



TÉCNICO
LISBOA

**Projecto das pás directrizes duma turbina de ar
auto-rectificadora axial de acção para conversores de
energia das ondas**

João Rodrigo dos Santos Ferreira Nunes

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

Engenharia Mecânica

Orientadores: Prof. António Franco de Oliveira Falcão
Prof. João Carlos de Campos Henriques

Júri

Presidente: Prof. Carlos Frederico Neves Bettencourt da Silva

Orientador: Prof. António Franco de Oliveira Falcão

Vogal: Prof. José Carlos Páscoa Marques

Junho 2017

Agradecimentos

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer ao Professor João Henriques, orientador desta dissertação, por todo o apoio prestado, com diversas críticas e partilha de conhecimentos, imprescindíveis à realização deste trabalho.

Agradeço também ao Professor António Falcão, co-orientador desta dissertação, pelo interesse demonstrado no trabalho realizado e pelas sugestões efectuadas.

Ao Professor Luís Gato, pela sua disponibilidade incondicional e vontade incansável de colaborar com a sua vasta experiência na área de turbomáquinas, essenciais na elaboração desta dissertação.

Ao meu colega André Maduro, pela paciência e disponibilidade que revelou, contribuindo de forma incessante para a realização deste projecto.

A todos os colegas do pavilhão de Mecânica IV que de algum modo me ajudaram.

Aos meus amigos, que sempre me apoiaram e que contribuíram para o culminar desta etapa.

Por fim, e acima de tudo, aos meus pais e irmão, pelo encorajamento e confiança depositada ao longo do meu percurso académico, possibilitando a concretização deste objectivo, bem como de muitos outros.

Resumo

A Coluna de Água Oscilante é, indubitavelmente, um dos princípios de funcionamento mais frequentes em dispositivos de conversão de energia das ondas. Com o intuito de aumentar a eficiência e a gama de funcionamento destes dispositivos são utilizadas turbinas auto-rectificadoras. Estas apresentam dois conjuntos de pás directrizes na sua constituição, dispostos simetricamente em relação ao rotor, dispensando a utilização de válvulas rectificadoras e tornando o sistema independente do sentido do escoamento.

O objectivo desta tese consiste então em dimensionar numericamente um conjunto de pás directrizes que integre uma turbina auto-rectificadora axial de acção. Apresentando o segundo estator, situado a jusante do rotor, um desalinhamento com o escoamento de saída, característico de uma configuração de pás fixas, é então realizada uma optimização bidimensional das pás directrizes no sentido de minimizar estas perdas, melhorando o desempenho global da turbina. É assim apresentada uma metodologia para o desenho das pás directrizes na tentativa de atenuar este problema, sem descurar os requisitos de entrada no rotor.

Para além da optimização, são realizados cálculos em regime não-permanente, devido às separações massivas do escoamento no segundo estator, com o intuito de validar o desempenho das diferentes configurações. Por fim, procede-se à modelação tridimensional das pás directrizes, avaliando-se assim a implicação que os fenómenos complexos inerentes a um escoamento tridimensional irão ter na configuração final, permitindo validar a metodologia seguida neste trabalho, bem como averiguar o desempenho de diferentes configurações possíveis.

Palavras-chave: Energia das ondas, Coluna de Água Oscilante, Turbina auto-rectificadora axial, Dimensionamento de pás directrizes, Mecânica de Fluidos Computacional, Evolução Diferencial.

Abstract

The Oscillating Water Column is undoubtedly one of the most frequent operating principles in wave energy converters. In order to increase the efficiency and the operating range of these devices, self-rectifying turbines are used. These have two sets of guide vanes in their constitution, arranged symmetrically in relation to the rotor, avoiding the use of valves to rectify the reciprocating flow, thus making the system independent of the flow direction.

The aim of this thesis is to dimension numerically a set of guide vanes to integrate an axial self-rectifying impulse turbine. Due to the misalignment of the second stator, located downstream of the rotor, with the outflow, characteristic of a fixed blade configuration, a two-dimensional optimization is then performed in order to minimize these losses, improving the turbine's performance. Hence, a methodology is presented for the design of the guide vanes, attempting to mitigate this problem without neglecting the rotor's entry requirements.

In addition to the optimization, unsteady state computations are performed, due to the massive separations of the flow in the downstream stator, in order to validate the performance of the different configurations. Finally, a three-dimensional study of the guide vanes is carried out, evaluating the implication that the complex phenomena inherent to a three-dimensional flow will have in the final configuration, allowing to validate the methodology followed in this work, as well as to verify the performance of different possible configurations.

Keywords: Wave energy, Oscillating Water Column, Self-rectifying axial turbine, Design of guide vanes, Computational Fluid Dynamics, Differential Evolution.

Conteúdo

Agradecimentos	iii
Resumo	v
Abstract	vii
Lista de Tabelas	xiii
Lista de Figuras	xv
Lista de Abreviaturas e Símbolos	xix
1 Introdução	1
1.1 Energia das ondas	1
1.2 Tecnologias de aproveitamento da energia das ondas	3
1.2.1 Sistemas de corpos oscilantes	4
1.2.2 Sistemas de <i>Overtopping</i>	4
1.2.3 Coluna de Água Oscilante	5
1.3 Estado da arte	6
1.3.1 Turbina Wells	6
1.3.2 Turbinas de acção axiais	8
1.3.3 Turbinas radiais	10
1.4 Motivação	14
1.5 Objectivos	15
2 Projecto do conjunto de pás directrizes	17
2.1 Introdução	17
2.2 Análise simplificada do escoamento no rotor	17
2.3 Características geométricas	18
2.4 Condições de funcionamento	20
2.4.1 Número de Reynolds	21
2.5 Domínio computacional	21
2.6 Desenho das pás directrizes	23
2.6.1 Curvas de Bézier	23
2.6.2 Linha média do perfil	24
2.6.3 Espessura do perfil	25

2.6.4	Bloqueamento das pás	25
2.6.5	Posicionamento das pás	26
2.6.6	Corda e ângulo de calagem das pás	27
2.6.7	Múltiplas coroas de pás	27
2.6.8	Desfasamento entre coroas	27
3	Modelo numérico	29
3.1	Construção da malha híbrida bidimensional	29
3.2	Cálculo do escoamento de entrada	32
3.2.1	Aspectos gerais	32
3.2.2	Equações de transporte e modelo de turbulência	32
3.2.3	Condições de fronteira	34
3.2.4	Convergência da solução	34
3.3	Optimização do estator de entrada	35
3.3.1	Algoritmo de otimização	36
3.4	Cálculo do escoamento de saída	38
3.4.1	Condições de funcionamento e de fronteira	39
4	Análise bidimensional	41
4.1	Configuração inicial	41
4.1.1	Perfis otimizados para diferentes números de coroas	41
4.1.2	Escoamento de saída	44
4.1.3	Perfis otimizados para a configuração de 2 coroas	46
4.2	Configuração final	47
4.2.1	Novos perfis otimizados	48
4.2.2	Análise de resultados	51
4.2.3	Convergência de malha e da solução	53
4.3	Desfasamento entre coroas	56
5	Análise tridimensional	61
5.1	Modelo numérico	61
5.1.1	Construção da malha híbrida	61
5.1.2	Configurações tridimensionais	66
5.1.3	Condições de operação e de fronteira	67
5.2	Escoamento tridimensional	67
5.3	Análise da primeira configuração	68
5.4	Análise da configuração final	69
5.4.1	Desempenho dos diferentes estatores	69
5.4.2	Distância ao rotor	70
5.4.3	Convergência da solução	71

6 Conclusões	75
6.1 Considerações finais	75
6.2 Trabalho futuro	76
Bibliografia	81
A Configurações iniciais	83
A.1 Perfis e convergência das otimizações de 1 e 3 coroas	83
A.2 Convergência da primeira otimização de 2 coroas	84
B Configuração final	85
B.1 Convergência da otimização de 2 coroas	85
B.2 Configuração final	87

Lista de Tabelas

2.1	Parâmetros característicos do rotor.	18
2.2	Ângulos da velocidade relativa a montante do rotor.	19
2.3	Ângulos da velocidade absoluta a montante do rotor.	20
2.4	Condições de funcionamento.	21
2.5	Descrição das variáveis a otimizar na variante de 2 coroas de pás.	27
4.1	Parâmetros característicos do sistema de pás directrizes com 1, 2 e 3 coroas, para a secção intermédia $r^* = 0,59$	42
4.2	Parâmetros característicos do estator composto por 2 coroas, para as diferentes secções.	47
4.3	Nova optimização de 2 coroas de pás.	49
4.4	Diferentes malhas avaliadas.	56
5.1	Valores de K_p para as diferentes configurações.	69
5.2	Resumo dos melhores resultados de cada configuração.	70
B.1	Distribuição de pontos dos perfis para $r^* = 0,15$, adimensionalizados pela corda da primeira pá: primeira pá (à esquerda) e segunda pá (à direita).	87
B.2	Distribuição de pontos dos perfis para $r^* = 0,59$, adimensionalizados pela corda da primeira pá: primeira pá (à esquerda) e segunda pá (à direita).	88
B.3	Distribuição de pontos dos perfis para $r^* = 0,85$, adimensionalizados pela corda da primeira pá: primeira pá (à esquerda) e segunda pá (à direita).	89

Lista de Figuras

1.1	Representação esquemática do protótipo AWS, reproduzido de [4].	4
1.2	Coluna de Água Oscilante na configuração fixa (a) e flutuante (b), reproduzido de [5].	5
1.3	Turbina Wells na configuração original (a) e com pás de pré-guiamento (b), reproduzido de [4].	6
1.4	Rendimento (η) e queda de pressão (Δp_0^*) em função da velocidade de transporte adimensional da turbina Wells com rotor contra-rotativo (CR) e com pás directrizes (GV), reproduzido de [8].	8
1.5	Turbina auto-rectificadora de acção: a) conceito original, reproduzido de [4]; b) proposta por McCormick, com veios contra-rotativos, reproduzido de [10].	8
1.6	Turbina de acção axial: a) HydroAir [17]; b) Deniss-Auld (rotor) [4].	9
1.7	Turbina auto-rectificadora radial de acção com pás móveis:(a) posição das pás directrizes para escoamento descendente; (b) para escoamento ascendente; reproduzido de [4].	10
1.8	Variantes da turbina bi-radial (reproduzido de [23] e [24], respectivamente).	11
1.9	Eficiência da turbina bi-radial.	12
1.10	Representação esquemática da turbina tetra-radial; reproduzido de [28].	13
1.11	Possíveis geometrias da conduta da turbina tetra-radial: (a) trapezoidal; (b) circular; (c) circular; reproduzido de [28].	13
1.12	Diferentes posições que a válvula cilíndrica pode ocupar; reproduzido de [28].	14
1.13	Dupla coroa de pás directrizes; reproduzido de [29].	15
1.14	Rendimento em função do coeficiente de caudal para diferentes turbinas; reproduzido de [29].	15
2.1	Triângulos de velocidades do rotor (reproduzido de [5]).	18
2.2	Triângulos de velocidades a montante do rotor.	19
2.3	Domínio computacional utilizado para calcular o escoamento do estator.	22
2.4	Linha média do perfil construída com 4 pontos de controlo, retirado de [32].	24
2.5	Variáveis de interesse na caracterização das pás directrizes.	26
3.1	Blocos de malha do domínio computacional.	29
3.2	Malha em "O".	30
3.3	Detalhe do Bordo de Fuga: a) malha original; b) malha corrigida.	31
3.4	Coesão dos diferentes blocos de malha : a) bloco de entrada; b) bloco de saída.	31
3.5	Exemplo do processo de cruzamento com um vector composto por 7 parâmetros, reproduzido de [38].	37
3.6	Monitorização de quantidade de interesse.	39

4.1	Perfil correspondente à primeira pá directriz, na configuração de 1 coroa de pás ($r^* = 0,59$).	43
4.2	Perfis correspondentes às pás directrizes da configuração de 2 coroas de pás, adimensionalizados pela corda da primeira pá ($r^* = 0,59$).	44
4.3	Convergência da otimização para 2 coroas de pás ($r^* = 0,59$): a) Função objectivo α_2 ; b) diferença entre vector analisado e vector óptimo.	45
4.4	Coefficiente de perda de pressão de estagnação em função do número de Reynolds.	45
4.5	Perfis adimensionalizados pela corda da primeira pá: a) $r^* = 0,00$; b) $r^* = 1,00$	46
4.6	Perfis adimensionalizados pela corda da primeira pá: a) $r^* = 0,15$; b) $r^* = 0,59$; c) $r^* = 0,85$	50
4.7	Distribuição de pressão estática [Pa] na envólvecia dos perfis simulados.	51
4.8	Distribuição do Coeficiente de pressão nos dois perfis.	52
4.9	Campos de velocidades [m/s] no bordo de ataque: a) primeira pá; b) segunda pá.	52
4.10	Campos de velocidades [m/s] no bordo de fuga: a) primeira pá; b) segunda pá.	53
4.11	Campo de velocidades [m/s] do primeiro perfil.	53
4.12	Convergência da solução: a) resíduos; b) ângulo à saída do domínio; c) pressão estática à entrada do domínio; d) pressão estática à saída do domínio.	54
4.13	Distribuição de y^+ nos dois perfis.	54
4.14	Rácio de viscosidade turbulenta no extradorso a meia corda: a) primeira pá; b) segunda pá.	55
4.15	Pressão de estagnação [Pa] no extradorso a meia corda: a) primeira pá; b) segunda pá.	55
4.16	Convergência de malha: a) ângulo à saída do domínio; b) coeficiente de perda de pressão de estagnação.	56
4.17	Variação de K_p com λ	57
4.18	Distribuição da pressão de estagnação [Pa] no segundo estator: a) perfis originais; b) perfis desfasados, $\delta = 0,40$	57
4.19	Monitorização da pressão estática para um $\Delta t = 0,05ms$: a) entrada do domínio; b) saída do domínio.	58
4.20	Campo de velocidades [m/s] do segundo perfil para $r^* = 0,15$: a) $\lambda = 0,40$; b) $\lambda = -0,30$	59
5.1	Representação da malha tridimensional.	62
5.2	Representação da malha tridimensional de uma pá genérica: a) vista em perspectiva; b) vista lateral.	62
5.3	Representação do bloco de malha do <i>hub</i>	63
5.4	Contornos dos prismas triangulares do bloco de malha do <i>hub</i> : a) segunda pá; b) pormenor do bordo de fuga.	63
5.5	Malhas correspondentes às superfícies laterais: a) entrada do domínio; b) coesão das malhas de entrada e periódica.	64
5.6	Representação do bloco de malha não estruturada.	65
5.7	Malha computacional vista no <i>Fluent</i> : a) vista frontal das superfícies (excepto o <i>shroud</i>); b) detalhe do bordo de ataque e do <i>hub</i>	65
5.8	Vista lateral das diferentes configurações tridimensionais.	66
5.9	Espectros de pressão da configuração A: a) pressão de estagnação à entrada; b) pressão estática à saída.	69
5.10	Perfis médios de α_2 da configuração A para diferentes distâncias ao rotor: a) distância de 100 mm; b) distância de 225 mm.	71
5.11	Distribuição de y^+ : a) superfície das pás; b) <i>hub</i> e <i>shroud</i>	72
5.12	Distribuição de pressão estática [Pa] nas pás directrizes: a) intradorso; b) extradorso.	72

5.13	Distribuição de pressão estática [Pa] à saída do estator.	72
5.14	Resíduos da solução tridimensional.	73
5.15	Campo de velocidades [m/s] para $r^* = 0,59$ junto ao bordo de fuga: a) primeira pá; b) segunda pá.	73
5.16	Espectros de pressão da configuração A em regime não-permanente: a) pressão de estagnação à entrada; b) pressão estática à saída.	74
5.17	Perfis médios de α_2 da configuração A: a) regime permanente; b) regime não-permanente.	74
A.1	Perfil da pá directriz correspondente à configuração de 1 coroa de pás, adimensionalizado pela respectiva corda ($r^* = 0,59$).	83
A.2	Convergência da optimização para 1 coroa de pás: a) Função objectivo α_2 ; b) diferença entre vector analisado e vector óptimo.	83
A.3	Perfis correspondentes às pás directrizes da configuração de 3 coroas de pás, adimensionalizados pela corda da primeira pá ($r^* = 0,59$).	83
A.4	Convergência da optimização para 3 coroas de pás: a) Função objectivo α_2 ; b) diferença entre vector analisado e vector óptimo.	84
A.5	Convergência da optimização para 2 coroas de pás ($r^* = 0,0$): a) Função objectivo α_2 ; b) diferença entre vector analisado e vector óptimo.	84
A.6	Convergência da optimização para 2 coroas de pás ($r^* = 1,0$): a) Função objectivo α_2 ; b) diferença entre vector analisado e vector óptimo.	84
B.1	Convergência da segunda optimização para 2 coroas de pás para $r^* = 0,15$: a) Função objectivo α_2 ; b) diferença entre vector analisado e vector óptimo.	85
B.2	Convergência da segunda optimização para 2 coroas de pás para $r^* = 0,59$: a) Função objectivo α_2 ; b) diferença entre vector analisado e vector óptimo.	85
B.3	Convergência da segunda optimização para 2 coroas de pás para $r^* = 0,85$: a) Função objectivo α_2 ; b) diferença entre vector analisado e vector óptimo.	86

Lista de Abreviaturas e Símbolos

Abreviaturas

AWS	=	<i>Archimedes Wave Swing</i>
CAO	=	Coluna de Água Oscilante
CEO	=	Conversão de Energia das Ondas
CFL	=	Courant-Friedrichs-Lewy (<i>Courant number</i>)
CORES	=	<i>Components for Ocean Renewable Energy Systems</i>
CR	=	<i>Crossover Rate</i>
DE	=	Evolução Diferencial (<i>Differential Evolution</i>)
IST	=	Instituto Superior Técnico
MFC	=	Mecânica dos Fluidos Computacional
NACA	=	<i>National Advisory Committee for Aeronautics</i>
OWC	=	<i>Oscilating Water Column</i>
RANS	=	<i>Reynolds-Averaged Navier Stokes equations</i>
SST	=	<i>Shear-Stress Transport</i>

Símbolos Romanos

A	=	Constante, área
$B(t)$	=	Curva paramétrica de Bézier
C_p	=	Coeficiente de pressão
c	=	Corda da pá directriz
D	=	Diâmetro, dimensão do vector
E_r	=	Energia por unidade de massa
F	=	Factor de amplificação
G	=	Geração do algoritmo de optimização
K_p	=	Coeficiente adimensional de perda de pressão de estagnação
k	=	Energia cinética turbulenta
Ma	=	Número de Mach

l_m	=	Comprimento característico do campo turbulento
N_{eval}	=	Número de avaliações da função objetivo
N_p	=	Número de indivíduos da população
P	=	Perímetro, potência
p	=	Pressão
Q	=	Caudal volúmico
R_{ij}	=	Tensor de Reynolds
Re	=	Número de Reynolds
r	=	Coordenada radial
r^*	=	Raio adimensional
s	=	Factor de escala da distribuição de espessura, coordenada local ao longo da secção
T_{amb}	=	Temperatura ambiente
t	=	Tempo, coordenada paramétrica
U	=	Velocidade de transporte
u_i	=	Componentes do vector de velocidade de flutuação num referencial x_i
\tilde{u}_i	=	Componentes do vector de velocidade instantânea num referencial x_i
U_i	=	Componentes do vector de velocidade média num referencial x_i
u_{ij}	=	Vector de variáveis de design sujeito a cruzamento
V	=	Velocidade absoluta do escoamento
V_a	=	Componente axial da velocidade absoluta do escoamento
V_r	=	Componente radial da velocidade absoluta do escoamento
V_t	=	Componente tangencial da velocidade absoluta do escoamento
v_{ij}	=	vector perturbado das variáveis de projecto
W	=	Velocidade relativa do escoamento
W_a	=	Componente axial da velocidade relativa do escoamento
W_t	=	Componente tangencial da velocidade relativa do escoamento
x_{ij}	=	Vector alvo da optimização
y^+	=	Distância adimensional à parede
Z_C	=	Número de pás directrizes na direcção axial (nº de coroas)
Z	=	Número de pás directrizes na direcção circunferencial
z	=	Coordenada axial do domínio computacional tridimensional

Símbolos Gregos

α	=	Ângulo do escoamento absoluto
α^*	=	Ângulo de projecto para o escoamento absoluto
β	=	Ângulo relativo do escoamento
β_{in}	=	Ângulo de entrada das pás do rotor

Δ	=	Variação
Δt	=	Intervalo de tempo (<i>Time step</i>)
δ	=	Espessura da camada limite, tamanho dos maiores vórtices
δ_{ij}	=	Delta de Kronecker
ε	=	Ângulo de entrada/saída da pá directriz
Θ	=	Ângulo de passo
Λ	=	Envergadura das pás directrizes
λ	=	Desfasamento entre coroas de pás
μ	=	Viscosidade dinâmica
ξ	=	Ângulo de calagem da pá directriz
ρ	=	Massa volúmica
ν	=	Viscosidade cinemática
ν_T	=	Viscosidade turbulenta
Φ	=	Coeficiente de caudal adimensional
Ω	=	Velocidade de rotação
ω	=	Taxa de dissipação específica de energia

Índices Inferiores

0	=	Referente à pressão de estagnação
1	=	Secção de entrada do primeiro estator, relativo à 1ª coroa de pás
12	=	Relativo a quantidades entre a 1ª e 2ª coroa de pás
2	=	Secção de entrada do rotor, relativo à 2ª coroa de pás
23	=	Relativo a quantidades entre a 2ª e 3ª coroa de pás
3	=	Secção de saída do rotor, relativo à 3ª coroa de pás,
abs	=	Absoluto
BA	=	Bordo de ataque
BF	=	Bordo de fuga
estator	=	Referente ao estator da turbina
G	=	Geração
<i>mean</i>	=	Referente ao raio médio
opt	=	Optimizado
r	=	Radial
ref	=	Referência
rotor	=	Referente ao rotor da turbina
θ	=	Circunferencial
<i>hub</i>	=	Referente ao <i>hub</i> da turbina
<i>shroud</i>	=	Referente ao <i>shroud</i> da turbina

Capítulo 1

Introdução

1.1 Energia das ondas

Nas últimas décadas, a procura por energias renováveis tem sido incessante, com o objectivo de diminuir a dependência dos combustíveis fósseis, bem como de produzir energia limpa diminuindo assim o impacto ambiental inerente à exploração e consumo de carvão, petróleo e seus derivados. A energia das ondas apresenta-se actualmente como uma energia renovável promissora, não sendo no entanto algo completamente novo, contrariamente àquilo que se possa pensar. Porém, apenas nas últimas décadas tem surgido maior investimento, fundamental à prosperidade da tecnologia utilizada. A possibilidade de extrair energia (útil) a partir das ondas do mar motivou um enorme número de pessoas a produzirem mecanismos capazes de obter energia desta fonte inesgotável, datando de 1799 a patente mais antiga por parte de dois inventores franceses [1]. Contudo, o desenvolvimento desta área tem sido consideravelmente lento devido às dificuldades associadas ao desenvolvimento de protótipos funcionais, mais concretamente a sua colocação no mar, bem como aos custos de produção e manutenção associados que tornaram esta energia menos desejável do que a solar ou a eólica, a título de exemplo.

No entanto, houve uma alteração significativa do panorama (geral) em meados do século XX, principalmente devido à contribuição de Yoshio Masuda. Este oficial da marinha Japonesa impulsionou a modernização da tecnologia associada a esta área com a invenção de uma bóia de navegação alimentada por energia das ondas. Estas bóias, que funcionavam com base no fenómeno que posteriormente viria a ser denominado de Coluna de Água Oscilante (cujo fundamento será abordado em mais detalhe na secção 1.2.3), começaram a ser comercializadas em 1965 dando azo ao desenvolvimento de futuros protótipos, como um conversor de energia das ondas em maior escala. Em 1976 surgiu o projecto *Kaimei*, uma embarcação de grandes dimensões, com 13 câmaras abertas no seu casco, onde foram instaladas diferentes turbinas de ar (inicialmente apenas unidireccionais e posteriormente turbinas auto-rectificadoras também, que serão apresentadas quando oportuno). Este projecto foi, sem dúvida, um marco importante na história da energia das ondas pois apesar de não ter apresentado os melhores resultados, porventura devido à inexperiência técnico-científica e ao escasso desenvolvimento da

tecnologia usada, conseguiu demonstrar a possibilidade de explorar com maior rendimento a energia disponibilizada pelo mar.

Para além disto, a crise petrolífera de 1973 demonstrou a dependência de várias economias mundiais (como a americana e a japonesa) relativamente a este produto, tornando imperativa a necessidade de descobrir outras formas de energia. Deste modo, as energias renováveis ganhavam um novo fôlego, despoletando ainda mais o interesse em fontes de energia menos convencionais, como o caso da energia das ondas. Alguns países europeus iniciaram assim programas de pesquisa e desenvolvimento nesta área surgindo nas seguintes décadas variados protótipos, especialmente em países com uma fronteira marítima mais significativa, como a Noruega e a Escócia. Em 1991, a Comissão Europeia decidiu incluir a energia das ondas como uma das energias renováveis integrantes do programa de pesquisa e desenvolvimento Europeu, aumentando assim significativamente o número de projectos que viriam a ser desenvolvidos desde então.

Várias razões podem ser enumeradas como justificação para o tardio desenvolvimento da tecnologia associada à extracção da energia das ondas, sendo a principal a falta de meios financeiros. Contudo, outras dificuldades, intrínsecas ao comportamento e características dos oceanos, podem também ser consideradas. Um obstáculo relevante é a enorme variabilidade das ondas que, com um comportamento maioritariamente aleatório, dificulta a caracterização de um regime de funcionamento. Para além das variações observadas ao longo do ano (ainda que existam alguns padrões reconhecidos), podem ser ainda distinguidos diferentes comportamentos do oceano consoante a região de interesse, bem como entre as sucessivas ondas que nessa zona se verificarem. Estas irregularidades das ondas, em intensidade e em período, complicam ainda a conversão da energia mecânica em energia eléctrica, uma vez que grande parte dos equipamentos conversores não operam em regime permanente. Com isto pode concluir-se que a produção de energia a partir das ondas está sujeita a um extenso trabalho de mapeamento e caracterização do mar, consoante a região onde será aplicado o protótipo conversor. Outra dificuldade prende-se com a absorção da energia das ondas. Para uma óptima absorção, é necessário atingir situações de ressonância, amplificando assim o efeito das ondas. Porém, devido à baixa frequência das ondas (inferior a 1 Hz), os protótipos têm de ser construídos em grandes dimensões, significando elevados custos de fabrico e manutenção quando operacionais, especialmente em condições marítimas adversas. A impossibilidade de desenvolver protótipos em pequena escala (como aconteceu com a energia eólica) e sucessivamente aumentar o tamanho dos equipamentos consoante o sucesso dos respectivos testes condicionou o desenvolvimento destas tecnologias.

Estes protótipos são utilizados ao longo da costa, em águas de baixa profundidade e também em águas mais profundas, com as suas vantagens e desvantagens, claramente. No entanto, não podem ser negligenciadas as complicações acrescidas que advêm de ambas as configurações. Enquanto numa instalação costeira é verificado um baixo potencial energético, à instalação de conversores em águas mais profundas acresce um custo significativo em amarrações e cablagem submarina fundamentais para a fixação da bóia bem como para o transporte da electricidade onde esta possa ser aproveitada, respectivamente, bem como de maiores despesas de manutenção. Ambas as vertentes têm associados elevados custos de fabrico devido à necessidade de construir infraestruturas capazes de suportar o

desgaste extremo que um mar agitado impõe.

Contudo, vários são os aspectos positivos responsáveis por um cada vez maior investimento no desenvolvimento destas tecnologias. Estima-se que o potencial energético líquido dos oceanos atinja os 3 TW [2] de potencial energético anual, que é superior à potência média anual consumida mundialmente, sendo o potencial de Portugal aproximadamente 10 GW. O facto dos conversores de energia conseguirem produzir até cerca de 90% do tempo diferencia a energia das ondas de outras energias renováveis como a eólica e a solar que apresentam percentagens significativamente inferiores (cerca de 30% [2]). Para além disto, a energia das ondas exhibe uma boa relação entre a oferta e a procura, uma vez que 37% da população mundial habita em regiões perto de zonas costeiras (até 90 km da costa). Apesar da grande alternância existente entre diferentes regimes de ondas, como já foi previamente referido, estas conseguem apresentar uma maior previsibilidade do que o vento [2].

Para finalizar a caracterização deste recurso, não se pode deixar de mencionar um aspecto da maior relevância que é a variabilidade do potencial energético dos oceanos. Tal como foi mencionado, esta variabilidade desempenha um papel relevante pois qualquer que seja o protótipo a ser desenhado tem que ser construído tendo em conta um determinado regime de funcionamento, ainda que com uma larga gama de aceitação. Locais mais energéticos mas com maior variabilidade acabam por ser preteridos em relação a outros mais consistentes ao longo do ano, uma vez que é de todo improfícuo produzir somente energia em reduzidos períodos de tempo, para além do acrescido desgaste que apenas aumentará os custos de manutenção. Consoante o local a ser escolhido para aplicação de um conversor de energia existem diferentes tecnologias de aproveitamento que podem ser utilizadas, tal como será explicitado na seguinte secção 1.2.

1.2 Tecnologias de aproveitamento da energia das ondas

Contrastando com outras energias renováveis, a energia das ondas apresenta uma grande diversidade no que diz respeito às tecnologias utilizadas. É actualmente uma área em constante evolução surgindo constantemente novas ideias enquanto outras são abandonadas por não se mostrarem viáveis. Vários podem ser os critérios que distinguem os diferentes tipos de tecnologia tendo-se optado por fazer uma diferenciação com base no princípio de funcionamento, podendo-se dividir em três grandes grupos. A absorção da energia das ondas exige movimento, podendo este ser de um corpo total ou parcialmente submerso, que corresponde a um corpo oscilante, bem como pela passagem de água por uma turbina, com recurso aos denominados *overtopping devices* ou então de uma interface água-ar que é conhecida por coluna de água oscilante. Uma vez que a coluna de água oscilante e os componentes a si associados estão intrinsecamente relacionados com este trabalho, serão merecedores de maior atenção nas seguintes secções, realizando-se apenas uma breve elucidação sobre os dois restantes grupos, no sentido de providenciar um conhecimento mais abrangente e diversificado sobre esta temática. Uma revisão mais exaustiva pode ser feita com a consulta de [3].

1.2.1 Sistemas de corpos oscilantes

Existem variados sistemas de corpos oscilantes, que funcionam com base no comportamento oscilatório das ondas, como todos os outros tipo de tecnologias. Contudo, a diferença mais significativa baseia-se no facto destes corpos oscilarem consoante o movimento das ondas, tal como o seu nome faria prever. Estes sistemas diferenciam-se entre si consoante o tipo de movimento que exibem. A título de exemplo é apresentado um sistema em que as sucessivas compressões e depressões causadas pelas ondas provocam o aumento e diminuição da pressão de um volume de ar contido dentro do mecanismo, originando assim um movimento alternado rectilíneo. Um exemplo deste sistema é o AWS, *Archimedes Wave Swing*, que se encontra representado na Fig. 1.1, desenvolvido na Holanda e testado na costa Portuguesa em 2004. Contudo, muitos destes dispositivos nem sequer dependem da variação de pressão num volume de ar, funcionando com o impacto que sofrem das ondas ou com a oscilação provocada pelo facto de serem corpos flutuantes constantemente sujeitos a perturbações. Muitos destes mecanismos oscilantes não são baseados em movimentos rectilíneos mas sim rotativos ou pendulares. Existem ainda sistemas de multi-corpos no sentido de agregar mais dispositivos na mesma região partilhando assim uma estrutura comum e um sistema de controlo comum. Com isto se pode compreender a panóplia de dispositivos existentes apenas numa das variantes abordadas.

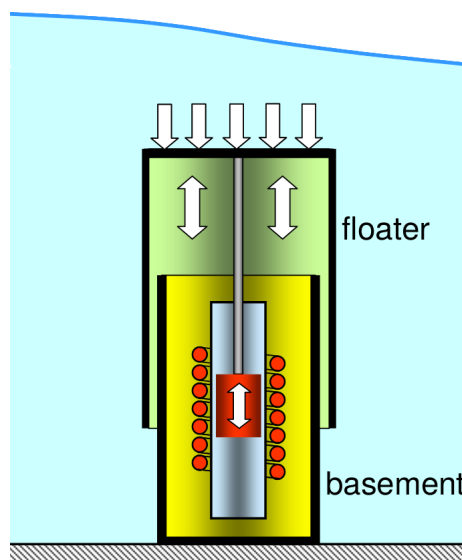


Figura 1.1: Representação esquemática do protótipo AWS, reproduzido de [4].

1.2.2 Sistemas de *Overtopping*

Estes dispositivos correspondem a longas estruturas que aproveitam a quantidade de movimento da água das ondas para a armazenar em reservatórios, aumentando assim a energia potencial da água capturada. Contudo podemos encontrar abordagens diferentes que partilham o mesmo princípio de funcionamento. Basicamente, ambos os sistemas tiram partido da altura de água existente, fazendo-a passar por uma turbina adequada à altura de água para a qual o projecto foi desenvolvido. A principal diferença baseia-se no local onde a água é armazenada. Existem estruturas compostas por longos

canais, desenhados com o intuito de amplificar o movimento das ondas, permitindo assim colectar a água das ondas, transferindo-a para o interior de um reservatório, na zona costeira. Este existe no sentido de alimentar a turbina com um caudal relativamente estável. Outra alternativa consiste no armazenamento de água, mas num reservatório acima do nível médio do mar, numa estrutura flutuante, podendo assim ser aplicado *offshore*.

1.2.3 Coluna de Água Oscilante

A coluna de água oscilante é sem dúvida o princípio de funcionamento que atrai maior interesse, sendo aquele que mais extensamente tem sido estudado e que apresenta um maior número de mecanismos instalados e operacionais no mar. Esta tecnologia, que era já aplicada nas bóias de navegação desenvolvidas por *Yoshio Masuda*, viria a ser apelidada em 1978 de *Oscillating Water Column (OWC)* traduzido para português como Coluna de Água Oscilante (CAO). Basicamente, o sistema consiste numa estrutura, aberta no fundo abaixo da superfície livre do mar, encontrando-se um determinado volume de ar contido dentro dessa estrutura, acima do nível da água. Com a acção das ondas, e conseqüente aumento e diminuição do volume disponível que o ar pode ocupar, este é forçado a atravessar uma turbina que se encontra acoplada a um gerador eléctrico e respectivos controladores, permitindo assim a conversão da energia disponível no veio de rotação da turbina. Contrariamente ao sistema de corpos oscilantes anteriormente referido, AWS, este não funciona em circuito fechado (na maioria dos casos), circulando o ar alternadamente para o interior e para o exterior do dispositivo. Na Fig. 1.2 podem ser visualizadas duas configurações possíveis que os dispositivos de CAO podem apresentar, que ajudam a compreender melhor este princípio de funcionamento. Mais concretamente uma configuração fixa, aplicada numa zona costeira, ou flutuante, podendo assim operar em regiões de águas mais profundas, tendo as respectivas vantagens e desvantagens sido previamente enunciadas.

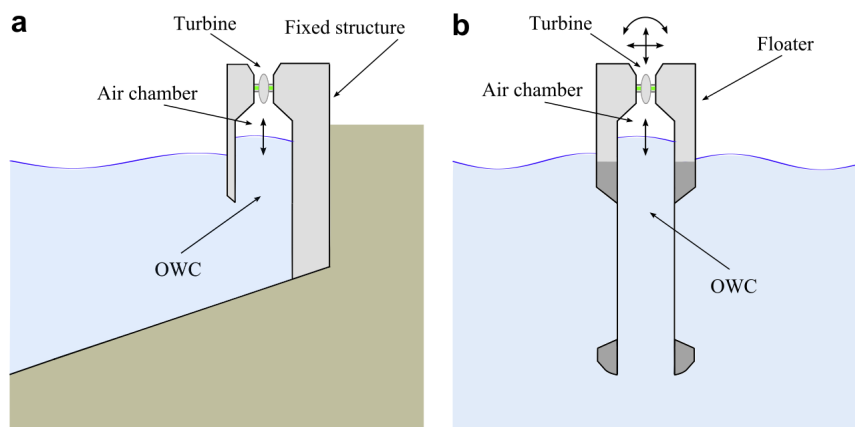


Figura 1.2: Coluna de Água Oscilante na configuração fixa (a) e flutuante (b), reproduzido de [5].

