

## **Agradecimentos**

Primeiramente gostaria de expressar minha gratidão ao meu orientador Professor Paulo de Santamaria Gouveia pela sua inestimável orientação e apoio ao longo deste trabalho.

Um especial agradecimento a Graça Lima pela ajuda e apoio prestado ao longo do trabalho.

Por último não posso deixar de destacar o meu agradecimento muito especial ao meu grande amigo Engenheiro Aníbal Mota pelo seu valioso contributo no desenvolvimento dos programas, utilizados especificamente para este trabalho.

Finalmente, a mais profunda gratidão aos meus pais e irmãos pelo incentivo incondicional, apoio financeiro e sem os quais esta experiência não teria sido possível.



## Resumo

O trabalho que se apresenta incide sobre o estudo aerodinâmico das pás de uma turbina eólica de pequeno porte, com vista à simplificação geométrica, de forma a que estas sejam baratas e de fácil concepção. A teoria da quantidade de movimento do elemento de pá (BEMT), que é o modelo de referência para o projecto e análise aerodinâmica das pás das turbinas eólicas, foi utilizada neste trabalho de forma a projectar e analisar aerodinamicamente as pás da turbina. Sendo assim, desenvolveu-se um programa computacional em MATLAB, denominado de “Turbina”, de forma a implementar a teoria BEM. Introduzindo os dados dos parâmetros de projecto no programa (potência requerida, o número de pás, velocidade do vento, a TSR e o tipo de perfil alar), obtêm-se os parâmetros geométricos das pás (distribuição da corda ao longo da envergadura, o raio da pá e a distribuição da torção da pá), os parâmetros aerodinâmicos e de desempenho.

Uma pá ideal foi calculada e de seguida foi modificada de forma a obter-se uma pá simples e menos carregada aerodinamicamente. Introduzidas as modificações na geometria da pá ideal, obtiveram-se duas configurações distintas. Uma configuração linear, onde a distribuição da corda e do ângulo de torção se tornam lineares, e outra configuração bi-linear, onde a distribuição da corda continua linear mas o ângulo de torção se torna bi-linear, isto é, a pá é composta por dois troços onde cada troço apresenta uma distribuição linear do ângulo de torção geométrica. As conclusões demonstram que a configuração bi-linear é uma boa alternativa a configuração ideal, apresentando uma redução do desempenho do rotor de 2.8% para um aumento do raio da pá em 1.41%, para se obter a mesma potência da configuração ideal.

A análise aos perfis alares, utilizados neste trabalho, foi efectuada a partir dos programas comerciais ICEM e FLUENT. De forma a automatizar a análise de CFD, três programas foram desenvolvidos utilizando a linguagem de programação “C”. Os programas são denominados de “Malha2D”, “Calcula\_Coeficientes” e “Plot\_Graficos”.

Finalmente, um estudo paramétrico foi feito de forma a avaliar a influências das variáveis de projecto no desempenho geral da turbina.

### Palavras – Chaves:

Turbinas eólicas de eixo horizontal, Aerodinâmica, Perfis alares, CFD, Energia do vento.



## Abstract

This work presents a study on the aerodynamic blades of a small wind turbine, with the purpose of simplifying the geometry in order to design a cheap and easy to manufacture wind turbine. Blade element momentum theory (BEMT), current model of aerodynamic design and analysis of HAWT blades, was used for HAWT blade design and aerodynamic analysis in this thesis. Therefore, we developed a computer code in MATLAB, called "Turbine" in order to implement the BEM theory. Entering the design parameters as data input into the program (power required, the number of blades, wind speed, the TSR and the type of wing profile), we obtain the blades geometry parameters (chord length distribution, the radius length and twist distribution).

At first, we execute the computer code in order to calculate an optimal blade shape and then the optimal shape is modified in order to get a simpler shape and less aerodynamically loaded. Introducing changes in the optimal blade geometry, we obtained two distinct designs. A *linear* design, where the chord length distribution and the pitch angle of each blade element become linear and other *bi-linear* design, where the chord length distribution is still *linear* but the pitch angles of each blade element become *bi-linear*. We concluded that the *bi-linear* design is a good alternative to the optimal design, featuring a performance reduction of the rotor about 2.8% and the blade radius increase 1.41%, to obtain the same power as the optimal design.

The airfoil analysis was made from the commercial software FLUENT and ICEM. In order to automate the CFD analysis, three computational codes were developed using the programming language C. The programs are called "Malha2D", "Calcula\_Coeficientes" and "Plot\_Graficos."

Finally, a parametric study is done to assess the influences of the variables of projects in the overall performance of the turbine.

## Keywords:

Blades of horizontal axis wind turbine, aerodynamic, airfoils, CFD, Wind Energy.



## Índice

1.	Introdução.....	1
1.1	Motivação.....	4
2.	Revisão bibliográfica.....	5
2.1	Tipos de turbinas eólicas .....	5
2.1.1	Turbinas eólicas de eixo vertical .....	5
2.1.2	Turbinas eólicas de eixo horizontal.....	7
2.1.3	Pequenas turbinas eólicas (SWT).....	9
2.2	Desempenho das turbinas eólicas de eixo horizontal.....	12
2.2.1	Análise da performance em função do número de pás.....	12
2.2.2	Perfis alares mais utilizados nas turbinas eólicas.....	14
2.2.3	Geometria da pá .....	17
2.3	Sistemas de controlo das turbinas eólicas .....	19
2.4	Estado da arte .....	20
3.	Fundamentos teóricos.....	23
3.1	Potencial teórico da energia eólica.....	23
3.1.1	Teoria da quantidade de movimento e o limite de <i>Betz</i> .....	24
3.1.2	Rotação da esteira na teoria da quantidade de movimento .....	28
3.2	Análise aerodinâmica .....	35
3.2.1	Perfis alares .....	35
3.2.2	Teoria do elemento de pá .....	37
3.2.3	Teoria da quantidade de movimento do elemento da pá (BEMT) .....	40
3.3	Factor de perda na ponta .....	42
3.4	Colapso da teoria da quantidade de movimento.....	43
4.	Procedimentos e <i>design</i> das pás .....	45
4.1	Método computacional.....	46
4.2	Programas.....	49
4.2.1	Turbina .....	49
4.2.2	Superfície paramétrica.....	50
5.	Características gerais do projectos .....	53
5.1	Parâmetros do projecto.....	53
5.2	Análise de perfis.....	54
5.2.1	Perfis candidatos .....	55

5.3 Simulação em CFD .....	56
5.3.1 Geração da malha .....	56
5.3.2 Definição das condições de fronteira .....	57
5.3.3 Malha.....	57
5.3.4 Modelos de turbulência .....	58
5.3.5 Geração automática da malha .....	58
5.3.5 Resultados obtidos.....	61
5.4 Validação dos resultados .....	64
5.5 Escolha do Perfil .....	67
6. <i>Design</i> e análise aerodinâmico .....	69
6.1 Cálculo do ângulo de torção.....	69
6.2 Aplicação do método BEMT.....	71
6.3 Modificações na geometria das pás.....	75
6.3.1 Modificação da distribuição do comprimento da corda .....	75
6.3.2 Modificação da distribuição do ângulo de torção .....	76
6.4 Desempenho dos <i>designs</i> modificados.....	78
6.4.1 Resultados obtidos.....	80
6.5 Comparação e escolha da melhor configuração de pá .....	86
6.6 Desenho das pás .....	87
7. Análise do desempenho aerodinâmico do rotor .....	91
8. Curva de potência com regulação .....	97
9. Conclusão.....	101
Referências bibliográficas .....	105
ANEXOS.....	109
Anexo A: Código do programa “Turbina” .....	111
Anexo B: Otimização pelo Método dos Mínimos Quadrados .....	113
Anexo C: Resultados obtidos a partir do CFD.....	115
Anexo D: Coordenadas geométricas dos perfis testados .....	117
Anexo E: Código do programa “Malha 2D” .....	119
Anexo F: Variáveis aerodinâmicas resultantes dos cálculos.....	121
Anexo G: Análise do desempenho do rotor bi-linear.....	123

## Lista de Figuras

Figura 2.1: De esquerda para direita: Anemómetro de copos e turbina de <i>Savonius</i> , [32].	6
Figura 2.2: De esquerda para direita: Turbina de <i>Giromill</i> e turbina de <i>Darrieus</i> , [9].	6
Figura 2.3: Classificação dos rotores quanto à posição relativa à torre: (a) rotor a montante, (b) rotor a jusante, [33].	7
Figura 2.4: Turbina eólica de eixo horizontal <i>Bonus/Siemens Wind Power</i> , [2].	8
Figura 2.5: Exemplos de SWT's: (a) <i>Eclectic Energy Stealth Gen D400</i> , (b) <i>R. D. S. Turbines Swift Rooftop</i> , [9].	9
Figura 2.6: Correlação entre a Potência e o diâmetro do rotor.	11
Figura 2.7: Coeficiente de potência máxima alcançada em função do número de pás não incluído a resistência aerodinâmica, [19].	13
Figura 2.8: Exemplo de diferentes perfis utilizado em turbinas eólicas, [19].	15
Figura 2.9: Geometria da ponta das pás, [7].	17
Figura 2.10: Pá de uma turbina eólica da empresa <i>Enercon</i> utilizando <i>winglet</i> na ponta, [27].	18
Figura 3.1: Concepção básica de uma turbina eólica de eixo horizontal, [1].	23
Figura 3.2: Extração da energia a partir do modelo do disco actuador, [1].	24
Figura 3.3: Parametros de funcionamento de um turbina de <i>Betz</i> [19].	27
Figura 3.4: Modelo do escoamento do tubo de corrente a jusante das pás de uma turbina eólica [19].	29
Figura 3.5: Geometria para análise do escoamento através de um rotor [19].	29
Figura 3.6: Coeficiente de potência máxima teórica em função da TSR para uma turbina eólica ideal, sem contabilizar o efeito da resistência aerodinâmica, [19].	33
Figura 3.7: Coeficiente de potência máxima, alcançável por uma turbina eólica de três pás, em função da eficiência aerodinâmica ( $Cl/Cd$ ), [19].	34
Figura 3.8: Nomenclatura dos perfis alares, [29].	35
Figura 3.9: Variação dos coeficientes de sustentação e resistência aerodinâmica do perfil S809 para um número de Reynolds de $75 \times 10^6$ , [19].	37

Figura 3.10: Modelo do elemento de pá, [20].	38
Figura 3.11: Secção transversal de um perfil para análise de uma TEEH, [1].	38
Figura 3.12: Relação entre o coeficiente de impulso e o factor de indução axial, [19].	44
Figura 4.1: Fluxograma do método de cálculo utilizado para determinar os factores de indução no programa “Turbina”.	48
Figura 4.2: Superfície cúbica ajustada à superfície do gráfico da eficiência aerodinâmica do perfil FX63-137.	50
Figura 5.1: Perfis alares seleccionados, [21].	55
Figura 5.2: Distâncias do campo do escoamento.	56
Figura 5.3: Malha gerada pelo FLUENT.	57
Figura 5.4: Malha junto às superfícies do perfil.	58
Figura 5.5: Fluxograma de funcionamento dos programas “Malha 2D”, “Calcula_Coeficientes” e “Plot_Graficos”.	60
Figura 5.6: Variação do coeficiente de resistência aerodinâmica do perfil NACA4415 em função da velocidade e ângulo de incidência.	61
Figura 5.7: Variação do coeficiente de sustentação do perfil NACA4415 em função da velocidade e ângulo de incidência.	62
Figura 5.8: Variação da eficiência aerodinâmica do perfil NACA4415 em função da velocidade e ângulo de incidência.	63
Figura 5.9: Perfil NACA 63-215, [24].	64
Figura 5.10: Curva do coeficiente de sustentação do perfil NACA63-215 obtido a partir do FLUENT.	65
Figura 5.11: Curva do coeficiente de sustentação do perfil NACA63-215, [24].	65
Figura 5.12: Curva do coeficiente de resistência aerodinâmica do perfil NACA63-215 obtido a partir do FLUENT.	66
Figura 5.13: Curva do coeficiente de resistência aerodinâmica do perfil NACA63-215, [24].	66
Figura 6.1: Distribuição dos factores de indução axial e tangencial ao longo da envergadura.	71

Figura 6.2: Variação dos ângulos da torção e do escoamento não perturbado ao longo da envergadura. ....	72
Figura 6.3: Variação da corda ao longo da envergadura. ....	72
Figura 6.4: Variação do ângulo de ataque ao longo da envergadura. ....	72
Figura 6.5: Variação do coeficiente de sustentação ao longo da envergadura. ....	72
Figura 6.6: Variação do número de <i>Reynolds</i> ao longo da envergadura. ....	73
Figura 6.7: Variação da relação <i>Cl/Cd</i> ao longo da envergadura. ....	73
Figura 6.8: Variação do impulso ao longo da envergadura. ....	73
Figura 6.9: Variação do binário ao longo da envergadura. ....	73
Figura 6.10: Corda linear <i>versus</i> corda ideal ao longo da envergadura da pá. ....	76
Figura 6.11: Variação ideal, linear e bi-linear do ângulo de torção ao longo da envergadura. ....	77
Figura 6.12: Fluxograma de cálculo dos <i>designs</i> modificados, para determinar os factores de indução no programa “Turbina” ....	79
Figura 6.13: Distribuição dos factores de indução axial e tangencial ao longo da envergadura (Configuração Bi-Linear). ....	80
Figura 6.14: Distribuição dos factores de indução axial e tangencial ao longo da envergadura (Configuração Linear). ....	81
Figura 6.15: Variação dos coeficientes de sustentação dos <i>designs</i> modificados. ....	82
Figura 6.16: Variação dos ângulos de torção e do escoamento do <i>design</i> linear. ....	82
Figura 6.17: Variação dos ângulos de ataque dos <i>designs</i> modificados. ....	82
Figura 6.18: Variação dos ângulos de torção e do escoamento do <i>design</i> bi-linear. ....	82
Figura 6.19: Variação do binário dos <i>designs</i> modificados. ....	83
Figura 6.20: Variação do impulso dos <i>designs</i> modificados. ....	83
Figura 6.21: Variação da relação <i>Cl/Cd</i> ao longo da envergadura. ....	83
Figura 6.22: Variação dos números de <i>Reynolds</i> dos <i>designs</i> modificados. ....	83
Figura 6.23: Vista isométrica das secções da pá ideal ....	87

Figura 6.24: Vista isométrica das secções da pá com distribuição de corda linear e ângulo de torção linear.....	87
Figura 6.25: Vista isométrica das secções da pá com distribuição de corda linear e ângulo de torção bi-linear. ....	88
Figura 6.26: Modelo tridimensional do <i>design</i> da pá ideal.....	88
Figura 6.27: Plano forma da pá com o design ideal.....	88
Figura 6.28: Modelo tridimensional do design da pá linear.....	89
Figura 6.29: Plano forma da pá com o design linear.....	89
Figura 6.30: Modelo tridimensional do design da pá bi-linear. ....	89
Figura 6.31: Plano forma da pá com o design bi-linear. ....	89
Figura 7.1: Coeficiente de potência em função da TSR, para diferentes velocidades do vento. ....	91
Figura 7.2: Coeficiente de potência em função da velocidade do vento, para diferentes TSR.....	92
Figura 7.3: Potência em função da TSR, para diferentes velocidades do vento. ....	92
Figura 7.4: Potência em função da velocidade do vento, para diferentes valores de TSR. ....	92
Figura 7.5: Binário em função da TSR, para diferentes velocidades do vento.....	93
Figura 7.6: Binário em função da velocidade do vento, para diferentes valores de TSR. ....	93
Figura 7.7: Coeficiente de potência em função da velocidade de rotação. ....	93
Figura 7.8: Potência em função da velocidade de rotação. ....	94
Figura 7.9: Binário em função da velocidade de rotação. ....	94
Figura 7.10: Força axial em função da velocidade do vento, para diferentes valores de TSR.....	95
Figura 8.1: Curva de funcionamento óptimo da turbina com a configuração da pá bi-linear..	97
Figura 8.2: Curva de potência com controlo passivo por perda da turbina bi-linear. (a preto representa o funcionamento óptimo da turbina sem regulação de velocidade; a laranja representa a condição de imposição de perda). ....	99

## Lista de Tabelas

Tabela 2.1: Dados técnicos de diferentes SWT's.....	10
Tabela 3.1: Coeficiente de potência em função da razão da velocidade de ponta e do factor de indução axial [19].....	33
Tabela 5.1: Parâmetros de projecto. ....	53
Tabela 5.2: Relação entre o número de pás e a TSR, [19]. ....	54
Tabela 5.3: Coeficiente de resistência aerodinâmica do perfil NACA4415. ....	61
Tabela 5.4: Coeficiente de sustentação do perfil NACA4415. ....	62
Tabela 5.5: Eficiência aerodinâmica do perfil NACA4415. ....	63
Tabela 6.1: Distribuição radial do comprimento da corda e dos ângulos de torção, $\beta$ , e do escoamento não perturbado, $\phi$ , para a turbina utilizando o método simplificado, (Perfil NACA4415, $Cl_{Design}=1,1$ e $\alpha_{Design}= 6^\circ$ ). ....	70
Tabela 6.2: Características da pá ideal após ajuste da distribuição dos valores de $ClCd$ . ....	71
Tabela 6.3: Características das pás após as modificações efectuados.....	80
Tabela 6.4: Características das diferentes configurações, calculados para o mesmo perfil, NACA 4415.....	86



## Lista de Abreviaturas

---

NREL	National Renewable Energy Laboratory
NACA	National Advisory Committee for Aeronautics
NASA	National Aeronautics and Space Administration
BEMT	Blade Element and Momentum Theory
RPM	Rotações por Minuto
TSR	Razão da velocidade de ponta (Tip Speed Ratio)
TEEH	Turbina Eólica de Eixo Horizontal
TEEV	Turbina Eólica de Eixo Vertical
SWT	Pequenas Turbinas Eólicas (Small Wind Turbine)
CFD	Computational fluid dynamics
GWEO	Global Wind Energy Outlook
AWEA	American Wind Energy Association



## Lista de Símbolos

---

$A_d$	Área do disco
$A$	Área do perfil
$a$	Factor de indução axial
$a'$	Factor de indução tangencial
$B$	Número de pás
$c$	Corda
$C_d$	Coefficiente de resistência aerodinâmica
$C_l$	Coefficiente de sustentação aerodinâmica
$C_m$	Coefficiente de momento de arfagem
$C_n$	Força normal do elemento de pá no plano de rotação
$C_p$	Coefficiente de Potência
$C_t$	Força tangencial do elemento de pá no plano de rotação
$C_T$	Coefficiente de impulso
$D$	Força de resistência aerodinâmica
$dD$	Forças de resistência do elemento de pá
$dL$	Forças de sustentação do elemento de pá
$dP$	Potência do elemento de pá
$dQ$	Binário do elemento de pá
$dr$	Distância radial infinitesimal
$dT$	Impulso do elemento de pá

---

$F$	Factor de correcção de Prandtl
$F_N$	Força normal no plano de rotação
$F_T$	Força tangencial no plano de rotação
$L$	Força de sustentação aerodinâmica
$M$	Momento de arfagem
$\dot{m}$	Caudal mássico do ar
$N$	Número de elementos da pá
$P$	Potência
$p$	Pressão
$Q$	Binário
$R$	Raio do rotor
$r$	Raio local
$Re$	Número de Reynolds
$U_d$	Velocidade do escoamento no disco
$U_w$	Velocidade do escoamento na esteira
$U_\infty$	Velocidade do ar a montante do rotor
$W$	Velocidade relativa
$\alpha$	Ângulo de ataque
$\beta$	Ângulo de torção da pá
$\phi$	Ângulo de escoamento não perturbado
$\lambda$	Razão da velocidade de ponta (TSR)

---

$\lambda_r$	Razão da velocidade local
$\Omega$	Velocidade de rotação
$\mu$	Viscosidade dinâmica
$\rho$	Densidade do ar
$\sigma'$	Solidez local da pá



## 1. Introdução

Os desafios que se impõem actualmente à utilização eficiente dos recursos energéticos não têm paralelo. Começa-se a tomar consciência que o mundo necessita de um novo paradigma energético, uma vez que as fontes de energia usadas no século XX, tais como o petróleo e o gás natural, não são alternativas sustentáveis num futuro próximo [4]. Por outro lado, para além de serem poluentes, a humanidade evidencia aversão à mudança, não estando de imediato preparada para abdicar do modo de vida substancialmente dependente dessa forma de energia “abundante” e acessível a médio prazo.

A crescente consciencialização do público em geral para as alterações climáticas e o aquecimento global, têm levado o homem a procurar alternativas energéticas que assegurem um futuro sustentado e diversificado em relação às tradicionais formas de obtenção de energia. A utilização de fontes de energia limpa e abundante, como o vento, tem proporcionado oportunidades para a aplicação de turbinas eólicas no mundo inteiro. Segundo dados da GWEO, a Europa lidera com aproximadamente 85.7% (86 GW de pico) da capacidade de energia eólica operacional [5].

Da mesma forma que grandes turbinas eólicas estão a ser instaladas em áreas abertas *on e off-shore*, as pequenas turbinas eólicas também estão a ser instaladas e operadas por proprietários de imóveis e pequenas empresas. A energia eléctrica é uma forma de energia muito utilizada, porém o seu transporte por cabos implica perdas não desprezáveis. A forma de minimizar estas perdas é localizar a produção o mais próxima possível do consumo. Segundo dados da AWEA, desde a crise energética dos anos 70, que as turbinas eólicas, para o uso doméstico, viram as vendas crescer uma média de 40% ao ano [6].

Actualmente os maiores consumidores de electricidade são as cidades, pelo que para minimizar as perdas, a produção deveria estar localizada o mais próxima destas. O panorama óptimo seria que cada unidade consumidora produzisse localmente a energia necessária para o seu funcionamento. A questão que se coloca é: que fontes não poluentes e abundantes existem nas cidades que possam ser aproveitadas? As mais evidentes são o sol e o vento. Neste sentido, pretende-se conceber e analisar aerodinamicamente pás de uma turbina eólica de pequeno porte.

O objectivo do presente trabalho é estabelecer um procedimento de dimensionamento de uma turbina eólica de baixo custo, recorrendo à Teoria da Quantidade de Movimento do Elemento de Pá (BEMT). O estudo incidirá essencialmente na simplificação da geometria e

na aerodinâmica das pás, estudando a melhor configuração para que estas sejam as mais baratas possíveis.

Será calculada uma pá com uma configuração ideal, recorrendo à teoria da quantidade de movimento do elemento de pá (BEMT), e posteriormente modificada. Após as modificações introduzidas, duas pás distintas serão obtidas e comparadas entre si. As modificações serão efectuadas a nível da distribuição da corda e do ângulo da torção de cada elemento da pá. De forma a implementar a teoria BEM, um código computacional foi desenvolvido especificamente para o cálculo e análise aerodinâmico de pás de uma turbina eólica.

Irá ser feito um estudo em CFD de forma a analisar diferentes perfis alares. Os perfis utilizados neste trabalho foram testados e são recomendados para turbinas eólicas de pequeno porte.

Finalmente, um estudo paramétrico irá ser feito de forma a avaliar a influências da TSR e da velocidade do vento no desempenho geral da turbina.

O presente relatório encontra-se dividido em oito capítulos, incluindo a introdução no capítulo 1.

O capítulo 2 apresentará uma revisão bibliográfica das turbinas eólicas dando uma perspectiva da evolução das turbinas ao longo dos anos e do desenvolvimento no processo do *design* do rotor, onde se incluem as opções de materiais, o desempenho em função do número de pás, os perfis alares mais utilizados, a geometria, tendo em consideração a distribuição da corda e a variação do ângulo da torção ao longo da envergadura da pá. Por último, será apresentado o estado da arte das turbinas eólicas de pequeno porte.

No capítulo 3 serão apresentados os fundamentos teóricos utilizados no projecto. A fundamentação teórica assenta na teoria da quantidade de movimento axial e na teoria do elemento de pá. Quando se combinam estas duas teorias obtém-se a teoria da quantidade de movimento do elemento de pá, na qual este trabalho se baseia.

No capítulo 4, apresentar-se-á o método computacional desenvolvido que implementa os fundamentos teóricos do capítulo 3.

No capítulo 5, serão apresentadas as características gerais do projecto, nomeadamente os parâmetros do projecto, onde se incluem a potência requerida, a velocidade do vento nominal, a TSR, o número de pás adoptado e a análise dos perfis alares. Será feita uma análise

de perfis candidatos a partir de programas comerciais de CFD. Também se fará referência a um programa desenvolvido em linguagem “C” para automatizar o processo da análise dos perfis, a partir dos programas de CFD utilizados.

No capítulo 6, são apresentados os *designs* e a análise aerodinâmica de três tipos de pás, utilizando os mesmos critérios de projecto apresentados no capítulo anterior. Uma pá com um *design* ideal será calculada e posteriormente modificada, de forma a encontrar uma solução que se considere de fácil construção e consequentemente muito mais económica.

O capítulo 7 apresentará uma análise do desempenho da pá modificada que mais se aproxima da pá ideal. A análise será executada para velocidades de vento e TSR's diferentes aos do projecto, de forma a observar-se o comportamento da pá escolhida.

No capítulo 8 faz-se a alusão à regulação da turbina, com o intuito de se obter a curva de funcionamento óptimo, e às razões que estão na base da limitação da potência da turbina.

O capítulo 9 conterà as conclusões do trabalho.

## **1.1 Motivação**

Sendo oriundo de Cabo Verde, um país com poucos recursos económicos e que se vê obrigado a consumir as “ditas” energias caras, as energias alternativas, como o vento e o sol, tornam-se uma alternativa viável para as famílias que frequentemente se debatem com os problemas energéticos associados à manutenção e ao consumo dessa mesma energia. Sendo Cabo Verde um país com um enorme potencial eólico e solar, faz com que estas alternativas sejam uma possibilidade a considerar para colmatar a escassez de energia e recursos económicos.

Numa altura em que os preços do barril de petróleo não param de subir, seria óptimo que cada unidade consumidora produzisse localmente a energia necessária ao seu funcionamento. Não só seria vantajoso em termos económicos para as famílias, mas também muito vantajoso do ponto de vista ecológico.

Como foi descrito anteriormente, o uso da geração eólica está em franca expansão. A motivação pessoal que norteia a construção do projecto que se apresenta passa por projectar uma turbina que seja economicamente aceitável e que vá de encontro ao poder de compra das famílias, não só em Cabo Verde, mas também aplicável a outros países que se debatem com o mesmo problema.

## 2. Revisão bibliográfica

A evolução das turbinas eólicas nas últimas décadas traduz o equilíbrio entre o desenvolvimento económico, o ruído, a aerodinâmica e as considerações estéticas. No último trimestre do século passado, o desenvolvimento da energia eólica proporcionou a oportunidade de se experimentar uma variedade de modelos de turbinas e materiais que por tentativa e erro, conduziu a uma configuração do rotor composto por três pás [7], como veremos mais a frente.

O projecto do rotor de uma turbina eólica inclui opções de materiais, número de pás, perfis alares, distribuição da corda e variação da torção ao longo da envergadura da pá. A escolha de cada um destes parâmetros, frequentemente envolve situações de conflito que precisam ser estudadas *à priori*. Os prós e os contras dessas escolhas devem ser analisados para que se possa compreender o estado actual do projecto das pás [7].

### 2.1 Tipos de turbinas eólicas

#### 2.1.1 Turbinas eólicas de eixo vertical

As turbinas eólicas de eixo vertical são caracterizadas pelo eixo de rotação que se encontra disposto na vertical, ou seja perpendicular à direcção do vento de incidência.

A principal vantagem deste tipo de turbinas é a sua capacidade de funcionar independentemente da direcção do vento, não necessitando de mecanismos de orientação que encarecem o custo do equipamento [32]. Também a disposição vertical do eixo é uma vantagem, pois, normalmente, requer estruturas de sustentação mais simples, além de permitir a obtenção da energia mecânica ao nível do solo, isto é, o acoplamento do rotor com o gerador é feito próximo do solo [33].

Dentro das TEEV's destacam-se as seguintes:

- As turbinas que funcionam por efeito de resistência aerodinâmica;
- As que funcionam por efeito de sustentação aerodinâmica.

Exemplo de turbinas que funcionam por resistência aerodinâmica são o anemómetro de copos que serve para medir a velocidade do vento e as turbinas de *Savonius*, (Figura 2.1).

As turbinas eólicas de eixo vertical que funcionam por efeito de sustentação são as *Darrieus* e um subtipo desta, com pás verticais, as *Giromill* (Figura 2.2).



**Figura 2.1:** De esquerda para direita: Anemómetro de copos e turbina de *Savonius*, [32].



**Figura 2.2:** De esquerda para direita: Turbina de *Giromill* e turbina de *Darrieus*, [9].

As principais desvantagens das turbinas de eixo vertical são:

- Fraca potência desenvolvida por unidade de área de captação do vento.
- Em cada rotação, uma das pás atravessa o escoamento na direcção contrária ao sentido do escoamento para que foi projectada, diminuindo assim a eficiência da mesma.
- Geralmente este tipo de turbinas utiliza perfis simétricos que em comparação com os perfis arqueados, usados nas TEEH's, são menos eficientes [7].
- Arranque “forçado”, isto é, as TEEV's necessitam de um impulso exterior para começarem a funcionar (binário de partida muito pequeno). Isto deriva do

facto de se encontrarem normalmente junto ao solo, onde as velocidades do vento são mais baixas [32].

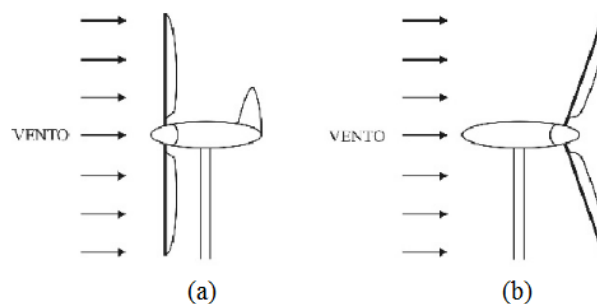
### 2.1.2 Turbinas eólicas de eixo horizontal

As turbinas de eixo horizontal são as mais utilizadas hoje em dia, porque desenvolvem maior força e potência por unidade de área de captação do vento. As especificações de desempenho destas máquinas vão de poucos *Watts* até máquinas com *7 Mega Watts* [9 e 26].

Normalmente, têm melhor rendimento que as TEEV's. Além disso, são capazes de atingir velocidades de rotação mais elevadas, o que as torna excelentes para aplicações que requerem altas velocidades de rotação, como a geração de energia eléctrica [33].

Os rotores das TEEH's são predominantemente movidos por forças de sustentação e devem possuir mecanismos capazes de permitir que o rotor esteja sempre em posição perpendicular ao vento. Isto é realizado pela introdução de um mecanismo de *yaw*, onde se empregam nos sistemas de controlo de posição, sensores e actuadores eléctricos. Conceptualmente, as pás podem ter as mais variadas formas e empregar os mais variados materiais. Em geral, utilizam-se pás rígidas de madeira, alumínio ou fibra de vidro reforçada.

Quanto à posição do rotor, em relação à torre, este pode estar a jusante (*down wind*) ou a montante do vento (*up wind*), como se pode visualizar na figura que se segue.



**Figura 2.3:** Classificação dos rotores quanto à posição relativa à torre: (a) rotor a montante, (b) rotor a jusante, [33].

Para rotores a jusante (*down wind*) existe a desvantagem da torre produzir esteira e conseqüentemente das pás, em cada rotação, terem de passar através dela. A esteira produzida pela torre é uma fonte de carga periódica (vibração), que pode causar fadiga nas pás ou então

provocar uma diminuição da potência gerada. A passagem das pás sobre a esteira é também uma fonte de ruído [19]. Por isso, a maior parte das turbinas são projectadas com o rotor a montante (*up wind*). O efeito causado pela esteira é conhecido como “sombra” da torre (*Tower shadow*).

Para rotores a montante, o efeito da “sombra” é provocado pelas pás causando esforços vibratórios na torre [37].

Uma das principais vantagens deste tipo de turbinas resulta no facto de tirarem partido de maiores velocidades do vento, uma vez que se encontram colocadas no cimo de postes com várias dezenas de metros acima da superfície da terra ou do mar. Outra vantagem, resulta do facto deste tipo de turbinas fazer variar a incidência das pás, de modo a operarem o maior tempo possível dentro dos valores óptimos de funcionamento.

Do ponto de vista operacional, pode-se referir que há dificuldade no transporte e instalação destas turbinas devido às suas grandes dimensões. Na Figura 2.4 é apresentado um exemplo de uma TEEH.



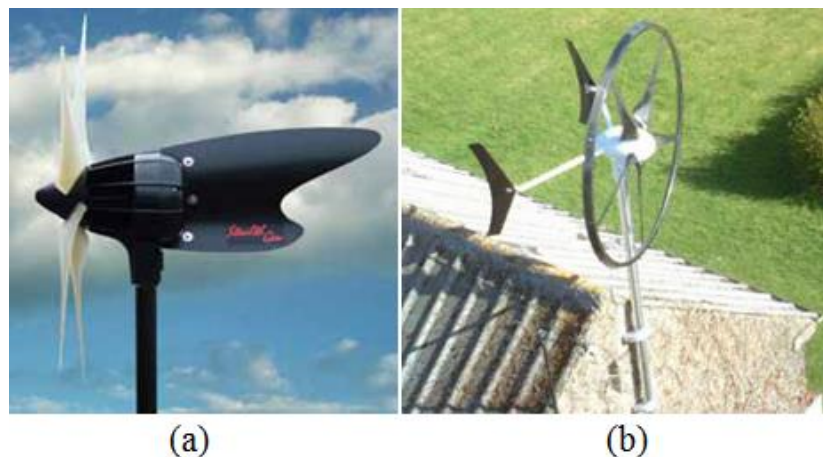
**Figura 2.4:** Turbina eólica de eixo horizontal *Bonus/Siemens Wind Power*, [2].

### 2.1.3 Pequenas turbinas eólicas (SWT)

Actualmente existem muitos exemplos de turbinas de pequeno porte. Algumas são desenvolvidas por universidades e outras, por empresas com fins comerciais [9].

Estas turbinas são classificadas pelo diâmetro do seu rotor e pela potência que desenvolve, variando de poucos *Watts* até aos 10 kW [8]. Neste tipo de turbina, o alinhamento à direcção perpendicular do vento é realizado também por um mecanismo de *yaw* (movimento de rotação em torno do eixo vertical). Geralmente, o mais utilizado é o leme, devido a sua simplicidade, fiabilidade e baixo custo.

Relativamente às características do rotor, as SWT's são compostas por duas ou mais pás, como se pode verificar na Tabela 2.1. Quanto aos materiais empregues no fabrico das pás, estes vão da madeira, devido ao seu baixo preço e fácil concepção, até materiais poliméricos individuais ou reforçados por materiais compósitos. Na Figura 2.5 são apresentados dois exemplos de turbinas de pequeno porte.



**Figura 2.5:** Exemplos de SWT's: (a) *Eclectic Energy Stealth Gen D400*, (b) *R. D. S. Turbines Swift Rooftop*, [9].

As SWT's têm como objectivo principal, complementar o sistema principal de energia de uma determinada casa ou instalação. Como em qualquer outra máquina, o objectivo define as características, pelo que existem vários conceitos disponíveis. O resultado da pesquisa bibliográfica feita é apresentado na Tabela 2.1.

