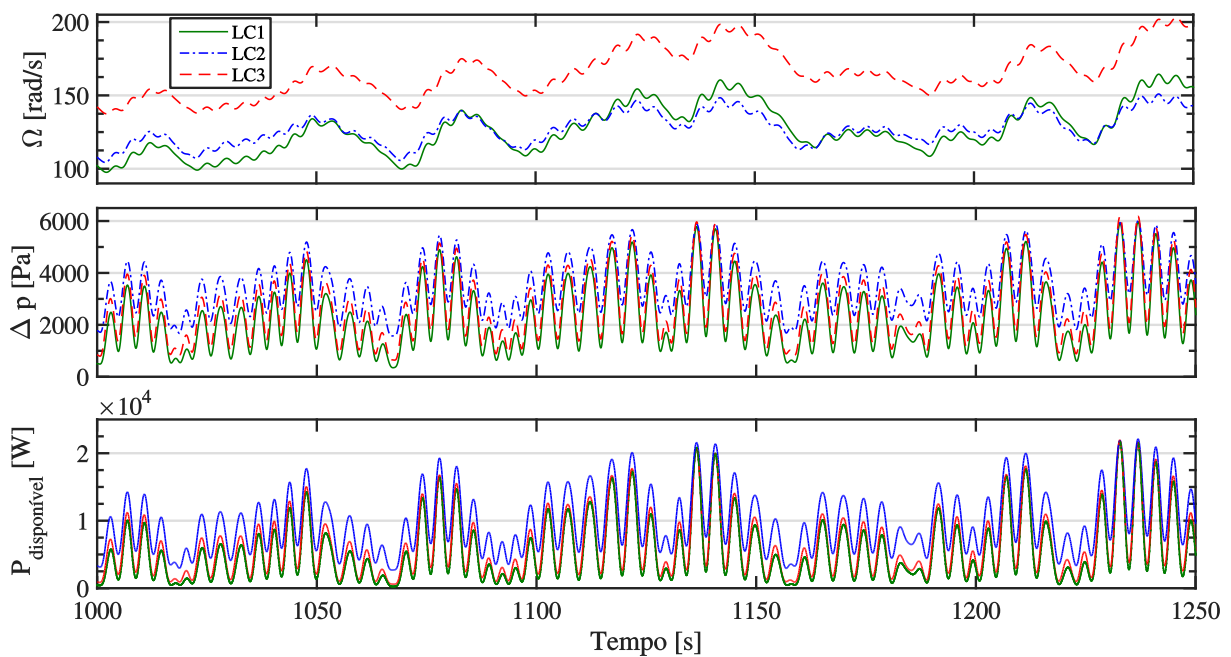


Figura 4.18: Velocidade de rotação, pressão na câmara e potência disponível em função do tempo, para ensaios de sensibilidade do parâmetro a .

A potência disponível variou entre os três ensaios sendo que o ensaio da LC2 foi realizado com maior energia disponível seguidos dos ensaios da LC3 e da LC1. As velocidades de rotação dos ensaios da LC1 e LC2 são muito semelhantes e mais baixas que as do ensaio da LC3. Ao contrário do que se poderia supor, os resultados mostram que a lei que obteve um rendimento médio maior foi a LC2, onde o parâmetro a da lei de controlo é o dobro de $a_{\Pi_{opt}}$. Para compreender este resultado pouco intuitivo, verifique-se a Fig. 4.19 onde é apresentado o número relativo de observações (número total de observações/número total de observações) dos valores de coeficiente de caudal observados durante os ensaios para as três leis de controlo.

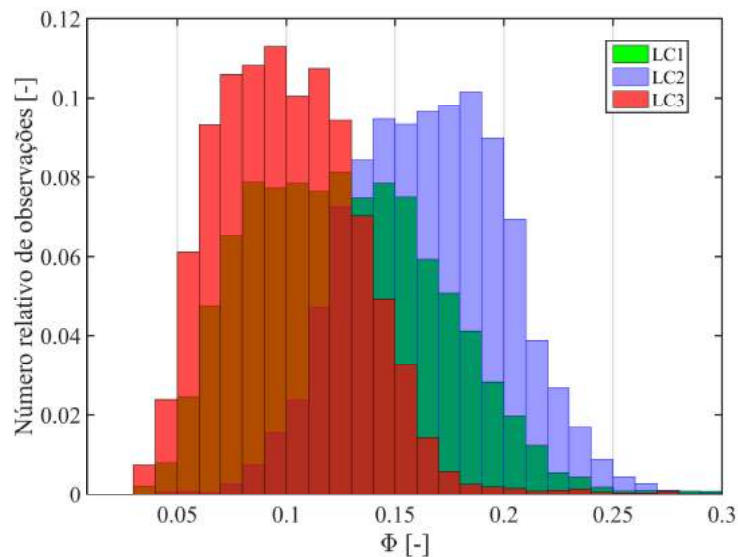


Figura 4.19: Número relativo de observações de valores de coeficiente de caudal para as diferentes leis de controlo.

A Fig. 4.19 mostra que para todas as leis de controlo estudadas houve uma grande variação do coeficiente de caudal relativamente ao imposto. Este efeito é inerente à existência de inércia das massas rotativas. Se a inércia fosse nula, a lei de controlo seria capaz de manter o coeficiente de caudal correspondente ao parâmetro a da lei imposta. Todavia, para além desta solução ser fisicamente impossível teria um efeito nefasto. A velocidade de rotação iria acompanhar as variações da potência disponível de acordo com a lei de controlo e provocar oscilações indesejáveis na potência gerada para a rede.

Quando se comparam as leis de controlo LC1 e LC2, constata-se que, a lei LC1 obteve um grande número de ocorrências na gama $0,04 \leq \Phi \leq 0,08$ a que correspondem rendimentos instantâneos baixos (veja-se Fig. 4.15). Ao contrário do que ocorre com a lei LC2 que apresenta um número baixo de ocorrências nessa gama. Isto mostra que em média a turbina funciona com rendimento mais elevado quando sujeita à lei de controlo LC2 ($2 a_{\Pi_{opt}}$) em comparação com a lei LC1 ($a_{\Pi_{opt}}$).

Atente-se que as leis de controlo testadas nesta instalação apenas servem para comprovar a realização deste tipo de controlo. Isto é, o controlo da turbina quando desacoplada de um determinado dispositivo. Na instalação do Mutriku as leis de controlo irão ser necessariamente diferentes dada à presença da coluna de água e a interferência da turbina na distribuição de pressão na câmara pneumática.

4.2.5.3 Controlo do gerador em função da velocidade de rotação: variação da potência disponível para a mesma lei de controlo

Foram realizados dois ensaios com a mesma lei de controlo e impostas diferentes potências disponíveis, a fim de se aferir o rendimento médio da turbina nestas condições. Os resultados obtidos para a velocidade de rotação, pressão na câmara, potência do gerador, potência disponível e rendimento médio para a lei de controlo LC1 com dois níveis de potência disponível 1 e 2 encontram-se apresentados na Fig. 4.20 e resumidos na Tab. 4.10.

Tabela 4.10: Análise estatística dos ensaios de variação da potência disponível para a mesma lei de controlo.

Lei		Ω [rad/s]	Δp_0 [kPa]	P_{gen} [kW]	P_{disp} [kW]	$\bar{\eta}$ [-]
E1	Média	128,0	2,3	2,5	5,7	0,537
	rms	129,6	2,7	2,8	7,5	
	Mínimo	11,1	0,2	0	0,1	
	Máximo	187,3	6,5	7,3	23,8	
E2	Média	152,8	3,2	4,2	8,7	0,563
	rms	154,2	3,6	4,5	10,8	
	Mínimo	60,1	0,2	0	0,1	
	Máximo	201,4	6,7	9,1	24,7	

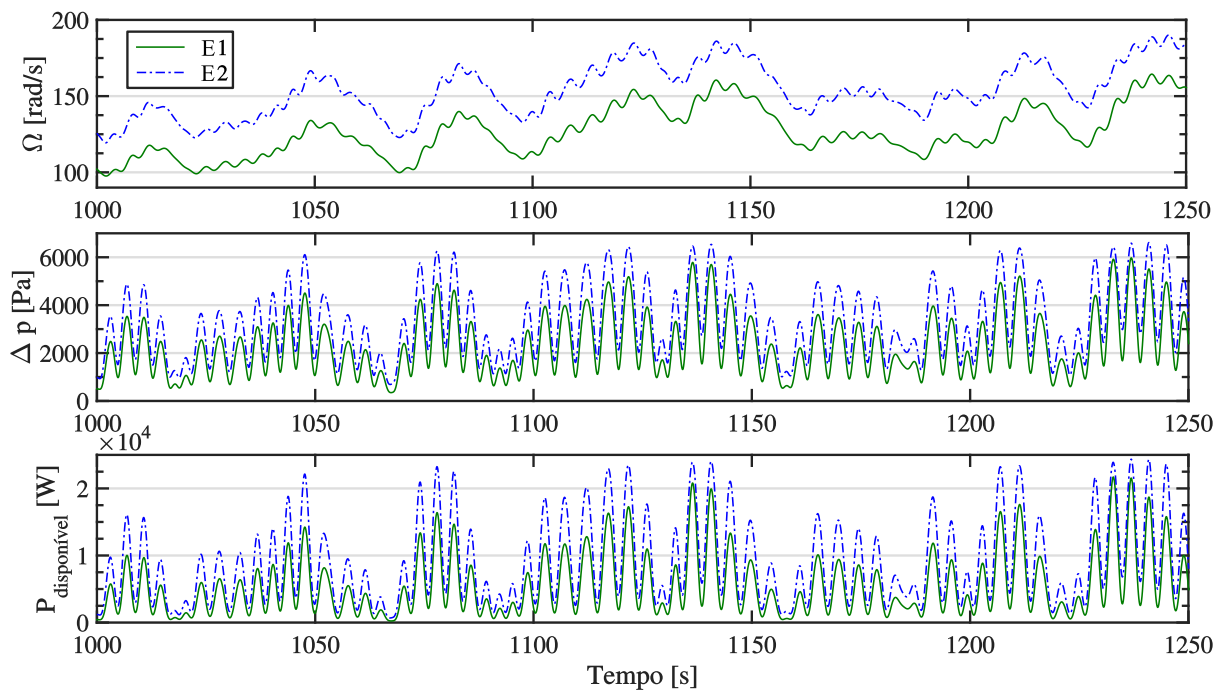


Figura 4.20: Velocidade de rotação, pressão na câmara e potência disponível em função do tempo para a mesma lei de controlo e diferentes potências disponíveis.

Como seria de esperar, para uma potência disponível maior (E2) as velocidades de rotação e potências elétricas são maiores. O rendimento médio de ambos os ensaios possui valores muito próximos, porém, é no ensaio onde a potência disponível é maior que o rendimento é maior (cerca de 2,6%). À semelhança do caso anterior, observe-se a Fig. 4.21 onde é apresentado o número relativo de observações (número total de observações/número total de

observações) de valores de coeficiente de caudal.

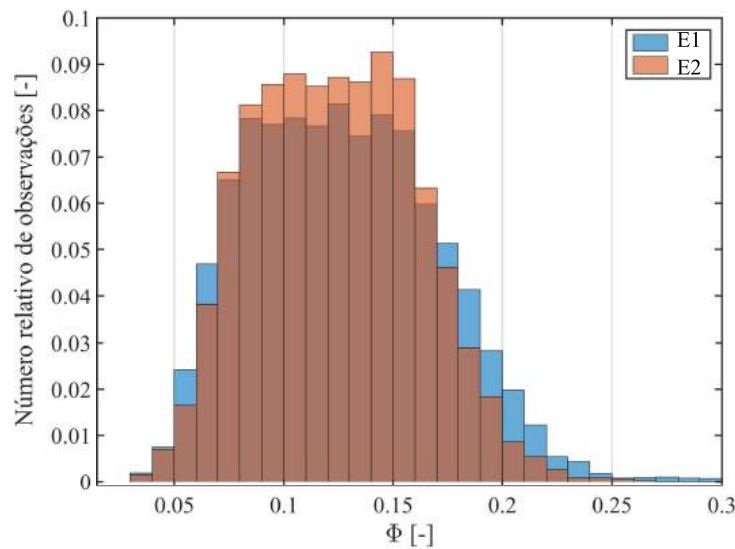


Figura 4.21: Número relativo de observações de valores de coeficiente de caudal para os dois ensaios realizados.

