



Universidade do Minho  
Escola de Engenharia

Ismael Ricardo Durães da Rocha Correia

Caracterização aerodinâmica de  
uma pá para rotor de micro-eólica

Ismael Ricardo Durães da Rocha Correia  
Caracterização aerodinâmica de  
uma pá para rotor de micro-eólica

UMinho | 2014

dezembro de 2014





Universidade do Minho  
Escola de Engenharia

Ismael Ricardo Durães da Rocha Correia

Caracterização aerodinâmica de  
uma pá para rotor de micro-eólica

Dissertação de Mestrado  
Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao  
Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Trabalho efetuado sob a orientação do  
Professor Doutor Luís António de Sousa Barreiros  
Martins  
Professor Doutor José Carlos Fernandes Teixeira

dezembro de 2014

## Declaração

Nome: Ismael Ricardo Durães da Rocha Correia

Correio eletrónico: a60047@alunos.uminho.pt

Tlm: +351 96 725 03 51

Número de Cartão de Cidadão: 13937977 – 0 zz1

Título da dissertação:

Caracterização Aerodinâmica de uma pá para rotor de micro-eólica

Ano de conclusão: 2014

Orientadores:

Professor Doutor Luís António de Sousa Barreiros Martins

Professor Doutor José Carlos Fernandes Teixeira

Designação do Mestrado:

Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Área de Especialização: Energia e Ambiente

Escola: Universidade do Minho

Departamento: Engenharia Mecânica

É AUTORIZADA A REPRODUÇÃO INTEGRAL DESTA DISSERTAÇÃO APENAS PARA EFEITOS DE INVESTIGAÇÃO, MEDIANTE DECLARAÇÃO ESCRITA DO INTERESSADO, QUE TAL SE COMPROMETE.

Guimarães, \_\_/\_\_/\_\_\_\_

Assinatura: \_\_\_\_\_

## Agradecimentos

Gostaria de expressar os meus sinceros agradecimentos a todos aqueles que direta ou indiretamente contribuíram, apoiaram e encorajaram na realização deste trabalho.

Antes de mais, expresso os meus agradecimentos aos orientadores, Professor Doutor Luís Barreiros Martins e Professor Doutor José Carlos Teixeira, por toda a disponibilidade, apoio e conhecimento que me transmitiram no decorrer deste trabalho.

Agradeço à minha família, principalmente aos meus pais, José Durães e Lúcia Correia por todos os sacrifícios, carinho e apoio incansável durante os cinco anos. À minha irmã, cunhado e sobrinhos, que muitas vezes com uma simples palavra ou gesto me faziam acreditar que tudo seria mais fácil de ultrapassar.

Agradeço à minha namorada, Sofia Gonçalves toda paciência que teve ao ajudar-me nas horas de maior dificuldade, incentivando-me e procurando sempre a melhor solução para os meus problemas.

Agradeço aos meus amigos universitários, em especial ao João Martins, com quem partilhei casa durante os cinco anos de estudo, ao António Pereira, Bruno Pereira, Carlos Ferreira, Manuel Moreira, Sérgio Marques, Hugo Teixeira e Ana Rita, com quem partilhei grande parte do meu tempo.

Agradeço também aos meus amigos de longa data, em particular, Hugo Gomes e Sérgio Barros, que sempre me incentivaram nas conversas de fim-de-semana

Como este trabalho é resultado de vários anos de estudo, não posso deixar de agradecer, a duas pessoas que marcaram a minha vida académica, que apesar já não estarem entre nós, sempre me apoiaram e incentivaram a estudar, os meus avós.



## Resumo

A necessidade cada vez maior que a sociedade atual tem de recorrer a fontes de energias renováveis, aliada á imersão de um mundo tecnológico em que a eficiência e a inovação são aspetos fulcrais, levam a que o ramo da energia eólica tenha de estar na vanguarda dos recursos disponíveis, sendo esta a principal motivação do desenvolvimento deste trabalho.

Os aerogeradores de pequeno porte, apesar da produção de energia ser bastante reduzida em relação aos de grande porte, têm um campo de aplicação bem mais alargado, dada a facilidade de transporte (presença frequente em novos iates) e flexibilidade quanto à gama de velocidades de funcionamento, permitindo um bom desempenho a baixo número de Reynolds, fator este, alvo de análise/otimização no decorrer do projeto.

Na aerodinâmica de uma pá destacam-se os seguintes fatores: coeficiente de sustentação ( $C_L$ ), coeficiente de arrasto ( $C_D$ ), coeficiente de momento ( $C_M$ ) e o coeficiente de solidez ( $C_{TEH}$ ). Associado à variação destes parâmetros, está a alteração do perfil geométrico, ângulos de ataque e *Twist*, direção e intensidade do vento.

A preponderância dos programas de modelação e simulação numérica nas áreas da Engenharia é cada vez mais evidente. Na análise de escoamentos o software *Ansys Fluent* tem reunido consenso, quanto a resultados obtidos, tendo uma panóplia de ferramentas e funcionalidades que permite descrever qualquer tipo de escoamento. Por exemplo, no caso de escoamentos externos existe um modelo de turbulência, *Spalart-Allmaras*, que permite obter resultados de forma mais rápida e eficiente.

A escolha do ângulo de ataque ótimo e a seleção da geometria adequada na geração de uma pá é fundamental para que a turbina eólica a projetar tenha um funcionamento mais eficiente, reduzindo as perdas de energia e garantindo um maior retorno financeiro a quem investe neste tipo de equipamentos.

O desenvolvimento deste tipo de trabalhos garante o progresso de uma alternativa viável àquele que tem sido um dos maiores problemas globais, a produção de energia através de fontes não renováveis.

Palavras-Chave: *Micro Eólica, Aerodinâmica, Pá eólica, CFD, Fluent.*



## Abstract

The growing need on resorting renewable energy sources that actual society has, allied to immersion of a technological world where efficiency and innovation are crucial aspects, mean that the wind energy branch has to be in the forefront of available resources, which is the main motivation on the development of this work.

The small wind turbines, although the power generation is significantly reduced compared to the large turbines, have a much broader field of application, due to the flexibility of transport (frequent presence in new yachts) and flexibility in the range of operation speeds, allowing a good performance and a low Reynolds number, factor which, is in target of analysis/optimization throughout the project.

In the aerodynamics of a shovel, the following factors are highlighted: lift coefficient ( $L_C$ ), drag coefficient ( $D_C$ ), moment coefficient ( $M_C$ ) and the solidity coefficient ( $S_C$ ). Associated to the variation of this parameters is the geometric profile alteration, angles of attack and Twist, wind direction and intensity.

The preponderance of modelling and numeric simulation software in the areas of Engineering is becoming more evident. In the analysis of flow Ansys Fluent software has reunited consensus, as the obtained results, and a range of tools and features for describing any type of flow down to the smallest detail. For example, if there is an external flow, there is a turbulence model, Spalart-Allmaras, which allows faster and more efficient results.

The choice of the optimal attack angle and the selection of the correct geometry in the generation of a shovel is essential for the projecting wind turbine to be more efficient, reducing energy losses and ensuring greater financial returns to those who invest in this type of equipment's.

The development of this type of work results in the progress for a viable alternative to that which has been a major global problem, the production of energy by sources that are not renewed.

Key Words: *Micro Wind, Aerodynamics, Wind Shovel, CFD, Fluent.*



# Índice de conteúdos

Índice de conteúdos.....	i
Índice de figuras.....	v
Índice de tabelas .....	ix
Lista de abreviaturas.....	xi
Símbolos Latinos .....	xiii
Símbolos Gregos .....	xv
<b>1. Introdução .....</b>	<b>1</b>
1.1 Enquadramento e Motivação .....	1
1.2 Objetivos do Trabalho.....	3
1.3 Estrutura da Dissertação .....	3
<b>2. Estado da Arte .....</b>	<b>5</b>
2.1 Aerogeradores.....	5
2.1.1 Evolução Histórica .....	5
2.1.2 Classificação dos Aerogeradores.....	7
2.1.3 Constituição e Funcionamento TEEH .....	7
2.1.4 Pequenas Turbinas Eólicas (SWT) .....	9
2.2 Conceitos Básicos.....	12
2.2.1 Potência Extraível do Vento/Coeficiente de Potência ( $C_{pot.}$ ) .....	12
2.2.2 Limite de Betz .....	14
2.2.3 Princípios e Conceitos Aerodinâmicos de uma Pá .....	16
2.2.4 Triângulo de Velocidades e Ângulos Envolventes .....	18
2.2.5 Coeficientes e Forças Atuantes .....	20
2.2.6 Número de Reynolds .....	23
2.3 Estudo dos Ventos .....	24
2.3.1 Formação do vento.....	24
2.3.2 Distribuição Weibull .....	26
<b>3. Dinâmica de Fluidos Computacionais .....</b>	<b>29</b>
3.1 Programa de Simulação CFD – <i>Ansys Fluent</i> .....	29

3.1.1	Pré – Processamento .....	30
3.1.2	<i>Solver</i> .....	31
3.1.3	Pós – Processamento.....	31
3.2	Equações Navier Stokes .....	32
3.2.1	Conservação da Massa.....	32
3.2.2	Conservação do Momentum .....	34
3.3	Modelação da Turbulência .....	37
3.3.1	RANS - Decomposição de Reynolds.....	38
3.3.2	Modelo de Turbulência <i>Spalart-Allmaras</i> .....	39
3.3.3	Modelo <i>K-ε Standard</i> .....	42
3.3.4	Modelo <i>K-ε Realizable</i> .....	43
3.4	Discretização - Método dos Volumes Finitos.....	44
3.5	Modelos de Acoplamento .....	46
3.5.1	<i>SIMPLE</i> .....	49
3.5.2	<i>Coupled</i> .....	49
3.6	Estudo da Malha .....	50
3.6.1	Tipos de Malha.....	51
3.6.2	Qualidade da Malha .....	53
3.7	Refinamento Junto à Parede .....	54
<b>4.</b>	<b>Validação CFD “Ansys Fluent” .....</b>	<b>57</b>
4.1	Escoamento no Interior de Conduitas Circulares.....	57
4.1.1	Laminar .....	57
4.1.1.1	Cálculo analítico .....	58
4.1.1.2	Análise CFD.....	60
4.1.2	Regime Turbulento .....	67
4.1.2.1	Dados experimentais .....	68
4.1.2.2	Simulação CFD.....	69
4.1.2.3	Comparação das simulações com os dados experimentais.....	74
4.2	Escoamento no Exterior de um Cilindro .....	78
4.2.1	Revisão Teórica Escoamentos Externos em Cilindros.....	78

4.2.2	Resumo da Experiência .....	83
4.2.3	Simulação Numérica .....	84
4.2.3.1	Modelação.....	84
4.2.3.2	Malha.....	87
4.2.3.3	<i>Inputs Fluent</i> .....	88
4.2.3.4	Análise de resultados.....	88
4.2.4	Simulação em Domínio Completo .....	92
4.2.5	Simulação da Influência Reynolds.....	93
4.2.5.1	Discussão de Resultados .....	93
<b>5.</b>	<b>Simulação Numérica do Perfil SD2030 .....</b>	<b>97</b>
5.1	Domínio de Integração e Malha Seleccionada.....	98
5.2	<i>Inputs Fluent</i> .....	100
5.3	Resultados .....	102
<b>6.</b>	<b>Anteprojeto Aerodinâmico de uma Turbina Eólica .....</b>	<b>109</b>
6.1	Otimização do Rotor SD2030 .....	109
6.1.1	Procedimento de Otimização .....	109
6.1.2	Otimização do rotor SD2030 .....	114
6.2	Modelação do Rotor .....	118
<b>7.</b>	<b>Considerações Finais.....</b>	<b>121</b>
7.1	Conclusões .....	121
7.2	Trabalhos Futuros.....	123
<b>8.</b>	<b>Referências.....</b>	<b>125</b>

## ANEXOS

Anexo A – Cálculo do Coeficiente de Arrasto devido à Pressão no exterior de um cilindro

Anexo B – Dados do Perfil SD2030

Anexo C – Excel de otimização de rotor eólico, com a aplicação do perfil SD2030



## Índice de figuras

Figura 1.1 - Evolução da potência instalada no mundo nos últimos anos (MW) [1].	1
Figura 2.1- Moinho de vento holandês [5].	5
Figura 2.2- Evolução dos Aerogeradores [6].	6
Figura 2.3- Constituição de uma turbina (TEH) [10].	7
Figura 2.4- Maior Turbina eólica do mundo [11].	9
Figura 2.5 – Exemplos de pequenas turbinas eólicas: a) Gazelle Wind Turbines (P=20kW); b) Venturi Wind (P=0.5kW); c) Eoltec (P=6kW); d) Renewable Devices Swift Turbines (P=1.5kW) [12].	10
Figura 2.6 – Curvas de potência das pequenas turbinas eólicas, Venturi Wind à esquerda e Eoltec à direita (adaptado de [12]).	11
Figura 2.7 – Volume de controlo de um rotor/“Disco atuador” à passagem de vento [17].	13
Figura 2.8- Teoria de Betz [18].	14
Figura 2.9 – Coeficiente de potência em função da velocidade específica e tipo de aerogerador [21].	16
Figura 2.10- Conceitos associados a um perfil aerodinâmico [21].	16
Figura 2.11 - Triângulo de velocidades e ângulos, (adaptado de [17]).	18
Figura 2.12 - Ângulo de <i>Twist</i> .	19
Figura 2.13 - Coeficientes e pressões resultantes do funcionamento de um aerogerador.	20
Figura 2.14 – Forças atuantes, adaptado [17].	22
Figura 2.15 – Tipos de escoamento em torno de um perfil aerodinâmico [22].	23
Figura 2.16- Influência dos obstáculos no vento (adaptado [24]).	25
Figura 2.17- Perfil vertical de velocidades [25].	26
Figura 2.18 – Distribuição de Weibull para diferentes coeficientes de forma [27].	27
Figura 2.19 – Distribuição de Weibull para diferentes velocidades médias, considerando $k = 2$ [28].	28
Figura 3.1 – Volume de controlo elementar, cartesiano e fixo, mostrando o caudal mássico que atravessa as faces do eixo x, adaptado de [34].	33
Figura 3.2 – Exemplos de divisão do domínio em malhas cartesianas a) 1D e b) 2D [44].	46
Figura 3.3 – Fluxogramas com os algoritmos presentes no método acoplamento “ <i>Pressure-Based</i> ” [37].	48

Figura 3.4 – Tipos de malhas.....	51
Figura 3.5 – Malha estrutura e ortogonal.....	52
Figura 3.6 – Malhas estruturadas não ortogonais: (a) Tipo H; (b) Tipo O; (c) Tipo C [49]. .....	52
Figura 3.7 – Malha não estruturada. ....	53
Figura 3.8 – Malha híbrida (esquerda) e estruturada por blocos (direita). ....	53
Figura 3.9 – Verificação experimental das leis existentes junto à parede [34]. ....	55
Figura 4.1 – Representação esquemática da região de entrada e do escoamento desenvolvido [34]. ....	58
Figura 4.2 – Geometria da tubagem.....	61
Figura 4.3 – Configuração da malha selecionada junto à face de entrada. ....	63
Figura 4.4 – Contornos de velocidade e de pressão em diversas secções ao longo da tubagem. ....	65
Figura 4.5 – Perfil de velocidades ao longo do eixo do tubo. ....	66
Figura 4.6 - Perfil de pressões ao longo do eixo do tubo.....	66
Figura 4.7 – Comparação do perfil de velocidades desenvolvido teórico com o obtido na simulação em regime laminar. ....	67
Figura 4.8 – Esquema da atividade experimental (adaptado de [50]). ....	69
Figura 4.9 – Geometria 3D do cilindro onde será analisado o escoamento. ....	71
Figura 4.10 – Configuração da malha elaborada. ....	74
Figura 4.11 – Distribuição de pressão ao longo da tubagem, localizada em regime de escoamento desenvolvido (Re=50000). ....	75
Figura 4.12 – Distribuição da velocidade na secção transversal do tubo em zona de escoamento desenvolvido (Re=50000). ....	75
Figura 4.13 – Distribuição da velocidade média junto à parede na secção transversal do tubo (Re=50000).....	76
Figura 4.14 – Distribuição de pressão ao longo da tubagem, localizada em regime de escoamento desenvolvido (Re=500 000).....	77
Figura 4.15 - Distribuição da velocidade na secção transversal do tubo em zona de escoamento desenvolvido (Re=500000). ....	77
Figura 4.16 – Distribuição de velocidade média junto à parede, numa secção transversal da tubagem (Re=500 000). ....	78
Figura 4.17 – Escoamento externo sobre um corpo.....	79

Figura 4.18 – Distribuição do coeficiente de resistência de pressão para Re diferentes [19].	80
Figura 4.19 – Perfil do escoamento e distribuição de pressão em torno de um cilindro em diferentes gamas de Re [55].	81
Figura 4.20 – Variação do coeficiente de resistência de um cilindro em função do número de Reynolds [19].	82
Figura 4.21 – Esquema da instalação do cilindro com os locais das tomadas de pressão. ....	83
Figura 4.22 – Geometria e condições de fronteira para escoamentos laminares em torno de um cilindro [30].	84
Figura 4.23 – Variação do coeficiente de arrasto ( $C_d$ ) em função da distância do centro do cilindro à parede em diâmetros.	85
Figura 4.24 - Variação do coeficiente de arrasto ( $C_d$ ) em função da distância do centro do cilindro à fronteira de entrada em diâmetros.	86
Figura 4.25 - Variação do coeficiente de arrasto ( $C_d$ ) em função da distância do centro do cilindro à fronteira de entrada em diâmetros.	86
Figura 4.26 – Refinamento da malha junto ao cilindro (esquerda) e a malha distribuída em meio domínio (direita).	87
Figura 4.27 – Comparação dos coeficientes de pressão entre o valor experimental e os simulados através de diferentes modelos de turbulência.	89
Figura 4.28 - Comparação da componente de resistência de pressão entre o valor experimental e os simulados através de diferentes modelos de turbulência.	90
Figura 4.29 - Valores de Referência no <i>Fluent</i> .	91
Figura 4.30 – Contornos de velocidade em meio domínio (esquerda) e domínio completo (direita).	92
Figura 4.31 – Variação do coeficiente de resistência em função do número de Reynolds.	93
Figura 4.32 – Peso do coeficiente de resistência devido à pressão, com a variação do Re.	94
Figura 4.33 - Comparação de contornos de velocidade em simulações com diferentes números de Re.	95
Figura 5.1 – Perfil SD2030 em 3D.	97
Figura 5.2 – Malha junto ao perfil.	99
Figura 5.3 – Malha gerada (malha em C) para a simulação de escoamento no perfil SD2030 em todo o domínio.	99
Figura 5.4 – Esquema de auxílio à geração de malha.	100
Figura 5.5 – Comparação de resultados obtidos para o coeficiente de sustentação.	102