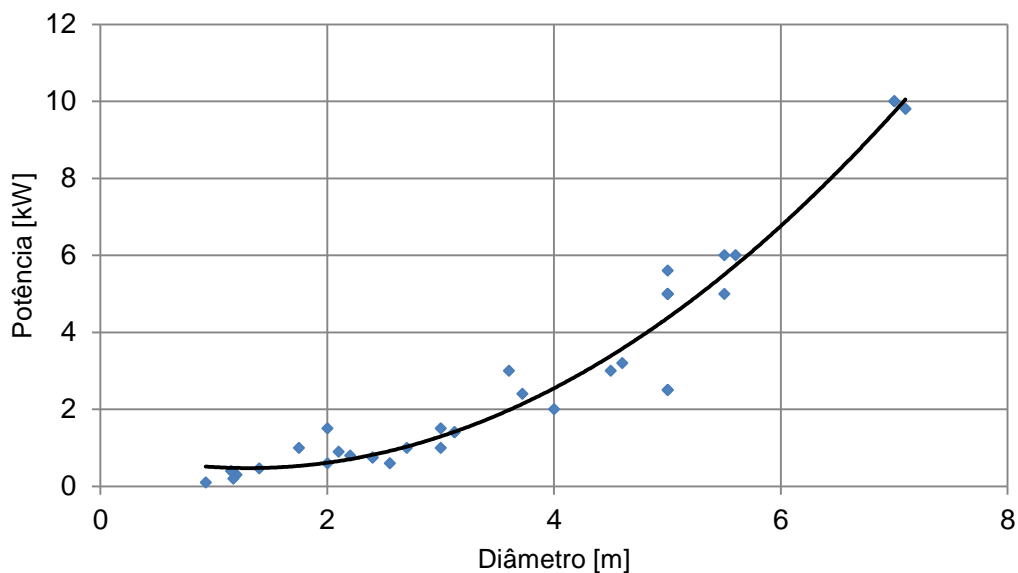
**Tabela 2.1:** Dados técnicos de diferentes SWT's.

<b>Fabricante/ Distribuidor</b>	<b>Modelo</b>	<b>Vel. Min [m/s]</b>	<b>Potência [kW]</b>	<b>Vel. Nom [m/s]</b>	<b>Diam. [m]</b>	<b>Nº Pás</b>
TH Rijswijk	TH Rijswijk 5	2.75	5	10.5	5	3
Sviab	VK 240	2.5	0.75	12	2.4	3
Ampair	Ampair Hawk 01	3.5	0.1	20	0.928	6
	Ampair Hawk 03	3	0.3	12.6	1.2	3
Fortis Wind Energy	Espada	3	0.8	14	2.2	2
	Passaat	2.5	1.4	16	3.12	3
	Montana	2.5	5.6	17	5	3
	Alize	3	10	12	7	3
Innova Wind Power	i 1 Power	3	1.4	16	3.12	3
	i 5 Power	2,5	5	17	5	3
	i 10 Power	3	10	13	7	3
	i 10 GridPower	3.5	9.8	11	7.1	3
Iskra Wind Turbines	Iskra	3	5	11	5.5	3
Eoltec	Sirocco	4	6	12	5.6	3
Proven Energy	WT 600	2.5	0.6	10	2.55	3
	WT 6000	2.5	6	12	5.5	3
Southwest WindPower	AirBreeze	2.68	0.2	12.5	1.17	3
	Whisper 200	3.4	1	11.6	2.7	3
	Whisper 500	3.4	3	10.5	4.5	3
	Skystram 3.7	3.4	2.4	13	3.72	3
Wind Energy Solutions	WES Tulipo	3	2.5	8.5	5	2
Vergnet	GEV 4/2	4.5	2	12.5	4	2
	GEV 5/5	4.5	5	15	5	2
Renewable Swift Turbines	Swift Rooftop	4	1.5	12	2	5
Tulipower	Tulipower 2.5	3	2.5	10	5	3
Sviab	VK 240	2.5	0.75	12	2.4	3
Surface Power Technologies	SP 460W	3	0.46	12.5	1.4	3
Windmission	600W Windflowe	3	0.6	12	2	6
	1 kW Windflowe	3	1	10		12
	4 kW Windflowe	3	4	13		12
WindSave	WS 1000	2.9	1	12	1.75	3
Windstream	Air 403	3	0.4	12.5	1.15	3
	Whisper H40	2.9	0.9	12.5	2.1	3
	Whisper H80	2.8	1	12.5	3	3
	Whisper H175	2.7	3.2	12.5	4.6	3
	BWC 150	3.6	1.5	12.5	3	3
Travere Industries	TI/3.6/3	2.8	3	12	3.6	2

Os dados apresentados na Tabela 2.1 foram obtidos do catálogo da *European Urban Wind Turbine Manufacturers*, [9]. Os dados recolhidos abrangem alguns modelos de SWT's. A escolha recaiu sobre aquelas que se consideram mais adequados para o estudo em questão, uma vez que se pretende dimensionar uma turbina do género.

Analisando a Tabela 2.1, pode-se reparar que a velocidade nominal de funcionamento situa-se entre os 8 e os 20 m/s, com grande predominância pelos 12 m/s. A potência representada na tabela, é obtida para as condições da velocidade nominal do vento. A velocidade de arranque é um parâmetro que varia muito de máquina para máquina, com as melhores a arrancarem com uma velocidade do vento de 2.5 m/s.

Pode-se observar de igual modo, a correlação entre o diâmetro do rotor e a potência desenvolvida pelas turbinas. Como se sabe, a potência extraível está directamente associada à dimensão (diâmetro) do rotor da turbina e à velocidade do vento; quanto maior for a área de captação maior será a sua potência, para a mesma velocidade do vento. Para uma melhor compreensão, é apresentado, na Figura 2.6, um gráfico que ilustra essa relação através da curva de tendência apresentada a preto.



**Figura 2.6:** Correlação entre a Potência e o diâmetro do rotor.

## 2.2 Desempenho das turbinas eólicas de eixo horizontal

### 2.2.1 Análise da performance em função do número de pás

Os rotores das turbinas eólicas podem ser constituídos por uma pá, duas pás, três pás ou múltiplas pás. Os rotores com configuração a três pás são os mais utilizados nos projectos de turbinas eólicas com rotor posicionado a montante da torre e isso pode-se ver em todos as turbinas instaladas nas últimas décadas. O número de pás adoptado depende de uma série de factores, como: a sua finalidade, a estrutura do suporte, o regime da velocidade dos ventos na região a que se destina, etc.

Os rotores com três pás têm a particular vantagem de possuir um momento polar de inércia<sup>1</sup> constante independentemente da posição azimutal e da sua posição em relação ao vento (*yawing*). Estas características contribuem para um funcionamento do rotor relativamente suave, até mesmo quando desalinhado com o vento (*yawing*). Os rotores compostos por duas pás têm um momento polar de inércia mais baixo quando as pás estão na posição vertical, do que quando estão na horizontal. Esta diferença de momento de inércia, relacionada com as mudanças de posição das pás, provoca desequilíbrio e instabilidade no equipamento [19].

Usando mais de três pás obtém-se também um rotor com um momento de inércia independente da sua posição. Este tipo de rotores raramente são utilizados devido ao alto custo associado à adição de pás [19].

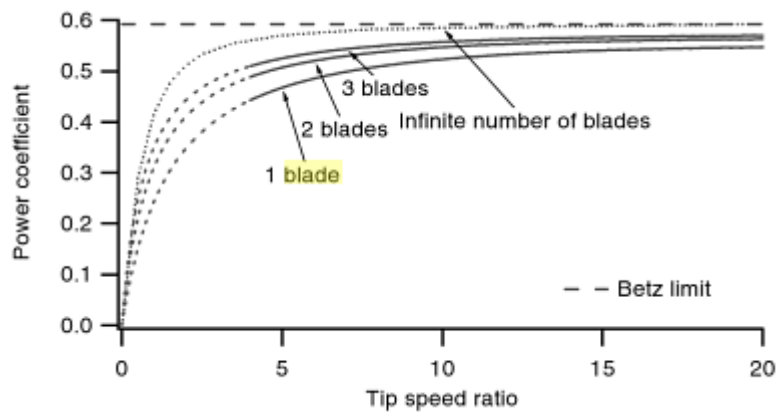
Apesar dos rotores com três pás apresentarem a desvantagem do custo e do peso, comparativamente aos rotores de uma e duas pás, em contrapartida, têm a vantagem de operarem com velocidades de rotação mais baixas para produzirem a mesma potência [33]. Os rotores com três pás também são preferidos por causa do baixo índice de ruído, derivado também de uma menor velocidade de rotação comparativamente às turbinas de duas pás, e menos crítico em relação à fadiga das pás [7].

---

<sup>1</sup> O momento polar de inércia, integra a contribuição da distribuição da massa ao longo das pás multiplicada pelo quadrado do raio de giração respectivo em relação ao eixo vertical que passa pelo eixo de rotação. Isto é, é idêntico ao momento de inércia, só que este é calculado relativamente ao eixo de rotação.

Para uma turbina com uma determinada solidez<sup>2</sup>, o aumento do número de pás implica o aumento das tensões na raiz das pás e no cubo, constituindo este, o critério principal para selecção do número de pás [19]. Deve-se considerar também que as turbinas utilizadas para a produção de electricidade são projectadas com altos valores de TSR's<sup>3</sup>. O aumento da TSR está intimamente associado à diminuição do número de pás, como se poderá verificar no capítulo 5.

Para um rotor a montante, a escolha do número de pás é também um compromisso entre a rigidez das pás para uma determinada distância a torre e a eficiência aerodinâmica. A configuração do rotor a três pás proporciona melhor esse compromisso [7]. Na Figura 2.7 pode-se visualizar uma comparação entre os ganhos de eficiência com o aumento do número de pás.



**Figura 2.7:** Coeficiente de potência máxima alcançada em função do número de pás não incluído a resistência aerodinâmica, [19].

Pode-se notar que o aumento do número de pás conduz a um aumento da eficiência aerodinâmica, mas essa dependência não é linear. Aumentando de uma para duas pás, verifica-se um aumento considerável na eficiência aerodinâmica, enquanto que aumentando de duas para três, esse incremento já não é tão significativo. Quando o número de pás é superior a três, este aumento penaliza demasiadamente a rigidez das pás, para uma dada solidez, para um aumento mínimo da eficiência aerodinâmica. De salientar também que o

<sup>2</sup> A solidez da pá é definida como a área total da pá dividida pela área circunferencial do rotor.

<sup>3</sup> A TSR é a razão entre a velocidade de rotação na ponta da pá e a velocidade do vento.

aumento do número de pás resulta numa menor rigidez do bordo exterior (*flap*) das pás [7], ocasionando problemas de vibração relacionados com a diminuição da espessura das pás.

As turbinas projectadas com altos valores de TSR apresentam pás flexíveis. A flexibilidade apresenta a vantagem de aliviar (contrariar o desenvolvimento de) tensões, mas com o embalamento do rotor a flexibilidade das pás não é totalmente vantajosa. Isto porque a flexibilidade das pás num rotor a montante da torre, em velocidades de vento forte, quando as pás estão altamente carregadas, pode gerar uma deformação exagerada das pás que em última instância poderá provocar o seu embate na na torre. Os componentes flexíveis, como as pás ou as torres, poderão ter frequências naturais perto da velocidade de funcionamento da turbina, o que deve ser evitado [19]. Neste sentido, as pás devem ser suficientemente fortes para não quebrarem e suficientemente rígidas para não atingirem a torre.

Uma forma de tratar as questões de frequência natural é a adição de material de modo a aumentar a espessura e a endurecer as pás. Infelizmente o aumento de material implica o aumento do peso das pás e a diminuição da eficiência aerodinâmica. Por outro lado, outros componentes da turbina, como o cubo e os rolamentos, devem ser ajustados de forma a suportar o aumento do peso das pás, o que encarece o produto final.

Para as turbinas de pequeno porte o aumento da eficiência aerodinâmica, resultante de um maior número de pás, é de certa forma diminuída pelos baixos valores do número de *Reynolds* [7]. Geralmente elevados números de *Reynolds* são obtidos para elevados valores de corda e alta velocidade como é caso das grandes turbinas. Ao passo que, menores números de *Reynolds* são obtidos para menores valores de corda e baixas velocidades, como é o caso das pequenas turbinas eólicas. Se se tiver em consideração a definição do número de *Reynolds*, pode-se reparar que menores valores de corda e/ou de velocidade implicam menores valores de forças de inércia.

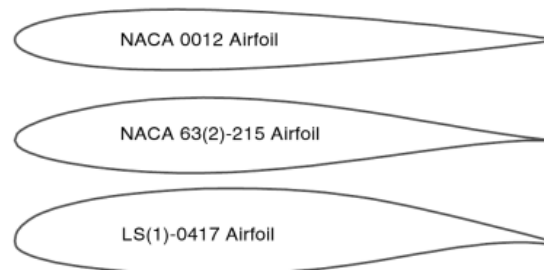
### **2.2.2 Perfis alares mais utilizados nas turbinas eólicas**

As pás das modernas TEEH's são projectadas usando famílias de perfis alares. As pontas das pás são projectadas com perfis com menor espessura relativa, para que se possa obter uma elevada relação Sustentação/Resistência aerodinâmica, e a região da raiz é projectada usando uma versão do mesmo perfil, ou outro, com uma maior espessura para o suporte estrutural [19].

Os perfis mais utilizados nas turbinas eólicas têm sido as séries NACA, NASA LS-1 e as séries *Wortmann* FX. Todos os perfis têm vantagens e desvantagens. A série NACA 230xx (que evidencia um bom comportamento aerodinâmico global), quando está suja e com incrustações, verificam-se grandes quedas no coeficiente de sustentação. A série NACA 44xx, que apresenta as mesmas qualidades, evidência o mesmo problema, mas em muito menor escala, [3 e 12]. Estes perfis são populares devido ao alto coeficiente de sustentação que possuem, baixo coeficiente de resistência aerodinâmica e baixo coeficiente do momento de picada<sup>4</sup> [19].

A série NASA LS-1 proporciona um desejável e alto coeficiente de sustentação em direcção à raiz da pá e contribui de igual modo com um bom coeficiente de sustentação na ponta da pá. Também apresenta uma reduzida sensibilidade à rugosidade no bordo de ataque comparativamente as séries NACA 230xx e NACA 44xx, [19].

A serie NACA 63-2xx tem características semelhantes às da série NASA LS. Também é muito utilizada quando se quer manter um bom desempenho aerodinâmico na ponta da pá [19]. Os perfis acima mencionados podem ser vistos na figura que segue.



**Figura 2.8:** Exemplo de diferentes perfis utilizado em turbinas eólicas, [19].

As séries NACA e NASA são frequentemente utilizadas nos projectos e no desenvolvimento das pás das TEEH's, por estarem amplamente estudadas. Mas estes perfis foram desenvolvidos e concebidos para aplicações aeronáuticas, estando de alguma forma

---

<sup>4</sup> Momento de picada, é o momento, positivo ou negativo, que, em termos estruturais, tem o significado de momento de torção no encastramento asa/fuselagem ou pá/cubo de uma turbomáquina axial [34].

desajustados ao aproveitamento da energia eólica, devido à perda obrigatória das suas características aerodinâmicas ao longo do tempo.

A perda das suas características, como foi referido anteriormente, deve-se às incrustações e sujidades. Testes demonstraram que, quando as pás estão sujas, a potência poderá cair até 40%, comparativamente à mesma pá, se esta estiver limpa. Até mesmo o perfil NASA LS-1, que foi projectado para tolerar o efeito da rugosidade, apresenta esse problema, [19]. Por esta razão outros perfis andam a ganhar terreno em relação às series NACA, como por exemplo, os perfis da família NREL, que são projectados especificamente para TEEH's. Comparativamente aos perfis NACA e NASA LS-1, a perda de produção anual de energia, devido aos efeitos da rugosidade do perfil, é menor em cerca de metade nos perfis da NREL, [12].

A designação dos perfis da família NREL começa com o S801 e termina com o S828, representando a ordem numérica em que os perfis foram concebidos (entre 1984 e 1995) [12].

Também, o laboratório *Risø*, na Dinamarca, desenvolveu três famílias de perfis especificamente projectados para turbinas eólicas, com o mesmo intuito do laboratório da NREL. Os perfis desenvolvidos foram; *Risø-A1*, *Risø-P* e *Risø-B1*.

Os perfis *Risø-A1* foram desenvolvidos para rotores de 600 kW ou maiores. Testes em túnel de vento e testes de campo mostraram que esses perfis são adequados para turbinas controladas por perda (*stall*) e/ou para turbinas com controlo activo de perda (*active stall control*). Contudo, a sensibilidade à rugosidade foi maior do que o esperado [38].

Os perfis *Risø-P* foram desenvolvidos para substituir os perfis *Risø-A1* e para uso em turbinas com controlo do ângulo de passo (*pitch controlled*) [38].

Os perfis *Risø-B1* foram desenvolvidos para rotores de velocidade variável de grandes dimensões (muitos mega *Watts*) com controlo do ângulo de passo. Testes de túnel de vento demonstraram que esses perfis são muito insensíveis a rugosidade no bordo de ataque e verificou-se de igual modo que esses perfis apresentam um elevado coeficiente de sustentação [38].

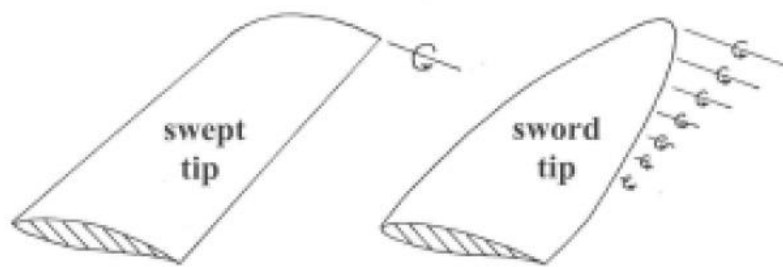
### 2.2.3 Geometria da pá

Actualmente o custo mínimo de energia é o critério usado para projectar e otimizar a geometria das pás em detrimento da produção de energia anual máxima. A optimização do custo mínimo de energia requer um método multidisciplinar que inclua um modelo aerodinâmico, um modelo estrutural para as pás, bem como os modelos de custos para as pás.

O processo de concepção das pás depende da máquina que se pretende produzir e do local onde será instalada, por isso, a sua concepção é relativa e multi-objectiva. Para máquinas muito grandes, o custo de optimização da energia normalmente resulta numa pá com menos solidez do que se fosse optimizada para a energia anual máxima [7]. Quanto menor a solidez mais elevados serão os valores de TSR, o que resulta numa menor área total das pás. Isto, por sua vez, poderá resultar em pás mais leves e mais baratas.

Minimizar o custo de energia, significa não só manter baixos os custos de produção da turbina, mas também manter baixos os custos de operação e manutenção da turbina [19].

O custo mínimo de energia também beneficia os rotores de alta velocidade, onde o ruído é limitado [7]. Testes experimentais têm demonstrado que para a produção máxima de energia normalmente se utilizam pás com um formato na ponta do tipo *swept*, enquanto que para restringir o ruído, normalmente se recorre a um formato na ponta do tipo *sword*, à custa de uma redução no desempenho da turbina (Figura 2.9) [7].



**Figura 2.9:** Geometria da ponta das pás, [7].

As perdas na ponta das pás de um rotor são típicas de qualquer situação real (asas de aviões ou pás de turbomáquinas) e são devidas à extensão finita das pás. Elas são causadas pelo desvio do escoamento do lado de alta pressão para o lado de baixa pressão da pá em torno da sua ponta, trazendo um padrão de escoamento tridimensional em torno da pá. De

forma a minimizar esse fenómeno, fabricantes de turbinas eólicas tem adoptado *winglet* na ponta das pás. A utilização de *winglet*, não só diminui o efeito de perda com o aumento do coeficiente de sustentação nessa zona, como também ajuda a diminuir a geração do ruído, [27].



**Figura 2.10:** Pá de uma turbina eólica da empresa *Enercon* utilizando *winglet* na ponta, [27].

Relativamente à torção geométrica da pá, *Habali et al*, [3], afirmam que a forma correcta de a definir é, em termos da linha da corda do perfil, através do seu ângulo de torção. No entanto, a torção é definida a partir da configuração de cada divisão da pá ao longo da envergadura de acordo com as condições do escoamento. O ângulo de torção é normalmente grande junto à raiz da pá (onde a velocidade de rotação é baixa) e pequena na ponta da pá (onde a velocidade de rotação é elevada). Esta situação sugere uma correspondência entre a torção e a velocidade de rotação, já que a velocidade relativa é a soma vectorial da velocidade de rotação e da velocidade do vento. Para obter a melhor torção há duas hipóteses a serem consideradas:

- A primeira é fixar a velocidade de rotação do rotor e procurar a torção ideal;
- A segunda é fixar a torção e encontrar a melhor velocidade de rotação da máquina.

Considera-se a primeira opção a mais adequada, porque se torna mais fácil projectar a caixa de velocidades e o gerador [3].

## 2.3 Sistemas de controlo das turbinas eólicas

As turbinas eólicas de eixo horizontal utilizam sistemas de controlo da velocidade de rotação, de forma a controlar a potência e também para manter os materiais dentro de um certo limite de tensões. Estes sistemas permitem manter a potência nominal da turbina em condições do vento acima da condição nominal, limitando a velocidade de rotação, ou então bloquear o rotor em velocidades do vento muito elevadas.

As turbinas apresentam diversos sistemas de controlo de velocidade de rotação, variando no grau de sofisticação. No topo da complexidade estão os sistemas de ajuste do ângulo de passo (*pitch control*).

As TEEH's de médio e grande porte normalmente contêm mecanismos de ajuste do ângulo de passo, sendo a variação de passo produzida por sistemas hidráulicos. O controlo do ângulo de passo, pode variar em toda a pá (*full-span pitch control*) ou apenas variar numa secção parcial na ponta da pá (*partial span pitch control*). A potência é controlada pelo ajuste do ângulo de passo relativamente à direcção do vento. Se a potência se tornar demasiado elevada, devido ao aumento da velocidade do vento, as pás são rodadas para diminuir o ângulo de ataque de forma a controlar a potência de saída. Inversamente, quando o vento baixa para valores menores que o da velocidade nominal, as pás são viradas para dentro. Ainda em relação à regulação do ângulo de passo, existem sistemas passivos, em que a variação do ângulo de passo é produzida por acção de forças de origem aerodinâmica, que provocam a rotação da pá sobre o eixo longitudinal em diferentes condições de funcionamento.

As TEEH's de menor dimensão recorrem a métodos de controlo passivos mais simples. Este tipo de turbinas tem pás com o ângulo de passo fixo e são controladas por *stall* (*stall-controlled*) para limitar a potência. A geometria das pás é concebida para causar a separação do escoamento no extradorso da pá, quando a velocidade do vento se torna muito elevada. Desta forma, as pás são projectadas para terem uma determinada torção, de forma a garantir que entram em perda gradualmente, quando a velocidade do vento atinge valores críticos. Normalmente recorre-se a este tipo de controlo, para evitar o elevado custo e a manutenção que os mecanismos de controlo do ângulo de passo impõem.

Existem outros sistemas de controlo passivo, mais simples, também utilizados nas turbinas de pequeno porte. O controlo da velocidade de rotação e da potência é normalmente imposto pelo desalinhamento do eixo do rotor com a direcção do vento. Este desalinhamento

pode ser produzido pelo rebatimento do corpo do gerador, ou por movimento de um sistema de leme em relação ao plano do rotor.

## 2.4 Estado da arte

Após a análise de algumas dezenas de publicações científicas relacionadas com as turbinas eólicas de pequeno porte, verificou-se que o âmbito dos projectos analisados, na sua grande maioria, partilhavam dos mesmos objectivos. Neste sentido, seleccionaram-se os trabalhos com maior relevo para o objecto de estudo do presente trabalho.

Uma das diferenças entre as turbinas eólicas de grande e pequeno porte é que as turbinas eólicas de pequeno porte estão geralmente localizadas onde a energia é necessária, muitas vezes dentro de zonas urbanas, e não, onde o vento é mais favorável. Nesses locais, o vento é normalmente fraco, irregular e instável por causa da presença de edifícios e outras obstruções adjacentes.

Para se produzir uma potência razoável numa turbina eólica de pequeno porte localizada nesses ambientes e de modo a justificar economicamente essa instalação, as turbinas têm de melhorar a sua captação de energia. Isto significa, que as pequenas turbinas devem ser especificamente projectadas para trabalhar eficazmente nessas áreas, pois associado a baixas velocidades está o baixo número de *Reynolds*. O baixo número de *Reynolds* normalmente está relacionado com a diminuição da eficiência do perfil ( $C_l/C_d$ ) [10].

Embora o desempenho global de uma turbina eólica esteja sujeita a efeitos tridimensionais e a instabilidades aerodinâmicas não consideradas na sua concepção, ganhos substanciais podem ser obtidos com o refinamento da análise 2D (optimização dos perfis alares). Neste sentido, *Gigueere e Selig*, [13] apresentaram uma revisão bibliográfica sobre o *design* aerodinâmico e um relatório de seis perfis melhorados, especialmente adaptados para turbinas eólicas de pequeno porte. O estudo incidiu sobre os aspectos aerodinâmicos de forma a tornar as turbinas mais eficientes e capazes de explorar locais com menor velocidade do vento, frequentemente encontradas nos centros urbanos. Também, incidiu sobre aspectos aero-acústicos, que é um aspecto muito importante quando a exploração da energia eólica coincide com centros urbanos.

*Pinheiro Vaz et al*, [14] apresentaram os resultados obtidos de um estudo sobre 41 perfis alares para a utilização na construção de rotores de turbinas de pequeno porte. O estudo

realizado corresponde à obtenção dos ângulos de ataque ótimos para um dado perfil aerodinâmico, com características pré-definidas, ou seja, a determinação do ângulo de ataque que apresente o melhor coeficiente de potência.

*Henriques et al*, [15] apresentaram um projecto de um novo perfil para turbinas eólicas que atinge um alto desempenho em ambiente urbano, aumentando ao máximo a sustentação. Para esse efeito, aplicaram um método inverso para obter o novo perfil, em que a distribuição da pressão ao longo da corda se mantém constante. Comparativamente aos modelos convencionais, o novo perfil aumenta ao máximo a sustentação, tem menor pico de sucção na ponta e um controlo suave do comportamento de perda aerodinâmica, devido a uma redução do gradiente de pressão negativo no lado da sucção.

Outros estudos têm vindo a ser desenvolvidos a nível da optimização aerodinâmica 3D dos rotores das turbinas eólicas. Exemplo disso, *Lanzafame et al*, [16], apresentaram um novo *design* para pás de turbinas eólicas de baixo custo e com um alto coeficiente de potência. Os autores dividiram uma pá em duas partes, cada uma com um ângulo de torção diferente de modo a optimizar o fluxo aerodinâmico, sem torção geométrica, mas com corda variável ao longo da envergadura da pá. Segundo eles, a nova pá revela uma certa perda de energia devido aos vórtices na ponta de cada parte da pá, que pode ser minimizada por *winglets*, mas prova que é possível criar uma turbina eólica com elevado coeficiente de potência.

Como se sabe, a potência é proporcional à potência cúbica da velocidade incidente e qualquer pequeno aumento na velocidade do vento gera um grande aumento na produção de energia. Consequentemente, muitos grupos de pesquisa têm tentado explorar este relacionamento. *Wang et al*, [10], publicaram um estudo com o objectivo de investigar a possibilidade de melhorar a captação da energia eólica, em condições de baixa velocidade do vento em zonas urbanas. As actividades relatadas nesse trabalho são: a optimização do *design* de uma tubeira e a validação do modelo em CFD. O desenho final da tubeira aumenta a velocidade do ar por um factor de 1,5 vezes o equivalente a um aumento na produção de energia de 2,2 vezes com a mesma área varrida ou seja, com a mesma turbina.

Anteriormente, outros grupos de pesquisa já haviam explorado essa possibilidade. *Matsushima et al*, [17], estudaram o efeito que um difusor tinha sobre a potência gerada pelas turbinas eólicas de pequeno porte. O efeito do difusor sobre a velocidade do vento foi analisado através de simulações e mostraram que a velocidade do vento no difusor foi fortemente influenciada pelo ângulo e extensão da divergência do difusor. A velocidade

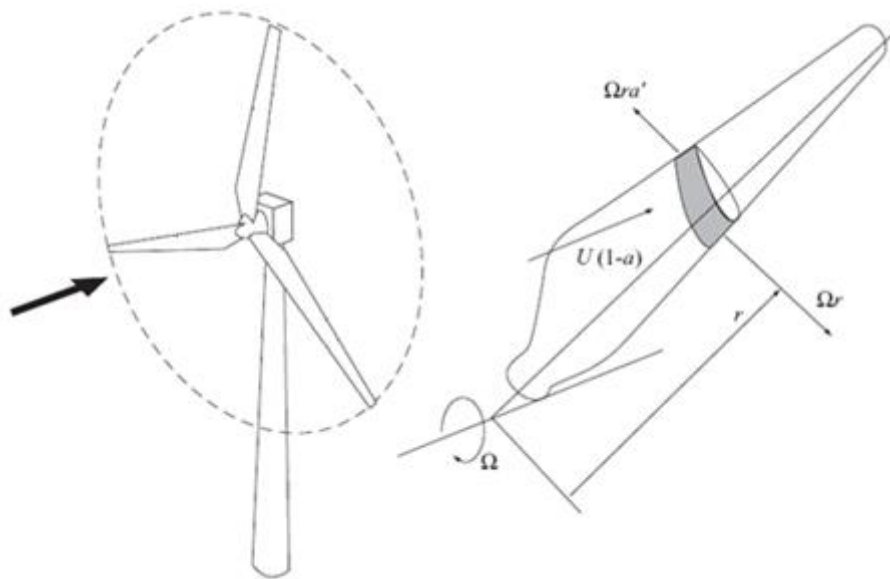
máxima do vento aumentou 1,7 vezes com a selecção adequada da forma do difusor. Testes realizados que utilizaram dispositivos de análise real e com um difusor, confirmaram que a potência de saída no gerador aumentou até 2,4 vezes comparativamente à de uma turbina sem difusor.

Também *Abe et al*, [18], a partir de pesquisas experimentais, mostraram que, com uma turbina envolta por um difusor, se conseguia gerar mais energia do que uma turbina eólica “nua”, com um coeficiente de potência quatro vezes superior. Mostraram também, que a jusante da turbina com difusor, os vórtices gerados são facilmente dispersados comparativamente a uma turbina normal, sendo esta, outra característica que facilita a captação da energia eólica.

*Sharma et al*, [25], apresentaram um novo conceito de turbina eólica com pás telescópicas inteligentes, analisado a partir de um modelo matemático baseado no elemento de pá – teoria da quantidade de movimento. O conceito usa a ideia de se estender as pás, quando a velocidade do vento cai abaixo do nível nominal, aumentando a área varrida, e, assim, manter uma potência relativamente elevada. Mostram que, para um dado local, a produção anual de energia de uma turbina eólica, que dobre o comprimento da pá, pode ser o dobro de uma turbina correspondente com pás de comprimento fixo.

### 3. Fundamentos teóricos

As turbinas eólicas são dispositivos de conversão de energia, usadas para aproveitar a força do vento de forma a gerar electricidade. A principal componente de uma turbina eólica é o rotor. O rotor transforma a energia cinética, do movimento do ar, em energia mecânica que é aproveitada por um gerador para produzir electricidade. A capacidade do rotor em converter uma porção máxima de energia eólica, que flui através da área varrida do rotor, em energia mecânica, é o resultado directo das suas propriedades aerodinâmicas.



**Figura 3.1:** Concepção básica de uma turbina eólica de eixo horizontal, [1].

A figura acima mostra esquematicamente uma TEEH, com a direcção do vento perpendicular à área varrida. Antigamente, as turbinas eólicas usavam a resistência aerodinâmica para produzirem binário. As turbinas actuais utilizam pás com perfis alares de forma a fazer uso da sustentação aerodinâmica, o que resulta em coeficientes de potência muito superiores comparativamente às turbinas de resistência aerodinâmicas.

#### 3.1 Potencial teórico da energia eólica

A energia cinética por unidade de tempo, que atravessa a área de uma turbina eólica, depende do caudal mássico do ar e da velocidade do escoamento.

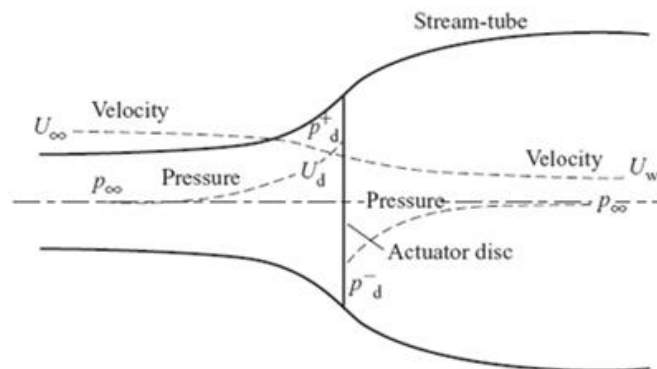
$$P_{disp} = \frac{1}{2} \dot{m} U^2 = \frac{1}{2} \rho A U^3 \quad (3.1)$$

Mas toda esta energia não está disponível devido a perdas e também, devido ao facto do ar necessitar de velocidade residual para se mover para fora do rotor da turbina.

### 3.1.1 Teoria da quantidade de movimento e o limite de *Betz*

Um modelo básico, desenvolvido por *Albert Betz*, pode ser usado para determinar o funcionamento e a potência de um rotor ideal. Este modelo é baseado na teoria da quantidade de movimento axial [19].

A análise assume um volume de controlo, em que as fronteiras do volume de controlo são as superfícies de um tubo de corrente (*stream tube*), e duas secções transversais do tubo de corrente, como ilustrado na Figura 3.2. A turbina é representada por um disco actuador (*Actuator disc*), que cria uma descontinuidade na pressão do ar que escoa através do tubo de corrente.



**Figura 3.2:** Extração da energia a partir do modelo do disco actuador, [1].

Aplicando a conservação da quantidade de movimento linear no volume de controle, envolvendo todo o sistema, é possível determinar a força resultante. Esta força é igual e oposta ao impulso,  $T$ , que é a força do vento sobre a turbina eólica. A partir da conservação da quantidade de movimento linear para um escoamento estacionário, unidimensional e incompressível, o impulso é igual e oposto à taxa da variação da quantidade de movimento [19]:

$$T = U_\infty(\rho A U)_\infty - U_w(\rho A U)_w \quad (3.2)$$

Onde  $\rho$  é a densidade do ar,  $A$  é a área transversal do disco actuador e  $U$  é a velocidade do escoamento. O símbolo  $\infty$  refere-se às condições muito a montante,  $d$  refere-se às condições do disco e  $w$  refere-se às condições da esteira distante, como se pode visualizar na Figura 3.2.