Quando se comparam os dois ensaios é evidente que o ensaio 2 possui um maior número de ocorrências para $\Phi > 0,11$, ainda que marginalmente. Por conseguinte, em média, a lei E2 produz um rendimento maior. Concluindo-se que os parâmetros deste tipo de lei de controlo devem ser ajustados em função do espectro de pressão médio produzido na câmara pneumática do dispositivo de conversão de energia das ondas para cada classe de estado de mar.

4.2.5.4 Otimização do controlo da válvula HSSV

Para a realização de controlo com limitação de potência é necessário formular um algoritmo de controlo da atuação da válvula por forma a manter o valor máximo de potência imposto. Foram efetuados três ensaios com a mesma potência disponível e diferentes algoritmos de controlo da válvula. Pretendeu-se aferir a robustez dos algoritmos testados para manter a potência desejada. Para a implementação destes algoritmos, avalia-se como o rendimento máximo da turbina apresentado na Fig. 4.15 decresce em função da posição de abertura da válvula, Fig. 4.22 (a). Com base nessa evolução foram formuladas três leis: uma linear e duas cúbicas apresentadas na Fig. 4.22 (b) e descritas na Tab. 4.11.

Tabela 4.11: Algoritmos de controlo da válvula HSSV, $c(u)$.

Linear	$-u + 1,00 \times 10^2$
Cúbica 1	$-3,75 \times 10^{-4}u^3 + 6,13 \times 10^{-2}u^2 - 3,33u + 1,00 \times 10^2$
Cúbica 2	$-6,89 \times 10^{-5}u^3 + 1,83 \times 10^{-2}u^2 - 1,74u + 1,00 \times 10^2$

Para a realização dos ensaios com os três algoritmos, utilizou-se sempre a mesma lei de controlo do gerador e limitou-se a $P_{\text{gen}}^{\text{rated}}$ a 5 kW. Na Fig. 4.23 encontram-se representadas as evoluções da potência do gerador em função do tempo resultantes da aplicação de cada um dos algoritmos.

Como se pode verificar, a lei cúbica 1 foi a que foi capaz de controlar a turbina por completo. Sendo as restantes invalidadas por terem permitido picos indesejáveis de potência. Para todos os ensaios definiu-se $K_p = 100/60$.

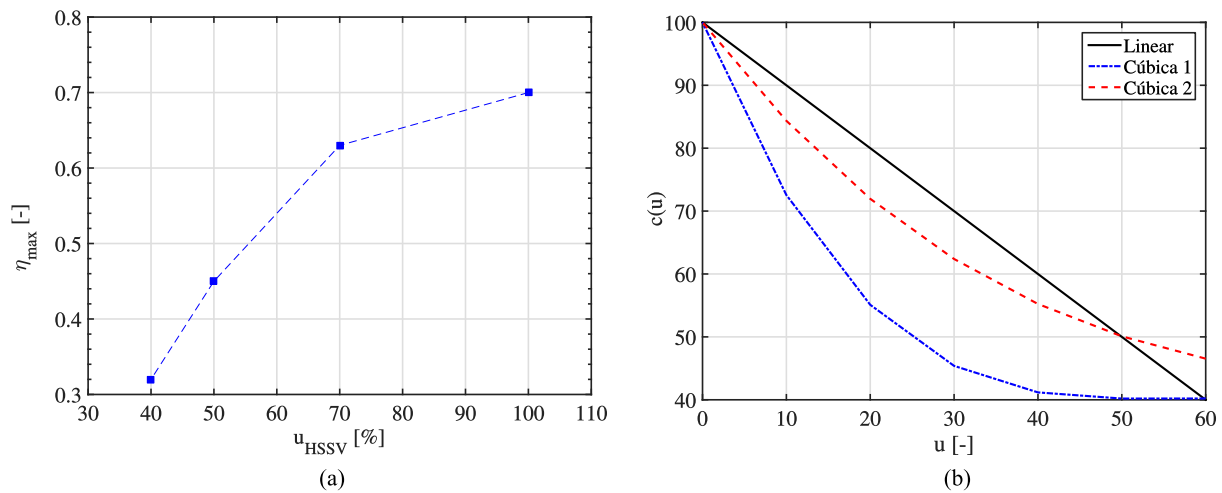


Figura 4.22: Otimização do algoritmo controle da válvula HSSV:(a) rendimento *versus* u_{HSSV} ; (b) construção da função $c(u)$ (ver Sec. 3.4.2.2).

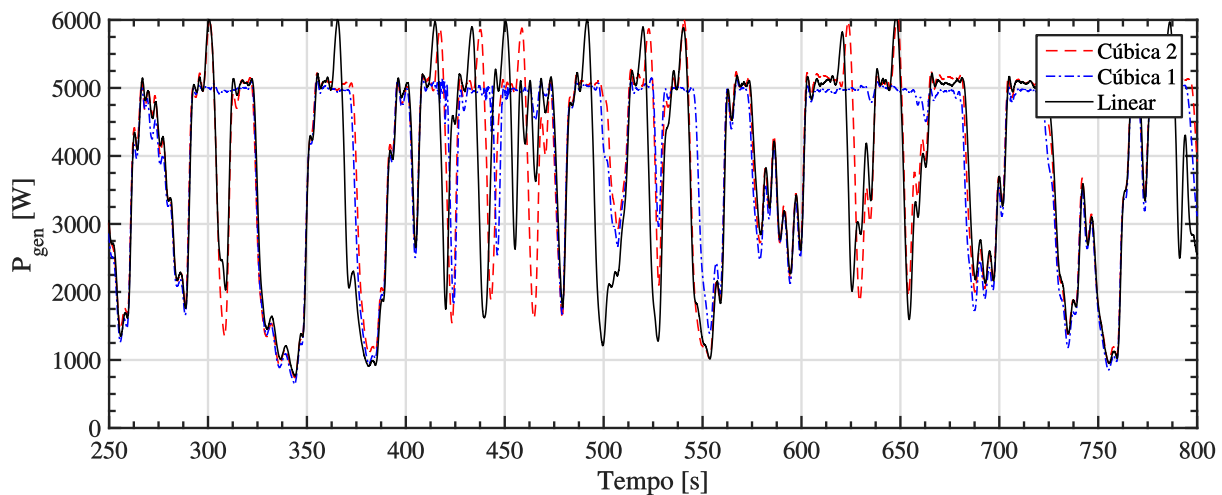


Figura 4.23: Ensaio aos algoritmos de controle da válvula HSSV: potência do gerador em função do tempo.

4.2.5.5 Controle com limitação de potência

Foram realizados três ensaios sujeitos à mesma potência disponível e diferentes valores limites de potência, conforme descrito na Tab. 4.12.

Na Fig. 4.24 são apresentados os resultados da potência do gerador, velocidade de rotação e atuação da válvula HSSV em função do tempo resultantes destes ensaios.

Os resultados mostram que a potência foi limitada com sucesso, em todos os ensaios. As oscilações de potência em torno do limite, para todas as leis, são insignificantes. À medida que se impõe uma potência sucessivamente mais baixa o número de vezes que a válvula atua diminui. Para a lei LP3 a válvula efetua várias translações entre a posição de completamente aberta e 40% aberta, enquanto que, para a lei LP1 a válvula mantém-se constantemente na posição de 40% aberta. É importante reforçar a ideia de que não foi necessário fechar a válvula por completo em nenhum ensaio, validando, mais uma vez, a robustez deste controle. Contudo, apesar deste algoritmo de controle ter sido validado nesta instalação, não implica que na instalação do Mutriku o controle de limitação de potência

Tabela 4.12: Leis ensaiadas para os ensaios com limitação de potência.

Lei	a [kg m ²]	b [-]	Ω_{thr1} [rad/s]	Ω_{max} [rad/s]	P_{gen}^{rated} [kW]
LP1	$1,11 \times 10^{-3}$	3	90	250	1
LP2					2
LP3					3

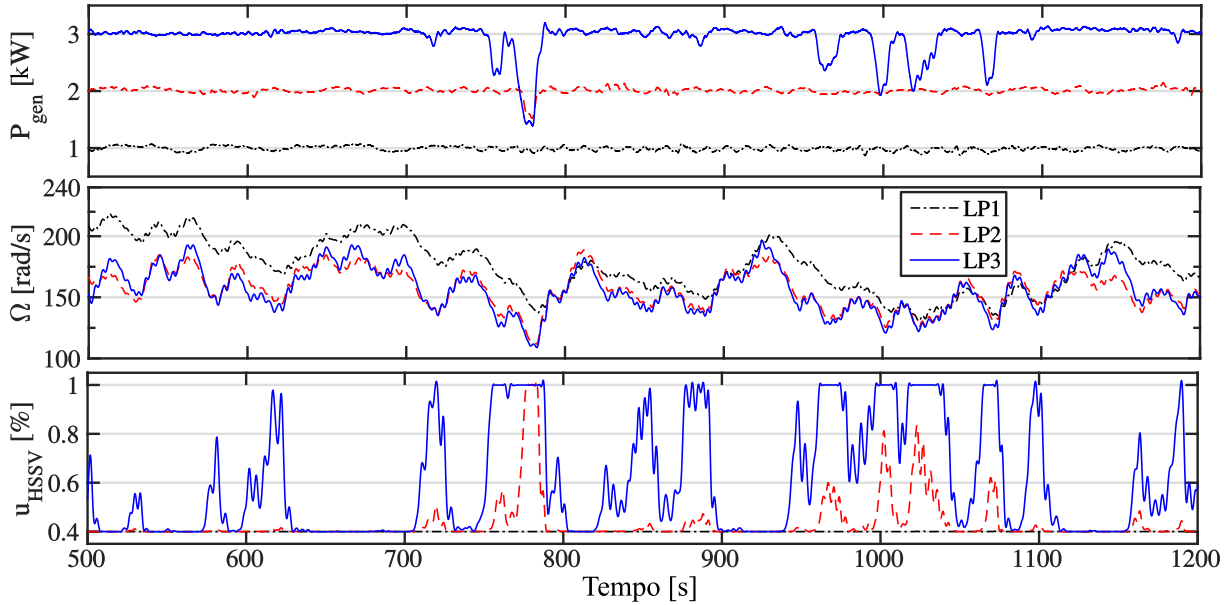


Figura 4.24: Resultados dos ensaios de limitação de potência em função do tempo: potência do gerador, velocidade de rotação e posição da válvula.

funcione de forma análoga. Nomeadamente, devido ao facto de que o escoamento ser ciclicamente reversível e não se terem efetuado ensaios na situação em que a válvula HSSV se encontra a obstruir o escoamento à saída do rotor, podendo haver a necessidade de ajustamento do algoritmo de controlo aqui descrito.

4.3 Resultados do protótipo: Central de Energia das Ondas do Mutriku

4.3.1 Controlo do gerador em função da velocidade de rotação

Para comparação dos diferentes ensaios recorreu-se à base de dados fornecida pelo Puertos del Estado [40] onde os períodos de onda e altura média significativa são apresentadas em intervalos de uma hora. Considera-se na seguinte análise que, durante o período de uma hora, correspondendo a três ensaios seguidos de vinte minutos, a energia pneumática é a constante. Para ondas irregulares em águas profundas, caracterizada por um espectro de Pierson-Moskowitz, o fluxo de energia por unidade de comprimento de crista é dada por [41]

$$E[\text{kW/m}] = 0,49 T_e H_s^2, \quad (4.13)$$

onde T_e é o período de energia em segundos e H_s altura significativa da onda em metros. Seguidamente são analisados três grupos de ensaios distinguidos pelo estado a que foram sujeitos. Dentro de cada grupo são estudadas três leis de controlo, em ensaios de vinte minutos. Os parâmetros das leis de controlo e as respetivas

restrições encontram-se na Tab. 4.13. Os resultados obtidos para a velocidade de rotação, pressão na câmara,

Tabela 4.13: Parâmetros das leis de controlo implementadas na instalação do Mutriku.