O sistema pode ser ou não bidireccional, questão que será abordada de seguida. A grande vantagem do sistema apresentar esta independência do sentido do escoamento reside particularmente no reduzido número de componentes móveis que, de grosso modo, consiste apenas na turbina, apelidada de auto-rectificadora. Quando tal não é verificável, acresce um conjunto de válvulas rectificadoras,

responsáveis por uma menor fiabilidade do equipamento e a que estão associados maiores custos de manutenção. Estas válvulas impõe um escoamento unidireccional, libertando para o exterior o fluido que atravessou a turbina, desempenhando o papel contrário durante o movimento descendente da onda, bloqueando a entrada de ar. Várias turbinas auto-rectificadoras têm sido desenvolvidas ao longo das últimas décadas, sendo a turbina *Wells* a mais popular, bem como as suas variantes, cujas características gerais serão enunciadas na secção 1.3.1. Na tentativa de melhorar a eficiência apresentada e alargar a gama de funcionamento destes dispositivos, surgiram as turbinas de acção (denominadas na literatura inglesa de *impulse turbines*) que serão descritas na secção 1.3.2.

1.3 Estado da arte

1.3.1 Turbina Wells

A turbina *Wells*, inventada por Alan Arthur Wells em 1976 pode ser descrita, de um modo simplista, como um rotor, composto por um determinado número de pás com um perfil simétrico colocado a um ângulo de incidência de 90° em relação ao referencial absoluto, tal como pode ser observado na Fig. 1.3. É também facilmente constatável que se trata de uma turbina axial, tendo esta definição origem no facto de o escoamento se desenvolver axialmente ao longo do tempo.

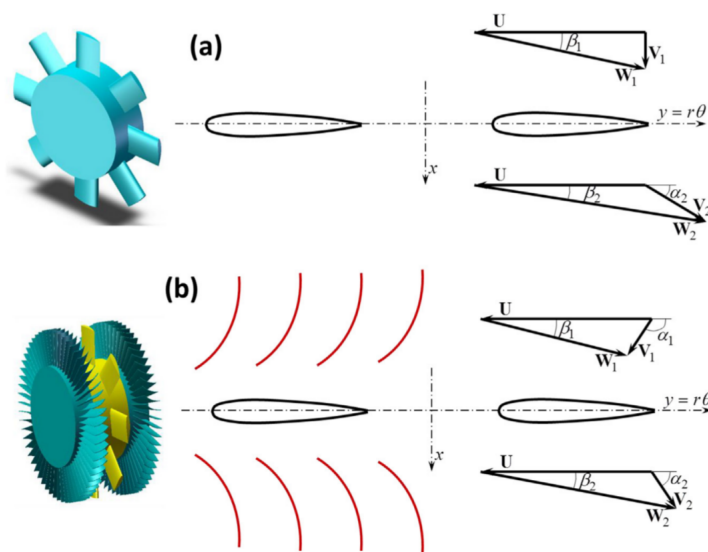


Figura 1.3: Turbina Wells na configuração original (a) e com pás de pré-guiamento (b), reproduzido de [4].

Com base nos conhecimentos existentes de aerodinâmica, um perfil alar sujeito a um escoamento de incidência com um determinado ângulo β_1 irá produzir uma força de sustentação perpendicular à direcção do escoamento relativo assim como uma de resistência, apresentando as duas perpendicularidade entre si. Estas forças podem ser decompostas numa força axial, apenas responsável por um carregamento axial no rotor da turbina (cujos efeitos podem ser mitigados, ou significativamente atenuados, ver [6]), e outra tangencial, realmente útil, geradora do binário útil. Para um perfil simétrico, a direcção desta força tangencial mantém-se inalterada, independentemente do sentido do escoamento.

Esta foi a principal característica responsável pela larga utilização desta turbina, pois o sentido de rotação do rotor manter-se-á imutável durante todo o seu funcionamento, dispensado o recurso a válvulas rectificadoras. Esta característica única (na época), aliada a uma construção não muito complexa e a valores de eficiência satisfatórios introduziram a turbina *Wells* como a mais adequada para equipamentos baseados no sistema de CAO.

É ainda de realçar que, na sequência de um funcionamento sujeito a escoamentos de ar irregulares, o rotor exibiria um binário variável no tempo, pouco propício à geração de energia. Uma vez que se verificam elevadas velocidades de rotação, necessárias para ter um ângulo do escoamento relativo suficientemente baixo que evite separação, este efeito pode ser atenuado com recurso a um rotor de maior inércia, acumulando mais energia por inércia, mitigando estas flutuações.

Com o intuito de melhorar o desempenho da turbina, tornou-se imperativo reduzir o desperdício de energia presente no escoamento de saída do rotor devido à existência de uma componente tangencial, conseguido com a introdução de um conjunto de pás directrizes a montante do rotor. No entanto, como esta turbina era aplicada em sistemas de CAO, sujeitos a escoamentos recíprocos, é necessária a introdução de dois estatores, simétricos em relação ao plano de rotação da turbina, tal como pode ser observado na Fig. 1.3, na configuração "b". Outras ideias surgiram no mesmo sentido, para além deste conjunto duplo de pás directrizes, mantendo a turbina insensível à direcção do escoamento. Nomeadamente, a construção de um rotor contra-rotativo, ou seja, dois rotores, semelhantes entre si, que rodam com velocidades iguais em sentidos contrários, anulando-se assim a velocidade tangencial de saída. Este sistema apresenta as vantagens aerodinâmicas evidentes uma vez que dispensa pás directrizes, cuja presença a jusante produz efeitos nefastos no rendimento da turbina. Porém, apresenta uma maior complexidade no seu fabrico, inerente à construção dos veios dos rotores contra-rotativos, conjugada com a duplicação dos componentes electrónicos. Uma alternativa viável prende-se com a utilização de dois rotores também, mas montados no mesmo veio, denominada turbina de duplo plano. Uma destas turbinas foi aplicada em Islay, Escócia, sem pás directrizes, podendo no entanto apresentar as duas configurações. Foi também projectada uma turbina Wells de 400 kW, de passo variável, para a instalação localizada na ilha do Pico, Portugal, não tendo contudo sido aplicada. Em [7] podem ser encontradas mais informações sobre as diferentes variantes da turbina Wells mais estudadas para conversão de energia das ondas.

As turbinas Wells conseguem atingir rendimentos na ordem dos 70 % em condições ideais exibindo porém uma gama de funcionamento bastante estreita, inadequada às condições operacionais verificadas no mar. Isto pode ser observado na Fig. 1.4 onde se verifica que a partir de um determinado coeficiente de caudal (superior a 0,25) existe uma queda acentuada no valor do rendimento devido à separação do escoamento nas pás do rotor. Uma revisão mais detalhada pode ser efectuada com a consulta de [9] e [6].

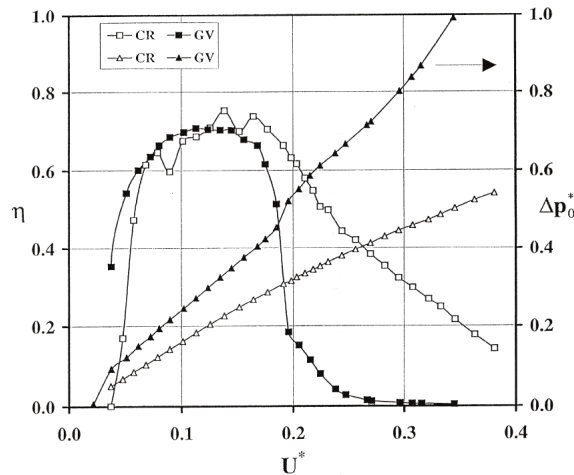


Figura 1.4: Rendimento (η) e queda de pressão (Δp_0^*) em função da velocidade de transporte adimensional da turbina Wells com rotor contra-rotativo (CR) e com pás directrizes (GV), reproduzido de [8].

1.3.2 Turbinas de acção axiais

Como alternativa à turbina Wells, surgiu a turbina auto-rectificadora de acção, *impulse turbines*, inventada em 1975 por I. A. Babintsev. Esta turbina é constituída por um rotor muito semelhante ao da turbina de acção clássica (de Laval), formando canais entre as pás por onde o fluido escoava, Fig. 1.5. Por possuir dois conjuntos de pás directrizes, simétricos em relação ao plano de rotação do rotor, dispensando a utilização de válvulas rectificadoras, esta turbina é assim indiferente ao sentido do escoamento, denominada de auto-rectificadora.

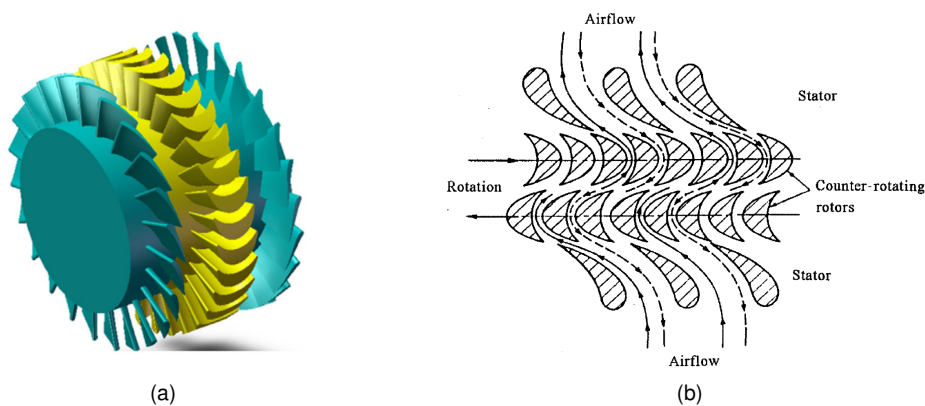


Figura 1.5: Turbina auto-rectificadora de acção: a) conceito original, reproduzido de [4]; b) proposta por McCormick, com veios contra-rotativos, reproduzido de [10].

A grande desvantagem desta turbina consiste na incompatibilidade de ter simultaneamente a incidência ideal no escoamento de entrada e no de saída. A presença do conjunto de pás directrizes a jusante (necessário ao normal funcionamento da turbina) apresenta-se como um obstáculo ao escoamento de saída, induzindo enormes perdas aerodinâmicas (perdas de pressão de estagnação), [11]. McCormick apresentou uma turbina contra-rotativa [12], construída e testada em meados dos anos 80 [13], ver Fig. 1.5, não conseguindo colmatar no entanto o problema da incidência no segundo estator.

Com o intuito de contornar essa adversidade, Kim *et al* [14] propôs uma turbina com pás directrizes de passo variável, cujo movimento das pás não fosse regulado com recurso a controladores, mas sim pelos esforços a que as pás estão sujeitas com a passagem do fluido, ocupando assim duas posições angulares predefinidas. Esta alternativa, apesar de aumentar a complexidade do sistema, introduziu melhorias aerodinâmicas significativas na turbina, ver [15].

Não obstante, a turbina de acção apresenta vantagens relativamente à Wells, uma vez que não exhibe limitações associadas com a velocidade do escoamento relativo, devido à mais baixa velocidade de rotação das pás. Apresenta uma gama de funcionamento sobejamente mais larga, não apresentando porém eficiências superiores a 60%, já contemplando a configuração de pás directrizes de passo variável (acima referida), cuja fiabilidade pode ser posta em causa, comparativamente a outras turbinas. Contudo, [7] mostram que a turbina de acção apresenta características globais que a tornam superior à turbina Wells, com maior potencial quando sujeita a escoamentos irregulares, situação mais semelhante ao ambiente de funcionamento real.

Uma vez que os rendimentos verificados nas turbinas supracitadas não eram as desejáveis, outras abordagens foram utilizadas no sentido de alterar esse panorama. Foi então proposta uma turbina que exibisse uma maior distância entre as pás directrizes e o rotor, com o intuito de reduzir a velocidade do escoamento. Com a diminuição da velocidade do fluido e conseqüente redução da sua energia cinética, reduzem-se as perdas verificadas no segundo estator. Este abrandamento do fluido é atingido com recurso a condutas cónicas, que funcionam como difusores, cujas aberturas alojam os conjuntos de pás directrizes, encontrando-se estas, deste modo, mais afastadas do rotor tanto axial, como radialmente, comparativamente à situação original. Uma turbina deste género foi desenvolvida pela empresa *Dresser-Rand*, denominada comercialmente por *HydroAir*, ver Fig. 1.6a, tendo sido testada no *Oceanlinx Mk3* [16], na costa Australiana, juntamente com a turbina *Denniss-Auld*, Fig. 1.6b.

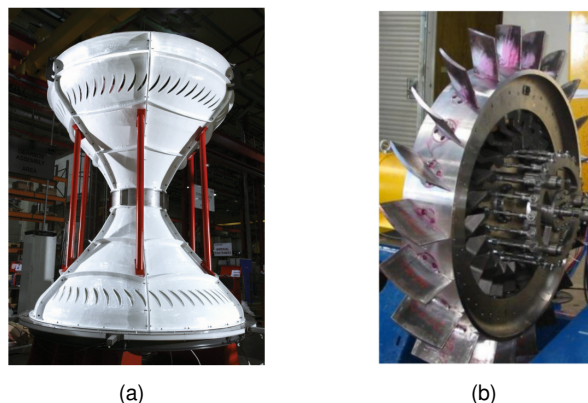


Figura 1.6: Turbina de acção axial: a) *HydroAir* [17]; b) *Deniss-Auld* (rotor) [4].

A turbina *Denniss-Auld* é também uma turbina axial auto-rectificadora, com um comportamento muito semelhante ao da turbina *Wells* de passo variável, uma vez que apresenta pás móveis na constituição do seu rotor, residindo as principais diferenças no formato das pás assim como na posição angular que estas ocupam. As pás do rotor apresentam os dois bordos iguais, simetria esta que não

é verificada na turbina Wells. Esta duplicação dos bordos da pá surge da necessidade que estes têm de desempenhar duas funções distintas, alternadamente. O bordo de ataque transforma-se em bordo de fuga quando o escoamento inverte o sentido, e vice-versa. A este comportamento alternante está intrinsecamente associada uma variação da posição angular das pás dentro de um intervalo definido, necessária à manutenção da imutabilidade do sentido de rotação do rotor, o que se demonstra crucial para um normal funcionamento da turbina. No entanto, enquanto que na turbina Wells se verifica uma alternância entre duas posições angulares definidas como $-\theta < \gamma < \theta$ (com $\theta \cong 25^\circ$), na turbina Denniss-Auld existe uma gama de variação expressivamente maior definida por $\alpha < \gamma < \pi - \alpha$ (onde $\alpha \cong 20$ a 35°). Assim, é de realçar esta variação angular brusca a que as pás da turbina Denniss-Auld estão sujeitas, comparativamente às da turbina Wells, o que não propicia a longevidade do equipamento. A turbina Denniss-Auld apresentou uma eficiência de pico de 65% nos testes efectuados (Oceanlinx Mk3, [18]), apresentando-se nas gamas de eficiência das turbinas até aqui mencionadas.

1.3.3 Turbinas radiais

Paralelamente ao desenvolvimento de turbinas axiais, vários foram os protótipos que foram surgindo de turbinas radiais, também auto-rectificadoras. Estas apresentam-se como uma alternativa válida às turbinas axiais de acção já conhecidas. Na sua forma mais simples, apresentam um conjunto de pás directrizes, que podem estar mais ou menos afastadas do rotor, desenvolvendo-se o escoamento radialmente. Tratando-se de uma turbina auto-rectificadora, o escoamento será centrípeto ou centrífugo consoante a fase de operação do sistema de CAO.

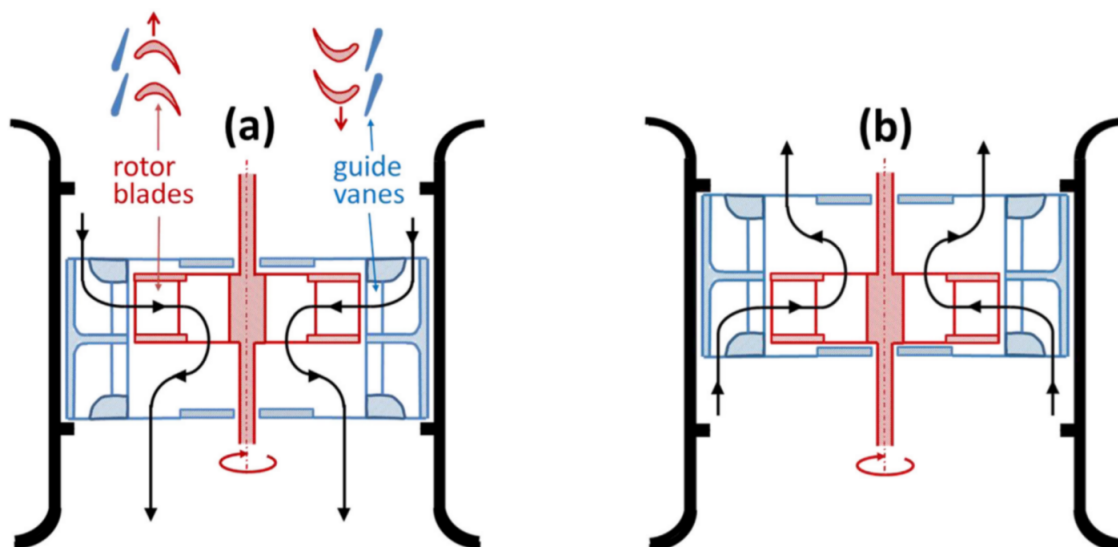


Figura 1.7: Turbina auto-rectificadora radial de acção com pás móveis:(a) posição das pás directrizes para escoamento descendente; (b) para escoamento ascendente; reproduzido de [4].

Em 1983, John Kentfield [19] propôs uma adaptação radial à célebre turbina Wells que, semelhantemente àquilo que sucedia com a sua homónima de natureza axial, apresentava um valor crítico de caudal a partir do qual se verificava um decréscimo abrupto da sua eficiência, que não excedia os 65% nas melhores condições [20], [21]. Foi também patenteada e testada uma outra turbina auto-rectificadora

radial, com um conjunto de pás directrizes na periferia do seu rotor, Fig. 1.7. A peculiaridade desta turbina reside na mobilidade axial das suas pás directrizes, por efeito da gravidade conciliada com esforços aerodinâmicos a que estão sujeitas. Este movimento oscilatório habilmente permite que a turbina opere com um escoamento bidireccional, evitando a presença de um segundo estator a jusante do rotor. Contudo, a sua eficiência de pico não ultrapassou os 57% [3], em testes experimentais, valor inferior ao que seria expectável para uma turbina de pás móveis, o que pode ser justificado pela falta de um difusor capaz de recuperar a energia cinética presente à saída do rotor.

1.3.3.1 Turbina bi-radial

Com o intuito de melhorar o desempenho deste tipo de turbinas, surge então a turbina bi-radial, patenteada por A. Falcão et al em 2010 [22]. Na sua configuração mais simples, consiste numa turbina de acção auto-rectificadora, simétrica em relação ao plano perpendicular ao seu eixo de rotação. Apresenta dois conjuntos de pás directrizes, que estão situados na periferia das condutas, por onde o escoamento se desenvolve. A montante do rotor o fluido apresenta um movimento centrípeto, deslocando-se da periferia da conduta até ao rotor, que se transforma em centrífugo após atravessar o rotor. Estas condutas são axissimétricas, delimitadas por duas paredes planas (não tendo que ser assim obrigatoriamente), com a forma de discos, Fig. 1.8b. Existindo novamente um desalinhamento entre o escoamento de saída do rotor e o conjunto de pás directrizes que se lhe encontra a jusante, as pás directrizes estão colocadas radialmente afastadas, numa zona mais exterior das condutas, Fig. 1.8a, de forma a que o escoamento seja desacelerado até atingir esta região, diminuindo assim relevantemente as perdas por separação de camada limite, tal como foi previamente descrito.

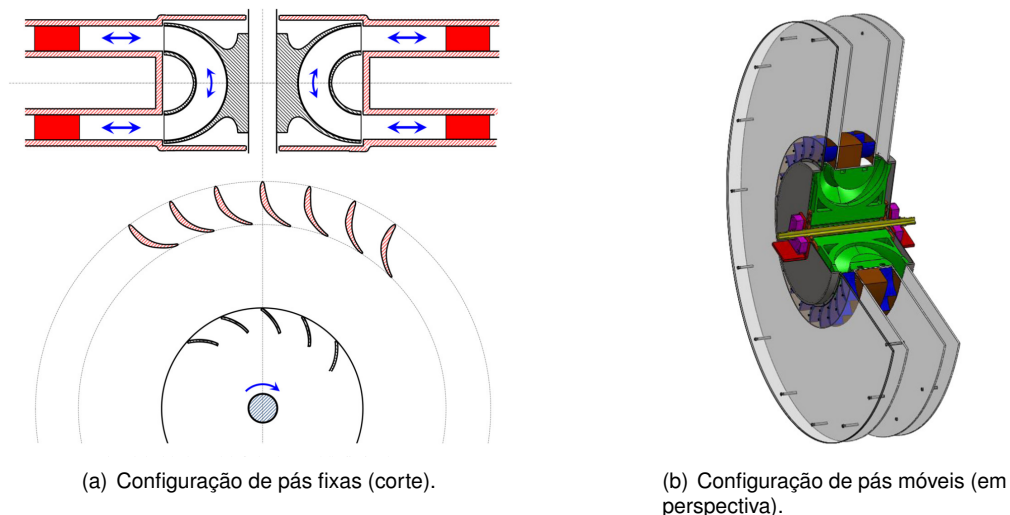
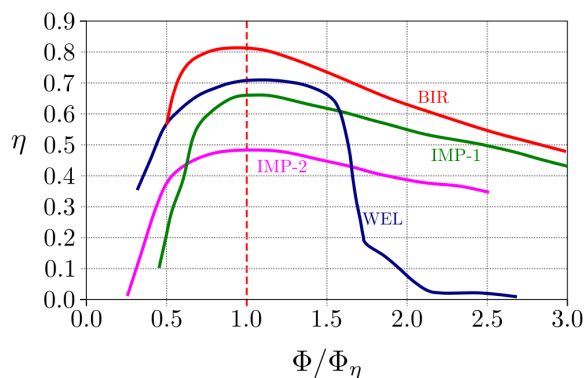


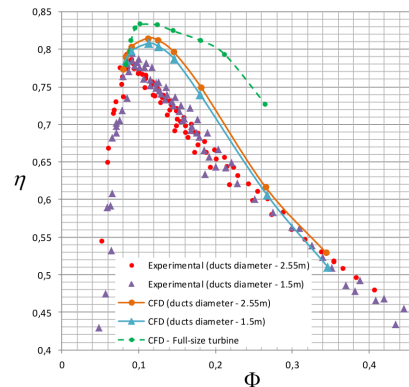
Figura 1.8: Variantes da turbina bi-radial (reproduzido de [23] e [24], respectivamente).

Alternativamente, a turbina pode apresentar um sistema que englobe os dois conjuntos de pás directrizes munido de mobilidade axial, tal como já tinha sido visto na Fig. 1.7, ocupando assim a posição desejada, consoante o sentido do escoamento, alternando entre duas posições fixas e desobstruindo sempre o escoamento a jusante do rotor, Fig. 1.8b. Deste modo, as perdas de maior relevância neste

tipo de turbinas são mitigadas, melhorando significativamente o seu desempenho. Existindo, na prática, apenas um conjunto de pás directrizes, estas devem ser colocadas preferencialmente na proximidade do rotor, sendo uma solução particularmente interessante em turbinas que se desejem mais compactas.



(a) Comparação com outros tipos de turbinas (reproduzido de [25]).



(b) Resultados experimentais e numéricos da turbina bi-radial (reproduzido de [26]).

Figura 1.9: Eficiência da turbina bi-radial.

Devido à sua compactidade, a turbina bi-radial ultrapassa certas limitações das turbinas axiais no armazenamento de energia. Facilmente podem ser acoplados um ou dois volantes de inércia que permitem um movimento angular do rotor menos oscilatório e quase independente das variações de caudal a que a turbina está sujeita no decorrer do seu funcionamento. Esta característica permite-lhe ter uma gama operacional mais abrangente, Fig. 1.9a, a que corresponde um melhor desempenho quando sujeita à aleatoriedade das condições marítimas reais. Nesta figura é também possível comparar os valores de eficiência de diferentes tipos de turbinas em função do rácio entre o coeficiente de caudal e o coeficiente de caudal associado à situação de máximo rendimento. A curva legendada com WEL corresponde à turbina Wells (presente na central do Pico), BIR aos ensaios numéricos efectuados ao primeiro protótipo construído da turbina bi-radial, IMP-1 à turbina de acção com pás directrizes móveis e IMP-2 com pás directrizes fixas. O melhor desempenho das turbinas radiais em relação às axiais é analisada com maior detalhe em [27], estando as suas conclusões de acordo com aquilo que foi aqui apresentado. Por sua vez, na Fig. 1.9b, correspondente aos ensaios efectuados à turbina na configuração de pás móveis [26]), é de realçar a elevada semelhança entre os resultados experimentais e a análise numérica efectuada. Em suma, a elevada eficiência de pico apresentada (superior a 80%) aliada a uma gama de funcionamento larga e pouco ruído aerodinâmico tornam a turbina bi-radial numa boa escolha para protótipos de CAO.

1.3.3.2 Turbina tetra-radial

Numa turbina convencional de um só andar, constituída por um conjunto de pás directrizes, quando o escoamento é bidireccional e o sentido de rotação se mantém inalterado, a turbina apresenta um fraco desempenho por estar a operar com valores de caudal significativamente inferiores ao valor nominal. Assim, surgiu a ideia de acoplar duas turbinas ao mesmo gerador, tendo uma delas o conjunto de pás

directrizes do lado interior da câmara, e a sua semelhante, no lado exterior. Deste modo, o escoamento do interior da câmara para o exterior desenvolve-se maioritariamente numa só turbina (onde a posição das pás directrizes é favorável ao sentido do escoamento) e vice-versa. Apesar da outra turbina absorver apenas uma fracção do caudal, o seu efeito nefasto não pode ser negligenciado.

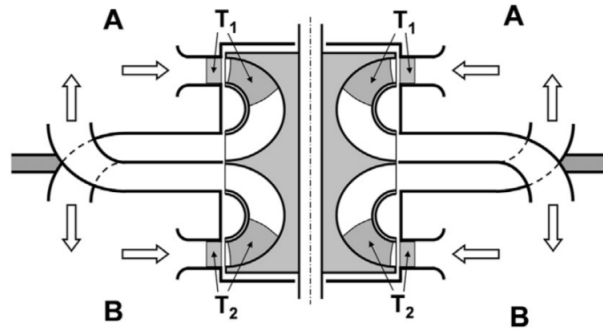


Figura 1.10: Representação esquemática da turbina tetra-radial; reproduzido de [28].

Em [28] é então apresentada uma nova turbina, com base no princípio supracitado, que foi desenhada com o propósito de evitar o binário negativo provocado pela segunda turbina. O rotor desta turbina é composto por dois rotores idênticos, acoplados ao mesmo veio, axialmente afastados entre si. A maior diferença relativamente à situação anterior consiste no facto de o escoamento entre a câmara e o exterior se desenvolver única e simplesmente por um dos rotores, e vice-versa, Fig. 1.10. Isto é conseguido com dois sistemas de condutas simétricos, e respectivas pás directrizes, que em conjunto operam como duas turbinas unidireccionais independentes. Na Fig. 1.10 os diferentes meios são identificados como A e B sendo possível observar as pás directrizes e as pás do rotor associados aos conjuntos T1 e T2. As condutas podem apresentar secções transversais de diferentes geometrias, Fig. 1.11 e, devido à sua extensão radial, desempenham também a função de difusores, permitindo a recuperação de energia cinética.

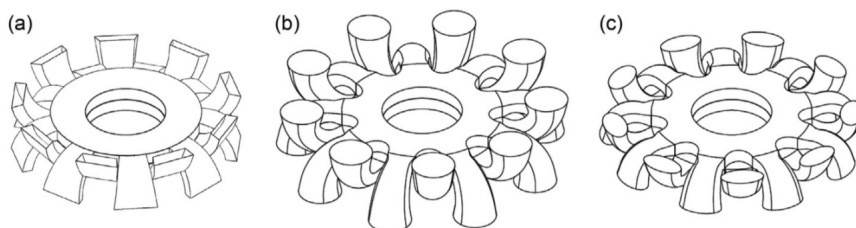


Figura 1.11: Possíveis geometrias da conduta da turbina tetra-radial: (a) trapezoidal; (b) circular; (c) circular; reproduzido de [28].

A presença de uma válvula cilíndrica com mobilidade axial torna-se indispensável para prevenir que o escoamento reverta a sua direcção. Na Fig. 1.12 está representado o exemplo de uma turbina tetra-radial com uma válvula de 3 posições que, conseguindo bloquear o escoamento nos dois sentidos simultaneamente (Fig. 1.12b), pode operar como um controlador de fase, por *latching*, responsável por uma maior absorção de energia das ondas em dispositivos de CAO. Para um estudo mais exaustivo desta turbina aconselha-se a leitura de [28].

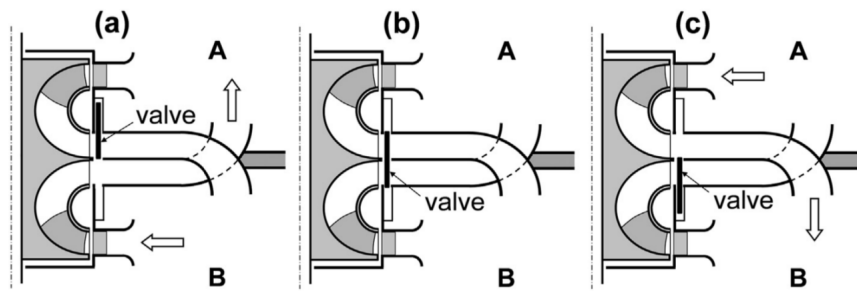


Figura 1.12: Diferentes posições que a válvula cilíndrica pode ocupar; reproduzido de [28].

1.4 Motivação

Através da análise do estado da arte, são facilmente perceptíveis as diferenças existentes entre os diversos tipos de turbinas auto-rectificadoras. A turbina *Wells* apresenta-se como a de construção mais simplificada e conseqüentemente de menores custos, estando-lhe associado um desempenho mais pobre, caracterizado por uma gama de funcionamento estreita e elevado ruído em condições de separação do escoamento. O desenvolvimento das turbinas bi-radial e tetra-radial estabeleceram novos padrões de rendimentos, acrescidos, no entanto, de uma maior complexidade a que são intrínsecos maiores custos de fabrico. Com o intuito de desenvolver uma turbina auto-rectificadora eficiente, tendo em mente a viabilidade económica do protótipo a ser construído, bem como a sua fiabilidade, uma configuração de pás de guiamento fixas apresenta-se como a proposta mais adequada, obviamente. Contudo, as turbinas auto-rectificadoras deste género integram no seu conjunto dois estatores, a montante e a jusante do rotor, respectivamente, sendo este último responsável por uma menor eficiência da turbina. Desempenhando o primeiro estator uma função de pré-guiamento do escoamento a montante do rotor, o seu simétrico acaba por se encontrar desalinhado com o escoamento de aproximação, a jusante do rotor, proporcionando uma separação considerável do fluido, causadora de perdas de pressão de estagnação significativas. A este fenómeno encontram-se associadas esteiras de dimensões significativas com libertação periódica de vórtices, introduzindo vibrações indesejadas na estrutura às quais acrescem também níveis de ruído, com as suas implicações. Para além do desalinhamento, que nunca poderá ser mitigado numa configuração de pás fixas, o bloqueamento do escoamento de saída é também uma variável de interesse, uma vez que uma maior obstrução do mesmo conduzirá a uma maior perda de pressão de estagnação, como seria expectável.

Analisando diferentes abordagens no desenvolvimento de um conjunto de pás directrizes, uma delas é merecedora de maior realce, não só pelo conceito em si, que *a priori* parece promissor, mas principalmente pela comprovação da sua qualidade, com resultados experimentais. Em 2009, a empresa *Kymaner*, no âmbito do projecto *ModOndas* [29], apresentou um estator composto por duas coroas de pás directrizes, distribuindo a deflexão do escoamento por duas fases consecutivas, como se pode ver na Fig. 1.13. Com esta ideia inovadora, conseguiram manter a deflexão necessária para o normal funcionamento do rotor permitindo, no entanto, reduzir o bloqueamento do escoamento à saída, uma vez que as pás integrantes deste novo estator apresentam dimensões mais pequenas (no sentido tangencial), diminuindo assim o impacto negativo que o escoamento a jusante do rotor tem na eficiência global

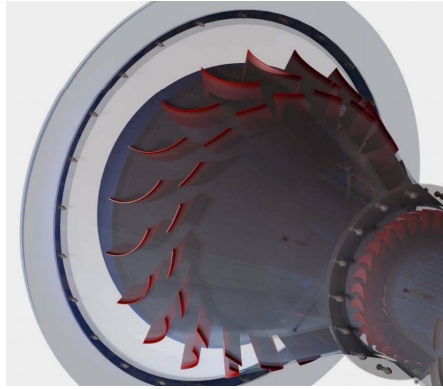


Figura 1.13: Dupla coroa de pás directrizes; reproduzido de [29].

da turbina. A partir da Fig. 1.13, é também perceptível a existência de um difusor, responsável por uma desaceleração do escoamento de saída, o que também contribui para uma redução das perdas de pressão de estagnação, uma vez que as perdas são proporcionais ao quadrado da velocidade.

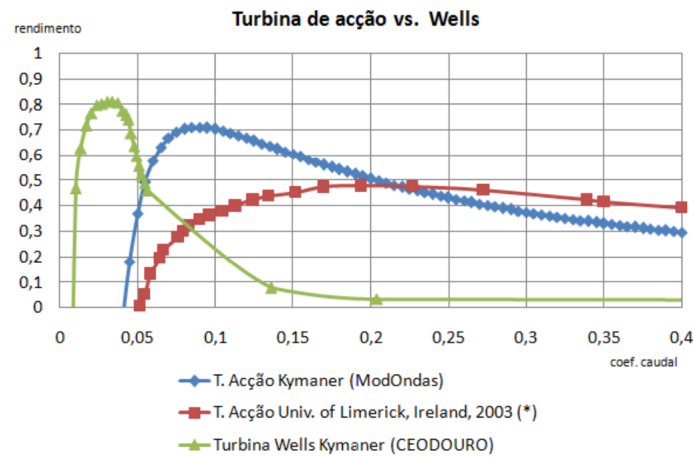


Figura 1.14: Rendimento em função do coeficiente de caudal para diferentes turbinas; reproduzido de [29].

Com a adição deste estator, a turbina de acção em causa apresentou bons valores de eficiência de pico, ligeiramente aquém da turbina *Wells*, apresentando contudo uma gama de funcionamento significativamente mais larga em oposição à da turbina *Wells*, pelo que foi previamente explicitado. Pode ainda também ser visualizado na Fig. 1.14 que, relativamente à turbina de acção que serve de comparação, houve um aumento de eficiência de pico na ordem dos 20%, um ganho deveras promissor, tendo em conta que não se acrescentam mecanismos activos de controlo das pás.

1.5 Objectivos

Deste modo, o principal foco deste projecto é o de encontrar uma solução capaz de operar numa larga gama de regimes, com bons valores de eficiência, procurando cumprir estes requisitos com recurso a uma solução simples e o mais económica possível. Um compromisso entre custos e desempenho é atingido optando por uma turbina auto-rectificadora de acção axial que terá à partida uma gama de funcionamento superior à de uma turbina *Wells*, mas apresentará custos de fabrico inferiores ao de

uma turbina bi-radial. Para avaliar o desempenho do conjunto de pás directrizes estudado, a turbina terá na sua constituição o rotor utilizado no projecto CORES [5], que na altura operava em conjunto com um estator cujas pás alternavam a sua posição, com base em actuadores hidráulicos, garantindo a deflexão necessária à entrada do rotor e minimizando o bloqueamento do escoamento de saída, tal como explicitado na secção 1.3.2.