Para um escoamento estacionário,  $\rho A_\infty U_\infty = \rho A_d U_d = \rho A_w U_w = \dot{m}$ , portanto:

$$T = \dot{m}(U_\infty - U_w) \quad (3.3)$$

O impulso é positivo, logo a velocidade atrás do rotor,  $U_w$ , é menor do que a velocidade muito a montante do rotor,  $U_\infty$ . Aplicando a equação de *Bernoulli*<sup>5</sup> separadamente para as secções a montante e a jusante do tubo de corrente. No tubo de corrente a montante do disco vem:

$$p_\infty + \frac{1}{2}\rho U_\infty^2 = p_d^+ + \frac{1}{2}\rho U_d^2 \quad (3.4)$$

No tubo de corrente a jusante do disco:

$$p_d^- + \frac{1}{2}\rho U_d^2 = p_w + \frac{1}{2}\rho U_w^2 \quad (3.5)$$

Assumindo que muito a montante e muito a jusante do disco actuador a pressão é igual ( $p_\infty = p_w$ ), o impulso poderá ser expresso como um somatório das forças que actuam em cada lado do disco actuador:

$$T = A_d(p_d^+ - p_d^-) \quad (3.6)$$

Resolvendo para  $(p_d^+ - p_d^-)$ , utilizando as Equações (3.4) e (3.5) e substituindo na Equação (3.6), obtém-se:

$$T = \frac{1}{2}\rho A_d(U_\infty^2 - U_w^2) \quad (3.7)$$

Igualando as Equações (3.3) e (3.7) e reconhecendo que a taxa do caudal massico é  $\rho A_d U_d$ , obtém-se:

$$U_d = \frac{U_\infty + U_w}{2} \quad (3.8)$$

Assim, a velocidade do vento no plano do rotor é a média das velocidades do vento a montante e a jusante.

---

<sup>5</sup> A equação de Bernoulli diz que, em condições estáveis, a energia total no escoamento, incluindo a energia cinética, a energia de pressão estática e a energia potencial gravitacional, permanece constante desde que nenhum trabalho seja realizado pelo fluido [1].

Se definir o factor de indução axial,  $a$ , como sendo uma redução fraccionária na velocidade do vento entre a velocidade da corrente livre e o plano do rotor, então:

$$a = \frac{U_\infty - U_d}{U_\infty} \quad (3.9)$$

$$U_d = U_\infty(1 - a) \quad (3.10)$$

e

$$U_w = (1 - 2a)U_\infty \quad (3.11)$$

Se se reparar na Equação (3.11), pode-se verificar que metade da perda da velocidade axial no tubo de corrente ocorre a montante do disco actuador e metade a jusante.

A teoria aplica-se até ao momento em que  $a = 1/2$ . A Equação (3.11) mostra que  $U_w$  será negativa para valores de  $a > 1/2$ , o que fisicamente não é possível [1].

Se se multiplicar o impulso gerado, Equação (3.7), pela velocidade do disco obtém-se a potência do rotor,  $P$ , dada pela Equação (3.12).

$$P = \frac{1}{2}\rho A_d (U_\infty^2 - U_w^2)U_d = \frac{1}{2}\rho A_d U_d (U_\infty + U_w)(U_\infty - U_w) \quad (3.12)$$

Substituindo  $U_d$  e  $U_w$  a partir das Equações (3.10) e (3.11) obtém-se:

$$P = \frac{1}{2}\rho A_d U_\infty^3 4a(1 - a)^2 \quad (3.13)$$

Geralmente o desempenho do rotor de uma turbina eólica é caracterizado pelo seu coeficiente de potência<sup>6</sup>,  $C_p$ :

$$C_p = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho U_\infty^3 A_d} = 4a(1 - a)^2 \quad (3.14)$$

Derivando a Equação (3.14) em relação ao factor de indução axial,  $a$ , e igualando-a a zero, obtém-se o valor máximo do coeficiente de potência ideal. Tal acontece quando o valor de  $a = 1/3$ . Assim o  $C_p$  máximo é [19]:

$$C_{p \max} = \frac{16}{27} = 0.5926$$

Quando  $a = 1/3$

---

<sup>6</sup> O coeficiente de potência (adimensional) representa a fracção de energia do vento que é extraída pelo rotor.

Este resultado indica que, se um rotor ideal for projetado para funcionar de tal forma que a velocidade do vento no rotor for  $2/3$  da velocidade do vento da corrente livre, então a turbina estará a funcionar no ponto de produção de potência máxima [19]. Isto é conhecido como o limite de *Betz* e nenhuma turbina eólica projectada até à data foi capaz de ultrapassar este limite. As turbinas eólicas modernas obtêm na prática coeficientes de potência na ordem dos 0.47 [1].

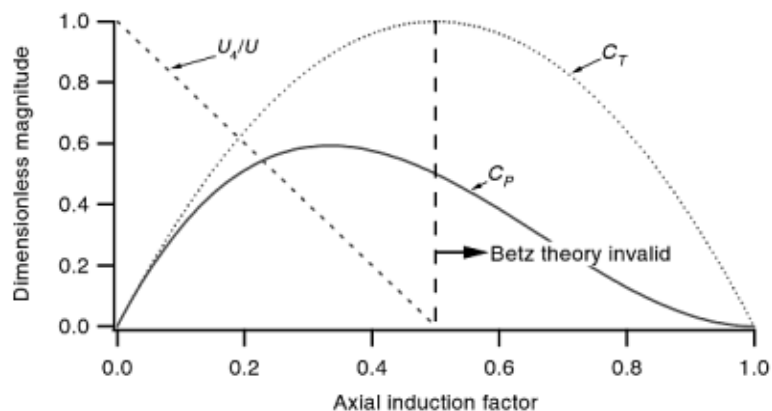
A partir das Equações (3.7), (3.10) e (3.11) o impulso axial no rotor pode ser escrito da seguinte forma:

$$T = \frac{1}{2} \rho A_d U_\infty^2 [4a(1 - a)] \quad (3.15)$$

O impulso na turbina eólica pode ser caracterizado também por um coeficiente adimensional,  $C_T$ , tal como no coeficiente de potência, dado por;

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho U_\infty^2 A_d} = 4a(1 - a) \quad (3.16)$$

Da mesma forma que o coeficiente de potência, o coeficiente de impulso também tem um máximo. Quando  $a = 1/2$  o máximo de  $C_T = 1.0$  e a velocidade a jusante do rotor é igual a zero. Quando  $a = 1/3$ , onde a potência gerada é máxima, o  $C_T$  toma o valor de  $8/9$ . Um gráfico dos coeficientes de potência e de impulso para uma turbina de *Betz* ideal é ilustrada na Figura 3.3. Pode-se reparar na Figura 3.3 que o modelo idealizado por *Betz* não é válido para factores de indução axial superiores a  $1/2$ .



**Figura 3.3:** Parametros de funcionamento de um turbina de *Betz* [19].

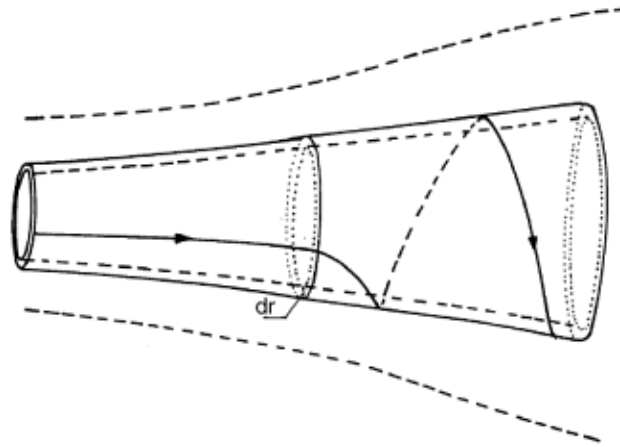
Em conclusão, a teoria do disco actuador fornece uma base lógica para demonstrar que a velocidade do escoamento no rotor é diferente da velocidade de corrente livre (*free stream velocity*). O limite de *Betz*,  $C_{p\ max} = 0.5926$ , é o coeficiente de potência máximo teoricamente possível alcançado por um rotor de uma turbina eólica. Na prática, três efeitos levam a uma diminuição do coeficiente de potência máximo alcançável [19];

- Rotação na esteira a jusante do rotor;
- Um número finito de pás associado à perda na ponta das pás do rotor;
- Existência de forças de resistência aerodinâmica.

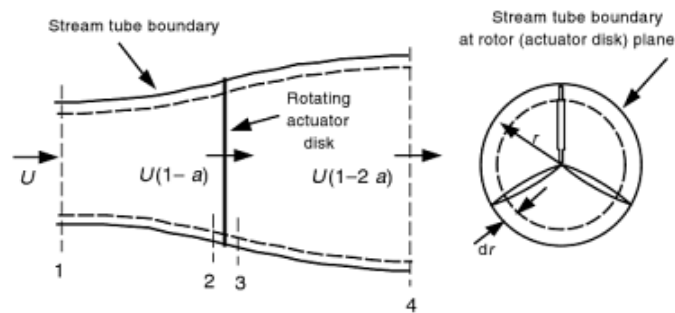
### **3.1.2 Rotação da esteira na teoria da quantidade de movimento**

A teoria anterior (teoria do impulso axial) foi desenvolvida com o pressuposto de que nenhuma rotação era transmitida ao escoamento e que a queda de pressão era produzida por um disco actuador. Mas na realidade, o escoamento tem movimento de rotação devido à reacção do binário das pás. Este movimento de rotação implica uma perda adicional de energia.

A teoria anterior pode incluir os efeitos de rotação no escoamento gerado pelo rotor, isto é, o rotor produz uma quantidade de movimento angular. No caso de um rotor “real”, o escoamento a jusante do rotor gira na direção oposta ao rotor, em reacção ao binário exercido pelo escoamento no rotor. Usando a análise do tubo de corrente, as equações que expressam a relação entre as velocidades da esteira (axial e rotacional) e a velocidade do vento no rotor podem ser determinadas. Um modelo do tubo de corrente, ilustrando a rotação da esteira, é mostrado na Figura 3.4.



**Figura 3.4:** Modelo do escoamento do tubo de corrente a jusante das pás de uma turbina eólica [19].



**Figura 3.5:** Geometria para análise do escoamento através de um rotor [19].

De forma a seguir os índices anteriores, assume-se, na Figura 3.5, que a posição  $1 = \infty$  se refere às condições muito a montante,  $2 = 3 = d$  se refere às condições do disco e  $4 = w$  se refere às condições da esteira distante.

A aquisição de uma componente rotacional da velocidade resulta num aumento da energia cinética a jusante da turbina, que é compensada por uma queda de pressão estática do ar na esteira. Esta geração de energia cinética rotacional na esteira, resulta numa menor extracção de energia por parte do rotor. Em geral, a energia cinética adicional na esteira será maior se o binário gerado for maior, [1].

Se se assumir que a velocidade angular transmitida para o escoamento,  $\omega$ , é pequena comparada com a velocidade angular,  $\Omega$ , do rotor, então também se pode assumir que a pressão na esteira completamente desenvolvida é igual à pressão da corrente livre.

A análise que se segue é baseada na utilização de um tubo de corrente com raio,  $r$ , e espessura,  $dr$ , resultando numa área de secção transversal igual a  $2\pi r dr$  (ver Figura 3.5). A pressão, a rotação da esteira e os factores de indução são assumidos como funções do raio [19].

Considerando um volume de controle que se move com a velocidade angular da pá, a equação da energia pode ser aplicada, nas secções a montante e a jusante da pá, para derivar uma expressão para a diferença de pressão. No disco, a velocidade angular do ar em relação à pá aumenta de  $\Omega$  para  $\Omega + \omega$ , enquanto que a componente axial da velocidade permanece constante [19]. Assim:

$$p_d^+ - p_d^- = \rho \left( \Omega + \frac{1}{2} \omega \right) \omega r^2 \quad (3.17)$$

O impulso resultante num segmento anelar,  $dT$ , é:

$$dT = (P_d^+ - P_d^-) dA = \left[ \rho \left( \Omega + \frac{1}{2} \omega \right) \omega r^2 \right] 2\pi r dr \quad (3.18)$$

Um factor de indução tangencial<sup>7</sup>,  $a'$ , é então definido por:

$$a' = \frac{\omega}{2\Omega} \quad (3.19)$$

Incluindo a rotação da esteira na análise, a velocidade induzida no rotor não terá apenas uma componente axial,  $Ua$ , mas também uma componente no plano do rotor,  $r\Omega a'$ . Sendo assim, a expressão para o impulso é dada por:

$$dT = 4a'(1 - a') \frac{1}{2} \rho \Omega^2 r^2 2\pi r dr \quad (3.20)$$

A Equação (3.20) também pode ser expressa em função do factor de indução axial, dado por [19]:

$$dT = 4a(1 - a) \frac{1}{2} \rho U^2 2\pi r dr \quad (3.21)$$

Igualando as Equações (3.20) e (3.21) obtém-se a Equação (3.22):

$$\frac{a(1-a)}{a'(1-a')} = \frac{\Omega^2 r^2}{U_\infty^2} = \lambda_r^2 \quad (3.22)$$

---

<sup>7</sup> É a relação entre a velocidade angular transmitida ao escoamento e a velocidade angular do rotor.

A partir da equação (3.22) define-se a razão da velocidade de ponta,  $\lambda$ , dada por:

$$\lambda = \frac{\Omega R}{U_\infty} \quad (3.23)$$

Para qualquer posição radial, a razão da velocidade local pode ser definida como:

$$\lambda_r = \frac{\Omega r}{U_\infty} = \frac{\lambda r}{R} \quad (3.24)$$

Quando se aplica a conservação da quantidade de movimento angular, obtém-se a expressão do binário do rotor. Para esta situação, o binário exercido pelo rotor,  $dQ$ , deve ser igual à taxa de variação da quantidade de movimento angular do ar que passa através de um “anel” do disco, de raio,  $r$ , e largura radial,  $dr$ . O incremento do binário imposto ao anel é dado por:

$$dQ = d\dot{m}(\omega r)(r) = (\rho U_a 2\pi r dr)(\omega r)(r) \quad (3.25)$$

Usando as Equações (3.10) e (3.19), a Equação (3.25) pode ser reduzida em

$$dQ = 4a'(1-a)\frac{1}{2}\rho U_\infty \Omega r^2 2\pi r dr \quad (3.26)$$

A potência gerada em cada segmento é igual ao incremento do binário multiplicado pela respectiva velocidade angular, logo:

$$dP = dQ \cdot \Omega \quad (3.27)$$

Introduzindo a Equação (3.26) na Equação (3.27) e usando a definição da TSR local,  $\lambda_r$ , a expressão para potência gerada em cada segmento transforma-se em [19]:

$$dP = \frac{1}{2}\rho A U_\infty^3 \left[ \frac{8}{\lambda^2} a'(1-a)\lambda_r^3 d\lambda_r \right] \quad (3.28)$$

A contribuição do coeficiente de potência, em cada segmento anelar, é dada por:

$$dC_p = \frac{dP}{\frac{1}{2}\rho A U_\infty^3} \quad (3.29)$$

Inserindo a Equação (3.28) na Equação (3.29) e integrando a Equação (3.29), a partir da TSR da raiz da pá até à TSR na ponta da pá,  $\lambda$ , obtém-se o coeficiente de potência total [19]:

$$C_p = \frac{8}{\lambda^2} \int_0^\lambda a'(1-a)\lambda_r^3 d\lambda_r \quad (3.30)$$

De forma a integrar a Equação (3.30), torna-se necessário relacionar as variáveis  $a$ ,  $a'$  e  $\lambda_r$ , resolvendo a Equação (3.22) para expressar  $a'$  em termos de  $a$  [19].

$$a' = -\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\left[1 + \frac{4}{\lambda_r^2} a(1-a)\right]} \quad (3.31)$$

A potência é máxima quando o termo  $a'(1-a)$  da Equação (3.30) está no seu valor máximo. Substituindo o valor de  $a'$  a partir da Equação (3.31) em  $a'(1-a)$  e definindo a derivada em relação a  $a$  e igualando a zero obtém-se:

$$\lambda_r^2 = [(1-a)(4a-1)^2]/(1-3a) \quad (3.32)$$

Substituindo a Equação (3.32) na Equação (3.22) verifica-se que para a potência máxima em cada segmento anelar:

$$a' = (1-3a)/(4a-1) \quad (3.33)$$

Se a Equação (3.32) for derivada em relação a  $a$ , então obtém-se uma relação entre  $d\lambda_r$  e  $da$  que resulta na produção da potência máxima:

$$2\lambda_r d\lambda_r = [6(4a-1)(1-2a)^2/(1-3a)^2] da \quad (3.34)$$

Substituindo a Equações (3.32) e (3.34) na Equação (3.30), obtém-se:

$$C_{P,max} = \frac{24}{\lambda^2} \int_{a_1}^{a_2} \left[ \frac{(1-a)(1-2a)(1-4a)}{(1-3a)} \right]^2 da \quad (3.35)$$

Onde  $a_1$  corresponde ao factor de indução axial para  $\lambda_r = 0$  e  $a_2$  corresponde ao factor de indução axial para  $\lambda_r = \lambda$  [19]. Também a partir da Equação (3.32) obtém-se:

$$\lambda^2 = [(1-a_2)(1-4a_2)^2]/(1-3a_2) \quad (3.36)$$

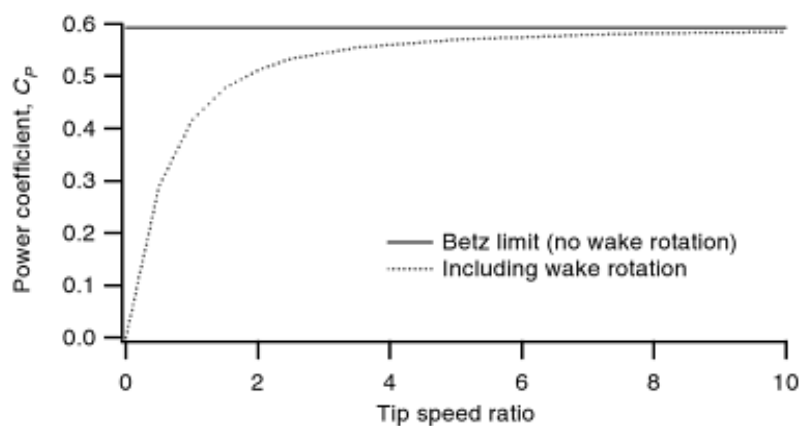
A Equação (3.36) pode ser resolvida para valores de  $a_2$  que correspondam a TSR no ponto de funcionamento de interesse. Pode-se notar também que, a partir da Equação (3.36), quando a  $a_2 = 1/3$  a TSR é infinitamente grande.

A Tabela 3.1 apresenta os valores para o  $C_{P,max}$  em função de  $\lambda_r$  para os valores correspondentes do factor de indução axial na ponta,  $a_2$ .

**Tabela 3.1:** Coeficiente de potência em função da razão da velocidade de ponta e do factor de indução axial [19].

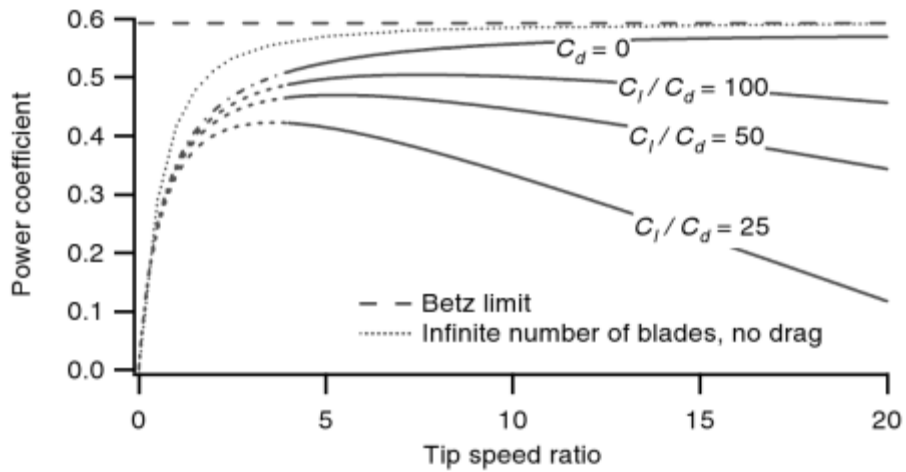
$\lambda$	$a_2$	$C_{P,max}$
0.5	0.2983	0.289
1.0	0.3170	0.416
1.5	0.3245	0.477
2.0	0.3279	0.511
2.5	0.3297	0.511
5.0	0.3324	0.570
7.5	0.3329	0.581
10.0	0.3330	0.585

Os resultados da análise do coeficiente de potência máxima, para uma turbina eólica ideal, incluindo a rotação na esteira, é mostrado na Figura 3.6, onde não se inclui o efeito da resistência aerodinâmica. O limite de *Betz*, para uma turbina ideal baseada na análise da quantidade de movimento linear, também é mostrado. Os resultados também mostram que para elevados valores de TSR's, o coeficiente de potência tende a aproximar-se do máximo teórico [19].



**Figura 3.6:** Coeficiente de potência máxima teórica em função da TSR para uma turbina eólica ideal, sem contabilizar o efeito da resistência aerodinâmica, [19].

Na prática existe uma pequena diferença quanto ao valor máximo do coeficiente de potência alcançado por uma turbina eólica. Quando se assume o efeito da resistência aerodinâmica, o coeficiente de potência máximo alcançável é muito menor relativamente a figura 3.6, como se pode visualizar na figura que se segue.



**Figura 3.7:** Coeficiente de potência máxima, alcançável por uma turbina eólica de três pás, em função da eficiência aerodinâmica ( $C_l/C_d$ ), [19].

Como se pode visualizar na Figura 3.7, ao contrário da Figura 3.6 que não assume o efeito da resistência aerodinâmica, quanto maior a relação  $C_l/C_d$  maior é o coeficiente de potência obtido.

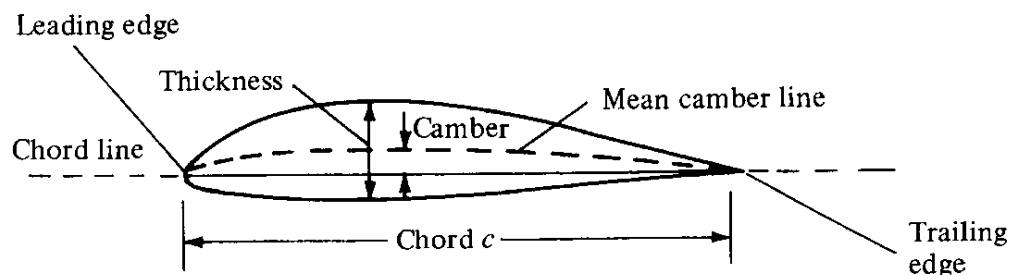
## 3.2 Análise aerodinâmica

### 3.2.1 Perfis alares

Um perfil alar é uma estrutura com uma forma geométrica específica, semelhante à da Figura 3.7. Existem termos específicos que caracterizam um perfil, nomeadamente:

- Linha média de arqueamento (*Mean camber line*) – A linha a tracejado localizado entre as superfícies superior (extradorso) e inferior (intradorso) do perfil.
- Linha corda do perfil (*Chord line*),  $c$  – É a distância entre o bordo de ataque (*Leading edge*) e o bordo de fuga (*Trailing edge*).
- Espessura relativa (*Thickness*) – É a distância entre o extradorso e intradorso, medido perpendicularmente em relação a linha de corda do perfil.

O ângulo de ataque, normalmente representado pelo carácter  $\alpha$ , é o ângulo formado entre a linha de corda e a velocidade relativa do vento.



**Figura 3.8:** Nomenclatura dos perfis alares, [29].

Para um determinado intervalo de ângulos de ataque, os perfis criam uma força resultante, que é decomposta numa componente normal e noutra paralela em relação à linha de corda. A velocidade do escoamento é maior sobre a superfície convexa, resultando numa pressão média menor comparativamente à superfície de alta pressão (superfície inferior do perfil). A componente paralela à linha de corda é o resultado da fricção entre o fluido, o ar, e a superfície do perfil. O resultado da decomposição dessa força resultante, são forças de sustentação, forças de resistência aerodinâmica e o momento de picada. Este momento normalmente actua a uma distância de  $c/4$ , medido a partir do bordo de ataque.

Muitos problemas relacionados com escoamentos de fluidos podem ser caracterizados por parâmetros adimensionais. O parâmetro mais importante é o número de *Reynolds*, que

relaciona as forças de inércia e as forças viscosas do fluido em estudo, definido pela Equação (3.37).

$$Re = \frac{\rho U c}{\mu} = \frac{\text{Forças de inércia}}{\text{Forças viscosas}} \quad (3.37)$$

Onde,  $\rho$  é a densidade do fluido,  $U$  é a velocidade do escoamento,  $c$  é o comprimento da corda e  $\mu$  é a viscosidade do fluido.

A determinação do número de *Reynolds* representa um factor muito importante para a escolha e análise adequada das características aerodinâmicas de um perfil alar, pois a eficiência de um perfil em gerar sustentação e resistência aerodinâmica está intimamente relacionada ao número de *Reynolds*.

Outros coeficientes adimensionais de força e momento, que são funções do número de *Reynolds*, podem ser definidos com base em testes a partir de um túnel de vento, sendo eles: o coeficiente de sustentação,  $C_l$ , o coeficiente de resistência aerodinâmica,  $C_d$ , e o coeficiente do momento de picada,  $C_m$ , [19].

$$C_l = \frac{L}{0.5\rho U^2 c} = \frac{\text{Força de sustentação}}{\text{Forças dinâmicas}} \quad (3.38)$$

$$C_d = \frac{D}{0.5\rho U^2 c} = \frac{\text{Força de sustentação}}{\text{Forças dinâmicas}} \quad (3.39)$$

$$C_m = \frac{M}{0.5\rho U^2 A c} = \frac{\text{Momento da picada}}{\text{Momento dinâmica}} \quad (3.40)$$

Onde,  $\rho$  é a densidade do fluido,  $U$  é a velocidade do escoamento,  $c$  o comprimento da corda,  $L$  é a força de sustentação,  $D$  é a força de resistência aerodinâmica,  $M$  é o momento e  $A$  é a área do perfil (corda  $\times$  envergadura).

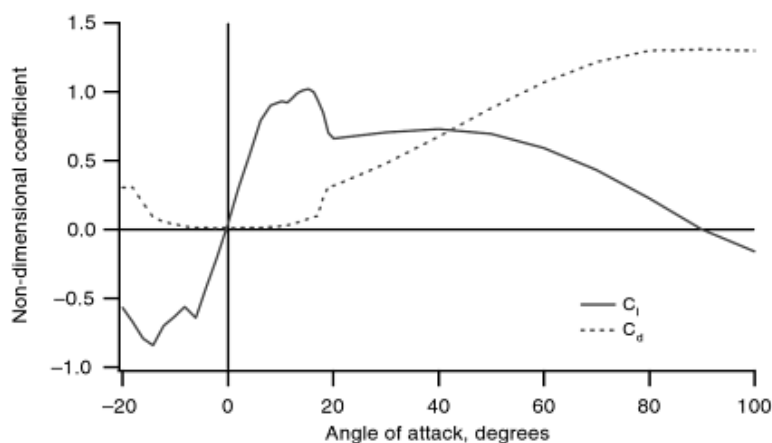
O comportamento de um perfil alar pode ser caracterizado em três regimes de escoamento (Figura 3.8), [19]:

- **Regime de escoamento sem separação da camada limite** – É caracterizado por baixos ângulos de ataque. A sustentação aumenta com o ângulo de ataque e a resistência aerodinâmica é relativamente baixa.
- **Elevada sustentação/ Desenvolvimento de perda aerodinâmica (*Stall*)** – Neste tipo de regime, o coeficiente de sustentação aumenta continuamente com o ângulo de ataque até atingir um máximo. A perda de sustentação (*Stall*) ocorre quando o ângulo de ataque do perfil excede um determinado valor (dependendo do número de *Reynolds*) ou seja, dá-se a separação da camada

limite no extradorso do perfil. Quando isso acontece, um vórtice é criado no extradorso do perfil que reduz a sustentação e consequentemente dá-se um aumento da resistência aerodinâmica.

- **Placa plana/ Regime de perda total (*Fully Stalled*)** – Em elevados ângulos de ataque, até 90 °, o perfil comporta-se cada vez mais como uma simples placa plana. Em aproximadamente 45°, os coeficientes de sustentação e arrasto são iguais e a 90° obtém-se sustentação nula.

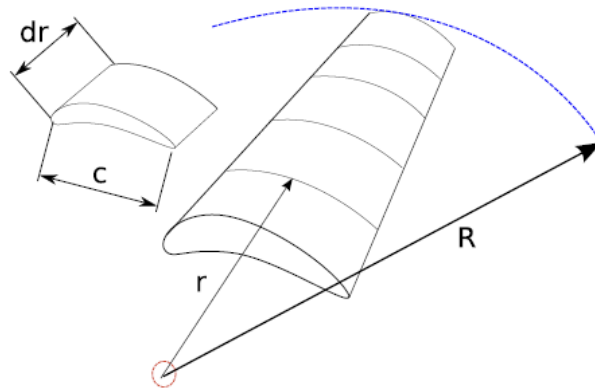
Para uma percepção mais profunda da teoria do perfil deve-se consultar as bibliografias apresentadas em [30 e 34].



**Figura 3.9:** Variação dos coeficientes de sustentação e resistência aerodinâmica do perfil S809 para um número de Reynolds de  $75 \times 10^6$ , [19].

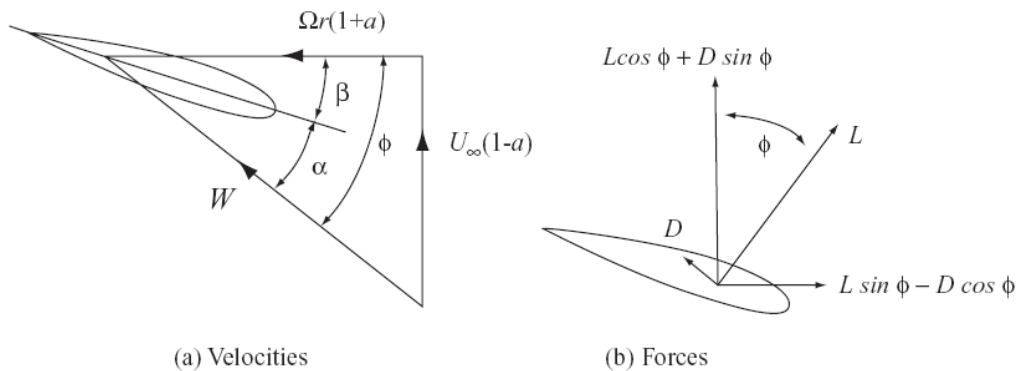
### 3.2.2 Teoria do elemento de pá

Actualmente a maioria das pás do rotor de uma turbina eólica são projectadas para fazerem uso das forças de sustentação aerodinâmica (através de perfis alares) para gerarem electricidade. Para fins de análise, a pá é dividida em várias secções independentes de comprimento  $dr$  ao longo da envergadura, como mostra a figura que se segue.



**Figura 3.10:** Modelo do elemento de pá, [20].

Em cada secção, um equilíbrio de forças é aplicado. As forças num elemento de pá podem ser calculadas por meio das características bidimensionais do perfil, usando um determinado ângulo de ataque, a partir da velocidade resultante incidente no plano transversal do elemento de pá. Tendo as informações da forma como as características dos coeficientes do perfil,  $C_d$  e  $C_l$ , variam com o ângulo de ataque, as forças sobre as pás podem ser determinadas para um dado valor de  $a$  e  $a'$ . A Figura 3.10 mostra o triângulo de velocidades e as forças que actuam no perfil alar de uma turbina eólica.



**Figura 3.11:** Secção transversal de um perfil para análise de uma TEEH, [1].

A velocidade relativa,  $W$ , Equação (3.41), é o produto vectorial da velocidade do vento perpendicular,  $U_\infty$ , e da velocidade do escoamento tangencial experimentado pelo elemento de pá,  $(1 + a') \Omega r$  (que considera a velocidade de rotação e a velocidade tangencial da esteira). A velocidade de rotação do escoamento a montante do disco é zero e imediatamente após o disco, pode ser obtida da Equação (3.19) [1].

$$W = \sqrt{U_{\infty}^2(1-a)^2 + \Omega^2 r^2(1-a')^2} \quad (3.41)$$

Da Figura 3.10,  $\beta$  é o ângulo de torção<sup>8</sup> do elemento de pá,  $\alpha$  é o ângulo de ataque<sup>9</sup> e  $\phi$  é o ângulo do escoamento não perturbado, formado entre o plano de rotação e a velocidade relativa do vento,  $W$ , onde:

$$\alpha = \phi - \beta \quad (3.42)$$

e

$$\tan \phi = \frac{(1-a)U_{\infty}}{(1+a')\Omega r} = \frac{1-a}{(1-a')\lambda r} \quad (3.43)$$

A soma vectorial do incremento das forças de sustentação e resistência sobre a secção da pá,  $dL$  e  $dD$ , é igual à soma vectorial das forças resultantes normal e tangencial ao plano de rotação, ( $F_N = L \cos \phi + D \sin \phi$  e  $F_T = L \sin \phi - D \cos \phi$ ).

$$dL = \frac{1}{2}\rho W^2 c C_l dr \quad (3.44)$$

$$dD = \frac{1}{2}\rho W^2 c C_d dr \quad (3.45)$$

Através do estabelecimento de um equilíbrio de forças em torno da secção da pá podem ser derivados: a componente da força aerodinâmica sobre os  $N$  elementos da pá, resolvidos na direcção axial,  $dF_N$ , e o binário do elemento axial do rotor, causado por forças aerodinâmicas sobre os elementos da pá,  $dQ$ , a uma distância radial,  $r$ .

$$dT = dL \cos \phi + dD \sin \phi = \frac{1}{2}\rho W^2 Bc(C_l \cos \phi + C_d \sin \phi)dr \quad (3.46)$$

$$dQ = dL \sin \phi - dD \cos \phi = \frac{1}{2}\rho W^2 Bc(C_l \sin \phi - C_d \cos \phi)rdr \quad (3.47)$$

Da teoria do elemento de pá, obtêm-se estas duas equações, que são funções do ângulo do escoamento não perturbado e das características do perfil alar.

---

<sup>8</sup> Ângulo formado entre a linha de corda e o plano de rotação do rotor.

<sup>9</sup> Ângulo formado entre a linha de corda e a velocidade relativa do vento.

### 3.2.3 Teoria da quantidade de movimento do elemento da pá (BEMT)

A teoria da quantidade de movimento do elemento da pá combina o campo de escoamento axial e tangencial, das teorias da quantidade de movimento, com as propriedades aerodinâmicas das pás, de forma a calcular as forças resultantes e consequentemente o desempenho da turbina. A teoria analisa as forças numa secção da pá, em função da sua geometria.

O pressuposto básico da teoria BEM é: a força de um elemento da pá é o único responsável pela mudança da quantidade de movimento do ar que passa através do anel varrido pelo elemento da pá. Neste sentido, pressupõe-se que não haja interação radial entre os escoamentos através de anéis contíguos – uma condição que só é, a rigor, verdadeira se o factor de indução axial do escoamento não variar radialmente. Na prática, o factor de indução do escoamento axial raramente é uniforme, mas análises experimentais ao escoamento mostram que a suposição de independência radial é aceitável [1].

A teoria da quantidade de movimento do elemento da pá é regida por um conjunto de equações que foram derivadas nas secções anteriores, Equações (3.21), (3.26), (3.46) e (3.47).