Lei	a [Unidade SI]	b [-]	Ω_{thr1} [rad/s]	Ω_{thr2} [rad/s]	Ω_{max} [rad/s]	Estado de mar
EM1_1	$2,00 \times 10^{-4}$	3,40	220	250	250	Hs=1,00 m
EM1_2	$3,00 \times 10^{-5}$	3,60	220	250	250	Te=11 s
EM1_3	$1,00 \times 10^{-5}$	3,80	220	250	250	E= 5,6 kW/m
EM2_1	$1,11 \times 10^{-3}$	3,00	220	250	250	Hs=1,30 m
EM2_2	$1,11 \times 10^{-3}$	3,00	220	250	250	Te=11 s
EM2_3	$1,11 \times 10^{-3}$	3,00	200	230	250	E= 9,1 kW/m
EM3_1	$1,00 \times 10^{-4}$	3,90	180	220	250	Hs=0,65 m
EM3_2	$1,50 \times 10^{-4}$	3,35	200	240	250	Te=14,2s
EM3_3	$1,00 \times 10^{-5}$	4,00	180	220	250	E= 2,94 kW/m

potência do gerador, potência disponível, potência aerodinâmica média e rendimento médio para cada lei de controlo encontram-se apresentados na Fig. 4.25 e resumidos na Tab. 4.14.

Analisando os resultados das leis de controlo verifica-se que o rendimento médio é maior nos estados de mar ensaiados mais energéticos. Para o estado de mar EM1, as leis de controlo EM1_2 e EM1_3 apresentam um rendimento médio muito semelhante enquanto que com a aplicação da lei EM1_1 se verifica um aumento significativo do rendimento. Os ensaios com o estado de mar EM2 foram realizados com a mesma lei de controlo tendo-se verificado uma variação marginal do rendimento médio observado nos três ensaios. Por fim, para o estado de mar EM3, a lei de controlo EM3_1 apresenta o pior rendimento deste grupo de ensaios e as leis de controlo EM3_2 e EM3_3 produziram rendimentos médios muito idênticos. Para comparação, apresentam-se na Fig. 4.26 os resultados experimentais (círculos azuis) e os resultados numéricos obtidos para a central do Mutriku equipada com o protótipo em estados de mar semelhantes aos ensaiados [39].

Os resultados numéricos apresentados na Fig. 4.26 mostram que a turbina bi-radial instalada na central do Mutriku possui uma banda de funcionamento (zona mais escura das figuras) de parâmetros a e b da lei de controlo do gerador para a qual a potência extraída é máxima. Verifica-se que os resultados experimentais estão qualitativamente em concordância com os resultados numéricos para os três estados ensaiados.

4.3.2 Controlo com limitação de potência

Nesta instalação foram usados os algoritmos de controlo da válvula apresentados na Sec. 4.2.5.5. A Tab. 4.15 resume as leis de controlo aplicadas e as suas restrições.

Na Fig. 4.27 apresentam-se os resultados para as leis de controlo testadas. Como é possível verificar, os valores limite máximos da potência e da velocidade de rotação não foram ultrapassados em nenhum dos casos. Como referido anteriormente, este controlo foi inicialmente otimizado para uma situação de escoamento num único sentido, porém funcionou em escoamento ciclicamente reversível sem alteração dos parâmetros da lei de controlo da válvula.

Tabela 4.14: Análise estatística dos ensaios na instalação do Mutriku.

Lei		Ω [rad/s]	Δp_0 [kPa]	P_{disp} [kW]	$\overline{P_{aero}}$ [kW]	$\overline{\eta}$ [-]
EM1_1	Média	140,6	0	9,9	8,1	0,541
	rms	143,3	3,9	15,1		
	Mínimo	9,4	-12,4	0		
	Máximo	241,3	15,5	55,0		
EM1_2	Média	169,8	0	8,9	6,5	0,479
	rms	172,3	3,7	13,6		
	Mínimo	8,1	-12,1	0		
	Máximo	247,8	12,3	56,5		
EM1_3	Média	169,9	0	8,7	6,6	0,496
	rms	172,9	3,6	13,2		
	Mínimo	7,5	-10,3	0		
	Máximo	246,6	12,1	60,9		
EM2_1	Média	124,7	0	5,9	4,9	0,528
	rms	127,5	2,8	9,2		
	Mínimo	10,3	-9,8	0		
	Máximo	202,2	11,7	56,4		
EM2_2	Média	151,1	0	9,6	7,8	0,534
	rms	154,4	3,9	14,6		
	Mínimo	7,6	-10,3	0		
	Máximo	234,6	15,3	54,1		
EM2_3	Média	159,7	0	11,4	9,5	0,541
	rms	162,9	4,4	17,6		
	Mínimo	10,1	-12,1	0		
	Máximo	245,3	17,9	52,1		
EM3_1	Média	64,4	0,1	3,5	2,0	0,361
	rms	66,2	1,9	5,7		
	Mínimo	6,5	-8,8	0		
	Máximo	128,1	10,8	46,0		
EM3_2	Média	105,8	0	3,3	2,3	0,488
	rms	109,6	1,9	5,5		
	Mínimo	6,9	-8,8	0		
	Máximo	185,1	8,3	37,6		
EM3_3	Média	99,9	0	3,3	2,6	0,508
	rms	102,3	1,9	5,3		
	Mínimo	6,5	-8,7	0		
	Máximo	169,2	8,6	37,4		

Tabela 4.15: Parâmetros das leis de controlo para ensaios em limitação de potência.

Lei	a[unidade SI]	b[-]	Ω_{thr1} [rad/s]	Ω_{thr2} [rad/s]	Ω_{max} [rad/s]	P_{gen}^{rated} [kW]
L1	$1,11 \times 10^{-3}$	3,00	180	230	250	30
L2	$1,50 \times 10^{-4}$	3,35	170	199	199	7,5
L3	$3,50 \times 10^{-4}$	3,32	150	176	250	10

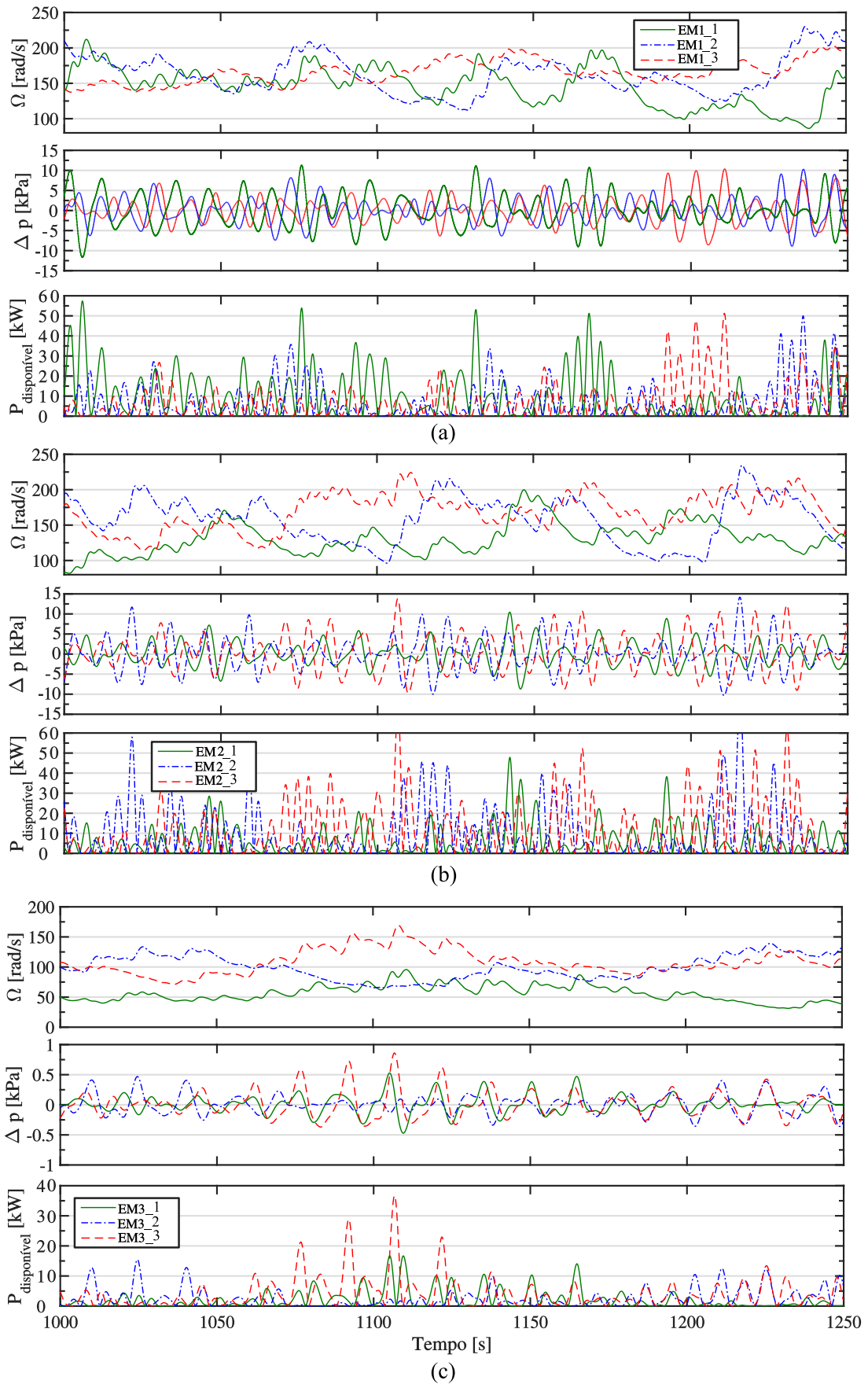


Figura 4.25: Velocidade de rotação, pressão na câmara e potência disponível função do tempo para: a) estado de mar 1 (EM1); b) estado de mar 2 (EM2); c) estado de mar 3 (EM3).

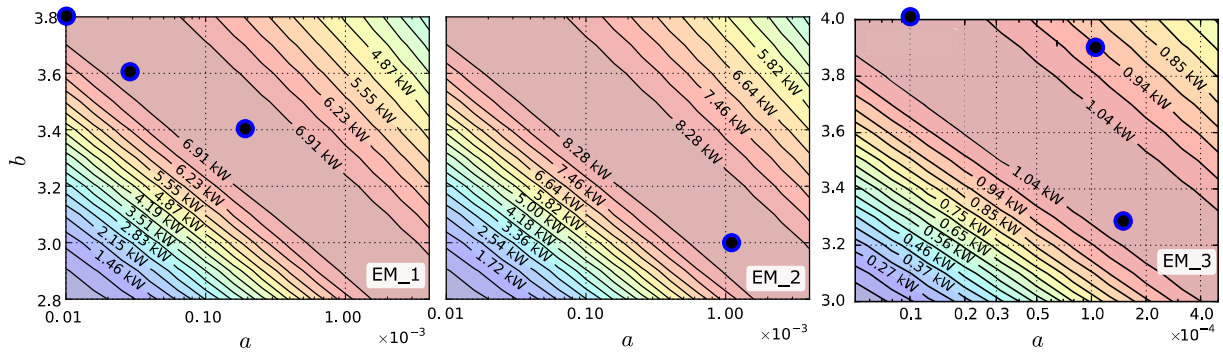


Figura 4.26: Potência aerodinâmica média: comparação dos resultados numéricos e experimentais (pontos azuis) para o controlo em velocidade de rotação na instalação do Mutriku.