Com isto, o objecto de estudo desta dissertação é dimensionar as pás directrizes duma turbina auto-rectificadora axial de acção, numa configuração de pás fixas. Assim, pretende-se projectar um estator que permita obter uma eficiência global da turbina semelhante àquela que a configuração de pás móveis apresentou (eficiência de pico de 65%), aumentando a sua fiabilidade e diminuindo os seus custos de fabrico e de manutenção. O número de coroas de pás directrizes será uma variável de estudo, não se encontrando assim definido à partida. Outro requisito de projecto é a compacidade da turbina, optando-se assim por não dimensionar nenhum difusor, que traria benefícios se adicionado ao sistema. Mais informações sobre o programa CORES e a turbina utilizada podem ser encontradas em [30].

Este dimensionamento passa então por desenvolver uma metodologia capaz de gerar diferentes geometrias bidimensionais de modo intuitivo, passível de ser usada por um algoritmo genético de optimização, permitindo assim a geração de variados perfis e a averiguação do seu desempenho aerodinâmico recorrendo a um *software* de mecânica de fluidos computacional. Apresentando-se o estator a jusante do rotor como um conjunto de corpos não-fuselados, é também importante contabilizar a sua implicação no funcionamento da turbina, procurando minimizá-la. É então modelado o escoamento de saída, em regime não-permanente, para diferentes configurações, procurando obter a melhor solução possível e validar a abordagem seguida. O conjunto de pás directrizes optimizado é, por fim, simulado em regime tridimensional, permitindo averiguar o seu desempenho mediante as condições a que estará sujeito na realidade, devido à presença de fenómenos exclusivos a um escoamento desta natureza.

Capítulo 2

Projecto do conjunto de pás directrizes

2.1 Introdução

Neste capítulo serão abordados, com o detalhe necessário, os procedimentos seguidos no decorrer do desenho das pás directrizes da turbina a otimizar, em todas as suas vertentes. Inicialmente serão descritas as condições geométricas e as condições de funcionamento da turbina, analisando o escoamento do rotor, para que se possa compreender melhor quais as condições do sistema ao qual o estator otimizado será acoplado. O desenvolvimento das pás directrizes englobou várias fases, iniciando-se pela construção da linha média e da espessura da pá, avaliando-se de seguida a sua corda e o factor de bloqueamento. Por fim, estuda-se o posicionamento da pá no domínio computacional bem como a possibilidade de haver um desfasamento angular entre as coroas de pás que constituem o estator. Durante todo este processo foi tido em conta que a pá deveria ser parametrizada de um modo que permitisse a sua fácil manipulação, recorrendo ao menor número de variáveis possível. Esta é uma questão de enorme relevância que será abordada no terceiro capítulo, onde serão fornecidos mais detalhes sobre a optimização do estator em concreto.

2.2 Análise simplificada do escoamento no rotor

O objectivo desta dissertação prende-se com a optimização do estator da turbina, não obstante, uma melhor compreensão do escoamento no rotor torna-se imperativo para determinar alguns requisitos que as pás directrizes tenham que forçosamente cumprir. Nesta secção são então providenciados alguns detalhes sobre o escoamento no rotor, que, de forma simplificada, trata o problema negligenciando quaisquer velocidades radiais que o escoamento possa apresentar. Na Fig. 2.1 encontram-se representados os triângulos de velocidade do rotor, sendo de realçar que o vector U , correspondente à velocidade de transporte, se mantém inalterado entre a entrada e a saída do rotor, uma vez que o escoamento se desenvolve com coordenada radial constante, e esta velocidade é definida por $U = r \times \omega$, sendo ω a velocidade angular do rotor (em radianos por segundo) e r a cota radial do plano radial analisado.

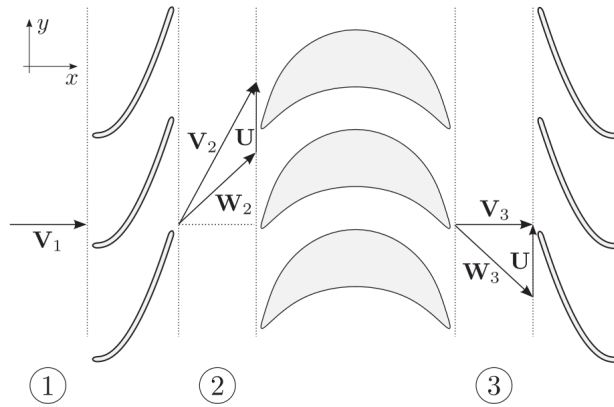


Figura 2.1: Triângulos de velocidades do rotor (reproduzido de [5]).

Aplicando a equação de Euler para turbomáquinas obtém-se facilmente a energia por unidade de massa de fluido fornecida ao veio, como pode ser visto na equação 2.1.

$$E_r = U(V_{3t} - V_{2t}) \quad (2.1)$$

Recorrendo à condição de projecto a meio canal, $V_{2t} = 2U$ e considerando que o rotor é desenhado de forma a que o fluido saia do mesmo sem componente tangencial na sua velocidade, $V_{3t} = 0$, a equação 2.1 torna-se mais simples igualando a energia extraída do fluido a $E_r = 2U^2$, em módulo.

2.3 Características geométricas

Apesar das técnicas utilizadas e dos procedimentos seguidos poderem vir a ser aplicados futuramente em turbinas de acção axiais com diferentes rotores, a maioria dos cálculos efectuados e dos valores escolhidos são para o rotor desenvolvido pelo *Grupo da Energia das Ondas do IST* [5]. Em [5] podem ser obtidas a maioria das dimensões geométricas do rotor a ser utilizado, que serão sumariadas na tabela 2.1. O rotor é constituído por 31 pás, Z_{rotor} , apresenta um raio exterior de 1 m, r_{tip} e um raio interior de 0,678 m, r_{hub} , o que corresponde a uma altura de canal, Λ , que estará associada à envergadura das pás do estator, de 0,322 m. Todos estes valores serão tidos como invariáveis ao longo deste projecto.

Tabela 2.1: Parâmetros característicos do rotor.

Z_{rotor}	r_{tip} [m]	r_{mean} [m]	r_{hub} [m]	Λ [m]
31	1,0	0,86798	0,678	0,322

Tendo em conta a singularidade da optimização a ser efectuada, ou seja, o facto deste estator ser desenvolvido para um rotor particular, são necessárias mais informações para se determinarem todas as condições de projecto. Em [5] é também possível retirar dados relativos à geometria das pás que constituem o rotor. Assim, conseguir-se-á compreender melhor qual a deflexão do escoamento que é desejada para as várias secções radiais a serem optimizadas. Na Fig. 2.1 está representado o triângulo

de velocidades do escoamento à entrada do rotor, ou seja, considerando um determinado escoamento de saída do estator (que se encontra a montante do rotor). A partir destas relações trigonométricas conseguem-se obter alguns dados relevantes sendo o de maior importância a deflexão que o escoamento terá que sofrer após atravessar o estator. Desta forma consegue-se que o mesmo atinja a secção do rotor nas melhores condições possíveis, mais concretamente, que a incidência seja relativamente baixa de forma a minimizar as perdas, o que corresponderá a um melhor aproveitamento da energia disponível para o rotor.

A optimização bidimensional a efectuar irá ser realizada em três planos distintos, junto ao cubo da roda, sensivelmente a meio canal e no topo da pá do estator. Seguindo a adimensionalização presente em [5], $r^* = (r - r_{hub}) / (r_{tip} - r_{hub})$, consegue-se determinar o valor do raio das secções em questão, bem como o respectivo ângulo, β_{in} , formado pela velocidade relativa, W , e a sua componente tangencial W_{2t} , nas diferentes secções de interesse. Estes valores são apresentados na tabela 2.2.

Tabela 2.2: Ângulos da velocidade relativa a montante do rotor.

r^*	0,00	0,59	1,00
$\beta_{in} [^\circ]$	55,8	64,9	69,3

A partir do triângulo de velocidades representado na Fig. 2.2 e aplicando as relações trigonométricas necessárias, foi determinado o valor do ângulo formado entre o vector da velocidade absoluta e o vector da velocidade de transporte U , α_2 , para as diferentes secções. Para a coordenada intermédia, $r^* = 0,59$, foi usada a condição de projecto $V_{2t} = 2U$. Nas restantes secções, foi deduzida a fórmula que permitia obter o respectivo ângulo que se mostrou ser independente da velocidade de rotação da turbina, sendo apenas dependente do ângulo β_{in} e do rácio entre o raio da secção em questão e o raio da secção média. Estas relações foram obtidas contabilizando a conservação de caudal mássico que garante a imutabilidade do vector V_{2a} entre as diferentes secções visadas. Em suma, os ângulos de saída do escoamento do estator são independentes da velocidade de funcionamento da turbina.

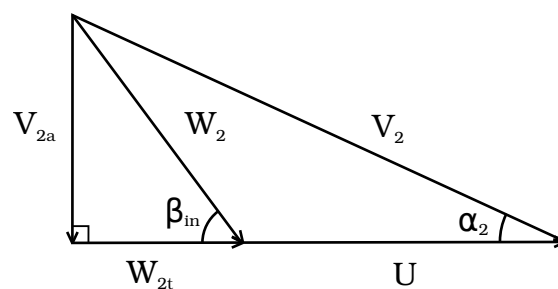


Figura 2.2: Triângulos de velocidades a montante do rotor.

De seguida, na tabela 2.3, são apresentados os valores de α_2 , seguindo o raciocínio enunciado previamente. Analisando a Fig. 2.1 em conjunto com a Fig. 2.2 compreende-se que um menor ângulo α_2 apresentado pelo escoamento corresponde a uma maior deflexão.

Por fim, não se pode deixar de mencionar o número de pás directrizes que integrará cada coroa do estator final. No entanto, este não é um número imposto pelas características do rotor em questão. Tendo em conta que o número de pás do rotor já é primo ($Z_{rotor} = 31$), a quantidade de pás que

Tabela 2.3: Ângulos da velocidade absoluta a montante do rotor.

r^*	0,00	0,59	1,00
$\alpha_2^* [^\circ]$	43,73	46,87	47,46

compõem cada coroa do estator não se encontra restringida, não podendo apenas ser igual. Fenómenos de ressonância poderiam surgir se o número de pás dos dois componentes fossem múltiplo um do outro, estando esta situação salvaguardada pela utilização de um número primo de pás no rotor. Contudo, acreditando na validade deste processo de optimização, é assumido que um estator semelhante pode ser usado noutra configuração, dando-se então preferência a um número primo para esta quantidade. Avaliando as dimensões da turbina usada é necessário ter em atenção que um número muito elevado de pás directrizes originará pás demasiado esbeltas (com elevado *aspect ratio*), cuja construção se revelará dispendiosa se garantido que as pás oferecem a resistência estrutural necessária não induzindo vibrações indesejáveis no escoamento, responsáveis por um pobre desempenho do estator. Por outro lado, um número reduzido de pás directrizes levará a um guiamento do escoamento mais fraco e a uma maior presença de escoamentos secundários causada por gradientes de pressão mais acentuados. Sendo assim, é novamente necessário estabelecer um compromisso entre estes dois extremos, tentando evitar os efeitos nefastos de cada um deles, optando por uma relação corda/passo adequada. Não sendo possível analisar a presença de escoamentos secundários numa análise bidimensional (nem exequível fazer uma análise tridimensional numa fase inicial), determinou-se o número de pás a usar verificando se o seu *aspect ratio* seria o mais apropriado para o problema. Concluindo, obteve-se $Z_{\text{estator}} = 23$ sendo este o valor utilizado nas fases seguintes desta dissertação.

2.4 Condições de funcionamento

Relativamente às condições de funcionamento da turbina, em [5] são obtidos os dados necessários à determinação do modo de operação nominal da turbina a ser optimizada. Primeiramente, foi calculado o coeficiente adimensional de caudal, ϕ , uma vez que com a velocidade de rotação, $\omega = 347,3$ rpm determina-se a velocidade axial do escoamento que permite, por sua vez, com o valor da área, obter o caudal volumétrico nominal, tendo-se obtido um valor de coeficiente de caudal adimensional correspondente a $\phi = 0,393$. Contudo, o módulo da velocidade axial obtida era demasiado elevado, que, após o escoamento ser deflectido pelo estator (com conseqüente aumento do módulo da velocidade absoluta), poderia pôr em causa a incompressibilidade assumida para o escoamento. Tendo em conta que o fluido de trabalho com que a turbina irá operar é ar à temperatura ambiente e que, para garantir a inexistência de quaisquer fenómenos de compressibilidade significativos, a velocidade do escoamento não deve apresentar, em módulo, valores superiores a 0,3 Ma (aproximadamente 100 m/s à temperatura ambiente), optou-se por trabalhar com outra velocidade de rotação, inferior, que no entanto permitisse verificar o valor do coeficiente adimensional de caudal determinado. Esta condição prende-se com o facto do rotor optimizado em [5] ter apresentado uma maior eficiência para esse mesmo valor de ϕ . Deste modo, reduzindo a velocidade de rotação e, conseqüentemente, a velocidade axial do escoamento,

mento, obtiveram-se os seguintes valores como condições de funcionamento, apresentados na tabela 2.4.

Tabela 2.4: Condições de funcionamento.

$\Omega [rpm]$	$V_a [m/s]$	$Q [m^3/s]$	$\dot{m} [kg/s]$
180	34,927	59,29	72,63

2.4.1 Número de Reynolds

De forma a melhor caracterizar o escoamento a ser simulado, determinou-se o respectivo número de Reynolds, que é definido pela equação 2.2.

$$Re_{estator} = \frac{V_a \Delta y_{pás}}{\nu} \quad (2.2)$$

Para isso, é fundamental escolher uma dimensão característica do escoamento. A corda apresenta-se, numa primeira análise, como uma séria candidata a desempenhar essa função. Porém, a corda varia ao longo do processo de optimização uma vez que a corda da pá é manipulada de forma a obter os melhores resultados possíveis, com a variação de um parâmetro de comprimento, como será descrito na secção 2.6.6. Deste modo, esta dimensão é preterida dando lugar a outra mais adequada. Como o bloqueamento é imposto *a priori* da optimização, e este representa uma dimensão característica da pá (ver secção 2.6.4) inalterável durante esse mesmo processo, então este parâmetro demonstra-se mais apropriado. Uma vez que o bloqueamento não será constante ao longo da envergadura da pá, existirá um Número de Reynolds diferente para cada secção optimizada. Contudo, contabilizando que a velocidade característica será a velocidade de entrada do escoamento (V_a) e que a viscosidade cinemática (ν) é também constante, não se prevêem grandes alterações do número de Reynolds, devendo a sua ordem de grandeza manter-se constante ao longo das três secções. Uma estimativa inicial, assumindo um valor razoável de bloqueamento de 35% conduz a um número de Reynolds de cerca de 2.0×10^5 .

2.5 Domínio computacional

Numa fase inicial de optimização do estator, o domínio computacional utilizado para analisar o escoamento do estator é bidimensional. Esta escolha prendeu-se pelo facto de um escoamento bidimensional ser mais simples de analisar e muito menos moroso, tendo em vista um processo de optimização onde milhares de casos terão de ser analisados. Com uma análise em duas dimensões não é necessário contabilizar os efeitos de camada limite existentes junto às paredes do canal bem como outros efeitos tridimensionais que poderiam advir de fenómenos de perda existentes junto ao bordo de fuga das pás. A influência que esses fenómenos irão ter na eficiência do estator será contemplada quando for efectuada uma análise tridimensional ao estator, Capítulo 5.

O domínio pode ser dividido em três zonas distintas, tal como pode ser visto na Fig. 2.3. Primeiro, existe uma zona de entrada (A), de pequeno comprimento, onde o escoamento se encontra ainda

inalterado, tendo como características todas aquelas que lhe foram impostas, de acordo com o problema em questão. É importante a existência desta zona, uma vez que permite que o escoamento junto à pá não seja afectado pelas condições de fronteira impostas no início do domínio computacional. De seguida, podemos definir uma zona intermédia (B), que acaba por ser a mais relevante, onde está(ão) alojada(s) a(s) pá(s) directrizes do estator. O comprimento deste domínio não é fixo, sendo sempre dependente do comprimento em x da(s) pá(s) a ser(em) estudada(s). Por fim, existe uma terceira zona que corresponde à esteira do domínio de interesse (C), que acaba por ser muito maior do que as restantes, com o intuito de permitir que o escoamento se desenvolva o máximo possível mantendo o tempo de computação dentro dos limites aceitáveis que garantam a exequibilidade desta optimização. O comprimento desta última região está intrinsecamente dependente do comprimento em x da pá directriz de maiores dimensões existente no domínio computacional.

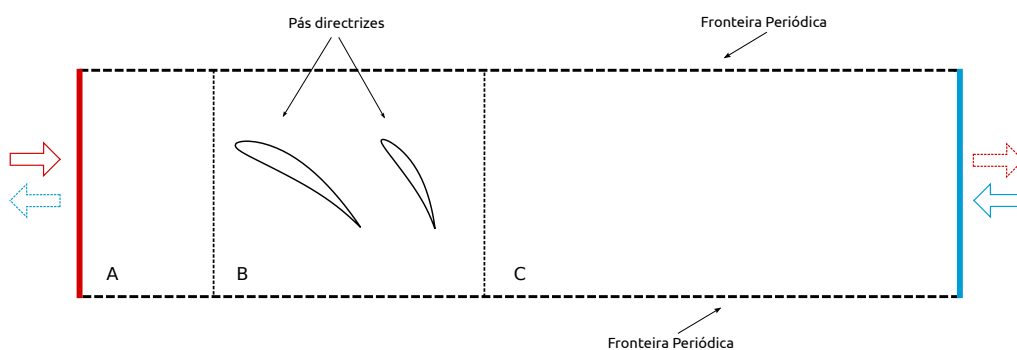


Figura 2.3: Domínio computacional utilizado para calcular o escoamento do estator.

Tendo em conta a periodicidade do problema, foram aplicadas fronteiras periódicas, tal como pode ser visto na Fig. 2.3, uma vez que seria redundante analisar o escoamento em todo o domínio do estator bem como impraticável. As fronteiras periódicas correspondem a linhas rectas uma vez que o domínio apresenta sempre a mesma largura (área transversal constante), não havendo necessidade de utilizar uma geometria diferente para o problema tal como as que foram usadas em [31] e [32]. A imposição de fronteiras periódicas compostas por linhas curvas seria necessária se as pás ocupassem uma posição mais perto das fronteiras, situações correspondentes a um maior bloqueamento do escoamento, tal como será definido na secção 2.6.4. Nessa situação, uma linha curva permitiria o normal crescimento da malha em “O” contígua à superfície pá sem afectar a construção da restante malha do domínio. A forma rectangular do domínio, para além de ser fácil de implementar é também útil para o estudo do escoamento de saída do rotor. Para estudar o escoamento a jusante do rotor é utilizado o mesmo domínio havendo apenas alterações nas condições de fronteira impostas bem como nos comprimentos das três regiões acima descritas. Uma vez que o escoamento não será estacionário, volta a ser necessário que exista um comprimento suficiente de malha computacional a jusante da pá directriz (no sentido do escoamento) para que a leitura dos resultados seja menos afectada pelo carácter não estacionário do escoamento. Assim, encontra-se representado na Fig. 2.3 um esquema meramente representativo deste domínio, no que diz respeito às dimensões. A vermelho está identificada a zona de entrada do escoamento estando situada no extremo oposto a zona de saída, a azul. Esta configuração altera-se quando se pretende analisar o escoamento de saída no rotor, ou seja, o escoamento que atravessa o

segundo estator.

2.6 Desenho das pás directrizes

O desenho das pás directrizes deve ser o mais "eficiente" possível. No decorrer do processo de optimização, milhares de geometrias irão ser testadas. É então necessário gerar perfis o mais diversificados possível com o intuito de obter mais garantias sobre a adequabilidade do perfil obtido, consoante as restrições que lhe são impostas. A obtenção de inúmeros perfis muito semelhantes entre si não é de todo vantajosa, correndo-se o risco de se obterem resultados aquém daquilo que seria atingível. Porém, essa multiplicidade pretendida acarreta uma maior customização do perfil, que, conseqüentemente, necessitará de um maior número de variáveis a serem optimizadas. Tendo isto em conta, pretende-se encontrar uma posição de equilíbrio entre os dois extremos, estabelecendo um compromisso entre o número de parâmetros a optimizar e a diversidade que se consegue obter com a variação desses mesmos parâmetros. Como é compreensível, um maior número de parâmetros variáveis significará um processo de convergência mais lento e mais complicado. Resumindo, pretende-se criar um perfil que se diversifique o máximo possível ao longo da optimização, que seja no entanto adequado à sua aplicação (aerodinâmica) devendo por isso ser livre de descontinuidades e apresentar uma forma similar à de um qualquer perfil alar, necessitando do menor número de variáveis possível para a sua construção. De forma a respeitar estes requisitos, e tal como foi realizado em trabalhos anteriores [31], [32], foram escolhidas curvas de Bézier para construir a linha média do perfil.

2.6.1 Curvas de Bézier

As curvas de Bézier são curvas não interpoladoras, construídas com base num determinado número de pontos de controlo. São polinómios de grau n , necessitando de $n + 1$ pontos de controlo para serem definidas.

$$b_{i,n}(t) = \frac{n!}{i!(n-i)!} t^i (1-t)^{n-i} \quad (2.3)$$

$$B_i^n(t) = b_{i,n}(t) P_i \quad (2.4)$$

A equação 2.3 representa os polinómios de Bernstein, inerentes ao processo de construção das curvas de Bézier, definidas a partir da equação 2.4, onde P_i representa os diferentes pontos de controlo. Não são curvas interpoladoras pois não intersectam todos os seus pontos de controlo, intersectando apenas o primeiro e o último. Deste modo, os restantes pontos de controlo influenciam apenas a construção da curva, não impondo que esta tenha que os atravessar, tal como será demonstrado de seguida, a partir das equações que definem a linha média do perfil parametricamente

$$x(t) = \sum_{i=0}^n b_{i,n}(t) x_i \quad (2.5)$$

$$y(t) = \sum_{i=0}^n b_{i,n}(t)y_i \quad (2.6)$$

onde t é um parâmetro adimensional que varia entre 0 e 1, x_i e y_i são as coordenadas do ponto de controlo i , e $b_{i,n}(t)$ são os polinómios de Bernstein tal como definidos na equação 2.3. Como podemos verificar, para $t = 0$ e $i = 0$, ou seja, no início da curva de Bézier, as coordenadas correspondem às do primeiro ponto de controlo, bastando para isso substituir as variáveis nas equações acima apresentadas. Seguindo o mesmo raciocínio pode-se verificar que para $t = 1$ e $n = i$, isto é, no fim da curva de Bézier, as respectivas coordenadas são iguais às do último ponto de controlo. No entanto, nos restantes segmentos da curva, já não existe coincidência com nenhum dos outros pontos de controlo estando assim demonstrada a razão pela qual a curva de Bézier não é uma curva interpoladora. Uma das grandes vantagens deste tipo de curvas polinomiais é que são contínuas, de ordem n , não apresentando assim grandes oscilações ao longo da mesma, o que é de todo relevante para a construção da linha média de um perfil aerodinâmico. Outra vantagem é que estas curvas se encontram circunscritas no polígono formado pelos seus pontos de controlo, permitindo deste modo prever a geometria da curva, apenas de uma forma grosseira. Para além disto, a curva é também tangente ao vector entre o ponto de controlo inicial e o seguinte, conseguindo-se assim, com uma correcta manipulação dos pontos de controlo, estimar como será o crescimento inicial da curva e a sua finalização, tal como será descrito na seguinte secção.

2.6.2 Linha média do perfil

A linha média do perfil é desenvolvida recorrendo a uma curva de Bézier de terceira ordem. Deste modo, são definidos quatro pontos de controlo para a construir, sendo o primeiro e o último correspondentes aos bordos de ataque e de fuga, respectivamente. Tal como foi previamente referido, a posição dos restantes pontos de controlo vão ditar a geometria da linha média do perfil, dando-lhe mais ou menos curvatura. O posicionamento destes dois pontos de controlo é sempre feito relativamente aos outros dois, que ocupam as extremidades da curva, tal como pode ser visto na Fig. 2.4.

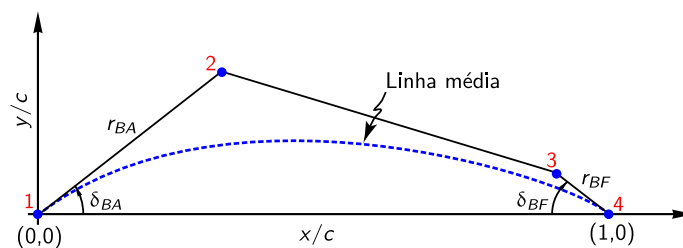


Figura 2.4: Linha média do perfil construída com 4 pontos de controlo, retirado de [32].

Com a intenção de reduzir o número de variáveis, característica que desempenha um papel importante nesta optimização, ainda mais no caso de múltiplas coroas de pás, a posição destes 2 pontos de controlo intermédios estará de algum modo limitada. Seguindo o trabalho desenvolvido em [32] é

imposto que os pontos de controlo se situem sobre um arco de circunferência (de raio fixo) sendo a única variável o ângulo que a recta que une os dois pontos faz com a corda, como é compreensível a partir da visualização da Fig. 2.4. Assim, o segundo ponto de controlo distará sempre o mesmo do primeiro, em linha recta, sendo o mesmo verdade para a distância entre o terceiro e o quarto pontos de controlo, com a nuance de que a distância poderá e será diferente. De seguida são apresentados os valores destas distâncias, que são adimensionalizados pela corda da pá.

$$\begin{cases} r_{BA} = 0,4c \\ r_{BF} = 0,2c \end{cases} \quad (2.7)$$

Estes valores advêm de um trabalho exploratório e de alguma experimentação, garantindo liberdade suficiente ao algoritmo de optimização para criar perfis significativamente diferentes entre si evitando no entanto a geração de perfis anormais, no sentido literal da palavra, que não tivessem quaisquer semelhanças com perfis alares convencionais.

2.6.3 Espessura do perfil

A espessura do perfil é desenvolvida com base num perfil NACA 63A012, com base nos trabalhos previamente realizados [31], [32]. A partir da linha média do perfil aplica-se uma espessura que está sujeita a um parâmetro optimizável, basicamente uma escala de espessura, sendo o valor 1,0 a espessura normal. É no entanto necessária alguma cautela, uma vez que perfis de espessura muito reduzida podem não oferecer a resistência estrutural necessária para suportar os carregamentos a que estarão sujeitos.

2.6.4 Bloqueamento das pás

Tendo em conta o objectivo de dimensionar um estator que induza o mínimo de perdas possível no escoamento torna-se necessário compreender como é que a disposição das pás directrizes influencia esse resultado. Tal como referido, tratando-se neste caso de uma turbina auto-rectificadora, ou seja, existindo um estator a montante e outro a jusante do rotor, é considerado que os dois serão responsáveis por quedas de pressão de estagnação do escoamento. No entanto, é expectável que, uma vez que o segundo estator é simétrico ao primeiro, relativamente a uma secção transversal da turbina axial correspondente ao plano médio do rotor, que as perdas sejam muito superiores a jusante do mesmo. Tendo em conta que as pás directrizes do segundo estator estão dimensionadas para guiar o escoamento de entrada e não o de saída, prevê-se uma enorme incidência do escoamento nas mesmas, responsáveis por uma significativa queda de pressão que não pode ser negligenciada. Neste contexto, coloca-se a hipótese de reduzir ao máximo estas perdas de saída, tendo a solução idealizada sido a de colocar as pás directrizes de duas ou mais coroas de pás alinhadas, como pode ser visto na Fig. 2.5.

O funcionamento do rotor da turbina exige um escoamento de entrada numa determinada direcção, que neste caso é até variável ao longo da altura do canal (tal como foi apresentado na tabela 2.3), que só pode ser obtida com a utilização de pás directrizes. Deste modo, a estratégia é repartir a deflexão do

escoamento em andares. Basicamente, atingir a deflexão desejada fazendo o escoamento atravessar várias coroas de pás directrizes. Com isto consegue-se uma redução da relação entre o comprimento em y das pás e o passo diminuindo-se o bloqueamento do escoamento à saída. Esta redução do bloqueamento só é conseguida uma vez que é aproveitado o efeito de “sombra” da primeira coroa de pás directrizes. Assim, torna-se necessário clarificar o que é o bloqueamento do escoamento, sendo este definido como o rácio entre a altura em y das pás e o passo (a distância circunferencial entre duas pás consecutivas). Tudo isto é primeiramente analisado num plano bidimensional, tal como é apresentado na Fig. 2.5.

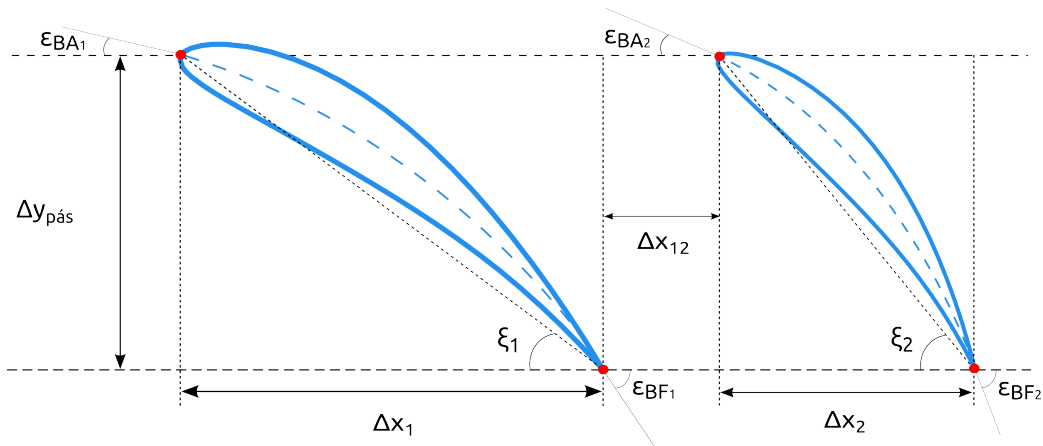


Figura 2.5: Variáveis de interesse na caracterização das pás directrizes.

De seguida é apresentada a expressão que define o bloqueamento do escoamento, ψ ,

$$\psi (\%) = \frac{\Delta y_{\text{pás}}}{\Delta \Theta} \times 100\% \quad (2.8)$$

onde $\Delta \Theta$ corresponde ao passo circunferencial, que varia ao longo das diferentes secções analisadas.

$$\Delta \Theta = \frac{2\pi r}{Z_{\text{estator}}} \quad (2.9)$$

2.6.5 Posicionamento das pás

Tendo em conta o domínio computacional previamente definido, as pás têm que ocupar uma posição central, tangencialmente, de forma a manter a periodicidade do problema. De seguida é necessário fixar um ponto de referência a partir do qual são medidas todas as distâncias horizontais de forma a fixar as pás no plano. O ponto escolhido foi o bordo de ataque da primeira pá, que dista sempre 15% do comprimento total da segunda zona de interesse do domínio computacional em relação ao início da mesma. Com a imposição de um determinado bloqueamento obtemos um comprimento vertical da pá, $\Delta y_{\text{pás}}$. Portanto, é ainda necessário definir um comprimento em x relativamente ao bordo de ataque, onde estará situado o bordo de fuga da pá. Comprimento esse que será um dos parâmetros de optimização. Tendo a localização das duas extremidades da pá torna-se possível situá-la no espaço, sendo este método utilizado para todas as pás que compoñam o estator, ver Fig. 2.5.

2.6.6 Corda e ângulo de calagem das pás

Em tom de conclusão, falta apenas explicitar como é definida a corda, o ângulo de calagem das pás, e os ângulos de entrada e de saída das pás. A corda é a dimensão mais facilmente definida considerando a ortogonalidade do domínio. Basicamente, recorrendo ao teorema de Pitágoras e considerando os comprimentos $y_{pás}$ e $x_{pá}$ como catetos de um triângulo rectângulo, a corda corresponderá à respectiva hipotenusa. Com o mesmo raciocínio consegue-se determinar facilmente o ângulo de calagem da pá, ξ , bastando para isso avaliar o ângulo formado entre a hipotenusa e a horizontal. De seguida definem-se os ângulos de entrada e saída da pá. Estes serão responsáveis pela curvatura apresentada pelo perfil e como tal serão variáveis no processo de optimização. A partir da observação da Fig. 2.5, é observável que tanto o ângulo de entrada como o de saída são medidos em relação a eixos horizontais. No caso destes dois ângulos serem iguais ao ângulo de calagem, ξ , em valor absoluto, então a pá não apresentaria qualquer curvatura. Os diferentes ângulos relacionam-se do seguinte modo:

$$\begin{cases} \varepsilon_{BA} = \xi - \delta_{BA} \\ \varepsilon_{BF} = \xi + \delta_{BF}. \end{cases} \quad (2.10)$$

2.6.7 Múltiplas coroas de pás

A parametrização do estator com múltiplas coroas de pás segue o procedimento supracitado, com a caracterização de todas as pás feita individualmente, havendo apenas a necessidade de relacionar as pás entre si, com uma distância horizontal. De forma a fixar as restantes pás, é introduzida como variável o comprimento em x entre o bordo de fuga de uma pá e o bordo de ataque da seguinte, tal como pode ser visto na Fig. 2.5, sendo o comprimento em y constante. De seguida resumem-se na tabela 2.5 as variáveis utilizadas para parametrizar o estator no caso de serem aplicadas duas coroas de pás, sendo o procedimento bastante intuitivo para o caso de um número superior de coroas ser utilizado. Os índices 1 e 2 correspondem à primeira e à segunda pá, respectivamente.

Tabela 2.5: Descrição das variáveis a otimizar na variante de 2 coroas de pás.

$\varepsilon_{BA_1}, \varepsilon_{BA_2}$	ângulos de entrada
$\varepsilon_{BF_1}, \varepsilon_{BF_2}$	ângulos de saída
s_1, s_2	factores de espessura
$\Delta x_1, \Delta x_2$	comprimento axial
Δx_{12}	distância axial entre pás

2.6.8 Desfasamento entre coroas

Por fim, serão também testadas outras configurações onde as pás não se encontram completamente alinhadas, deslocando-se a segunda pá tangencialmente, com o intuito de averiguar se esse desfasamento conduz a uma melhor solução. Este deslocamento λ , definido na Eq. 2.11, corresponde à distância vertical que separa os bordos de ataque das duas pás, podendo ser positivo, caso $y_{BA2} > y_{BA1}$

ou negativo caso o contrário se verifique. Um valor de λ nulo corresponde à situação inicial, de pás alinhadas. Este valor λ será adimensionalizado por $\Delta y_{pás}$.

$$\lambda = \frac{y_{BA_2} - y_{BA_1}}{\Delta y_{pás}} \quad (2.11)$$

Capítulo 3

Modelo numérico

No presente capítulo serão apresentados os aspectos numéricos inerentes ao processo de optimização das pás directrizes. Inicialmente é explicitada a forma como é gerada a malha computacional utilizada sendo de seguida detalhadas as principais características do cálculo do escoamento de entrada. Tratando esta dissertação, num sentido lato, um processo de optimização, este será então apresentado definindo a respectiva função objectivo que o caracteriza bem como o mecanismo funcional que lhe subjaz. Por fim, será então mencionada a forma como foi abordado o cálculo do escoamento de saída, a jusante do rotor, destacando as principais diferenças que diferenciam os dois tipos de simulação.

3.1 Construção da malha híbrida bidimensional

A malha computacional utilizada é denominada de malha híbrida uma vez que é composta por diversos blocos de malha estruturada e não-estruturada, Fig. 3.1. As zonas de entrada e de saída do domínio computacional, descritas na Secção 2.5 são ocupadas por uma malha estruturada uma vez que apresentam formas regulares que possibilitam a construção de uma malha ortogonal. Por sua vez, a zona intermédia onde estão alojadas as pás directrizes, é constituída por uma malha não estruturada na sua grande maioria, existindo ainda dois blocos de malha estruturada na vizinhança dos perfis. O facto do domínio computacional ser discretizado recorrendo a diferentes blocos permite um maior controlo dos parâmetros que o definem conferindo-lhe maior flexibilidade sem nunca descurar a qualidade das malhas geradas, fundamental ao normal decorrer de um processo de optimização.