As Equações (3.46) e (3.47) podem ser mais úteis, quando expressas em termos dos factores de indução. Substituindo  $\beta$  e  $W$  nas equações, obtêm-se:

$$dT = \sigma' \pi \rho \frac{U_{\infty}^2 (1-a)^2}{\sin^2 \phi} (C_l \cos \phi + C_d \sin \phi) r dr \quad (3.48)$$

$$dQ = \sigma' \pi \rho \frac{U_{\infty}^2 (1-a)^2}{\sin^2 \phi} (C_l \sin \phi - C_d \cos \phi) r^2 dr \quad (3.49)$$

Onde  $\sigma'$  é a solidez local da pá e é definida como a área total da pá dividida pela área do disco do rotor, sendo um parâmetro fundamental na determinação do desempenho do rotor [1].

$$\sigma' = \frac{B \cdot c}{2 \cdot \pi \cdot r} \quad (3.50)$$

É conveniente colocar

$$C_n = C_l \cdot \cos \phi + C_d \cdot \sin \phi \quad (3.51)$$

$$C_t = C_l \cdot \sin \phi - C_d \cdot \cos \phi \quad (3.52)$$

Quando as duas Equações (3.21) e (3.48), para  $dT$ , forem igualadas e a definição da solidez, Equação (3.50), for aplicada, uma expressão para o factor de indução axial é obtida:

$$\frac{a}{(1-a)} = \frac{\sigma'}{4\sin^2\phi} \left[ C_n - \frac{\sigma'}{4\sin^2\phi} C_t^2 \right] \quad (3.53)$$

Se as Equações (3.26) e (3.49) forem igualadas, uma equação para  $a'$  é obtida:

$$\frac{a}{(1+a')} = \frac{\sigma' C_t}{4 \sin \phi \cos \phi} \quad (3.54)$$

Usando a Equação (3.43) e as Equações (3.53) e (3.54) e depois de algumas manipulações algébricas, obtêm-se relações bastante úteis, [19 e 22]:

$$C_l = 4. \sin \phi \frac{(\cos \phi - \lambda_r \cdot \sin \phi)}{\sigma' (\sin \phi + \lambda_r \cdot \cos \phi)} \quad (3.55)$$

$$a = 1/[1 + (4. \sin^2 \phi / \sigma' \cdot C_n)] \quad (3.56)$$

$$a' = 1/[(4. \sin \phi \cdot \cos \phi / \sigma' \cdot C_t) - 1] \quad (3.57)$$

$$a/a' = \lambda_r / \tan \phi \quad (3.58)$$

Obtidos os factores de indução para cada secção da pá, o coeficiente de potência total poderá então ser determinado. Assim, para determinar o coeficiente de potência, a contribuição da potência em cada secção anelar deve ser primeiramente determinada e depois integrada ao longo da pá.

A potência em cada secção anelar é determinada a partir da Equação (3.27), e definida como:

$$dP = \Omega \cdot dQ$$

e a potência total obtido é dada por:

$$P = \int_{r_h}^R dP = \int_{r_h}^R \Omega \cdot dQ \quad (3.59)$$

Sendo assim, o coeficiente de potência total é dado pela seguinte equação:

$$C_P = \frac{P}{1/2 \cdot \rho \cdot A \cdot U_\infty^3} = \frac{\int_{r_h}^R \Omega dQ}{1/2 \cdot \rho \cdot \pi \cdot R^2 U_\infty^3} \quad (3.60)$$

Usando a expressão para o binário elementar da Equação (3.49) e a definição da TSR local, Equação (3.24), o coeficiente de potência pode então ser expresso da seguinte forma:

$$C_P = \frac{2}{\lambda^2} \int_{\lambda_h}^{\lambda} \sigma' C_l \frac{(1-a)^2}{\sin \phi} [1 - (C_d/C_l) \cot \phi] \lambda_r^2 d\lambda_r \quad (3.61)$$

Finalmente, usando as Equações (3.53) e (3.58) na Equação (3.61), a forma geral da expressão do coeficiente de potência pode ser definida como:

$$C_P = \frac{8}{\lambda^2} \int_{\lambda_h}^{\lambda} \lambda_r^3 a' (1-a) [1 - (C_d/C_l) \cot \phi] d\lambda_r \quad (3.62)$$

Note-se que, quando  $C_d = 0$ , a equação acima para  $C_P$  é a mesma que a Equação (3.30). Uma expressão alternativa para o coeficiente de potência pode ser obtido, após a realização de alguma álgebra, onde as Equações (3.55) e (3.56) são inseridas na Equação (3.61), obtendo-se desta forma a Equação (3.63).

$$C_P = \frac{8}{\lambda^2} \int_{\lambda_r}^{\lambda} \sin^2 \phi (\cos \phi - \lambda_r \sin \phi) (\sin \phi + \lambda_r \cos \phi) [1 - (C_d/C_l) \cot \phi] \lambda_r^2 d\lambda_r \quad (3.63)$$

### 3.3 Factor de perda na ponta

Uma deficiência da teoria BEM são os efeitos tridimensionais, como as perdas na ponta, que não podem ser avaliados. As perdas na ponta são originadas pelos vórtices que se formam na ponta das pás. Estes, são originados porque a pressão no extradorso da pá é menor do que no lado do intradorso, onde a pressão é mais elevada e isso, faz com que o ar escoar na ponta da pá, a partir do lado de alta pressão para o lado de baixa pressão, reduzindo, assim, a sustentação e a produção de energia perto da ponta, [19].

Alguns métodos têm sido sugeridos para incluir o efeito de perda nas pontas. O método mais simples e aproximado para estimar o efeito do escoamento radial, que inclui o efeito de perda na ponta, foi dado por *L. Prandtl*. Sendo assim, e de forma a contabilizar os efeitos da perda, o factor de correcção,  $F$ , deve ser introduzido nas equações anteriormente definidas. O factor de correcção é uma função do número de pás, do ângulo do escoamento não perturbado e da posição radial na pá. Neste sentido, a expressão é dada pela Equação (3.64) e varia entre 0 e 1, [19],

$$F = \left(\frac{2}{\pi}\right) \cos^{-1} \left[ \exp \left\{ - \left( \frac{B/2[1-r/R]}{(r/R) \cos \phi} \right) \right\} \right] \quad (3.64)$$

Onde  $B$  é o número de pás,  $R$  é o raio total do rotor,  $r$  é o raio local e  $\phi$  é o ângulo do escoamento não perturbado. Os resultados a partir de  $\cos^{-1}$  devem estar em radianos. A correcção da perda na ponta é aplicada às Equações (3.21) e (3.26), que passam a ser, [19]:

$$dT = 4F\pi r \rho U_{\infty}^2 a(1-a) dr \quad (3.21 a)$$

$$dQ = 4Fa'(1-a)\rho U_{\infty} \Omega r^3 \pi dr \quad (3.26 a)$$

Usando as Equações (3.21 a) e (3.26 a) para derivar as novas equações de  $a$  e  $a'$ , em vez das Equações (3.56) e (3.57), obtém-se:

$$a = 1/[1 + (4.F.\sin^2\phi/\sigma'.C_n)] \quad (3.56 \text{ a})$$

$$a' = 1/[(4.F.\sin\phi.\cos\phi/\sigma'.C_t) - 1] \quad (3.57 \text{ a})$$

Aplicando o factor de correcção na Equação (3.63) obtém-se a Equação (3.63 a):

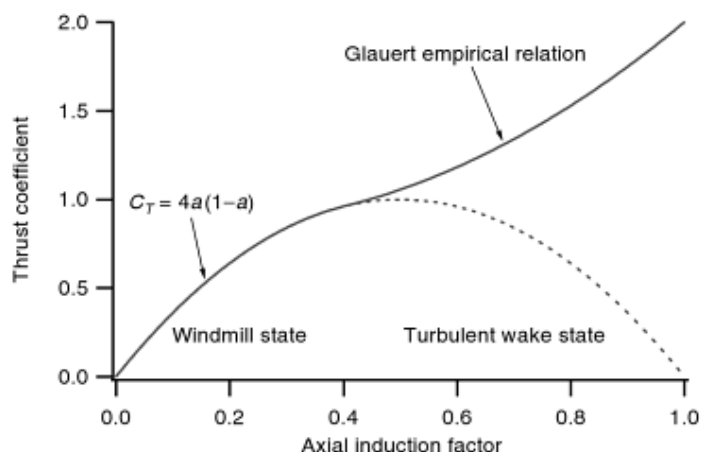
$$C_P = \frac{8}{\lambda^2} \int_{\lambda_r}^{\lambda} F \sin^2\phi (\cos\phi - \lambda_r \sin\phi) (\sin\phi + \lambda_r \cos\phi) [1 - (C_d/C_l) \cot\phi] \lambda_r^2 d\lambda_r \quad (3.63 \text{ a})$$

### 3.4 Colapso da teoria da quantidade de movimento

Como já foi referido anteriormente, a teoria da quantidade de movimento deixa de ser válida para valores de  $a > 0.5$ . Se o factor de indução axial aumentar acima de 0.5, os padrões do escoamento através da turbina tornam-se muito mais complexos, do que aqueles previstos pela teoria geral da quantidade de movimento [19].

Com TSR's e factores de indução axial elevados, o ar tende a mover-se radialmente para fora do rotor e separa-se na sua aresta, causando uma baixa pressão estática, desenvolvida na parte de trás do rotor. O ar que passa através do rotor surge numa região de baixa pressão e move-se lentamente. Neste caso, a energia cinética é insuficiente para proporcionar um aumento da pressão estática necessária para atingir a pressão atmosférica, que deve existir na esteira completamente desenvolvida. O ar, só pode atingir a pressão atmosférica, quando ganha energia a partir do processo de "mistura" na esteira turbulenta. A baixa pressão estática a jusante do rotor e a alta pressão estática no ponto de estagnação no lado a montante, provocam um grande impulso no rotor, muito maior do que aquele previsto pela teoria da quantidade de movimento. Quando isto acontece, a teoria deixa de ser válida, uma vez que não se pode prever o coeficiente de impulso correctamente.

Conforme ilustrado na Figura 3.11, para valores de  $a > 0.5$ , no estado da esteira turbulenta, o coeficiente de impulso tende a aumentar para 2, para um factor de indução axial igual a 1. Enquanto a teoria geral da quantidade de movimento não descrever o comportamento da turbina, relações empíricas, entre o coeficiente de impulso e o factor de indução axial, são frequentemente utilizadas para preverem o comportamento das turbinas.



**Figura 3.12:** Relação entre o coeficiente de impulso e o factor de indução axial, [19].

A relação empírica que relaciona o factor de indução axial e o coeficiente de impulso,  $C_T$ , em conjugação com a teoria do elemento de pá, é conhecida por correcção de *Glauert*.

A relação empírica do factor de indução axial é demonstrada na Equação (3.65) e inclui o efeito da perda na ponta, [19].

$$a = (1/F) \left[ 0.143 + \sqrt{0.0203 - 0.6427(0.889 - C_T)} \right] \quad (3.65)$$

Esta equação é válida para  $a > 0.4$  ou para um  $C_T > 0.96$ .

A relação empírica de *Glauert* foi determinada completamente para o coeficiente de impulso de um rotor. Todavia, é habitual admitir-se que ela possa ser também aplicável ao coeficiente de impulso para cada secção da pá. Desta forma, o coeficiente de impulso local  $C_{Tr}$  é definido como [19]:

$$C_{Tr} = \frac{dT}{0.5\rho U_\infty^2 2\pi dr} \quad (3.66)$$

A partir da Equação (3.48), da força normal da teoria do elemento de pá, o coeficiente de impulso local torna-se, [19]:

$$C_{Tr} = \sigma'(1-a)^2(C_l \cos \phi + C_d \sin \phi) / \sin^2 \phi \quad (3.67)$$

Com o objectivo de se prever o desempenho de turbinas altamente carregadas, que operam com TSR's elevadas, a fórmula empírica de *Glauert*, pode ser usada num processo iterativo. No capítulo que se segue, é demonstrado um fluxograma de cálculo que implementa o processo iterativo utilizado (Figura 4.1).

#### 4. Procedimentos e *design* das pás

O projecto perfeito de um rotor é um processo muito complexo, uma vez que existe um número infinito de possibilidades. A turbina tem de operar tão eficazmente quanto possível, sob uma variedade de condições e também para uma maior durabilidade.

O procedimento começa com a escolha dos parâmetros do rotor e do perfil alar, de forma a determinarem-se as características da pá (o raio da pá, a distribuição da corda e a distribuição da torção ao longo da envergadura). Sendo assim, a forma inicial da pá é determinada, assumindo-a ideal, a partir do método simplificado e posteriormente recalculada a partir de um método iterativo, aplicando a teoria BEM, considerando a resistência aerodinâmica e o efeito da perda na ponta das pás.

A análise, a partir do método simplificado, é feita de forma a obter-se uma primeira estimativa da geometria da pá, tendo em consideração os seguintes aspectos:

- Dividiu-se a pá em 20 elementos. Normalmente escolhe-se entre 10 a 20 elementos da pá, [19];
- A resistência aerodinâmica é considerada nula;
- O factor de indução axial é  $a = 1/3$  em cada secção anelar do tubo de corrente;
- O factor de indução tangencial é  $a' = 0$ , ou seja, não se considera a rotação na esteira;
- O ângulo de ataque é considerado constante ao longo da envergadura da pá;
- E não se considera a perda na ponta das pás.

Foi aplicado o método simplificado, com o objectivo de se obter o ângulo de torção em cada secção da pá.

Os cálculos iniciam-se com a determinação do raio do rotor, estimado a partir da Equação (3.1). Incluindo os efeitos de um  $C_p$  provável e a eficiência global,  $\eta$ , dos componentes (ex: caixa de velocidades, gerador, veios, etc), a Equação (3.1) transforma-se na Equação (4.1), [19];

$$P = C_p \eta \frac{1}{2} \rho \pi R^2 U_\infty^3 \quad (4.1)$$

Onde,  $P$  é a potência requerida para uma dada velocidade do vento,  $U_\infty$ .

Na determinação da geometria das pás, devem-se obter e examinar as características aerodinâmicas do perfil seleccionado ( $C_l$  vs.  $\alpha$ ,  $C_d$  vs.  $\alpha$ ). As condições do projecto inicial devem ser seleccionadas de modo a obter-se o ângulo  $\alpha$ , com vista à melhor relação  $C_l / C_d$ .

O ângulo do escoamento não perturbado,  $\phi$ , pode ser determinado a partir da Equação (3.43), baseado nas considerações adoptadas para o método simplificado. Onde  $a' = 0$  e  $a = 1/3$ . Sendo assim, e após alguma manipulação algébrica, a Equação (3.43) transforma-se na Equação (4.2) [19]:

$$\phi = \frac{2}{3} \tan^{-1} \left( \frac{1}{\lambda_r} \right) \quad (4.2)$$

Onde  $\lambda_r$  pode ser determinado a partir da Equação (3.24).

A distribuição da corda, ao longo da pá, assumindo o método simplificado, é calculada pela seguinte expressão, [19]:

$$c = \frac{8\pi r \cdot \sin \phi}{3BC_{l \text{ design}} \lambda_r} \quad (4.3)$$

Obtido o ângulo  $\beta$ , em cada elemento da pá, recalculam-se as pás, a partir de um método iterativo baseada na teoria BEM, onde as considerações, assumidas anteriormente, deixam de ser aplicadas.

No método simplificado, os elementos da pá são calculados para a mesma relação de  $C_l/C_d$  e conseqüentemente o mesmo ângulo  $\alpha$ . Já no método BEM, cada elemento da pá possui diferentes relações  $C_l/C_d$ , logo, diferentes ângulos  $\alpha$  e ângulos  $\phi$ , calculados iterativamente com os factores de indução  $a$  e  $a'$ .

Relativamente à distribuição da corda, esta será novamente recalculada, tendo em consideração os efeitos dos factores de indução, através do ângulo do escoamento não perturbado,  $\phi$ , Equação (4.4), [19].

$$c = \frac{8\pi r}{BC_l} (1 - \cos \phi) \quad (4.4)$$

## 4.1 Método computacional

De modo a implementar os fundamentos teóricos, apresentados no Capítulo 3, foram desenvolvidos dois códigos computacionais, utilizando o programa comercial MATLAB. Um código denominado de “Turbina” é baseado num ciclo computacional e o outro código é denominado de “Superfície paramétrica”.

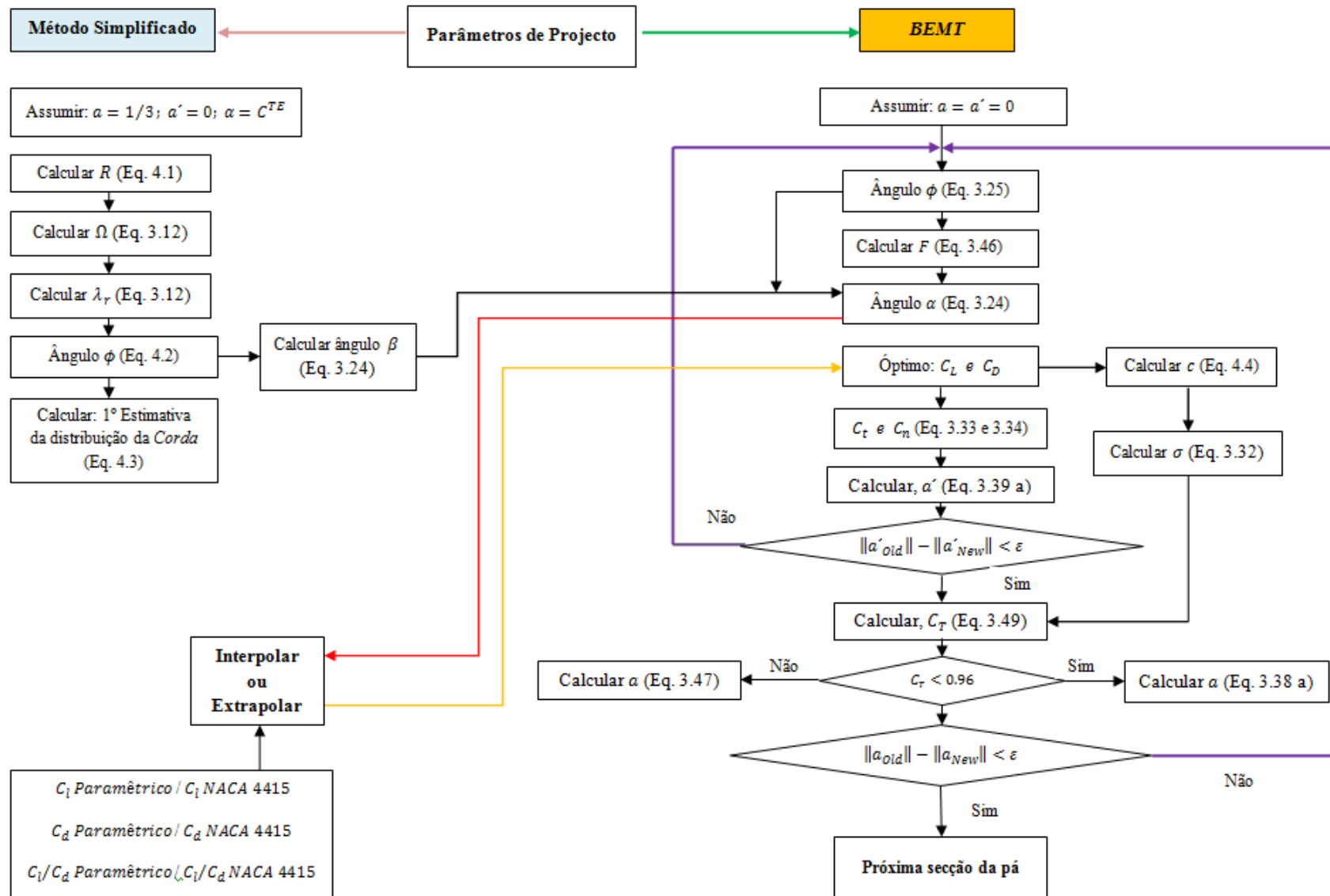
O programa “Turbina”, baseado na teoria BEM, tem a função de cálculo e análise do rotor de uma turbina eólica. Também tem a função de interpolar e extrapolar os resultados dos coeficientes de sustentação, do coeficiente de resistência e da eficiência aerodinâmica, obtidos a partir do programa comercial FLUENT<sup>10</sup>.

Para valores de  $C_l$ ,  $C_d$  e  $C_l/C_d$ , que se encontram dentro do intervalo de valores obtidos a partir do FLUENT, é utilizada a função de interpolação por “*Splines*”. Esta função é nativa do MATLAB. Para o caso de extrapolação dos resultados são utilizados ficheiros obtidos do programa “Superfície paramétrica”.

Na Figura 4.1 é apresentado o fluxograma de cálculo utilizado para implementar o ciclo computacional baseado no modelo da teoria BEM.

---

<sup>10</sup> No Capítulo 5 é feita referência ao programa.



**Figura 4.1:** Fluxograma do método de cálculo utilizado para determinar os factores de indução no programa “Turbina”.

## 4.2 Programas

### 4.2.1 Turbina

Para que o programa funcione são precisos os seguintes ficheiros de entrada:

- “twistAerodinamica.dat” – Ficheiro onde são especificados os diferentes tipos de perfis alares que possam ser utilizados.
- “Cl\_parametrico.dat”, “Cd\_parametrico.dat” e “Eficiencia\_parametrico.dat” – Ficheiros de leitura que compreendem os dados aerodinâmicos do perfil, para extrapolação no programa “Turbina”, obtidos do programa “Superfície paramétrica”;
- “Cl\_NACA 4415.dat”, “Cd\_NACA 4415.dat”, “Eficiencia\_NACA 4415.dat” – Ficheiros de leitura que compreendem os dados aerodinâmicos do perfil, para interpolação no programa “Turbina”.

Com os ficheiros acima mencionados e com os parâmetros do projecto definidos, na Tabela 5.1, o programa “Turbina” determina as seguintes variáveis:

- Ângulo de torção,  $\beta$ , ao longo da envergadura da pá.
- Factor de perda na ponta,  $F$ .
- Ângulo de escoamento não perturbado,  $\phi$ .
- Distribuição do comprimento da corda,  $c$ , ao longo da envergadura.
- O coeficiente de impulso,  $C_T$ .
- Factor de indução axial e tangencial do escoamento,  $a$  e  $a'$ .
- Velocidade relativa,  $W$ .
- Número de *Reynolds*.
- O binário do elemento da pá,  $dQ$  e o valor do binário total,  $Q$ .
- O impulso do elemento da pá,  $dT$  e o valor do impulso total,  $T$ .
- O valor do coeficiente de potência e o valor da potência do rotor,  $C_P$  e  $P$ .

No Anexo A é apresentado o código do programa “Turbina”, desenvolvido especificamente para este trabalho.

## 4.2.2 Superfície paramétrica

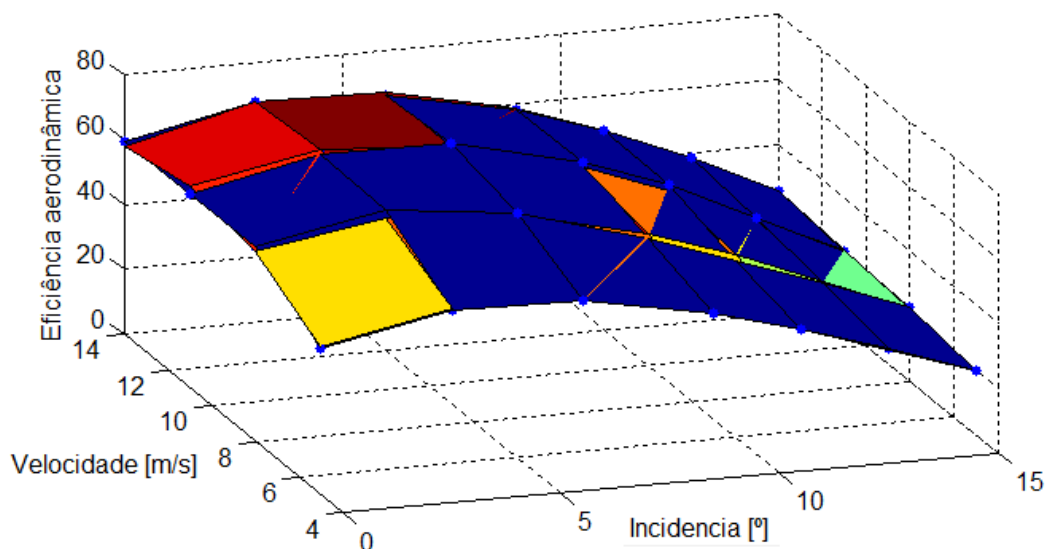
Os resultados do FLUENT são obtidos em forma de superfícies, como demonstrado na Figura 4.2. Obtiveram-se matrizes com valores de coeficientes de sustentação, de resistência aerodinâmica e de eficiência aerodinâmica para vários valores discretos do ângulo de ataque e velocidade do vento.

Posteriormente, procedeu-se à parametrização dessas matrizes para facilitar a obtenção rápida de valores para qualquer valor real de ângulo de ataque ou intensidade do vento.

Para isso recorreu-se ao conhecido problema de Optimização pelo Método dos Mínimos Quadrados, em que as matrizes foram aproximadas por uma superfície paramétrica cúbica, cuja fórmula genérica é [31]:

$$\begin{aligned} \text{MatrizParam}(V, \alpha) = a_1 + a_2V + a_3\alpha + a_4V^2 + a_5V\alpha + a_6\alpha^2 + a_7V\alpha^2 + \\ \dots a_8V^2\alpha^2 + a_9V^3 + a_{10}\alpha^3 \end{aligned} \quad (4.5)$$

Na figura que se segue, pode-se visualizar uma aproximação da superfície cúbica (azul) ao gráfico da eficiência aerodinâmica do perfil FX63-137.



**Figura 4.2:** Superfície cúbica ajustada à superfície do gráfico da eficiência aerodinâmica do perfil FX63-137.

Dados os pontos  $(V_k, \alpha_k, \text{MatrizDisc})$ ,  $0 \leq k < n$  ( $n =$  número de pontos), o problema da otimização consiste em encontrar os valores apropriados para os coeficientes  $a_i$ , de modo a minimizar a seguinte função:

$$f(a_i) = \sum_{k=0}^n (a_1 + a_2 V_k + a_3 \alpha_k + a_4 V_k^2 + a_5 V_k \alpha_k + a_6 \alpha_k^2 + a_7 V_k \alpha_k^2 + a_8 V_k^2 \alpha_k^2 + \dots a_9 V_k^3 + a_{10} \alpha_k^3 - \text{MatrizDisc})^2 \quad (4.6)$$

Resumidamente;

$$f(a_i) = \sum_{k=1}^n |\text{MatrizParam}(V_k, \alpha_k) - \text{MatrizDisc}_k|^2 \quad (4.7)$$

Como se sabe, os coeficientes  $a_i$  que minimizam a função  $f(a_i)$  têm de satisfazer:

$$\frac{\partial f(a_i)}{\partial a_i} = 0 \quad (4.8)$$

Assim, transforma-se o problema de otimização, pelo método dos mínimos quadrados, num sistema de equações lineares, cuja solução é o vector de coeficientes  $a_i$ . Esse sistema de equações lineares encontra-se desenvolvido no Anexo B.

Foi neste sentido, que se desenvolveu o programa “Superfície Parametrica” de forma a extrapolar os resultados obtidos. Para o funcionamento do programa são necessários os seguintes ficheiros de entrada:

- “Incidencia.dat” – onde estão especificados os ângulos de incidência.
- “Velocidade.dat” – onde estão especificadas as velocidades do vento.
- “Eficiencia.dat” – eficiência aerodinâmica do perfil, obtida do FLUENT.

Com os ficheiros de entrada, acima mencionados, obtêm-se os seguintes ficheiros:

- “Cl\_parametrico.dat”,
- “Cd\_parametrico.dat”,
- “Eficiencia\_parametrico.dat”.



## 5. Características gerais do projectos

### 5.1 Parâmetros do projecto

A Tabela 5.1 apresenta os parâmetros do projecto utilizados. A velocidade nominal foi obtida tendo em conta a Tabela 2.1 e com base no trabalho de *Brumioul* [35].

**Tabela 5.1:** Parâmetros de projecto.

Potência requerida	$P$	1000 W
Velocidade nominal do vento	$U_{\infty}$	10 m/s
Relação da velocidade de ponta	$\lambda$	6
Diâmetro do cubo	-	0.3 m
Número de pás	$B$	3
Ângulo de ataque	$\alpha$	Ótimo $C_l/C_d$
Perfil Alar	-	-

A velocidade nominal de 10 m/s é o valor para a qual é anunciada a potência nominal da turbina. Assim, a condição do projecto poderá corresponder à condição, a partir da qual se obtém a potência nominal. A velocidade nominal do vento e a TSR escolhidas, determinam a geometria do triângulo de velocidade e por consequência o ângulo de torção para cada elemento da pá. O triângulo de velocidade é representado na Figura 3.10 e é composto por  $\Omega r$  e  $U_{\infty}$ .

A escolha do número de pás (três) segue a tendência da maioria dos fabricantes de turbinas eólicas tanto desta dimensão (ver Tabela 2.1), bem como de dimensões superiores. O diâmetro do cubo admitido, é igualmente um valor aproximado do que é utilizado em SWT's.

A TSR e o número de pás são escolhidos de acordo com a aplicação que se pretende. Para bombas de água onde o binário é fundamental, usa-se  $1 < \lambda < 3$ . Para a produção de electricidade, usa-se  $4 < \lambda < 10$ . A Tabela 5.2 dá um breve panorama da relação entre o número de pás e a TSR [19].

**Tabela 5.2:** Relação entre o número de pás e a TSR, [19].

$\lambda$	$B$
1	8 – 24
2	6 – 12
3	3 – 6
4	3 – 4
> 4	1 – 3

O *Hau* [2] e o *Gasch et al.* [36] recomendam uma TSR de 7 para turbinas horizontais de 3 pás. Mas, no presente trabalho, optou-se por uma TSR de 6 para corresponder a uma distribuição de corda favorável à rigidez mecânica<sup>11</sup> das pás. Como se sabe, quanto maior é a TSR, mais esguias serão as pás e maior será a velocidade de rotação, logo, as forças centrífugas são mais elevadas e conseqüentemente maiores serão as tensões a que as pás estarão sujeitas.

## 5.2 Análise de perfis

O componente básico de qualquer equipamento eólico é o rotor. É ele que efectivamente capta a energia do vento e a transforma em energia mecânica, através do movimento rotativo. Para produzir esse movimento, as turbinas eólicas fazem uso de perfis alares capazes de produzirem forças de sustentação que transformam a energia do vento em energia mecânica.

Na escolha de perfis, para projectos de turbinas eólicas, há que ter em atenção os intervalos do número de *Reynolds*. É prática comum adaptar perfis utilizados na aeronáutica nos projectos de turbinas eólicas, por estarem amplamente estudados. A exemplo disso, têm-se os perfis da família NACA, como anteriormente referido. Outro aspecto importante, como já mencionado, é a sua sensibilidade à rugosidade. Por diversos motivos, incrustações, desgastes, pequenos defeitos de fabrico provocam queda no coeficiente de sustentação, logo, é importante que as propriedades aerodinâmicas de um determinado perfil não sejam muito sensíveis às pequenas alterações na geometria do mesmo. Para minimizar esses efeitos, utilizam-se perfis com maior espessura relativa, de modo a atrasar a separação da camada limite e, deste modo, torná-los “insensíveis” à rugosidade.

---

<sup>11</sup> O cálculo estrutural das pás não está inserido no âmbito do trabalho.

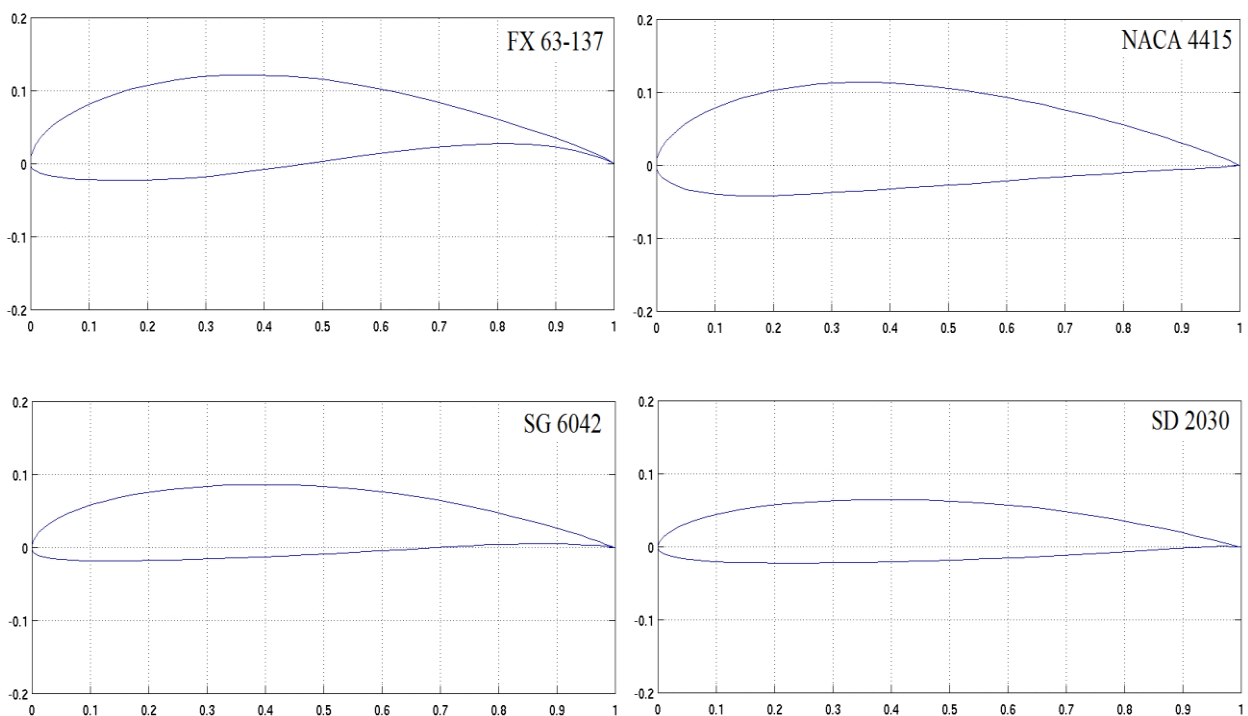
### 5.2.1 Perfis candidatos

Foram analisados alguns perfis, por terem sido testados e recomendados para o uso em turbinas de pequeno porte [1, 13 e 21]. Esses perfis foram alvo, neste projecto, de um estudo em CFD, a fim de parametrizar os coeficientes de sustentação e resistência aerodinâmica, em função do número de *Reynolds* e do ângulo de ataque.

O facto do número de *Reynolds* variar em cada secção radial da pá, porque a velocidade e a corda variam ao longo da envergadura, faz com que as propriedades aerodinâmicas do perfil variem, por serem dependentes do número de *Reynolds*. Sendo assim, após cálculos preliminares com base nos requisitos do projecto, pôde-se estimar que o número de *Reynolds* está compreendido entre  $1 \times 10^5$  e  $9 \times 10^5$ .

Dessa lista, os quatro melhores candidatos foram:

- *Wortmann FX63-137* (13.7% espessura relativa e 6% arqueamento).
- *NACA4415* (15% espessura relativa e 4% arqueamento).
- *Selig/Donovan – SD2030* (8.6% espessura relativa e 2.2% arqueamento).
- *Selig/Giguere – SG6042* (10% espessura relativa e 3.7% arqueamento).



**Figura 5.1:** Perfis alares seleccionados, [21].

### 5.3 Simulação em CFD

As características dos perfis foram obtidas a partir dos códigos de CFD comerciais, denominados de ICEM e FLUENT.