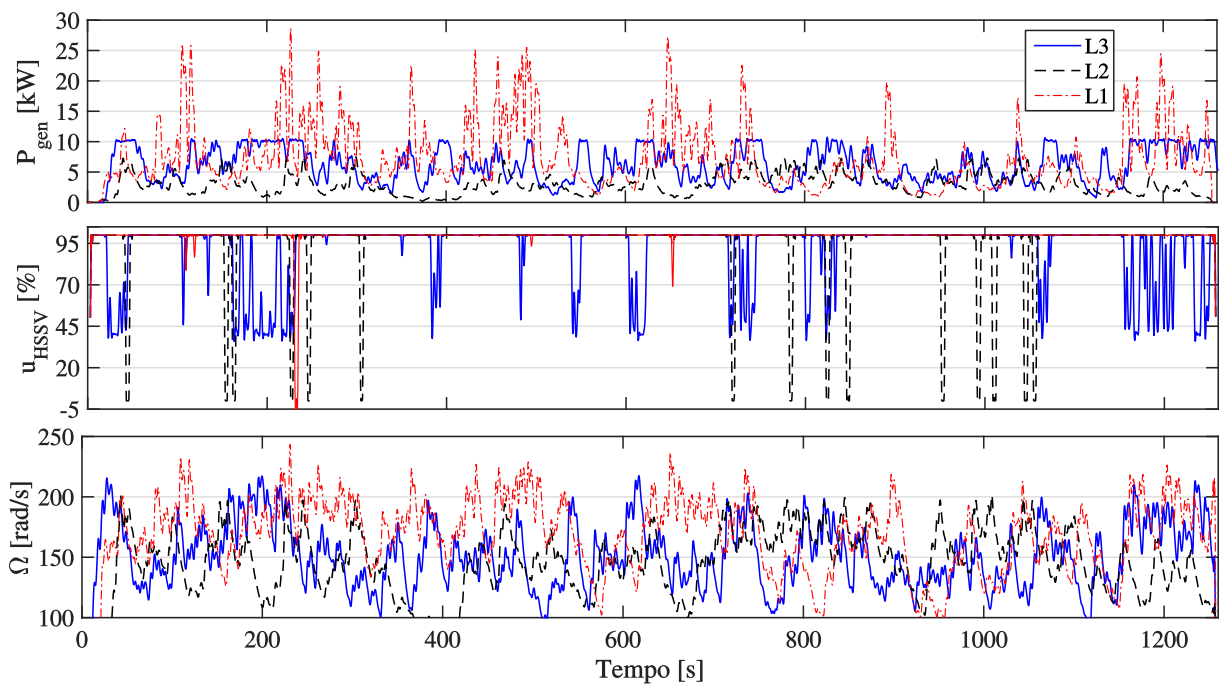


Figura 4.27: Ensaio em limitação de potência na instalação do Mutriku: potência do gerador, posição da válvula e velocidade de rotação em função do tempo.

4.4 Comparação de resultados e comentários finais

4.4.1 Comparação de geometrias da bi-radial

O rotor do modelo foi utilizado anteriormente no ensaio do modelo da turbina com pás deslizantes [11]. Como referido, a turbina de geometria fixa tem as coroas de pás diretrizes afastadas radialmente do rotor enquanto que na turbina de pás deslizantes estas se encontram imediatamente a montante do rotor. Este afastamento produz alterações significativas nos perfis de velocidade e na distribuição do ângulo do escoamento à entrada do rotor (ver Sec. 4.1.1.2). É por isso interessante comparar o desempenho das duas turbinas e, em particular, verificar em que medida o rendimento do rotor é afetado. Comece-se por comparar as curvas de funcionamento das duas turbinas. As curvas de funcionamento da turbina de pás deslizantes publicadas em [11] incluem as perdas de atrito aerodinâmico do rotor da turbina. Para comparar estes resultados com os apresentados na Sec. 4.1.4 é necessário deduzir estas perdas. Os resultados do rendimento total-estático em função do coeficiente de caudal para os modelos de turbina de pás deslizante (MGV), de pás fixas (TOrig) e de pás fixas sem as pás diretrizes do estator de saída (TVd) estão apresentados na Fig. 4.28.

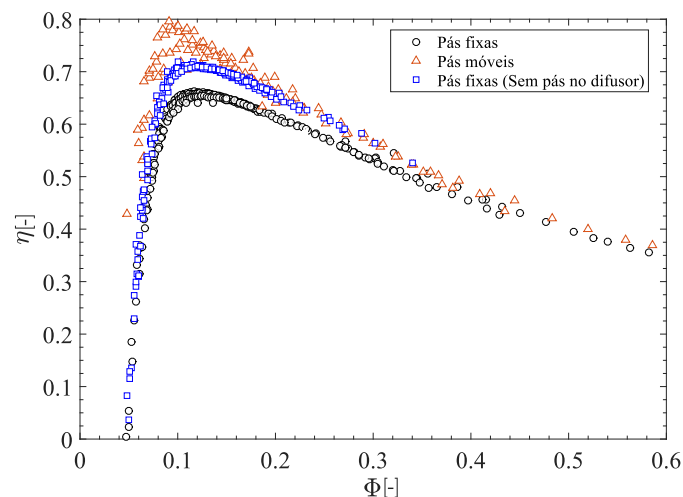


Figura 4.28: Curvas de rendimento da turbina bi-radial de pás fixas (círculos pretos) [11], bi-radial de pás deslizantes (triângulos vermelhos) e bi-radial de pás fixas sem pás no estator de saída (quadrados azuis).

Comparando o desempenho das turbinas TOrig e MGV, verifica-se que o rendimento máximo da turbina TOrig é $\eta_{TS,max} = 0,67$ e ocorre para $\Phi = 0,12$, ou seja, o rendimento é 11% mais baixo do que o rendimento máximo da turbina MGV ($\eta_{TS,max} = 0,78$). Este decréscimo de rendimento tem origem, por um lado, na alteração do perfil de velocidades à entrada do rotor devido ao desenvolvimento das camadas limite nas paredes do estator de entrada e, por outro, às perdas de pressão de estagnação que ocorrem nas pás diretrizes de saída. Comparando os resultados da turbina MGV com os da TVd verifica-se que o efeito da distorção do perfil de velocidades à entrada da turbina TVd provoca uma diminuição de rendimento para $\eta_{TS,max} = 0,72$, isto é, uma diferença de cerca de 6% relativamente à turbina MGV onde se verifica $\eta_{TS,max} = 0,78$. Por fim, comparando os resultados da turbina TVd com os da TOrig verifica-se que o efeito das perdas de pressão de estagnação nas pás de saída da turbina provoca uma diminuição de rendimento para $\eta_{TS,max} = 0,67$, isto é, uma diferença de cerca de 5% relativamente à turbina TVd onde se verifica $\eta_{TS,max} = 0,72$.

4.4.2 Comparação da turbina bi-radial com pás fixas com outras turbinas auto-rectificadoras

Na Fig. 4.29 apresentam-se as curvas de rendimento total-estático de vários tipos de turbina auto-rectificadora em função da relação entre o coeficiente de caudal e coeficientes de caudal em condições de rendimento máximo de cada turbina. Verifica-se que a curva do rendimento da turbina Wells se situa entre as curvas de rendimento da

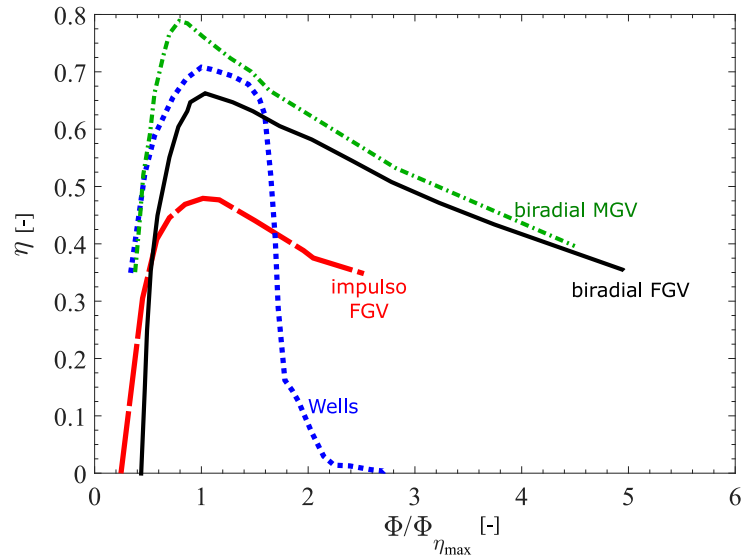


Figura 4.29: Curvas de rendimento total-estático de vários tipos de turbina auto-rectificadora em função da relação entre o coeficiente de caudal e coeficiente de caudal em condições de rendimento máximo de cada turbina: turbina bi-radial de pás deslizantes [12] (biradial MGV), turbina bi-radial de pás fixas (biradial FGV), turbina de impulso [1] (impulso FGV) e turbina Wells [4] (Wells).

turbinas bi-radial de pás deslizantes e da turbina de pás fixas para valores do coeficiente próximos do correspondente ao rendimento máximo. A curva da turbina axial de impulso apresenta um rendimento máximo muito modesto. Atente-se que, o rendimento aqui apresentado para a turbina Wells é o melhor rendimento até agora publicado para este tipo de turbinas mas corresponde a uma geometria de turbina com um rotor de baixo fator de bloqueamento (razão entre a área total das pás e a área anular ocupada pelo rotor da turbina) que se traduz em condições de operação de muito baixas quedas de pressão através da turbina. É conhecido que o rendimento da turbina Wells baixa acentuadamente para geometrias com maiores fatores de bloqueamento do rotor, capazes de lidar com maiores diferenças de pressão [3, 4]. A referência [42] apresenta-se uma comparação do desempenho da turbina bi-radial com pás diretrizes deslizantes com a turbina Wells no caso destas turbinas equiparem um conversor flutuante de energia das ondas. Desta análise, conclui-se que estas turbinas têm condições de aplicação diferentes. A turbina bi-radial é claramente mais apropriada em aplicações que ofereçam altas quedas de pressão e baixos caudais e a turbina Wells poderá ser mais adequada em situações que ofereçam baixas quedas de pressão e altos caudais [42].

Capítulo 5

Conclusões e trabalho futuro

5.1 Conclusões

Foi efetuado um estudo experimental de um modelo e de um protótipo da turbina bi-radial de pás fixas dispostas em duas coroas concêntricas, à entrada e à saída da turbina. Os ensaios do modelo foram realizados na instalação de ensaio de turbinas de 12 kW do IST e os ensaios do protótipo foram realizados, em escoamento variável, na instalação de ensaio de turbinas de 55 kW do IST e na Central de Energia das Ondas do Mutriku, País Basco, Espanha. Este novo desenho do estator da turbina permitiu reduzir significativamente as perdas de pressão de estagnação que ocorrem no escoamento nas pás diretrizes de saída, em comparação com as perdas produzidas numa única coroa de pás que produza uma deflexão equivalente no escoamento de entrada da turbina.

Foi construído e ensaiado um modelo da turbina com um diâmetro do rotor de 488 mm, equipado com pás fixas dispostas em duas coroas concêntricas, à entrada e à saída da turbina. Os resultados experimentais estão de acordo com os previstos pela modelação numérica do escoamento efetuada para realizar o projeto das coroas de pás diretrizes. Nesta configuração, as coroas de pás diretrizes estão afastadas do rotor. Em consequência, a grande deflexão do escoamento de entrada faz com que no núcleo potencial as linhas de corrente se desenvolvam segundo espirais logarítmicas, percorrendo um longo caminho entre as pás diretrizes e o rotor. O consequente desenvolvimento das camadas limite junto às paredes planas do estator de entrada produz uma distribuição de velocidades não uniforme e uma variação significativa do ângulo do escoamento à entrada do rotor, ao longo da largura do estator, que induz perdas por incidência no escoamento à entrada do rotor. Verificou-se que o mínimo do coeficiente de perda de pressão de estagnação no estator de saída ocorre quando o ângulo do escoamento à saída do rotor é aproximadamente radial ($\alpha_2 = 90^\circ$), indicando que o efeito de sombra foi realizado com sucesso e validado assim a metodologia de projeto do novo estator.

Um protótipo da turbina referida foi construída pela empresa *Kymaner* no âmbito do Projeto Europeu OPERA do programa H2020. Nesta turbina foram inseridos oito pinos estruturais, com diâmetro de 30 mm, a meio vão nos estatores de entrada e saída, para que esta possa ser montada na bóia da empresa *Oceantec Marmok-A-5*. A turbina está munida de uma válvula de obturação, designada válvula HSSV, que permite servir de válvula lenta para situações normais de proteção da turbina ou de válvula rápida para implementação de estratégias de controlo, tais como controlo de fase (*Latching*) ou limitação de potência por obturação parcial do escoamento. O protótipo não

está equipado com instrumentação de medição de binário. Para determinar o valor desta grandeza procederam-se a ensaios de calibração do gerador eléctrico do protótipo. Os resultados mostraram que para velocidades de rotação compreendidas entre 400 e 1900 r.p.m., o rendimento do gerador é cerca de 91% na gama de valores de carga superiores a 15% da carga máxima. Verifica-se um decréscimo no rendimento do gerador para carga constante a velocidades de rotação superiores a 1900 r.p.m..