Figura 5.6 - Comparação de resultados obtidos para o coeficiente de arrasto. ....	103
Figura 5.7 – Coeficiente de sustentação em função do coeficiente de arrasto. ....	103
Figura 5.8 – Relação do coeficiente de sustentação (Cl) sobre o de arrasto (Cd), com a variação do ângulo de ataque. ....	103
Figura 5.9 – Contornos de velocidade e pressão para diferentes ângulos de ataque, obtidos através da simulação em <i>Fluent</i> . ....	105
Figura 5.10 - Coeficiente de pressão junto ao perfil para um ângulo de 0°. O extradorso do perfil e denominado por airfoil up e o intradorso por airfoil down. ....	106
Figura 5.11 – Coeficiente de pressão junto ao perfil para um ângulo de 6°. O extradorso do perfil e denominado por airfoil up e o intradorso por airfoil down. ....	106
Figura 5.12 - Coeficiente de pressão junto ao perfil para um ângulo de 12°. O extradorso do perfil e denominado por airfoil up e o intradorso por airfoil down.....	107
Figura 6.1 – Diferenças do ângulo de ataque considerando perdas nas pontas da pá [59]. .	110
Figura 6.2 - Teoria do elemento de pá [61]......	113
Figura 6.3 – Coeficientes de arrasto e sustentação 3D e a sua relação. ....	115
Figura 6.4 – Comparação dos valores de coeficientes de sustentação 3D com os valores obtidos em experiências e simulações numéricas. ....	116
Figura 6.5 - Comparação da relação entre o coeficiente de sustentação e de arrasto 3D com os valores obtidos em experiências e simulações numéricas .....	116
Figura 6.6 – Cascata de perfis ao longo do comprimento da pá. ....	118
Figura 6.7 – Variação do ângulo de torção em função do raio. ....	118
Figura 6.8 – Perspetiva de topo da pá modelada. ....	119
Figura 6.9 – Perspetiva tridimensional da pá desenhada. ....	119

## Índice de tabelas

Tabela 1.1 – Tarifas bonificadas aplicadas à microprodução de energia elétrica através de fontes renováveis. ....	2
Tabela 2.1 - Classificação de Turbinas Eólicas. ....	7
Tabela 2.2 – Sub- classificação de pequenas turbinas eólicas (adaptado de [15]). ....	12
Tabela 2.3 - Regime de funcionamento de uma pá em função do ângulo de ataque. ....	19
Tabela 2.4 - Velocidade de ponta em função do nº de pás [9]. ....	22
Tabela 3.1 – Fluxos de massa à entrada e à saída do volume controlo ....	34
Tabela 3.2 – Equações de cálculo do momento no eixo do $xx$ , devido às forças atuantes num volume de controlo ....	36
Tabela 3.3 – Valores das constantes presentes na modelação <i>Spalart-Allmaras</i> [37]. ....	42
Tabela 3.4 – Coeficientes do Modelo <i>k-ε Standard</i> . ....	43
Tabela 3.5 – Coeficientes do Modelo <i>k-ε Realizable</i> . ....	44
Tabela 4.1 – Dados de entrada. ....	58
Tabela 4.2 – Valores calculados. ....	60
Tabela 4.3 – Características da malha selecionada. ....	62
Tabela 4.4 – <i>Inputs</i> do <i>Fluent</i> para escoamento em regime laminar. ....	63
Tabela 4.5 – Dados de entrada e propriedades do fluido. ....	70
Tabela 4.6 – Valores aproximados da instalação real. ....	71
Tabela 4.7 – Valores da espessura da primeira camada e resultados das equações que permitiram a obtenção da mesma, para os números de Reynolds em estudo (50 000 e 500 000). ....	73
Tabela 4.8 – Características da malha selecionada. ....	73
Tabela 4.9 – Dados de entrada do <i>Fluent</i> para regime turbulento. ....	74
Tabela 4.10 – Propriedades do escoamento na análise experimental. ....	84
Tabela 4.11 – Caraterização de geometria base. ....	85
Tabela 4.12 – Características da malha utilizada e sua avaliação. ....	87
Tabela 4.13 - <i>Inputs</i> do <i>Fluent</i> na simulação do escoamento no exterior de cilindros. ....	88
Tabela 4.14 – Comparação dos coeficientes de pressão devido à resistência por pressão. ....	91
Tabela 5.1 – Caraterísticas da malha selecionada ....	100

Tabela 5.2 – <i>Inputs</i> do Fluent .....	101
Tabela 5.3 – Componentes da velocidade segundo os eixos <i>xx</i> e <i>yy</i> para os diversos ângulos de ataque considerados.....	101
Tabela 5.4 – Valores de velocidade e pressão máximos e mínimos referentes aos limites dos contornos. ....	105
Tabela 6.1 – Dados de entrada do Excel. ....	114
Tabela 6.2 – Valores relevantes para o cálculo dos coeficientes 3D, retirados das curvas características.....	115
Tabela 6.3 - Forças atuantes totais.....	117
Tabela 6.4 – Resultados da otimização do rotor eólico.....	117

## Lista de abreviaturas

CFD	Computational Fluid Dynamics
CLA	Camada Limite Atmosférica
EDP	Equações de Derivadas Parciais
EVM	Eddy Viscosity Models
IEC	International Electrotechnical Commission
MDF	Método Diferenças Finitas
MEF	Método Elementos Finitos
MVF	Método Volumes Finitos
PME	Pequenas Médias Empresas
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
SIMPLE	Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations
SRM	Sistema de Registo da Micro produção
SWT	Small Wind Turbine (Pequenas Turbinas Eólicas)
TEEH	Turbinas Eólicas de Eixo Horizontal
TEEV	Turbina Eólica de Eixo Vertical
VC	Volume de controlo



## Símbolos Latinos

A	Área	[m <sup>2</sup> ]
AR	Alongamento	[ - ]
b	Comprimento da pá	[m]
B <sub>i</sub>	Binário motor	[Nm]
c	Corda do perfil	[m]
C	Comprimento	[m]
C <sub>e</sub>	Comprimento da região de entrada	[m]
C <sub>d</sub>	Coefficiente de arrasto	[ - ]
C <sub>l</sub>	Coefficiente de sustentação	[ - ]
C <sub>La</sub>	Valor de correção da curva do coeficiente de sustentação	[ - ]
C <sub>m</sub>	Coefficiente do momento	[ - ]
C <sub>p</sub>	Coefficiente de Pressão	[ - ]
C <sub>pot</sub>	Coefficiente de potência	[ - ]
C <sub>TEH</sub>	Coefficiente de solidez	[ - ]
D	Diâmetro	[m]
D <sub>f</sub>	Resistência de fricção ou atrito superficial	[N]
D <sub>p</sub>	Resistência de Pressão	[N]
D <sub>t</sub>	Força total de resistência	[N]
dS	Elemento de superfície	[ - ]
f	Fator de atrito	[ - ]
F <sub>N</sub>	Força normal	[N]
F <sub>T</sub>	Força tangencial	[N]
K'	Fator induzido ou inviscido	[ - ]
K''	Fator de viscosidade	[ - ]
M	Força do Momento Binário	[Nm]
N <sub>p</sub>	Número de pás	[ - ]
P	Potência	[kW]

$p$	Pressão	[Pa]
$P_{\text{capt}}$	Potência captável	[kW]
$P_{\text{dip}}$	Potência disponível	[kW]
$P_m$	Potência máxima	[kW]
$P_n$	Potência nominal	[kW]
$P_{\text{perd}}$	Potência com perdas	[kW]
$P_v$	Potencia Extraível do Vento	[kW]
$r$	Raio	[m]
$R$	Raio máximo	[m]
$Re$	Número de Reynolds	[ - ]
$S$	Área de secção transversal	[m <sup>2</sup> ]
$S_{\text{var}}$	Área varrida	[m <sup>2</sup> ]
$T_a$	Temperatura ambiente	[°]
$U$	Velocidade do vento	[m/s]
$U_{\text{Long}}$	Velocidade ao longo da transversal do tubo	[m/s]
$U_{\text{máx}}$	Velocidade máxima	[m/s]
$U_{\text{méd}}$	Velocidade média do vento	[m/s]
$U_{\text{pá}}$	Velocidade da pá	[m/s]
$U_r$	Velocidade de corte	[m/s]
$U_{\text{rel}}$	Velocidade relativa do vento	[m/s]
$U_{\infty}$	Velocidade média de entrada	[m/s]
$\vec{a}$	Aceleração	[m/s <sup>2</sup> ]
$\vec{g}$	Força da gravidade	[m/s <sup>2</sup> ]

## Símbolos Gregos

$\alpha$	Ângulo de ataque	[°]
$\beta$	Ângulo de fluxo não perturbado	[°]
$\Delta P$	Perda de carga	[Pa.m <sup>-1</sup> ]
$\eta$	Rendimento da Turbina	[%]
$\lambda$	Velocidade específica/ponta	[-]
$\mu$	Viscosidade	[kg/m.s]
$\mu_t$	Viscosidade Turbulenta	[kg/m.s]
$\nu$	Viscosidade cinemática	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
$\Omega$	Velocidade angular	[Rad/s]
$\Omega_{ij}$	Taxa de Rotação Média	[-]
$\rho$	Massa volúmica	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\tau$	Tensão de corte	[N/m <sup>2</sup> ]
$\theta$	Ângulo twist/passos	[°]
$y$	Espessura da primeira camada	[m]



# 1. Introdução

## 1.1 Enquadramento e Motivação

Nos últimos anos, na generalidade, tem havido uma necessidade de recorrer a fontes de energias renováveis e como tal a produção de energia elétrica não fugiu a regra, tendo um crescimento significativo. Os fatores que estão na base desta tendência são a escassez de matérias-primas não renováveis (ex.: petróleo e carvão), assim como a poluição inerente a extração, transporte e refinação destas mesmas matérias. Na Figura 1.1 apresenta-se a evolução da potência eólica instalada no mundo nos últimos anos, onde se constata um aumento consistente de ano para ano.

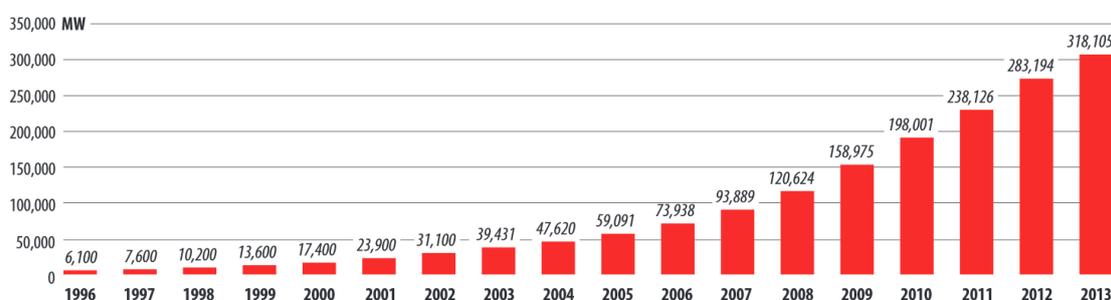


Figura 1.1 - Evolução da potência instalada no mundo nos últimos anos (MW) [1].

Sendo Portugal um país situado à beira-mar e tendo em conta que os locais ideais para ocorrência de ventos fortes são precisamente as zonas costeiras, encontram-se aqui condições favoráveis ao aproveitamento de energia através do vento.

A elevada dependência de Portugal em relação a recursos energéticos fósseis e o baixo aproveitamento (em relação à potencialidade que existe) das energias renováveis para a produção de energia elétrica, motivou a necessidade de criação de medidas.

No âmbito da micro produção a primeira legislação surgiu em 2007, com o Decreto-Lei n.º 363/2007 [2], em que se criou o Sistema de Registo da Micro produção (SRM), entidade que interage com os pequenos produtores de energia elétrica regulando a sua atividade. Neste mesmo documento surge a criação de dois regimes de remuneração: o regime geral e o bonificado, sendo o último destinado à produção de energia elétrica através de fontes renováveis. Este regulamento sofreu sucessivas alterações entre 2010 e 2013, sendo que o último reajuste foi apresentado em 19 de fevereiro de 2013 através do Decreto-Lei n.º 25/2013, onde está

definido o regime jurídico que se encontra em vigor sobre a produção de eletricidade por intermédio de unidades de microprodução [3].

Os valores das tarifas bonificadas são os apresentados na Tabela 1.1. A tarifa é aplicável durante um total de 15 anos, subdivididos em dois períodos, o primeiro com a duração de 8 anos e o segundo com a duração dos subsequentes 7 anos. De ter em atenção que a tarifa a aplicar varia consoante o tipo de energia primária utilizada, sendo que a percentagem para a energia eólica é de 80%.

Tabela 1.1 – Tarifas bonificadas aplicadas à microprodução de energia elétrica através de fontes renováveis.

<b>Tarifas Bonificadas</b>	
Primeiros 8 anos	€ 400/MWh
	€ 20/MWh Decréscimo anual
7 anos seguintes	€ 240/MWh

A sensibilidade da população para a escassez de recursos não renováveis e o aumento da poluição, assim como a criação de incentivos, levaram à criação de Micro-Eólicas para produção de energia em pequena escala. Estas turbinas têm como finalidade a redução de custos na fatura de eletricidade numa moradia ao final do mês, alimentação de estações meteorológicas isoladas, caravanas e principalmente de iates (condições de aproveitamento praticamente perfeitas).

O desenvolvimento e inovação nesta área é sem dúvida uma aposta do presente e tudo indica que será do futuro, porque apesar de ser um recurso abundante e aparentemente fácil de transformar em energia elétrica, este apresenta alguns problemas que ainda estão por resolver, tais como a imprevisibilidade da ocorrência de vento ou o modo de acumulação de energia quando este é excedentário.

A utilização de um programa de simulação de escoamentos de fluidos (CFD) no projeto de um rotor eólico é essencial, pois permite obter resultados próximos da realidade e efetuar alterações no produto sem que seja necessária a realização de um protótipo físico, reduzindo significativamente os custos neste processo de otimização.

## 1.2 Objetivos do Trabalho

Este trabalho tem como objetivos primordiais:

- i) A integração e descrição de conceitos teóricos sobre aerodinâmica associada ao funcionamento de aerogeradores e simulação numérica.
- ii) Validação experimental do software de simulação numérica (*Fluent*) através de comparações com resultados experimentais e valores teóricos, de modo a adquirir experiência de manuseamento das suas funcionalidades de forma devidamente fundamentada;
- iii) Determinação do ângulo de ataque ótimo através da simulação numérica do escoamento sobre o perfil aerodinâmico SD2030;
- iv) Desenvolvimento de uma folha de cálculo interativa em Excel para previsão do desempenho de um rotor, em que os dados de entrada serão o perfil e geometria das pás, as suas dimensões e os regimes de funcionamento.

## 1.3 Estrutura da Dissertação

De forma a atingir os objetivos propostos, definiu-se uma estrutura que torna-se mais simples o desenvolvimento do trabalho.

O capítulo introdutório apresenta uma abordagem ao tema subjacente a esta dissertação, seguindo-se um enquadramento e motivação, enumeração dos objetivos primordiais, finalizando com a exposição da estrutura do trabalho.

No capítulo 2, procede-se a uma revisão bibliográfica relativa ao funcionamento de um aerogerador, onde são apresentados os vários tipos e a sua evolução histórica, explicando ainda o funcionamento do mais utilizado atualmente. Aborda-se ainda os princípios e conceitos fundamentais no estudo aerodinâmico de um rotor eólico.

Relativamente ao capítulo 3, introduz-se os princípios teóricos que envolvem a dinâmica de fluidos computacionais, tendo como objetivo compreender o modo de funcionamento do software *Ansys Fluent*. Neste sentido, destaca-se a abordagem às leis da conservação (Navier Stokes), ao método de volumes finitos, assim como a estrutura de operação deste tipo de programa.

No capítulo 4, efetua-se uma validação do software através da simulação de situações ocorridas em experiências conceituadas, com resultados fiáveis na área da mecânica dos fluidos, seguindo-se a comparação de resultados. As Simulações validadas foram os escoamentos laminar e turbulento no interior de um tubo e ainda no exterior de um cilindro. Ao longo deste capítulo foram apresentadas mais algumas noções teóricas sobre os escoamentos estudados de modo a proceder-se uma validação devidamente fundamentada.

No capítulo 5 foi feita a simulação do escoamento sobre o perfil eólico SD2030 em *Fluent*, com o intuito de analisar quais eram as condições de escoamento que permitam o melhor rendimento em termos de sustentação produzida em relação ao arrasto e assim obter o ângulo de ataque de ótimo funcionamento.

O capítulo 6 é dividido essencialmente em duas partes, a primeira consiste na descrição de um documento em Excel que foi criado com o intuito de otimizar um rotor eólico. Nesse Excel explicam-se os procedimentos de cálculo dos coeficientes de arrasto e sustentação 3D e da potência gerada por um rotor utilizando o perfil aerodinâmico SD2030. Na segunda parte deste capítulo são apresentados os passos e o produto final da modelação de uma pá eólica, utilizando alguns dos dados que foram calculados no Excel apresentados na primeira parte do capítulo.

No final, são inumeradas as conclusões e considerações finais sobre o trabalho, resultado das inúmeras análises realizadas. Foram ainda mencionadas propostas de melhorias e possíveis trabalhos a ser desenvolvidos futuramente na sequência deste projeto.

## 2. Estado da Arte

### 2.1 Aerogeradores

As turbinas eólicas ou aerogeradores têm como função a transformação da energia cinética proveniente do vento em energia mecânica, que posteriormente, é convertida em energia elétrica. A energia proveniente do vento é aproveitada para acionar o movimento giratório das pás que se encontram acopladas ao rotor, que, por sua vez, roda solidário com o eixo que se situa no interior da cabine. Neste eixo em rotação encontra-se a energia mecânica potencialmente utilizável para produção de energia elétrica [4].

#### 2.1.1 Evolução Histórica

A utilização do vento remonta aos tempos antes de cristo, onde a energia proveniente deste, era aproveitada para a locomoção de embarcações através de velas. Esta técnica foi durante vários séculos a maior fatia de aproveitamento de energia eólica, tendo um papel preponderante nos descobrimentos marítimos realizados na Europa [5, 6].

Posteriormente, surgiram os moinhos de vento que utilizavam a energia do vento para moer cereais e mais tarde para bombear água. Os primeiros moinhos de eixo horizontal encontravam-se instalados na região mediterrânea, transitando mais tarde para a europa. Por volta do século XV, os moinhos, já tinham estruturas relativamente parecidas com um aerogerador atual, por exemplo, o moinho de vento holandês tinha um corpo fixo e uma parte rotativa com uma componente que alinhava as pás em direção ao vento, sendo que estas já apresentavam diâmetros de aproximadamente 25 metros, tal como apresenta a Figura 2.1 [5, 6].



Figura 2.1- Moinho de vento holandês [5].

Com a crescente necessidade de produção de energia elétrica proveniente de fontes de energia renovável, facilmente surgiram as turbinas eólicas [5].