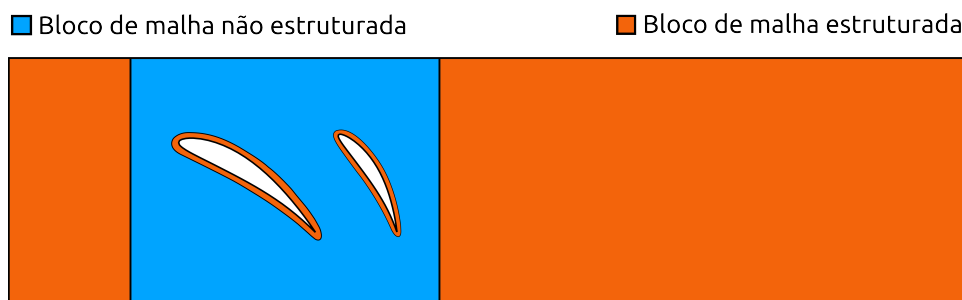


Figura 3.1: Blocos de malha do domínio computacional.

A construção da malha é iniciada a partir da superfície da pá directriz a ser avaliada, sendo para isso necessário obter uma distribuição de pontos que defina, com rigor, o perfil utilizado, garantindo o método escolhido que não existam descontinuidades na superfície, apesar da diversidade apresentada pelas diferentes configurações geradas. Deste modo, optou-se por utilizar o método de [33] que discretiza o perfil com base na curvatura local, a partir da distribuição de pontos já efectuada quando caracterizado o perfil. Esta estratégia não necessita de uma calibragem perfeita dos parâmetros que lhe estão associados, não dependendo assim a distribuição de pontos da superfície da distância que separa o intradorso do extradorso do perfil. Isto é de todo vantajoso, uma vez que este comprimento não é constante tendo em conta a variabilidade dos perfis criados. Mais detalhes sobre esta abordagem foram apresentados em [5].

De seguida é gerada a malha em "O", que consiste num bloco de malha estruturada que envolve o perfil, ver Fig. 3.2.

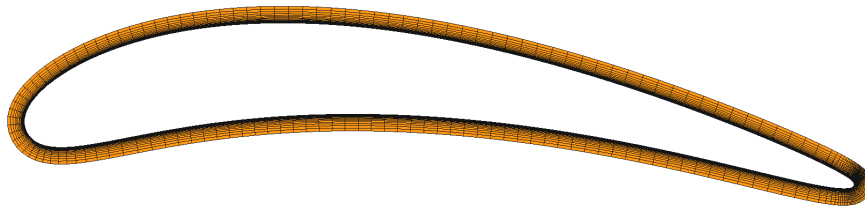


Figura 3.2: Malha em "O".

Esta é construída a partir de um crescimento dos pontos normal à superfície da pá, de modo exponencial. A distribuição de pontos foi definida de modo a respeitar a condição de $y^+ < 1$ com o intuito de captar a totalidade da camada limite, característica de uma zona de superfície. Desta forma, este bloco de malha é parametrizado independentemente dos restantes blocos, sendo ainda manipulável a altura do mesmo bem como o número de camadas que o constituem.

Contudo, esta abordagem apresenta uma construção de elementos deficiente em regiões que manifestem uma elevada curvatura, tal como o bordo de fuga. Nesta zona, as linhas normais à superfície afastam-se demasiado entre si à medida que a distância ao seu ponto de partida vai aumentando, criando uma malha relativamente esparsa numa zona onde são expectáveis gradientes significativos, tal como pode ser visto na Fig. 3.3a.

Assim, procedeu-se à correcção deste problema adoptando a estratégia usada por [32], fazendo uma redistribuição dos pontos que discretizam o bordo de fuga, utilizando uma função do tipo tangente. Esta possibilita uma aproximação dos pontos sitos na zona de interesse e conseqüentemente uma diminuição do tamanho dos elementos criados, ver Fig. 3.3b. O número de pontos total é também aumentado de maneira a não criar grandes disparidades entre os novos elementos e aqueles que se encontram nas regiões adjacentes. É de realçar que a malha em "O" apresentada na Fig. 3.2 se encontra já corrigida.

Para discretizar o domínio contíguo aos blocos de malha em "O" é utilizado um gerador de malha não estruturada, disponibilizado pelo *Grupo da Energia das Ondas do IST*, baseado em triangulações de Delaunay [34]. Esta escolha prendeu-se com a flexibilidade e robustez que o gerador de malha

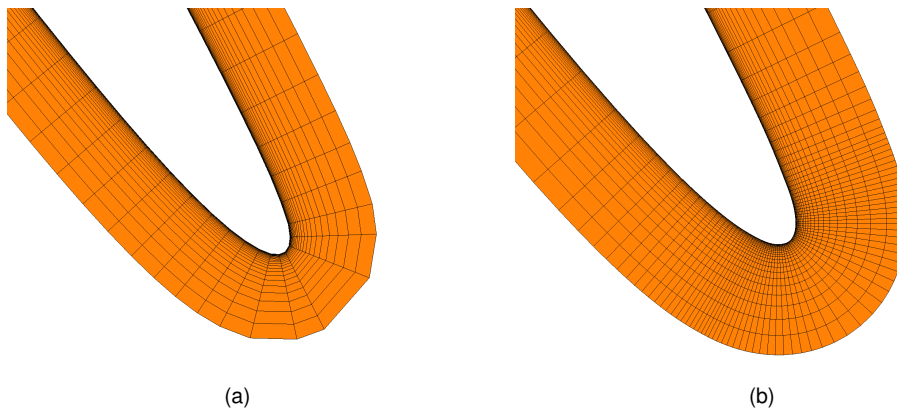


Figura 3.3: Detalhe do Bordo de Fuga: a) malha original; b) malha corrigida.

teria que possuir para “preencher” competidamente esta área independentemente do aspecto que os diferentes perfis testados poderiam apresentar. A simplicidade de implementação aliada a um fácil controlo de refinamento desempenharam também um papel preponderante nesta opção. Isto porque a construção deste bloco de malha depende meramente de uma distribuição de pontos que defina a janela rectangular limítrofe e dos contornos que representam a zona mais exterior da malha estruturada que envolve os perfis. O número de pontos utilizado é o parâmetro que permite manipular o refinamento da malha tendo-se assim um controlo relativo sobre o tamanho dos elementos que a constituem.

Para finalizar a construção da malha que discretiza o domínio computacional na sua totalidade é necessário gerar as malhas correspondentes às zonas de entrada e de saída. O facto destas regiões manterem a sua forma constante ao longo do processo de otimização bem como a ausência de quaisquer superfícies no seu interior, permite que se escolha uma malha estruturada para a sua discretização.

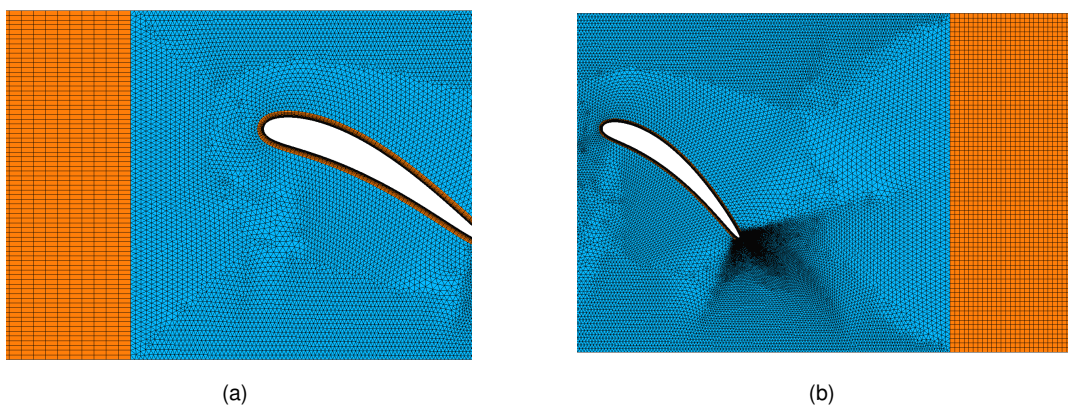


Figura 3.4: Coesão dos diferentes blocos de malha : a) bloco de entrada; b) bloco de saída.

Assim, são construídos dois blocos de malha composta por elementos rectangulares, definindo apenas a distribuição de pontos nas linhas que estabelecem os limites exteriores da malha. De forma a garantir a coesão dos diferentes blocos entre si, impõe-se que a distribuição de pontos nas fronteiras seja a mesma, como se pode visualizar na Fig. 3.4.

3.2 Cálculo do escoamento de entrada

Finda a geração da malha computacional, esta é introduzida num *software* apropriado para averiguar o desempenho aerodinâmico dos perfis criados, sendo depois analisados por um algoritmo de optimização determinados parâmetros, de forma a seleccionar a melhor configuração. Nesta secção serão então enunciados os traços gerais do funcionamento do respectivo *software* sendo também explicitadas algumas características inerentes a problemas de cálculo numérico.

3.2.1 Aspectos gerais

O código comercial utilizado é o Fluent, um *software* de Mecânica de Fluidos Computacional (MFC), que resolve o sistema de equações discretizadas que descreve um determinado escoamento, recorrendo ao Método dos Volumes Finitos. Para modelar o escoamento algumas simplificações foram assumidas tendo em conta as características do problema. Foi então considerado que o escoamento era permanente, viscoso, turbulento e incompressível (ver secção 2.4). O fluido utilizado é ar que à temperatura ambiente de 300 K apresenta uma massa volúmica $\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$ e uma viscosidade dinâmica $\mu = 1,7894 \times 10^{-5} \text{ Pa.s}$. O valor de pressão usado corresponde ao da pressão atmosférica, $p_{ref} = 101325 \text{ Pa}$.

3.2.2 Equações de transporte e modelo de turbulência

A simulação numérica de escoamentos deste género tem por base a verificação de três princípios: a conservação de massa, a conservação da quantidade de movimento e a conservação de energia. A equação da conservação de energia é resolvida em conjunto com as restantes duas quando se simulam escoamentos compressíveis ou onde se verifiquem trocas de calor. Não tratando o actual problema questões dessa natureza, a conservação de energia não será então abordada. Para avaliar a conservação de massa, efectua-se um balanço integral a um elemento de fluido infinitesimal, de onde resulta a seguinte equação para escoamentos incompressíveis, ($\partial\rho/\partial t = 0$),

$$\frac{\partial U_j}{\partial x_j} = 0 \quad (3.1)$$

Antes de iniciar a exposição das equações de transporte da quantidade de movimento é necessário referir que devido à presença de fenómenos de turbulência neste escoamento as variáveis em questão são tratadas como a soma de um valor médio, U_i a uma componente de flutuação, u_i , relativa ao valor médio, correspondendo esta adição ao valor instantâneo, \tilde{u}_i , dessa quantidade, Eq. 3.2.

$$\tilde{u}_i = U_i + u_i \quad (3.2)$$

Devido ao carácter linear da equação da continuidade, esta abordagem não suscitará quaisquer complicações. Contudo, a utilização de uma decomposição à Reynolds, apresentada na Eq. 3.2, para tratar um campo turbulento terá as suas implicações, como se compreenderá posteriormente. No que

diz respeito à conservação da quantidade de movimento, a segunda lei de Newton é então aplicada a um elemento de fluido infinitesimal, relacionando a taxa de variação de quantidade de movimento com a resultante das forças aplicadas. Assim, a denominada equação de Navier-Stokes que em escoamento laminar tem como incógnitas os valores instantâneos das diferentes velocidades que caracterizam o movimento do elemento de fluido degenera para uma equação de Navier-Stokes em média temporal de Reynolds (*Reynolds Averaged Navier Stokes - RANS*), sendo definida da seguinte forma,

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j^2} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u_i u_j}), \quad (3.3)$$

onde p representa a pressão estática e ν a viscosidade cinemática, ver [35]. Aqui surge um novo membro que requer uma diferente abordagem ao problema, nomeadamente o último termo do lado direito da equação. Esta variável, característica do campo flutuante, $\rho \overline{u_i u_j}$, que pode ser interpretada como um tensor das tensões turbulentas, é então definida pela hipótese de Boussinesq,

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} (\rho k) \delta_{ij}, \quad (3.4)$$

correspondendo μ_t a uma viscosidade turbulenta, que necessita de ser modelada de forma a fechar o sistema de equações. Dentre os vários modelos de turbulência existentes foi adoptado o modelo $\kappa - \omega$ SST (*Shear Stress Transport*). Este tem por base dois modelos distintos, $\kappa - \omega$ e $\kappa - \epsilon$, aliando o melhor desempenho do modelo $\kappa - \omega$ em escoamentos de camada limite com a robustez do modelo $\kappa - \epsilon$ nas regiões mais afastadas da parede. Esta combinação de modelos confere ao modelo $\kappa - \omega$ SST uma maior versatilidade, obtendo melhores resultados para diferentes tipos de escoamentos, sendo o mais adequado para escoamentos com separação de camada limite [36]. Em [37] encontra-se uma descrição mais detalhada deste modelo de turbulência, onde figuram as equações de transporte para as quantidades de κ e de ω , que correspondem à energia cinética turbulenta e à taxa de dissipação específica, respectivamente.

A utilização deste modelo requer no entanto especial atenção ao tamanho da primeira célula contígua a qualquer superfície física existente no domínio computacional. A tensão de corte na parede é calculada a partir da definição sendo assim crucial que os primeiros pontos da malha se encontrem dentro da sub-camada linear, dominada pela viscosidade laminar, cuja localização é delimitada pela coordenada adimensional $y^+ < 5$ [35]. Nesta dissertação teve-se como requisito $y^+ < 1$, garantindo assim que a distância da primeira célula à parede fosse sempre suficientemente reduzida, possibilitando um correcto cálculo da tensão de corte na parede.

Para a resolução das equações que regem o escoamento optou-se pelo *pressure-based solver*, na vertente *coupled*. Este tipo de *solver* obtém o campo de pressão manipulando as equações de quantidade de movimento e da continuidade. A alternativa seria o *density-based solver* que determina o campo de densidade de fluido, determinando a pressão com recurso à equação de estado. Dada a incompressibilidade do escoamento a ser simulado, a escolha recaiu sobre o primeiro *solver*. A preferência pelo algoritmo *coupled* prendeu-se com o facto deste convergir mais facilmente. No entanto, uma vez que resolve as equações da quantidade de movimento e de continuidade (com base na pressão)

simultaneamente torna-se computacionalmente mais exigente, requerendo aproximadamente o dobro da memória [37].

3.2.3 Condições de fronteira

A simulação numérica do escoamento de entrada exige a imposição de determinadas condições de funcionamento, referidas na Secção 2.4, bem como de condições de fronteira que, tal como a sua designação sugere, correspondem a determinadas restrições nas fronteiras do domínio computacional. Estas devem ser criteriosamente escolhidas para que a simulação não se desenvolva de forma errónea, originando resultados pouco verosímeis. Na entrada do domínio, o fluido apresenta uma velocidade puramente axial, com magnitude de 34,927 m/s. Para melhor descrever o escoamento de entrada foi necessário providenciar mais detalhes característicos de um escoamento turbulento. Deste modo, atribuiu-se como valor de intensidade turbulenta 5% e um rácio de viscosidade turbulenta de 10, que correspondem a valores típicos para esta gama de números de Reynolds. Como condição de saída foi arbitrada a condição de *outflow*, comumente usada quando são desconhecidos *a priori* valores de pressão e de velocidade à saída do domínio [37]. Nas paredes (superfícies das pás no caso bidimensional) foram aplicadas condições de não escorregamento, como seria expectável. Por último, falta mencionar as condições de periodicidade aplicadas, da maior utilidade no estudo de problemas axissimétricos, em que a semelhança do escoamento entre dois canais consecutivos (formados pelas pás) permite reduzir esta simulação a apenas um, minorando o esforço computacional inerente a esta optimização. Deste modo, as duas fronteiras periódicas (ver Fig. 2.3) são associadas, garantindo que os fluxos das quantidades de interesse que deixam o domínio computacional por uma das fronteiras correspondam aos que atravessam a fronteira homóloga, no outro sentido.

3.2.4 Convergência da solução

Uma solução numérica tem sempre associada diversos tipos de erros cuja importância é fundamental compreender a fim de minimizar a sua influência na qualidade dos resultados obtidos. Uma vez que os computadores apresentam uma precisão finita existe sempre um erro de arredondamento associado ao valor exacto de uma determinada quantidade e o valor truncado que a máquina usa para efectuar os seus cálculos. Nesta situação, a utilização de uma malha mais refinada potencia a relevância deste erro uma vez que este tipo de malha exige um maior número de cálculos e consequentemente uma maior extensão do erro. Uma maneira de controlar este erro passa por utilizar precisão dupla nos cálculos efectuados, aumentando o número de casas decimais das quantidades envolvidas.

Tratando-se de uma solução numérica, existe uma discretização do domínio em pequenos volumes de controlo (ver Secção 3.1), a que está associada outra fonte de erro. Assim, é importante escolher um modo de discretização espacial adequado de forma a atenuar a diferença comparativamente ao caso real. Uma vez que as discretizações de primeira ordem estão por norma associadas a fenómenos de falsa difusão (difusão numérica) foram apenas utilizadas para arranque da solução, tendo sido utilizada o esquema de segunda ordem *upwind* para as equações da quantidade de movimento, da taxa de

dissipação de energia (ω) e de energia cinética turbulenta (k) bem como um esquema de segunda ordem também para a equação da pressão.

Como o escoamento é modelado por equações não lineares estas são então resolvidas de modo iterativo, originando conseqüentemente um erro desta natureza. Para avaliar a convergência do processo monitorizam-se os resíduos bem como certas quantidades integrais como o ângulo absoluto do escoamento e as pressões de estagnação à entrada e à saída do estator. Utiliza-se como critério de paragem o valor dos resíduos inferior a 10^{-5} , valor a partir do qual o erro iterativo passa a ser desprezável em comparação com o erro de discretização e as quantidades integrais já se encontram estabilizadas. Tal como referido na Secção 3.2.2, escolheu-se o *solver* na vertente *coupled* tendo sido utilizados como parâmetros de sub-relaxação aqueles que o *Fluent* apresenta por defeito.

3.3 Optimização do estator de entrada

Para obter a melhor configuração de pás para o estator de entrada é necessário simular variados conjuntos e compreender qual deles se adequa melhor aos requisitos do problema. Neste sentido, torna-se fulcral definir esta adequabilidade, perceber quais as características que determinado estator tem que apresentar para se destacar dos restantes. Assim, surge a necessidade de traduzir um melhor desempenho aerodinâmico em algo quantificável, tangível, que possa ser utilizado num algoritmo de optimização para que este progrida no sentido desejado.

Tendo em conta a natureza do problema, facilmente se identificam à partida as principais características que as pás directrizes têm que apresentar: uma correcta deflexão do escoamento e uma baixa (o mínimo possível) queda de pressão. Deste modo, a função objectivo desta optimização poderia passar por englobar estas duas variáveis, medindo-se o ângulo absoluto do escoamento à entrada do rotor (saída do primeiro estator) e avaliando-se a queda de pressão de estagnação quando o escoamento atravessa o estator. Contudo, recorrendo a duas variáveis intrinsecamente diferentes entre si, conciliá-las passaria por lhes atribuir um peso ponderativo, concedendo assim maior importância a uma das quantidades ou mantendo-as igualmente relevantes. Esta abordagem, utilizada em [31], revelou que a optimização apresentaria resultados distintos consoante o valor usado para este parâmetro, revelando assim uma grande sensibilidade a este peso. Torna-se deste modo complicado atribuir uma ponderação que seja adequada ao escoamento em questão, conferindo inevitavelmente alguma subjectividade aos resultados deste modo obtidos.

Optou-se então por seguir uma abordagem diferente, utilizada em [32], em que as duas características desejadas são analisadas em fases diferentes. Após a simulação do escoamento que atravessa o estator, é avaliada a existência ou não de separação de camada limite no extradorso das pás directrizes. É avaliada a velocidade nas primeiras células da malha junto à superfície da pá, num referencial local, conseguindo compreender assim se existe separação (correspondente a uma velocidade negativa) ou não. Uma vez que não seria praticável gerar um perfil sem separação no bordo de fuga, foi definido um segmento de aceitação do extradorso onde não é tolerável que exista separação, correspondente a 96% do mesmo. Assim, esta verificação é efectuada ao longo deste troço do extradorso, sendo o

restante comprimento ignorado. Esta abordagem descarta os casos onde exista separação, não integrando assim o conjunto de casos avaliados pelo algoritmo de optimização. Deste modo, a função objectivo é constituída apenas pelo valor do ângulo do escoamento à saída do domínio, conseguindo-se na mesma garantir que as perdas de pressão no primeiro estator não são significativas.

No entanto, e tendo em conta o que foi já apresentado na Secção 2.6.4, as perdas de pressão são muito mais relevantes no segundo estator (a jusante do rotor) e dependentes do bloqueamento do escoamento, ψ . Assim, numa primeira análise ao problema, o mais expectável seria incluir também esta variável na função objectivo tentando minimizá-la. Porém, o bloqueamento afecta o valor do ângulo do escoamento de forma proporcional, ou seja, um maior bloqueamento corresponde a uma maior deflexão. Esta dependência impossibilita assim a conciliação das duas variáveis.

Deste modo, e tendo em conta aquilo que é pretendido, define-se *a priori* um valor de ψ para cada optimização sendo depois comparado o desempenho da configuração optimizada com aquilo que é pretendido. Nomeadamente, é comparado o ângulo obtido com o valor pretendido (dentro duma gama de aceitação) e volta-se a repetir o processo, com um diferente valor de ψ , caso o resultado não seja satisfatório. Trata-se de um processo iterativo moroso que é no entanto facilitado pelo uso de um algoritmo genético de optimização que permite dar como *input* uma determinada geometria, garantindo-se assim que os melhores resultados sejam utilizados em novas optimizações (Secção 3.3.1). Concluindo, a função objectivo é definida pelo valor do ângulo α_2 , Eq. 3.5, evoluindo o algoritmo no sentido de obter a maior deflexão possível (correspondente a um menor α_2) mediante as condições impostas.

$$F(z) = \alpha_2 \quad (3.5)$$

3.3.1 Algoritmo de optimização

Com o intuito de minimizar a função objectivo recorreu-se ao algoritmo genético de optimização denominado Evolução Diferencial (*Differential Evolution* - DE) que apresenta como vantagem não utilizar o gradiente da função objectivo. O DE começa por criar uma primeira geração aleatória, composta por N_p vectores (indivíduos) de dimensão D (correspondente ao número de variáveis que caracterizam cada indivíduo). Cada uma destas variáveis é limitada, tanto superior como inferiormente, pelo que a escolha destes limites tem que ser cautelosa de forma a não restringir negligentemente a optimização a ser efectuada. Esta primeira geração deve, então, cobrir todo o domínio de pesquisa. Após a criação de cada um destes indivíduos, a sua “aptidão” é então avaliada, atribuindo assim, a cada vector, um valor da função objectivo. No final de cada geração, o indivíduo mais apto é então escolhido sendo depois utilizado na criação das gerações seguintes [38] (dependendo do esquema de optimização escolhido, como se verá mais adiante). Os novos vectores são gerados com base em 3 operações distintas: mutação, cruzamento e selecção.

A mutação corresponde, tal como o nome deixa prever, a uma modificação dos vectores existentes. Consoante o esquema de optimização escolhido, diferente será a operação efectuada. No presente trabalho optou-se pelo esquema *DE/best/1* por apresentar, à partida, maior facilidade em convergir e,

consequentemente, maior rapidez. Esta vertente do DE gera novos indivíduos com base no melhor vector da geração anterior (menor valor da função objectivo) somando-lhe uma diferença ponderada entre dois vectores dessa mesma geração, como pode ser analisado na Eq. 3.6.

$$v_{i,G+1} = x_{\text{best},G} + F \times (x_{r_1,G} - x_{r_2,G}) \quad (3.6)$$

Os índices r_1 e $r_2 \in \{1,2,\dots,N_p\}$, inteiros e mutuamente diferentes, correspondem aos índices dos vectores aleatoriamente escolhidos enquanto $x_{\text{best},G}$ representa o melhor vector da geração G. A constante $F \in [0,2]$, corresponde a um factor de amplificação da variação diferencial ($(x_{r_1,G} - x_{r_2,G})$), influenciando assim a convergência da optimização.

O cruzamento de vectores permite diversificar ainda mais os indivíduos gerados, acelerando o processo. O vector mutado $v_{i,G+1}$ é combinado com o vector alvo $x_{i,G}$ sendo criado um novo vector $u_{i,G+1}$. A extensão desta combinação está dependente de um parâmetro, definido pelo utilizador, denominado *Crossover Rate* (CR). Ou seja, para cada componente j do vector $v_{i,G+1}$ é atribuído, aleatoriamente, um número $\in [0,1]$ que, se for inferior ou igual ao valor de CR implica que $u_{ji,G+1} = v_{ji,G+1}$. Por oposição, se a condição anterior não se verificar, $u_{ji,G+1} = x_{ji,G}$. Este mecanismo de cruzamento está representado na Fig. 3.5 para um vector de dimensão D=7.

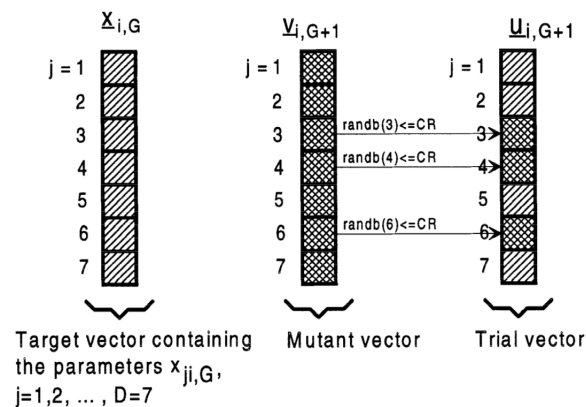


Figura 3.5: Exemplo do processo de cruzamento com um vector composto por 7 parâmetros, reproduzido de [38].

O processo de selecção corresponde a uma comparação dos vectores gerados de forma a seleccionar o que está associado a um melhor desempenho. Basicamente, se o vector de teste $u_{i,G+1}$ apresentar um valor da função objectivo inferior ao respectivo valor do vector alvo $x_{i,G}$ então este substitui-o na geração seguinte. O processo de optimização prossegue até um determinado número de gerações ter sido realizado ou algum critério de convergência ter sido atingido.

O número de indivíduos de uma geração deve ser múltiplo do número de processadores utilizados no processo, garantindo assim um melhor aproveitamento dos recursos alocados para o problema de optimização, tendo em conta o *software* utilizado. Existindo 6 processadores disponíveis optou-se assim por $N_p = 24$. Outra nuance do código desenvolvido pelo *Grupo de Energia das Ondas do IST* está relacionada com a geração inicial. Este oferece a possibilidade de criar um dos vectores da primeira geração, ou seja, atribuir-lhe os parâmetros desejados. É conveniente no sentido de permitir transportar as melhores configurações para outra optimização, caso a primeira não tenha sido satisfatória

(situação recorrente). Para determinar os parâmetros que controlam os mecanismos de mutação e de cruzamento foram analisadas as abordagens tidas em problemas de natureza semelhante [5], [32] tendo sido escolhidos os valores de 0,5 para F e de 1,0 para o CR . O número de gerações utilizado foi significativamente alto (aproximadamente 100), não tendo, assim, condicionado a convergência da otimização. O critério de convergência foi estabelecido em 10^{-4} , que corresponde a variações na ordem da centésima de grau de α_2 , sendo para isso avaliado o valor de $(F(z) - F(z)_{opt})/F(z)_{opt}$.

3.4 Cálculo do escoamento de saída

Findo o processo de otimização das pás directrizes é analisado o escoamento que atravessa o estator de saída. É importante avaliar a influência do estator que se encontra a jusante do rotor, bem como validar a abordagem seguida no que diz respeito ao alinhamento das pás directrizes. Este estudo serve ainda para tentar compreender se outras configurações podem ser mais vantajosas, no sentido de reduzir as perdas de pressão verificadas à saída e conseqüentemente aumentar a eficiência global da turbina.

Este cálculo é, em muito, semelhante ao que foi anteriormente descrito na Secção 3.2, apresentando o domínio computacional uma configuração semelhante à anterior, ver Secção 2.5. Contudo, uma diferença significativa existe no que diz respeito ao regime temporal do cálculo. Aludindo à simetria da turbina, este segundo estator, tal como já foi previamente explicitado, encontra-se desalinhado com o escoamento de saída do rotor, propiciando assim separações massivas do escoamento, comportando-se as pás directrizes que o constituem como corpos não-fuselados. Este desalinhamento confere ao escoamento um carácter não permanente uma vez que a libertação periódica de vórtices torna o escoamento dependente do tempo.

A discretização espacial das equações dependentes do tempo não se altera em regime não permanente, no entanto, passa a existir uma discretização das equações no tempo. A discretização temporal envolve a integração de cada termo das equações do problema num determinado intervalo de tempo Δt .

O respectivo intervalo de tempo não é igual para todos os casos, havendo sempre a necessidade de afinar este valor. Este tem que ser suficientemente pequeno para que o escoamento seja correctamente modelado. Com o intuito de determinar o valor apropriado de Δt , é então monitorizada uma quantidade de interesse (pressão, por exemplo), iniciando-se a simulação com um intervalo de tempo relativamente grande. Inicialmente, a curva monitorizada apresenta descontinuidades, sendo o valor do intervalo de tempo reduzido até se obter uma curva contínua, idêntica à que é suposto representar a solução real expectável, como se encontra representado na Fig. 3.6.

Como se pode depreender, trata-se de um processo iterativo que terá que ser repetido sempre que alguma característica do escoamento se alterar. Mais informações sobre a discretização temporal podem ser encontradas em [37].

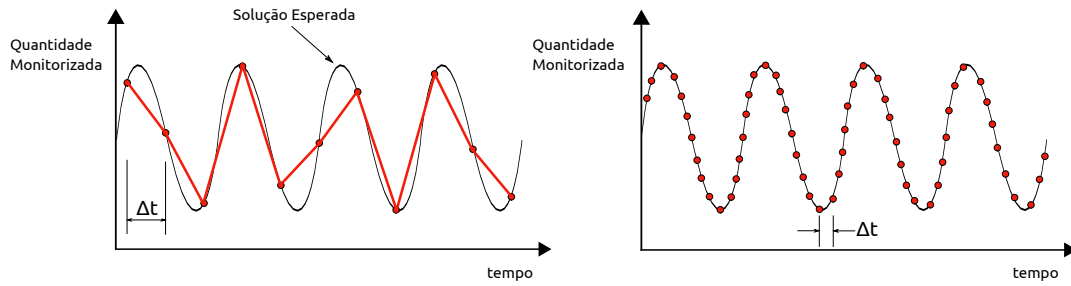


Figura 3.6: Monitorização de quantidade de interesse.

3.4.1 Condições de funcionamento e de fronteira

Analogamente ao cálculo do escoamento de entrada, é necessário definir as condições de funcionamento e de fronteira do problema. Sendo a secção transversal do estator sempre constante, é imposta uma condição de velocidade à entrada do segundo estator. Para isso, é necessário avaliar as características do escoamento que deixa o rotor. Segundo as condições de projecto, a velocidade nesta secção não apresenta qualquer componente tangencial sendo por isso utilizada uma condição de velocidade axial constante ao longo da secção e igual a 34,927 m/s. Apesar desta abordagem poder parecer demasiado simplista por não contabilizar efeitos de camada limite bem como a eventual separação de escoamento que exista quando este atravessa o rotor, é necessária uma vez que não é possível obter o perfil de velocidades nesta secção *a priori* do dimensionamento das pás directrizes.

Para além do vector de velocidade é também necessário definir determinadas quantidades turbulentas que caracterizem o escoamento, tal como foi feito na Secção 3.2.3. Contudo, devido à passagem do escoamento pelo rotor, estas quantidades não se mantiveram constantes, impondo-se uma nova avaliação das mesmas. À intensidade turbulenta foi atribuído um valor de 30% [35], e para determinar o rácio de viscosidade turbulenta foi seguido o modelo do comprimento de mistura, proposto por Prandtl, que define a viscosidade turbulenta como,

$$\mu_t = \rho l_m^2 \left| \frac{\partial U}{\partial y} \right|, \quad (3.7)$$

onde l_m , um comprimento característico do campo turbulento, é equivalente a $0,07\delta$ [35], estando δ associado ao tamanho dos maiores vórtices, que se encontra limitado pelo canal de passagem do rotor. Este comprimento pode então ser calculado:

$$\delta = \frac{2\pi r_{\text{mean}}}{Z_{\text{rotor}}} = 0,1759 \text{ m} \quad (3.8)$$

O gradiente de velocidade $\partial U/\partial y$ é calculado considerando que a velocidade absoluta do escoamento varia entre o seu valor médio e zero em apenas um quarto do canal. Deste modo, o rácio de viscosidade turbulenta é calculado da seguinte forma:

$$\frac{\mu_t}{\mu} = \frac{4 \rho \delta 0,07^2 U_{\text{med}}}{1,7894 \times 10^{-5}} \quad (3.9)$$

Deste modo, considerando a velocidade média de 34,927 m/s e utilizando os valores apresentados

na Secção 3.2.1 para as restantes variáveis da Eq. 3.9 obtém-se um rácio de viscosidade turbulenta de 8243. Baseando-se a obtenção deste valor em determinadas previsões, este rácio apresenta alguma subjectividade. Contudo, trata-se de uma abordagem viável e necessária para a determinação desta quantidade. Mais detalhes podem ser encontrados sobre este modelo de turbulência em [35]. Como condição de fronteira de saída foi novamente usada a opção de *outflow* pelas mesmas razões.

Capítulo 4

Análise bidimensional

O presente capítulo tem por objectivo expor os resultados da optimização do estator bem como outras análises efectuadas, fulcrais na escolha da configuração final. Inicialmente, são apresentadas as diferentes configurações das pás directrizes optimizadas que verificam os requisitos do rotor para diferentes números de coroas. Seguidamente é analisada uma das configurações possíveis com o intuito de melhor descrever o decorrer do processo de optimização, validando a abordagem seguida. Posteriormente, são explicitadas as análises efectuadas ao estator de saída, em regime não-permanente, que permitem determinar o número de coroas apropriadas para este sistema assim como averiguar se um deslocamento tangencial das pás, descrito na Secção 2.6.8, será de algum modo proveitoso. Por fim, é revelada a configuração definitiva que apresenta um melhor desempenho e que será utilizada nas fases seguintes deste trabalho.

4.1 Configuração inicial

4.1.1 Perfis optimizados para diferentes números de coroas

Inicialmente, o número de coroas de pás directrizes a utilizar tornou-se uma variável da maior relevância, não só pelos custos associados à construção do estator da turbina mas também pelas implicações que esta escolha tem no seu desempenho. Relembrando aquilo que foi anteriormente enunciado, um maior bloqueamento geométrico do escoamento ψ acarreta maiores perdas de pressão de estagnação no estator de saída. Contudo, o bloqueamento está directamente relacionado com a deflexão do escoamento, tal como foi exposto em [32] e como será perceptível pela análise desta variável quando as diferentes configurações forem apresentadas. Quanto menor o bloqueamento menor a deflexão do escoamento que é conseguida, sendo este comportamento menos pronunciado quanto maior for o número de coroas de pás, Z_C , utilizadas. Ou seja, como estratégia de redução do bloqueamento pode ser adoptado um maior número de coroas de pás. Esta abordagem é mais significativa quanto maior for a deflexão desejada.