A análise do desempenho do protótipo mostrou um rendimento máximo de 70%. Este valor é maior do que valor do rendimento máximo de 67% observado com a mesma geometria na versão de modelo. Este aumento relativo do rendimento pode ter origem no melhor toleranciamento geométrico e acabamento superficial do rotor do protótipo quando comparado com o do modelo. Foram obtidas curvas de funcionamento da turbina para diferentes posições de obturação da válvula HSSV de forma a obter informação para o desenvolvimento de algoritmos de controlo do grupo turbina-gerador com limitação de potência. Os ensaios realizados no laboratório, em escoamento variável, permitiram determinar os valores mais adequados para os parâmetros das leis de controlo em velocidade de rotação, com e sem limitação de potência, e a sua dependência relativamente à inércia das massas rotativas.

Os ensaios do protótipo realizados Central do Mutriku mostraram uma variação marginal do rendimento médio da turbina, para a mesma lei de controlo, num determinado estado do mar. Verificou-se que o protótipo instalado na central do Mutriku possui uma banda de funcionamento dos parâmetros a e b da lei de controlo do gerador para a qual a potência extraída é máxima, tal como previsto pela modelação numérica. Os ensaios realizados no Mutriku mostraram que a válvula HSSV incorporada no protótipo é especialmente adequada para limitar a potência eléctrica do gerador, em estados do mar muito energéticos, e, desta forma, permitir otimizar a escolha da potência nominal do gerador em função do clima de ondas do local, tendo em atenção que o rendimento do gerador eléctrico desce acentuadamente para valores baixos do fator de carga do gerador (relação entre a potência instantânea e a potência máxima).

5.2 Trabalho futuro

Em relação ao projeto da turbina bi-radial de pás fixas estudado experimentalmente, o rotor que foi testado não foi desenhado para um perfil de velocidades e de ângulo à entrada como o apresentado neste trabalho. Recomenda-se que o rotor da turbina seja otimizado em função dos perfis de velocidade e de ângulo obtidos. Em função dessa otimização, deve de ser estudado o coeficiente de caudal para o qual a energia cinética à saída do rotor é mínima e, em função do ângulo de saída, otimizar o efeito de pás sombras de forma a obter perdas mínimas no estator de saída, para esse ângulo. Ainda sobre a otimização do estator, recomenda-se variar o afastamento das pás do estator relativamente ao rotor e encontrar uma distância que, para além de garantir valores baixos das perdas de pressão de estagnação do escoamento no estator de saída, produza um perfil de velocidades e de ângulo mais uniforme à entrada do rotor, ao longo da largura do estator, e permita reduzir o comprimento total do estator da turbina.

No método apresentado para a calibração do gerador do protótipo, os valores das tensões e das correntes são lidos e posteriormente filtrados, antes de se proceder ao cálculo da potência eléctrica. O processo de aplicação dos filtros é moroso e requer algum poder computacional. É recomendada uma análise de erros à calibração do gerador e avaliar se o presente método é mais preciso do que, por exemplo, a utilização de um analisador de potência (*power analyser*) industrial.

Relativamente ao controlo em binário do protótipo, é necessário testar várias leis de controlo para todos os estados de mar de modo a encontrar um pequeno grupo de parâmetros da lei de controlo a e b tal que a potência extraída seja máxima. Para tal, recomenda-se a realização de outra campanha na Central de Energia das Ondas do Mutriku durante o Inverno, com estados de mar mais energéticos. Recomenda-se a realização de mais ensaios em condições energéticas mais intensas para testar a robustez do algoritmo de controlo da válvula HSSV nestas condições de operação. Atente-se que, o teste do protótipo da turbina em condições de operação mais energéticas, garante maior fiabilidade na realização dos ensaios do protótipo da turbina na bóia da Oceanec Marmok-A-5 a realizar no BiMEP.

Bibliografia

- [1] A. F. O. Falcão, J. C. C. Henriques, Oscillating-water-column wave energy converters and air turbines: A review, *Renewable Energy* 85 (2016) pp. 1391 – 1424. doi:10.1016/j.renene.2015.07.086.
- [2] J. C. C. Henriques, Revisão de dispositivos para extracção de energia das ondas, Tech. rep., Instituto Superior Técnico Lisboa (2012).
- [3] A. F. O. Falcão, L. M. C. Gato, Air turbines, in: A. Sayigh (Ed.), *Comprehensive Renewable Energy*, Vol. 8: Ocean Energy, Elsevier, Oxford, (2012), pp. 111 – 149. doi:10.1016/B978-0-08-087872-0.00805-2.
- [4] R. Starzmann, T. Carolus, Model-based selection of full-scale Wells turbines for ocean wave energy conversion and prediction of their aerodynamic and acoustic performances, In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 228 (2014) pp. 2–16.
- [5] A. S. Sheata, Q. Xiao, K. M. Saqr, A. Day, Wells turbine for wave energy conversion: a review, *International Journal of Energy Research* 41 (2017) pp. 6–38.
- [6] L. M. C. Gato, Aerodinâmica da turbina de tipo Wells com geometria variável, Tese de doutoramento, Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa (1988).
- [7] R. Curran, L. M. C. Gato, The energy conversion performance of several types of Wells turbine designs, In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 211 (2) (1997) pp. 133–145. doi:10.1243/0957650971537051.
- [8] F. Thiebaut, D. O'sullivan, P. Kracht, S. Ceballos, J. Lopez, et al., Testing of a floating OWC device with movable guide vanes impulse turbine power take-off, in: *Proceedings 9th European Wave Tidal Energy Conference*, Southampton, U.K., (2011).
- [9] T. Setoguchi, S. Santhakumar, H. Maeda, M. Takao, K. Kaneko, A review of impulse turbines for wave energy conversion, *Renewable Energy* 23 (2001) pp. 261–292.
- [10] A. F. O. Falcão, L. M. C. Gato, Turbine with radial inlet and outlet rotor for use in bidirectional flows, US Patent App. 13/580,099 (2011).
- [11] A. F. O. Falcão, L. M. C. Gato, E. P. A. S. Nunes, A novel radial self-rectifying air turbine for use in wave energy converters, *Renewable Energy* 50 (2013) pp. 289 – 298. doi:10.1016/j.renene.2012.06.050.

- [12] A. F. O. Falcão, L. M. C. Gato, E. P. A. S. Nunes, A novel radial self-rectifying air turbine for use in wave energy converters. Part 2. Results from model testing, *Renewable Energy* 53 (2013) pp. 159 – 164. doi:10.1016/j.renene.2012.11.018.
- [13] F.-X. Faj, J. C. C. Henriques, M. Marcos, E. Robles, Review of control strategies for oscillating water column wave energy converters, in: *Proceedings of the 11th European Wave Tidal Energy Conference*, Nantes, France, (2015).
- [14] P. A. P. Justino, A. F. O. Falcão, Rotational speed control of an OWC wave power plant, *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering* 121(2) (1999) pp. 65–70. doi:10.1115/1.2830079.
- [15] A. F. O. Falcão, Control of an oscillating-water-column wave power plant for maximum energy production, *Applied Ocean Research* 24 (2) (2002) pp. 73 – 82. doi:10.1016/S0141-1187(02)00021-4.
- [16] V. Jayashankar, K. Udayakumar, B. Karthikeyan, K. Manivannan, N. Venkatraman, S. Rangaprasad, Maximizing power output from a wave energy plant, *Proceedings IEEE Power Engineering Society Winter Meeting* (2000) pp. 1796–1801.
- [17] L. Trigo, Kymaner presentation - The OWC option, http://www.wavec.org/content/files/04_Luis_Trigo_Kymaner.pdf. Acedido a 30-01-2017.
- [18] A. R. Maduro, Otimização do estator de entrada e de saída da turbina bi-radial - geometria do projeto OPERA, Tech. rep., Instituto Superior Técnico, Lisboa (2017).
- [19] J. C. Páscoa, Turbomáquinas, Uma abordagem moderna, Engebook, (2017).
- [20] A. A. D. Carrelhas, A. R. Maduro, L. M. C. Gato, J. C. C. Henriques, A. F. O. Falcão, Performance of the Self-rectifying Biradial Air Turbine with Fixed Guide Vanes Arranged into Concentric Annular Rows, in: *Proceedings of the 12th European Wave and Tidal Energy Conference*, Cork, Ireland, (2017).
- [21] R. Mehta, P. Bradshaw, Technical notes desing rules for small low speed wind tunnels, *The Aeronautical Journal of the Royal Aeronautical Society*, (1979).
- [22] Laboratory method of testing fans for aerodynamic performance rating, AMCA Standard (2004).
- [23] E. Nunes, Turbina auto-rectificadora bi-radial, Tese de mestrado, Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa (2011).
- [24] L. M. C. Ferro, Estudo numérico e experimental do escoamento numa turbina hidráulica axial, Tese de doutoramento, Instituto Superior Técnico, Universidade Técnica de Lisboa (2009).
- [25] OIML R 111-1, Standard, Organisation Internationale de Métrologie Légale (2004).
- [26] N. H. C. Pereira, R. M. R. de Jesus Pereira, Calibração de um medidor de caudal, Instituto Superior Técnico, (1991).
- [27] Rotadata, Rotadata gas turbines systems. Electromechanical probe transversing system - Users Manual, version 2.0 edition (1993).

- [28] A. F. O. Falcão, R. J. A. Rodrigues, Stochastic modelling of OWC wave power plant performance, *Applied Ocean Research* 24 (2002) pp. 59–71.
- [29] MATLAB, Getting started with session-based interface using NI devices, <https://www.mathworks.com/help/daq/examples/getting-started-with-session-based-interface-using-ni-devices.html>. Acedido a 30-05-2017.
- [30] MATLAB, Build, run, and test real-time applications, <https://www.mathworks.com/products/simulink-real-time.html>. Acedido a 30-05-2017.
- [31] J.-S. Kang, S.-S. Yang, Modeling and experimental evaluation of torque loss in turbine test rig for accurate turbine performance evaluation, *Journal of Mechanical Science and Technology* 26 (2) (2012) pp. 473–479.
- [32] L. H. Holthuijsen, *Wave in oceanic and coastal waters*, Cambridge University Press, (2012).
- [33] Y. Torre-Enciso, I. Ortubia, L. I. López de Aguilera, J. Marqués, Mutriku wave power plant: from the thinking out to the reality, in: *Proceedings 8th European Wave Tidal Energy Conf*, Uppsala, Sweden, (2009), pp. 319–329.
- [34] Kymaner - Tecnologias Energéticas, Lda, Comunicação privada (2017).
- [35] G. Marques, M. J. Resende, *Sebenta de circuitos eléctricos - Sistemas Eléctricos e Electromecânicos*, Área Científica de Energia, IST, (2009).
- [36] A. F. O. Falcão, *Sebenta de turbomáquinas*, Associação de Estudantes do Instituto Superior Técnico, (2014).
- [37] S. L. Dixon, C. A. Hall, *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*, 7th Edition, Butterworth-Heinemann, Oxford, 2013.
- [38] A. F. O. Falcão, J. C. C. Henriques, Model-prototype similarity of oscillating water column wave energy converters, *International Journal of Marine Energy* 6 (2014) pp. 18–34.
- [39] J. C. C. Henriques, W. Sheng, A. F. O. Falcão, L. M. C. Gato, A comparison of biradial and wells air turbines on the mutriku breakwater owc wave power plant, in: *Proceedings 32nd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, Trondheim, Norway, (2017).
- [40] Puertos del Estado - Gobierno de España, Predicción de oleaje, nível del mar; Boyas mareografos, <http://www.puertos.es/es-es/oceanografia/Paginas/portus.aspx/>. Acedido a 30-08-2017.
- [41] A. F. O. Falcão, *Sebenta de energias renováveis*, Associação de Estudantes do Instituto Superior Técnico, (2014).
- [42] A. F. O. Falcão, J. C. C. Henriques, L. M. C. Gato, Comparisons of self-rectifying air turbines for OWC wave energy converters, In: *Proceedings of the 12th European Wave and Tidal Energy Conference*, Cork, Ireland, (2017).
- [43] R. Starzmann, *Aero-acoustic analysis of Wells turbines for ocean wave energy conversion*, PhD Thesis, Universitat Siegen (2012).