As primeiras turbinas eólicas surgiram nos anos 80, com diâmetros de 10 a 20 metros de e potências de 25 a 100 kW. Com o passar dos anos estes valores foram aumentando consideravelmente, pois, tal como se pode ver na Figura 2.2, já existem aerogeradores com cerca de 200 metros de altura, 136 metros de diâmetro e com potência na ordem dos 6 MW [6].

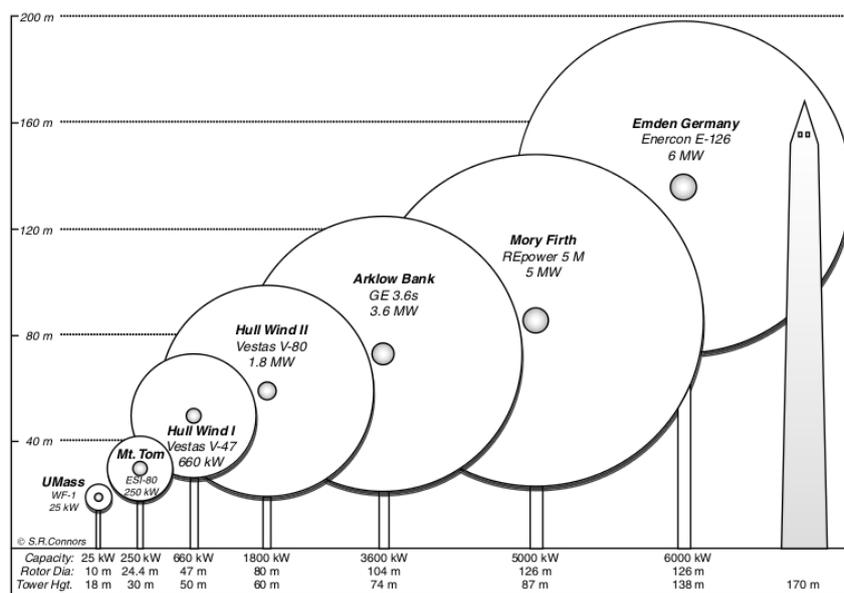


Figura 2.2- Evolução dos Aerogeradores [6].

Apesar desta evolução, para a utilização em consumo próprio, isto é, numa habitação ou mesmo numa empresa que esteja bem situada para o aproveitamento da energia através do vento, surgiram as micro eólicas, que têm potências reduzidas, um impacto visual mais leve e são menos dispendiosas.

Os primeiros parques eólicos que surgiram em Portugal (anos 80) situavam-se nos arquipélagos, mais concretamente em Santa Maria (Açores) e Porto Santo (Madeira) [7], seguindo-se uma expansão pelo resto do país, havendo em 2012, mais de 200 parques eólicos, com uma potência efetiva ligada à rede de aproximadamente 4194 MW [8].

Portugal, com o Programa Energia e o Programa E4 teve desenvolvimentos bastante acentuados no que diz respeito a energia produzida através de fonte eólica. Contudo os parques eólicos instalados são de reduzidas dimensões, sendo perto de metade aqueles que não atingem potências superiores a 10 MW [8].

## 2.1.2 Classificação dos Aeroogeradores

Atualmente existem inúmeras turbinas no mercado com geometrias e dimensões variáveis, que podem ser classificadas segundo a sua forma construtiva, relativamente à potência que produz e diâmetro do rotor. Na Tabela 2.1 estão apresentadas as classificações existentes [9].

Tabela 2.1 - Classificação de Turbinas Eólicas.

Forma construtiva	Potência nominal	Diâmetro rotor (metros)
<ul style="list-style-type: none"><li>• Turbinas eólicas de eixo horizontal (TEEH);</li><li>• Turbinas eólicas de eixo vertical (TEEV).</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Pequeno Porte (&lt; 50kW de potência);</li><li>• Médio Porte (potência de 50 a 1000kW);</li><li>• Grande Porte (acima de 1MW de potência).</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Pequeno Porte (&lt; 17);</li><li>• Médio Porte (de 17 até cerca de 60);</li><li>• Grande Porte (acima de 60)</li></ul>

Os aeroogeradores mais conhecidos e utilizados são os de eixo horizontal, pois apesar de serem mais caros apresentam uma eficiência de produção de energia mais elevada o que a médio e longo prazo irá compensar o investimento inicial.

## 2.1.3 Constituição e Funcionamento TEEH

Dado que a utilização de turbinas eólicas horizontais é mais frequente, torna-se relevante conhecer um pouco da sua constituição, sendo de um modo genérico, representada pela Figura 2.3.

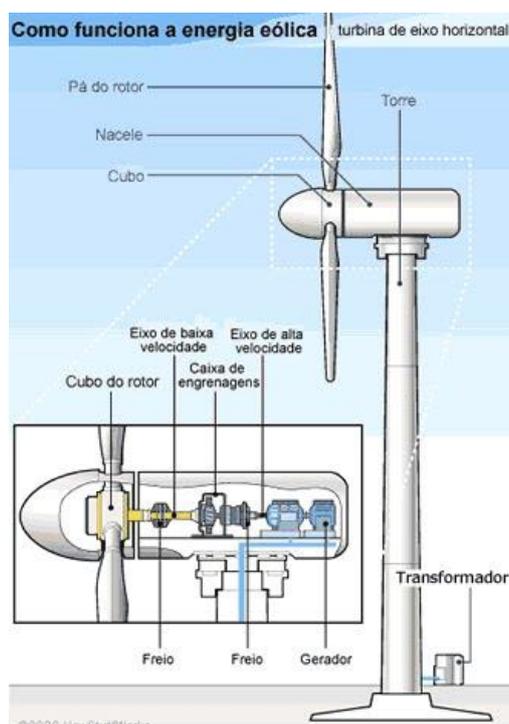


Figura 2.3- Constituição de uma turbina (TEH) [10].

Uma turbina pode ser dividida em três partes, a citar: a torre, o rotor com pás e a cabine ou nacelle [9].

- **Torre**

Apesar de ser o componente mais simples no que concerne a complexidade estrutural, a torre tem como função o suporte e elevação de todos os restantes componentes. Atendendo à importância do vento no valor das cargas exercidas sobre a estrutura de um aerogerador, uma torre deverá ser dimensionada para situações ambientais extremas.

A elevação nas turbinas de grande porte tem bastante importância, dado que aproxima o rotor da camada limite atmosférica, onde se encontram ventos com menor turbulência.

Para além das funções apresentadas, as torres têm escadas de acesso à cabine, de modo a facilitar a manutenção dos equipamentos.

Atualmente o tipo de torres que são cada vez mais utilizadas são as tubulares em detrimento das antiquadas entrelaçadas apesar destas serem mais baratas.

- **Rotor**

O rotor, na Figura 2.3 representado por cubo e pás do rotor, é o componente que permite identificar se uma turbina eólica é horizontal ou vertical, dependendo da orientação do seu eixo de rotação em relação ao vento ser paralela ou perpendicular, respetivamente. Este mecanismo transforma a energia do vento em energia mecânica transmitida diretamente ao veio [5].

Geralmente o rotor é constituído por três pás e cada vez mais há uma tendência a aumentar as dimensões deste componente, sendo que recentemente se estava a construir um rotor de 154 metros de diâmetro em que cada pá tem 75 metros de comprimento. Na Figura 2.4, está apresentada a comparação entre o tamanho do rotor e um avião e pode-se ver também a área varrida, delimitada pela tonalidade mais escura em forma circular [11].

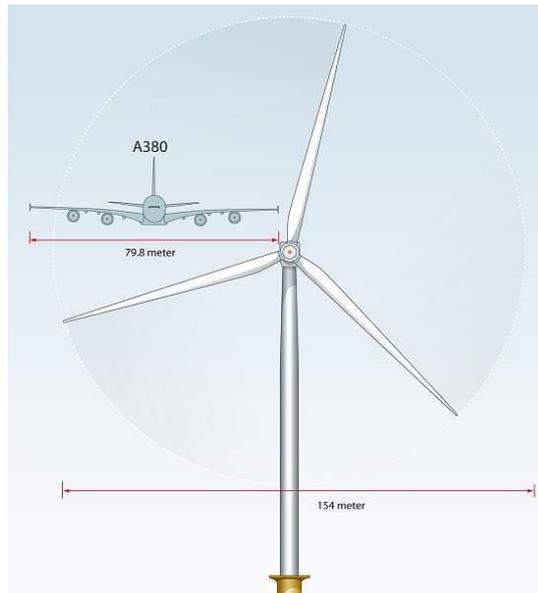


Figura 2.4- Maior Turbina eólica do mundo [11].

Tanto para a criação de eólicas de grandes dimensões como para as de pequena, o grande desenvolvimento passa pela otimização deste componente e em especial os perfis das suas pás.

- **Cabine**

No interior da cabine é onde se localizam todos os restantes equipamentos presentes num aerogerador, funcionando assim como uma “casa das máquinas” de uma turbina.

Para além dos equipamentos apresentados na imagem ampliada da Figura 2.3 em que estão representados os freios, a caixa de velocidade e o gerador, na cabine estão associados também os instrumentos de medição (sensores), o sistema de controlo e arrefecimento e o mecanismo de orientação direcional.

É na cabine que se transforma a energia mecânica em elétrica através do gerador. Os sensores de direção do vento em conjunto com o mecanismo de orientação têm como função alinhar o rotor com a direção do vento.

#### 2.1.4 Pequenas Turbinas Eólicas (SWT)

Atendendo ao aumento do consumo de energia elétrica e à necessidade dos consumidores em adquirir meios de aproveitamento de energia menos dispendiosos, têm sido desenvolvidos nos últimos anos inúmeros estudos relacionados com turbinas de pequeno porte, havendo atualmente muitos exemplos deste género de aerogeradores [12].

As diferenças entre turbinas de pequeno porte e as de grande porte vão para além da sua geometria. 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 como normalmente acontece nas de grande dimensão. Nestes locais o vento é normalmente fraco, instável e irregular devido à presença de inúmeras obstruções, tais como edifícios e vegetação. De modo a tornar rentável a implementação de uma turbina de pequeno porte, é necessário projetar especificamente os equipamentos para um baixo número de Reynolds (associado a baixas velocidades), de forma a melhorar a capacidade de captação de energia. O baixo número de Reynolds está normalmente relacionado com uma diminuição da eficiência do perfil ( $C_l/C_d$ ) [13].

Na Figura 2.5 pode constatar-se precisamente a grande variedade de pequenas eólicas existentes no mercado tanto a nível de construção como a nível de capacidade de produção de energia. Nos exemplos apresentados, as potências dos aerogeradores variam entre 0.5 kW e 20 kW, sendo que estes não são os casos extremos.

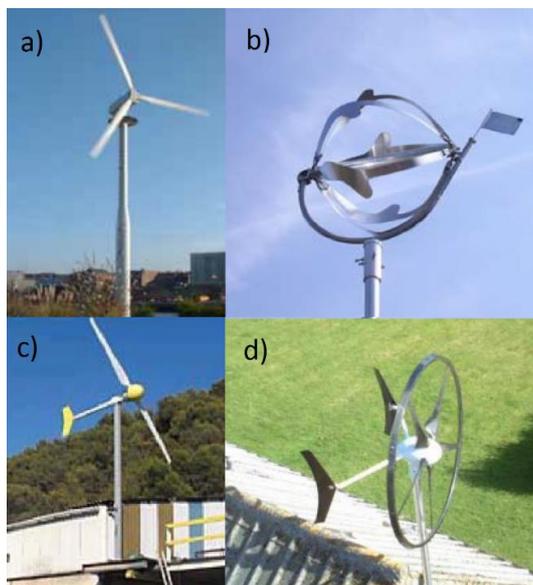


Figura 2.5 – Exemplos de pequenas turbinas eólicas: a) Gazelle Wind Turbines (P=20kW); b) Venturi Wind (P=0.5kW); c) Eoltec (P=6kW); d) Renewable Devices Swift Turbines (P=1.5kW) [12].

Comparando a curva de potência das turbinas apresentadas na Figura 2.5, em b e c, constata-se várias diferenças, tal como apresentado na Figura 2.6. Para além das variações na capacidade de produção de energia, também o aproveitamento em função da velocidade do vento é bastante diferente.

No caso do aerogerador Eoltec atinge o valor de aproveitamento máximo de energia, quando a velocidade do vento é de 12 m/s [12], enquanto que na turbina eólica Venturi Wind para além de ter valores de potência muito mais reduzidos, necessita de uma velocidade mais elevada para atingir o seu pico máximo (> 15 m/s).

Outro dado importante é se o aerogerador tem o controlo de passo. No caso da turbina Eoltec nota-se que, devido ao aproveitamento se manter constante a partir da velocidade ótima tem um sistema automatizado que permite regular o ângulo das pás em relação ao escoamento do vento.

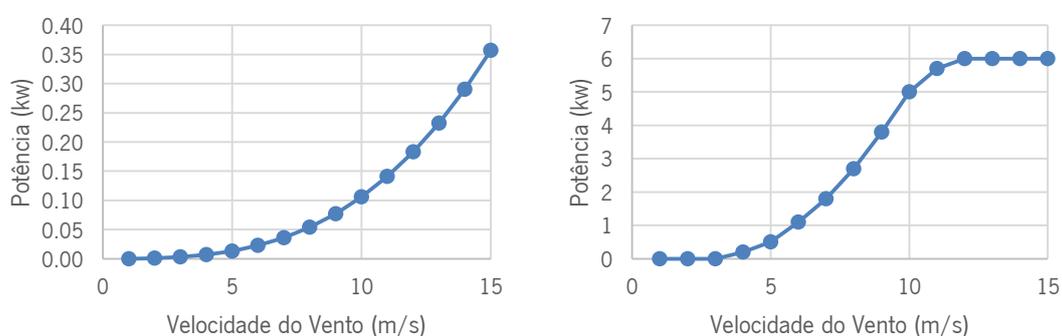


Figura 2.6 – Curvas de potência das pequenas turbinas eólicas, Venturi Wind à esquerda e Eoltec à direita (adaptado de [12]).

Uma turbina eólica é considerada de pequenas dimensões, se a área de captação da energia incidente do vento (área varrida) for inferior a 200m<sup>2</sup> [14].

As pequenas turbinas eólicas podem ainda ser sub-classificadas quanto à sua dimensão e orientação do rotor. No que respeita à dimensão, designa-se por “micro” turbinas eólicas, quando a utilização é doméstica e as potências raramente excedem os 5 kW, e por mini turbina eólica quando as potências já são de algumas dezenas de kW (5 – 50 kW). Relativamente à orientação do rotor, a sua forma de classificação já foi exposta anteriormente no capítulo 2.1.2. Na Tabela 2.2 estão expostas as sub-classificações das pequenas turbinas eólicas segundo a norma IEC 61400-2 (International Electrotechnical Commission) [15].

Tabela 2.2 – Sub- classificação de pequenas turbinas eólicas (adaptado de [15]).

Sub-Classe	Diâmetro do rotor, D (m)	Área varrida, A (m <sup>2</sup> )	Potência nominal, P <sub>n</sub> (kW)	Aplicações
Micro turbina	D < 1.6 m	A < 2 m <sup>2</sup>	P <sub>n</sub> < 5 kW	Domésticas
Mini turbina	1.6 m < D < 5 m	2 m <sup>2</sup> < A < 78.5 m <sup>2</sup>	5 < P <sub>n</sub> < 50 kW	Urbanizações e pequenas empresas
Pequena turbina	5 m < D < 16 m	78.5 m <sup>2</sup> < A < 200 m <sup>2</sup>	50 < P <sub>n</sub> < 500 kW	Grandes urbanizações e PMEs.

Este género de aerogerador tem como principal objetivo complementar o sistema de energia de uma habitação ou instalação de uma empresa. Normalmente o rotor de uma SWT é constituído por duas ou mais pás [13].

Em termos de estrutura estes aerogeradores são muito semelhantes aos de grandes dimensões, tendo rotor, gerador (em vez de nacele), torre e leme [16]. A grande diferença é o leme (normalmente na parte traseira) que permite direccionar o rotor, mantendo-o sempre alinhado com a velocidade do vento.

## 2.2 Conceitos Básicos

Neste capítulo serão descritos os conceitos básicos inerentes ao funcionamento de um aerogerador.

### 2.2.1 Potência Extraível do Vento/Coeficiente de Potência (C<sub>pot.</sub>)

A energia proveniente do vento, não é possível ser transformada na sua totalidade em outra forma de energia. Um aerogerador, à passagem do vento pelo rotor, transforma parte da energia deste em trabalho, outra deixa escoar sobre a forma de vento para jusante da turbina.

Na Figura 2.7, está esquematizado o conceito do disco atuador. Este conceito serve de paralelismo ao que acontece no escoamento de ar sobre uma turbina eólica.

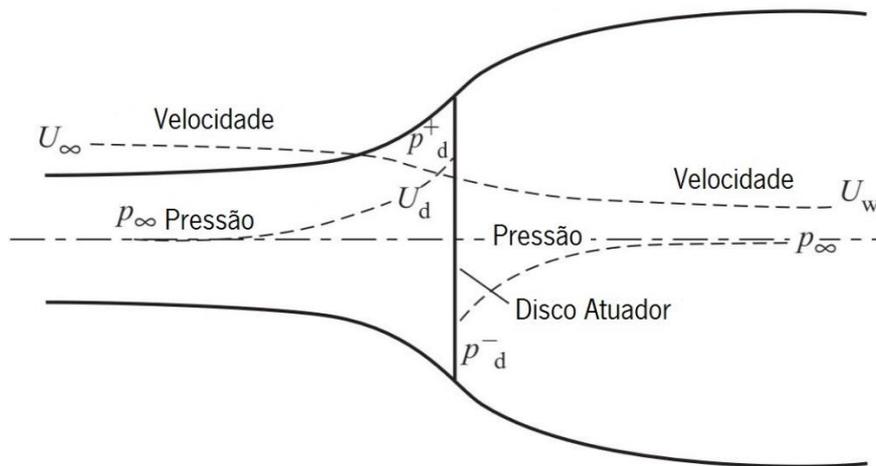


Figura 2.7 – Volume de controle de um rotor/“Disco atuador” à passagem de vento [17].

O perfil de volume de controle representado na Figura 2.7 é similar ao que ocorre num escoamento de ar sobre um rotor eólico. A montante da turbina eólica (lado esquerdo do disco atuador), o volume de controle tem uma área de secção transversal menor que a jusante. Este fenómeno deve-se ao facto de haver uma redução de velocidade do ar aliado a uma queda de pressão logo após à sua passagem no rotor. O volume de controle a jusante tende a estabilizar, pois a pressão vai retomar os valores da pressão ambiente [17].

Assim sendo, a potência disponível num escoamento é dada pela seguinte equação:

$$P_{disp} = \frac{1}{2} \rho U^3 S_{var} \quad (2.1)$$

Como se pode observar pela equação apresentada, o fator que mais relevância tem no cálculo da potência é a velocidade do vento. Quando este aumenta a sua velocidade para o dobro, a potência sofre uma alteração cúbica desse valor (neste caso oito vezes maior).