Seguindo este raciocínio, foram então optimizados vários perfis que deflectissem o escoamento de acordo com a geometria do rotor, podendo o conjunto de pás directrizes ser composto por uma, duas

ou três coroas. Tal como foi explicado na Secção 3.3, foram então arbitrados valores de ψ para cada um dos casos avaliando-se de seguida o valor do ângulo α_2 obtido, comparando-o com os valores desejados para cada uma das 3 secções diferentes. Tratando-se de um processo iterativo e consequentemente moroso, foi então definida uma gama de aceitação dentro da qual se acredita que as diferenças que pudessem existir no bloqueamento (comparativamente à situação ideal) seriam insignificantes e que não comprometem o normal funcionamento do rotor. Foram então aceites soluções dentro do intervalo $\alpha_2 \pm 0,25^\circ$, que pode ser tido como uma escolha bastante conservadora mas que tenta já salvaguardar algumas instabilidades que possam surgir num escoamento tridimensional confinado por paredes. De seguida são apresentados, na tabela 4.1, todos os parâmetros de optimização, bem como outros que desta resultam, para o sistema com 1, 2 ou 3 coroas de pás directrizes, para a secção intermédia correspondente a $r^* = 0,59$.

Tabela 4.1: Parâmetros característicos do sistema de pás directrizes com 1, 2 e 3 coroas, para a secção intermédia $r^* = 0,59$.

Parâmetros Geométricos		Configuração		
		1	2	3
Número de Coroas de Pás	Z_c	1	2	3
Angulo de projecto a entrada do rotor [°]	α_2^*	46,87	46,87	46,87
Factor de Bloqueamento [%]	ψ	42,0	29,1	23,0
Parâmetros Optimizados				
Ângulos dos Bordos de Ataque e de Fuga das pás [°]	ϵ_{BA1}	-29,99	-30,56	-19,86
	ϵ_{BA2}		19,14	19,37
	ϵ_{BA3}			8,90
	ϵ_{BF1}	46,51	38,12	30,14
	ϵ_{BF2}		37,66	42,17
	ϵ_{BF3}			31,29
Factor de Espessura	s_1	1,20	1,25	1,31
	s_2		1,19	1,19
	s_3			1,15
Distância Axial [mm]	Δx_1	167,5	190,3	207,6
	$\Delta x_{1,2}$		97,4	60,1
	Δx_2		73,9	77,2
	$\Delta x_{2,3}$			141,5
	Δx_3			60,5
Parâmetros Implícitos				
Corda [mm]	c_1	194,9	202,4	214,6
	c_2		101,1	94,5
	c_3			81,5
Ângulo de Calagem [°]	ξ_1	30,74	19,93	14,72
	ξ_2		43,03	35,24
	ξ_3			42,03
Resultado da Optimização				
Função Objectivo [°]	$F(Z)$	46,99	46,87	47,05

Encontram-se assim resumidas, nesta tabela, todas as variáveis relevantes deste processo de otimização, da qual se podem tirar algumas ilações. Relativamente ao bloqueamento geométrico do escoamento, podemos constatar que existe uma melhoria significativa ao utilizar duas coroas de pás, comparativamente a usar simplesmente uma. Este é um bom indicador de que a abordagem neste trabalho seguida, de repartir a deflexão do escoamento por dois andares, pode ser bastante vantajosa. Quanto à utilização de 3 coroas, pouco se pode concluir nesta fase. Verifica-se que esta configuração apresenta o bloqueamento mais baixo de todas não havendo, no entanto, um ganho tão substancial como houve na situação anterior. Esta análise será complementada quando for analisada a influência que o número de coroas, Z_c , a utilizar, terá no estator de saída, averiguando-se assim a proficuidade desta ligeira melhoria, não restando muitas dúvidas de que 1 coroa representa a pior solução possível, do ponto de vista aerodinâmico.

Outro aspecto relevante desta otimização está relacionado com o bordo de ataque das pás geradas, mais concretamente, com o seu ângulo. Em todas as configurações pode verificar-se um ângulo de entrada negativo responsável por uma maior curvatura do perfil. Uma vez que o bloqueamento é medido entre a posição dos bordos de ataque e de fuga (onde inicia e termina a linha média representada a traço interrompido na Fig. 4.1, respectivamente), se o perfil apresentar uma maior curvatura na sua parte inicial, na realidade este terá um maior bloqueamento do que aquele que é imposto na optimização. Deste modo, $\epsilon_{BA} < 0$ pode ser reconhecido como uma estratégia do algoritmo para conseguir maiores deflexões do escoamento (devido a um maior bloqueamento geométrico) e, conseqüentemente, um valor inferior da função objectivo. Porém, é necessário um cuidado especial com esta variável uma vez que aliada a um diminuto factor de espessura conduzirá à formação de uma bolha de recirculação no intradorso da pá, afectando assim o seu desempenho. Mesmo controlando esta conjugação de factores e evitando a recirculação do escoamento, esta é sempre uma configuração indesejada uma vez que o forte gradiente de pressão adverso sentido no intradorso pode, em situação real, causar a separação do escoamento, devido a alguma instabilidade do escoamento. As configurações apresentadas são ainda aceitáveis, numa fase inicial, tendo este parâmetro sido limitado.

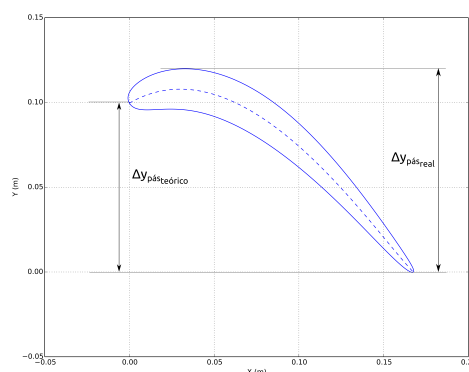


Figura 4.1: Perfil correspondente à primeira pá directriz, na configuração de 1 coroa de pás ($r^* = 0,59$).

O factor de espessura aliado à dimensão axial das pás mostra que a primeira coroa apresenta sempre maiores dimensões relativas. Verifica-se assim uma tendência para repartir o esforço da deflexão maioritariamente pela primeira coroa, desempenhando as restantes um papel secundário, sendo no

entanto, sempre necessárias. Esta desigualdade pode dever-se ao maior bloqueamento que a primeira pá consegue exibir quando se permite que ϵ_{BA} seja menor que zero, reduzindo assim o esforço a que as pás subsequentes estão sujeitas. Ainda relativamente às dimensões das pás directrizes, verifica-se também um aumento da corda da primeira pá à medida que se introduzem mais coroas no sistema. Apesar de poder parecer, à partida, um contra-senso, serem necessários perfis de maiores dimensões quando o número de pás utilizadas aumenta, esta situação está relacionada com o decréscimo do ψ que acompanha o aumento de Z_c . As pás ganham uma maior preponderância axial e os perfis apresentam menores curvaturas, sendo por isso necessárias maiores cordas para garantir a mesma deflexão.

Relativamente ao processo de optimização propriamente dito, é de seguida apresentado o caso de 2 coroas que originou os seguintes perfis, representados na Fig. 4.2, adimensionalizados pela corda da pá de maiores dimensões. É nesta figura evidente a disparidade entre as duas coroas, previamente referida.

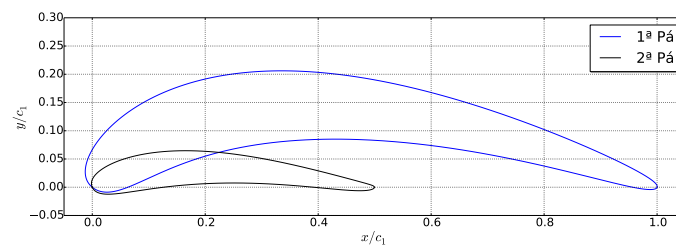


Figura 4.2: Perfis correspondentes às pás directrizes da configuração de 2 coroas de pás, adimensionalizados pela corda da primeira pá ($r^* = 0,59$).

Tal como foi enunciado na Secção 3.3.1, a convergência da optimização foi controlada analisando a diferença que a função objectivo apresentava relativamente ao valor óptimo da configuração final bem como a variação da própria função objectivo, α_2 , ver Fig. 4.3. Neste caso particular realizaram-se 24 gerações que, com uma população de 24 indivíduos perfaz 576 avaliações. É de realçar que em nenhum dos gráficos apresentados na Fig. 4.3 se encontram o total das avaliações uma vez que a muitos dos casos que não cumpriram os requisitos impostos foi atribuído um valor da função objectivo absurdamente elevado (10^6) de forma a que essas geometrias fossem evitadas em futuras gerações. Estas condicionantes tanto podem ser uma separação do escoamento mais acentuada (consoante aquilo que foi definido) ou a não convergência da solução particular, que será abordada na Secção 4.2.3. Os perfis correspondentes à situação de 1 e de 3 coroas, bem como a respectiva convergência da optimização encontram-se no apêndice A.

4.1.2 Escoamento de saída

Finda a optimização das secções intermédias, o seu desempenho foi avaliado na situação de escoamento de saída do rotor. Conseguindo as diferentes três configurações respeitar os requisitos de entrada no rotor teve-se como objectivo compreender melhor e quantificar as implicações do número de coroas utilizadas. Esta análise foi feita com base nas secções intermédias uma vez que estas se encontram suficientemente afastadas das paredes. Deste modo, o escoamento simulado sensivelmente

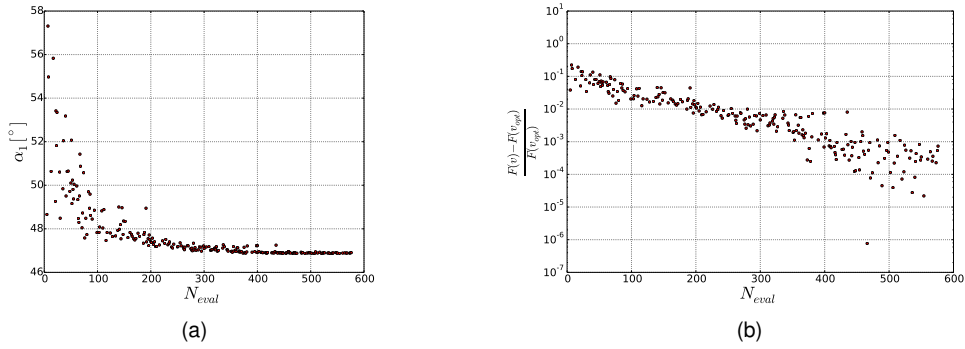


Figura 4.3: Convergência da otimização para 2 coroas de pás ($r^* = 0,59$): a) Função objectivo α_2 ; b) diferença entre vector analisado e vector óptimo.

a metade da envergadura das pás será aquele que apresentará mais semelhanças com o que será calculado em regime tridimensional. Esta análise simplifica assim o processo de otimização, não sendo necessário otimizar as 3 secções das 3 configurações, reduzindo significativamente o tempo despendido na obtenção dos perfis que permitam gerar a pá directriz que figurará no estator. Relembrando o desalinhamento do escoamento de saída com o estator simétrico que se encontra a jusante do rotor, é então feita a análise do escoamento em regime não-permanente, tal como descrito na Secção 3.4. Deste modo, é então definido um coeficiente adimensional da perda de pressão de estagnação, $K_{p_{saída}}$ na Eq. 4.1,

$$K_{p_{saída}} = \frac{\Delta p_0}{\frac{1}{2} \rho V_3^2}, \quad (4.1)$$

onde Δp_0 corresponde à diferença entre as pressões de estagnação à entrada e à saída do segundo estator e V_3 representa a velocidade à saída do rotor. Por conservação do caudal mássico e inalteração da secção transversal, a velocidade nesta secção é igual a V_1 . Por ser desconhecido o perfil de velocidades do escoamento que abandona o rotor, foi então simplificada a situação, ignorando efeitos de camada limite ou eventuais separações do escoamento no rotor, tendo-se imposto um perfil de velocidade constante ao longo desta secção. Na Fig. 4.4 está representada a variação deste parâmetro adimensional com o número de Reynolds.

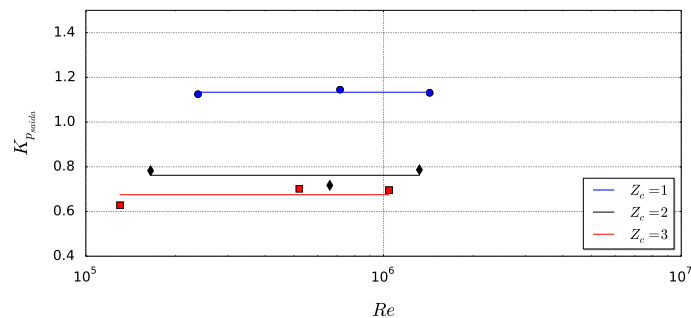


Figura 4.4: Coeficiente de perda de pressão de estagnação em função do número de Reynolds.

Como se pode analisar, existe uma diferença mais significativa quando se adiciona uma segunda

coroa de pás do que quando se opta por um estator com 3 coroas de pás. Analisando o coeficiente de perda para as 3 situações, verificou-se uma redução deste em 33% com a adição de uma segunda coroa, comparativamente a uma redução de 40% com a adição de uma terceira coroa, face à situação inicial. Esta discrepância na situação inicial seria expectável observando os valores de ψ para cada configuração. Encontra-se assim provado que a abordagem seguida é vantajosa, bem como a interdependência prevista entre o bloqueamento geométrico e as perdas no estator de saída. É importante referir que o cálculo do primeiro ponto para cada configuração corresponde à escala do modelo simulado bem como o valor de velocidade se encontra de acordo com as condições de funcionamento apresentadas. Para aumentar o número de Reynolds das restantes simulações teve que se proceder a um escalamento do modelo, aumentando assim o comprimento característico, presente na Eq. 2.2. Incrementar a velocidade não seria o mais adequado, pois aumentar-se-ia o número de Mach do escoamento, podendo surgir alguns efeitos de compressibilidade indesejados que poriam em causa a veracidade desta análise.

Em suma, pode-se afirmar que o acréscimo de uma terceira coroa de pás não se apresenta como a melhor alternativa, uma vez que o ganho, nomeadamente a diminuição deste coeficiente adimensional, é pouco significativo, não oferecendo grandes melhorias no desempenho deste estator e implicando maiores custos de fabrico assim como uma maior complexidade do sistema global. Para além disto, é também de realçar a independência das perdas com o número de Reynolds, derivada da separação de escoamento massiva que ocorre assim que este incide na primeira coroa de pás, originando uma esteira turbulenta de grandes dimensões.

4.1.3 Perfis otimizados para a configuração de 2 coroas

Uma vez decidido o número de coroas a utilizar, procedeu-se à optimização das restantes secções, que figuram nas extremidades das pás. É com base nestes 3 perfis que a pá é construída em três dimensões, tal como será explicado na Secção 5.1.1. Seguidamente, são resumidos na tabela 4.2 os parâmetros otimizados, bem como os que da optimização derivam, para as diferentes secções. É de realçar que a coluna correspondente à secção intermédia já exposta na tabela 4.1, é novamente apresentada para facilitar a comparação entre as diferentes secções.

Os perfis correspondentes às secções de $r^* = 0,00$ e $r^* = 1,00$ encontram-se representados na Fig. 4.5. Por sua vez, os respectivos gráficos associados à convergência do processo de optimização podem ser consultados no apêndice A.

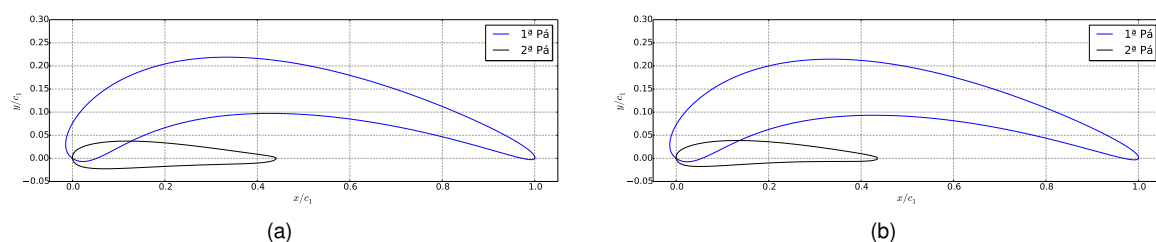


Figura 4.5: Perfis adimensionalizados pela corda da primeira pá: a) $r^* = 0,00$; b) $r^* = 1,00$.

Tabela 4.2: Parâmetros característicos do estator composto por 2 coroas, para as diferentes secções.

Parâmetros Geométricos		Configuração		
Raio Adimensional	r^*	0,00	0,59	1,00
Angulo de projecto a entrada do rotor [°]	α_2^*	43,73	46,87	47,46
Factor de Bloqueamento [%]	ψ	32,4	29,1	27,6
Parâmetros Optimizados				
Ângulos dos Bordos de Ataque e de Fuga das pás [°]	ϵ_{BA1}	-35,00	-30,56	-34,99
	ϵ_{BA2}	44,54	19,14	37,28
	ϵ_{BF1}	47,82	38,12	42,98
	ϵ_{BF2}	42,98	37,66	46,10
Factor de Espessura	s_1	1,26	1,25	1,25
	s_2	1,27	1,19	1,16
Distância Axial [mm]	Δx_1	162,9	190,3	223,8
	$\Delta x_{1,2}$	74,1	97,4	138,0
	Δx_2	47,3	73,9	69,9
Parâmetros Implícitos				
Corda [mm]	c_1	173,6	202,4	236,1
	c_2	76,4	101,1	102,8
Ângulo de Calagem [°]	ξ_1	20,22	19,93	18,62
	ξ_2	51,73	43,03	47,15
Resultado da Optimização				
Função Objectivo [°]	$F(Z)$	43,82	46,87	47,47

Através da análise da Fig. 4.5 verifica-se que a primeira pá mantém uma maior preponderância no estator, não existindo grandes diferenças na forma dos perfis das extremidades. Não obstante, é importante lembrar que as dimensões dos perfis ainda variam significativamente ao longo da envergadura, como se pode observar na tabela 4.2. Outro aspecto relevante é a variação dos ângulos utilizados para construir os perfis: verifica-se que, ao longo da envergadura, estes valores variam consideravelmente, representando o perfil intermédio uma inversão na tendência que estas variáveis pareciam seguir se contabilizássemos unicamente os perfis que ocupam as extremidades das pás. Tendo em conta que, na configuração tridimensional, os perfis que se encontram entre aqueles que foram otimizados são criados a partir de uma interpolação, grandes oscilações destes parâmetros podem criar perfis muito diferentes daqueles que foram aqui apresentados, podendo comprometer o desempenho das pás directrizes nas regiões não optimizadas.

4.2 Configuração final

Nesta secção será apresentada a configuração final das pás directrizes do estator. Antecipando o que será exposto no próximo capítulo, a configuração optimizada revelou um fraco desempenho no que diz respeito à deflexão desejada do escoamento, um dos requisitos do projecto, quando simulada

em três dimensões. A presença de paredes e alguns fenómenos que não poderiam ser contabilizados na optimização bidimensional propiciaram a separação do escoamento em grande parte da envergadura, sendo a zona intermédia a que é menos afectada, deflectindo o escoamento como previsto. É importante referir que esta questão será novamente abordada na Secção 5.3, tendo apenas sido aqui mencionada para introduzir os resultados que serão revelados de seguida.

O facto de 2 dos 3 perfis se situarem nas paredes não corresponde à abordagem mais correcta, uma vez que nesta zona o escoamento não apresenta a velocidade para a qual estes foram optimizados. Outro aspecto relevante está relacionado com a diferença de dimensões relativas entre os perfis, bem como entre pás, já anteriormente mencionada. Esta discrepância aliada à presença de escoamentos secundários impossibilitou o desenvolvimento de um estator que correspondesse às exigências do projecto, surgindo assim a necessidade de reformular a abordagem seguida.

O facto dos perfis variarem significativamente entre si propicia a criação de perfis menos adequados nas regiões intermédias que podem não cumprir os requisitos definidos. Apesar de ser impossível eliminar esta fonte de erro, tendo em conta que os perfis têm sempre que ir aumentando as suas dimensões à medida que nos afastamos do *hub* e que o método usado para gerar as pás não será alterado, esta pode ser minimizada, tentando manter os perfis o mais semelhantes entre si possível. Outra estratégia que se pode revelar frutífera passa por equilibrar a carga aerodinâmica das duas pás, aumentando as dimensões da segunda pá. Este nivelamento reduz assim a intensidade do gradiente de pressão adverso sentido no extradorso da primeira pá directriz, diminuindo a probabilidade de ocorrer separação do escoamento muito antes do bordo de fuga. Será também evitada a elevada curvatura dos perfis da primeira pá no bordo de ataque, uma vez que, tal como referido, um ângulo do bordo de ataque negativo transforma o intradorso numa zona susceptível de ocorrer separação do escoamento, comprometendo o adequado funcionamento do estator de entrada.

Por fim, serão alteradas as regiões de optimização ao longo da envergadura da pá, abandonando-se a ideia de optimizar nas extremidades. Os novos raios adimensionais escolhidos foram $r^* = 0,15$ e $r^* = 0,85$. Com isto pretendeu-se que as zonas de optimização não fossem afectadas pelos efeitos de camada limite. Provavelmente a altura de camada limite está sobrestimada, contudo é preferível garantir que os perfis optimizados para estas secções deflectam o escoamento adequadamente. É uma abordagem que não exclui logo à partida os restantes 30% da envergadura uma vez que os perfis gerados que se encontram imediatamente a seguir, em direcção às paredes, podem ser igualmente válidos se não se fizerem sentir nesta região efeitos de camada limite.

4.2.1 Novos perfis optimizados

No seguimento do que foi anteriormente referido, a nova optimização passava por obter perfis noutras raios adimensionais. Recorrendo a uma interpolação quadrática dos valores apresentados na tabela 2.3, obtiveram-se os ângulos de projecto à entrada do rotor correspondentes às secções agora utilizadas para construir as pás directrizes, apresentados na tabela 4.3. Estes serão os valores desejados da função objectivo da nova optimização.

Tabela 4.3: Nova otimização de 2 coroas de pás.

Parâmetros Geométricos		Configuração		
Raio Adimensional	r^*	0,15	0,59	0,85
Angulo de projecto a entrada do rotor [°]	α_2^*	44,78	46,87	47,40
Factor de Bloqueamento [%]	ψ	35,7	32,3	31,9
Parâmetros Otimizados				
Ângulos dos Bordos de Ataque e de Fuga das pás [°]	ϵ_{BA1}	0,33	0,45	0,66
	ϵ_{BA2}	0,89	5,68	10,34
	ϵ_{BF1}	23,45	18,98	17,45
	ϵ_{BF2}	56,93	49,88	47,99
Factor de Espessura	s_1	1,20	1,18	1,22
	s_2	1,10	1,10	1,10
Distância Axial [mm]	Δx_1	133,5	152,4	167,5
	$\Delta x_{1,2}$	115,2	118,3	121,9
	Δx_2	90,0	95,8	99,7
Parâmetros Implícitos				
Corda [mm]	c_1	151,1	170,6	186,9
	c_2	114,5	122,7	129,7
Ângulo de Calagem [°]	ξ_1	27,95	26,68	26,34
	ξ_2	38,20	38,63	39,76
Resultado da Otimização				
Função Objectivo [°]	$F(Z)$	44,64	46,84	47,19

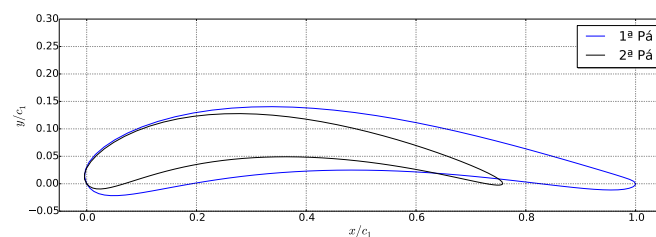
Na tentativa de colmatar todas as possíveis falhas que a primeira otimização revelou, algumas limitações foram introduzidas na nova otimização. Enquanto numa primeira abordagem foi dada maior liberdade a todas as variáveis de otimização, dentro daquilo que seria plausível atendendo à natureza do problema, nesta nova abordagem impuseram-se já algumas restrições, tendo em conta os resultados obtidos previamente. Uma das limitações prende-se com a imposição de um ângulo não negativo no bordo de ataque da primeira pá. Deste modo impede-se a elevada curvatura verificada nos perfis da primeira otimização, diminuindo assim a carga aerodinâmica a que esta pá se encontrava sujeita. Como se pode ver na tabela 4.3, o algoritmo mantém a sua tendência para diminuir este ângulo, que não poderia agora ser inferior a zero. Assim, verificou-se um aumento do bloqueamento geométrico, como seria expectável através da análise da Fig. 4.1.

Outra condicionante foi atribuída à distância axial da segunda pá, x_2 , imputando-lhe um valor mínimo de 90 mm. Com isto conseguiu-se aumentar a corda da segunda pá, conferindo-lhe maior relevância no sistema de pás directrizes, como se pode ver na Fig. 4.6. Por fim, foi controlada a variação das variáveis de otimização ao longo da envergadura. É facilmente verificável na tabela 4.2 que a maioria dos parâmetros que definem os perfis otimizados apresentam sempre uma tendência, crescente ou decrescente. Deste modo garantem-se variações menos acentuadas na forma das pás ao longo da envergadura. Os factores de espessura foram as únicas variáveis onde esta metodologia não foi seguida, uma vez que as diferenças reveladas não são significativas. Novamente, analisando a tabela

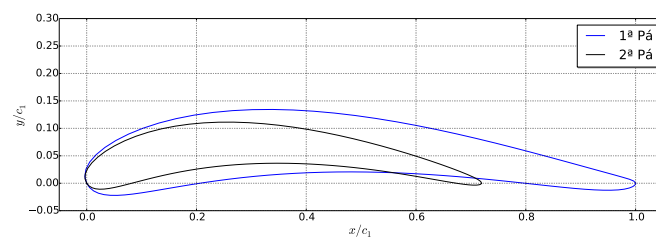
4.3, verifica-se que o factor de espessura da segunda pá se mantém constante (por ser o valor mínimo definido) enquanto que o da primeira pá varia muito ligeiramente, não originando variações bruscas na espessura dos perfis que a compõem. Uma análise preliminar aos perfis que deveriam figurar nas extremidades das pás com estas novas modificações permitiram compreender qual a forma dos perfis esperados para $r^* = 0,00$ e $r^* = 1,00$, verificando qual a tendência que as variáveis optimizadas apresentavam. De seguida, procedeu-se à optimização das secções ao longo da envergadura, considerando os valores obtidos anteriormente como máximos ou mínimos, consoante a tendência fosse decrescente ou crescente, respectivamente.

Todas estas limitações podem provavelmente impedir a geração de um perfil com menor bloqueamento geométrico. Porém, o objectivo último deste trabalho é garantir um normal funcionamento do estator de entrada, respeitando as condições de projecto e como se pode ver, o aumento do bloqueamento geométrico não é muito significativo comparativamente com a primeira optimização, podendo ainda, grande parte deste acréscimo, ser devido à menor curvatura que o perfil da primeira pá apresenta. Ou seja, nesta nova situação, a diferença entre o $\psi_{\text{teórico}}$ e o ψ_{real} das pás será menor.

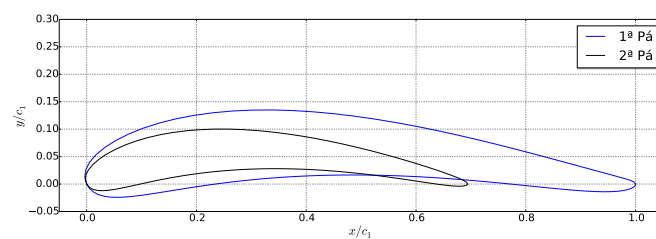
Os novos perfis que figuram na configuração final são apresentados na Fig. 4.6, encontrando-se os gráficos de convergência da optimização no Apêndice B.



(a)



(b)



(c)

Figura 4.6: Perfis adimensionalizados pela corda da primeira pá: a) $r^* = 0,15$; b) $r^* = 0,59$; c) $r^* = 0,85$.

A partir da análise da Fig. 4.6 constata-se que a segunda pá ganhou maior importância no conjunto do estator (tal como era pretendido), apresentando uma corda relativa significativamente superior. Para além disto, os dois perfis apresentam agora curvaturas mais similares, algo que não se verificava aquando a primeira optimização.

4.2.2 Análise de resultados

Nesta secção é analisado um caso genérico, resultante da optimização de 2 coroas, na secção intermédia. Pretende-se assim apresentar a análise efectuada ao escoamento simulado, exemplificando com apenas um caso por se mostrar suficiente, evitando assim a repetição desnecessária de análises muito semelhantes. A extensão desta exposição é limitada àquilo que se entende ser de maior relevância, tendo em conta o carácter do problema.

Inicialmente, apresenta-se na Fig. 4.7 a distribuição de pressão estática em redor dos perfis simulados. Como se pode ver, a primeira pá apresenta um pico de sucção bastante intenso, perto do bordo de ataque, significativamente diferente daquele que se regista na segunda pá, que se encontra mais afastado do bordo de ataque e que não está tão concentrado, distribuindo-se melhor ao longo do extradorso. Relativamente à carga aerodinâmica das duas pás, verifica-se uma maior diferença de pressões na primeira pá, logo sujeita a um maior esforço. Este problema tinha sido já identificado, sendo este resultado expectável dadas as maiores dimensões que o primeiro perfil apresentava. São também facilmente localizados os pontos de estagnação de cada pá, onde a pressão estática é superior. Imediatamente a seguir ao ponto de estagnação da segunda pá, é visível no intradorso uma pequena região de baixa pressão estática, correspondente a um aceleração do escoamento, devido à localização do ponto de estagnação estar aproximadamente situada no bordo de ataque da pá, encontrando o escoamento uma zona de alguma curvatura mesmo no intradorso. Esta quase simetria de escoamento perto do bordo de ataque afasta assim o pico de sucção da zona inicial da pá, não criando um gradiente de pressão adverso tão intenso como aquele que é verificado no extradorso do primeiro perfil, uma vez que o escoamento está sujeito a uma curvatura muito menor.

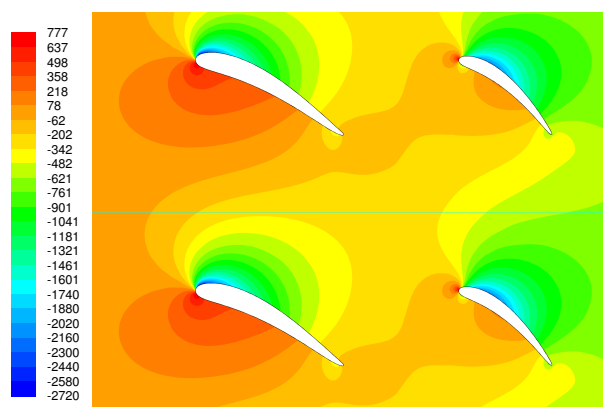


Figura 4.7: Distribuição de pressão estática [Pa] na envólucra dos perfis simulados.

De seguida é apresentada, na Fig. 4.8 a distribuição de C_p , coeficiente de pressão, ao longo dos dois perfis, que vem corroborar aquilo que se encontra supracitado. Verifica-se assim uma maior carga

aerodinâmica na primeira pá, e um gradiente de pressão adverso menos intenso no segundo perfil, que é identificável através das variações menos bruscas de C_p . É também de realçar as semelhanças que existem entre o intradorso e o extradorso na zona inicial da segunda pá, uma vez que após o ponto de estagnação ($C_p = 1$) as duas curvas seguem quase iguais, não existindo um diferencial de pressão significativo. Contudo, logo após esta zona, surge um gradiente de pressão adverso no intradorso do segundo perfil, que estabiliza logo de seguida.

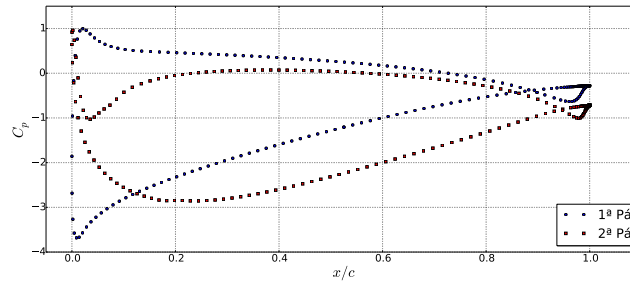


Figura 4.8: Distribuição do Coeficiente de pressão nos dois perfis.

Por fim são apresentados os campos de velocidade das duas pás, representados pelos vectores de velocidade absoluta, onde se consegue compreender melhor como esta varia ao longo dos perfis, e identificar as diferentes zonas de interesse. Na Fig. 4.9 são facilmente identificáveis os pontos de estagnação dos dois perfis bem como as zonas onde o escoamento apresenta maiores velocidades (zonas de maior curvatura). Aqui, é visível que o ponto de estagnação do primeiro perfil se encontra no seu intradorso, associado a um pico de sucção mais intenso.

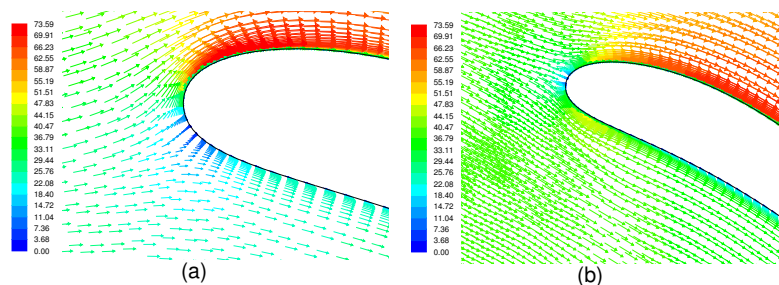


Figura 4.9: Campos de velocidades [m/s] no bordo de ataque: a) primeira pá; b) segunda pá.

Por sua vez, na Fig. 4.10 encontram-se os vectores de velocidade na zona envolvente do bordo de fuga das duas pás.

Como se pode ver, em ambas as pás existe separação perto do bordo de fuga. Apesar desta ser mais evidente na segunda pá, onde se verifica recirculação do escoamento, esta só ocorre muito perto do bordo de fuga, apresentando um perfil de camada limite mais cheio. Por outro lado, no primeiro perfil, apesar do escoamento também separar bastante tarde, verifica-se que mesmo em zonas mais afastadas da superfície da pá, o escoamento apresenta uma velocidade bastante reduzida, tratando-se de um perfil de camada limite "pouco cheio". Apesar de satisfazer o requisito de não separação verificado pelo algoritmo de optimização, esta não é de todo uma situação desejável uma vez que o escoamento pode

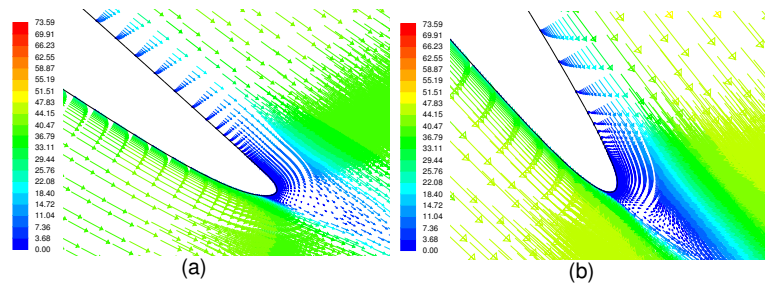


Figura 4.10: Campos de velocidades [m/s] no bordo de fuga: a) primeira pá; b) segunda pá.

separar quando sujeito a alguma instabilidade externa. A partir da Fig. 4.11 compreende-se a extensão deste problema, que começa a surgir sensivelmente a meio do extradorso, estando o primeiro perfil mais propenso a apresentar separação do escoamento. Mais uma vez, esta é uma das consequências do forte gradiente de pressão adverso sentido na primeira pá, que pode ter efeitos nefastos no desempenho do estator de entrada.

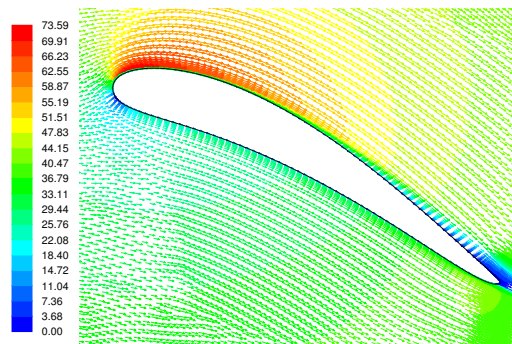


Figura 4.11: Campo de velocidades [m/s] do primeiro perfil.