Apêndice A

Análise de erros

Os sinais das variáveis adquiridos contêm incertezas que derivam de erros cometidos. Existem três tipos de erros: (1) grosseiros; (2) sistemáticos (*bias limit*) e; (3) aleatórios (*precision limit*). Os erros grosseiros (1) são provocados pela má condução do ensaio pelo utilizador ou por acontecimentos alheios nos instrumentos. São identificados durante o pós-processamento e não apresentam uma periodicidade comum em todos os ensaios. Os sistemáticos (2) advêm dos instrumentos (ex.: calibrações pouco cuidadas, baixa precisão dos mesmos) e de comportamentos erráticos por parte do utilizador. São por isso constantes durante todo o processo de aquisição em todos os ensaios. Por fim, os aleatórios (3) têm a ver com o processo de aquisição no seu sentido lato: flutuações no sinal que não se repetem de ensaio para ensaio.

A.1 Procedimento de cálculo

O procedimento do cálculo da incerteza dos dados adquiridos são baseados em [43]. Considerando uma variável Y que é determinada através de uma relação funcional de medições de m variáveis X_m :

$$Y = f(X_1, X_2, \dots, X_m). \quad (\text{A.1})$$

Se é realizada uma amostra com n elementos de uma variável X_m , então a média e o desvio padrão são dados por

$$\bar{X} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i, \quad (\text{A.2})$$

e

$$S = \left[\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \right]^{1/2}, \quad (\text{A.3})$$

respetivamente. Para um intervalo de confiança de 95% e $n > 60$, a distribuição t-Student aproxima-se de uma distribuição normal e a incerteza aleatória $U_r(X_m)$ definida por

$$U_r(X_m) = \frac{t}{\sqrt{n}} S, \quad (\text{A.4})$$

onde $t = 2,000$. Assim, a incerteza aleatória de Y , U_{rY} , usando a lei de propagação de incertezas, e assumindo que as variáveis X_m são independentes entre si, tem-se que

$$U_{rY} = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial X_1} U_r(X_1)\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial X_2} U_r(X_2)\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial X_m} U_r(X_m)\right)^2}. \quad (\text{A.5})$$

A incerteza sistemática de Y , U_{bY} , é calculado através da lei linear de propagação de erros dada por

$$U_{bY} = \left(\frac{\partial f}{\partial X_1} \Delta x_1\right) + \left(\frac{\partial f}{\partial X_2} \Delta x_2\right) + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial X_m} \Delta x_m\right), \quad (\text{A.6})$$

onde Δx_m é o erro sistemático de cada instrumento. Tem-se então que a incerteza total U_Y será dada por:

$$U_Y = \sqrt{(U_{rY})^2 + (U_{bY})^2}, \quad (\text{A.7})$$

e portanto, cada valor medido está dentro de uma gama: $\bar{x} \pm U$.

A.1.1 Cálculo de $U_r(X_m)$: aplicação de filtros

Os sinais adquiridos são resultantes da sobreposição do sinal representativo da medição de uma determinada variável e ruído. Para ser possível desacoplar o ruído do sinal, é necessário, primeiramente, realizar uma análise no domínio da frequência para avaliar quais são as frequências predominantes no sinal, e se são representativos do sinal da variável em questão. Seguidamente são aplicados filtros, no sentido de retirar ao sinal as frequências parasitas. Neste trabalho, foram utilizados filtros Savitzky–Golay.

A.1.1.1 Modelo: velocidade de rotação, binário, pressão na câmara e pressão para medição de caudal

A análise é feita para $\Omega = 661$ r.p.m. e $\Phi = 0,09$. Na Fig. A.1 encontra-se a análise realizada para o sinal de velocidade de rotação.

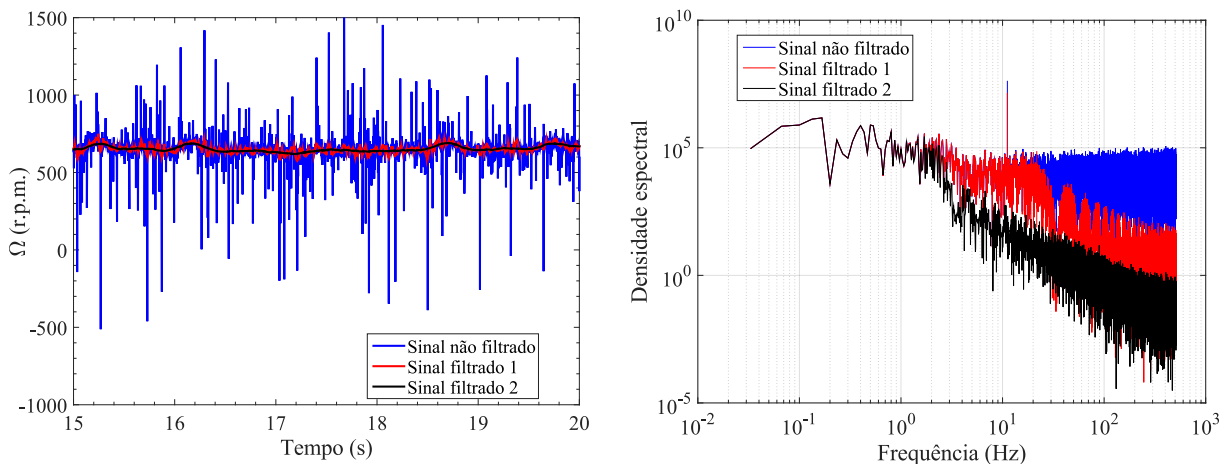


Figura A.1: Análise do sinal de velocidade de rotação: (a) sinal filtrado e não filtrado em função do tempo; (b) densidade espectral de potência em função da frequência do sinal filtrado e não filtrado.

A frequência com mais energia é correspondente à velocidade de rotação do ensaio convertida para Hertz. São

apresentados dois tipos de filtro: o primeiro não corta esta frequência e o segundo corta. Dado que estes ensaios são efetuados a velocidade de rotação constante, assumiu-se o segundo sinal como sendo o mais representativo do que foi observado durante os ensaios. Pelo que, para a análise de erros, utilizou-se o sinal filtrado 2.

Na Fig. A.2 encontra-se a análise do sinal de binário.

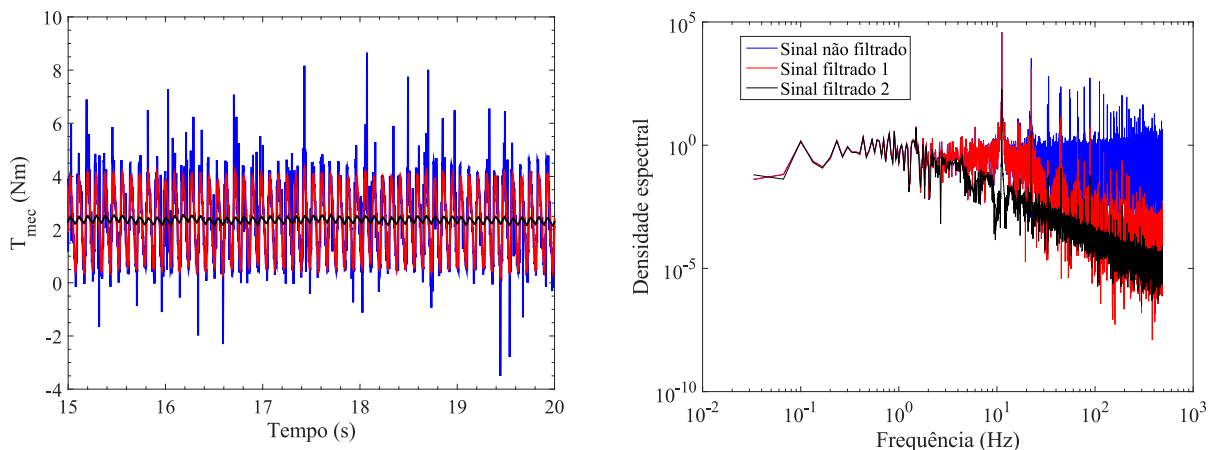


Figura A.2: Análise do sinal do binário: (a) sinal filtrado e não filtrado em função do tempo; (b) densidade espectral de potência em função da frequência do sinal filtrado e não filtrado.

Exceptuando a frequência correspondente à velocidade de rotação da turbina do ensaio em questão, para as restantes frequências com mais energia, não foram encontradas razões explícitas para o seu aparecimento. Podem ter contribuído factores tais como: esforços dinâmicos provocados pela montagem dos acoplamentos presentes no sensor de binário ou a própria forma de transmissão de sinal entre o sensor e o instrumento de leitura. Dado que se assume que a velocidade de rotação é constante com o tempo, não é credível a existência de variações de binário da magnitude apresentada. Para análise de erros foi considerado o sinal filtrado 2.

Na Fig. A.3 encontra-se a análise do sinal de pressão no pleno, e na Fig. A.4, o sinal de pressão da medição de caudal.

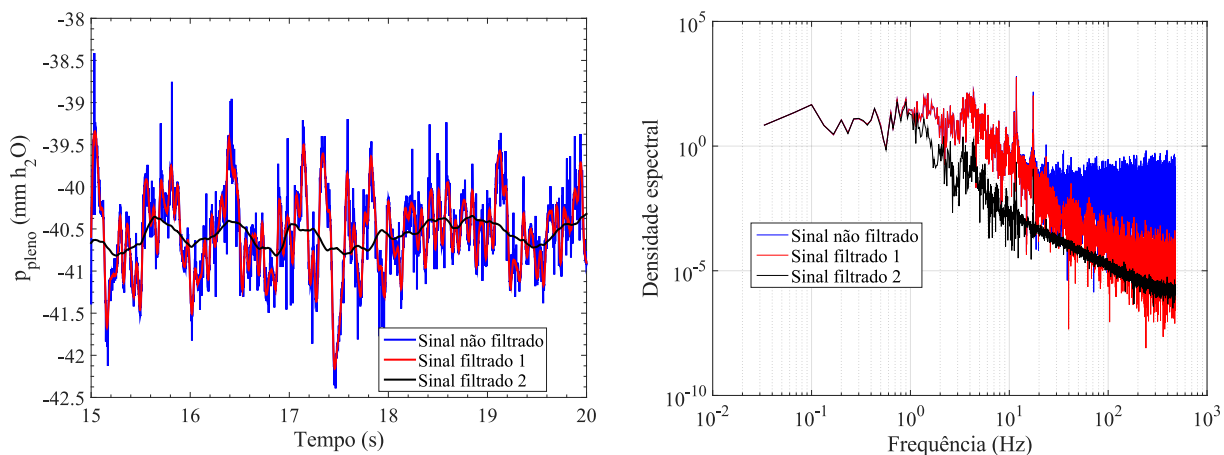


Figura A.3: Análise do sinal de pressão no pleno: (a) sinal filtrado e não filtrado em função do tempo; (b) densidade espectral em função da frequência do sinal filtrado e não filtrado.

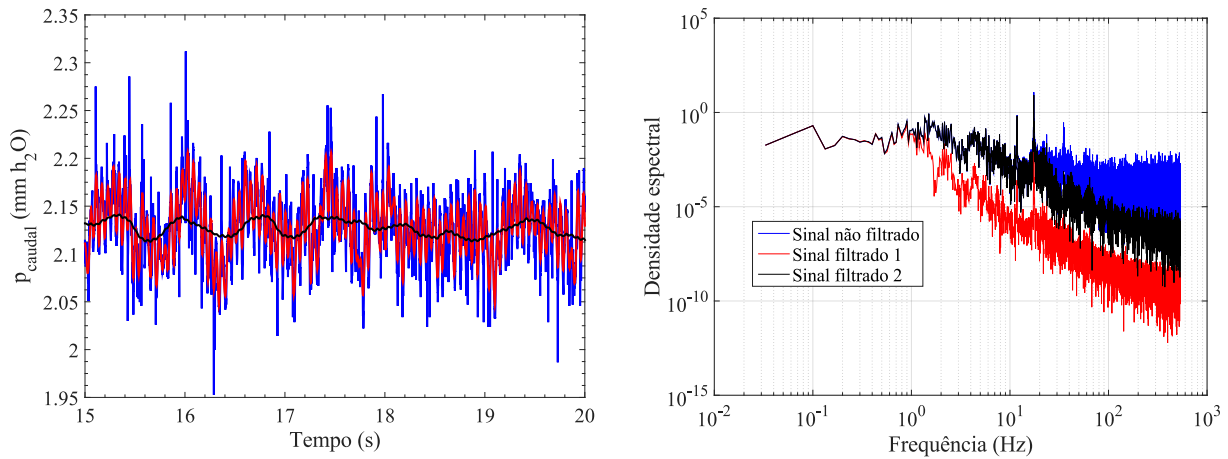


Figura A.4: Análise do sinal de pressão do caudal: (a) sinal filtrado e não filtrado em função do tempo; (b) densidade espectral em função da frequência do sinal filtrado e não filtrado. (Na figura (b) veja-se no sinal preto como vermelho e no vermelho como preto).