Contudo, o que se viu até ao momento foi a fórmula de cálculo da energia aproveitável do vento sem contar com as perdas existentes na passagem do ar pelo aerogerador. Da fração de energia extraível do vento, existe um coeficiente de potência que irá englobar as perdas aerodinâmicas no sistema de transformação de energia somado a perda de energia que segue no vento que sai a jusante da turbina, assim diminuindo a potência disponível no eixo.

A equação que exprime a potência captável por uma turbina eólica é a seguinte:

$$P_{capt.} = \frac{1}{2} \rho U^3 S_{var} C_{pot.} \quad (2.2)$$

O cálculo do coeficiente de potência é derivado da fração abaixo:

$$C_{pot.} = \frac{P_{disp}}{P_{capt.}} \quad (2.3)$$

O coeficiente de potência define a quantidade de potência que pode ser extraída do vento por uma turbina. Betz demonstrou que o valor máximo de coeficiente de potência teórico que é possível obter numa turbina eólica é de 0,593 [9].

## 2.2.2 Limite de Betz

O modelo 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.

Basicamente, consiste na passagem de ar por um tubo de corrente com um disco no seu interior, sendo este o simulador de uma turbina. O tubo de corrente tem duas secções transversais distintas e no local de transição de secção encontra-se o disco/turbina que vai criar uma descontinuidade na pressão do ar.

A teoria do disco atuador fornece uma base lógica para demonstrar que a velocidade do escoamento no rotor é diferente da velocidade de corrente livre.

A representação esquemática da Lei de Betz está presente na Figura 2.8.

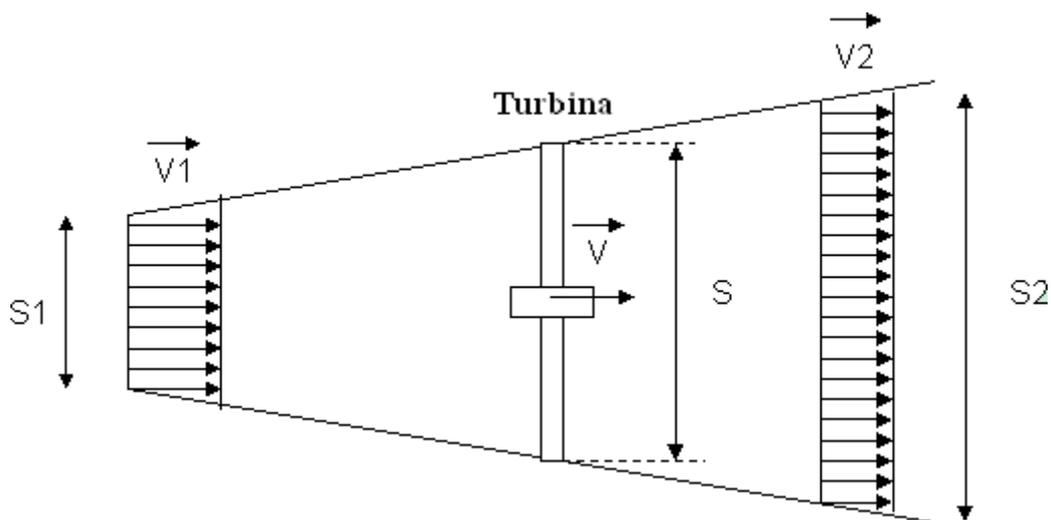


Figura 2.8- Teoria de Betz [18].

Na figura:

- $V_1$  - Velocidade do vento antes das pás da turbina;
- $V$  - Velocidade do vento nas pás da turbina;
- $V_2$  - Velocidade do vento após a turbina;
- $S_1$  – Secção do tubo antes da turbina;
- $S$  – Secção da turbina;
- $S_2$  – Secção do tubo depois da turbina.

Segundo o limite de Betz, os melhores registos teóricos de aproveitamento eólico num escoamento permanente nunca ultrapassaram os 59%, indicando isto que o coeficiente máximo de potência é 0.59. Este valor indica que um rotor ideal projetado para funcionar de tal forma que a velocidade do vento no rotor é  $2/3$  da velocidade do vento no seu livre percurso e  $8/9$  dessa energia é desperdiçada através de uma velocidade de esteira diferente de zero, o produto destes dois fatores resulta no coeficiente máximo teórico [19].

Na prática, nenhuma eólica projetada até ao momento foi capaz de atingir o valor do limite de Betz. As turbinas eólicas mais modernas atingem no máximo 0.47, sendo que normalmente este valor tende a ser mais baixo, rondando dos 0.3 a 0.4 de valor máximo.

Os efeitos que levam a uma diminuição do coeficiente de potência máximo são essencialmente três [13]:

- 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.
- **Velocidade específica:**

A velocidade específica ( $\lambda$ ), é definida como a razão entre a velocidade tangencial no extremo da pá e a velocidade do vento incidente [19].

$$\lambda = \frac{\Omega R}{U} \quad (2.4)$$

No caso das TEEH, os valores da velocidade específica, estão entre 6 e 8, pois são turbinas de elevada eficiência [20].

Na Figura 2.9 apresenta-se a variação do coeficiente de potência ( $C_p$  no gráfico) em função da velocidade específica e o tipo de aerogerador.

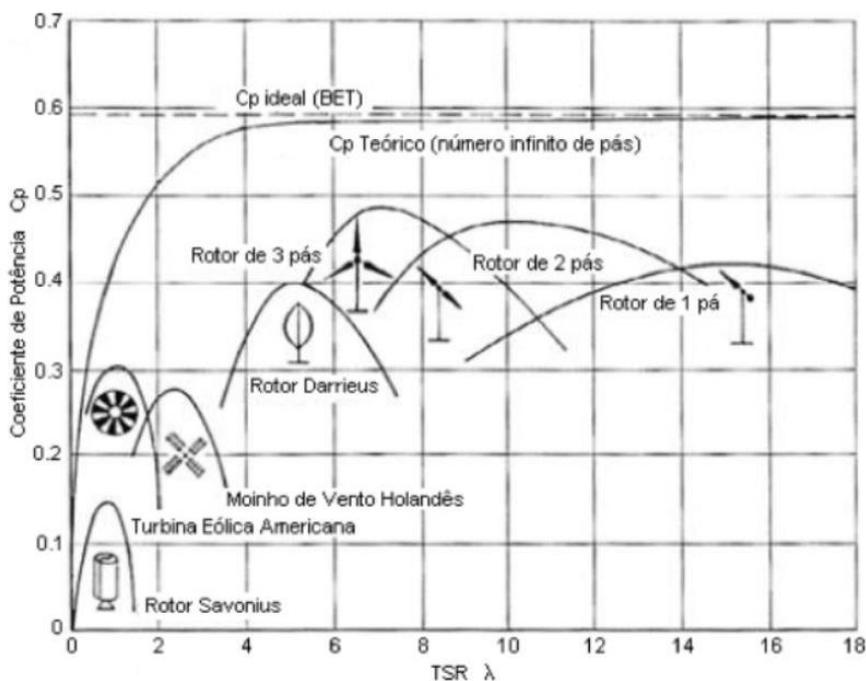


Figura 2.9 – Coeficiente de potência em função da velocidade específica e tipo de aerogerador [21].

Como se pode constatar para velocidades específicas baixas o coeficiente de potência também é bastante reduzido. Os valores mais elevados são apresentados pelas turbinas eólicas de eixo horizontal com rotor de três pás.

### 2.2.3 Princípios e Conceitos Aerodinâmicos de uma Pá

O princípio aerodinâmico de uma pá baseia-se em leis da física do comportamento de objetos em fluxos de ar, e as forças atuantes neles. A geometria do perfil da pá é de importância extrema no seu desempenho. Qualquer alteração no ângulo de ataque ou no perfil alar podem alterar a curva de potência e eventualmente aumentar o ruído produzido.

A nomenclatura dos conceitos associados a um perfil aerodinâmico é exposta na Figura 2.10.

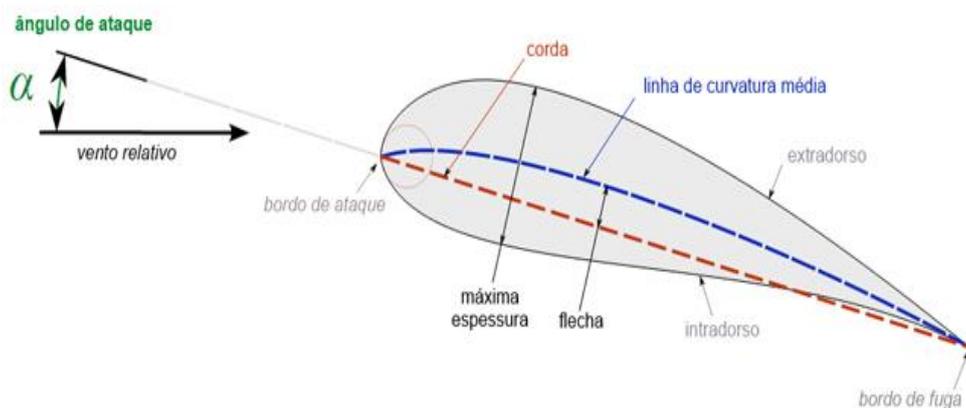


Figura 2.10- Conceitos associados a um perfil aerodinâmico [22].

Num perfil, existem alguns termos específicos que convém serem definidos para uma melhor compreensão do estudo realizado. Alguns dos termos estão identificados na figura enquanto outros vão ser somente explicados.

- **Corda do perfil:**

A corda de um perfil alar (traço interrompido a vermelho na Figura 2.10) é a distância linear entre o bordo de ataque e o bordo de fuga do perfil, isto é, mede a distância em linha reta entre os pontos extremos do perfil.

- **Corda média de arqueamento:**

Linha imaginária (traço interrompido a azul), localizada entre as superfícies superior (extradorso) e inferior (intradorso) do perfil quando a pá sofre arqueamento.

- **Velocidade de corrente relativa do vento:**

Representa-se por um vetor que define a direção, sentido e intensidade a que o vento embate com a pá ou numa determinada secção desta, sendo referência para a determinação de ângulos, como é o caso do ângulo de ataque.

- **Espessura relativa/máxima:**

É a distância entre a parte superior (extradorso) e a parte inferior (intradorso), medida perpendicularmente em relação à linha de corda do perfil.

- **Flexa:**

É a distância entre a corda do perfil e a corda média de arqueamento, medida perpendicularmente à linha da corda do perfil, tal como na medição da espessura.

- **Bordo de ataque:**

Área de primeiro impacto do vento na pá, zona de corte do vento.

- **Bordo de saída/fuga:**

Ponto extremo ao bordo de ataque, local onde o vento volta a se encontrar.

- **Plano de Rotação:**

Linha que define e localiza o centro de rotação do rotor.

## 2.2.4 Triângulo de Velocidades e Ângulos Envolventes

Na análise aerodinâmica de uma pá existe um triângulo de velocidade e diversos ângulos que caracterizam e definem os fenômenos ocorridos na rotação de um rotor, tal como representado na Figura 2.11.

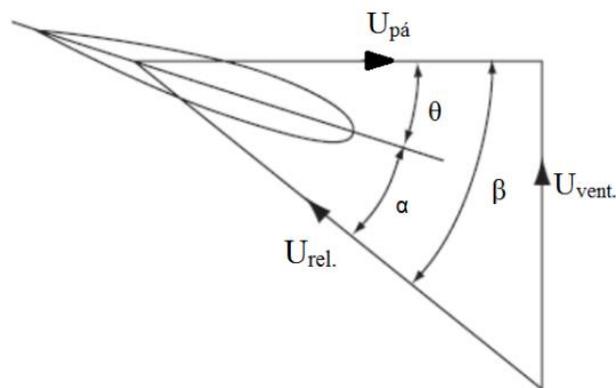


Figura 2.11 - Triângulo de velocidades e ângulos, (adaptado de [17]).

- **Triângulo de Velocidades:**

A velocidade relativa do vento é representada na Figura 2.11 pelo vetor  $U_{rel.}$  (ou  $W$ ) e indica a resultante das velocidades da pá e do vento. A velocidade da pá é a velocidade a que a pá se está a mover naquele local. A velocidade do vento, tal como o nome indica é a velocidade real a que o vento embate na pá, deste modo este vetor está dependente das condições climáticas do local de instalação da micro turbina. Geralmente esta velocidade é uniforme em qualquer ponto da pá, sendo a única com esta particularidade.

- **Ângulo de Fluxo não Perturbado ( $\beta$ ):**

O ângulo do escoamento não perturbado como também é designado, é formado entre o plano de rotação e a velocidade relativa do vento. Este ângulo é igual ao somatório do ângulo de ataque com o ângulo de torção ou então pode ser calculado a partir da seguinte equação:

$$\beta = \tan^{-1} \left( \frac{U_{rel.}}{\Omega R} \right) \quad (2.5)$$

- **Ângulo de *Twist* ( $\theta$ ):**

O ângulo de *Twist*, geométrico ou de torção como também é conhecido, é o ângulo entre o plano de rotação e prolongamento da corda do perfil.

Ao longo da pá, dada a variação da distância ao centro e a velocidade angular constante, as velocidades de passagem do vento também terão de ser variáveis. Para que ocorra este fenómeno, é necessário que haja uma torção na pá desde o raio máximo até ao raio mínimo. Esta alteração de ângulo ao longo da pá é normalmente designado pelo ângulo de *Twist* ( $\theta$ ) e está representado na Figura 2.12.

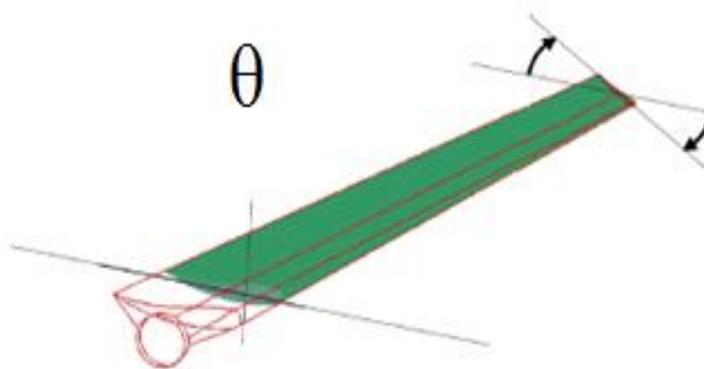


Figura 2.12 - Ângulo de *Twist*.

O ângulo *twist* existe para garantir um ângulo de ataque ótimo ao longo de toda a pá, havendo assim uma diminuição deste ângulo do centro para a ponta da pá.

- **Ângulo de Ataque ( $\alpha$ ):**

O ângulo de ataque é o ângulo formado entre a linha da corda do perfil e a velocidade relativa do vento. A variação deste ângulo está diretamente associada à capacidade de geração de sustentação, existindo um ângulo para o qual o funcionamento da turbina é ideal.

Dependendo do tipo de perfil, normalmente o comportamento dos perfis de uma pá em função do ângulo de ataque  $\alpha$  pode ser dividido em três zonas de funcionamento distintas, tal como apresentado na Tabela 2.3:

Tabela 2.3 - Regime de funcionamento de uma pá em função do ângulo de ataque.

Ângulo de ataque	Regime
$-15^\circ < \alpha < 15^\circ$	Linear
$15^\circ < \alpha < 30^\circ$	Ocorrência de perda
$30^\circ < \alpha < 90^\circ$	Funciona como travão

Normalmente o valor de sustentação máximo para os perfis utilizados nas TEH, situam-se entre os  $10^\circ$  e os  $15^\circ$  de ângulo de ataque. Um dos objetivos da otimização de uma pá é

conseguir estabelecer o ângulo de ataque ótimo, isto é, o que permita a melhor relação possível entre o coeficiente de sustentação e o coeficiente de arrasto.

O ângulo de ataque é dado pela seguinte diferença:

$$\alpha = \beta - \theta \quad (2.6)$$

### 2.2.5 Coeficientes e Forças Atuantes

A passagem do vento pela pá provoca determinados acontecimentos denominados por coeficientes e forças atuantes, que permitem através do seu cálculo saber se pode existir ou não o movimento rotativo de um aerogerador. Os coeficientes resultantes deste acontecimento, são os descritos de seguida sendo que alguns deles estão representados na Figura 2.13, como é o caso do coeficiente de sustentação.

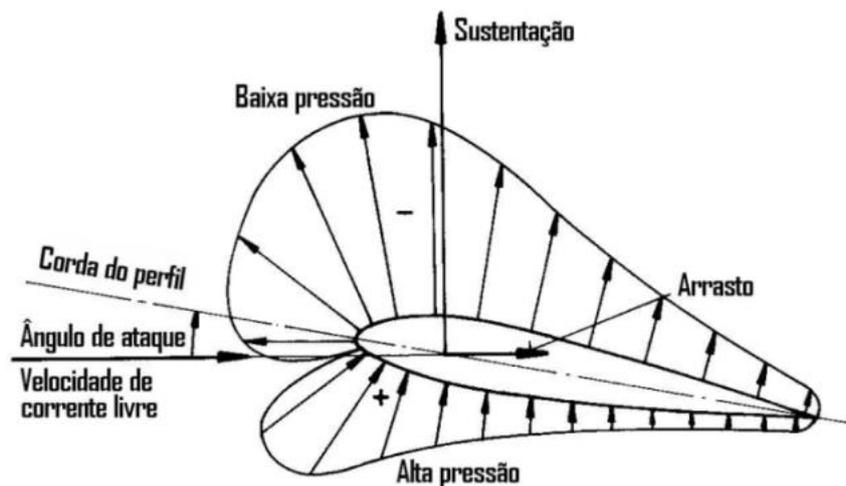


Figura 2.13 - Coeficientes e pressões resultantes do funcionamento de um aerogerador.

- **Coeficiente de Sustentação:**

O coeficiente de sustentação varia com a alteração de geometria do perfil. O vento que passa no extradorso da pá terá de percorrer uma maior distância (maior velocidade) dado que é a superfície que tem uma área maior, e com isso a pressão neste local é menor (negativa) que na parte inferior (positiva). Este fenómeno permite a levitação no caso de um avião e a rotação do rotor para a situação de um aerogerador.

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2} \rho U^2 S} \quad (2.7)$$

- **Coefficiente de Resistência/Arrasto:**

A força de resistência ou também designada por arrasto deve ser a mais baixa quanto possível, pois tal como o nome indica é uma perda de energia devido ao escorregamento e sucção do vento na parte superior da pá para a parte traseira da mesma, criando-se assim uma resistência ao movimento de rotação pretendido.

Da junção do coeficiente de sustentação com o coeficiente de arrasto surge uma força resultante, que é aquela que na realidade atua sobre a estrutura [16].