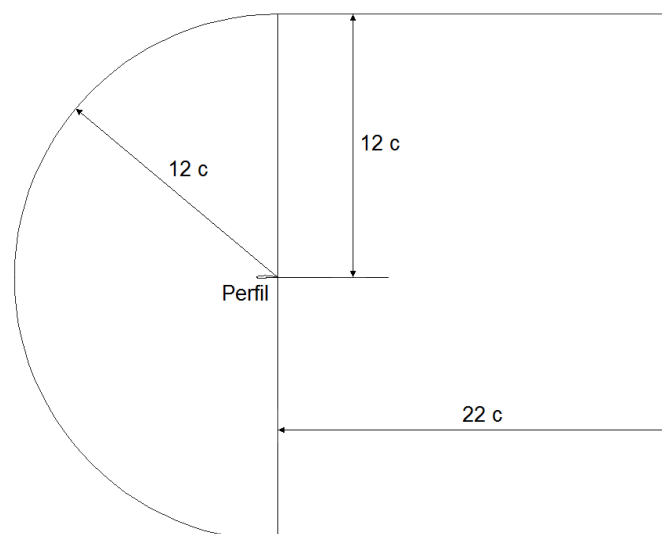
O ICEM é um programa de modelagem de geometrias e de geração de malhas, que podem ser lidos em programas de análise como o FLUENT ou outro programa de análise de escoamentos.

O FLUENT é um programa de modelagem de escoamentos e transferência de calor em geometrias complexas. Oferece flexibilidade de malha completa, resolvendo problemas de escoamento 2D/3D com malhas não estruturadas. Suporta diferentes tipos de malhas, que incluem:

- Malhas 2D triangular e quadrilátero,
- Malhas 3D tetraédrico, hexaédrico, cunha/prisma, pirâmide e malhas híbridas.

#### 5.3.1 Geração da malha

Gerou-se no ICEM, uma malha não estruturada em forma de “C” à volta de cada perfil, com uma determinada dimensão, de forma a que as condições impostas na fronteira não interferissem com o escoamento em torno do perfil. Isto é, garantiu-se que as fronteiras estivessem em zonas de escoamento completamente desenvolvido ou seja, sem gradientes de velocidade e pressão. O modelo utilizado é demonstrado na Figura 5.3, onde “ $c$ ” é o comprimento da corda.



**Figura 5.2:** Distâncias do campo do escoamento.

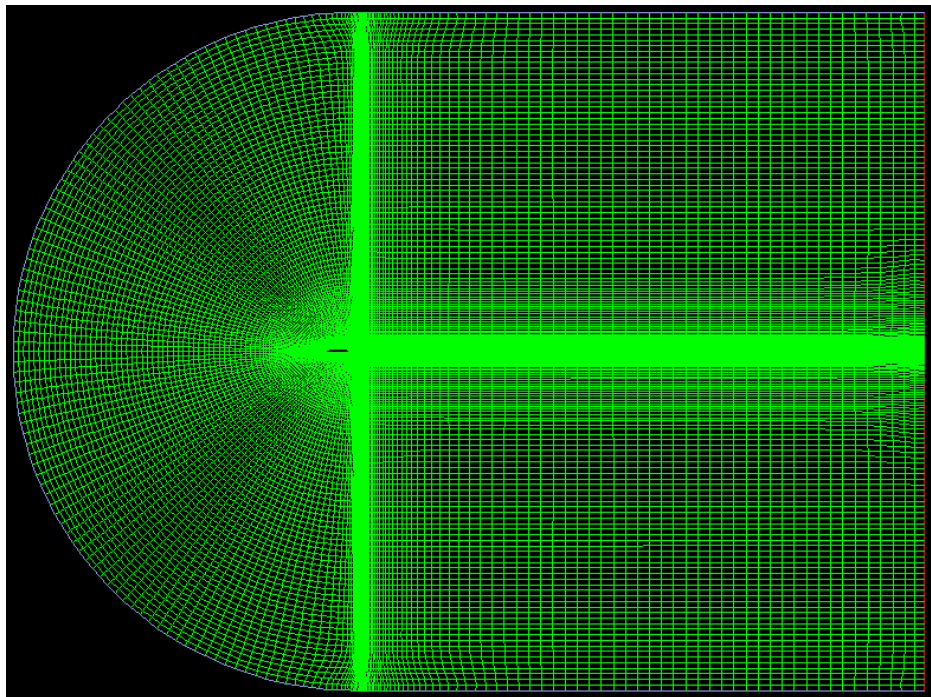
### 5.3.2 Definição das condições de fronteira

A fim de simplificar a definição das condições de fronteira gerou-se uma malha diferente para cada ângulo de ataque e o único parâmetro a declarar é a intensidade da velocidade do escoamento. O perfil foi considerado como uma parede e a condição de não escorregamento foi aplicada (*Wall – no slip*). Na saída foi declarada pressão relativa nula.

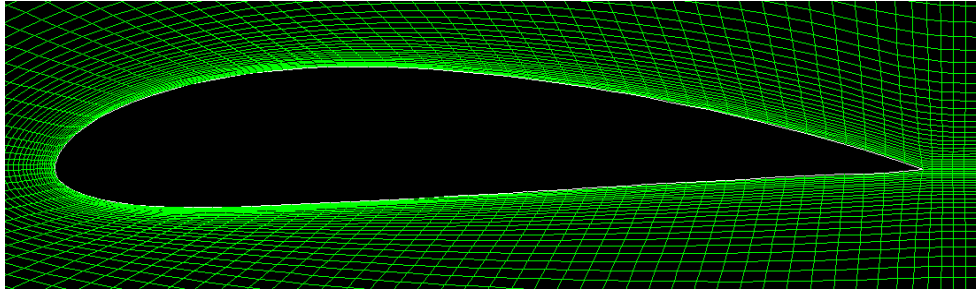
### 5.3.3 Malha

Definidas as condições de fronteira, as malhas foram exportadas para o FLUENT onde, as propriedades dos perfis foram calculadas em “2D solver”. O campo do escoamento foi gerado tendo em consideração uma malha estruturada quadrilátero composta por 27468 células. Junto às superfícies do perfil as células são muito pequenas e à medida que se afasta do perfil estas vão aumentando, como se pode visualizar nas Figuras 5.4 e 5.5.

As células da malha são muito refinadas junto às superfícies do perfil, de modo a garantir um “ $y^+$ ” adequado, obtendo-se desta forma resultados independentes da malha (refinar malha de modo a obter convergência dos resultados). Na modelação da malha, teve-se em consideração um maior refinamento no bordo de ataque com o intuito de se obterem resultados fiáveis, isto porque, é uma área crítica com os maiores gradientes [28].



**Figura 5.3:** Malha gerada pelo FLUENT.



**Figura 5.4:** Malha junto às superfícies do perfil.

O “ $y^+$ ” é uma distância adimensional, frequentemente utilizado em CFD para descrever quão grosseira ou fina é uma malha para um dado escoamento. É a relação entre as influências turbulenta e laminar numa célula [23].

#### 5.3.4 Modelos de turbulência

Adoptaram-se modelos de turbulência com critérios de convergência crescentes, de forma a aumentar as probabilidades de convergência.

Nas primeiras 300 iterações utilizou-se o modelo  $K - \varepsilon$  *standard*, com discretizações lineares de pressão, quantidade de movimento, desacoplamento entre velocidade e pressão. De seguida utilizou-se o modelo  $K - \varepsilon$  *realizable* com 150 iterações, com discretizações quadráticas de pressão e quantidade de movimento e acoplamento entre velocidade e pressão. Por último, utilizou-se o modelo  $K - \omega$  *SST* com mais 300 iterações.

#### 5.3.5 Geração automática da malha

De modo a automatizar a geração da malha e à obtenção dos resultados escreveram-se três programas em linguagem “C”, denominados de:

- “Malha 2D” – Programa principal. Este programa gera malhas no *ICEM* que posteriormente são utilizadas no *FLUENT* para calcular as forças aerodinâmicas que actuam no perfil.
- “Calcula\_Coeficientes” – calcula os coeficientes de sustentação, os coeficientes de resistência aerodinâmica e a eficiência aerodinâmica do perfil, a partir dos resultados obtidos.

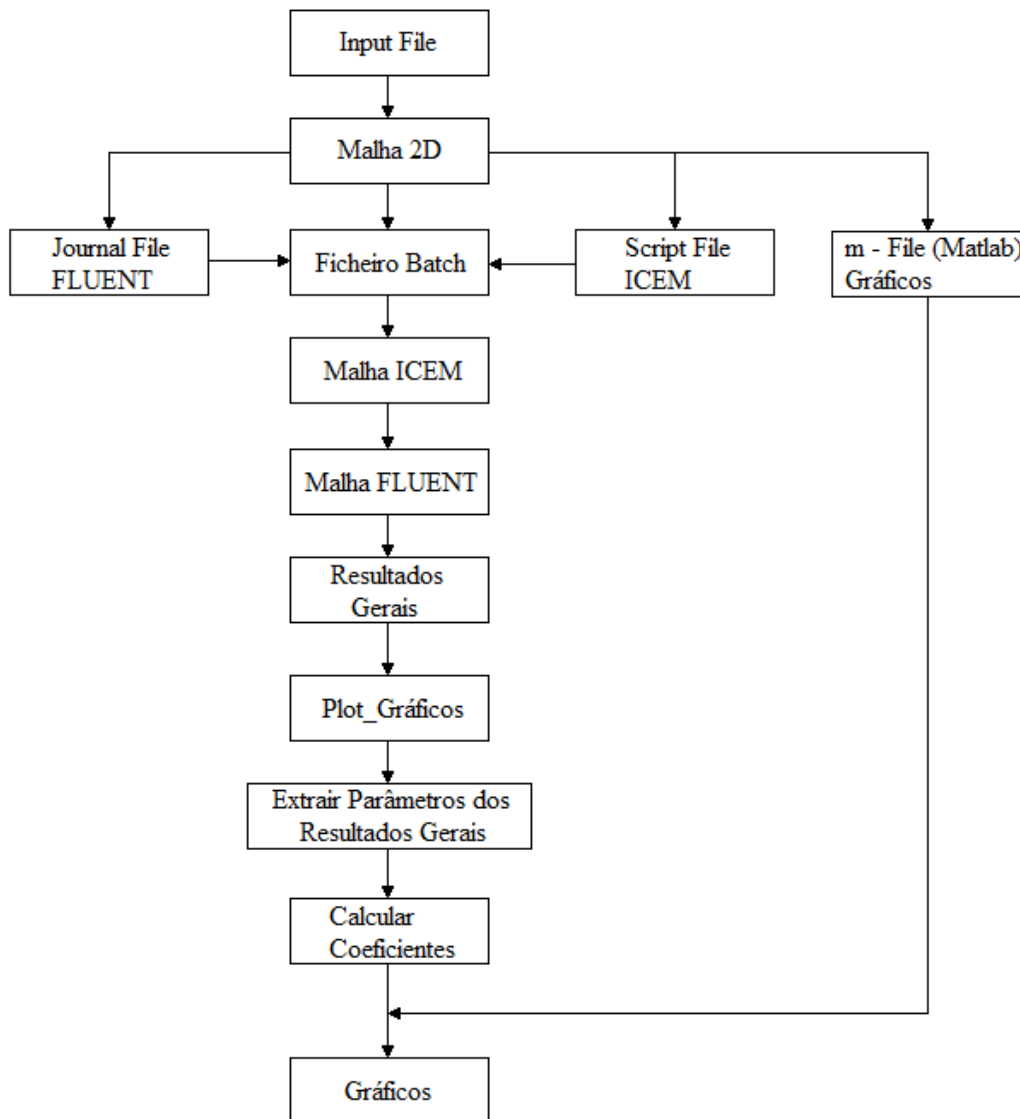
- “Plot\_Graficos” – gera os resultados em forma de gráficos, como se pode ver nas Figuras 5.7, 5.8 e 5.9 e nas figuras do Anexo C.

Para que o programa “Malha 2D” funcione e para que os resultados sejam utilizados pelos outros dois programas, são necessários os seguintes ficheiros de entrada:

- “Input\_icem” – ficheiro que contém as seguintes coordenadas: ficheiro do perfil, corda do perfil, saída (FLUENT MALHA), nome da malha, número de incidências, número de velocidades;
- “NACA4415” – ficheiro que contém as coordenadas do perfil. As coordenadas de cada perfil testado encontram-se no Anexo D.

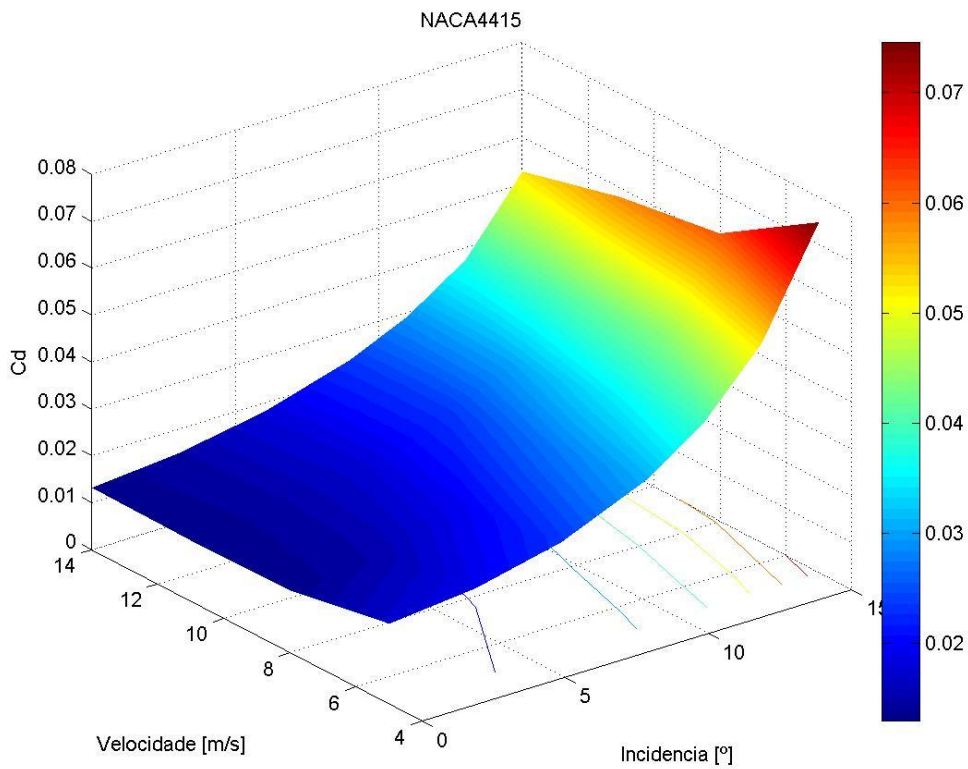
Na figura que se segue, pode-se observar o fluxograma utilizado na geração das malhas dos perfis. No Anexo C é apresentado os resultados obtidos a partir do FLUENT.

O código do programa “Malha 2D”, desenvolvido especificamente para este trabalho é apresentado no Anexo E.



**Figura 5.5:** Fluxograma de funcionamento dos programas “Malha 2D”, “Calcula\_Coeficientes” e “Plot\_Graficos”.

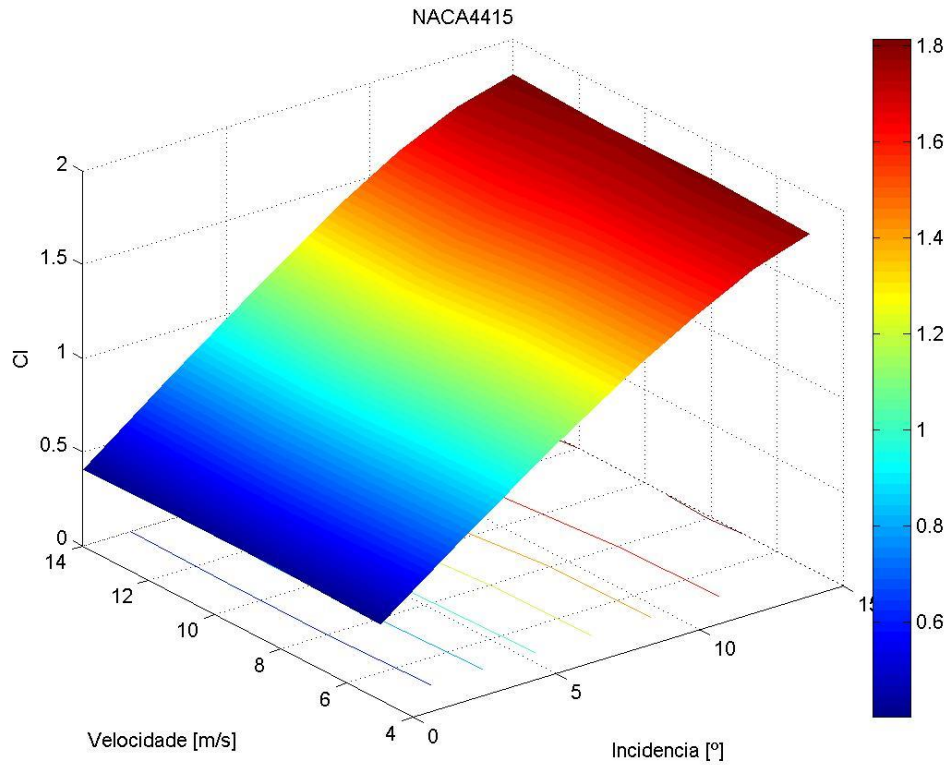
### 5.3.5 Resultados obtidos



**Figura 5.6:** Variação do coeficiente de resistência aerodinâmica do perfil NACA4415 em função da velocidade e ângulo de incidência.

**Tabela 5.3:** Coeficiente de resistência aerodinâmica do perfil NACA4415.

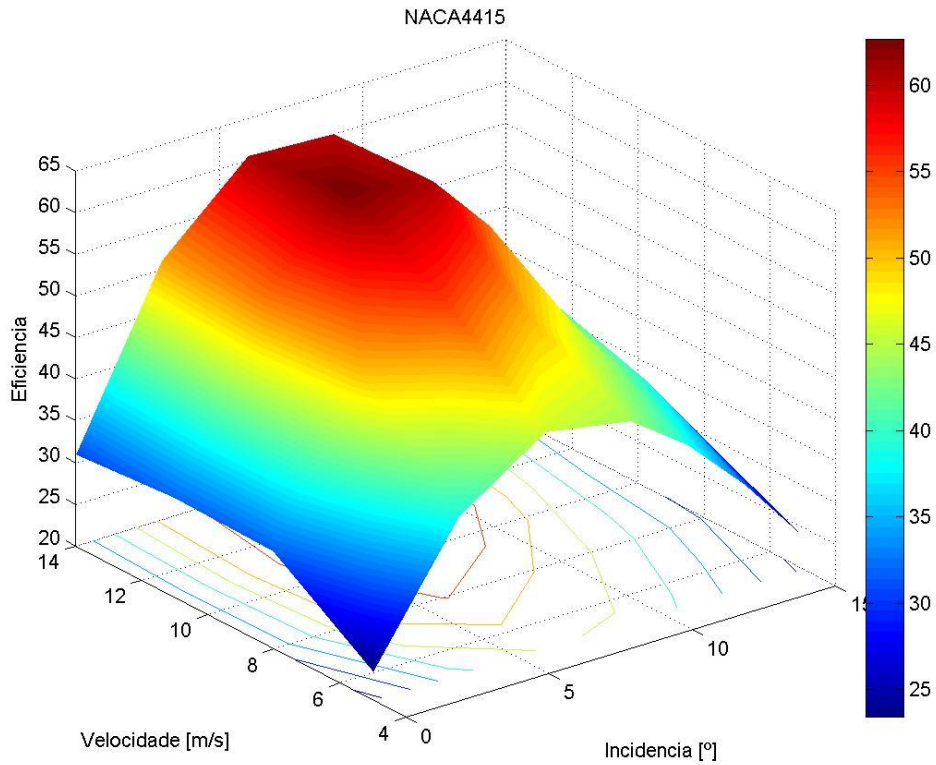
$C_d$	Velocidade [m/s]			
$\alpha$ [°]	5	8	11	14
0	0.017146	0.013285	0.012996	0.013124
3	0.018992	0.015092	0.014515	0.014777
6	0.023219	0.019477	0.0176	0.018038
9	0.030977	0.02725	0.023354	0.023442
11	0.039436	0.034224	0.029868	0.029039
13	0.052581	0.044126	0.040375	0.037368
15	0.074614	0.061311	0.058029	0.05252



**Figura 5.7:** Variação do coeficiente de sustentação do perfil NACA4415 em função da velocidade e ângulo de incidência.

**Tabela 5.4:** Coeficiente de sustentação do perfil NACA4415.

$C_l$	Velocidade [m/s]			
$\alpha$ [°]	5	8	11	14
0	0.40202	0.420043	0.415254	0.405756
3	0.739313	0.756728	0.765253	0.755026
6	1.063427	1.076162	1.103299	1.090388
9	1.362408	1.366654	1.413413	1.404721
11	1.537645	1.544265	1.582107	1.586232
13	1.68794	1.700045	1.707032	1.731835
15	1.786494	1.806062	1.791972	1.814275



**Figura 5.8:** Variação da eficiência aerodinâmica do perfil NACA4415 em função da velocidade e ângulo de incidência.

**Tabela 5.5:** Eficiência aerodinâmica do perfil NACA4415.

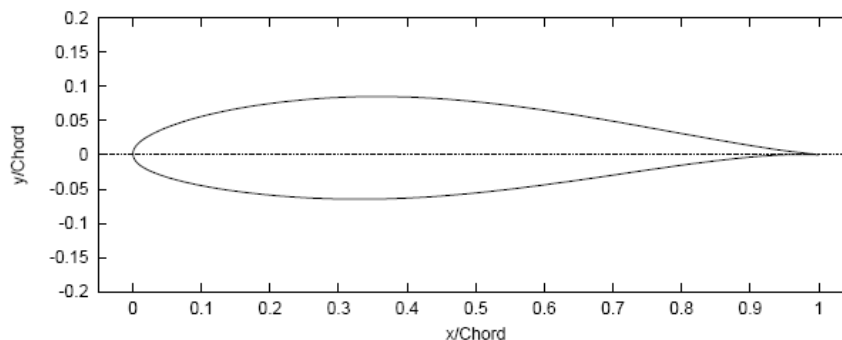
$C_l/C_d$	Velocidade [m/s]			
$\alpha$ [°]	5	8	11	14
0	23.44752	31.61693	31.95268	30.91798
3	38.92775	50.14073	52.72312	51.09351
6	45.80036	55.25385	62.68698	60.44954
9	43.98158	50.15272	60.52047	59.92437
11	38.9912	45.12272	52.96998	54.62462
13	32.1015	38.5269	42.27899	46.34481
15	23.94313	29.45735	30.88059	34.54417

## 5.4 Validação dos resultados

Para validar os modelos de turbulência utilizados e conseqüentemente os resultados obtidos no CFD, recorreu-se a um perfil, neste caso NACA63-215, do catálogo *Wind Turbine Airfoil* [24]. O catálogo fornece um conjunto de resultados para uma ampla gama de perfis para turbinas eólicas. Esses resultados foram obtidos através de simulações numéricas, a partir do programa EllipSys2D, e comparados com resultados obtidos a partir do código XFOIL e com resultados experimentais.

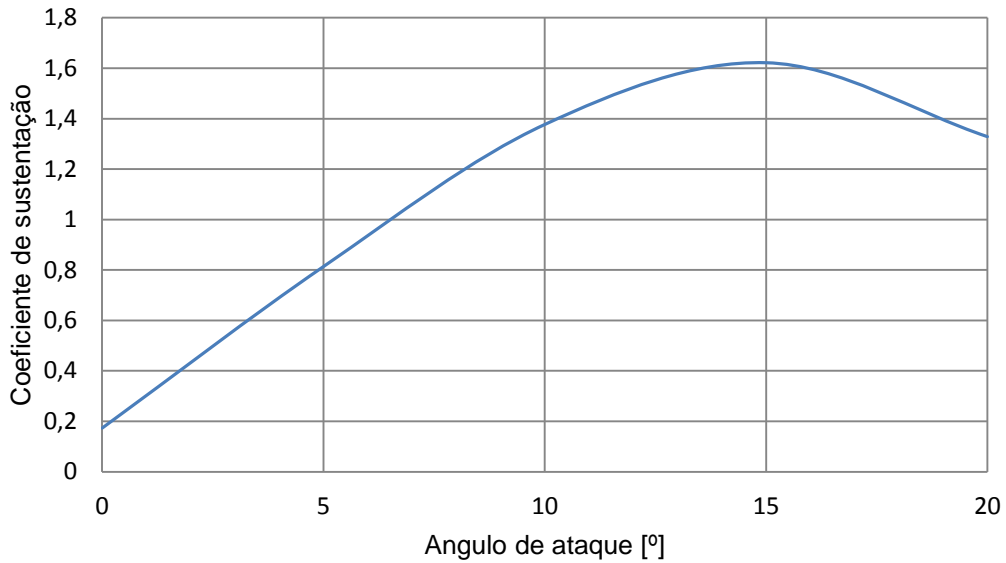
De igual modo, utilizou-se o FLUENT para simular o escoamento em torno do perfil NACA63-215, em que se teve em atenção o número de *Reynolds* e as condições de ensaio utilizados no catálogo *Wind Turbine Airfoil*, de forma a obterem-se resultados credíveis. Os modelos de turbulência utilizados foram os dos ensaios anteriores, pois a finalidade deste ensaio é o de verificar se esses modelos de turbulência são os mais adequados.

Na figura que se segue encontra-se a geometria 2D do perfil NACA63-215.

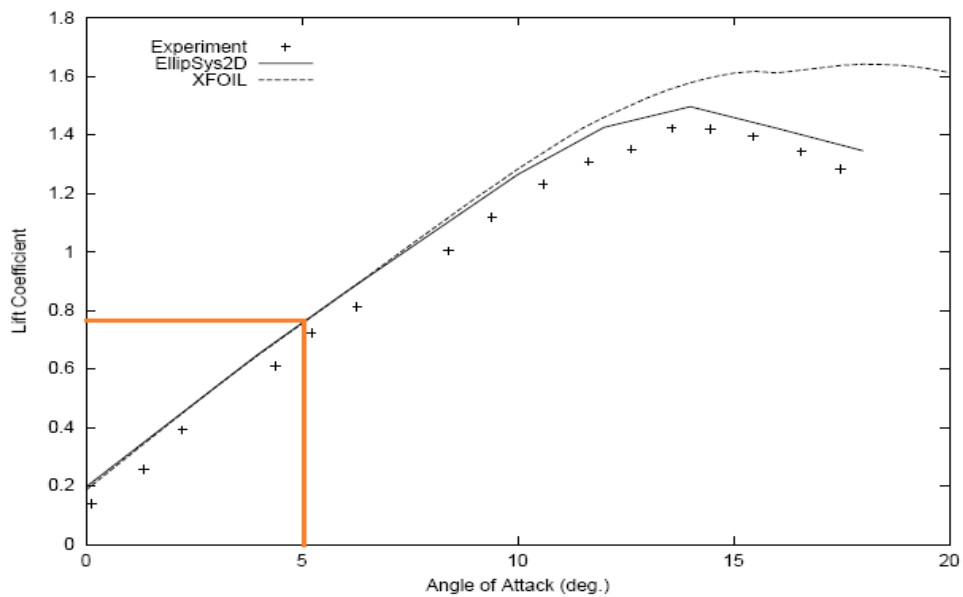


**Figura 5.9:** Perfil NACA 63-215, [24].

Os resultados obtidos para os coeficientes de sustentação e resistência aerodinâmica, em função dos ângulos de ataque, são apresentados nas Figuras 5.11 e 5.13 e confrontados com os resultados do catálogo apresentados nas Figuras 5.12 e 5.14.

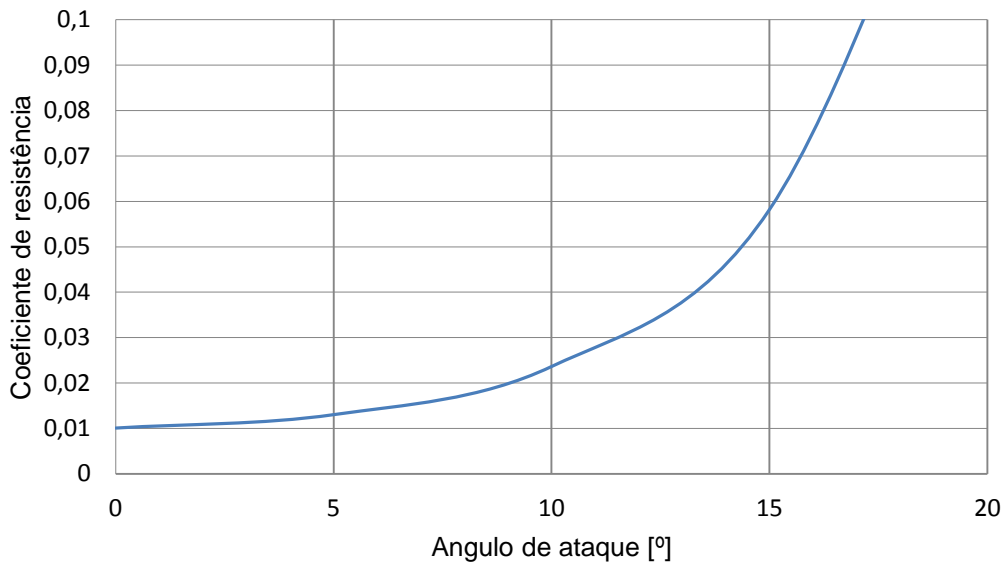


**Figura 5.10:** Curva do coeficiente de sustentação do perfil NACA63-215 obtido a partir do FLUENT.

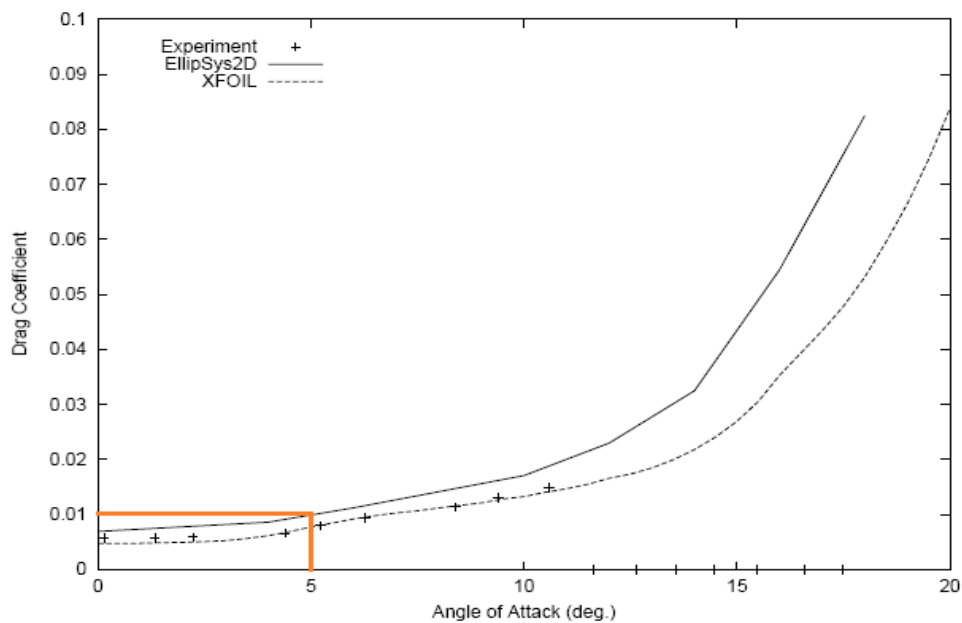


**Figura 5.11:** Curva do coeficiente de sustentação do perfil NACA63-215, [24].

Analisando os resultados do coeficiente de sustentação, Figura 5.11, pode-se reparar que existem semelhanças entre os resultados obtidos a partir FLUENT e os resultados computacionais e experimentais do catálogo. Nota-se, de igual modo, que não existe nenhuma oscilação na região linear, onde é suposto ter esse comportamento, para um bom desempenho do perfil.



**Figura 5.12:** Curva do coeficiente de resistência aerodinâmica do perfil NACA63-215 obtido a partir do FLUENT.



**Figura 5.13:** Curva do coeficiente de resistência aerodinâmica do perfil NACA63-215, [24].

Relativamente ao coeficiente de resistência, os resultados obtidos apresentam alguma discrepância comparativamente aos resultados experimentais e aos dos códigos computacionais XFOIL e EllipSys2D. Observando a Figura 5.13, a zero graus de inclinação, verifica-se que o perfil apresenta um coeficiente de resistência de 0.01, enquanto que, nos

resultados da Figura 5.14, o perfil apresenta um coeficiente de resistência na ordem dos 0.006. Com o aumento do ângulo de ataque, o erro relativo aumenta cada vez mais, situando-se aproximadamente nos 45%.

Esta discrepância deve-se, em parte, às limitações do *hardware* (capacidade do processador; capacidade de memória) no processamento dos dados na geração da malha e no seu refinamento.

Outro erro identificado, no que se refere aos resultados obtidos, para o coeficiente de resistência, está relacionado com o código desenvolvido, “Malha 2D”, para gerar a malha. Este, carece ainda de melhoramentos ao nível da compatibilidade com o FLUENT. Verifica-se que o código não consegue adaptar o “ $y^+$ ” para o valor pretendido ( $y^+ \approx 1$ ), o que limita a análise do escoamento na subcamada viscosa.

## 5.5 Escolha do Perfil

O objectivo de se massificarem as energias renováveis só pode ser alcançado se estas forem eficientes e baratas, pois, só assim, constituirão realmente uma alternativa. Um rotor altamente otimizado aerodinamicamente apresenta uma elevada complexidade (superfícies com dupla curvatura, distribuições não lineares de corda e de torção, perfis de geometria complexa), o que se traduz no encarecimento do produto final. Nesta perspectiva, pode-se sacrificar a performance do rotor para se ganhar sustentabilidade.

Da análise dos resultados obtidos, a partir do FLUENT, constatou-se que o perfil FX63-137 tem a melhor relação  $C_l/C_d$ . Isto se deve ao facto do perfil possuir mais arqueamento que os restantes perfis. Os perfis FX63-137 e *Selig/Giguere* SG6042 são os que apresentam os maiores valores de coeficiente de sustentação, demonstrando desta forma, que os perfis de espessura relativa fina têm melhores coeficientes de sustentação.

O perfil *Selig/Donovan* SD2030, apesar de ter menor espessura relativa, já não apresenta um coeficiente de sustentação tão elevado comparativamente aos perfis anteriores, uma vez que possui apenas um arqueamento de 2.2%.

Os perfis com espessuras relativas entre os 9% e os 12% apresentam bons coeficientes de sustentação mas, quando entram em perda, esta desencadeia-se de uma forma rápida [34]. O mecanismo de perda processa-se da seguinte forma: existe um grande pico de sucção junto ao bordo de ataque que vai provocar a separação do escoamento, seguidamente, devido ao

efeito de *Coanda*, o escoamento torna a colar-se mais a jusante formando uma bolha de recirculação. À medida que o ângulo de ataque aumenta esta bolha vai ocupando todo o extradorso até que se separa sem possibilidade de voltar a recolar, causando perda (*Stall*) [34]. Este mecanismo tem como consequência o aumento da resistência aerodinâmica e uma diminuição da eficiência.

Neste sentido, optou-se por um perfil com maior espessura relativa, nomeadamente o NACA4415. Os perfis da família NACA44xx são muito utilizados em SWT's porque possuem o intradorso relativamente plano, facilitando a sua construção, e também por apresentarem alguma insensibilidade à rugosidade, como anteriormente referido. O NACA4415 apresenta uma relação  $C_l/C_d$  inferior aos perfis FX63-137 e SG6042, no entanto apresenta uma maior espessura relativa fazendo com que a perda de sustentação seja suave pela progressão da separação turbulenta, a partir do bordo de fuga em direcção ao bordo de ataque. Tal, permite manter o coeficiente de sustentação elevado durante mais alguns ângulos de ataque, o que o torna vantajoso em relação aos restantes perfis.