Analisando as duas figuras anteriores em simultâneo, as frequências predominantes encontram-se muito próximas, indiciando que podem advir da mesma fonte. A frequência correspondente à velocidade de rotação da turbina surge também nestes sinais. As restantes frequências podem ser originadas de: pulsações geradas pelo ventilador em situação de entrada em perda, a presença do motor elétrico que faz mover o ventilador ou vibração de toda a bancada de ensaios. Consideraram-se que variações de pressão na instalação não têm esta variabilidade ao longo do tempo e foi considerado, para efeitos de análise de erros, o sinal filtrado 2 para ambas as variáveis.

A.1.1.2 Protótipo: Calibração do gerador

Para um cálculo preciso e correto da potência elétrica à entrada do variador, os sinais da corrente e da tensão necessitam de ser filtrados. A análise que se segue é para um ponto de funcionamento correspondente a uma velocidade de rotação $\Omega = 2890$ r.p.m. e binário $T = 100$ Nm. Considera-se que pode ser visto como um caso genérico cujo tratamento é análogo para os restantes ensaios. Na Fig. A.5 apresentam-se os resultados para os sinais filtrados e não filtrados para a tensão e corrente à saída do gerador.

Analisando os sinais não filtrados, ambos possuem um comportamento periódico. O sinal da corrente apresenta um baixo nível de ruído quando comparado com o sinal de tensão.

Relativamente ao sinal da corrente era espectável que o nível de ruído fosse muito baixo, dado que o variador de frequência usa esta variável para controlo e proteção do gerador elétrico.

Quanto ao sinal da tensão, a sua forma deve-se ao facto do variador de frequência do gerador utilizar a técnica de modulação de largura de impulso, *Pulse Width Modulation* (PWM), para regular e variar a tensão assim como a frequência do gerador. O PWM consiste numa série de pulsos de tensão com diferentes larguras de modo a simular uma onda sinusoidal. Verifica-se que o sinal filtrado da tensão é de facto uma sinusoidal gerada pelo variador de frequência.

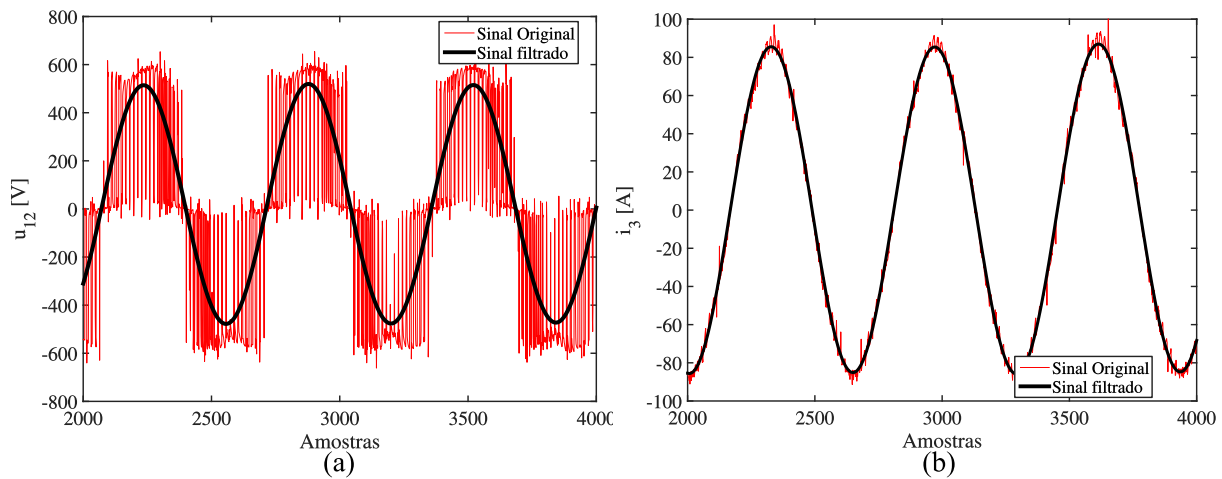


Figura A.5: Sinais filtrados e não filtrados à saída do gerador de: (a) tensão composta entre as fases 1 e 2 e (b) corrente na fase 3.

A.2 Resultados

Apresentam-se os resultados da análise de erros efetuada às curvas de funcionamento da turbina da Sec. 4.1.4.

Tabela A.1: Análise de erros - Curvas de funcionamento da turbina do modelo: geometria original.

Ω [r.p.m.]	Φ [-]	η [-]	$u(\eta)$ [%]
661	0,03	0,149	11,04
661	0,04	0,417	9,07
941	0,07	0,639	5,66
941	0,09	0,704	5,17
941	0,12	0,69	4,18
241	0,35	0,51	3,85
241	0,42	0,44	2,95

Tabela A.2: Análise de erros - Curvas de funcionamento da turbina do modelo: geometria com estator do projeto OPERA.

Ω [r.p.m.]	Φ [-]	η [-]	$u(\eta)$ [%]
950	0,06	0,496	9,98
989	0,08	0,629	4,78
782	0,11	0,68	4,50
989	0,14	0,63	3,30
646	0,20	0,58	3,16

Tabela A.3: Análise de erros - Curvas de funcionamento da turbina do modelo: geometria sem pás à saída.

Ω [r.p.m.]	Φ [-]	η [-]	$u(\eta)$ [%]
673	0,09	0,78	6,43
673	0,13	0,751	4,96
673	0,20	0,681	3,49
288	0,34	0,525	3,53

Apêndice B

Ensaio de atravessamento

B.1 Rotina

Para o controlo da posição axial e angular da sonda é utilizado um controlador *Rotadata ES1330*. O controlador possui dois motores que permitem a rotação e o deslocamento axial da sonda. A comunicação entre o computador mestre e o controlador faz-se por meio de uma porta série RS232. Uma rotina em MATLAB que simula uma máquina de estados finita controla, em simultâneo, a porta série e a aquisição de dados. Uma máquina de estados finita é uma máquina abstrata constituída por um número finito de estados. Esta apenas pode estar num estado num determinado momento, e muda de estado quando uma condição de transição é estabelecida. A máquina de estados para controlar a sonda usa uma adaptação do método da bissecção para encontrar o ângulo do escoamento.

De seguida apresenta-se a implementação da máquina de estados para os ensaios de atravessamento.

Estado 1: Inicia-se a rotina com a abertura da porta série RS232 e da placa de aquisição de dados. São estabelecidas as coordenadas axiais a estudar pelo utilizador, dois ângulos para iniciar a rotina e o erro de pressão máximo entre os dois furos da periferia, ξ .

Estado 2: O controlador move a sonda para a posição axial pretendida. Só passa para o estado seguinte após confirmação por parte do controlador que atingiu a posição axial pretendida.

Estado 3: O controlador move a sonda para a posição angular pretendida. Só passa para o estado seguinte após confirmação por parte do controlador que atingiu a posição angular α pretendida.

Estado 4: São adquiridas as pressões de cada um dos furos da sonda: $p_{1,s}$, $p_{2,s}$ e $p_{3,s}$.

Estado 5: São calculados o $\Delta p_i = p_{1,s} - p_{2,s}$ para os últimos dois pontos adquiridos. Se Δp_1 tem um sinal diferente de Δp_2 a rotina passa para o estado 6, caso contrário passa para o estado 7.

Estado 6: É efetuada uma regressão linear entre os pontos $(\alpha_1, \Delta p_1)$ e $(\alpha_2, \Delta p_2)$ e determinado o zero dessa recta. Ou seja, o α para o qual $\Delta p = 0$. A rotina passa para o estado 3 para posicionamento do novo ângulo. Se para esse novo ângulo se verificar $|\Delta p| < \xi$ então a rotina segue para o estado 8.

Estado 7: São aferidos quais das duas posições angulares possuem o Δp mais próximo de zero. A essa posição angular é incrementada 1° e a rotina passa para o estado 3.

Estado 8: São guardados valores de pressão de cada um dos furos da sonda, pressão ao longo de toda a instalação, binário ao veio e velocidade de rotação. A rotina passa para o estado 9.

Estado 9: A rotina define a nova coordenada axial a estudar e a rotina passa para o estado 2.

B.2 Perfis da componente radial e tangencial da velocidade absoluta à entrada do rotor

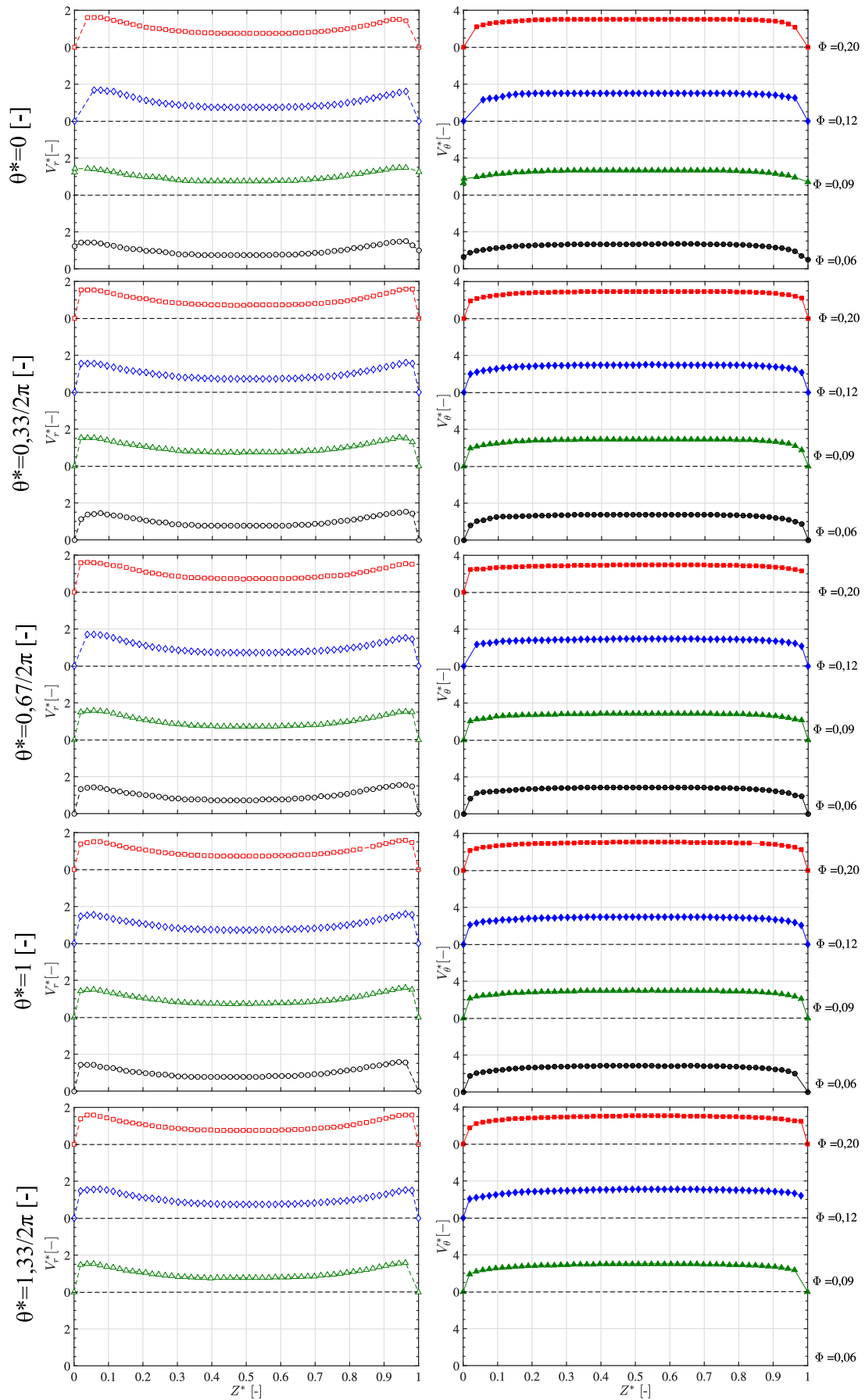


Figura B.1: Evolução das componentes tangencial e radial da velocidade absoluta em função do passo à entrada do rotor.