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2} \rho U^2 S} \quad (2.8)$$

- **Coefficiente de Momento:**

O coeficiente de torção ou de momento é o valor da força que cada turbina possui para conseguir fazer girar em determinadas condições de funcionamento (velocidade de vento, inclinação das pás...).

$$C_M = \frac{M}{\frac{1}{2} \rho U^2 R S_{\text{var.}}} \quad (2.9)$$

- **Coefficiente de Solidez:**

O coeficiente de solidez é a relação entre a área total ocupada pelas pás e a área varrida por estas. Deste modo quanto maior for o numero de pás, maior será o valor deste coeficiente. Quando este parâmetro é elevado, significa que existe maior massa para mover, influenciando diretamente a velocidade específica, que será reduzida nessa situação. Tal como visto anteriormente para valores de velocidades específicas baixas, o coeficiente de potência também é reduzido, assim afastando o aproveitamento de energia do patamar ideal. Com isto conclui-se que o valor do coeficiente de solidez ideal seria um valor reduzido. Deve-se ter em atenção que a estrutura do rotor não comprometa o funcionamento adequado do aerogerador [19].

$$C_{TEH} = \frac{n_p}{S_{\text{var.}}} \int_{r_{\text{cubo}}}^R c \quad dr \quad (2.10)$$

Na Tabela 2.4 está representada a influência do número de pás na velocidade específica numa turbina.

Tabela 2.4 - Velocidade de ponta em função do n° de pás [9].

Relação de velocidade específica	Número de pás
1	6 - 20
2	4 - 12
3	3 - 6
4	2 - 4
5 - 8	2 - 3
8 - 15	1 - 2

Olhando com atenção para a Tabela 2.4 verifica-se que quanto menor for o número de pás, maior será a velocidade de ponta da turbina. Estando de acordo com a conclusão acima citada e com a equação apresentada, o aumento do número de pás irá aumentar o coeficiente de solidez.

- **Forças Atuantes:**

Até ao momento falou-se de componentes adimensionais que caracterizam a aerodinâmica de uma pá, porém as forças que realmente são criadas pela passagem do vento numa pá são as forças normal e tangencial, havendo ainda o binário motor. Na Figura 2.14, estão representadas as forças normal ( $F_N$ ) e tangencial ( $F_T$ ), em que o  $L$  é o coeficiente de sustentação, o  $D$  é o coeficiente de arrasto e o  $\beta$  é o ângulo do escoamento não perturbado.

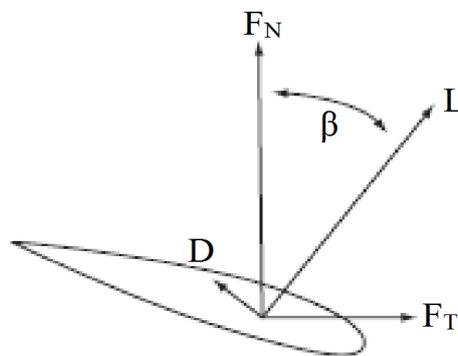


Figura 2.14 – Forças atuantes, adaptado [17].

A força normal é a componente que traduz o valor da carga mecânica que a estrutura terá de suportar. Esta força tem direção paralela à velocidade do vento e perpendicular em relação ao plano de rotação. A equação que traduz esta força é a seguinte [23]:

$$F_N = L \cos \beta + D \sin \beta \quad (2.11)$$

A força tangencial é a componente que representa o valor que contribui para o movimento das pás, pois a sua direção é coincidente com o plano de rotação do aerogerador. A equação que permite obter o valor desta componente é a seguinte [23]:

$$F_T = L \sin \beta - D \cos \beta \quad (2.12)$$

O binário motor é o valor de força útil que permite rodar o aerogerador e resulta da seguinte equação:

$$B_i = L \sin(\theta + \alpha) \quad (2.13)$$

Sendo que  $\theta$  é o ângulo de passo e  $\alpha$  o ângulo de ataque [20].

### 2.2.6 Número de Reynolds

O número de Reynolds mede a razão entre as forças inerciais e as forças viscosas. Na análise dimensional de um escoamento é um parâmetro frequentemente utilizado para caracterizar o tipo de regime em questão. Na Figura 2.15 estão apresentados sobre um perfil aerodinâmico os três tipos de regimes existentes. Em escoamento internos é considerado de laminar se o valor de Reynolds for inferior a 2000, turbulento se for superior a 2400 e de transição para situações entre estes dois valores, valores muito inferiores às situações de escoamento externo.

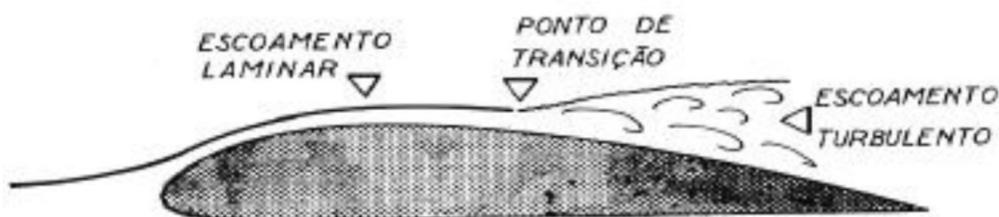


Figura 2.15 – Tipos de escoamento em torno de um perfil aerodinâmico [23].

Em escoamentos em torno de um perfil aerodinâmico, o Reynolds pode ser expresso em função da corda média do perfil.

$$Re = \frac{U \times c}{\nu} \quad (2.14)$$

O número de Reynolds influencia diretamente as características aerodinâmicas de um perfil. O coeficiente de arrasto aumenta com a diminuição do Reynolds. A influência do número de

Reynolds no coeficiente de sustentação está relacionada com o ângulo de ataque a que ocorre a perda aerodinâmica. À medida que o número de Reynolds aumenta também o ângulo de ataque a que ocorre a perda aerodinâmica aumenta, porque a separação do escoamento é retardada [17].

## **2.3 Estudo dos Ventos**

O vento é o elemento fundamental quando se fala do funcionamento de um aerogerador. Provém do vento a energia que é aproveitada pelas eólicas para a produção de energia elétrica, como tal é de todo pertinente saber como este se origina, quais os locais onde se obtém melhores aproveitamentos e ainda qual é a frequência com que ocorre. Posto isto, será feito um apanhado geral nesta secção, que permita responder a algumas destas questões.

### **2.3.1 Formação do vento**

A origem do vento deve-se ao facto de o aquecimento da atmosfera terrestre não ser homogéneo, a zona mais próxima da linha equador é a de temperatura mais elevada e consoante se afasta desta linha a temperatura diminui. Estas diferenças de temperatura originam variações da pressão atmosférica. A estas altitudes o escoamento do ar processa-se ao longo das linhas isobáricas formadas, devido ao equilíbrio das forças presentes na direção perpendicular a estas (força do gradiente de pressão, força de Coriolis e força centrífuga) [24].

Uma das principais dificuldades que surge na utilização da energia eólica é a elevada turbulência junto a superfície terrestre, área abaixo da camada limite atmosférica (CLA), onde os ventos são mais fortes e constantes. Esta turbulência deve-se à criação de vórtices derivados dos muitos obstáculos presentes na superfície terrestre (ex.: casas, árvores), que podem afetar um perímetro de turbulência bastante mais elevado que a sua altura. Na Figura 2.16 está representada a influência de um obstáculo no percurso do vento.

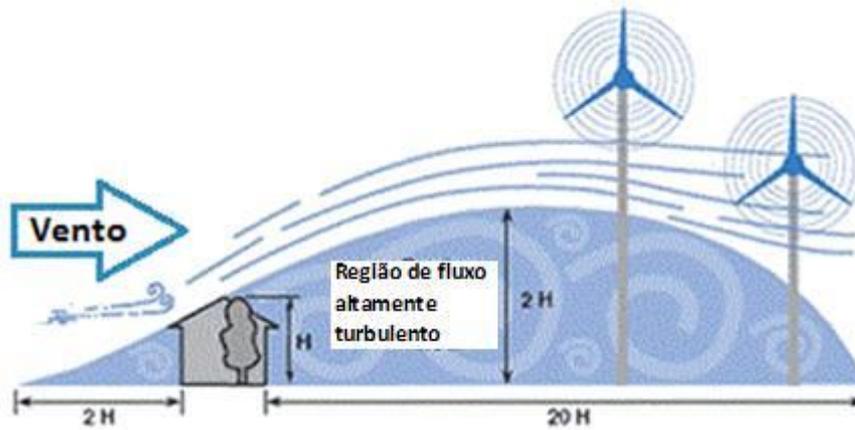


Figura 2.16- Influência dos obstáculos no vento (adaptado [25]).

Por estes fatores, todos os obstáculos que se encontram a menos de 1 Km, devem-se equacionar na instalação de uma eólica.

A temperatura, nos locais com altura e velocidade do vento necessária ( $>5\text{m/s}$ ) para a instalação de um aerogerador, não tem muita importância em comparação com os aspetos mecânicos, já que a variação da temperatura na atmosfera é de aproximadamente  $-1^\circ\text{C}$  por cada 100 metros de altura [24].

A configuração ideal para aproveitamento eólico é, por exemplo, um vento dominante ao longo de uma planície com pequenas rugosidades ou sobre o mar, enfrentando uma alta e alongada encosta com contornos suaves. Nestas condições a velocidade do vento aumenta e ocorre uma aproximação a um perfil de velocidades mais uniforme, resultando deste modo num maior potencial energético, assim como, numa redução dos esforços de fadiga. Na Figura 2.17 encontram-se evidenciadas as diferenças entre um perfil vertical de velocidades num local onde não existe relevo e um em que existe. Pode-se constatar que a velocidade do vento logo após a passagem por um relevo de contornos suaves é mais elevada e mais estável que no caso em que não existe relevo [20].

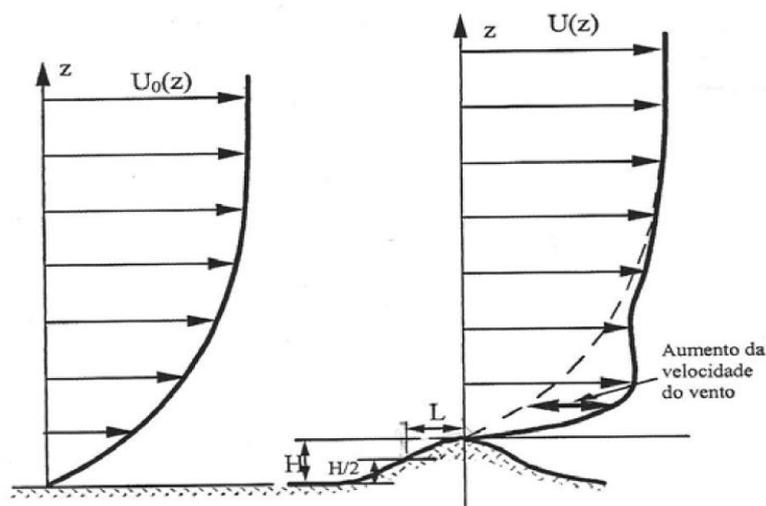


Figura 2.17- Perfil vertical de velocidades [26].

A elevada ocorrência de vento a baixas velocidades e a aparição de pequenos picos de velocidade muito elevada, são duas formas de ocorrência de vento inconvenientes na produção de energia elétrica, dada a baixa energia contida no vento de pouca velocidade assim como a brevidade do tempo de ocorrência de vento a velocidades elevadas. Num local com estas características, a velocidade média anual do vento vai ser superior à velocidade com mais probabilidade de ocorrência.

Em suma para a instalação de um aerogerador deve-se ter em consideração a velocidade média do vento, medida durante um grande período de tempo (anos) e o tipo de localização, para saber qual é o campo de turbulências e conseqüentemente os esforços a que a turbina estará sujeita. No tipo de localização tem de se atender também a viabilidade da instalação, por exemplo, se está ou não próximo de uma rede de energia elétrica.

### 2.3.2 Distribuição Weibull

Como já foi dito antes, a variação da velocidade do vento é uma das preocupações dos projetistas de turbinas eólicas, sendo necessário recorrer à descrição dessa variação para que possam otimizar o projeto de turbinas e assim reduzir os custos de produção de energia elétrica.

Apesar de terem sido sugeridas várias distribuições probabilísticas para descrever o regime de ventos, a que reúne maior consenso continua a ser a distribuição de Weibull [27]. A distribuição de Weibull permite a obtenção de um gráfico com a distribuição da densidade de probabilidade do vento através de expressões analíticas.

A expressão matemática da função densidade de probabilidade de Weibull é a seguinte:

$$\rho(U_{med}) = \left(\frac{k}{C}\right) \left(\frac{U_{med}}{C}\right)^{k-1} \exp\left[-\left(\frac{U_{med}}{C}\right)^k\right] \quad (2.15)$$

em que  $U_{med}$  é a velocidade média do vento, C é um parâmetro de escala e k é um parâmetro de forma sem dimensões.

Este fator indica como é pontiaguda a distribuição, sendo que para valores mais elevados torna-se mais concentrada, e para valores mais reduzidos a distribuição é mais suave, tal como se pode ver na Figura 2.18. Quando o fator de forma for igual a 2, a distribuição é designada por distribuição de Rayleigh.

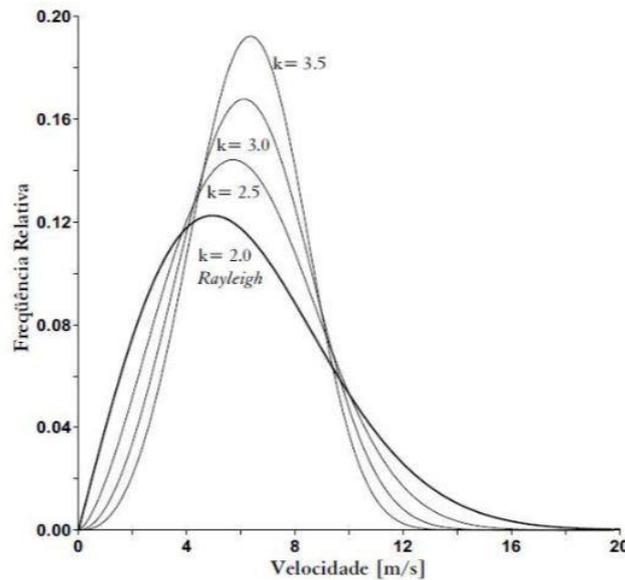


Figura 2.18 – Distribuição de Weibull para diferentes coeficientes de forma [28].

Na Figura 2.19, estão representados três curvas de distribuição Weibull, que correspondem a três velocidades médias diferentes e com um fator de forma (k) de 2. Neste gráfico, não se encontram referenciadas as linhas medianas que indicam a velocidade do vento para a qual, divide a área a meio. Isto é, o número de horas em que ocorre vento abaixo desse valor é igual ao número de horas que ocorre acima.

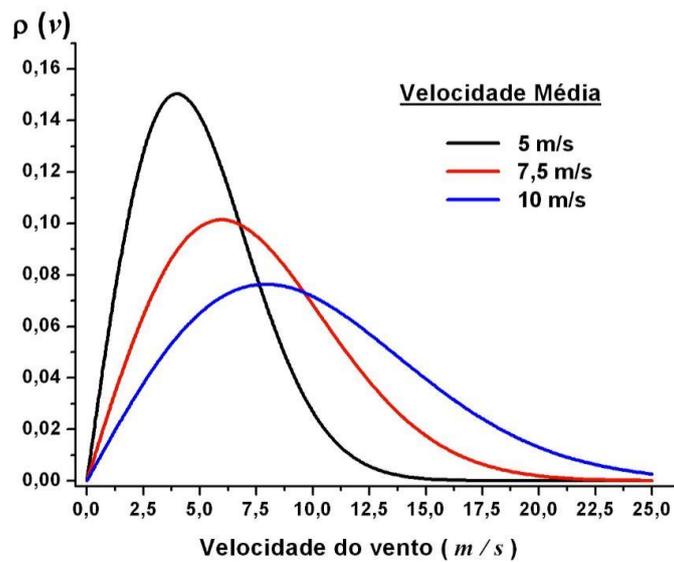


Figura 2.19 – Distribuição de Weibull para diferentes velocidades médias, considerando  $k = 2$  [29].

Na Figura 2.18 e Figura 2.19, a área abaixo de cada curva é exatamente igual a 1, pois o intervalo de velocidade do vento corresponde a uma probabilidade de 100 % de ocorrência de vento. As médias são precisamente as médias reais obtidas num determinado local, porém esse valor não significa que não possam ocorrer velocidades de 16 m/s, simplesmente sabe-se que raramente irá ocorrer.

### 3. Dinâmica de Fluidos Computacionais

Dinâmica de fluidos computacionais ou CFD é a análise de sistemas envolvendo fluxo de fluidos, transferência de calor e fenômenos associados, tais como reações químicas por meio de simulação baseados em computador [30].

Para se obter uma solução numericamente aproximada de um fluxo e fenômenos relacionados, temos que usar um método de discretização que se aproxima das equações diferenciais por um sistema de equações algébricas, que pode ser resolvido através de um computador [31].

Este conceito de computação associado à dinâmica de fluidos (CFD), surgiu por volta dos anos 70 combinando a física, os métodos numéricos e a informática com o intuito de simular o fluxo de fluidos [32].

Atualmente, dinâmica de fluidos computacionais com recurso a um computador, permite simular de forma bastante precisa os fenômenos físicos que acontecem na realidade, como é o caso do escoamento no interior de uma tubagem. Este aumento da qualidade dos programas que permitem simulações mais realistas em conjunto com a evolução dos processadores de cálculo dos computadores levaram a uma utilização mais frequente deste recurso.

As vantagens de recorrer a estes métodos de simulação numérica são evidentes quando em comparação com os protótipos normalmente utilizados em alternativa. Existe uma redução de custos acentuada, o tempo de obtenção de resultados é muito menor e apenas se necessita de um computador e o programa de simulação.

De referir que as simulações computacionais não devem dispensar o teste em protótipo, servindo o CFD somente para acelerar o processo de obtenção do protótipo final.

#### 3.1 Programa de Simulação CFD – *Ansys Fluent*

*Ansys Fluent* é um programa comercial de Dinâmica de Fluidos Computacionais que permite realizar simulações de problemas de escoamentos de fluidos e transferência de calor. O *Fluent* baseia-se em algoritmos numéricos capazes de resolver problemas de fluxos de fluido, possibilitando a utilização de diferentes modelos físicos, tais como: fluidos compressíveis e incompressíveis, diferentes modelos de escoamento, radiação, combustão, entre outros.

Contém ainda interfaces gráficas desenvolvidas na introdução dos parâmetros do problema e análise dos resultados, possibilitando usufruir de todas as potencialidades de cálculo do software. Segundo Versteeg e Malalasekera (2007), os programas de CFD, como é o caso do *Fluent*, possuem três grandes elementos: Pré-processamento, Solver e Pós-processamento. Nos subcapítulos seguintes analisa-se a função de cada um destes elementos.

### 3.1.1 Pré – Processamento

No *ANSYS* a fase de pré-processamento corresponde à introdução de todos os parâmetros do problema e respetivos modelos físicos a utilizar, através de uma interface de fácil utilização que permite comunicar esta informação ao *Solver* de forma apropriada.