## 6. *Design* e análise aerodinâmico

Neste capítulo são apresentadas diferentes soluções no *design* de uma pá, utilizando os mesmos critérios de projecto, enunciados no capítulo anterior.

São comparados três tipos de pás. Uma pá com um *design* ideal é calculada e posteriormente modificada, de forma a encontrar uma solução que se considera de fácil construção e consequentemente barata.

Nos cálculos, assumiu-se uma viscosidade dinâmica do ar igual a  $1.8 \times 10^{-5} \text{ N.s/m}^2$  e uma densidade de  $1.225 \text{ kg/m}^3$ .

Para o cálculo do raio das pás (Equação 4.1) considerou-se um  $C_p$  de 40% e um rendimento global,  $\eta$ , dos outros componentes, na ordem dos 90% [20].

### 6.1 Cálculo do ângulo de torção

O ângulo de torção da pá,  $\beta$ , foi calculado a partir do método simplificado para o *design* de pás de turbinas eólicas. Neste método, o ângulo de ataque é considerado constante para todos os elementos da pá e o ângulo do escoamento não perturbado não considera os efeitos das induções axial e tangencial, apenas a relação de velocidades.

A Tabela 6.1 contém os resultados obtidos da aplicação do modelo simplificado para uma TSR de 6, utilizando o perfil NACA4415.

**Tabela 6.1:** Distribuição radial do comprimento da corda e dos ângulos de torção,  $\beta$ , e do escoamento não perturbado,  $\phi$ , para a turbina utilizando o método simplificado, (Perfil NACA4415,  $C_{l\ Design}=1,1$  e  $\alpha_{Design}=6^\circ$ ).

Razão da velocidade local, $\lambda_r$	Distância radial, $r/R$	Distribuição da corda, $c/R$	Ângulo do escoamento não perturbado, $\phi$ [°]	Ângulo da torção, $\beta$ [°]
0.90	0.15	0.22	32.01	26.01
1.17	0.19	0.19	27.04	21.04
1.44	0.24	0.17	23.22	17.22
1.71	0.28	0.15	20.26	14.26
1.97	0.33	0.13	17.91	11.91
2.24	0.37	0.12	16.02	10.02
2.51	0.42	0.11	14.48	8.48
2.78	0.46	0.10	13.19	7.19
3.05	0.51	0.09	12.11	6.11
3.32	0.55	0.08	11.19	5.19
3.58	0.60	0.08	10.39	4.39
3.85	0.64	0.07	9.70	3.70
4.12	0.69	0.07	9.09	3.09
4.39	0.73	0.06	8.56	2.56
4.66	0.78	0.06	8.08	2.08
4.93	0.82	0.06	7.65	1.65
5.19	0.87	0.05	7.26	1.26
5.46	0.91	0.05	6.92	0.92
5.73	0.96	0.05	6.60	0.60
6.00	1.00	0.05	6.31	0.31

## 6.2 Aplicação do método BEMT

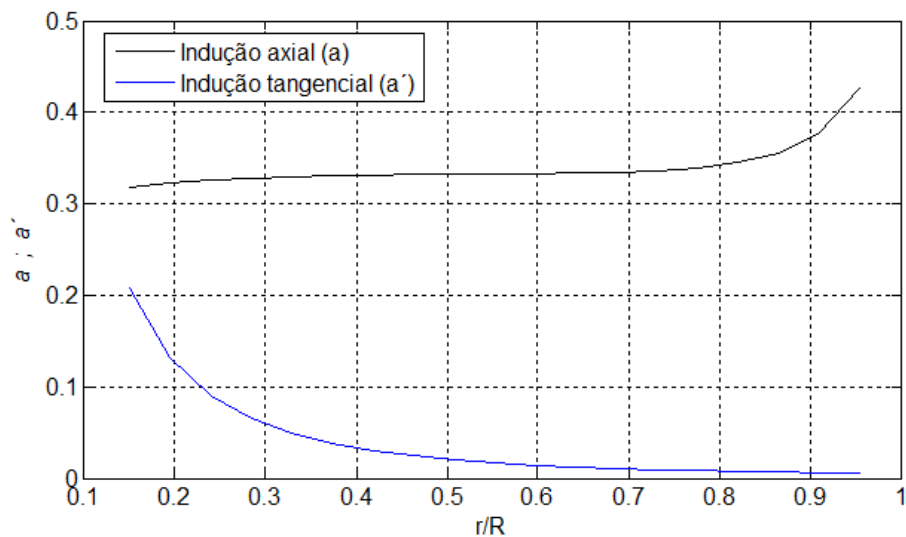
Determinados os ângulos de torção,  $\beta$ , em cada secção da pá, o método BEMT foi aplicado de forma a recalculer as pás. Sendo assim, para o tipo de perfil seleccionado, potência requerida e TSR especificada, o comprimento e a forma das pás (o raio do rotor) são projectados tendo em consideração um rotor ideal, com rotação na esteira e perda na ponta das pás.

Nas condições de projecto e após ajuste da distribuição dos valores de  $C_L/C_D$ , obtiveram-se os seguintes resultados:

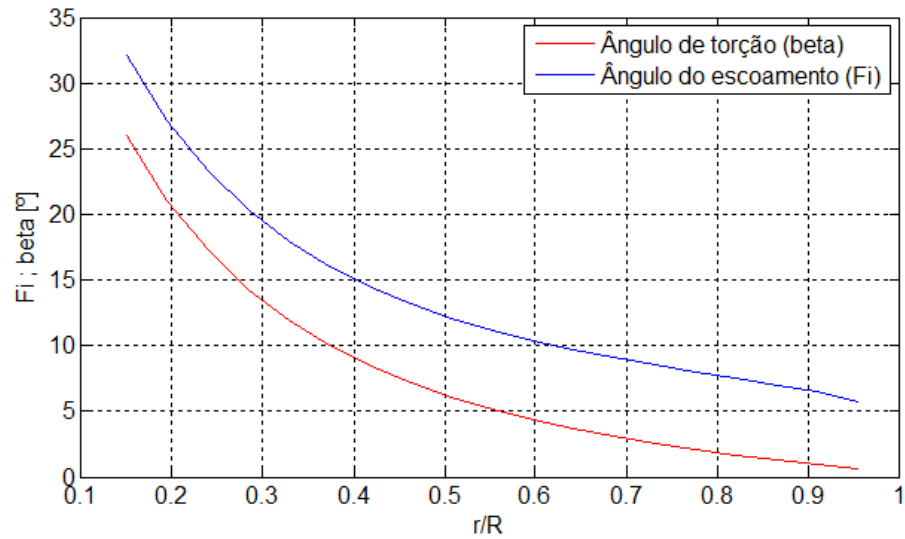
**Tabela 6.2:** Características da pá ideal após ajuste da distribuição dos valores de  $C_L/C_D$ .

$C_p$	Raio [m]	Potencia [W]	Binario [N.m]	Força axial [N]	RPM
0.332	1.202	922.40	18.47	174.65	476.87

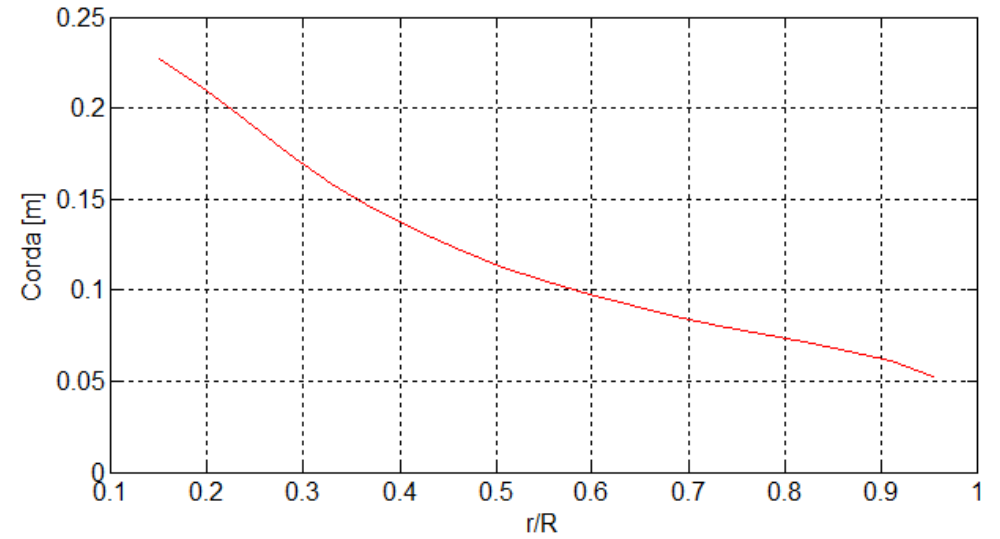
As variáveis aerodinâmicas resultantes do cálculo são apresentadas nas Figuras de 6.1 a 6.9. Na Tabela I do Axeno F podem-se consultar os valores discriminados das variáveis aerodinâmicas resultantes do cálculo.



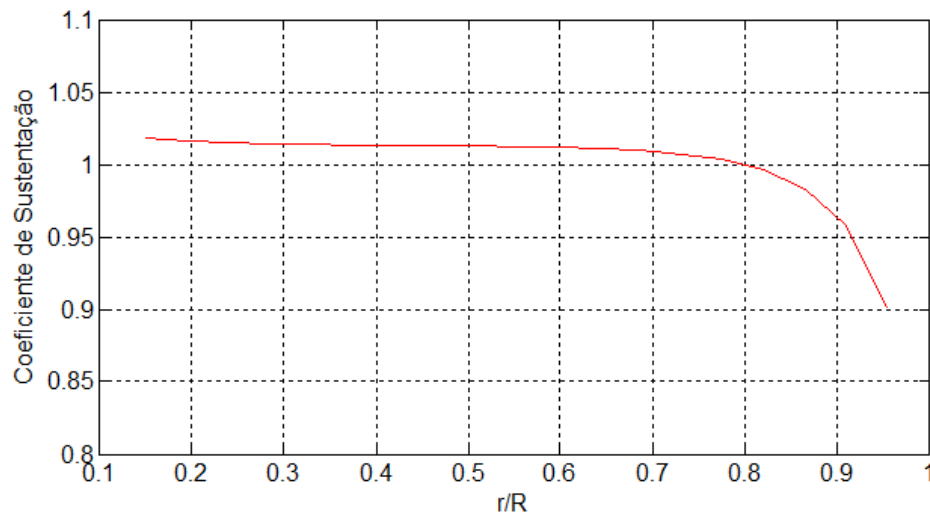
**Figura 6.1:** Distribuição dos factores de indução axial e tangencial ao longo da envergadura.



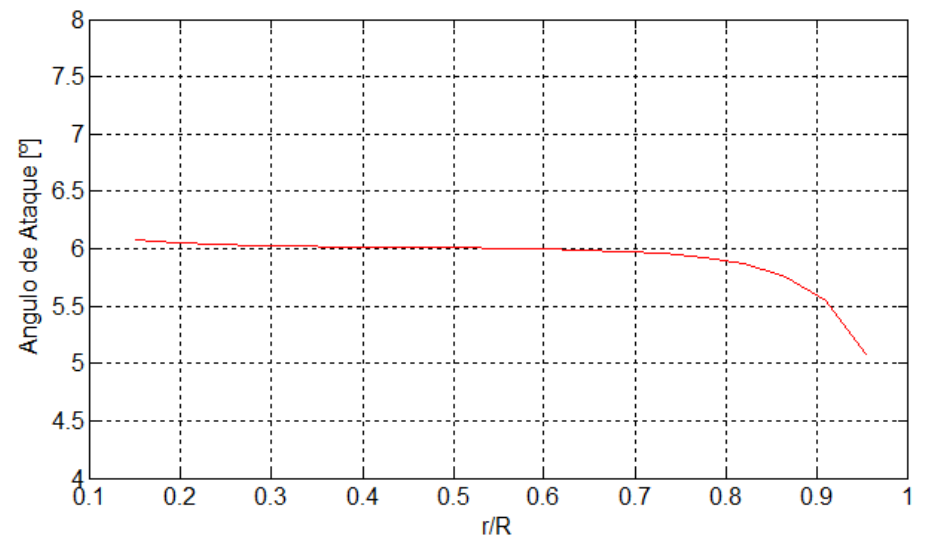
**Figura 6.2:** Variação dos ângulos da torção e do escoamento não perturbado ao longo da envergadura.



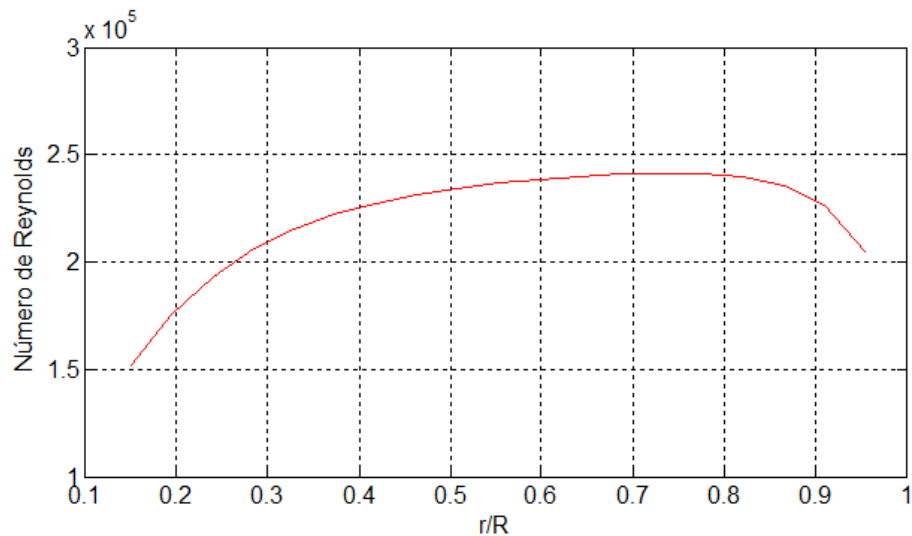
**Figura 6.3:** Variação da corda ao longo da envergadura.



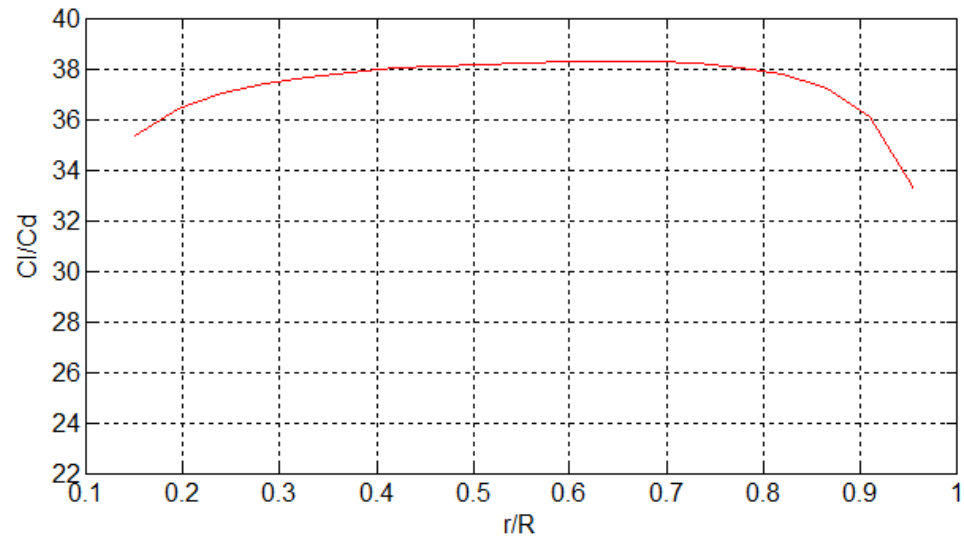
**Figura 6.5:** Variação do coeficiente de sustentação ao longo da envergadura.



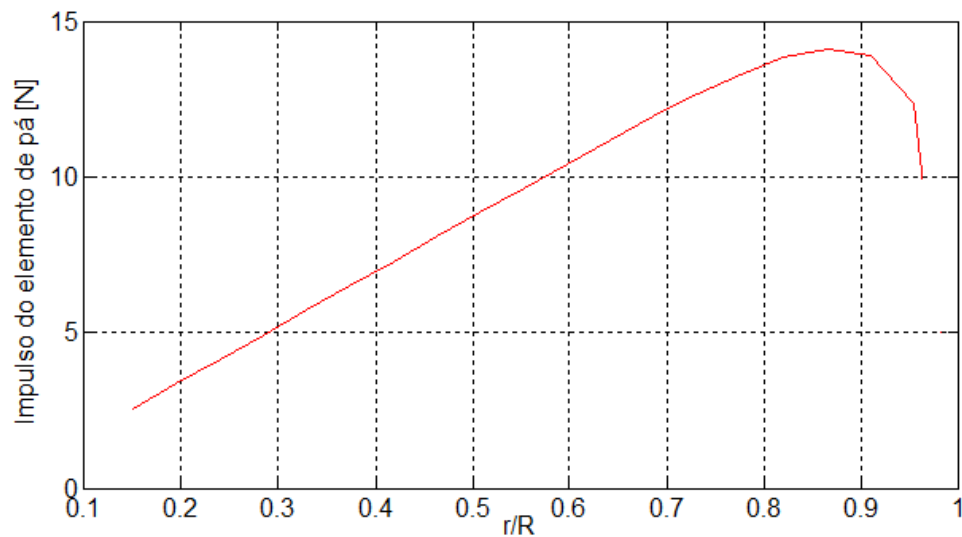
**Figura 6.4:** Variação do ângulo de ataque ao longo da envergadura.



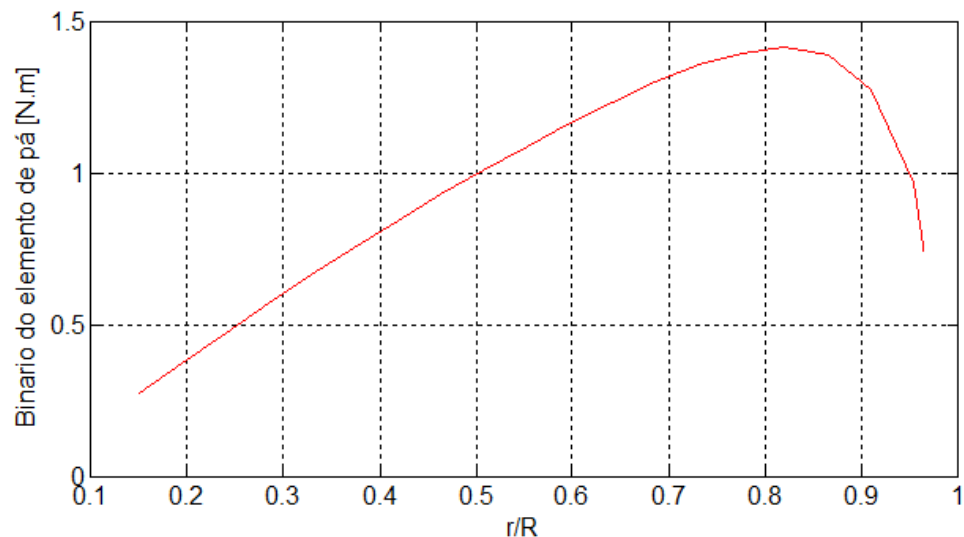
**Figura 6.6:** Variação do número de *Reynolds* ao longo da envergadura.



**Figura 6.7:** Variação da relação  $C_l/C_d$  ao longo da envergadura.



**Figura 6.8:** Variação do impulso ao longo da envergadura.



**Figura 6.9:** Variação do binário ao longo da envergadura.

Analisando os resultados obtidos na Tabela 6.2, verifica-se que a potência obtida encontra-se abaixo dos 1000W requeridos inicialmente. Tal, deve-se à contabilização do efeito da perda na ponta das pás, do coeficiente de resistência e dos factores de indução axial e tangencial, que diminuem, desta forma, a potência e o coeficiente de potência do rotor. No cálculo do raio do rotor e do ângulo de torção da pá, método simplificado, não se contabilizaram estas perdas.

Outro aspecto que induz uma potência abaixo dos 1000W é o elevado valor do coeficiente de resistência aerodinâmica do perfil, que afecta a eficiência ( $C_l/C_d$ ) das pás. Tal, deve-se aos resultados obtidos a partir do CFD, no mapeamento do número de *Reynolds* do perfil utilizado.

Para o mesmo raio calculado e condições de projecto assumidos anteriormente, a potência de 1000W poderá ser alcançada com um melhor mapeamento do número de *Reynolds* do perfil utilizado, optimizando, desta forma, as pás do rotor. Mesmo assim, há que admitir que o coeficiente de potência, assumido inicialmente, dificilmente poderá ser alcançado, devido às perdas e ao baixo número de *Reynolds* de funcionamento, a que as turbinas de pequeno porte estão sujeitas.

Segundo o Prof. *Schaffarczyk*<sup>12</sup> normalmente o coeficiente de potência alcançado por uma SWT ronda os 35%, excepcionalmente os 40%, o que consolida o valor encontrado neste trabalho (33.2%) . Todavia, para avaliar os valores calculados, a turbina deve passar por testes em condições reais ou no túnel de vento.

---

<sup>12</sup> Especialista em turbias eólicas e Prof. Universitário em *Fachhochschule Kiel*.

### 6.3 Modificações na geometria das pás

O projecto ideal de uma pá é influenciado pelo modo de funcionamento da turbina. Para atingir as condições óptimas de funcionamento, um rotor deve funcionar especificamente na TSR para o qual foi projectada.

Quando uma turbina opera numa TSR diferente para a qual foi projectada, o *design* deixa de ser ideal e oferece um desempenho óptimo inferior, mesmo em condições ideais de resistência livre. Assim, não se justifica projectar uma pá, com uma forma ideal, se não se poder garantir o seu funcionamento sempre nas condições ideais. Pode-se redesenhar a pá com o propósito de se encontrar uma configuração simples e de fácil concepção, tentando manter o desempenho o mais próximo possível da configuração ideal.

Deve-se também considerar que ao modificar-se a configuração das pás, o rotor deixa de estar muito carregado aerodinamicamente, isto porque, as forças axiais e binário, que actuam no rotor, tendem a diminuir (considerando o mesmo raio da pá).

Neste trabalho, a configuração da pá ideal é modificado ao nível da distribuição da corda e do ângulo de torção, utilizando o mesmo perfil.

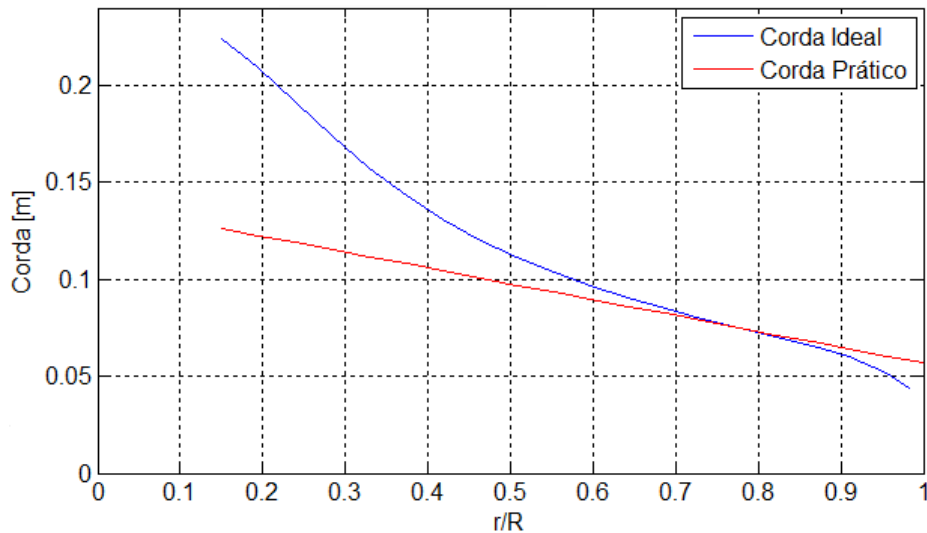
#### 6.3.1 Modificação da distribuição do comprimento da corda

A distribuição da corda da configuração ideal não obedece a uma distribuição linear e, perto da raiz a corda aumenta vertiginosamente, como se pode visualizar na Figura 6.3. A configuração da pá da Figura 6.3 é eficiente, mas complexo para construir e, portanto, dispendioso. Segundo *Burton et al.* [1], pode-se simplificar a configuração, calculando um novo plano forma, através da Equação (6.1), que corresponde praticamente à Figura 6.10. Uma distribuição linear da corda, que passa entre 70% e 90 % nos pontos alvos da envergadura, não só simplifica, mas também, remove muito material na raiz. A expressão que prescreve uma distribuição linear da corda é dada pela seguinte equação;

$$\frac{c}{R} = \frac{8}{9\lambda_{0.8}} \left( 2 - \frac{\lambda(r/R)}{\lambda_{0.8}} \right) \frac{2\pi}{C_{t\lambda B}} \quad (6.1)$$

Onde, 0.8 representa o ponto de 80 % da envergadura, a meio caminho entre os pontos alvo.

A remoção do material na raiz da pá não afecta muito o desempenho da pá, porque a maior parte da energia é gerada na sua parte externa, (entre  $r/R = 0.5$  e  $r/R = 0.9$ ). Pelas razões apresentadas, pode-se concluir que uma pá com uma distribuição de corda linearizada demonstra ser uma boa opção.



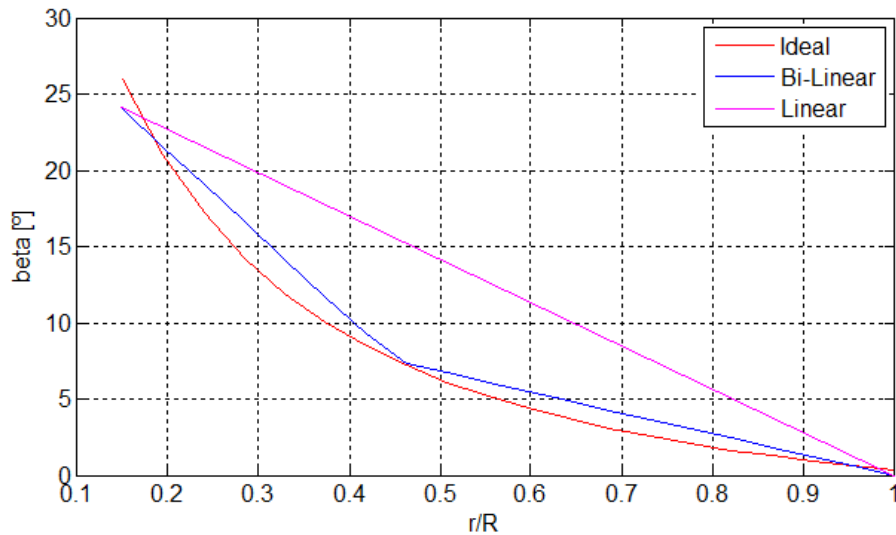
**Figura 6.10:** Corda linear *versus* corda ideal ao longo da envergadura da pá.

### 6.3.2 Modificação da distribuição do ângulo de torção

Da mesma forma, a variação do ângulo  $\beta$  da configuração ideal também não tem um comportamento linear. A obtenção de uma pá, com uma torção desta natureza, só está ao alcance de máquinas de comando numérico.

Para se obter uma variação do ângulo de torção que se considere “simples” e de fácil concepção, recorreu-se a dois tipos de variação do ângulo da torção (Figura 6.11):

- Uma variação do ângulo de torção linear,
- Uma variação do ângulo de torção bi-linear.



**Figura 6.11:** Variação ideal, linear e bi-linear do ângulo de torção ao longo da envergadura.

A linearização do ângulo de torção da pá foi obtida a partir da equação de uma recta do tipo  $y = mx + b$ .

Para se obter uma variação linear do ângulo  $\beta$  fixou-se o ângulo na ponta da pá em  $0^\circ$  e foi-se variando o ângulo de torção na raiz, de forma a maximizar coeficiente de potência. Neste caso,  $24^\circ$  é o ângulo onde se obtém o coeficiente de potência máximo. A expressão que dá a variação linear é dada pela Equação (6.2).

$$\beta = \beta_{Ponta} + \left[1 - \frac{r}{R}\right] \beta_{Raiz} \quad (6.2)$$

Onde:  $\beta_{Ponta} = 0$  e  $\beta_{Raiz} = 24 \pi/180$

Relativamente à configuração bi-linear, o procedimento foi o mesmo, mas com a particularidade de serem utilizadas duas rectas:

- Uma recta é fixa na ponta da pá com o ângulo de torção igual a  $0^\circ$  e com uma determinada inclinação e uma dada distância radial, como mostra a Figura 6.11;
- Outra, dessa mesma distância radial até à raiz da pá.

A variação bi-linear é obtida a partir das Equações (6.3) e (6.4).

$$\beta_1 = m_1 \frac{r}{R} + b_1 \quad (6.3)$$

$$\beta_2 = m_2 \frac{r}{R} + b_2 \quad (6.4)$$

Onde:

$$m_1 = \frac{\beta_{Raiz} - \beta_{Meio}}{0.15 - r_{mudança}}$$

$$b_1 = \frac{0.15\beta_{Meio} - r_{mudança} \cdot \beta_{Raiz}}{0.15 - r_{mudança}}$$

$$m_2 = \frac{\beta_{Meio} - \beta_{Ponta}}{r_{mudança} - 1}$$

$$b_2 = \frac{r_{mudança} \cdot \beta_{Ponta} - \beta_{Meio}}{r_{mudança} - 1}$$

Em que:  $\beta_{Ponta} = 0$ ,  $\beta_{Meio} = 7.5 \pi/180$ ,  $\beta_{Raiz} = 24 \pi/180$ ,  $r_{mudança} = 0.45$ .

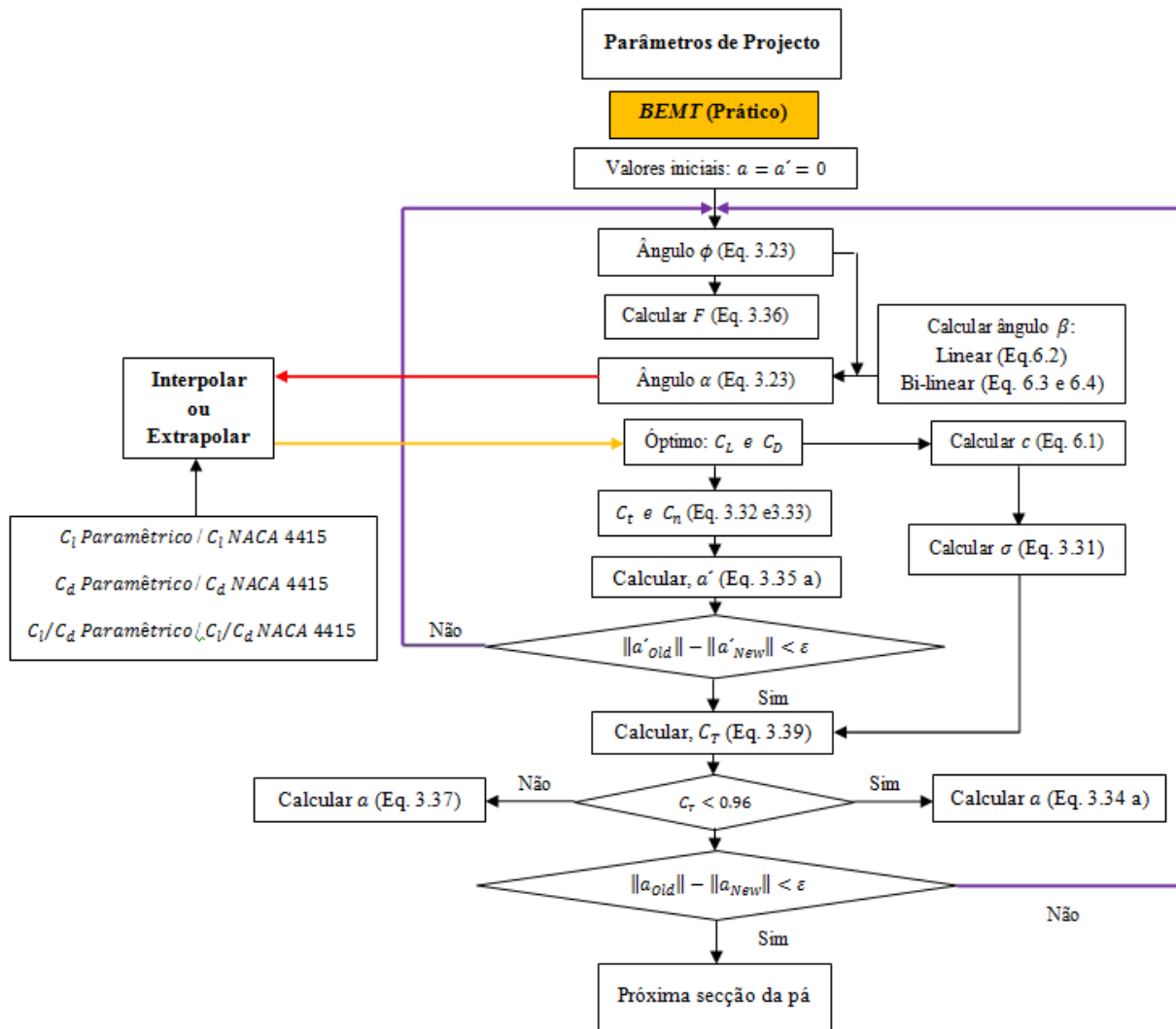
Da mesma forma, comparando com o *design* linear, a variação da inclinação das rectas foram feitas com o objectivo de maximizar o coeficiente de potência.

## 6.4 Desempenho dos *designs* modificados

Anteriormente as características da pá ideal eram calculadas mediante o fluxograma apresentado na Figura 4.1, onde, a variação dos ângulos do escoamento não perturbado e de torção respeitavam uma distribuição óptima e conseqüentemente, determinavam a distribuição da corda ao longo da envergadura.

Nos *designs* modificados a análise é feita ao contrário. A variação do ângulo de torção e a distribuição da corda são impostas e as características das pás são determinadas a partir da geometria já conhecida. O método de cálculo utilizado, para determinar os factores de indução axial e tangencial em cada elemento da pá, é semelhante ao do *design* ideal, destacando-se apenas a diferença referida anteriormente.

O fluxograma de cálculo dos *designs* modificados, para calcular os factores de indução axial e tangencial, é apresentado na Figura 6.12.



**Figura 6.12:** Fluxograma de cálculo dos *designs* modificados, para determinar os factores de indução no programa “Turbina”.

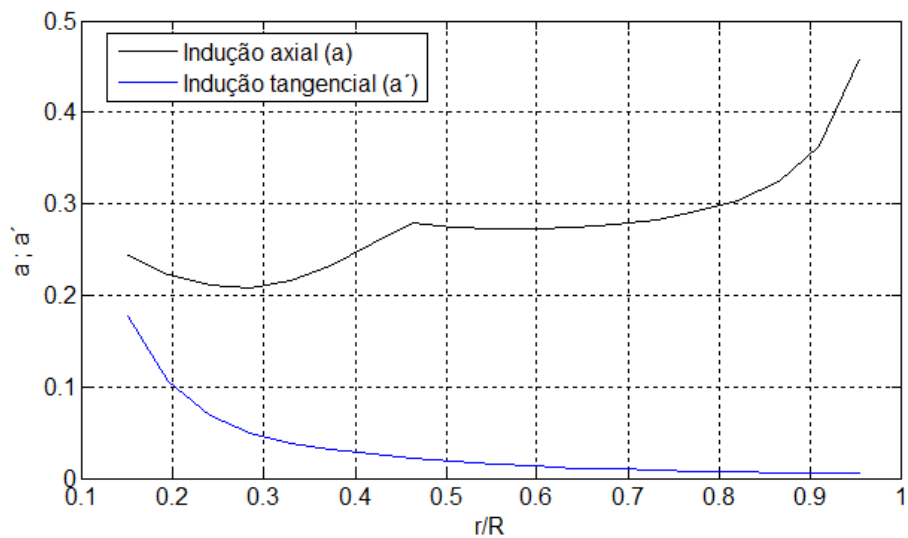
### 6.4.1 Resultados obtidos

As variáveis aerodinâmicas resultantes dos cálculos, após as modificações introduzidas, são apresentadas na Tabela 6.3 e nas Figuras 6.13 a 6.22.