Apêndice C

Produção das pás do estator

O estator da turbina bi-radial de pás fixas contém 64 pás diretrizes em cada uma das coroas. Dado que a turbina é simétrica o número de pás prefaz um total de 256 pás diretrizes. Para a produção das pás a manufatura por maquinação seria um processo muito dispendioso. Desta forma delineou-se uma estratégia alternativa. São maquinadas replicas de cada uma das pás diretrizes numa CNC de 3 eixos (dado que as pás não possuem torção) em alumínio. As pás são polidas à mão e adicionados quatro furos topo-a-topo. Estas pás são denominadas de pás mestre. Com cada uma das pás é produzido um molde em silicone. As pás são reproduzidas em resina de poliuretano nesse molde. E a sua durabilidade varia consoante o número de tiragens diário. Cada pá demora, em média, cerca de 45 minutos a solidificar por completo.

C.1 Moldes de silicone

O tipo de silicone escolhido para a manufatura dos moldes, tem como propriedade principal os elevados raios de tiragem *versus* deformação do molde. Assim, a cadência de produção diária pode ser aumentada sem haver a necessidade de produzir mais moldes.

O processo de produção dos moldes de silicone é de seguida descrito:

1. Limpar a pá mestre com álcool/acetona;
2. Montar uma caixa em forma de paralelepípedo aberta no topo e fechada no inferior. Esta caixa tem de ter uma altura maior que a envergadura da pá;
3. Colocar a pá no fundo da caixa;
4. Medir o volume de silicone necessário para prefazer o volume da caixa;
5. Misturar os dois componentes em raios indicados pelo fabricante. Retirar o maior número de bolhas de ar possível;
6. Verter a mistura sobre a pá até ficar completamente coberta. Neste passo é necessário ter cuidado para não criar novas bolhas de ar à volta da pá mestre. Nos furos situados no topo da pá não devem de haver bolhas de ar, igualmente;
7. Esperar 24 horas até que o silicone esteja consistente;
8. Retirar a tampa inferior da caixa. Desta forma é criada a base do molde, ver Fig. C.1 (a);

9. Retirar excesso de silicone da periferia da superfície dos furos da peça;
10. Fazer rasgos de guiamento, sem arestas vivas, em torno da pá, ver Fig. C.1 (a);
11. Polir a superfície com 3 camadas de cera alternadamente;
12. Repetir passos 5 a 9;
13. Retirar vedações que compõem a caixa. Desta forma é criada a tampa do molde ver Fig. C.1 (b) e (c);
14. Criar um jito entre a tampa e base do molde, ver Fig. C.1 (b).

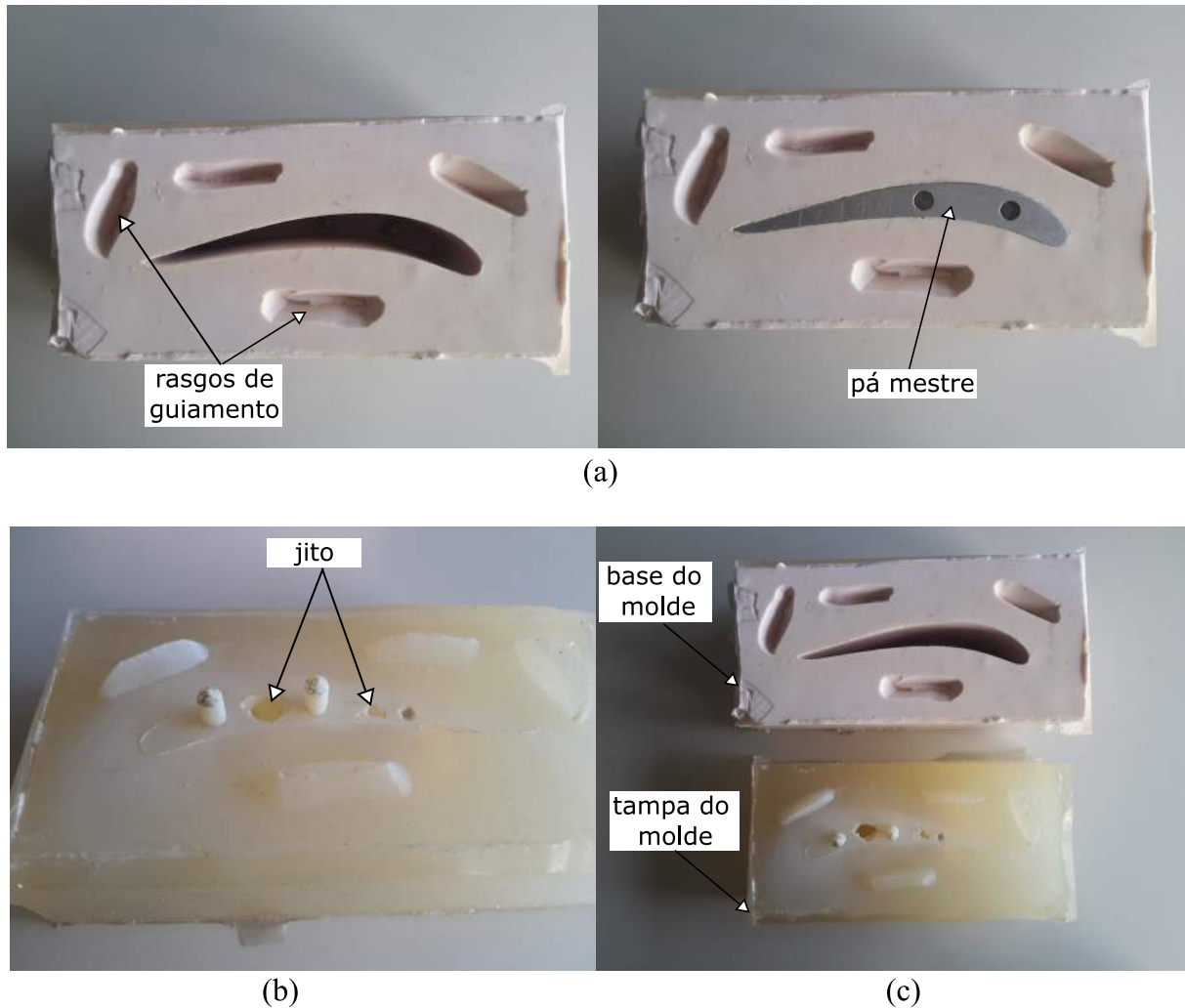


Figura C.1: Moldes de silicone: (a) base do molde com e sem a pá mestre; (b) tampa do molde; (c) conjunto tampa e base do molde.

C.2 Verificação da geometria das pás diretrizes

Dado a forma "artesanal" que foram feitas as pás diretrizes, recorreram-se a duas estratégias de verificação de geometria das mesmas.

A primeira consiste em medir várias cotas da pá ao longo da sua corda com uma coluna de medição. As pás em resina foram comparadas com as pás mestres. A partir de um desvio de 1 mm apresentado pela pá em resina quando comparada com a pá mestre, a pá em resina não é aprovada para montagem no estator.

A segunda estratégia, passou pela criação de uma peça que permitisse, por um lado, verificar a envergadura da pá e, por outro, a concentricidade entre os furos localizados topo-a-topo na pá. Esta peça encontra-se apresentada na Fig. C.2.



Figura C.2: Peça de verificação de geometria das pás diretrizes.

Apêndice D

Instalações experimentais: montagem

Nesta secção apresentam-se algumas fotografias da montagem das instalações experimentais do presente trabalho.

D.1 Instalação experimental do modelo

D.2 Bancada de ensaios do gerador

D.3 Instalação de ensaio de turbinas de 55 kW do IST

D.4 Central de Energia das Ondas do Mutriku



Figura D.1: Instalação experimental do modelo antes da colocação dos estatores. Conjunto de pás em resina ainda não terminadas. Estator de entrada com as pás diretrizes fixas.

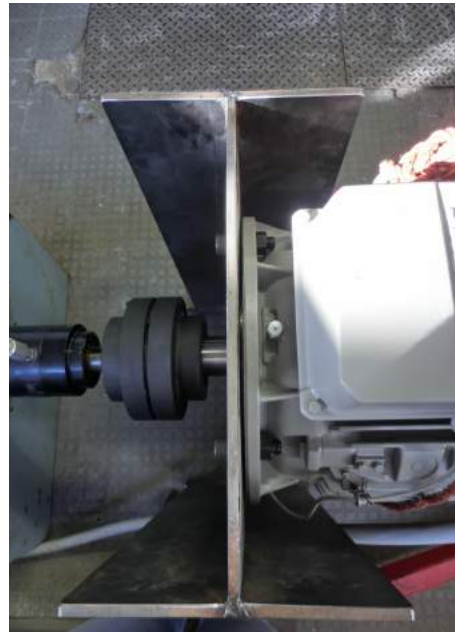


Figura D.2: Várias perspectivas da montagem da bancada de ensaios do gerador.

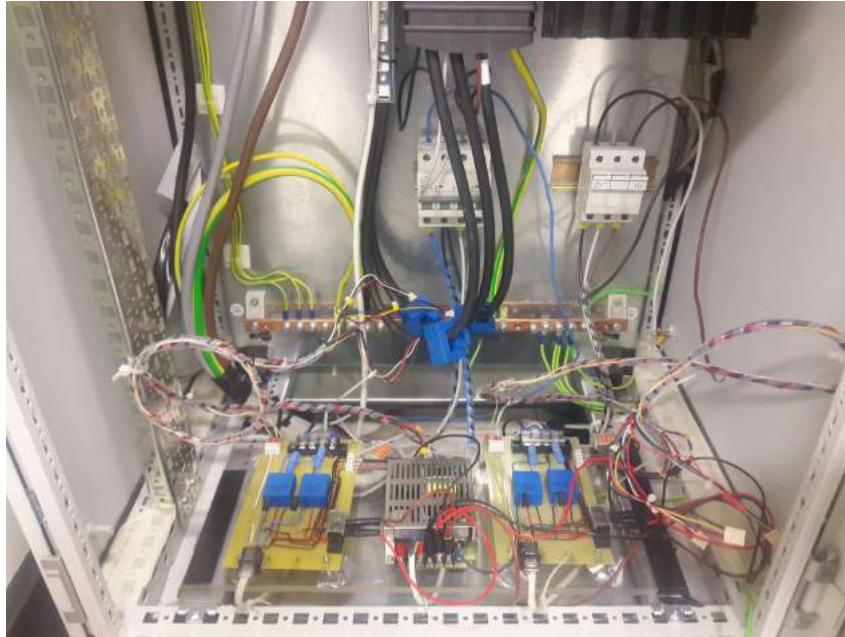


Figura D.3: Estação de tratamento montada no variador de frequência do gerador.

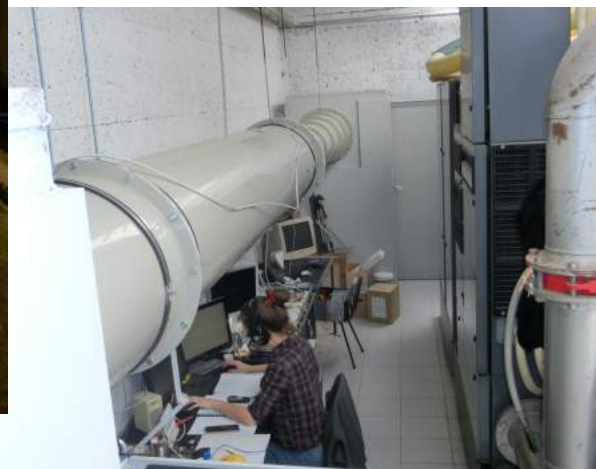


Figura D.4: Instalação de ensaio de turbinas de 55kW do IST. Chegada do protótipo. Perspectivas da instalação e mesa de controlo de aquisição de dados.



Figura D.5: Chegada do protótipo à Central de Energia das Ondas do Mutriku. Montagem na galeria. Mesa de controlo.