Esta fase compreende as seguintes ações:

- Modelação da geometria que define o domínio computacional;
- Criação da malha;
- Seleção dos fenómenos físicos e químicos a serem modelados;
- Definição das propriedades do fluido;
- Especificação das condições de fronteira.

A realização de todos estes passos para a obtenção de uma simulação CFD, é possível com recurso as seguintes ferramentas presentes no *ANSYS*:

- *Design Modeler* – Criação de Geometrias;
- *Meshing* – Geração de malha;
- *Fluent* – Introdução condições de fronteira.

Na criação de Geometrias, o que se desenha neste tipo de Software diz respeito somente à parte onde o fluido se desloca, por exemplo numa simulação de escoamento no interior de uma tubagem, o que se desenha é o seu interior e não o tubo em si (as suas paredes).

No processo de geração de malha divide-se o domínio computacional em pequenos subdomínios, designados por volume de controlo ou elementos. Quanto menor for a dimensão de cada volume de controlo, maior será o numero de células da malha, tornando-a assim mais refinada. Uma malha mais refinada está associada a uma maior precisão de uma solução CFD, pois terá muitos mais pontos de cálculo para o mesmo domínio. Contudo o refinamento de malha afeta também o tempo de cálculo e o equipamento informático a utilizar, podendo tornar

uma simulação demasiado lenta e pesada. Deve-se encontrar um equilíbrio entre número de elementos usados e o tempo de simulação, garantindo a melhor qualidade de resultados possível.

As condições fronteiras são um elemento crítico para as simulações CFD, procuram representar condições reais e especificar o fluxo e suas variáveis, nos limites do modelo computacional. A sua apropriada especificação é de extrema importância.

### 3.1.2 *Solver*

O *Solver* é a parte mais importante de um código de CFD, pois permite a obtenção da solução. O *Solver* é o mecanismo responsável pela aplicação das técnicas numéricas de solução e aplicação dos algoritmos para resolução eficaz dos problemas físicos. Em traços gerais e de acordo com Versteeg e Malalasekera (2007) os métodos numéricos que formam a base do *Solver* executam os seguintes passos:

- Integração das equações que regem o fluxo de fluido sobre todo o volume de controlo do domínio;
- Discretização – conversão de equações integrais em sistemas de equações algébricas;
- Solução das equações algébricas de forma iterativa.

O *Solver* do *Ansys* utilizado neste trabalho é o *Fluent*. Este utiliza o método dos volumes finitos para a discretização e para as soluções das equações algébricas.

### 3.1.3 Pós – Processamento

O Pós-processamento corresponde ao output dos resultados obtidos na fase de *Solver*, que permitem fazer uma análise de resultados de forma cada vez mais eficaz e de leitura fácil e intuitiva. O *Fluent* vem equipado com diversas ferramentas versáteis que permitem a visualização de dados, tais como:

- Visualização da geometria e da malha;
- Gráficos de vetores;
- Linhas e gráficos de contornos;
- Gráficos de superfície 2D e 3D;
- Visualização de linhas de fluxo e trajetórias de partículas;
- Manipulação de imagem.

## 3.2 Equações Navier Stokes

O movimento de um fluido Newtoniano generalizado é descrito pelas equações de conservação da quantidade de movimento (momentum), designadas por equações de Navier-Stokes. Estas equações traduzem a lei de Newton da dinâmica aplicada a um fluido. A estas deve ser acrescentada uma equação de conservação de massa (continuidade) que, por vezes, é também considerada como parte integrante das equações de Navier-Stokes [33].

A solução destas equações é complexa devido à inexistência de uma equação independente de pressão, em que o seu gradiente é um termo de cada uma das equações de momentum. Contudo na conservação da massa em fluidos incompressíveis (fluidos em estudo), não tem variável dominante o que simplifica a resolução da sua equação.

Apesar da complexidade da resolução destes problemas, os progressos nas técnicas de resolução das equações e a disponibilidade a custo aceitável de computadores suficientemente poderosos, tornam cada vez mais viável a utilização desta alternativa.

As leis da conservação podem-se assumir quando se deriva uma determinada quantidade de matéria com as suas propriedades, tais como a massa, momentum e energia. Apesar do controlo de massa ser facilmente identificado nos componentes sólidos, o mesmo não se pode dizer em dinâmica de fluidos, pois é difícil de o caracterizar. Neste caso, a solução passa pelo método de abordagem ao volume de controlo, isto é, a derivação de um volume de controlo em vez de uma parcela que passa rapidamente pela região de interesse [31].

De seguida será então explicada a base da conservação da massa e do momentum, sendo relevante mencionar que quase toda a literatura relacionada com a mecânica computacional, tais como [32, 30, 31, 34] presentes na bibliografia, explicam detalhadamente estes conceitos.

### 3.2.1 Conservação da Massa

Todas as equações diferenciais de conservação de massa, assim como as da conservação do movimento são deduzidas considerando um volume infinitesimal (volume de controlo) fixo, num espaço cartesiano retangular ( $dx$ ,  $dy$ ,  $dz$ ). Na Figura 3.1 está representado um elemento de um volume de controlo com as características mencionadas.

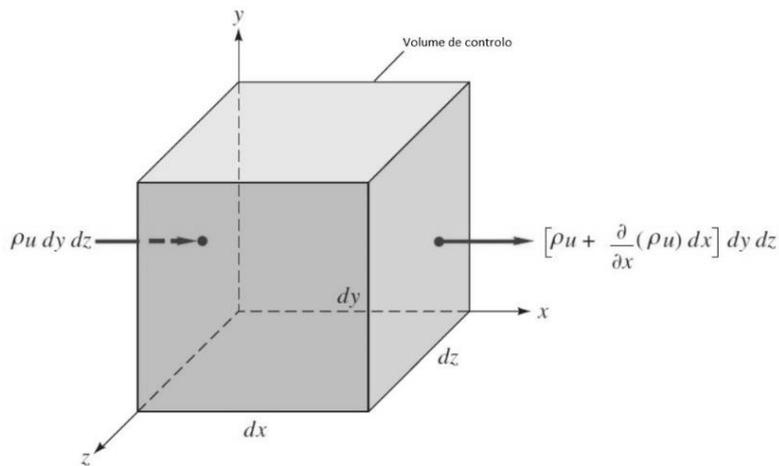


Figura 3.1 – Volume de controle elementar, cartesiano e fixo, mostrando o caudal mássico que atravessa as faces do eixo x, adaptado de [35].

A conservação da massa baseia-se no conceito em que, num dado volume de controle, a massa é constante. Podendo este princípio ser traduzido do seguinte modo:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{taxa de} \\ \text{acumulação} \\ \text{de massa} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{taxa de} \\ \text{entrada} \\ \text{de massa} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{taxa de} \\ \text{saída} \\ \text{de massa} \end{array} \right\} \quad (3.1)$$

O escoamento em cada lado do elemento é aproximadamente unidimensional, assim, a relação de conservação de massa apropriada é a seguinte:

$$\int_{vc} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \sum_i (\rho_i A_i u_i)_{sai} - \sum_i (\rho_i A_i u_i)_{ent} = 0 \quad (3.2)$$

Tratando-se somente de um elemento de pequenas dimensões onde se considera válida a hipótese de a massa específica não variar significativamente, o integral de volume poderá reduzir-se a um termo diferencial:

$$\int_{vc} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV \approx \frac{\partial \rho}{\partial t} dx \, dy \, dz \quad (3.3)$$

O termo de fluxo de massa está presente nas seis faces, sendo três de fluxo de entrada e três de saída. Cada eixo contém dois planos correspondentes à entrada e saída, portanto se a face esquerda da Figura 3.1 for  $\rho u$  a face direita será  $\rho u + \left( \frac{\partial \rho u}{\partial x} \right) dx$ , valor que poderá ser ligeiramente diferente, ou não, dependendo das condições de fronteira que o nosso volume de

controlo está sujeito. De forma análoga determinam-se as equações dos restantes fluxos para as faces de y e z, tal como se pode constatar pela seguinte tabela:

Tabela 3.1 – Fluxos de massa à entrada e à saída do volume controlo

Face	Fluxos de entrada	Fluxos de saída
x	$\rho u \, dy \, dz$	$\left[ \rho u + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) dx \right] dy \, dz$
y	$\rho v \, dx \, dz$	$\left[ \rho v + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) dy \right] dx \, dz$
z	$\rho w \, dx \, dy$	$\left[ \rho w + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) dz \right] dx \, dy$

Substituindo as relações obtidas na equação 3.2, dividindo pelo volume  $\Delta x \Delta y \Delta z$  e tomando o limite quando este tende para zero, o resultado é uma equação diferencial parcial que envolve as derivadas da massa específica e da velocidade:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (3.4)$$

Esta é a relação que exprime o princípio da conservação da massa ou como também é conhecida, equação da continuidade. Existe uma notação mais compacta, através da utilização de um operador vetorial, que permite exprimir esta equação:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + (\nabla \cdot \rho \vec{u}) = 0 \quad (3.5)$$

Esta formulação pode ainda ser facilmente convertida em outros sistemas de coordenadas além do cartesiano, como por exemplo as coordenadas polares cilíndricas, que não iremos abordar neste documento.

### 3.2.2 Conservação do Momentum

O princípio da conservação do momentum num fluido surge da aplicação da 2ª lei de Newton, em que a força resultante deriva de uma massa multiplicada pela aceleração:

$$\sum \vec{F} = m \vec{a} = \frac{d}{dt}(m \cdot \vec{u}) \quad (3.6)$$

Esta equação representa de forma simplificada, que a soma das forças aplicadas no volume de controlo material (fluido ou solido) é igual à variação da quantidade de movimento dessa quantidade de material. Assim de uma forma genérica pode-se representar a equação (3.6) do seguinte modo:

$$\left\{ \begin{array}{c} \text{taxa de} \\ \text{acumulação} \\ \text{de momento} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} \text{taxa de} \\ \text{entrada} \\ \text{de momento} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{c} \text{taxa de} \\ \text{saída} \\ \text{de momento} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{c} \text{soma das} \\ \text{forças} \\ \text{no sistema} \end{array} \right\} \quad (3.7)$$

É importante salientar que estas equações são expressões vetoriais e como tal têm componentes segundo os três eixos cartesianos.

Obtida a relação que permite o cálculo da quantidade de movimento, têm-se agora de definir as expressões para cada uma das parcelas.

Começando pelo termo de acumulação de momento ( $A_c$ ):

$$A_c = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \vec{u} \rho dV \quad (3.8)$$

Considerando um volume de controlo reduzido, em que  $\vec{u}$  e  $\rho$  são constantes nesse elemento, obtém-se:

$$A_c = \Delta x \Delta y \Delta z \frac{\partial}{\partial t} (\rho u_x) \hat{i} + \Delta x \Delta y \Delta z \frac{\partial}{\partial t} (\rho u_y) \hat{j} + \Delta x \Delta y \Delta z \frac{\partial}{\partial t} (\rho u_z) \hat{k} \quad (3.9)$$

Os termos de entrada e saída de momento da equação 3.7 referem-se às interações entre o fluido no interior com o que está no exterior. Assim, sobre um volume de controlo, existem dois tipos de forças aplicadas:

- a) Forças de origem externa, que atuam diretamente sobre a massa do volume, como é o caso das forças gravitacionais ou de pressão;
- b) Forças de superfície, que surgem da interação entre a superfície do volume de controlo em estudo e a sua vizinhança, quando este se encontra em movimento. Estas forças resultam essencialmente de duas fontes:
  - i. Forças convectivas, resultantes do próprio movimento do fluido através das faces do volume de controlo;

- ii. Tensão de corte e normal, resultante do atrito viscoso entre o elemento e o fluido circundante (transporte molecular).

Na Tabela 3.2 estão representados as equações das forças envolventes num volume de controlo, que permitem calcular ganho líquido de momentum. Estas equações dizem respeito somente às equações do eixo dos  $xx$ .

Tabela 3.2 – Equações de cálculo do momentum no eixo do  $xx$ , devido às forças atuantes num volume de controlo

<b>Forças Externas</b>		$\Delta y \Delta z (p _x - p _{x+\Delta x}) + \rho g_x \Delta x \Delta y \Delta z$
<b>Forças Superficiais</b>	<b>Convecção</b>	$\Delta y \Delta z (\rho u_x u_x _x - \rho u_x u_x _{x+\Delta x}) + \Delta x \Delta z (\rho u_y u_x _y - \rho u_y u_x _{y+\Delta y}) + \Delta x \Delta y (\rho u_z u_x _z - \rho u_z u_x _{z+\Delta z})$
	<b>Transporte molecular</b>	$\Delta y \Delta z (\tau_{xx} _x - \tau_{xx} _{x+\Delta x}) + \Delta x \Delta z (\tau_{xy} _y - \tau_{xy} _{y+\Delta y}) + \Delta x \Delta y (\tau_{xz} _z - \tau_{xz} _{z+\Delta z})$

Os termos apresentados na equação 3.7 são agora substituídos pelas equações da Tabela 3.2 assim como as equações 3.8 e 3.9. Assumindo a análise para um fluido Newtoniano (caso de estudo) e considerando  $\rho$  e  $\mu$  constantes, procedendo-se à simplificação matemática e as expressões obtidas para cada eixo de coordenadas  $xx$ ,  $yy$  e  $zz$  respetivamente, foram as seguintes:

$$\rho \frac{Du_x}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right) + \rho g_x \quad (3.10)$$

$$\rho \frac{Du_y}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial z^2} \right) + \rho g_y \quad (3.11)$$

$$\rho \frac{Du_z}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right) + \rho g_z \quad (3.12)$$

Em suma, a fórmula condensada para representar a conservação do momentum, é a seguinte:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}) = -[\underbrace{\nabla \cdot \rho \bar{u} \bar{u}}_{(1)}] - \underbrace{\nabla p}_{(2)} - \underbrace{\nabla \tau}_{(3)} + \underbrace{\rho \bar{g}}_{(4)} \quad (3.13)$$

Nesta equação vetorial os vários termos representam:

1. Acumulação de momento
2. Taxa de aumento de momento por convecção
3. Forças de pressão
4. Taxa de aumento de momento por transporte molecular
5. Forças gravitacionais (de massa)

### 3.3 Modelação da Turbulência

A questão da turbulência torna-se importante para escoamentos que apresentem um valor superior ao número de Reynolds crítico, a partir do momento que um escoamento ultrapassa o esse valor ( $Re=2.300$ ), o método utilizado no estudo do desenvolvimento deste, terá de ser alterado. Quando é atingida essa condição, o fluxo transita do estado estacionário para o estado turbulento, tornando-se instável e variando a velocidade aleatoriamente, dando-se a geração de vórtices [30].

O *Fluent* recorre às equações de Navier-Stokes com os parâmetros substituídos pelos seus respetivos termos médios mais os valores oscilantes, o que leva a uma nova formulação, que apresenta a mesma configuração das equações originais em relação às médias das variáveis, adicionando somente o novo termo, com a componente oscilante, que é conhecido como tensor de Reynolds [36].

O cálculo das variáveis médias da equação é resolvido diretamente em toda a malha, contudo, quando se calcula o tensor de Reynolds da mesma maneira, surge um grande problema de recursos computacionais, devido à grande quantidade de memória de armazenamento exigida para o cálculo [37].

Em casos simples os computadores conseguem calcular o tensor de Reynolds de forma direta. Para problemas de engenharia o grau de complexidade não permite a utilização desse método, então para solucionar essa dificuldade foram criados vários modelos de turbulência que permite modelar o tensor de Reynolds invés de o calcular.

Na análise numérica de um escoamento a seleção de um modelo de turbulência adequado é fundamental, pois influencia diretamente o tempo e a qualidade dos resultados obtidos. Assim, no *Fluent*, terá de ser selecionado o modelo de turbulência adequado ao estudo em questão, de

modo a que os resultados tenham o menor erro possível. Seguidamente, são apresentados os modelos de turbulência do software, utilizados nas simulações documentadas nos próximos capítulos.

### 3.3.1 RANS - Decomposição de Reynolds

A decomposição de Reynolds consiste numa técnica matemática para separar as partes média e flutuante de uma grandeza a partir das equações instantâneas de Navier-Stokes. Considerando  $\phi$  uma componente escalar (velocidade, pressão,...), tem-se:

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (3.14)$$

Sendo,  $\bar{\phi}$  o valor médio no tempo e  $\phi'$  o termo da variação da componente. O valor médio no tempo é dado pela seguinte expressão:

$$\bar{\phi} = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} \phi \, dt \quad (3.15)$$

onde  $t_0$  é o tempo de referência e T é um intervalo de tempo suficientemente grande em relação à escala de tempos do escoamento turbulento.

Transpondo as equações apresentadas para as variáveis do escoamento nas equações instantâneas da conservação da massa e quantidade de movimento, obtém-se respetivamente as equações 3.16 e 3.17 [38]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = S_m \quad (3.16)$$

$$\rho \frac{Du_i}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \right) \right] + \rho g_i + F_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( -\overline{\rho u_i u_j} \right) \quad (3.17)$$

As equações apresentadas são semelhantes às formulas das equações exatas, diferindo apenas nas variáveis serem agora médias de tempo e a existência de um termo adicional,  $-\overline{\rho u_i u_j}$ , que representa os efeitos de turbulência. Este termo é conhecido como tensor de Reynolds e é determinado através dos modelos de turbulência.

- **Boussinesq**

Joseph Boussinesq, em 1887, propôs relacionar a turbulência salientando o fluxo médio para fechar o sistema de equações, sendo o primeiro a aplicar o método de modelagem da tensão de Reynolds, inserindo o conceito de viscosidade turbulenta. Os modelos deste tipo são conhecidos como modelos de viscosidade turbulenta ou EVM's (Eddy Viscosity Models) [39].

Na prática os modelos de turbulência de uma ou duas equações (casos verificados nos modelos utilizados ao longo deste trabalho) baseiam-se na aproximação de Boussinesq. A formulação apresentada por esta aproximação é a seguinte.

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (3.18)$$

As tensões de corte turbulentas adicionais são resultado do aumento de viscosidade molecular, com uma viscosidade turbulenta.

### 3.3.2 Modelo de Turbulência *Spalart-Allmaras*

O modelo *Spalart-Allmaras* foi projetado especificamente para aplicações aeroespaciais envolvendo fluxos de parede. Este modelo foi sujeito a demonstrações que dão garantias de bons resultados para a camada limite quando submetidos a gradientes de pressão adversa [40].

O modelo de turbulência desenvolvido por *Spalart* e *Allmaras* inclui uma equação diferencial relativamente simples que resolve a equação de transporte modelado para zonas de vórtices. Este encara uma nova classe de modelos de uma equação, em que não é necessário calcular uma escala do comprimento em relação à espessura da camada de corte local, onde as tensões de Reynolds são aproximadas por meio de uma viscosidade turbulenta.