4.2.3 Convergência de malha e da solução

Tal como foi referido na Secção 3.2.4, é definido um critério de paragem que permite avaliar quando o cálculo de um determinado vector de teste já se encontra convergido, reduzindo o tempo total da optimização. O algoritmo avalia os resíduos a cada iteração considerando válida a solução que apresente todos os valores inferiores a 10^{-5} . A partir deste limite, o erro iterativo é tido como desprezável comparativamente ao erro de discretização. Também são monitorizadas determinadas quantidades de interesse, como os valores de pressão à entrada e à saída do domínio computacional, cruciais na avaliação do escoamento. Na Fig. 4.12 é apresentada a monitorização de um caso genérico, com a variação dos resíduos e das quantidades de interesse escolhidas, para a situação de 2 coroas, na secção intermédia, deixando-se evoluir até à estabilização da solução

Verifica-se uma oscilação dos resíduos, já em gamas suficientemente baixas, devida à separação que existe no bordo de fuga dos dois perfis. A convergência foi conseguida com a redução do Número de Courant (CFL), subjacente ao método *coupled*. Este é directamente proporcional à escala de tempo

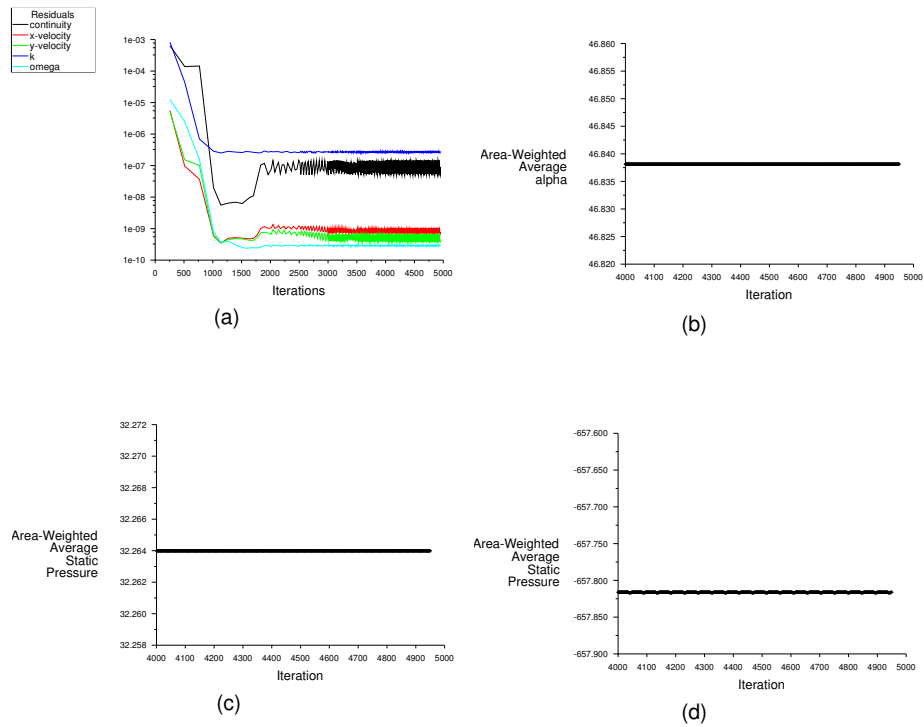


Figura 4.12: Convergência da solução: a) resíduos; b) ângulo à saída do domínio; c) pressão estática à entrada do domínio; d) pressão estática à saída do domínio.

usada em cada iteração, avaliando-se deste modo o escoamento em intervalos de tempo mais curtos. Relativamente às quantidades monitorizadas, a sua invariância ao longo das iterações demonstra que o escoamento já se encontra desenvolvido, sem flutuações.

Com o intuito de não comprometer a validade da solução obtida é fulcral modelar correctamente o escoamento de camada limite que surge na superfície dos dois perfis. A aplicação de um bloco de malha diferente para estas regiões revelou-se a solução mais adequada. Foi estabelecido um valor de $y^+ < 1$ na superfícies das pás que pode ser verificado na Fig. 4.13, onde se apresenta a variação desta quantidade ao longo da corda dos dois perfis.

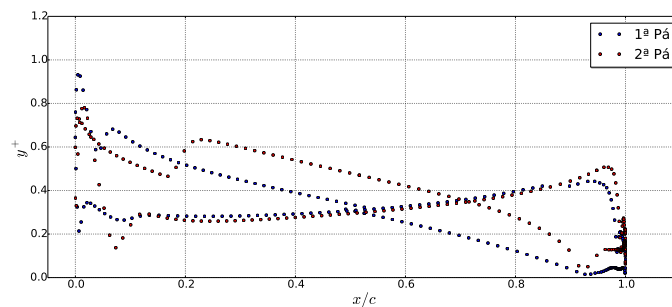


Figura 4.13: Distribuição de y^+ nos dois perfis.

A imposição de um elemento de malha de tão reduzidas dimensões contíguo à superfície das pás permite assim modelar, com definição suficiente, todas as regiões do perfil de camada limite turbulenta.

Na Fig. 4.14 são apresentados detalhes do extradorso das duas pás, sensivelmente a meia corda, onde é avaliado o rácio de viscosidade turbulenta (ν_T/ν_{lam}). A presença de um rácio nulo na proximidade da superfície de cada pá está associado a um escoamento laminar, característico da sub-camada linear.

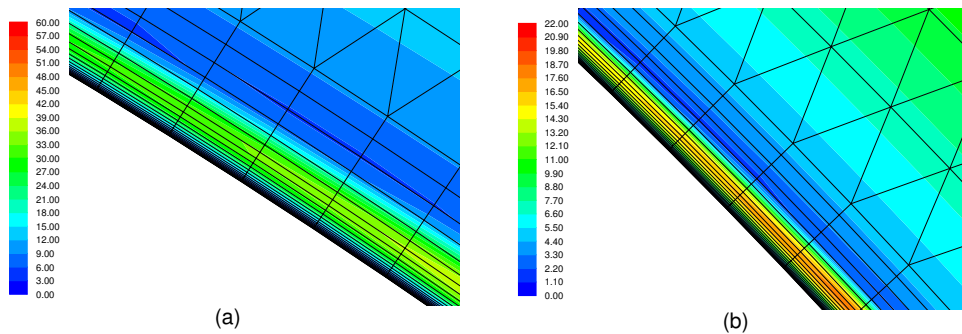


Figura 4.14: Rácio de viscosidade turbulenta no extradorso a meia corda: a) primeira pá; b) segunda pá.

À medida que a camada limite se vai desenvolvendo, verifica-se um aumento do rácio de viscosidade turbulenta antes de se dissipar para o escoamento exterior. No sentido de validar a construção da malha em “O” em torno dos perfis, avalia-se a distribuição da pressão de estagnação no extradorso das duas pás, verificando que a camada limite se encontra dentro deste bloco de malha, não sendo assim confinado o seu crescimento, ver Fig. 4.15.

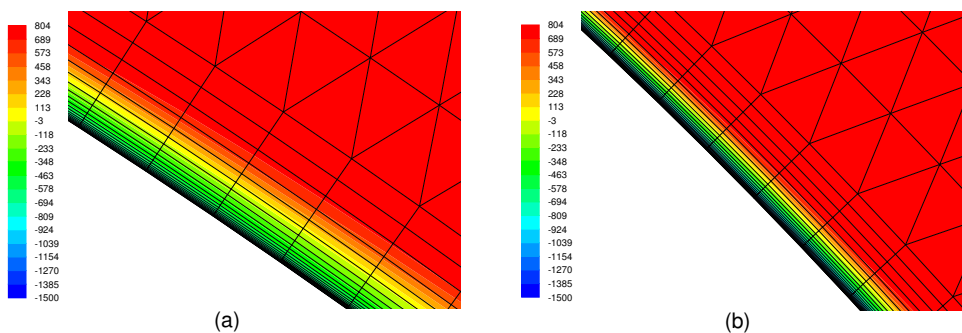


Figura 4.15: Pressão de estagnação [Pa] no extradorso a meia corda: a) primeira pá; b) segunda pá.

Relativamente à convergência de malha, foi simulada a mesma configuração com diferentes malhas, de diferentes refinamentos, de modo a reduzir o erro de discretização do domínio, atendendo às exigências que uma optimização deste calibre exigia. Foi então variado um coeficiente de refinamento usado na construção da malha que, basicamente, controla a distribuição de pontos que formam as fronteiras dos diferentes blocos de malha, aumentando ou diminuindo o número total de elementos que constituem o domínio computacional. Na tabela 4.4 encontram-se então os diferentes coeficientes usados e o respectivo número de elementos para as diferentes malhas avaliadas.

Na última linha consta um rácio relativo ao tamanho característico do elemento médio que figura em cada malha. Esta análise segue a abordagem realizada em [31], calculando-se a área total de cada malha e dividindo-a pelo número de elementos que a constituem, sendo h um comprimento característico do elemento médio que nesta se encontra presente, $h_i = \sqrt{A_i/N_i}$. Para um coeficiente de 0,3 o

Tabela 4.4: Diferentes malhas avaliadas.

Coefficiente de refinamento	0,2	0,25	0,3	0,35	0,40	0,50	0,60
Número de elementos	57455	80392	110097	138975	176733	259255	357339
h_i/h_1	1,384	1,170	1,000	0,890	0,789	0,652	0,555

rácio é unitário uma vez que este foi o refinamento escolhido. Foram então monitorizadas quantidades de interesse como o ângulo à saída do domínio, α_2 , e também o coeficiente de perda de pressão de estagnação, $K_{P_{entrada}}$, tal como foi definido na Eq. 4.1, sendo $V_3 = V_1$, que corresponde à velocidade axial do escoamento à entrada do domínio.

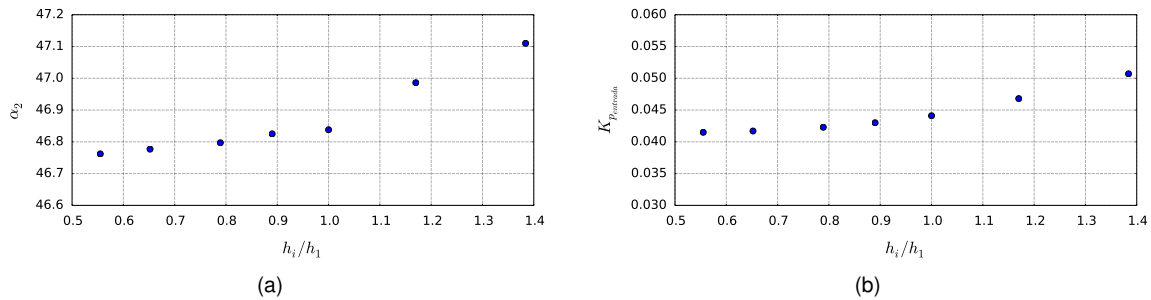


Figura 4.16: Convergência de malha: a) ângulo à saída do domínio; b) coeficiente de perda de pressão de estagnação.

Como se pode analisar na Fig. 4.16, verifica-se uma convergência das quantidades de interesse à medida que se vai sucessivamente refinando a malha. Este foi apenas um estudo preliminar de convergência de malha, permitindo tirar ilações sobre a qualidade da malha utilizada. É assim perceptível que o refinamento escolhido é suficiente e representa um bom equilíbrio entre a qualidade da malha e o tempo despendido no cálculo do escoamento. É de realçar que dado o número de optimizações e, conseqüentemente, de avaliações realizadas, a discretização escolhida figurava-se como um parâmetro de extrema importância. A título de exemplo, a solução com a malha mais refinada demorava sensivelmente 5 vezes mais tempo a ser obtida, algo que não seria de modo algum comportável neste projecto. Por fim, é também de destacar que, analisando a Fig. 4.16b e comparando-a com a Fig. 4.4, a queda de pressão de estagnação no estator de entrada é praticamente desprezável comparada com aquela que se verifica no estator de saída, tal como tinha sido assumido na fase inicial deste trabalho, corroborando assim esta afirmação.

4.3 Desfasamento entre coroas

Finda a optimização do estator mediante aquelas que eram as condições de projecto à entrada do rotor, foi colocada a possibilidade de tentar melhorar o seu desempenho perante o escoamento de saída. Devido à não perpendicularidade das pás perante o escoamento que abandona o rotor, estas acabam por deflectir ligeiramente o escoamento numa direcção preferencial. Deste modo, criou-se assim um desfasamento entre as duas coroas, tentando acompanhar a movimentação do efeito de

sombra causado pela primeira pá que enfrenta o escoamento de saída. Assim, seguindo aquilo que foi descrito na Secção 2.6.8, efectuaram-se vários testes, para diferentes desfasamentos, averiguando-se o impacto que as diversas disposições das pás tinham nas perdas do segundo estator. Na Fig. 4.17 apresenta-se então a variação do coeficiente adimensional de perda de pressão em função do desfasamento imposto.

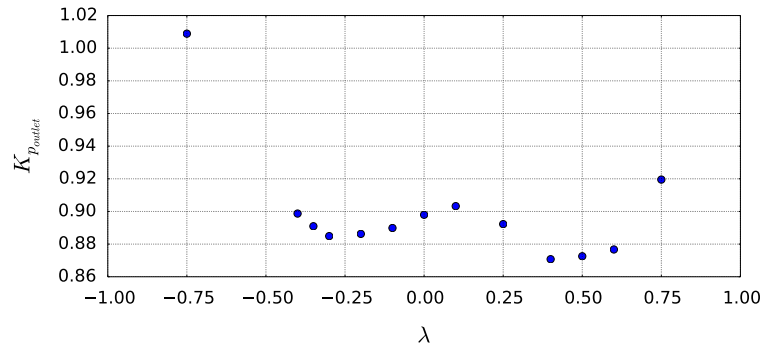


Figura 4.17: Variação de K_p com λ .

Relembra-se que o desfasamento está adimensionalizado pelo comprimento correspondente ao bloqueamento geométrico das pás, $\Delta_{y_{pás}}$. Testaram-se desfasamentos positivos e negativos, procurando-se um valor mínimo de K_p no sentido de aumentar a eficiência global da turbina. Os pontos mais extremos, $\lambda = -0,75$ e $\lambda = 0,75$ validam o efeito de sombra pois verificam-se perdas de pressão bastante superiores aos restantes valores. É de destacar que os ganhos obtidos são marginais, nunca representando uma grande melhoria no desempenho do estator de saída. Contudo, não implicando custos adicionais nem um aumento na complexidade do sistema, optou-se por desfasar a segunda pá de um $\lambda = 0,4$, correspondente ao valor mínimo de K_p . Apesar de, *a priori*, um desfasamento negativo parecer mais vantajoso, devido ao ângulo de calagem das pás, verificou-se que não corresponde à melhor situação. Na Fig. 4.18 apresenta-se a distribuição da pressão de estagnação em volta dos perfis originais (à esquerda) bem como dos perfis desfasados (à direita).

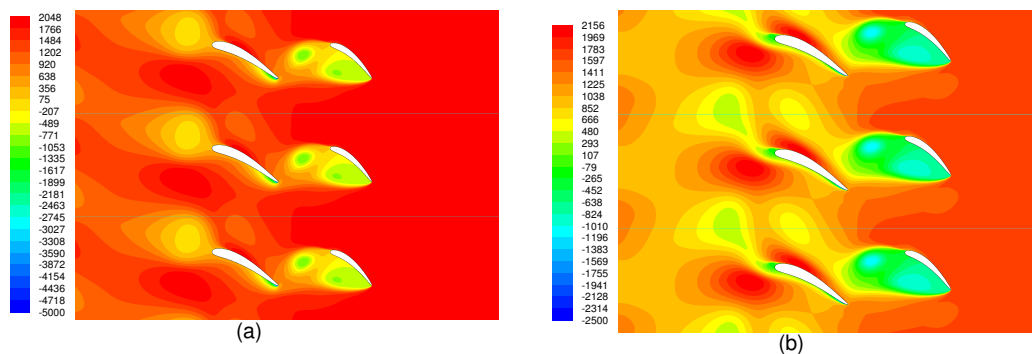


Figura 4.18: Distribuição da pressão de estagnação [Pa] no segundo estator: a) perfis originais; b) perfis desfasados, $\delta = 0,40$.

Apesar do escoamento apresentar uma maior homogeneidade no caso original, isto deve-se unicamente à maior gama de pressões envolvidas, devido à presença de um forte pico de sucção no bordo de fuga da pá mais afastada do rotor. De resto, as duas configurações são, à partida, bastante idênticas.

ticas, o que reflecte a similaridade dos respectivos valores de K_p . A ligeira diferença reside no facto do escoamento na configuração de pás desfasadas aparentar "varrer" o extradorso da segunda pá, ou seja, o escoamento apresenta aqui uma ligeira deflexão, não incidindo de forma tão acentuada na pá que se encontra mais afastada do rotor. Uma configuração em que os perfis apresentassem uma menor distância entre si poderia ser mais proveitosa, bem como um ligeiro aumento do bloqueamento da pá mais próxima do rotor garantindo que a pá a jusante aproveitava em pleno o efeito de sombra criado.

No que à convergência da solução diz respeito, monitorizaram-se os valores de pressão estática à entrada e à saída do domínio. Tratando-se de um escoamento dependente do tempo, com libertação periódica de vórtices, estas quantidades variam em torno de um valor médio. É assim necessário determinar o intervalo de tempo adequado a partir do qual a variação de pressão é periódica, de modo a extrair o seu valor médio que permite calcular o coeficiente adimensional de perda de pressão, K_p .

Na Fig. 4.19 é exemplificado o processo acima descrito, para um caso genérico, apresentando-se alguns períodos da solução já estabilizada, utilizados na obtenção do valor médio. É também de destacar que para cada *time step* é calculado um número suficiente de iterações que possibilita a convergência dos resíduos para valores aceitáveis, dada a natureza do escoamento.

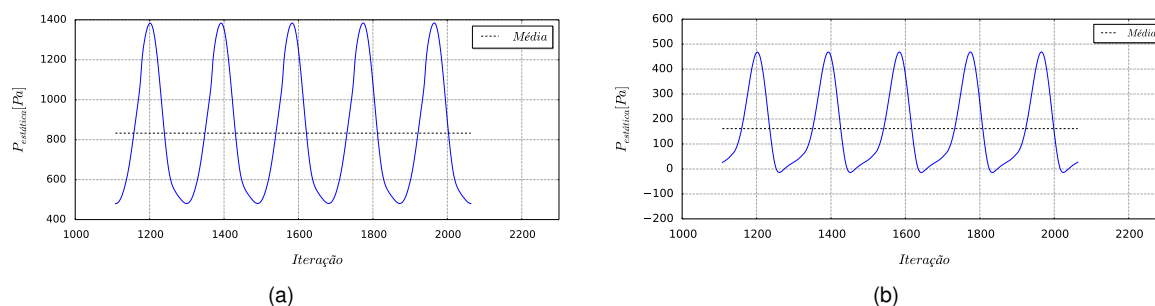


Figura 4.19: Monitorização da pressão estática para um $\Delta t = 0,05ms$: a) entrada do domínio; b) saída do domínio.

De seguida, é então averiguado se esta nova disposição das pás não compromete os requisitos de entrada no rotor. Foram testadas as três secções diferentes em regime permanente, com este desfasamento. Nas secções intermédia e superior não se verificaram grandes alterações, fazendo prever que esta nova configuração poderia ser aceite. O ângulo do escoamento deflectido continuava na gama de aceitação definida anteriormente, separando o escoamento a uma percentagem da corda ligeiramente inferior (aproximadamente 3% menos). Contudo, a análise da secção inferior, $r^* = 0,15$ revelou certas anomalias no escoamento, tal como pode ser visto na Fig. 4.20a.

Verificou-se uma bolha de recirculação de dimensões significativas no intradorso da segunda pá que afectava de forma considerável a deflexão desejada do escoamento. Tal como foi previamente mencionado, este fenómeno é sempre indesejável, podendo instabilizar e afectar severamente o escoamento. Mediante este resultado, averiguou-se ainda se a melhor configuração para um desfasamento positivo, segundo o que foi exposto na Fig. 4.17, ou seja, para um $\lambda = 0,30$, poderia apresentar uma melhor resposta. A situação é idêntica à anteriormente descrita e pode ser vista na Fig. 4.20b. Deste modo, optou-se por manter a situação original, de pás alinhadas, uma vez que desta forma eram cumpridos os

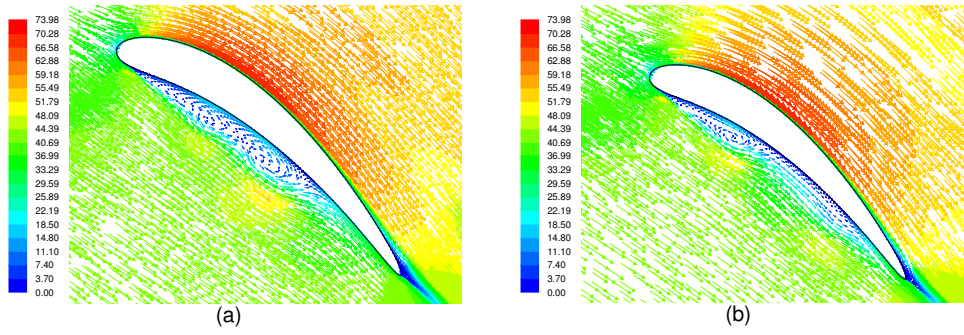


Figura 4.20: Campo de velocidades [m/s] do segundo perfil para $r^* = 0,15$: a) $\lambda = 0,40$; b) $\lambda = -0,30$.

requisitos de entrada do rotor, cruciais ao bom funcionamento da turbina. Relembrando que, na melhor das hipóteses o ganho era apenas marginal, outras configurações não foram testadas.

Capítulo 5

Análise tridimensional

Neste capítulo serão abordados todos os detalhes relativos à análise do escoamento tridimensional do estator. Inicialmente, será abordada a geração da malha computacional do domínio de interesse, destacando as variáveis adicionais inerentes a um problema tridimensional. Por fim serão analisados os resultados obtidos, averiguando o desempenho das diferentes configurações testadas, identificando a mais adequada, a configuração final. Este estudo tem assim como objectivo comprovar a validade de uma optimização bidimensional como principal ferramenta de desenvolvimento das pás directrizes de uma turbina auto-rectificadora axial.

5.1 Modelo numérico

5.1.1 Construção da malha híbrida

A malha computacional utilizada volta a apresentar diferentes blocos na sua composição, sendo na sua grande maioria constituída por malha não-estruturada, como se pode verificar na Fig. 5.1. A presença de blocos de malha estruturada está restringida às zonas envolventes das pás e é essencial para assegurar a correcta modelação da camada limite nesta zona, impondo-se novamente o requisito de $y^+ < 1$ na superfície. Esta condicionante é também aplicada às restantes paredes do domínio, nomeadamente do *hub* e do *shroud*, cujas zonas são preenchidas por blocos de malha individuais, como será analisado posteriormente.

A fase inicial consiste na geração das malhas correspondentes às pás directrizes. Definem a pá no espaço e são compostas por hexaedros. Os elementos contíguos à superfície da pá são de muito reduzidas dimensões (na ordem de 10^{-6} m), aumentando de forma exponencial na direcção normal à superfície. Este bloco de malha é construído com base em diferentes camadas (*layers*), que vão sendo sucessivamente "empilhadas", ver Fig. 5.2. Contudo, devido à variação das pás verificada ao longo da envergadura, estas camadas apresentam também ligeiras diferenças entre si. Isto acontece porque a malha tem que ir acompanhando os diferentes perfis que a pá apresenta ao longo da sua envergadura. Deste modo, tendo sido apenas optimizadas 3 secções da pá, a raios diferentes, foi necessário gerar os perfis intermédios, a serem usados em cada camada. A utilização de uma interpolação quadrática

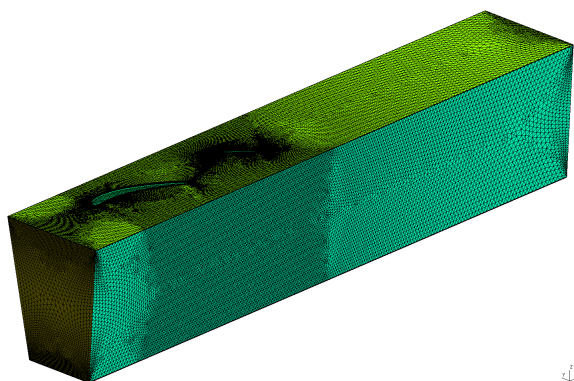


Figura 5.1: Representação da malha tridimensional.

revelou-se suficiente para a criação dos restantes perfis. O número de camadas utilizadas foi de 137, que podem ser agrupadas em 25 tanto para o *hub* como para o *shroud*, como será explicitado posteriormente, mais 89 para a zona intermédia do domínio. É de realçar que a última camada do bloco do *hub* corresponde à primeira da zona intermédia assim como a última camada desta corresponde à primeira do bloco do *shroud*. A superfície do perfil é discretizada com recurso a 201 pontos sendo a malha em “O” composta por 25 elementos na direcção normal à superfície.

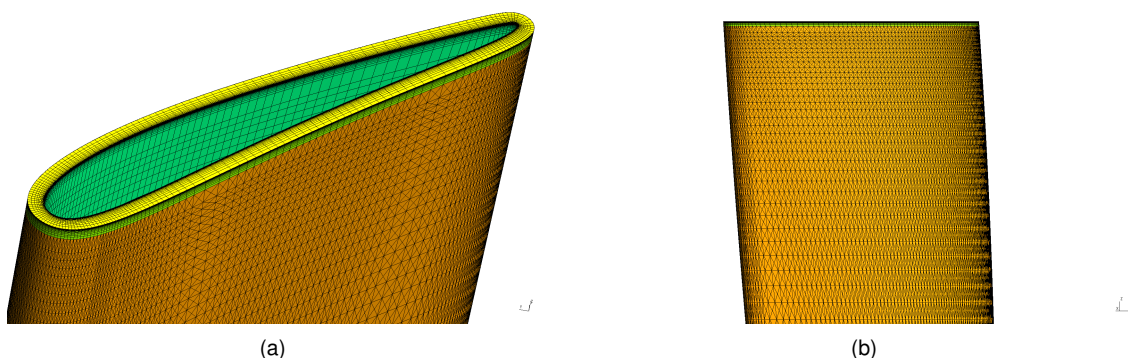


Figura 5.2: Representação da malha tridimensional de uma pá genérica: a) vista em perspectiva; b) vista lateral.

Como se pode ver na Fig. 5.2b, as camadas usadas não distam entre si sempre a mesma distância, uma vez que, mesmo nas camadas pertencentes ao bloco central se optou por ter uma malha mais refinada junto às paredes do domínio em oposição a uma mais esparsa na zona intermédia, de menores gradientes.

De seguida são gerados os blocos de malha correspondentes ao *hub* e ao *shroud*, seguindo a mesma abordagem, apresentando apenas dimensões diferentes, como seria expectável. Na Fig. 5.3 está representando um detalhe do bloco de malha do *hub*, onde se conseguem visualizar as diferentes camadas utilizadas, que se vão afastando entre si também de forma exponencial.

Nesta fase são geradas 25 camadas rectangulares que contêm os perfis interpolados para os respectivos raios, que se podem visualizar sobrepostas na Fig. 5.4a. Estes rectângulos apresentam as dimensões relativas à secção periódica da malha a ser utilizada, naquele raio. Estas secções são

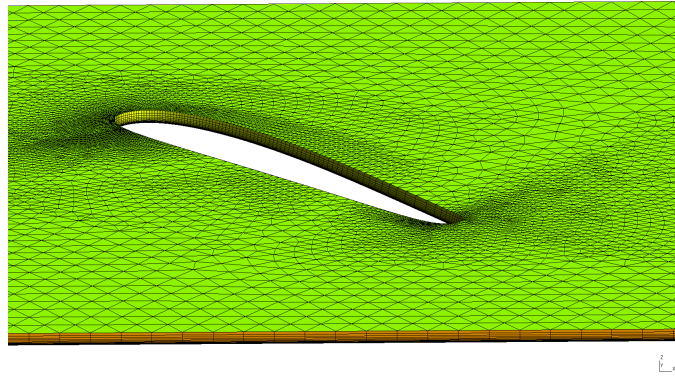


Figura 5.3: Representação do bloco de malha do *hub*.

idênticas às que eram geradas no caso bidimensional, sendo novamente definidos os contornos exteriores do domínio bem como o contorno que discretiza o perfil associado àquele raio, previamente definido. É usado o mesmo gerador de malha não estruturada para preencher o domínio consoante a distribuição de pontos que os contornos apresentem. A principal diferença neste caso é que estas camadas, significativamente próximas entre si, são utilizadas para gerar um bloco de malha tridimensional. Basicamente, devido às reduzidas diferenças que as camadas apresentam entre si, por estarem tão próximas e pelos perfis não mudarem radicalmente ao longo da sua envergadura, é possível “criar” elementos prismáticos triangulares entre camadas, Fig. 5.3.

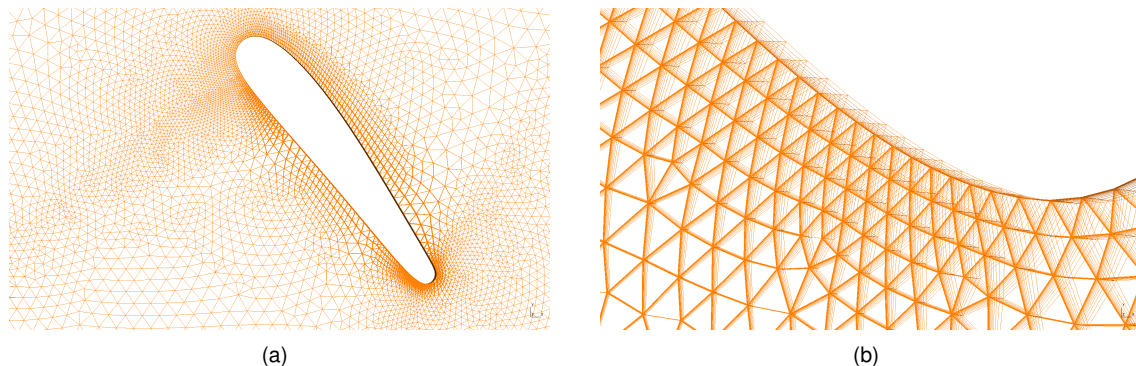


Figura 5.4: Contornos dos prismas triangulares do bloco de malha do *hub*: a) segunda pá; b) pormenor do bordo de fuga.

Através da análise da Fig. 5.4b, consegue-se compreender que junto aos perfis, há uma maior variação dos triângulos que compõe as sucessivas camadas, uma vez que os contornos que definem os perfis são diferentes. Contudo, numa zona mais interior do domínio, verifica-se que as secções são praticamente iguais, ou seja, compostas por elementos iguais. Desta forma, os prismas interiores acabam por ser mais regulares. É de realçar que, devido às reduzidas dimensões dos elementos sítos na zona do bordo de fuga, as camadas têm que se encontrar bastante próximas de forma a não surgirem conflitos na geração dos elementos tridimensionais. Tão mais próximas consoante a variabilidade da pá ao longo da sua envergadura. Trata-se de um pormenor importante, uma vez que as últimas camadas que constituem o bloco de malha já apresentam uma distância significativa entre

si, tendo que se procurar os parâmetros adequados que possibilitem uma correcta geração de malha.

De modo a construir o bloco de malha principal é necessário confinar o domínio de interesse, definindo as superfícies que o delimitam. Assim, são então geradas mais 4 superfícies, que podem ser vistas como superfícies laterais. Na Fig. 5.5a está representada a superfície correspondente à entrada do domínio. A abordagem seguida é igual à que tem sido apresentada, definido-se os contornos exteriores, sendo depois a respectiva área preenchida por elementos triangulares. A superfície associada à saída do domínio, por apresentar a mesma distribuição de pontos no contorno que a delimita, é igual. Como se pode analisar na Fig. 5.5a, e relembrando aquilo que foi previamente referido, facilmente se constata que a distribuição de pontos nos contornos laterais não é uniforme, proporcionando assim a criação de elementos de diferentes dimensões, dando mais relevância às zonas que se encontrem mais perto das paredes. As fronteiras periódicas, nomeadamente as duas superfícies laterais restantes, são construídas do mesmo modo. É importante referir que, para garantir a adequada coesão das diferentes superfícies envolvidas, os vectores que definem uma aresta, e que, conseqüentemente, são parte integrante do contorno exterior de duas superfícies distintas, são iguais, como é exemplificado na Fig. 5.5b.

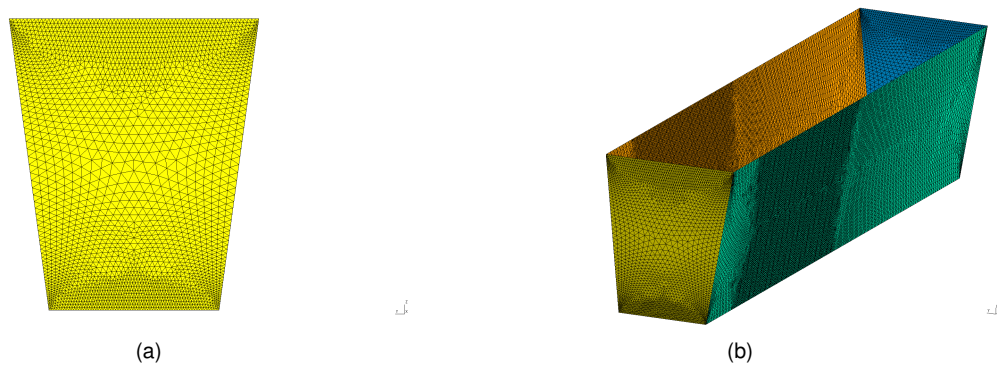


Figura 5.5: Malhas correspondentes às superfícies laterais: a) entrada do domínio; b) coesão das malhas de entrada e periódica.

Estão assim reunidas as condições para a geração do bloco de malha principal. As fronteiras periódicas conjugadas com as secções de entrada e de saída do domínio delimitam o volume de interesse lateralmente, como se pode ver na Fig. 5.5b. Os “topos” correspondem às secções mais interiores do *hub* e do *shroud*. Por fim, são adicionadas as superfícies que definem a malha exterior das duas pás e não a superfície das pás. Ou seja, o domínio da malha não estruturada é delimitado pela última camada que define a malha em “O” das pás. A total coesão destas 8 superfícies é fundamental para fechar correctamente o volume de interesse. É então utilizado um gerador de malha não estruturada, *Gmsh*, que preenche o volume com elementos tetraédricos. É de realçar que os elementos tridimensionais são gerados de acordo com os elementos triangulares que compõem as superfícies limítrofes. Pode ser aqui estabelecida uma analogia com o caso bidimensional, onde o número de pontos que discretizavam as fronteiras desempenhava um papel crucial no refinamento das malhas. Esta é a razão pela qual se verifica, nas superfícies periódicas, um maior refinamento na zona onde irão estar alojadas as pás, onde o escoamento apresenta maior complexidade, ver Fig. 5.5b.

Recorreu-se a uma malha não estruturada devido à variabilidade dos perfis ao longo da envergadura, que é ainda significativa, permitindo assim uma maior adaptação às variações da superfície da pá. Esta não apresenta blocos (de malha estruturada) de entrada nem de saída, tornando-se numa malha mais exigente computacionalmente. A malha, representada na Fig. 5.6, é depois unida aos blocos do *hub* e do *shroud*, assim como aos blocos de malha das duas pás. É de realçar que as malhas geradas, para as diferentes configurações que serão mencionadas de seguida, apresentavam um número total de elementos na ordem dos 5 milhões. Consoante os parâmetros de refinamento usados e a configuração escolhida, este número variava, nunca sendo inferior a 4,5 milhões.

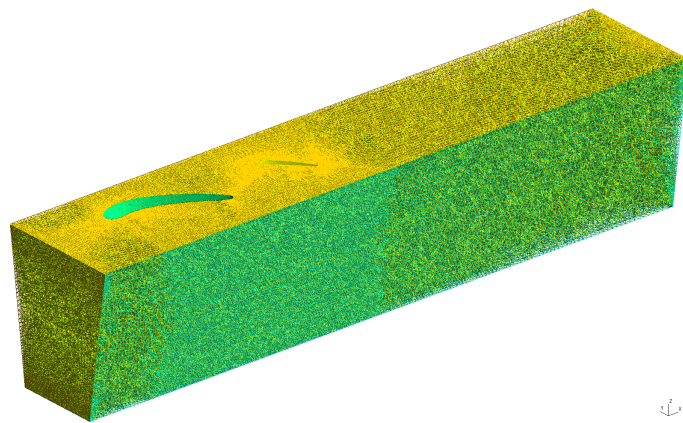


Figura 5.6: Representação do bloco de malha não estruturada.