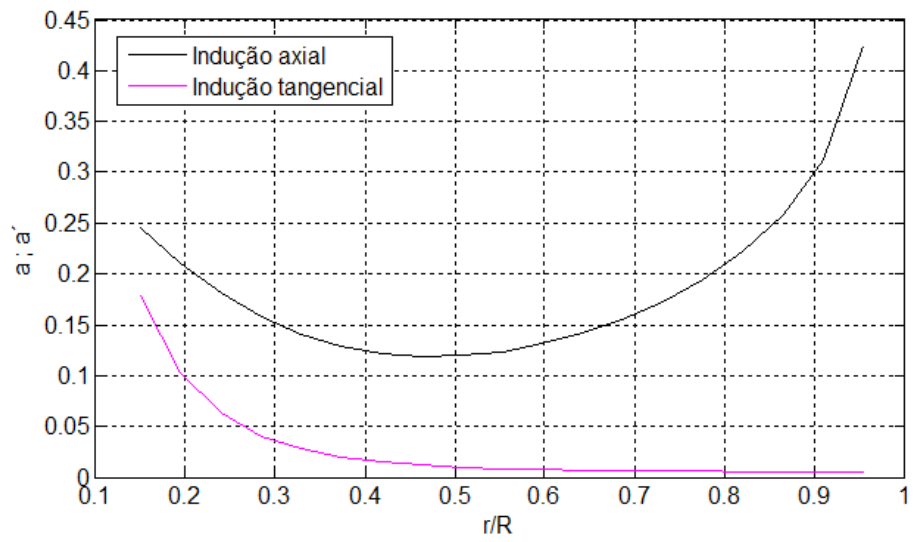
No Anexo F podem-se consultar nas Tabela II e III os valores discriminados das variáveis aerodinâmicos dos *designs* linear e bi-linear.

**Tabela 6.3:** Características das pás após as modificações efectuados.

Design	$C_p$	Raio [m]	Potencia [W]	Binario [N.m]	Força axial [N]	RPM
Linear	0.216	1.490	922.29	22.91	142.49	384.54
Bi-linear	0.316	1.231	922.23	18.92	161.41	465.44



**Figura 6.13:** Distribuição dos factores de indução axial e tangencial ao longo da envergadura (Configuração Bi-Linear).



**Figura 6.14:** Distribuição dos factores de indução axial e tangencial ao longo da envergadura (Configuração Linear).

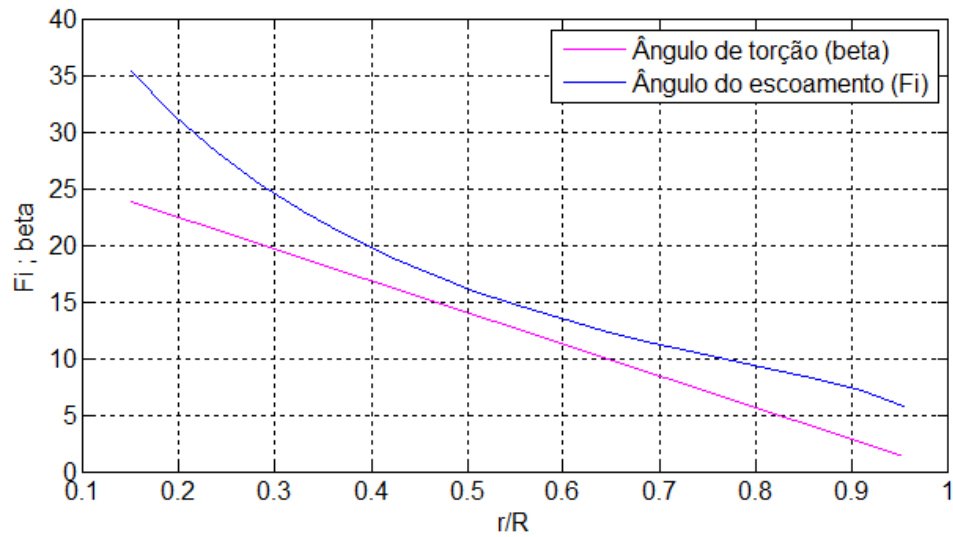


Figura 6.16: Variação dos ângulos de torção e do escoamento do *design* linear.

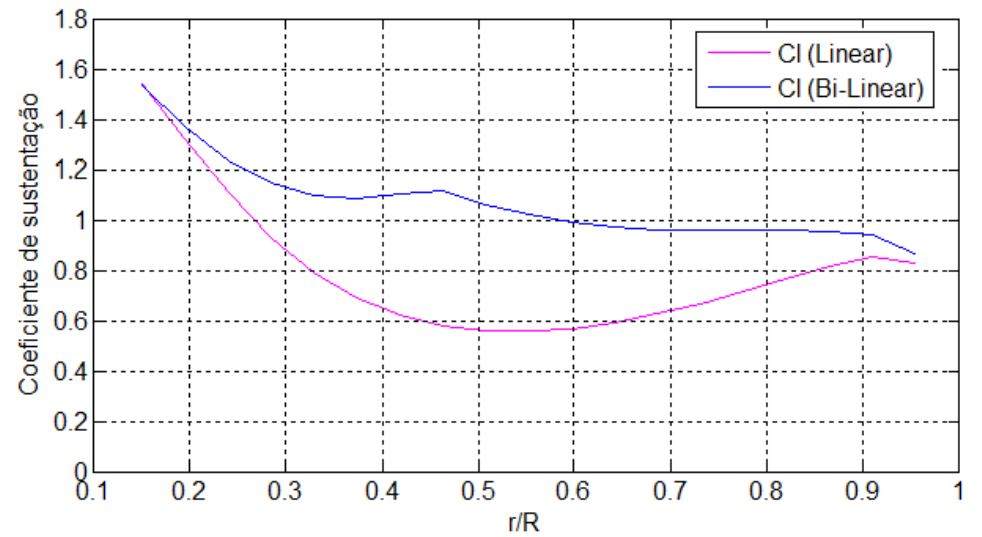


Figura 6.15: Variação dos coeficientes de sustentação dos *designs* modificados.

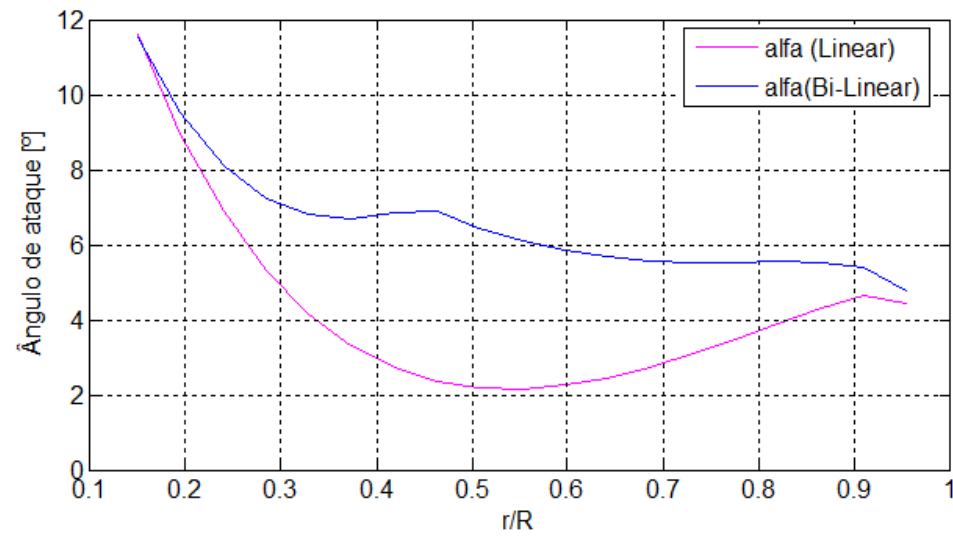


Figura 6.17: Variação dos ângulos de ataque dos *designs* modificados.

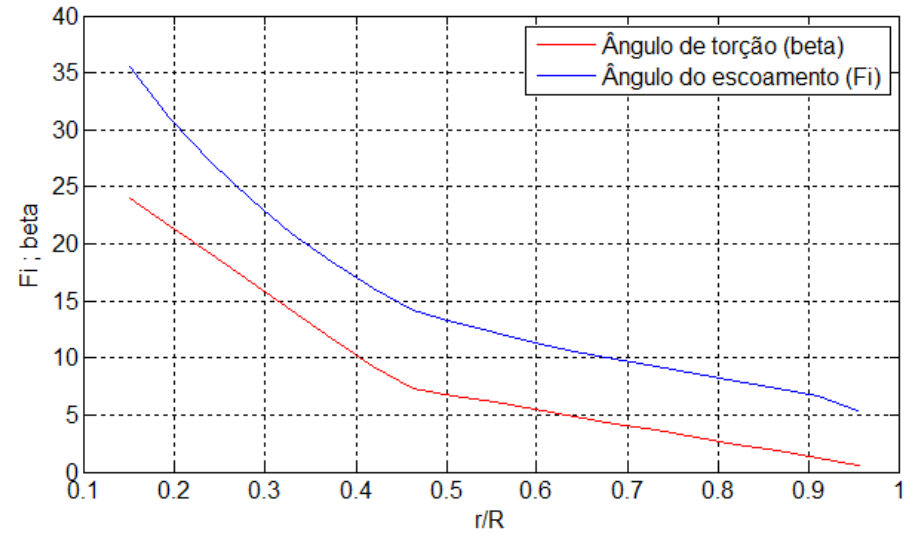


Figura 6.18: Variação dos ângulos de torção e do escoamento do *design* bi-linear.

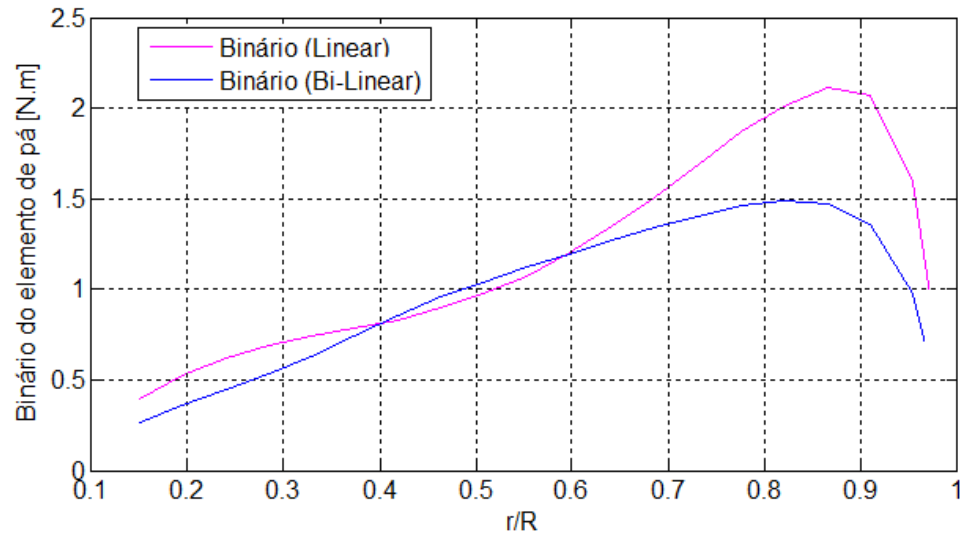


Figura 6.19: Variação do binário dos *designs* modificados.

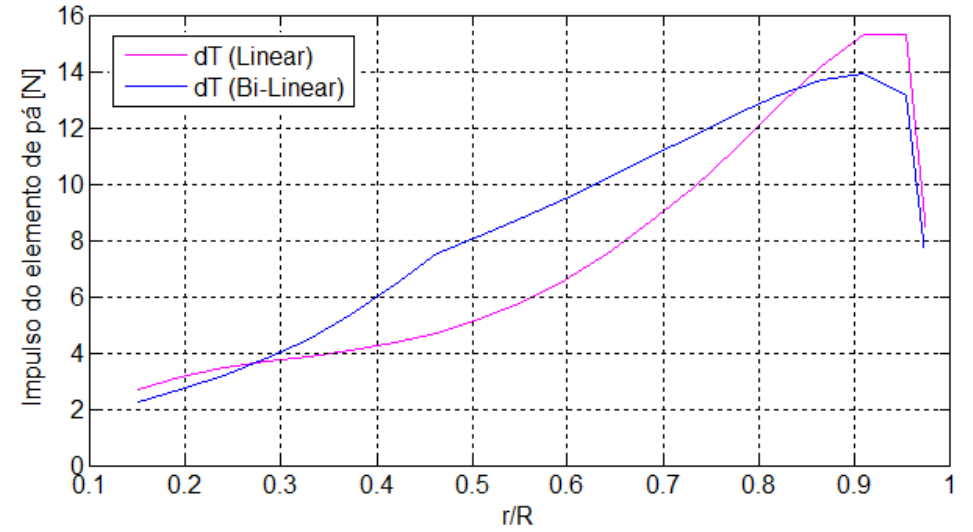


Figura 6.20: Variação do impulso dos *designs* modificados.

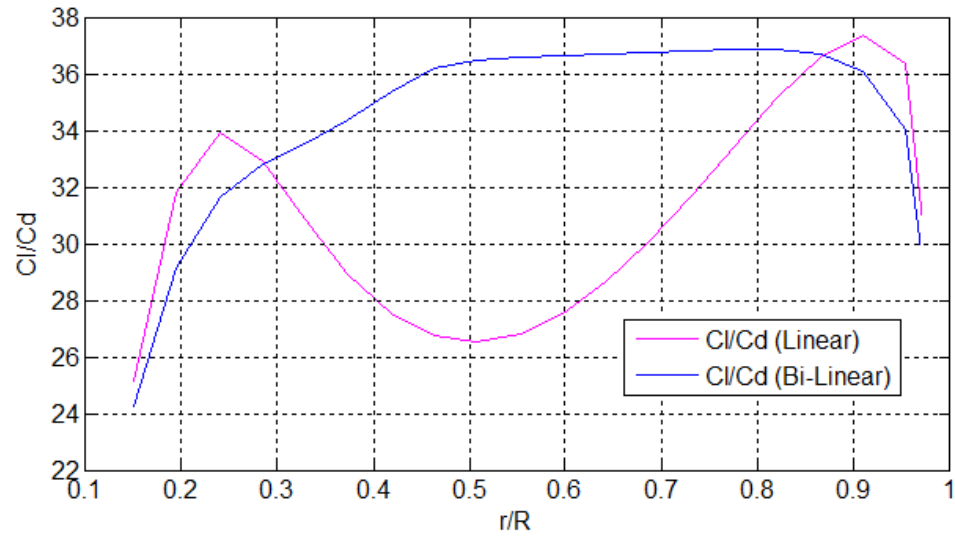


Figura 6.21: Variação da relação  $C_l/C_d$  ao longo da envergadura.

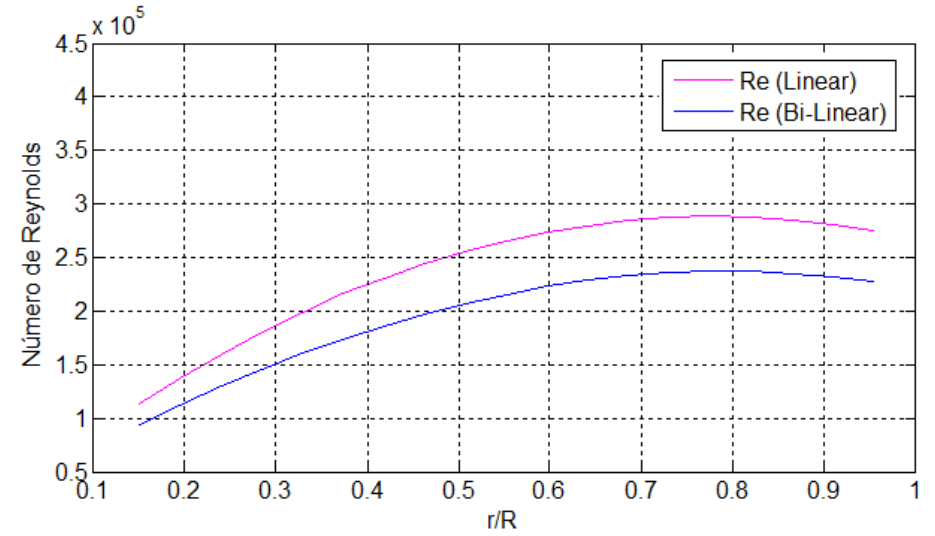


Figura 6.22: Variação dos números de *Reynolds* dos *designs* modificados.

Observando as Figuras 6.15 a 6.18, pode-se notar que a imposição do ângulo de torção nas pás afecta a sua eficiência aerodinâmica, dada a alteração do ângulo de ataque, Equação (3.42). A pá, ao funcionar num ângulo de ataque inferior ao do ângulo de ataque óptimo, faz com que o coeficiente de sustentação diminua e conseqüentemente a relação  $C_l/C_d$  diminua também, afectando o desempenho do rotor. Isto, considerando que o raio das pás é o mesmo em ambas as configurações.

Atendendo à Figura 6.21, para a configuração da pá linear, pode-se comprovar que a imposição do ângulo de torção e a conseqüente diminuição do ângulo de ataque (Figura 6.17), faz com que a eficiência diminua pela diminuição do coeficiente de sustentação (Figura 6.16), exatamente entre os pontos da envergadura  $r/R = 0.5$  e  $r/R = 0.9$ . Como foi referido anteriormente, a maior parte da energia é gerada no intervalo entre estes pontos de envergadura, o que faz com que o coeficiente de potência seja muito menor na configuração da pá linear.

Relativamente à configuração bi-linear, a queda na relação  $C_l/C_d$  não é muito afectada, porque o ângulo de torção é imposto de forma a aproximar-se do ângulo de torção ideal, como mostra a Figura 6.11. Ao fazer essa aproximação, faz-se com que o ângulo de ataque esteja próximo do ângulo de ataque óptimo e conseqüentemente o coeficiente de sustentação aproxima-se do coeficiente de sustentação óptimo (Figura 6.16 e 6.17). Desta forma, as perdas no desempenho são mínimas, comparativamente às da configuração linear. Por este motivo, o desempenho da pá com a configuração bi-linear aproximam-se do desempenho da pá com a configuração ideal.

Outro aspecto a considerar relacionado com a alteração do ângulo de ataque, derivado da imposição do ângulo de torção, são os baixos valores dos factores de indução axial (Figuras 6.13 e 6.14). Deve-se ter em consideração que o coeficiente de potência máximo é obtido para um valor próximo de  $a = 1/3$ , e se reparar nas Figuras 6.13 e 6.14, os valores obtidos encontram-se muito abaixo deste valor, diminuindo desta forma o coeficiente de potência nas pás modificadas.

Com a introdução de modificações na configuração ideal, nomeadamente na corda e no ângulo de torção, com o intuito de se obterem as configurações linear e bi-linear, o coeficiente de potência e a potência diminuem. De forma a contrariar esta situação, para que se obtenha uma potência igual à da pá com a configuração ideal, o raio das pás com as configurações linear e bi-linear devem aumentar. Com as modificações efectuadas, outras variáveis irão alterar-se, como é caso do número de *Reynolds*, do binário e da força axial.

Após as modificações introduzidas, obtêm-se pás menos carregadas aerodinamicamente. Tal pode verificar-se nas Tabelas 6.2 e 6.3, onde a força axial diminui nas pás modificadas. Relativamente ao binário, este é maior nestas pás, o que não se traduz numa maior potência, porque a velocidade de rotação diminui. O facto das pás modificadas crescerem de forma a obter-se a mesma potência, faz com que o binário seja maior, como se pode verificar nas Tabelas 6.2 e 6.3.

A vantagem de se obterem pás menos carregadas aerodinamicamente relaciona-se com os menores esforços mecânicos a que estas estarão sujeitas, diminuindo, assim, os custos associados à sua produção.

Com o aumento do raio e conseqüente aumento da corda das pás, o número de *Reynolds* aumenta nas pás modificadas comparativamente ao da pá ideal (Figuras 6.6 e 6.22). Este aumento não conduz a um aumento do coeficiente de potência, porque, apenas a corda aumenta com o aumento do raio das pás, para se obter a mesma potência da pá ideal. Normalmente o aumento do número de *Reynolds*, considerando a mesma corda da pá, traduz-se num aumento da potência e do coeficiente de potência, uma vez que a relação  $C_l/C_d$  aumenta. O aumento da eficiência nesta circunstância deve-se à diminuição do  $C_d$  com o aumento da velocidade do vento (aumento do número de *Reynolds*), como se pode visualizar nas Tabelas 5.3 e 5.5.

## 6.5 Comparação e escolha da melhor configuração de pá

De forma a estabelecer uma base de comparação credível, as pás foram calculadas para que se obtenham valores de potência semelhantes, considerando a mesma TSR (6), o mesmo perfil e para a mesma velocidade do vento (10 m/s). Na tabela que segue, encontra-se o resumo dos resultados encontrados para cada configuração de pá.

**Tabela 6.4:** Características das diferentes configurações, calculados para o mesmo perfil, NACA 4415.

<i>Design</i>	$C_p$	Raio [m]	Potência [W]	Binario [N.m]	RPM	Força axial [N]	% da redução $C_p$	% do aumento $D_{Rotor}$
Ideal	0.332	1.202	922.40	18.47	476.87	174.65	-	-
Linear	0.216	1.490	922.29	22.91	384.54	142.49	34.9	23.96
Bi-linear	0.316	1.231	922.23	18.92	465.44	161.41	4.82	2.41

A configuração da pá linear, apesar de possuir uma forma mais simples no que se refere ao seu fabrico, devido à linearidade da corda e do ângulo de torção, é substancialmente penalizado pela redução do coeficiente de potência em 34.9% e no aumento do raio das pás em 23.96 %, comparativamente à configuração da pá ideal. De certa forma, o aumento do raio, traduz-se num aumento em gastos com materiais no seu fabrico. Nesta perspectiva, uma configuração linear não parece ser uma boa opção.

Relativamente à configuração da pá bi-linear, este demonstra ser uma boa alternativa à pá ideal, apesar de alguma penalização no seu desempenho. Pode-se verificar na Tabela 6.4 que, para se obter uma potência semelhante ao da pá ideal, a pá bi-linear deve aumentar o raio das pás em apenas 2.41%, para uma redução do coeficiente de potência em apenas 4.82%.

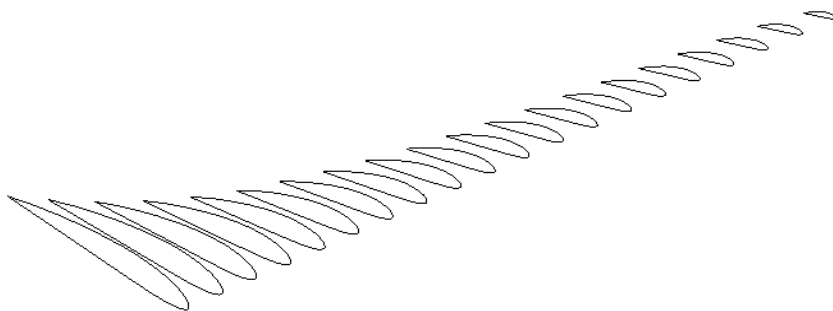
Relativamente ao processo de fabrico deve-se referir que, para a obtenção de uma pá com uma configuração bi-linear, materiais compósitos devem ser aplicados. A obtenção de um molde, para conceber as pás, pode ser fabricado em duas partes e posteriormente unidas. Se se considerar a Figura 6.11, verifica-se que se pode construir um molde da ponta da pá até à distância radial 0.45, e da distância 0.45 até à raiz da pá, obtendo-se desta forma dois moldes com distribuições lineares do ângulo de torção geométrica.

Se a opção for o fabrico das pás em madeira, uma configuração bi-linear já se torna muito complexo para ser fabricado, comparativamente à configuração linear. Neste caso, a melhor solução seria a pá com a configuração linear, apesar das limitações em termos do desempenho e do aumento do diâmetro do rotor comparativamente às outras configurações.

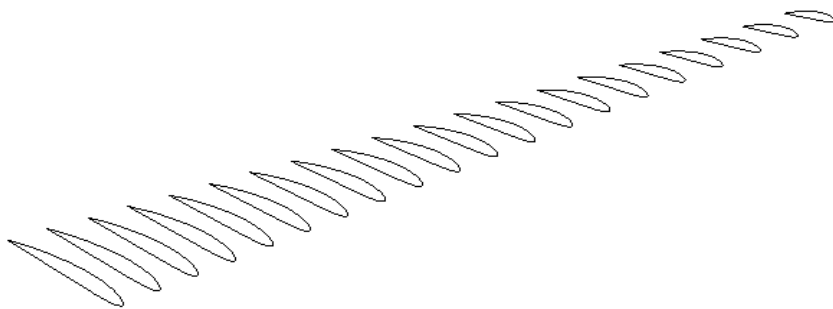
## 6.6 Desenho das pás

As pás foram desenhadas com a linha de referência na direcção radial situada a 1/4 da corda, medido a partir do bordo de ataque de cada secção, uma vez que o centro de pressão do perfil se situa sensivelmente nesta posição. As Figuras 6.23, 6.24 e 6.25 mostram os elementos da pá em vista isométrica, das pás ideal e modificadas, utilizando o perfil NACA4415. Pode-se reparar nas Figuras 6.26, 6.28 e 6.30 que a variação do ângulo de torção é mais suave nas pás modificadas do que na pá com a distribuição da torção ideal.

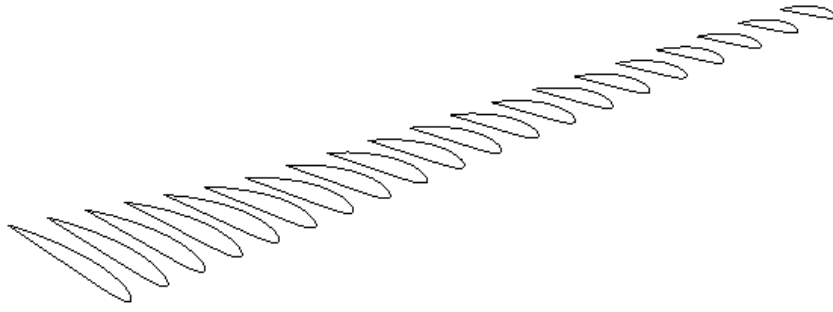
As coordenadas longitudinais, a distribuição da corda e os ângulos de torção dos elementos de pá, de cada *design*, podem ser consultados nas Tabelas I, II e III do Anexo F.



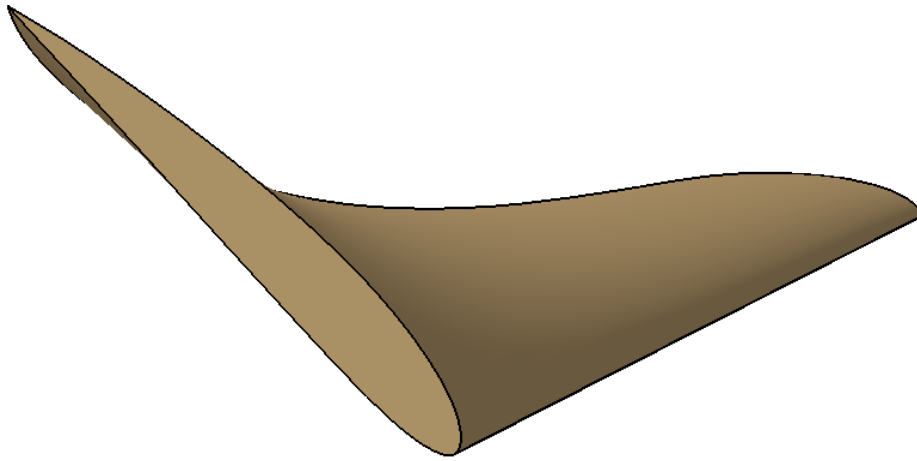
**Figura 6.23:** Vista isométrica das secções da pá ideal



**Figura 6.24:** Vista isométrica das secções da pá com distribuição de corda linear e ângulo de torção linear.



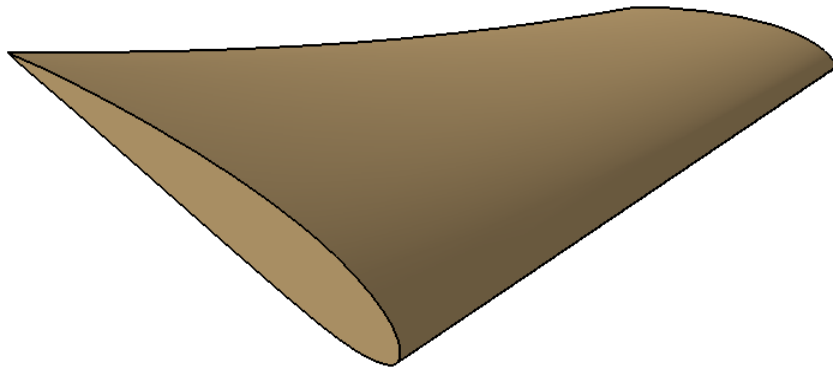
**Figura 6.25:** Vista isométrica das secções da pá com distribuição de corda linear e ângulo de torção bi-linear.



**Figura 6.26:** Modelo tridimensional do *design* da pá ideal.



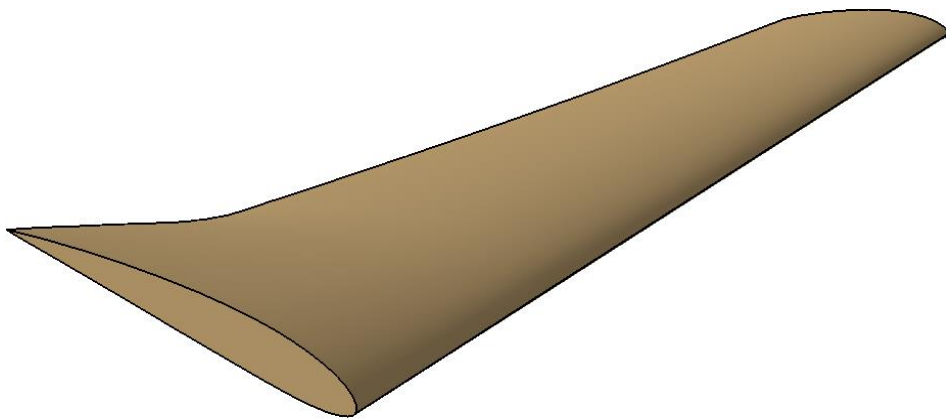
**Figura 6.27:** Plano forma da pá com o design ideal.



**Figura 6.28:** Modelo tridimensional do design da pá linear.



**Figura 6.29:** Plano forma da pá com o design linear.



**Figura 6.30:** Modelo tridimensional do design da pá bi-linear.



**Figura 6.31:** Plano forma da pá com o design bi-linear.



## 7. Análise do desempenho aerodinâmico do rotor

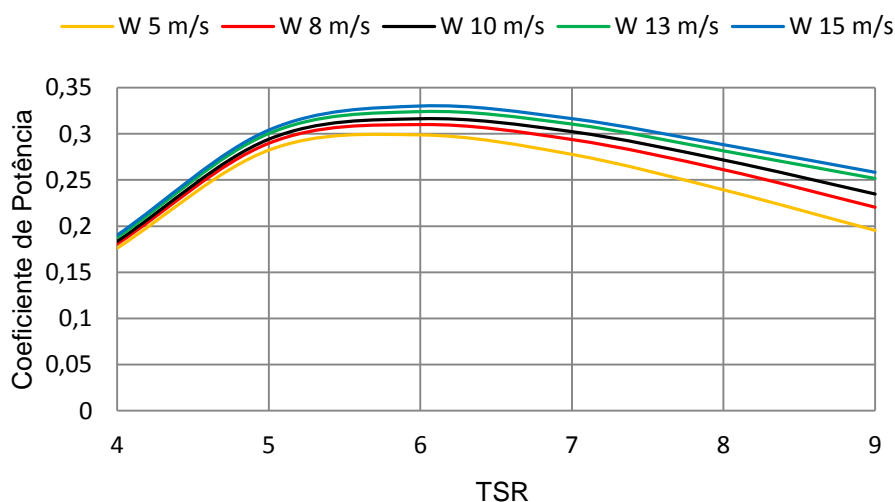
A análise do desempenho do rotor foi feita para a turbina com a configuração bi-linear. A escolha da pá com esta configuração deve-se aos objectivos propostos para o trabalho, que era de se obter uma solução simples e barata que se aproximasse do desempenho do *design* ideal. Sendo assim, a geometria do rotor foi analisada num intervalo de TSR de 4.0 a 9.0, para as velocidades do vento de 5.0, 8.0, 10.0, 13.0 e 15.0 m/s.

A análise foi feita de forma a verificar a sensibilidade do projecto em relação à variações dos parâmetros das condições de projecto. Os parâmetros de projecto, é que ditam a geometria da turbina e as suas características aerodinâmicas. E a variação desses parâmetros é que traçam comportamento da turbina fora das condições de projecto. Entre os parâmetros susceptíveis de variação paramétrica, foram escolhidos duas para incorporar a análise aerodinâmica, sendo estes:

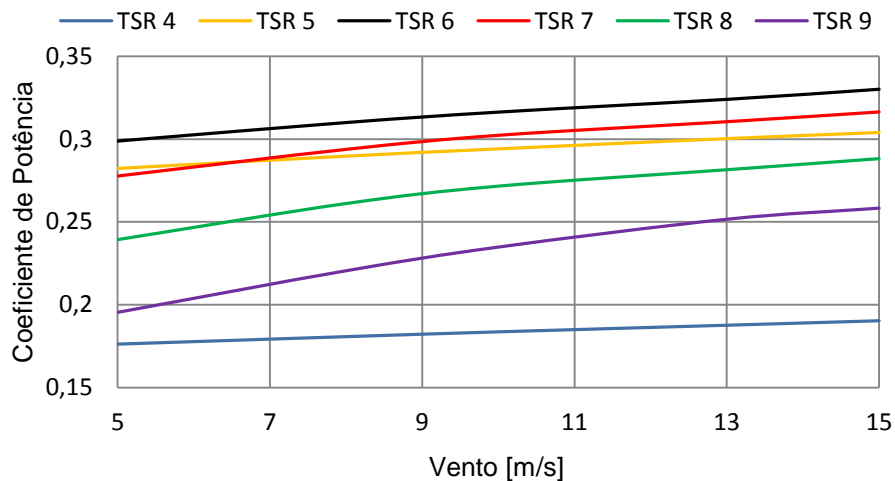
- TSR
- Velocidade do vento

As restantes características, tal como número de pás, dimensão do rotor e cubo, assumiram-se os mesmos valores que foram calculados na secção anterior. Quanto ao perfil utilizado, mantém-se no *NACA 4415* mesmo ângulo de ataque.