O modelo *Spalart-Allmaras* não equaciona a energia cinética turbulenta, resolvendo apenas a equação do transporte para uma forma modificada da viscosidade turbulenta. A equação do transporte aplicada é idêntica à da viscosidade turbulenta, com exceção para as regiões próximas às paredes, pois são zonas afetadas pela viscosidade cinemática. Essa forma foi definida como  $\tilde{\nu}$  e a equação de transporte utilizada é a seguinte [37]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \tilde{\nu}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \tilde{\nu} u_i) = G_\nu + \frac{1}{\sigma_\nu} \left[ \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ (\mu + \rho \tilde{\nu}) \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_i} \right\} + C_{b2\rho} \left( \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right)^2 \right] - \gamma_\nu + S_{\tilde{\nu}} \quad (3.19)$$

Na equação,  $G_v$  é a produção de viscosidade turbulenta e  $\gamma_v$  é a distribuição da viscosidade turbulenta que ocorre nas regiões junto às parede devido ao embate nesta e ao amortecimento viscoso. O  $\sigma_v$  e  $C_{b2}$  são constantes e  $\nu$  é a viscosidade cinemática. O  $S_{\tilde{v}}$  é um termo fonte definido pelo utilizador do software.

Atendendo a esta modelação, a viscosidade turbulenta é dada por:

$$\mu_t = \rho \tilde{v} f_{v1} \quad (3.20)$$

sendo que o fator de amortecimento  $f_{v1}$ , é dado por:

$$f_{v1} = \frac{X^3}{X^3 + C_{v1}^3} \quad (3.21)$$

em que X é,

$$X = \frac{\tilde{v}}{\nu} \quad (3.22)$$

O termo de produção,  $G_v$  é modelado como

$$G_v = C_{b1} \rho \tilde{S} \tilde{v} \quad (3.23)$$

em que

$$\tilde{S} = S + \frac{\tilde{v}}{k^2 d^2 f_{v2}} \quad (3.24)$$

onde

$$f_{v2} = 1 - \frac{X}{1 + X f_{v1}} \quad (3.25)$$

$C_{b1}$  e  $k$  são constantes,  $d$  a distância da parede e  $S$  é a medida escalar do tensor das deformações, que é fundamentada na magnitude da vorticidade:

$$S \equiv \sqrt{2\Omega_{ij}\Omega_{ij}} \quad (3.26)$$

onde o tensor da taxa de rotação média,  $\Omega_{ij}$ , pode ser definido por:

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (3.27)$$

A utilização da expressão S, justifica-se pelo fato dos escoamentos próximos da parede (região de maior interesse aquando da criação do modelo), a turbulência só aparece onde a vorticidade é gerada.

O termo de distribuição é dado por:

$$\gamma_v = C_{w1} \rho f_w \left( \frac{\tilde{v}}{d} \right)^2 \quad (3.28)$$

onde

$$f_w = g \left[ \frac{1 + C_{w3}^6}{g^6 + C_{w3}^6} \right]^{\frac{1}{6}} \quad (3.29)$$

$$g = r + C_{w2} (r^6 - r) \quad (3.30)$$

$$r \equiv \frac{\tilde{v}}{\tilde{S} k^2 d^2} \quad (3.31)$$

$C_{w1}$ ,  $C_{w2}$  e  $C_{w3}$  são constantes e  $\tilde{S}$  é o mesmo da equação 3.24 pertencente ao termo de produção. De notar que a modificação na modelação do termo de produção, onde se inclui o efeito da deformação média do escoamento na deformação S, irá afetar também o valor de  $\tilde{S}$  presente na definição de r.

As constantes deste modelo estão definidas na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Valores das constantes presentes na modelação *Spalart-Allmaras* [38].

Coefficiente	Valores
$C_{b1}$	0.1335
$C_{b2}$	0.622
$C_{v1}$	7.1
$C_{w1}$	$\frac{C_{b1}}{k^2} + \frac{1 + C_{b2}}{\sigma_{\bar{v}}}$
$C_{w2}$	0.3
$C_{w3}$	2
$\sigma_{\bar{v}}$	2/3
$k$	0.41

### 3.3.3 Modelo *K-ε Standard*

O modelo *K-ε Standard*, baseia-se nas equações de transporte da energia cinética turbulenta ( $k$ ) e da sua taxa de dissipação ( $\varepsilon$ ). Este modelo assume que o escoamento é completamente turbulento e que os efeitos da viscosidade molecular são desprezáveis face à difusão turbulenta [41].

As equações de transporte que permitem modelar  $k$  e  $\varepsilon$ , são apresentadas abaixo.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.32)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C1_\varepsilon \frac{\varepsilon}{k} (G_k + G_{3\varepsilon} G_b) - C2_\varepsilon \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (3.33)$$

Neste sentido, a viscosidade turbulenta  $\mu_t$  é calculada combinando  $k$  e  $\varepsilon$ :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.34)$$

Para satisfazer as equações do modelo, é necessário seguir a equação [42]:

$$C_{\varepsilon 2} - C_{\varepsilon 1} = \frac{k^2}{\sqrt{C_{\mu} \sigma_{\varepsilon}}} \quad (3.35)$$

A constante de von Kármán ( $k$ ) assume um intervalo de valores entre 0,37 e 0,41. Para escoamentos sobre superfícies lisas onde a rugosidade é baixa, sugere-se o valor de  $k=0.41$  [43].

Em Versteeg e Malalasekera, 2007 podem ser consultadas as equações de transporte de  $K$  e  $\varepsilon$ , onde surgem as constantes apresentadas na Tabela 3.4.

Tabela 3.4 – Coeficientes do Modelo  $k\text{-}\varepsilon$  *Standard*.

Coeficiente	Valores
$C_{\varepsilon 1}$	1.44
$C_{\varepsilon 2}$	1.92
$C_{\mu}$	0.09
$\sigma_k$	1.0
$\sigma_{\varepsilon}$	1.3

Estas constantes encontram-se automaticamente disponíveis no *Fluent*, onde foram calibradas por Launder e Spalding (1972) e compreendem a maioria dos escoamentos. No entanto, esses coeficientes são modificados consoante a aplicação em estudo, havendo por isso um diverso número de variantes do modelo  $K\text{-}\varepsilon$  padrão.

### 3.3.4 Modelo $K\text{-}\varepsilon$ *Realizable*

O modelo  $K\text{-}\varepsilon$  *Realizable* deriva das mesmas equações de transporte do modelo padrão, utilizando formulação diferente para o cálculo da viscosidade. O termo *Realizable* aplica-se porque as variáveis  $K\text{-}\varepsilon$  derivam de equações exatas, ao contrário do modelo *Standard* onde  $k$  advém de equações exatas e  $\varepsilon$  de formulações empíricas. Estas modificações têm como objetivo melhorar resultados em escoamentos com rotação, de camada limite, com gradientes de pressão adversos, separação e recirculação [44].

Na Tabela 3.5 apresentam-se as constantes deste modelo, utilizadas neste trabalho.

Tabela 3.5 – Coeficientes do Modelo *k-ε Realizable*.

Coeficiente	Valores
$C_{\varepsilon 1}$	1.44
$C_{\varepsilon 2}$	1.92
$\sigma_k$	1.0
$\sigma_\varepsilon$	1.3

Estas constantes foram reajustadas e pode observa-se que o modelo *Realizable* tem menos uma constante em relação ao modelo *Standard*, uma vez que o  $C_\mu$  é agora resolvido.

### 3.4 Discretização - Método dos Volumes Finitos

Existem vários métodos possíveis para a discretização das equações que compõem um determinado modelo matemático (equações com derivadas parciais - EDP). Entre os mais utilizados, distinguem-se o método diferenças finitas (MDF), de elementos finitos (MEF) e os volumes finitos (MVF) [33].

O método que o *Fluent* utiliza para discretizar a solução é o método de volumes finitos.

O método de volumes finitos (MVF) utiliza como ponto de partida a forma integral das equações da conservação (Navier Stokes). O domínio de solução é dividido num número finito de volumes de controlo (VC) contíguos, e as equações da conservação é aplicada a cada VC. No centro de cada VC localiza-se um nó computacional, no qual são calculados os valores das variáveis. Os valores das variáveis nas superfícies dos VC são obtidos através de interpolações com base nos valores calculados nos pontos centrais das células (nós). Os integrais de volume e de superfície são aproximados usando fórmulas quadráticas apropriadas. Como resultado, obtém-se uma equação algébrica para cada VC, na qual aparecem os valores das variáveis no nó em causa e nos nós vizinhos. O MVF pode ser aplicado a qualquer tipo de malha, por isso adapta-se a geometrias complexas. A malha define apenas as fronteiras do volume de controlo e não necessita estar relacionada com um sistema de coordenadas. Contudo o método é intrinsecamente conservativo, assim os integrais de superfície são os mesmos em faces partilhadas por VC diferentes. Cada VC deve possuir apenas uma única face que o ligue ao próximo VC [31].

A discretização através do MVF é talvez a de compreensão mais simples, pois todos os termos que precisam de ser aproximados têm significado físico, razão pela qual é muito utilizada na área da engenharia. A desvantagem do MVF em relação ao MDF é o facto de métodos de ordem superior à segunda serem mais difíceis de desenvolver em 3D, com malhas não estruturadas. Isto é devido ao facto da aproximação por MVF requerer um algoritmo numérico de três níveis de aproximação [30]:

1. Integração formal das equações que regem o fluxo do fluido em todos os volumes de controlo do domínio da solução;
2. A discretização envolve a substituição de uma variedade de termos da equação que representam processos do fluido, tais como, convecção, difusão e fontes, por aproximações de diferenças finitas. Este passo converte as equações integrais num sistema de equações algébricas;
3. Solução das equações algébricas por um processo iterativo.

A forma da equação integral genérica que o método de volumes finitos toma por base é a seguinte [33]:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho \phi d\Omega + \int_S \rho \phi u \cdot n dS = \int_S \Gamma \nabla \phi \cdot n dS + \int_{\Omega} q_{\phi} d\Omega \quad (3.36)$$

De uma outra forma:

$$\left[ \begin{array}{l} \text{Taxa de} \\ \text{variação de} \\ \phi \text{ dentro do} \\ \text{volume de} \\ \text{controlo em} \\ \text{relação ao} \\ \text{tempo} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{l} \text{Fluxo líquido} \\ \text{de } \phi \text{ devido} \\ \text{à convecção} \\ \text{dentro do} \\ \text{volume de} \\ \text{controlo} \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{l} \text{Fluxo líquido} \\ \text{de } \phi \text{ devido} \\ \text{à difusão} \\ \text{dentro do} \\ \text{volume de} \\ \text{controlo} \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{l} \text{Taxa líquida} \\ \text{de criação de} \\ \phi \text{ devido à} \\ \text{difusão dentro} \\ \text{do volume} \\ \text{de controlo} \end{array} \right] \quad (3.37)$$

Existem várias possibilidades de definir a posição e a forma do volume de controlo em relação à malha. Na Figura 3.2 encontram-se duas abordagens possíveis [45].

- *cell-centred scheme* (a) – as características do fluido são guardadas no centro da célula. Neste caso, os volumes de controlo são idênticos à malha;
- *cell-vertex scheme* (b) – as características do fluido ficam guardadas nos nós da malha. O volume de controlo pode ser a união de todas as células que partilham o

nó da malha – sobreposição de volumes de controlo, ou algum volume em torno do nó da malha – duplo volume de controlo.

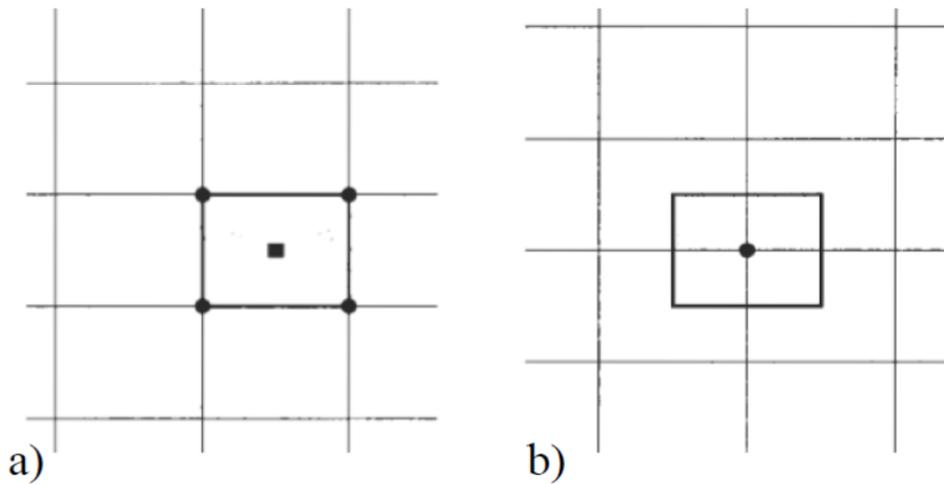


Figura 3.2 – Exemplos de divisão do domínio em malhas cartesianas a) 1D e b) 2D [45].

### 3.5 Modelos de Acoplamento

No software *Ansys Fluent*, a resolução das equações que governam os escoamentos pode ser feita através do recurso a dois métodos numéricos, sendo eles os seguintes [40]:

- i. “*Pressure-based*”
- ii. “*Density-based*”

No primeiro caso o método foi desenvolvido com o intuito de análise de escoamentos incompressíveis de baixas velocidades, por sua vez, o método “*density-based*” destina-se essencialmente a escoamentos compressíveis de alta velocidade. Porém, estes métodos têm sido reformulados com o objetivo de os tornar mais eficazes numa gama de condições de escoamento cada vez mais alargada. Apesar de em ambos os casos, o campo de velocidades ser obtido através das equações de balanço da quantidade de movimento, estas são utilizadas de forma diferente. O método “*density-based*” usa-as para obter o campo de massa específica, sendo o campo de pressões determinada pela equação de estado do fluido. Já o método de “*Pressure-based*” determina o campo de pressões através da correção de pressão obtida pela manipulação das equações de continuidade e quantidade de movimento [38].

Feita a comparação dos dois métodos, explicar-se-á agora o “*Pressure-based*” com mais detalhe, dado que é aquele que se vai utilizar ao longo deste trabalho.

O algoritmo utilizado pelo método “*Pressure-based*” para obter a solução, pertence a uma classe mais ampla designada de métodos de projeção [46]. Neste modelo de projeção a restrição da conservação da massa (continuidade) do campo de velocidades é conseguido ao resolver uma equação de pressão (ou de correção de pressão). Esta equação deriva das equações de continuidade e do balanço de quantidade de movimento, de tal forma que o campo de velocidades, corrigido pela pressão, satisfaz a continuidade. Dado que as equações que governam o escoamento são não lineares e acopladas entre si, o processo de solução envolve iterações, em que o sistema de equações governantes é resolvido repetidamente até que a solução convirja.

O *Fluent* para a resolução de processos iterativos faculta dois tipos de algoritmos:

- i. “*Segregated*”
- ii. “*Coupled*”

No algoritmo “*segregated*” as equações são resolvidas sequencialmente, isto é, são segregadas e desacopladas umas às outras a cada equação que se resolve. Devido a esta característica específica, o algoritmo requer menos memória de utilização, visto que as equações discretizadas só necessitam de serem armazenadas uma de cada vez. Contudo, a convergência da solução é relativamente lenta, dado que as equações têm de ser segregadas e desacopladas em cada iteração.

Ao contrário do algoritmo descrito acima, o algoritmo baseado no acoplamento por pressão, “*coupled*”, resolve um sistema de equações acopladas que compreendem as equações de momentum e a equação de continuidade à base de pressão, num só cálculo. Assim, no algoritmo “*coupled*”, reduz um dos passos do algoritmo de solução “*segregated*”, onde o cálculo da correção de pressão e as equações da quantidade de movimento é separado. As restantes equações escalares são calculadas separadamente, tal como no algoritmo “*segregated*”.

Uma vez que as equações de balanço da quantidade de movimento são resolvidos de uma maneira estreitamente acopladas, a convergência da solução melhora significativamente quando comparado com o algoritmo “*segregated*”. No entanto, o requisito de memória é de 1,5 a 2 vezes mais elevado que o algoritmo “*segregated*”, visto que o sistema com todas as equações da continuidade, quantidade de movimento e de base de pressão, é armazenado na memória durante a solução para os campos de velocidade e de pressão.

Na Figura 3.3 encontram-se os algoritmos utilizados pelos métodos numéricos “*segregated*” e “*coupled*”.

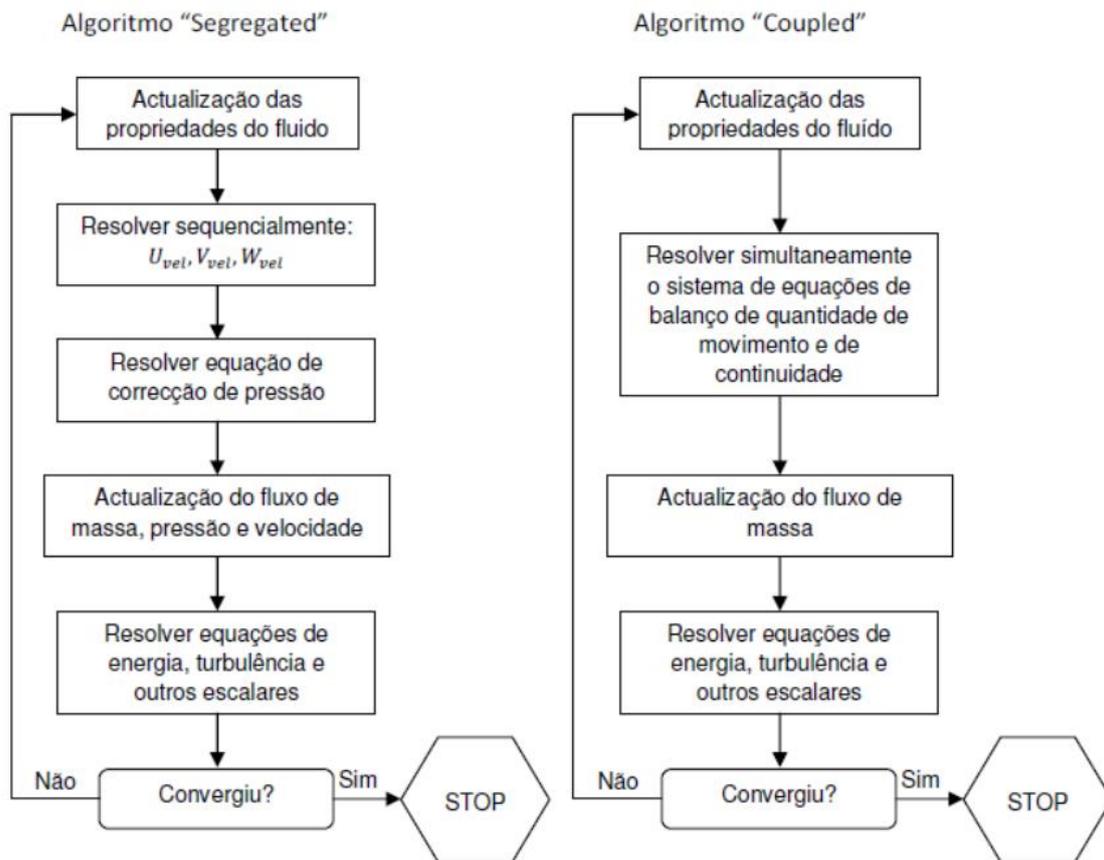


Figura 3.3 – Fluxogramas com os algoritmos presentes no método acoplamento “*Pressure-Based*” [38].