Por fim, todos estes blocos são importados para o *Fluent*, criando a malha computacional a ser utilizada na simulação do escoamento. De forma a modelar propriamente o estator da turbina, é necessário que todos os blocos de malha apresentem uma determinada curvatura, consoante a quantidade de pás utilizadas. Este processo ocorre numa fase intermédia, após serem geradas, e previamente à exportação para o *Fluent*. Na Fig. 5.7 são apresentadas diferentes perspectivas da malha computacional.

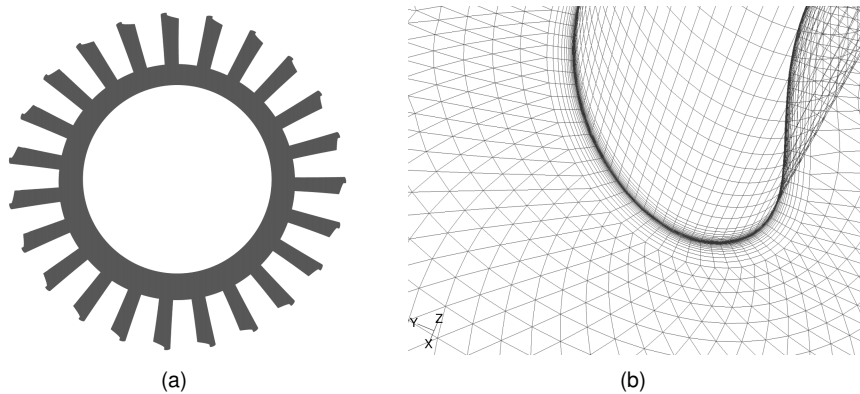


Figura 5.7: Malha computacional vista no *Fluent*: a) vista frontal das superfícies (excepto o *shroud*); b) detalhe do bordo de ataque e do *hub*.

5.1.2 Configurações tridimensionais

Na secção anterior foi explicada a abordagem seguida para a construção dos blocos de malha das pás. Contudo, este processo apresenta uma característica importante, que confere uma maior multiplicidade a este projecto. Apesar das secções bidimensionais optimizadas terem um ponto de referência que permite relacionar todas os comprimentos associados aos perfis, este não ocupa a mesma posição no espaço nas diferentes secções. Isto possibilita a criação de diferentes pás com a mesma optimização, não rejeitando assim, logo à partida, inúmeras outras configurações possíveis.

Esta versatilidade que as pás podem exibir acrescenta, porém, mais uma variável a este projecto. Não podendo ser incluída como parâmetro de optimização na análise bidimensional devido à independência que as secções apresentam entre si nessa fase do projecto e, não tratando esta tese uma optimização tridimensional, a solução escolhida passou por escolher um determinado número de configurações que fossem, de algum modo, intuitivas. Não corresponde decerto à melhor abordagem possível sendo, no entanto, a única que se figurava viável, mantendo a exequibilidade desta análise. A averiguação de dezenas de configurações não seria comportável e, provavelmente, acabaria por se tornar redundante. Isto porque seriam testadas configurações muito semelhantes entre si, conduzindo provavelmente a resultados idênticos. Foram assim escolhidas 5 configurações diferentes, apresentadas na Fig. 5.8.

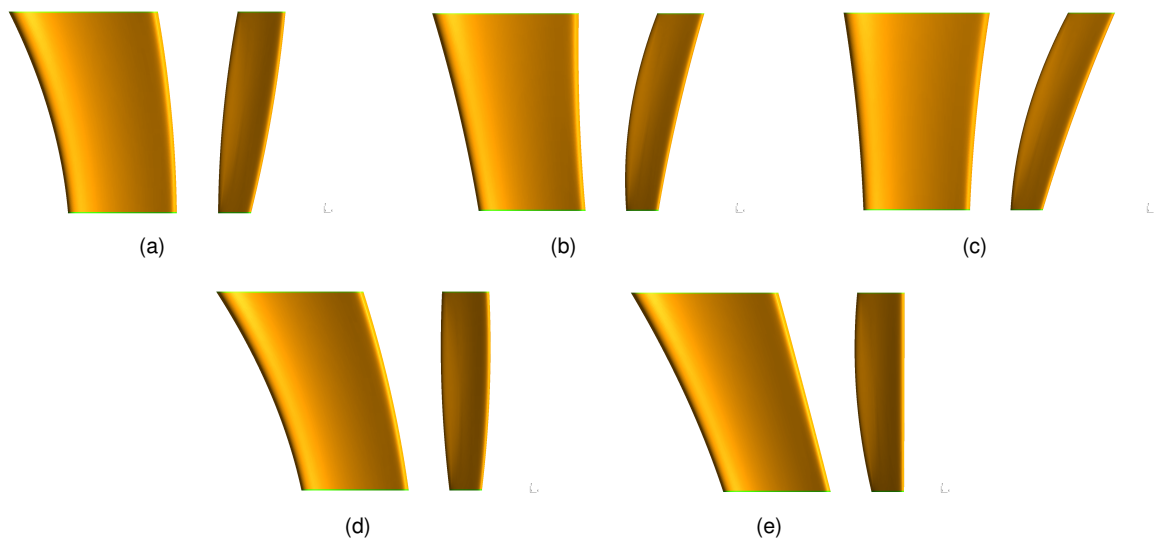


Figura 5.8: Vista lateral das diferentes configurações tridimensionais.

Como se pode verificar, nas diferentes configurações é principalmente variado o *sweep angle* das pás, que acabará por desempenhar um papel relevante no desempenho do estator. As pás foram então dispostas de diferentes maneiras: centrando a distância que separa as duas (Fig. 5.8a), centrando a distância entre os seus pontos mais afastados (Fig. 5.8b), centrando a primeira pá (Fig. 5.8c) ou a segunda (Fig. 5.8d) ou então fixando o bordo de fuga da segunda pá no espaço (Fig. 5.8e). No futuro, as diferentes configurações serão identificadas pelas respectivas letras da legenda, simplificando a sua identificação.

Por fim, é também importante referir uma outra nuance na construção das pás, que surgiu com a segunda optimização, descrita na Secção 4.2. Uma vez que as secções optimizadas não correspondiam às extremidades das pás, foi necessário extrapolar os restantes perfis, seguindo a tendência apresentada pela pá. As configurações apresentadas na Fig. 5.8 correspondem à primeira optimização, onde esta metodologia não foi necessária. Estas são mais elucidativas quanto às diferenças existentes entre as várias configurações tridimensionais, devido à maior variabilidade dos perfis.

5.1.3 Condições de operação e de fronteira

Relativamente às condições de funcionamento, o que foi exposto na Secção 2.4 mantém-se válido, uma vez que esta análise foi apenas efectuada para as condições nominais de funcionamento da turbina. O escoamento turbulento e viscoso é novamente modelado em regime permanente, mantendo-se as propriedades do fluido, apresentadas anteriormente, inalteradas. Uma vez que as condições de funcionamento se repetem, é também garantida a incompressibilidade do escoamento.

No que diz respeito à condição de fronteira de entrada do domínio, esta é idêntica à que foi aplicada no caso bidimensional. É imposto um valor de velocidade absoluta e são indicadas duas quantidades turbulentas (intensidade da turbulência e o rácio de viscosidade turbulenta). Estas últimas são também necessárias na condição de fronteira de saída, apresentando um ligeiro aumento para contabilizar a passagem do escoamento no estator. Contudo, nesta secção, é agora utilizada uma condição de fronteira *Pressure Outlet*, que permite indicar um valor de pressão à saída do domínio (p_{atm}). Devido à deflexão que é desejada no escoamento após atravessar as pás directrizes, a pressão à saída não é constante ao longo da altura do canal. É então necessário activar a opção de equilíbrio radial à saída, onde o valor de pressão fornecido é atribuído à coroa de raio mínimo ($r^* = 0$), sendo as restantes calculadas assumindo que a velocidade radial (V_r) é nula e o gradiente de pressão é dado por,

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\rho V_\theta^2}{r} \quad (5.1)$$

Finalmente, é também imposta a condição de não escorregamento nas paredes do *hub* e do *shroud*, tal como seria expectável. É de realçar que foi escolhido o esquema *Green-Gauss node-based* na avaliação dos gradientes do escoamento, uma vez que este apresenta maior precisão para malhas não estruturadas, em particular, de elementos tetraédricos [37].

5.2 Escoamento tridimensional

Um escoamento viscoso, turbulento e tridimensional, apresenta, logo à partida, um elevado nível de complexidade. É então importante conhecer com maior detalhe a natureza deste escoamento e os fenómenos que lhe são inerentes previamente à análise dos resultados obtidos.

Uma das diferenças facilmente identificáveis é a presença de paredes. São responsáveis por desacelerar o fluido na sua vizinhança introduzindo no escoamento diversos fenómenos na zona de encastramento das pás, nomeadamente no *hub* e no *shroud*, como será descrito posteriormente. Outro

aspecto importante prende-se com a deflexão do escoamento, que acarreta um aumento da velocidade tangencial do fluido após atravessar o estator (sendo inicialmente nula), descrevendo este uma trajectória circular.

A presença de escoamentos secundários junto às paredes do estator devem-se então à conjugação destes dois factores. Apresentando o escoamento uma velocidade inferior na camada limite, de modo a garantir o equilíbrio radial, apresentado na Eq. 5.1, onde r corresponde ao raio de curvatura da linha de corrente quando ocorre a deflexão, a trajectória que o fluido percorre tem, obrigatoriamente, de apresentar um menor raio (maior curvatura). Assim, o escoamento apresenta uma maior deflexão junto às paredes, comparando com o núcleo central, havendo uma separação do escoamento no intradorso. De modo a garantir a conservação de massa numa secção transversal, este desvio excessivo é então compensado na outra direcção, a uma certa distância da parede, originando fenómenos de recirculação, conhecidos por vórtices de passagem. Devido à diferença de pressão verificada no canal formado por duas pás, este vórtice é então arrastado, “varrendo” o extradorso da pá subsequente. Outros fenómenos de vorticidade estão presentes nesta região, como o vórtice em ferradura (*horse-shoe vortex*), entre outros, podendo-se encontrar uma informação mais detalhada em [39], [40].

Esta exposição serve assim para melhor compreender os resultados que neste capítulo serão analisados, onde se irá constatar que as zonas próximas das paredes apresentarão sempre um fraco desempenho.

5.3 Análise da primeira configuração

Analisando a Fig. 5.8, facilmente se visualiza a variabilidade dos perfis que constituem as pás directrizes optimizadas. É ainda de realçar que esta figura não torna evidente a torção que os perfis vão apresentando ao longo da sua envergadura, que desempenha também um papel relevante no desempenho deste estator. Relembrando o que foi mencionado na Secção 4.2, a disparidade existente entre os diferentes perfis optimizados em nada propicia a construção de um conjunto de pás directrizes eficientes. A interpolação então efectuada, com o intuito de construir a pá em toda a sua envergadura, acaba por conferir uma certa aleatoriedade ao problema.

Isto foi então comprovado numa primeira análise tridimensional. A geração de perfis intermédios incapazes de deflectir o escoamento sem que este se separasse, aliada à presença de escoamentos secundários previamente descritos, conduziu a uma performance muito fraca do estator, onde apenas uma zona mais central verificava os requisitos do rotor. É ainda importante referir que a solução não convergia, principalmente devido ao carácter não-permanente que o escoamento apresentava, indicando que a abordagem seguida não fora a mais correcta.

A análise deste caso será então negligenciada, no sentido de evitar a repetição de análises semelhantes. Um estudo mais detalhado de um escoamento tridimensional encontra-se assim reservado para a configuração final, figurando-se mais relevante.

5.4 Análise da configuração final

5.4.1 Desempenho dos diferentes estatores

Para avaliar o desempenho dos diferentes estatores recorreu-se à monitorização/controlo de duas quantidades de interesse: a queda de pressão e a deflexão do escoamento. Relativamente à primeira, foi seguida uma abordagem semelhante à que foi revelada na Secção 4.3 uma vez que a ligeira flutuação dos resíduos, apresentados na Secção 5.4.3, aponta para uma libertação periódica de vórtices, ainda que reduzida, associada à separação do escoamento no bordo de fuga das pás. Deste modo, foi necessário definir um valor médio para as duas secções transversais, de entrada e de saída, para cada configuração, com base nos espectros apresentados na Fig. 5.9, a título de exemplo.

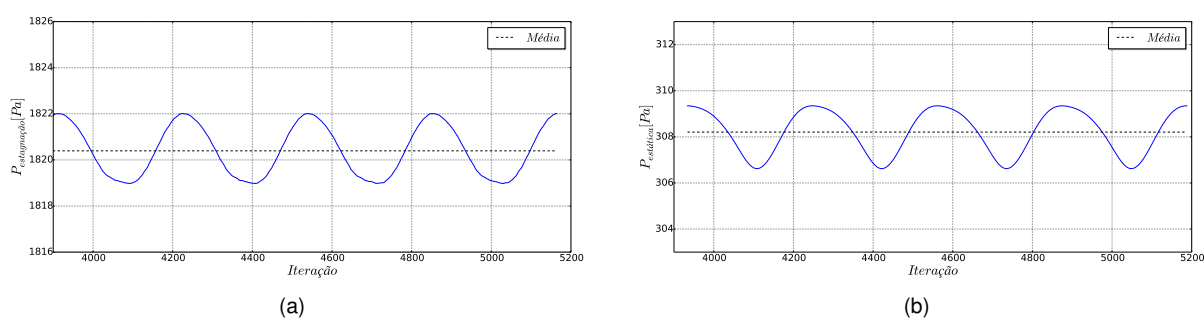


Figura 5.9: Espectros de pressão da configuração A: a) pressão de estagnação à entrada; b) pressão estática à saída.

Recorrendo aos diferentes valores médios, calculou-se a queda de pressão que é apresentada na sua forma adimensional, K_p , na tabela 5.1. Verifica-se que os valores para cada configuração são relativamente idênticos, acabando esta abordagem por ter uma contribuição praticamente nula na escolha final, conferindo maior importância à segunda quantidade de interesse.

Tabela 5.1: Valores de K_p para as diferentes configurações.

Configuração	A	B	C	D	E
K_p	2,024	2,024	2,022	2,023	2,014

Quanto à averiguação da deflexão do escoamento, analisou-se uma secção transversal genérica do domínio, exportando-se os valores do ângulo em cada elemento, juntamente com as suas dimensões e coordenadas. Era importante quantificar a qualidade da deflexão, ou seja, quão próxima estava daquilo que era desejado, uma vez que as secções não apresentavam uma distribuição de α_2 regular. Foi para isso necessário obter uma função discretizada que identificasse o valor do ângulo ideal para cada raio adimensional. Deste modo, foram então estabelecidas várias bandas de controlo, cada uma correspondente a 5% da envergadura. Associando cada elemento da secção transversal à sua respectiva banda, obteve-se um valor médio ponderado para cada uma, facilitando assim a comparação entre o valor de projecto (α_2^*) e o valor simulado (α_2).

No que diz respeito à apresentação dos resultados, optou-se por um somatório das diferenças ao quadrado, Eq. 5.2, dando-se assim maior ênfase às bandas onde se verificasse uma maior disparidade

entre as duas quantidades. Foram ignorados 20% da envergadura, 10% em cada extremidade, por se considerar que um bom desempenho não é expectável nestas regiões, não servindo assim como elemento comparativo.

$$\sum_{i=0,1\Lambda}^{i=0,9\Lambda} (\alpha_{2_i}^* - \alpha_{2_i})^2 \quad (5.2)$$

Porém, falta definir qual a secção transversal a utilizar, ou melhor, qual a sua distância a um ponto de referência, uma vez que a distância das pás ao rotor não faz parte dos requisitos do projecto. Relembra-se que a compacidade da turbina era um dos objectivos deste projecto, procurando-se estabelecer um equilíbrio entre o desempenho da turbina e o seu comprimento axial. Esta questão será debatida de seguida, comparando diferentes secções.

5.4.2 Distância ao rotor

Foram definidas 6 secções transversais diferentes, separadas entre si 25 mm, tendo sido definida como distância mínima 100 mm (correspondendo a distância máxima a 225 mm). Esta distância é medida a partir do ponto da segunda pá que se encontre mais próximo do rotor. De seguida são apresentados os melhores resultados para cada configuração, na tabela 5.2.

Tabela 5.2: Resumo dos melhores resultados de cada configuração.

Configuração	$\sum_{i=0,1\Lambda}^{i=0,9\Lambda} (\alpha_{2_i}^* - \alpha_{2_i})^2$	Distância ao rotor (mm)
A	3,151	100
B	3,320	100
C	3,399	100
D	3,359	100
E	5,010	125

Facilmente se constata que as primeiras 4 configurações apresentam um desempenho muito semelhante entre si. Relembra-se que, sendo estes resultados relativos à segunda optimização bidimensional, a variabilidade dos perfis é então menor, originando configurações semelhantes.

No que diz respeito à distância ao rotor, verifica-se, nos melhores casos, que a distância mínima corresponde sempre à melhor configuração. Uma vez que as zonas de parede apresentam deflexões significativamente maiores que o restante domínio, como se pode ver na Fig. 5.10, verifica-se uma homogeneização do perfil de velocidades à medida que a distância ao rotor aumenta, afectando negativamente a deflexão em zonas mais interiores do domínio.

Desta forma, a escolha da percentagem de envergadura a escolher nesta avaliação é importante. Se considerássemos, por exemplo, 90% da envergadura, uma maior distância ao rotor seria melhor, pois como se pode constatar na Fig. 5.10b, distando o rotor 225 mm das pás, os perfis de α_2 são mais semelhantes nas zonas de encastramento, comparativamente a uma distância menor, Fig. 5.10b. A interacção viscosa entre as diferentes camadas desempenha aqui um papel importante.

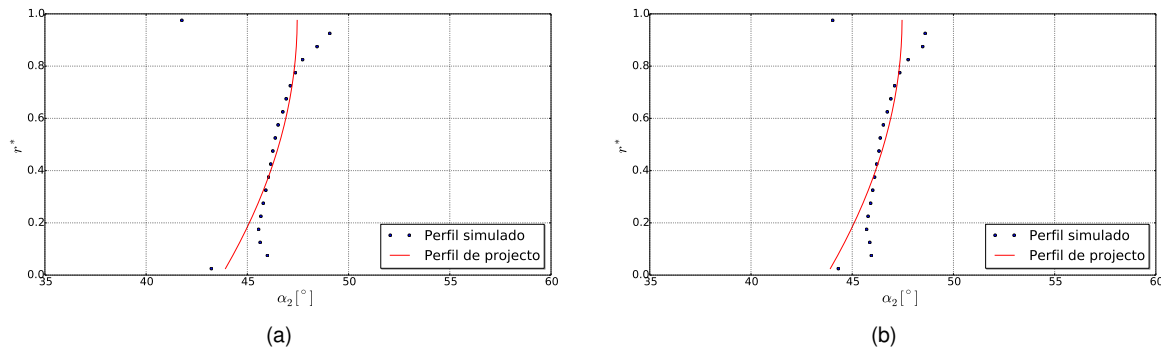


Figura 5.10: Perfis médios de α_2 da configuração A para diferentes distâncias ao rotor: a) distância de 100 mm; b) distância de 225 mm.

É também importante realçar que, considerando 80% da envergadura, percentagem escolhida nesta avaliação, a distância ao rotor apresentada pelas 4 melhores configurações correspondeu sempre à distância mínima, podendo ser um indicador que melhores configurações seriam encontradas com menores distâncias. Esta situação foi então averiguada, considerando duas novas distâncias, de 70 mm e de 80 mm. Estas demonstraram um melhor desempenho, ainda que ligeiro, não sendo estas novas distâncias uma escolha segura, uma vez que existem disparidades ainda maiores nas regiões de encastramento (que podem comprometer o desempenho do rotor) às quais acresce uma maior probabilidade do escoamento, em situações reais, não se encontrar ainda bem desenvolvido tão perto do estator.

5.4.3 Convergência da solução

Analogamente ao que foi efectuado na análise bidimensional, é necessário averiguar a convergência da solução, avaliando alguns parâmetros da malha utilizada bem como algumas quantidades de interesse. Inicialmente, são verificados os valores de y^+ na superfície das pás, ao longo da sua envergadura, ver Fig. 5.11a. Para validar o requisito de $y^+ < 1$, definido na geração da malha tridimensional, são também analisadas as paredes do *hub* e do *shroud*, ver Fig. 5.11b, onde a coordenada z corresponde à coordenada axial do domínio. Quando exportado para o *Fluent*, o domínio computacional sofreu uma rotação de coordenadas, correspondendo z à nova coordenada axial, em oposição a x no domínio bidimensional. Verifica-se assim que todas as superfícies foram bem construídas, relativamente ao tamanho da primeira célula da malha, contígua à parede.

De seguida, são apresentadas na Fig. 5.12 as distribuições de pressão estática na superfície das pás, possibilitando uma comparação com o caso bidimensional.

Nas duas pás é verificável um gradiente de pressão adverso mais intenso junto ao *hub*, especialmente na segunda pá, que pode ser justificado com a maior deflexão do escoamento que está prevista para esta secção, apresentando os perfis nesta zona menores dimensões relativamente aos restantes. Nota-se também que o gradiente de pressão adverso é mais intenso junto ao bordo de ataque da primeira pá, contrariamente ao que se verifica na segunda, onde o gradiente é melhor distribuído, não apresentando assim uma zona crítica, nem obrigando a uma recuperação de pressão estática tão

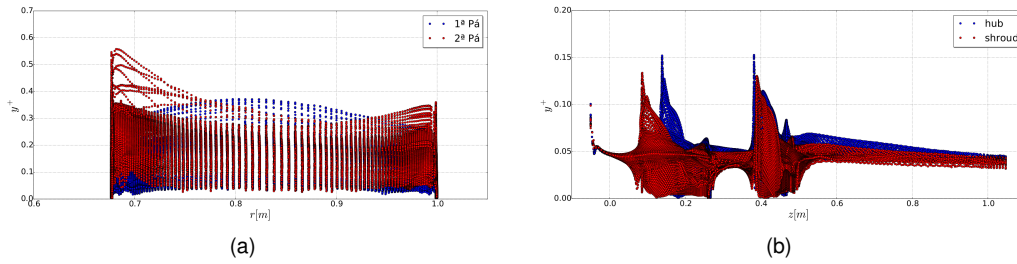


Figura 5.11: Distribuição de y^+ : a) superfície das pás; b) *hub* e *shroud*.

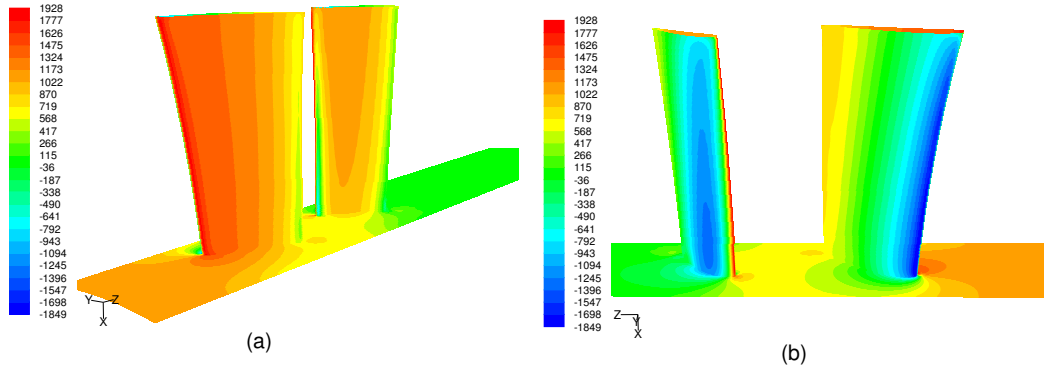


Figura 5.12: Distribuição de pressão estática [Pa] nas pás diretrizes: a) intradorso; b) extradorso.

acentuada ao longo do seu extradorso. Verifica-se também a posição dos pontos de estagnação das duas pás, semelhantes às que foram identificadas previamente. É de realçar que estes resultados vão ao encontro daquilo que foi analisado no caso bidimensional.

É também apresentada a variação da pressão estática na secção de saída do estator, ver Fig. 5.13, onde se pode verificar a existência de um gradiente de pressão ao longo da envergadura, aumentando a pressão à medida que o raio também aumenta, garantindo-se assim o equilíbrio radial à saída, característico de um escoamento com velocidade tangencial.

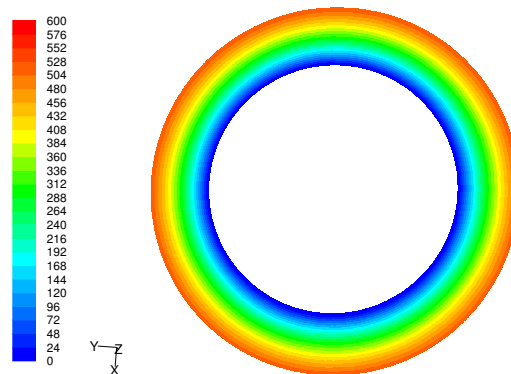


Figura 5.13: Distribuição de pressão estática [Pa] à saída do estator.

De seguida analisa-se a convergência da solução através dos seus resíduos, ver Fig. 5.14. Como se pode constatar, a oscilação apresentada pelos vários resíduos demonstra que a simulação converge

para um regime periódico, passando a apresentar alguma dependência do tempo. Estas flutuações podiam já ser depreendidas através dos espectros de pressão apresentados na Fig. 5.9.

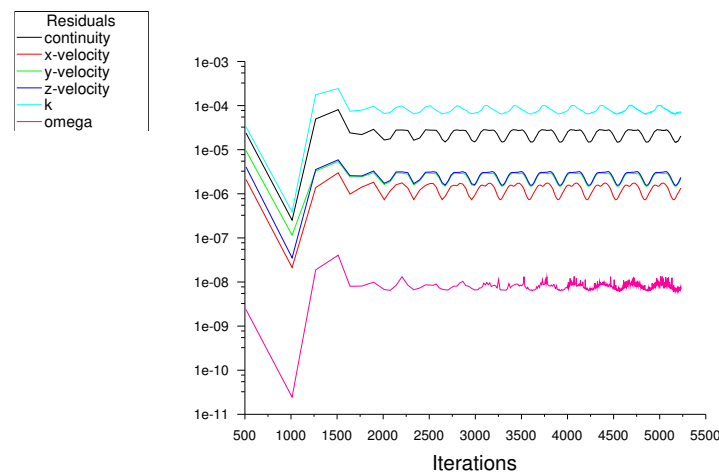


Figura 5.14: Resíduos da solução tridimensional.

A libertação de vórtices responsável por este regime periódico deve-se à ligeira separação do escoamento no extradorso da primeira pá, em regime tridimensional, tal como pode ser visualizado na Fig. 5.15, onde são comparadas as regiões que antecedem o bordo de fuga das duas pás, a meio canal. No caso bidimensional já tinha sido identificada a susceptibilidade do escoamento para separar nesta região quando sujeito a alguma instabilidade. A separação do escoamento é assim propiciada pela presença de fenómenos complexos no escoamento tridimensional, que não poderiam ser modelados numa análise bidimensional. É notório que a deflexão não está comprometida, pelo que foi apresentado na Fig. 5.10, tendo apenas implicações na queda de pressão verificada no primeiro estator, que, de qualquer modo, não é significativa relativamente à perda do segundo, não devendo esta oscilação comprometer a eficiência da turbina, de forma grave.

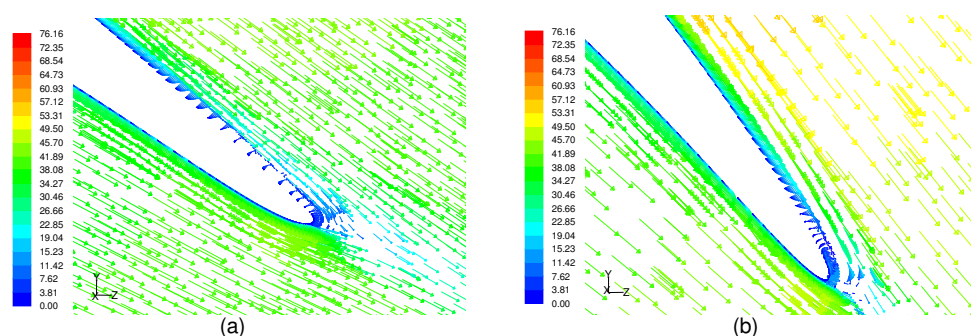


Figura 5.15: Campo de velocidades [m/s] para $r^* = 0,59$ junto ao bordo de fuga: a) primeira pá; b) segunda pá.

No entanto, esta configuração foi analisada no domínio do tempo, correndo uma simulação em regime não-permanente, permitindo averiguar se existem diferenças significativas entre as duas situações. Na Fig. 5.16 podem-se visualizar os espectros de pressão de entrada e de saída, semelhantes aos do caso permanente, ver Fig.5.9. As diferenças verificadas são mínimas, validando assim a análise anteriormente efectuada.

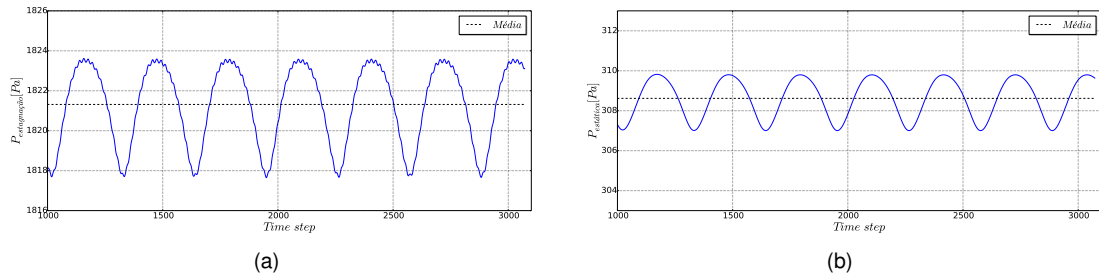


Figura 5.16: Espectros de pressão da configuração A em regime não-permanente: a) pressão de estagnação à entrada; b) pressão estática à saída.

Relativamente à deflexão do escoamento, é analisado o novo perfil de α_2 , comparando as duas situações, para uma distância ao rotor de 100 mm, Fig. 5.17.

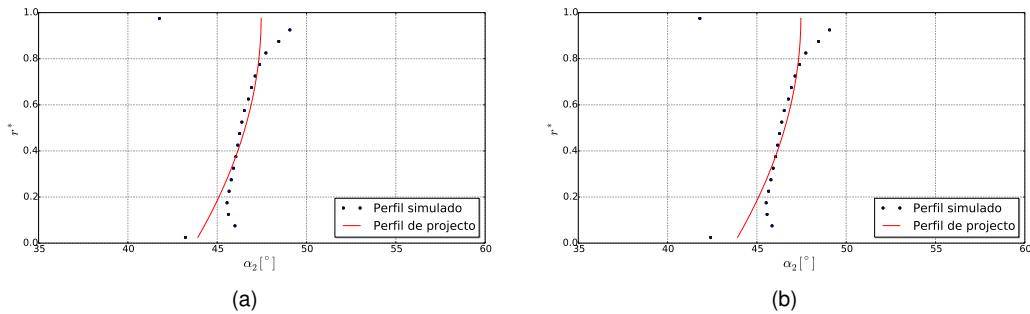


Figura 5.17: Perfis médios de α_2 da configuração A: a) regime permanente; b) regime não-permanente.

Verifica-se uma elevada semelhança entre os dois perfis, apresentando, no entanto, o regime não-permanente uma maior disparidade junto ao *hub*, figurando nas zonas de parede um escoamento complexo, justificando esta diferença. No que diz respeito ao somatório apresentado na Eq. 5.3, regista-se uma reduzida diminuição desta quantidade, constituindo mais um indicador da semelhança das duas análises, nesta situação, validando os resultados previamente apresentados. Deste modo, não foi alterada a escolha do estator correspondente à configuração final.

$$\left[\sum_{i=0,1\Lambda}^{i=0,9\Lambda} (\alpha_{2i}^* - \alpha_{2i})^2 \right]_{A \text{ não permanente}} = 2,973 \quad (5.3)$$

Capítulo 6

Conclusões

6.1 Considerações finais

A metodologia implementada nesta dissertação apresentou a robustez e a versatilidade necessárias, permitindo a geração de variados sistemas de pás directrizes, tanto no número de coroas que o constitui como na forma dos perfis utilizados. A optimização com base nas condições de funcionamento do rotor mostrou-se eficiente, permitindo obter a deflexão do escoamento desejada, minimizando o bloqueamento geométrico criado pelo conjunto de pás directrizes. Devido ao desalinhamento do escoamento com o segundo estator, trabalhou-se no sentido de atenuar a sua influência no desempenho da turbina, adoptando a estratégia utilizada na turbina bi-radial [32], tentando validá-la numa turbina disposta axialmente. Não existindo, na presente configuração, um difusor responsável por uma desaceleração do escoamento e consequente minimização das perdas de pressão e, tratando-se de uma configuração de pás fixas, o desempenho da turbina encontra-se ainda mais condicionado pelo bloqueamento geométrico das pás, sendo o principal objectivo do algoritmo de optimização minimizar esta quantidade (de forma indirecta). A averiguação do comportamento das pás directrizes quando submetidas ao escoamento de saída do rotor, no domínio do tempo, foi relevante no sentido de validar a estratégia supracitada, de repartir a deflexão por várias coroas, alinhadas.

Esta redução do bloqueamento, apesar de benéfica no estator de saída, condiciona o desempenho das pás directrizes que guiam o escoamento, estando-lhes associados perfis de menores dimensões relativas e de menor espessura, que, aliados a um elevado caudal mássico, se encontram sujeitos a severos carregamentos aerodinâmicos e, consequentemente, gradientes de pressão adversos bastante intensos. Isto foi principalmente visível na primeira pá, uma vez que está sujeita a um maior esforço para atingir a deflexão desejada.

O algoritmo de geração da malha tridimensional revelou-se cabal e adequado à natureza do problema pois possibilitou a criação de diferentes blocos de malha de camada limite, com elevado controlo dos seus parâmetros, necessário ao modelo de turbulência escolhido. A sua robustez é também elevada, possibilitando a construção de malhas tridimensionais para os diferentes números de coroas considerados e para inúmeras formas de pás directrizes, independentemente das variações verifica-

das ao longo da envergadura. A modelação do estator em regime tridimensional revelou-se crucial realçando-se aqui a sua importância. O escoamento apresenta, neste regime, uma natureza significativamente mais intrincada, com fenómenos complexos, principalmente nas zonas de encastramento, responsáveis por severas perturbações no funcionamento do estator.

É importante mencionar a importância que o número de pás utilizadas tem na preponderância dos escoamentos secundários. Devido à elevada altura do canal e ao crescimento radial das pás, estas vão-se afastando gradualmente entre si ao longo da envergadura, implicando um pobre guiamento do escoamento nas zonas mais superiores da pá, exacerbando os fenómenos tridimensionais. Estas complicações repercutem-se nas zonas contíguas às extremidades das pás, afectando o escoamento em torno dos perfis, que apresentava já algumas susceptibilidades, intrínsecas às características do projecto. É de realçar que, contrariamente às configurações radiais, a turbina axial não goza de um gradiente de pressão favorável à medida que o escoamento se desenvolve, por redução de área da secção transversal. Este seria fundamental, pois uma aceleração do escoamento poderia mitigar algumas das perturbações verificadas, facilitando a recuperação de pressão estática verificada no extradorso dos perfis. Neste sentido, foi equacionada a utilização de um maior número de pás em cada coroa do estator, $Z_{\text{estator}} = 29$. Um aumento desta quantidade provocaria gradientes de pressão menos significativos e uma melhor repartição do esforço aerodinâmico a que as pás estão sujeitas, diminuindo a probabilidade de ocorrer separação do escoamento, bem como atenuando a intensidade dos escoamentos secundários. Contudo, o estudo preliminar realizado demonstrou que as pás seriam demasiado esbeltas, apresentando cordas de reduzidas dimensões para a elevada envergadura verificada.