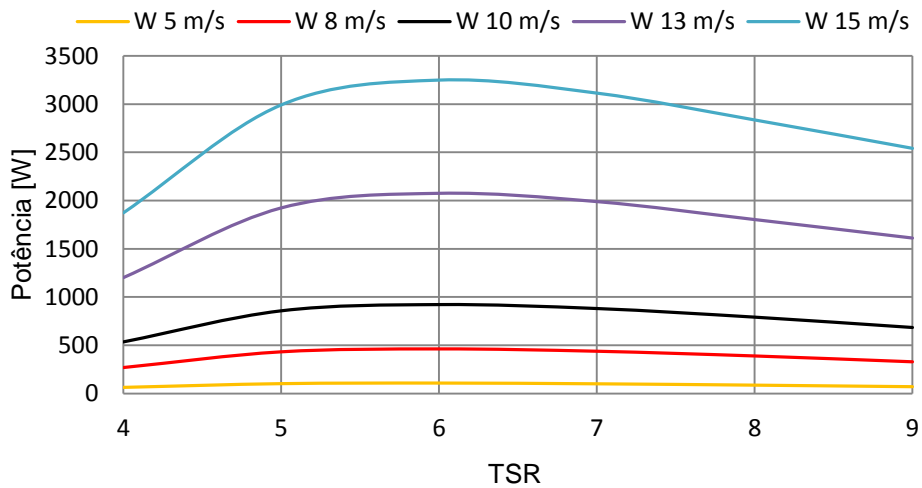
Após a variação desses parâmetros obtiveram-se os seguintes resultados, apresentados em forma de gráficos. As Figuras 7.1 a 7.10 apresentam as curvas de coeficiente de potência, potência, binário e força axial em função da velocidade do vento, TSR e velocidade de rotação.



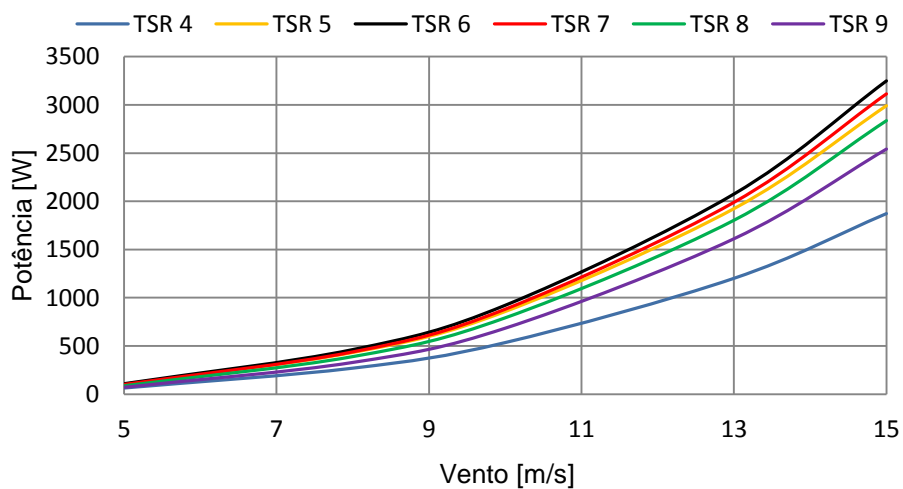
**Figura 7.1:** Coeficiente de potência em função da TSR, para diferentes velocidades do vento.



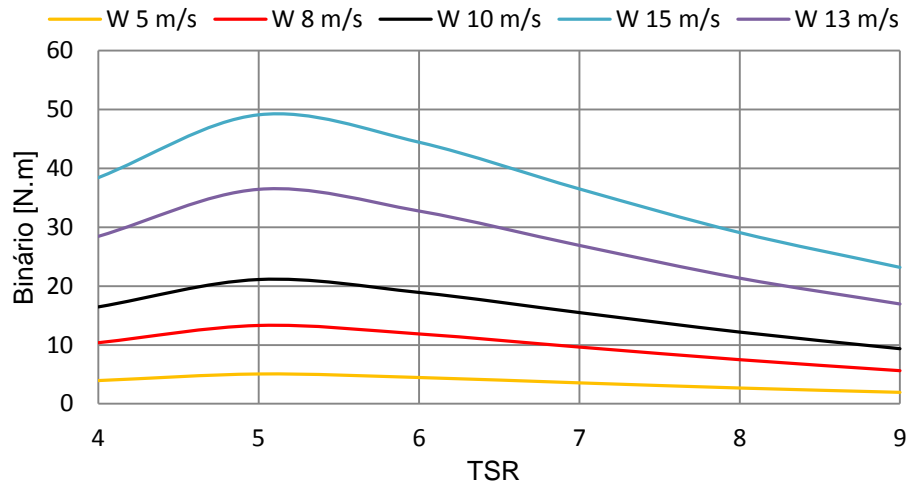
**Figura 7.2:** Coeficiente de potência em função da velocidade do vento, para diferentes TSR.



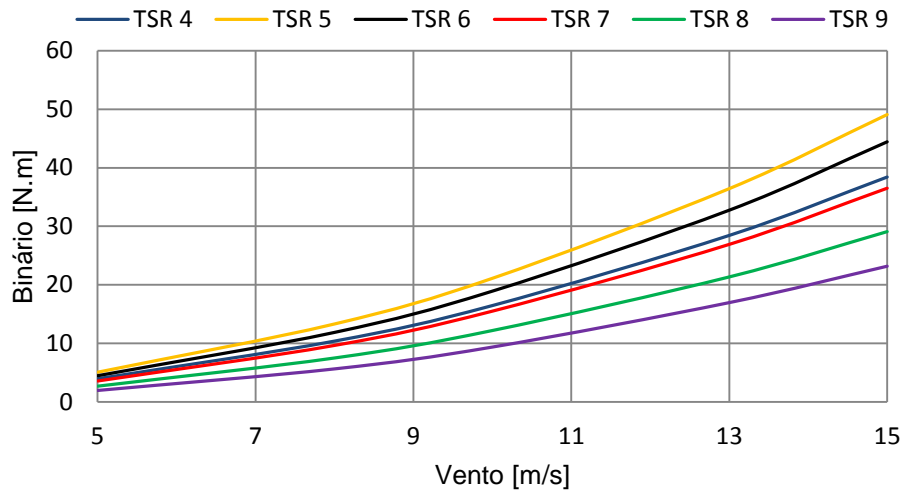
**Figura 7.3:** Potência em função da TSR, para diferentes velocidades do vento.



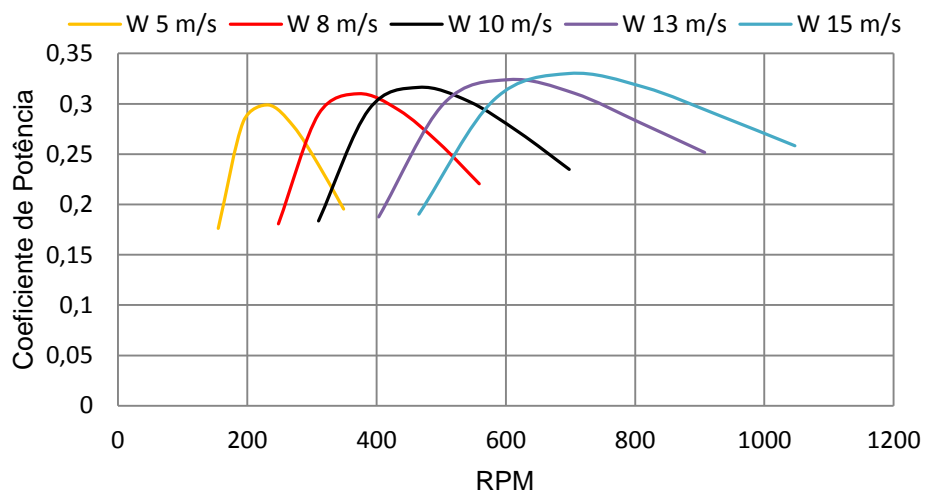
**Figura 7.4:** Potência em função da velocidade do vento, para diferentes valores de TSR.



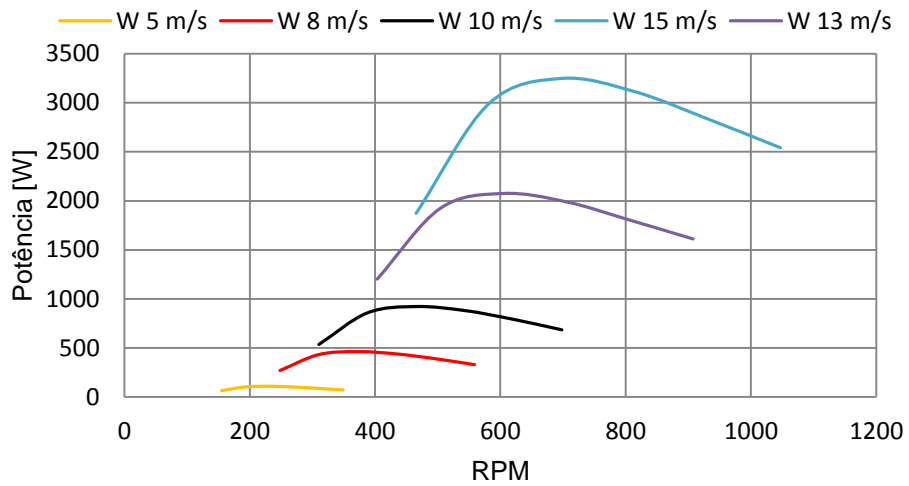
**Figura 7.5:** Binário em função da TSR, para diferentes velocidades do vento.



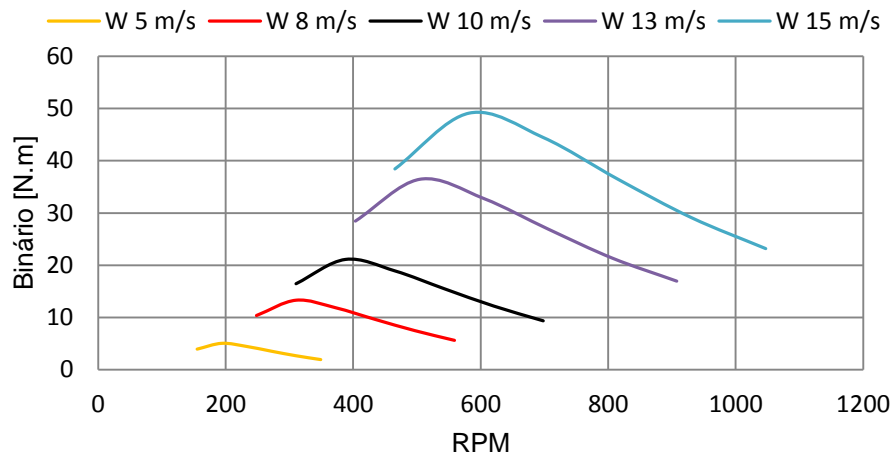
**Figura 7.6:** Binário em função da velocidade do vento, para diferentes valores de TSR.



**Figura 7.7:** Coeficiente de potência em função da velocidade de rotação.

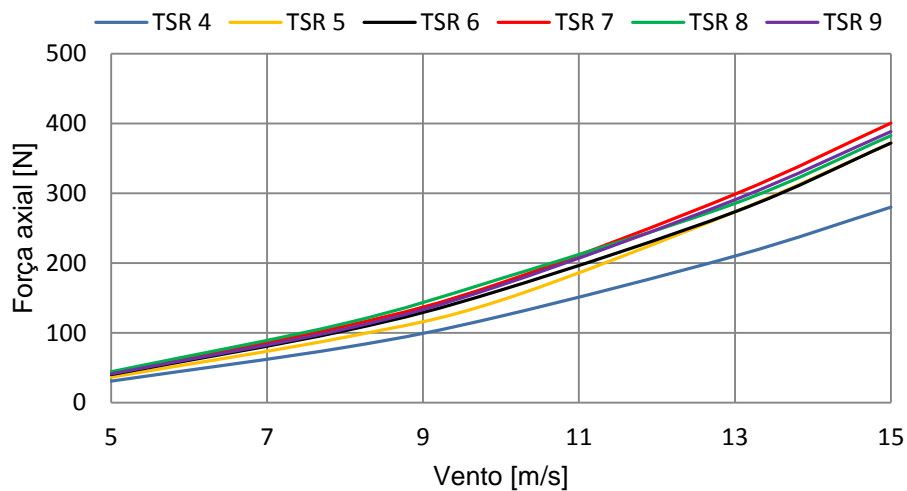


**Figura 7.8:** Potência em função da velocidade de rotação.



**Figura 7.9:** Binário em função da velocidade de rotação.

A figura que se segue representa a os valores da Força axial do rotor em função da velocidade do vento, para diferentes valores de TSR.



**Figura 7.10:** Força axial em função da velocidade do vento, para diferentes valores de TSR.

A variação da TSR, em relação ao ponto de projecto, produz um efeito notório nas curvas do coeficiente de potência e da potência, como se pode visualizar nas Figuras 7.1 e 7.3. Pode-se visualizar de igual modo, que o valor do coeficiente de potência na condição nominal é igualmente influenciado pela variação do valor da TSR.

Para valores de TSR de 6.0 (valor óptimo) a turbina apresenta valores de coeficiente de potência superiores comparativamente aos valores de TSR inferiores ou superiores a 6.0 (Figura 7.2). Pode-se visualizar de igual modo (Figura 7.1), que os valores dos coeficiente de potência para as TSR's entre 5.0 e 7.0 são ligeiramente semelhantes. Este facto sugere que a TSR óptima para a turbina projectada, deverá estar entre os valores de 5.0 e 7.0. Os valores dos coeficientes de potência podem ser consultados nas Tabelas do Anexo G.

A velocidade de vento de projecto é o parâmetro que menos influencia a curva do coeficiente de potência. Pode-se reparar nas Figuras 7.1 e 7.2, que com a variação da velocidade do vento apenas se obtêm um aumento do coeficiente de potência, mas esse aumento não interfere com os pontos (valores de TSR) na qual se obtêm os maiores valores do coeficiente de potência.

Relativamente a potência, a variação da velocidade do vento já demonstra uma maior influência, porque a potência varia com o cubo da velocidade mediante a Equação (3.1). De igual modo, pode-se verificar que o aumento da velocidade do vento não interfere com os

pontos (valores de TSR) na qual se obtém a potência máxima, como se pode visualizar nas Figuras 7.3 e 7.4.

Relativamente ao aumento do RPM, Figuras 7.7 e 7.8, o resultado é o mesmo ao que foi explicado anteriormente porque o aumento da velocidade de rotação está directamente associado ao aumento da velocidade do vento, mediante a Equação (3.23).

Em relação ao binário, Figuras 7.5 e 7.9, com o aumento da velocidade do vento também se verifica um aumento do binário, todavia esse aumento não interfere com os pontos de projecto onde se obtém o binário máximo.

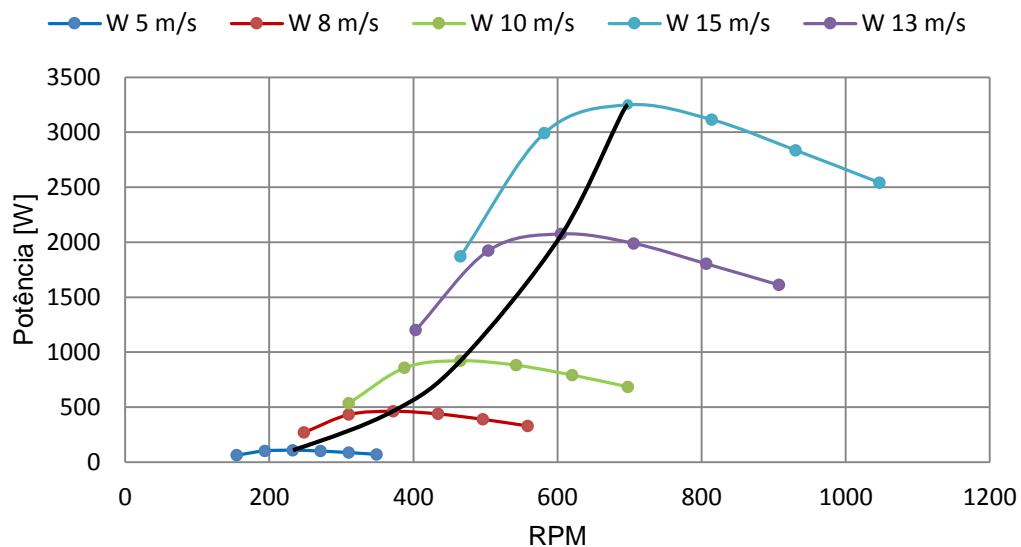
Quanto à força axial, verifica-se que esta é fortemente influenciada com o aumento da velocidade do vento, como se pode observar na Figura 7.10.

## 8. Curva de potência com regulação

No capítulo anterior verificou-se que o coeficiente de potência máximo é obtido para um valor fixo de TSR, independentemente da velocidade do vento, isto é, a potência é maximizada em qualquer velocidade do vento, operando na TSR que maximiza o coeficiente de potência.

Ao contrário das turbinas eólicas de velocidade constante, as turbinas de velocidade de rotação variável, como é o caso das SWT's de passo fixo, à medida que a velocidade do vento muda, a velocidade de rotação do rotor deve ajustar-se proporcionalmente, de forma a operar continuamente na TSR<sup>13</sup> que maximize o coeficiente de potência. O ajuste da velocidade de rotação no valor pretendido é alcançado se o controlo da velocidade de rotação actuar na potência que debita o gerador.

Com o ajuste da velocidade de rotação do rotor, de modo operar continuamente na TSR de projecto, obtém-se uma curva de potência (curva a preto) igual à ilustrada na Figura 8.1.



**Figura 8.1:** Curva de funcionamento óptimo da turbina com a configuração da pá bi-linear.

Como se pode visualizar na Figura 8.1, uma curva de funcionamento desta natureza não é totalmente vantajosa. Deve-se ter a noção que a potência disponível a partir do vento é

<sup>13</sup> A TSR que maximize o coeficiente de potência é denominado de TSR de projecto.

proporcional ao cubo da velocidade do vento. Portanto, para controlar a energia com o aumento da velocidade do vento, e conseqüente aumento da velocidade de rotação do rotor, a turbina deve conter um mecanismo que limite a potência e a velocidade de rotação do rotor.

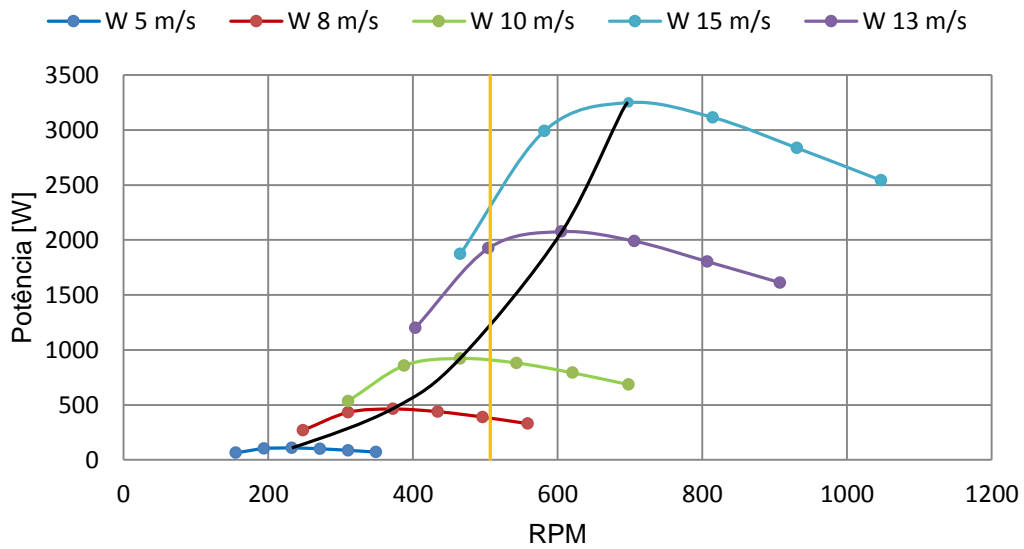
Vários são os motivos que levam às limitações da potência e da velocidade de rotação, entre elas destacam-se:

- Limitações estruturais das pás, veios, rolamentos, caixa de velocidades, cubo, etc;
- O ruído crescente com o aumento da velocidade de rotação.

O valor máximo da velocidade de rotação é definido por cálculos estruturais dos componentes referidos.

A imposição de uma velocidade de rotação inferior àquela que seria a ótima, conduz a valores de TSR inferiores ao ótimo. Conseqüentemente o ângulo de ataque aumenta e a turbina começa a entrar em perda, diminuindo desta forma a potência máxima gerada. Este modelo de controlo é denominado por *Passive Stall Control*.

Quando a turbina opera na TSR de projecto, esta desenvolve uma velocidade de rotação  $RPM_A$  (ideal), produzindo uma potência máxima  $P_A$  (ideal), como se pode visualizar na Figura 8.1. Por exemplo, se se limitar o rotor a uma velocidade de rotação  $RPM_B$ , este desenvolverá uma potência máxima  $P_B$ . Este é o conceito base que permite a obtenção de uma curva de potência com regulação de velocidade de rotação, para uma turbina de velocidade variável (Figura 8.2).



**Figura 8.2:** Curva de potência com controlo passivo por perda da turbina bi-linear. (a preto representa o funcionamento óptimo da turbina sem regulação de velocidade; a laranja respresenta a condição de imposição de perda).



## 9. Conclusão

O trabalho desenvolvido incidiu sobre o estudo aerodinâmico das pás de uma turbina eólica de pequeno porte. Teve como objectivo principal a simplificação da geometria das pás assegurando a perda mínima de performance no rotor da turbina. Para esse efeito foi desenvolvido um programa em MATLAB, denominado de “Turbina”, baseado na Teoria da Quantidade de Movimento do Elemento de Pá (BEMT) para o cálculo e análise do desempenho do rotor. Procedeu-se também à análise das características de perfis alares em CFD, em que foi desenvolvido um programa em linguagem “C”, denominado de “Malha 2D”, para automatizar o processo do mapeamento do número de *Reynolds*.

Foi dimensionado um rotor ideal para uma turbina com uma potência de 1000 W na condição nominal do vento de 10 m/s, tendo-se obtido um diâmetro de rotor de 2.404 m para uma TSR de 6. Mediante as condições de projecto obteve-se um rotor com um coeficiente de potência de 33.2%.

Sabendo à partida, que um rotor ideal é muito carregado aerodinamicamente e simultaneamente dispendioso no que se refere ao seu fabrico (devido a distribuição da corda e do ângulo de torção geométrica da pá), foram introduzidas modificações na geometria das pás do rotor ideal. Estas alterações foram introduzidas de forma a manter o desempenho do rotor modificado o mais próximo possível do desempenho das pás do rotor ideal. Sendo assim, foram dimensionados duas pás distintas, uma com uma distribuição de corda e ângulo de torção geométrica lineares e outra com uma distribuição de corda linear e ângulo de torção geométrica bi-linear. De salientar que, apesar das modificações introduzidas, as pás foram calculadas para as mesmas condições de projecto e para a mesma potência, de forma a ter-se uma base de comparação fiável.

Sob estas condições constatou-se que, após as alterações introduzidas, a pá com a configuração linear reduz o seu coeficiente de potência em 34.9 % aumentando o raio das pás em 23.96 %, comparativamente à pá ideal. No que se refere a pá com a configuração bi-linear, essa redução no coeficiente de potência é de apenas 4.82 % para um aumento do raio das pás de apenas 2.41 %. Assim, e em função dos resultados obtidos, verifica-se que a pá com a configuração bi-linear demonstra ser a opção mais viável para substituir a pá ideal.

A pá com a configuração linear, apesar de ser a mais simples, é de certa forma penalizada pelo seu desempenho e pelo aumento excessivo do raio das pás. A penalização no coeficiente de potência deve-se à redução da eficiência aerodinâmica das pás, devido aos

baixos valores dos factores de indução axial. Os factores de indução axial foram fortemente afectados devido ao ângulo de torção imposto, o que consequentemente levou à alteração do ângulo de ataque, levando a turbina a operar num ângulo de ataque não óptimo ( $C_l/C_d$  não óptimo). É de salientar a forte influência que o ângulo de ataque exerce no desempenho geral do rotor.

Optando-se pela pá com a configuração bi-linear, uma vez que é aquela que melhor se aproxima da pá ideal, esta foi testada fora do ponto de projecto, de forma a avaliar o seu comportamento. No estudo paramétrico foi possível compreender a influência que os parâmetros, como a TSR de projecto e a velocidade do vento, exercem no desempenho geral do rotor.

O valor da TSR é o parâmetro que mais influencia o desempenho geral do rotor. É ele que de certa forma ajusta a curva de funcionamento do rotor, na velocidade de rotação óptima, de forma a produzir potência máxima (ver Figura 8.1). O valor do coeficiente de potência na condição nominal é fortemente influenciado pela variação do valor da TSR. Para qualquer velocidade do vento a potência máxima é obtida para o valor de TSR de projecto.

O parâmetro velocidade do vento é o que menos influencia o desempenho do rotor, ou seja, com o aumento da velocidade do vento a potência aumenta, mas não influencia os pontos da curva do coeficiente de potência, onde se obtém a potência máxima.

Relativamente aos resultados obtidos a partir do CFD, estes evidenciaram alguma discrepância devido às limitações computacionais no momento do refinamento das malhas. Também se verificou que, o programa “Malha 2D”, desenvolvido para à geração das malhas, necessita de melhoramentos para o refinamento das malhas, de forma a adaptar o valor de  $y^+ = 1$ . Tendo em consideração estas limitações computacionais obtiveram-se resultados discrepantes para os coeficientes de resistência aerodinâmica dos perfis, como se pode visualizar nas Figuras 5.13 e 5.14.

Relativamente ao comportamento dos coeficientes de sustentação, estes já demonstraram estar em concordância com os resultados experimentais. Também não se visualizou qualquer oscilação na região linear, como mostram as Figuras 5.11 e 5.12.

Apesar do cálculo da resistência estrutural das pás não constituir objecto de estudo neste trabalho, é de salvaguardar a sua importância no projecto das pás. As tensões estruturais, a que um rotor está sujeito, tem um papel importante na determinação da vida útil do rotor. Obviamente, que as cargas aerodinâmicas são a principal fonte de carga e devem ser

bem estudadas e compreendidas antes de se calcular a resistência estrutural das pás. Também os parâmetros da geometria das pás são necessários para a análise da resistência estrutural das pás. Nesta perspectiva, e na sequência do trabalho desenvolvido, seria pertinente o estudo do cálculo da resistência estrutural das pás, tendo em consideração os dados obtidos do programa “Turbina”.

Outros aspectos de interesse podem ser identificados e constituir objecto de estudo de forma a dar seguimento ao trabalho já iniciado, nomeadamente:

- Extensão do estudo paramétrico a outras características – por exemplo, o número de pás do rotor;
- Estudo de materiais para fabrico das pás, métodos de fabrico e a sua relação com o tipo de perfil adoptado;
- Cálculo estrutural, utilizando elementos finitos, não só das pás, como de outros componentes: cubo, veios, apoios, torre, entre outros;
- Análise da interacção fluído-estrutura para a obtenção das características dinâmicas das pás;
- Estudo dinâmico com vista à obtenção dos modos e das frequências de vibração;
- Estudo relativo ao gerador a utilizar numa pequena turbina eólica, estratégias de controlo da turbina e a sua implementação;
- Cálculo da Energia Anual Produzida para diferentes sítios.



## Referências bibliográficas

- [1] Burton, T.; Sharpe, D.; Jenkins, N.; Bossanyi, E., Wind Energy – Handbook, Wiley. By John Wiley & Sons, Ltd Baffins Lane, Chichester West Sussex, PO19 1UD, England 2001. ISBN 0 471 48997 2
- [2] Erich, Hau, Wind Turbine – Fundamentals, Technologies, Application, Economics, 2<sup>nd</sup> edition, Springer 2006. ISBN 103-540-24240-6.
- [3] Habali, S. M., Saleh, I. A., Design and testing of small mixed airfoil wind turbine blades, 1994. Renewable Energy; 0960-1481(94) 00065-4.
- [4] International Energy Annual 2006. Energy Information Administration, Official Energy Statistics from U.S. Government.
- [5] Global Wind Energy Outlook (GWEO) 2010, Greenpeace.  
< <http://www.gwec.net/fileadmin/documents/Publications/GWEO%202010%20final.pdf>>
- [6] American Wind Energy Association (AWEA), 2002. The US Small Wind Turbine Industry, Roadmap, A 20-Year Industry Plan for Small Wind Turbine Technology. American Wind Energy Association (AWEA).
- [7] Tangler, J. L, 2000. The evolution of rotor and blade design. Conference paper "American Wind Energy Association". National Renewable Energy Laboratory (NREL), Palm Springs, California.
- [8] Nelson, V., 2009. Wind Energy – Renewable Energy and the Environment. CRC Press Taylor & Francis Group. ISBN: 13: 978-1-4200-7568-7 (Hardcover).
- [9] Catalogue of European Urban Wind Turbine Manufacturers. Supported by the European Commission under Intelligent Energy – Europe Programme.  
< <http://www.uv.es/~navasqui/aero/Catalogo.pdf>>
- [10] Wang, F., Bai, L., Fletcher, J., Whiteford, J., Cullen, D., 2007. The methodology for aerodynamic study on a small domestic wind turbine with scoop. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics; 96 (2008) 1–24.
- [11] Fuglsang, P., Bak, C., Development of the Risø wind turbine airfoils. Wind Energy 2004; 7(2):145–62.

- [12] Tangler J.L, Somers DM. NREL airfoil families for HAWTs. In: Proceedings of the American wind energy association wind power 95 conference, Washington, DC; March 26–30, 1995.
- [13] Selig MS, McGranahan BD. Wind tunnel aerodynamic tests of six airfoils for use on small wind turbines. *Journal of Solar Energy Engineering-Transactions of the ASME* 2004; 126(4): 986–1001.
- [14] Pinheiro Vaz, J. Rogério, Pinho, J. T., Medeiros Branco, T.M., Mesquita, A. A., 2009. Estudo da eficiência de perfis aerodinâmicos aplicados a aerogeradores de pequeno porte, *CBEE/ABEE*.
- [15] Henriques, J.C.C., Marques da Silva, F., Estanqueiro, A.I., Gato, L.M.C., 2009. Design of a new urban wind turbine airfoil using a pressure-load inverse method. *Renewable Energy* 34; 2728–2734.
- [16] Lanzafame, R., Messina, M., 2009. Design and performance of a double-pitch wind turbine with non-twisted blades. *Renewable Energy* 34; 1413–1420.
- [17] Matsushima, T., Takagi, S., Muroyama, S., 2006. Characteristics of a highly efficient propeller type small wind turbine with a diffuser. *Renewable Energy* 31; 1343–1354.
- [18] Abe, K., Nishidab, M., Sakuraia, A., Ohyac, Y., Kiharaa, H., Wadad, E., Satod, K., 2005. Experimental and numerical investigations of flow fields behind a small wind turbine with a flanged diffuser. *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.* 93, 951–970.
- [19] Manwell, J.,F., McGowan, J., G., Rogers, A., L., 2009. *Wind Energy Explained – Theory, Design and Application*, 2<sup>nd</sup> Edition, Wiley. John Wiley & Sons Ltd, United Kingdom. ISBN: 978 – 0 – 470 – 01500 – 1.
- [20] Ingram, G., 2005. *Wind Turbine Blade Analysis using the Blade Element Momentum Method*. Version 1.0. Durham University. United Kingdom.  
< <http://www.dur.ac.uk/g.l.ingram> >
- [21] UIUC Applied Aerodynamics Group – Department of Aerospace Engineering, Website,  
< [http://www.ae.illinois.edu/m-selig/ads/coord\\_database.html](http://www.ae.illinois.edu/m-selig/ads/coord_database.html) >
- [22] Hansen, M., O., L. *Aerodynamic of Wind Turbine*, 2<sup>nd</sup> Edition, Earthscan. United Kingdom 2008. ISBN: 978-1-84407-438-9.

- [23] Salim .M., Cheah, S., C., Wall  $y^+$  Strategy for Dealing with Wall-bounded Turbulent Flows. Proceedings of the International MultiConference of Engineers and Computer Scientists 2009 Vol II. IMECS 2009, March 18 - 20, 2009, Hong Kong.
- [24] Bertagnolio, F., Sørensen, N., Johansen, J., Fuglsang, P., Wind Turbine Airfoil Catalogue, Risø – R – 1280 (EN). Risø National Laboratory, Roskilde, Denmark – August 2001. ISBN 87-550-2910-8.
- [25] Sharma, R., N., Madawala, U., The Concept of a Smart Wind Turbine System. The University of Auckland, Auckland 1142, NEW ZEALAND. 16<sup>th</sup> Australasian Fluid Mechanics Conference Crown Plaza, Gold Coast, Australia 2-7 December 2007.
- [26] <http://www.metaefficient.com/news/new-record-worlds-largest-wind-turbine-7-megawatts.html>
- [27] Petrov, M., Aerodynamics of Propellers and Wind Turbine Rotors – Fluid Machinery (4A1629). Division of Heat and Power, Department of Energy Technology, KTH (Royal Institute of Technology).
- [28] Tu, J., Yeoh, G., H., Liu, C., Computational Fluid Dynamics – A practical approach, BH Elsevier 2008. ISBN: 978-0-7506-8563-4.
- [29] Anderson, J., D., Fundamentals of Aerodynamics, 3<sup>rd</sup> edition, Mc Graw Hill 2001. ISBN 0-07-237335-0.
- [30] Abbott, H., Doenhoff, A., Theory of Wing sections – Including a Summary of Airfoil Data, Dover publications, Inc., New York 1959. Standard Book Number: 486-60586-8.
- [31] Freitas, R., S., Métodos Numéricos – Departamento de Computação e Estatística Centro de Ciências Exatas e Tecnologia, Universidade Federal de Mato Grosso do Sul. Janeiro de 2000.
- [32] Ragheb, M., Vertical Axis Wind Turbines, 8/1/2011.  
<<https://netfiles.uiuc.edu/mragheb/www/NPRE%20475%20Wind%20Power%20Systems/Vertical%20Axis%20Wind%20Turbines.pdf>>
- [33] Tecnologias de Micro geração e Sistemas Periféricos, CEEETA - Centro de Estudos em Economia da Energia, dos Transportes e do Ambiente, Dezembro 2001.  
< <http://www.scribd.com/doc/40112722/Micro-Geracao-energia-Eolica>>
- [34] Brederode, V., Fundamentos de Aerodinâmica Incompressível, Edição do Autor, 1997. ISBN 972-97402-0-8.

- [35] Brumioul, N., Evaluation of aerodynamic criteria in the design of a small wind turbine with the lifting line model, January 2010.
- [36] Gasch, R., Tvele, J., 2010. Windkraftanlagen – Grundlagen, Entwurf, Planung und Betrieb, 6 Auflage. Vieweg+Teubner. ISBN 978-3-8348-0693-2.
- [37] [http://www.cresesb.cepel.br/index.php?link=/tutorial/tutorial\\_eolica.htm](http://www.cresesb.cepel.br/index.php?link=/tutorial/tutorial_eolica.htm)
- [38] Fuglsang, P., Bak, C., Development of the Risø Wind Turbine Airfoils. Wind Energy Department, Risø National Laboratory. Wind Energy 2004; 7:145–162 (DOI:10.1002/we.117)

## **ANEXOS**



## **Anexo A: Código do programa “Turbina”**



## **Anexo B: Optimização pelo Método dos Mínimos Quadrados**



## **Anexo C: Resultados obtidos a partir do CFD**



## **Anexo D: Coordenadas geométricas dos perfis testados**



## **Anexo E: Código do programa “Malha 2D”**



## **Anexo F: Variáveis aerodinâmicas resultantes dos cálculos**



## **Anexo G: Análise do desempenho do rotor bi-linear**