No cômputo geral, pode-se concluir que a estratégia seguida foi profícua, não só pelo conjunto de pás directrizes dimensionado que cumpre os requisitos de funcionamento do rotor, mas também pela metodologia apresentada. Trata-se de um método expedito e viável, em regime bidimensional, que permite desenhar pás directrizes numa turbina axial. Perspectivando uma optimização tridimensional, rapidamente se depreende que esta apresentaria, por várias razões, uma elevada complexidade e uma fraca exequibilidade. A identificação dos parâmetros a optimizar seria uma tarefa árdua e complicada, pois seria difícil ter uma percepção da implicação que cada um teria na optimização, não esquecendo o elevado número de variáveis de optimização. A isto acresce ainda a necessidade de alocar recursos computacionais mais poderosos devido ao esforço computacional inerente a uma tarefa desta envergadura. A geração de vários indivíduos (geração das malhas tridimensionais) bem como a averiguação do seu desempenho aerodinâmico tornariam esta optimização morosa e hercúlea. Deste modo, uma segmentação do problema, iniciando a sua resolução por uma análise bidimensional, é mais vantajosa.

6.2 Trabalho futuro

Relativamente ao desenho dos perfis bidimensionais, seria importante equilibrar a carga aerodinâmica a que as duas coroas estão sujeitas. Igualando o comprimento axial das duas pás, $\Delta x_1 = \Delta x_2$, estas acabariam por apresentar dimensões muito semelhantes, a que estão associados carregamentos não muito distintos. Controlar a ocorrência de picos de sucção muito intensos é também desejável. Isso

poderia ser atingido alterando a distribuição de espessura dos perfis ou o número de pontos que define a linha média do perfil. Contudo, essas alterações não serão suficientes se não forem acompanhadas de um algoritmo de verificação de separação mais robusto. Seria interessante não verificar apenas se o escoamento separou no extradorso do perfil mas também avaliar o factor de forma do perfil de camada limite, permitindo averiguar a sua “fragilidade”.

O número de pás utilizadas deveria também ser analisado, devendo ser estudada a hipótese de aumentar o número de pás. Basicamente, compreender melhor os esforços a que as pás estão sujeitas e depreender se estas apresentariam a resistência estrutural necessária ao carregamento em causa e se não introduziriam vibrações no escoamento. É importante referir que este estudo poderia sempre ser feito, independentemente do valor de Z_{estator} , de modo complementar.

No que diz respeito à análise tridimensional, verificou-se uma enorme semelhança entre a maior parte das configurações avaliadas. Isto justifica-se, basicamente, com a pouca variabilidade que foi introduzida nos perfis, havendo no entanto, uma configuração significativamente pior, aludindo à importância desta análise. O recurso a ângulos de *sweep* é utilizado para controlar a ocorrência de escoamentos secundários [41]. Assim, seria relevante estudar a importância deste parâmetro, e criar configurações mais diversificadas. Aconselha-se, nesta situação, a otimizar perfis para um maior número de raios, de forma a garantir a correcta continuidade da pá e um bom desempenho nas secções intermédias.

Caso aumente o poder computacional disponível, poder-se-ia recorrer a diferentes esquemas de optimização do DE, mais exigentes, como o *rand*, garantindo-se assim um espectro mais largo de indivíduos analisados.

De forma a poder quantificar o benefício que a estratégia adoptada tem na eficiência global da turbina, é então importante calcular o escoamento no conjunto de pás directrizes associado ao rotor para o qual estas foram dimensionadas [5]. Incluindo, claramente, o estator de saída, esta simulação permitiria então obter as curvas de funcionamento da turbina, possibilitando estabelecer a comparação necessária com o conjunto de pás directrizes móveis utilizadas anteriormente.

Finalmente, é aconselhado efectuar ensaios experimentais no sentido de validar o comportamento das pás directrizes dimensionadas nesta dissertação, analisando-se a queda de pressão verificada e o perfil de α_2 obtido, consoante a distância ao rotor definida.

Bibliografia

- [1] D. Ross, *Power from sea waves*. Press, Oxford University, 1995.
- [2] I. López, J. Andreu, S. Ceballos, I. M. de Alegria, and I. Kortabarria, “Review of wave energy technologies and the necessary power-equipment,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 27, pp. 413–434, 2013.
- [3] A. F. O. Falcão and J. C. C. Henriques, “Oscillating-water-column wave energy converters and air turbines: A review,” *Renewable Energy*, vol. 85, pp. 1391–1424, 2016.
- [4] A. F. O. Falcão, “Wave energy utilization: A review of the technologies,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, no. 3, pp. 899–918, 2010.
- [5] R. P. F. Gomes, J. C. C. Henriques, L. M. C. Gato, and A. F. O. Falcão, “Multi-point aerodynamic optimization of the rotor blade sections of an axial-flow impulse air turbine for wave energy conversion,” *Energy*, vol. 45, no. 1, pp. 570–580, 2012.
- [6] S. Raghunathan, “The wells air turbine for wave energy conversion,” *Progress in Aerospace Sciences*, vol. 31, no. 4, pp. 335–386, 1995.
- [7] T. Setoguchi and M. Takao, “Current status of self rectifying air turbines for wave energy conversion,” *Energy Conversion and Management*, vol. 47, no. 15, pp. 2382–2396, 2006.
- [8] R. Curran and L. M. C. Gato, “The energy conversion performance of several types of Wells turbine designs,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 211, no. 2, pp. 133–145, 2005.
- [9] A. F. O. Falcão and L. M. C. Gato, *Air Turbines*, vol. 8. Elsevier Ltd, 2012.
- [10] M. Takao and T. Setoguchi, “Air turbines for wave energy conversion,” *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 2012, 2012.
- [11] A. Thakker and T. S. Dhanasekaran, “Experimental and computational analysis on guide vane losses of impulse turbine for wave energy conversion,” *Renewable Energy*, vol. 30, no. 9, pp. 1359–1372, 2005.
- [12] M. E. McCormick, “Ocean wave energy conversion Wiley,” *New York*, 1981.

- [13] D. Richards and F. B. Weiskopf, "Studies with, and testing of the McCormick pneumatic wave energy turbine with some comments on PWECS systems," in *Utilization of Ocean Waves—Wave to Energy Conversion*, pp. 80–102, ASCE, 1986.
- [14] M. I. T.W. Kim, K. Kaneko, T. Setoguchi, "Aerodynamic Performance of an impulse turbine with self-pitch-controlled guide vanes for wave power generator," in *Proc. 1st KSME-JSME Thermal Fluid Eng Conf, vol.2*, pp. 133–137, 1988.
- [15] T. Setoguchi, S. Santhakumar, H. Maeda, M. Takao, and K. Kaneko, "A review of impulse turbines for wave energy conversion," *Renewable Energy*, vol. 23, no. 2, pp. 261–292, 2001.
- [16] Oceanlinx, "Mk3 project, 2010." <http://www.oceanlinx.com/projects/past-projects/mk3-2010>. Accessed: 2017-05-09.
- [17] Dresser-Rand, "HydroAir™ turbine - Oscillating Water Column Technology." <http://www.dresser-rand.com/wp-content/uploads/2015/11/hydroair.pdf>. Accessed: 2017-05-09.
- [18] T. Finnigan, D. Auld, and Others, "Model testing of a variable-pitch aerodynamic turbine," in *The Thirteenth International Offshore and Polar Engineering Conference*, International Society of Offshore and Polar Engineers, 2003.
- [19] J. A. C. Kentfield, "A bi-flow directional air-turbine for wave energy extraction," tech. rep., Univ. of Calgary, Calgary, Alberta, 1983.
- [20] C. Moisel and R. Starzmann, "Aerodynamic design and numerical investigation of a new radial bidirectional turbine for wave energy conversion," in *Proc. European Wave Tidal Energy Conf., Aalborg, Denmark*, 2013.
- [21] C. Moisel and T. H. Carolus, "Experimental loss analysis on a model-scale radial bidirectional air-turbine for wave energy conversion," *Renewable Energies Offshore*, p. 343, 2015.
- [22] A. F. de Oliveira Falcão and L. M. D. C. Gato, "Turbine with radial inlet and outlet rotor for use in bidirectional flows," Feb. 15 2011. US Patent App. 13/580,099.
- [23] A. F. O. Falcao, L. M. C. Gato, and E. Nunes, "A novel radial self-rectifying air turbine for use in wave energy converters," *Renewable Energy*, vol. 50, pp. 289–298, 2013.
- [24] A. F. O. Falcão, L. M. C. Gato, and 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*, vol. 53, pp. 159–164, 2013.
- [25] Development of the biradial turbine - a novel self-rectifying air turbine for oscilating water column wave energy converters, poster, IST/IDMEC.
- [26] L. M. C. Gato, A. F. O. Falcão, E. Nunes, J. C. C. Henriques, and C. M. F. Rodrigues, "Model testing of a novel radial self-rectifying air turbine for use in OWC wave energy converters," in *Proc. 4th International Conference on Ocean Energy*, pp. 17–19, 2012.

- [27] C. Moisel and T. H. Carolus, "Comparison of axial and radial blade cascades for bi-directional wave energy air-turbines," *10th European Wave and Tidal Energy Conference*, pp. 2–8, 2013.
- [28] A. F. O. Falcão, L. M. C. Gato, J. C. C. Henriques, J. E. Borges, B. Pereiras, and F. Castro, "A novel twin-rotor radial-inflow air turbine for oscillating-water-column wave energy converters," *Energy*, vol. 93, pp. 2116–2125, 2015.
- [29] L. Trigo, "Kymaner presentation - The OWC option." http://www.wavec.org/content/files/04_Luis_Trigo_Kymaner.pdf. Accessed: 2017-05-08.
- [30] Cores, "Components for Ocean Renewable Energy Systems (CORES) - Final Summary Report," *Eu Fp7 - 213633*, 2012.
- [31] T. Candeias, "Optimização numérica das pás directrizes de entrada de uma turbina auto-rectificadora bi-radial," Tese de Mestrado, Instituto Superior Técnico - Universidade de Lisboa, 2013.
- [32] A. Maduro, "Estudo numérico do escoamento na tubeira e no difusor de uma turbina auto-rectificadora bi-radial," Tese de Mestrado, Instituto Superior Técnico - Universidade de Lisboa, 2016.
- [33] H. L. Morgan Jr, "A computer program for the analysis of multielement airfoils in two-dimensional subsonic, viscous flow," in *Aerodynamic Analyses Requiring Advanced Computers*, vol. 347, p. 713, 1975.
- [34] J.-D. Müller, P. L. Roe, and H. Deconinck, "A frontal approach for internal node generation in Delaunay triangulations," *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, vol. 17, no. 3, pp. 241–255, 1993.
- [35] V. de Brederode, "Aerodinâmica Incompressível: Fundamentos," *IST Press*, 2014.
- [36] J. E. Bardina, P. G. Huang, and T. J. Coakley, "Turbulence Modeling Validation, Testing, and Development," *Nasa Technical Memorandum*, no. 110446, pp. 8 – 20, 1997.
- [37] Fluent-Inc, "Fluent 6.3 Users Guide," *Fluent documentation*, 2006.
- [38] R. Storn and K. Price, "Differential evolution—a simple and efficient heuristic for global optimization over continuous spaces," *Journal of global optimization*, vol. 11, no. 4, pp. 341–359, 1997.
- [39] L. S. Langston, "Secondary flows in axial turbines - A review," *Ann. New York Acad. Sci.*, vol. 934, no. 1, pp. 11–26, 2001.
- [40] P. Lampart, "Investigation of Endwall Flows and Losses in," *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, vol. 47, no. 2, pp. 321–342, 2009.
- [41] M. A. Neshat, M. Akhlaghi, A. Fathi, and H. Khaledi, "Investigating the effect of blade sweep and lean in one stage of an industrial gas turbine transonic compressor," *Propulsion and Power Research*, vol. 4, no. 4, pp. 221–229, 2015.

Apêndice A

Configurações iniciais

A.1 Perfis e convergência das optimizações de 1 e 3 coroas

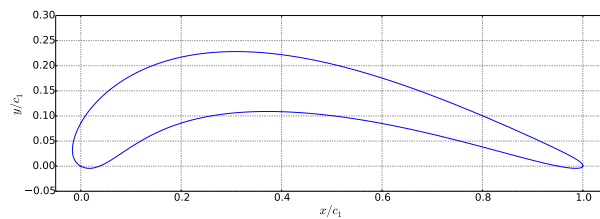


Figura A.1: Perfil da pá directriz correspondente à configuração de 1 coroa de pás, adimensionalizado pela respectiva corda ($r^* = 0,59$).

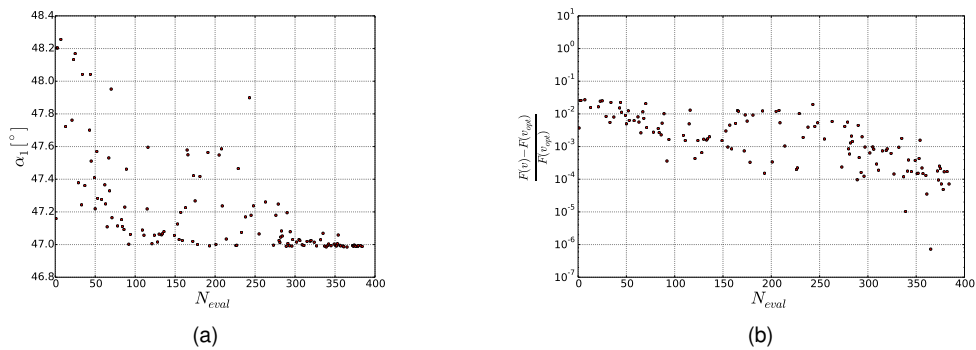


Figura A.2: Convergência da optimização para 1 coroa de pás: a) Função objectivo α_2 ; b) diferença entre vector analisado e vector óptimo.

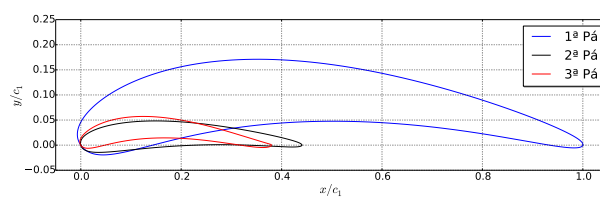


Figura A.3: Perfis correspondentes às pás directrizes da configuração de 3 coroas de pás, adimensionalizados pela corda da primeira pá ($r^* = 0,59$).

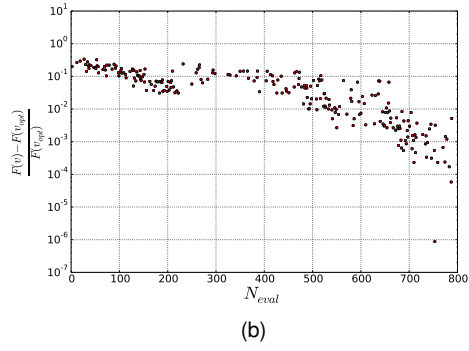
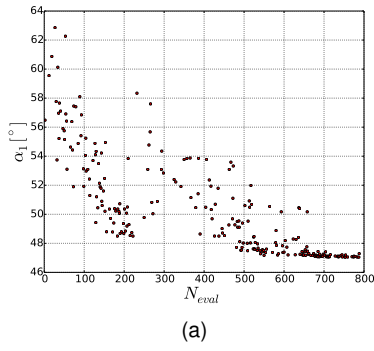


Figura A.4: Convergência da otimização para 3 coroas de pás: a) Função objectivo α_2 ; b) diferença entre vector analisado e vector óptimo.

A.2 Convergência da primeira otimização de 2 coroas

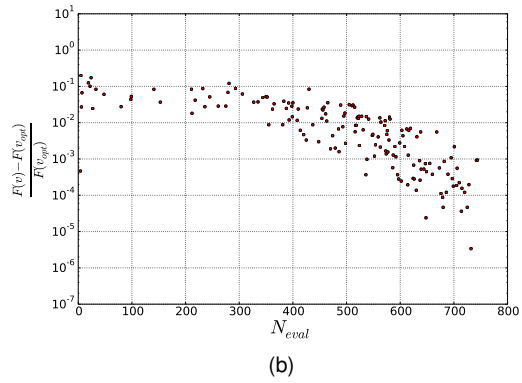
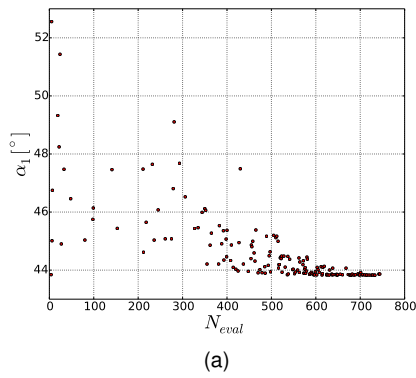


Figura A.5: Convergência da otimização para 2 coroas de pás ($r^* = 0,0$): a) Função objectivo α_2 ; b) diferença entre vector analisado e vector óptimo.

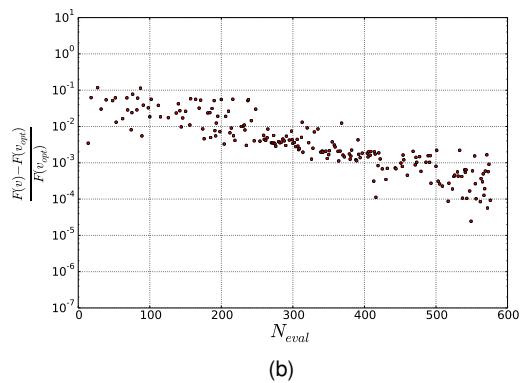
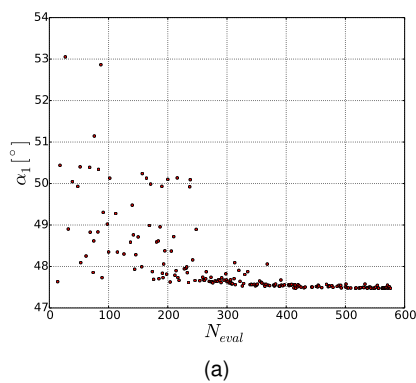


Figura A.6: Convergência da otimização para 2 coroas de pás ($r^* = 1,0$): a) Função objectivo α_2 ; b) diferença entre vector analisado e vector óptimo.

Apêndice B

Configuração final

B.1 Convergência da otimização de 2 coroas

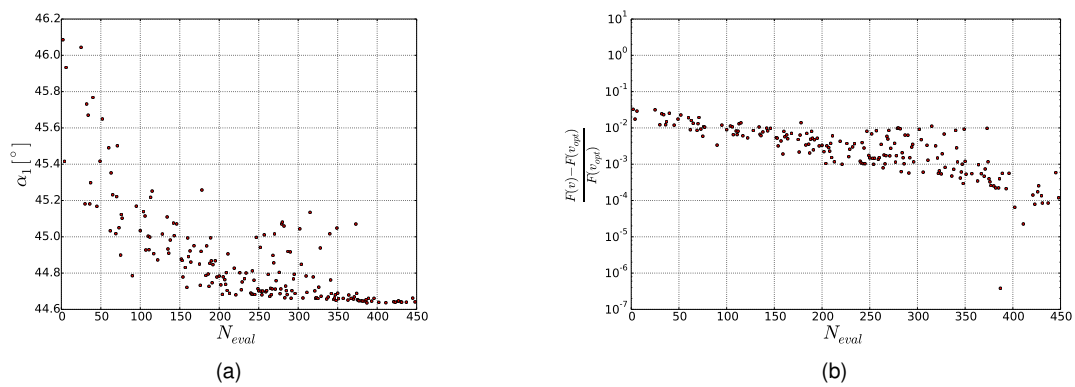


Figura B.1: Convergência da segunda otimização para 2 coroas de pás para $r^* = 0,15$: a) Função objectivo α_2 ; b) diferença entre vector analisado e vector óptimo.

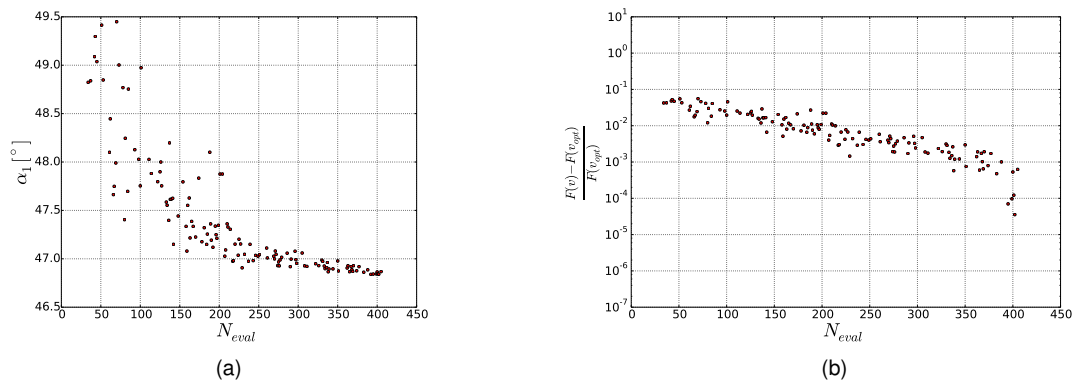


Figura B.2: Convergência da segunda otimização para 2 coroas de pás para $r^* = 0,59$: a) Função objectivo α_2 ; b) diferença entre vector analisado e vector óptimo.

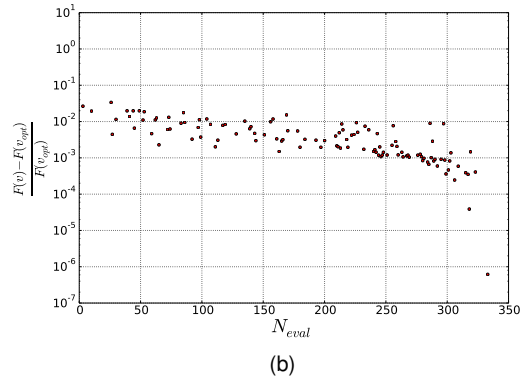
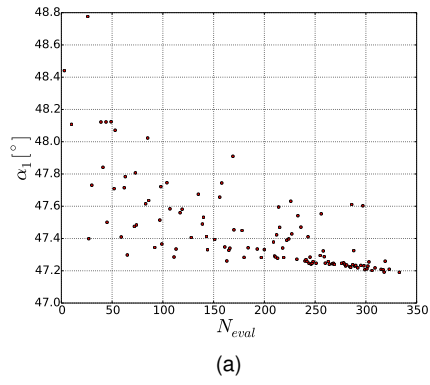


Figura B.3: Convergência da segunda otimização para 2 coroas de pás para $r^* = 0,85$: a) Função objectivo α_2 ; b) diferença entre vector analisado e vector óptimo.

B.2 Configuração final

Tabela B.1: Distribuição de pontos dos perfis para $r^* = 0,15$, adimensionalizados pela corda da primeira pá: primeira pá (à esquerda) e segunda pá (à direita).

Intradorso		Extradorso		Intradorso		Extradorso	
x	y	x	y	x	y	x	y
0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000
0,00736	-0,00964	-0,00364	0,01148	0,00629	-0,00564	-0,00370	0,00753
0,01724	-0,01615	-0,00287	0,02338	0,01415	-0,00870	-0,00416	0,01606
0,02931	-0,01999	0,00208	0,03562	0,02339	-0,00959	-0,00149	0,02548
0,04334	-0,02162	0,01098	0,04805	0,03389	-0,00870	0,00418	0,03561
0,05916	-0,02144	0,02356	0,06045	0,04557	-0,00639	0,01271	0,04621
0,07665	-0,01983	0,03954	0,07259	0,05840	-0,00298	0,02393	0,05699
0,09573	-0,01713	0,05861	0,08423	0,07237	0,00124	0,03766	0,06768
0,11632	-0,01363	0,08046	0,09513	0,08747	0,00601	0,05368	0,07801
0,13834	-0,00961	0,10476	0,10510	0,10366	0,01108	0,07178	0,08772
0,16172	-0,00529	0,13118	0,11397	0,12094	0,01627	0,09170	0,09661
0,18638	-0,00087	0,15941	0,12163	0,13926	0,02140	0,11317	0,10450
0,21224	0,00349	0,18916	0,12799	0,15858	0,02632	0,13596	0,11130
0,23919	0,00764	0,22015	0,13304	0,17882	0,03092	0,15983	0,11693
0,26713	0,01148	0,25213	0,13675	0,19991	0,03511	0,18455	0,12137
0,29596	0,01493	0,28489	0,13915	0,22176	0,03882	0,20994	0,12462
0,32556	0,01791	0,31823	0,14030	0,24428	0,04199	0,23583	0,12671
0,35584	0,02040	0,35199	0,14026	0,26737	0,04459	0,26207	0,12770
0,38669	0,02235	0,38602	0,13909	0,29095	0,04661	0,28852	0,12765
0,41801	0,02375	0,4202	0,13688	0,31493	0,04804	0,31510	0,12662
0,44970	0,02460	0,45443	0,13372	0,33923	0,04888	0,34170	0,12469
0,48167	0,02489	0,48862	0,12969	0,36375	0,04913	0,36826	0,12193
0,51637	0,02461	0,52332	0,12478	0,39038	0,04877	0,39519	0,11834
0,55090	0,02373	0,55768	0,11918	0,41687	0,04779	0,42184	0,11406
0,58514	0,02230	0,59162	0,11298	0,44313	0,04623	0,44813	0,10917
0,61899	0,02038	0,62507	0,10627	0,46907	0,04413	0,47401	0,10376
0,65234	0,01802	0,65797	0,09916	0,49460	0,04156	0,49943	0,09788
0,68509	0,01529	0,69024	0,09172	0,51964	0,03857	0,52433	0,09162
0,71713	0,01226	0,7218	0,08406	0,54410	0,03521	0,54863	0,08503
0,74834	0,00902	0,75254	0,07625	0,56788	0,03155	0,57228	0,07820
0,77861	0,00566	0,78237	0,06838	0,59088	0,02767	0,59517	0,07118
0,80779	0,00227	0,81115	0,06056	0,61300	0,02363	0,61722	0,06404
0,83574	-0,00102	0,83875	0,05286	0,63412	0,01952	0,63831	0,05685
0,86231	-0,00410	0,86499	0,04540	0,65413	0,01544	0,65832	0,04969
0,88731	-0,00682	0,88969	0,03825	0,67288	0,01149	0,67709	0,04262
0,91058	-0,00905	0,91262	0,03153	0,69024	0,00777	0,69446	0,03573
0,93188	-0,01060	0,93352	0,02535	0,70605	0,00442	0,71024	0,02911
0,95094	-0,01133	0,95216	0,01979	0,72013	0,00156	0,72422	0,02283
0,96754	-0,01112	0,9682	0,01487	0,73231	-0,00066	0,73615	0,01699
0,98134	-0,00973	0,9812	0,01071	0,74241	-0,00209	0,74578	0,01171
0,99167	-0,00717	0,99106	0,00717	0,75018	-0,00255	0,75281	0,00707
0,99799	-0,00380	0,99752	0,00379	0,75539	-0,00191	0,75694	0,00314
1,00000	0,00000	1,00000	0,00000	0,75778	0,00000	0,75778	0,00000

Tabela B.2: Distribuição de pontos dos perfis para $r^* = 0,59$, adimensionalizados pela corda da primeira pá: primeira pá (à esquerda) e segunda pá (à direita).

Intradorso		Extradorso		Intradorso		Extradorso	
x	y	x	y	x	y	x	y
0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000
0,00702	-0,00961	-0,00326	0,01136	0,00554	-0,00581	-0,00298	0,00739
0,01665	-0,01617	-0,00215	0,02304	0,01275	-0,00927	-0,00285	0,01547
0,02857	-0,02014	0,00312	0,03499	0,02142	-0,01077	0,00025	0,02416
0,04251	-0,02195	0,01230	0,04706	0,03141	-0,01063	0,00617	0,03330
0,05831	-0,02199	0,02511	0,05904	0,04262	-0,00919	0,01475	0,04269
0,07584	-0,02063	0,04126	0,07071	0,05500	-0,00672	0,02580	0,05213
0,09500	-0,01820	0,06045	0,08185	0,06851	-0,00348	0,03914	0,06137
0,11569	-0,01500	0,08237	0,09225	0,08310	0,00029	0,05456	0,07022
0,13783	-0,01127	0,10668	0,10171	0,09874	0,00438	0,07183	0,07847
0,16134	-0,00725	0,13307	0,11011	0,11539	0,00862	0,09071	0,08597
0,18614	-0,00313	0,16122	0,11731	0,13301	0,01285	0,11099	0,09259
0,21211	0,00093	0,19086	0,12327	0,15152	0,01694	0,13244	0,09825
0,23918	0,00481	0,22172	0,12795	0,17086	0,02079	0,15485	0,10290
0,26722	0,00839	0,25355	0,13135	0,19097	0,02432	0,17804	0,10652
0,29613	0,01160	0,28615	0,13350	0,21175	0,02746	0,20183	0,10912
0,32580	0,01438	0,31932	0,13443	0,23312	0,03017	0,22608	0,11073
0,35614	0,01667	0,35291	0,13423	0,25501	0,03242	0,25065	0,11139
0,38702	0,01846	0,38678	0,13294	0,27733	0,03418	0,27544	0,11115
0,41837	0,01973	0,42080	0,13067	0,30000	0,03544	0,30035	0,11007
0,45007	0,02047	0,45488	0,12747	0,32295	0,03621	0,32530	0,10821
0,48204	0,02069	0,48892	0,12345	0,34610	0,03649	0,35022	0,10563
0,51674	0,02036	0,52350	0,11859	0,37125	0,03625	0,37551	0,10234
0,55126	0,01946	0,55773	0,11307	0,39625	0,03548	0,40055	0,09845
0,58549	0,01805	0,59157	0,10699	0,42104	0,03422	0,42527	0,09404
0,61932	0,01617	0,62493	0,10043	0,44553	0,03251	0,44963	0,08918
0,65266	0,01389	0,65775	0,09349	0,46964	0,03039	0,47356	0,08393
0,68539	0,01127	0,68995	0,08626	0,49330	0,02792	0,49703	0,07836
0,71742	0,00838	0,72144	0,07883	0,51642	0,02515	0,51995	0,07252
0,74863	0,00530	0,75214	0,07128	0,53891	0,02213	0,54227	0,06649
0,77889	0,00213	0,78194	0,06370	0,56069	0,01894	0,56390	0,06033
0,80807	-0,00103	0,81070	0,05618	0,58164	0,01563	0,58475	0,05409
0,83603	-0,00408	0,83828	0,04882	0,60168	0,01230	0,60471	0,04784
0,86262	-0,00688	0,86452	0,04171	0,62068	0,00903	0,62367	0,04166
0,88765	-0,00930	0,88923	0,03496	0,63851	0,00591	0,64148	0,03560
0,91094	-0,01120	0,91218	0,02865	0,65505	0,00305	0,65799	0,02974
0,93227	-0,01239	0,93310	0,02290	0,67014	0,00056	0,67302	0,02416
0,95136	-0,01274	0,95176	0,01780	0,68360	-0,00144	0,68637	0,01894
0,96796	-0,01214	0,96784	0,01335	0,69528	-0,00283	0,69781	0,01414
0,98176	-0,01035	0,98086	0,00967	0,70498	-0,00346	0,70708	0,00986
0,99201	-0,00743	0,99077	0,00659	0,71241	-0,00322	0,71397	0,00612
0,99819	-0,00382	0,99734	0,00358	0,71727	-0,00207	0,71817	0,00286
1,00000	-0,00000	1,00000	-0,00000	0,71929	0,00000	0,71929	0,00000

Tabela B.3: Distribuição de pontos dos perfis para $r^* = 0,85$, adimensionalizados pela corda da primeira pá: primeira pá (à esquerda) e segunda pá (à direita).

Intradorso		Extradorso		Intradorso		Extradorso	
x	y	x	y	x	y	x	y
0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000
0,00713	-0,01011	-0,00336	0,01181	0,00498	-0,00592	-0,00244	0,00729
0,01687	-0,01714	-0,00231	0,02386	0,01171	-0,00969	-0,00187	0,01505
0,02887	-0,02154	0,00293	0,03607	0,01997	-0,01163	0,00154	0,02320
0,04289	-0,02376	0,01211	0,04833	0,02961	-0,01205	0,00765	0,03163
0,05876	-0,02418	0,02494	0,06043	0,04050	-0,01123	0,01627	0,04018
0,07633	-0,02317	0,04113	0,07217	0,05259	-0,00944	0,02721	0,04865
0,09550	-0,02107	0,06037	0,08333	0,06580	-0,00691	0,04029	0,05688
0,11620	-0,01815	0,08234	0,09370	0,08008	-0,00386	0,05528	0,06469
0,13834	-0,01468	0,10671	0,10311	0,09537	-0,00046	0,07198	0,07192
0,16183	-0,01089	0,13315	0,11141	0,11163	0,00310	0,09016	0,07846
0,18660	-0,00696	0,16136	0,11852	0,12880	0,00671	0,10962	0,08420
0,21254	-0,00305	0,19104	0,12436	0,14681	0,01024	0,13016	0,08909
0,23955	0,00070	0,22194	0,12892	0,16560	0,01359	0,15158	0,09309
0,26754	0,00419	0,25380	0,13219	0,18508	0,01669	0,17373	0,09618
0,29640	0,00733	0,28642	0,13421	0,20518	0,01948	0,19644	0,09838
0,32603	0,01007	0,31961	0,13502	0,22582	0,02191	0,21959	0,09970
0,35631	0,01236	0,35321	0,13469	0,24694	0,02396	0,24305	0,10019
0,38714	0,01416	0,38708	0,13329	0,26845	0,02560	0,26673	0,09989
0,41844	0,01546	0,42110	0,13090	0,29028	0,02682	0,29053	0,09885
0,45010	0,01626	0,45517	0,12761	0,31237	0,02762	0,31439	0,09711
0,48203	0,01656	0,48921	0,12349	0,33465	0,02800	0,33824	0,09475
0,51670	0,01632	0,52377	0,11854	0,35882	0,02794	0,36246	0,09175
0,55118	0,01554	0,55799	0,11294	0,38287	0,02741	0,38645	0,08822
0,58538	0,01426	0,59180	0,10679	0,40670	0,02646	0,41016	0,08423
0,61920	0,01253	0,62514	0,10018	0,43025	0,02510	0,43354	0,07983
0,65252	0,01040	0,65794	0,09320	0,45344	0,02339	0,45653	0,07510
0,68525	0,00794	0,69012	0,08594	0,47620	0,02136	0,47908	0,07008
0,71728	0,00522	0,72160	0,07849	0,49844	0,01906	0,50112	0,06483
0,74849	0,00232	0,75227	0,07093	0,52009	0,01655	0,52260	0,05941
0,77876	-0,00066	0,78205	0,06336	0,54106	0,01388	0,54342	0,05387
0,80796	-0,00363	0,81079	0,05586	0,56124	0,01112	0,56351	0,04828
0,83594	-0,00647	0,83835	0,04852	0,58055	0,00834	0,58276	0,04269
0,86255	-0,00906	0,86457	0,04146	0,59887	0,00562	0,60105	0,03716
0,88761	-0,01126	0,88926	0,03475	0,61606	0,00305	0,61824	0,03175
0,91094	-0,01293	0,91218	0,02850	0,63202	0,00072	0,63419	0,02654
0,93232	-0,01389	0,93308	0,02282	0,64658	-0,00126	0,64872	0,02159
0,95144	-0,01398	0,95171	0,01778	0,65958	-0,00277	0,66164	0,01697
0,96809	-0,01312	0,96777	0,01340	0,67085	-0,00372	0,67273	0,01273
0,98191	-0,01105	0,98076	0,00977	0,68021	-0,00397	0,68173	0,00896
0,99216	-0,00786	0,99066	0,00671	0,68735	-0,00343	0,68845	0,00565
0,99828	-0,00401	0,99726	0,00368	0,69197	-0,00209	0,69260	0,00270
1,00000	0,00000	1,00000	0,00000	0,69381	0,00000	0,69381	0,00000