No método numérico “*Pressure-based*”, a linearização é feita por uma formulação implícita, onde o valor desconhecido de uma dada variável num ponto é calculado usando uma relação que inclui tantos valores conhecidos como incógnitas das células vizinhas, assim aparecendo cada incógnita em mais do que uma equação e tornando necessário a resolução simultânea. Desta resolução, resultará um sistema linear de equações com uma equação por cada célula do domínio computacional. Por exemplo, a equação de balanço de quantidade de movimento na numa determinada direção é linearizada para produzir um sistema de equações em que a velocidade é a incógnita. A solução deste sistema de equações fornece um campo de velocidade atualizado.

Em suma, no método “*Pressure-based*”, o campo de uma variável é calculado considerando todos os volumes de controlo do domínio ao mesmo tempo. Passando de seguida para o cálculo de outra variável e assim continuamente.

O método “*Pressure-based*” permite escolher qual o método de acoplamento “*Pressure-Velocity*”. As ofertas que o *Ansys* apresenta são: SIMPLE, SIMPLEC e PISO que utilizam o algoritmo “*segregated*” e ainda o *Coupled*, que tal como o nome indica, baseia-se no algoritmo “*coupled*” [40]. Os métodos utilizados nas simulações apresentadas neste documento são o SIMPLE e *Coupled*, em seguida faz-se uma pequena descrição destes métodos.

### 3.5.1 *SIMPLE*

O *SIMPLE* é um acrónimo de método semi-implícito para acoplamento da equação de pressão e é o modo de acoplamento mais usual. Este método permite fazer a correção da pressão, obedecendo à equação da continuidade, seguindo uma correção de velocidade [47].

As equações para as variáveis são resolvidas de modo sequencial, dado que funciona com o algoritmo “*segregated*”, obtendo-se uma solução iterativa de forma a convergir para a solução final [40].

O *SIMPLE* é processo iterativo, em que ocorre sucessivamente cálculos até que todo o campo de escoamento satisfaça a continuidade. Como verificação adicional para a convergência da solução, as velocidades calculadas apenas pode mudar um pouco entre iterações consecutivas. A ferramenta comercial CFD *Fluent*, por exemplo, requer que o campo de velocidades varie menos de 0,1% de uma iteração para a próxima antes de relatar uma solução convergente [48].

### 3.5.2 *Coupled*

A seleção do *Coupled* como método de acoplamento de pressão-velocidade significa, tal como o nome indica, que se trata da utilização do algoritmo “*coupled*” à base de pressão, explicado no início deste capítulo (3.5). Este método tem uma implementação mais robusta (resolve um sistema de equações de uma só vez) e eficiente (converge mais rápido) para os fluxos de estado estacionário [40].

O uso deste tipo de acoplamento, que foi criado em 2006, reduz o tempo global de convergência em aproximadamente cinco vezes por simulação, resolvendo as equações de continuidade e movimento, de forma acoplada. No entanto, há um ligeiro aumento dos requisitos de memória associados para usar este solver, sendo que os seus benefícios superam as desvantagens. O *Coupled* está a tornar-se na seleção mais utilizada para solucionador problemas com aplicações subsónicas. Ao usá-lo, reordenar a malha é sempre aconselhável [49].

Dentro da seleção do modelo de acoplamento *Coupled*, existe a possibilidade de utilizar um método “*Pseudo-Transient*”. Este método permite aos utilizadores a obtenção de soluções ainda mais rápidas e mais robustas, especialmente para malhas altamente anisotrópicas. A utilização do método *Pseudo-Transient* aborda as questões de tempo de forma *pseudo* transitória. Em geral, o tempo por iteração é ligeiramente superior, mas em alguns casos extremos, o número de iterações necessárias para a convergência utilizando este método cai cerca de uma ordem de grandeza ou mais, sendo que um aumento de 30 a 50 por cento é quase certo [49].

### 3.6 Estudo da Malha

Na análise numérica os pontos onde as variáveis são calculadas, definem-se através da malha utilizada. A malha divide o domínio da solução num número finito de sub-domínios (elementos, volumes de controle, etc.) [50].

As malhas dependendo da geometria e da sua estrutura, permitem uma variação do grau de refinamento e influenciam diretamente a qualidade dos resultados obtidos. Esta oscilação traduz-se numa simulação computacional mais leve e eficaz, pois possibilitam uma malha refinada em zonas onde se necessite de informação mais pormenorizada e no restante domínio uma malha mais grosseira.

Na prática, malhas feitas de triângulos ou quadriláteros em 2D e tetraedros ou hexaedros em 3D são as mais frequentemente usadas, apesar do *Ansys Fluent* em 3D também aceitar outras formas como triângulos, em cunha ou células poliédricas. Segundo o manual *Ansys Fluent* a seleção do tipo de malha tendo em conta a complexidade da geometria, deve ser o seguinte [40]:

- Para geometrias simples, usar quadriláteros/hexaedros.

- Para geometrias pouco complexas, usar malhas não estruturadas de quadriláteros/hexaedros.
- Para geometrias relativamente complexas, usar malhas triangulares/tetraédricas com camadas de prisma.
- Para geometrias extremamente complexas, usar malhas puramente triangulares/tetraédricas.

### 3.6.1 Tipos de Malha

As malhas podem ser classificadas/agrupados da seguinte forma:

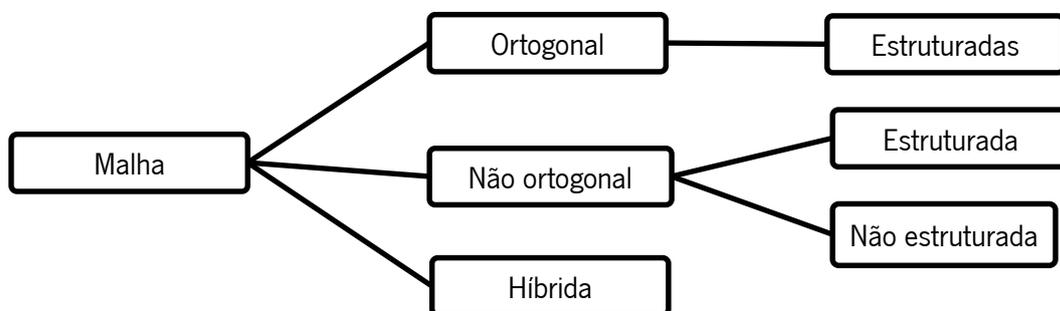


Figura 3.4 – Tipos de malhas.

Em seguida são explicados sucintamente os diversos tipos de malhas.

- **Malha Estruturada Ortogonal**

Nas malhas regulares como também são conhecidas, os elementos são dispostos em famílias de linhas em que membros de uma determinada família não se cruzam uns com os outros e atravessam cada membro de outras famílias apenas uma vez. Isto permite que as linhas de um determinado conjunto sejam numeradas consecutivamente [50]. Em cada volume de controlo deste tipo de malha, a vizinhança é completamente definida (4 pontos no 2D e 6 pontos no 3D), o que simplifica o processo de cálculo. Em contra partida este tipo de malha limita a distribuição dos pontos de cálculo e o tipo de geometria a aplicar (apenas geometrias de complexidade média).

Este tipo de malha é caracterizado pela ortogonalidade perfeita dos seus elementos, como se pode ver na Figura 3.5.

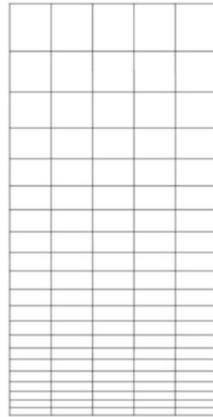


Figura 3.5 – Malha estrutura e ortogonal.

- **Malha Estruturada Não Ortogonal**

O que diverge este tipo de malha do anterior é somente a ortogonalidade dos seus elementos, já que neste caso pode variar. Os ângulos entre as linhas que caracterizam este tipo de malha podem variar de elemento para elemento, podendo assumir diversas configurações (Figura 3.6).

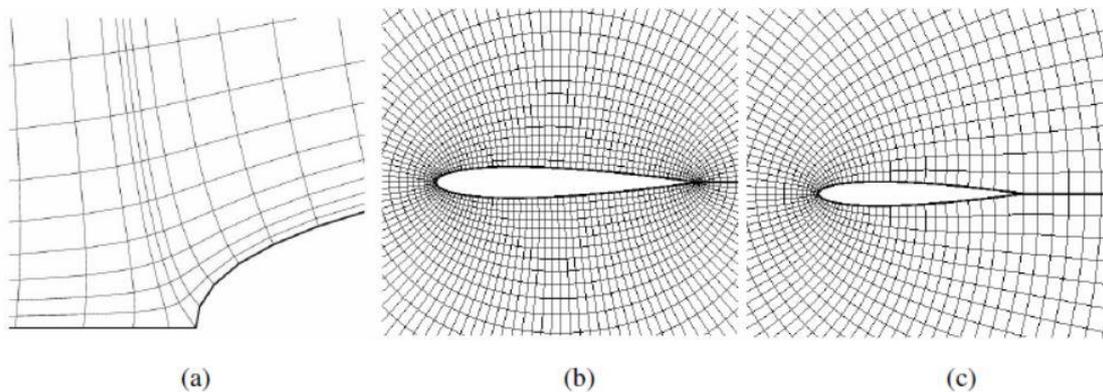


Figura 3.6 – Malhas estruturadas não ortogonais: (a) Tipo H; (b) Tipo O; (c) Tipo C [50].

As designações dos tipos de malhas expostos na figura (H, O e C), derivam precisamente da geometria das linhas que as constitui.

- **Malha não estruturada e não ortogonal**

Neste tipo de malha existe irregularidade na conectividade dos seus elementos. A aplicação desta malha leva ao aumento da complexidade e a formulação matemática. Contudo a utilização dela não pode ser desprezada dado que é o tipo de malha mais flexível, permitindo a aplicação em geometrias complexas.

Na Figura 3.7 esta representada um exemplo de malha não estruturada.

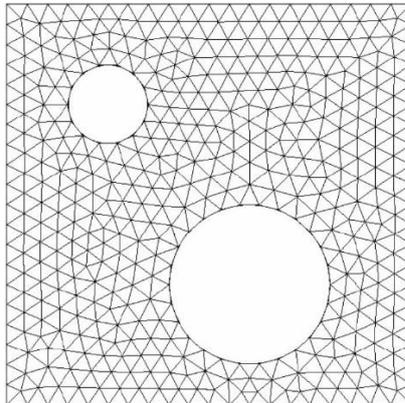


Figura 3.7 – Malha não estruturada.

- **Malha Híbrida e estruturada por blocos**

A malha Híbrida conjuga a malha estruturada com a não estruturada na mesma figura geométrica.

O tipo de malha estrutura por blocos forma-se através da divisão da figura geométrica em mais do que um domínio (blocos), permitindo diferentes organizações de malhas em cada um dos blocos.

Estes tipos de malhas são frequentemente utilizados para que se possa refinar a malha nos locais em que o cálculo tem de ser mais detalhado. Na Figura 3.8 estão representados um exemplo de malha híbrida (esquerda) e de malha estruturada por blocos (direita).

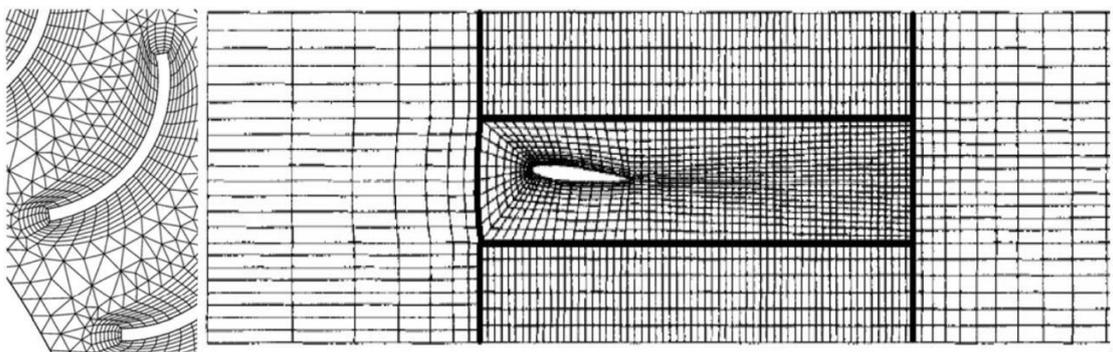


Figura 3.8 – Malha híbrida (esquerda) e estruturada por blocos (direita).

### 3.6.2 Qualidade da Malha

Atendendo à influência da malha na qualidade dos resultados finais, torna-se essencial controlar os parâmetros que permitem avaliar a qualidade da malha.

Para além dos métodos de avaliação de malha que vão ser descritos abaixo deve-se ter em consideração a redução dos valores de difusão numérica de uma malha alinhada com a direção de um escoamento, um maior refinamento em locais críticos e relação de proporção de elemento para elemento.

- **Qualidade Ortogonal**

A qualidade ortogonal é um dos principais indicadores da qualidade da malha que apresenta o valor mínimo de ortogonalidade de cada célula. Para valores próximos de 1 os elementos são próximos da perfeição e quando se aproxima de 0 os elementos são imperfeitos.

- ***Skewness***

A *Skewness* é definida como a diferença entre a forma da célula e a forma de uma célula equilátero de volume equivalente. Os elementos muito deformados podem diminuir a precisão dos resultados obtidos. Os valores próximos de 0 são excelentes, de 0.5 são aceitáveis e de 1 são inaceitáveis.

Como exemplo, tem-se o caso das malhas triangulares que para o *Skewness* ser 0, os três ângulos devem ser de  $60^\circ$ .

### 3.7 Refinamento Junto à Parede

Em escoamentos turbulentos uma das principais causas da irregularidade do fluido é a aproximação deste a uma parede. Nestes locais a variação de informação como a velocidade e pressão é bastante grande, como tal existe a necessidade de refinar a malha (mais pontos de cálculo) e assim obter resultados mais precisos.

Sabe-se que na mecânica dos fluidos existem regiões no escoamento turbulento junto à parede [35]:

- Subcamada viscosa: a tensão viscosa domina;
- Camada externa: a tensão turbulenta domina;
- Camada intermediária ou de sobreposição: ambos os tipos de tensão são importantes.

Para que se obtenha uma malha bastante refinada junto à parede, um  $y^+=1$  é considerada uma boa aproximação. Deste modo a seguinte equação representa a fórmula de cálculo do  $y^+$ . Em que  $\rho$  é a massa volúmica, o  $u$  a velocidade e o  $\mu$  é a viscosidade.

$$y^+ = \frac{\rho u y}{\mu} \quad (3.14)$$

Na Figura 3.9 está representado o desenvolvimento da camada limite ao longo das três regiões anteriormente citadas. De notar que a subcamada viscosa localiza-se em valores de  $y^+$  menores que 5, a camada exterior em valores de  $y^+$  maiores de 30 e a camada intermédia situa-se entre estes dois valores.

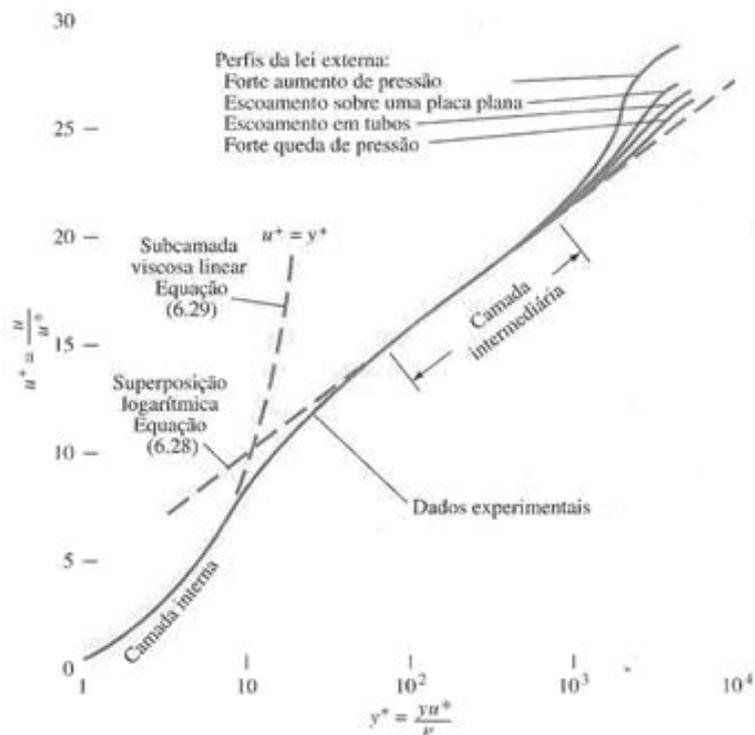


Figura 3.9 – Verificação experimental das leis existentes junto à parede [35].

No *Fluent* tem modelos de turbulência com funções que permitem melhoramentos de resultados perto das paredes, dos quais se destacam o *Near-Wall model Approach*, *Wall function approach* e *Enhanced Wall Treatment*.

No primeiro método (*Near-Wall model Approach*) o utilizador define a espessura da primeira camada da parede para que a condição  $y^+=1$  seja respeitada e o software execute os cálculos relativos ao escoamento aquela distância exata da parede.

No *Wall function approach* o cálculo é resolvido de forma empírica através de formulações. Nesta situação o utilizador terá de calcular a espessura da primeira camada de maneira a que o  $y^+$  seja 30.

## 4. Validação CFD “*Ansys Fluent*”

Nos programas computacionais de simulação numérica, existem inúmeras funcionalidades que permitem caracterizar os vários tipos de escoamentos. Tendo como objetivo obter resultados próximos da realidade, fez-se a validação do *ANSYS* de forma gradual. Iniciando por situações simples, como é o caso dos escoamentos internos em condutas circulares e acabando com escoamentos externos em cilindros, que já tem algumas semelhanças com escoamento num perfil de uma micro eólica.

Para estas validações recorreu-se a fontes que descrevem e expõem os resultados destas atividades experimentais, servindo estas de elemento de comparação dos resultados finais obtidos na simulação. A validação consistiu em aproximar as simulações numéricas o mais possível dos casos experimentais, utilizando de forma iterativa as funcionalidades do software.

### 4.1 Escoamento no Interior de Conduas Circulares

Para iniciar a validação do programa realizaram-se cálculos teóricos e as respetivas simulações de escoamentos em regime Laminar. Dado que os resultados deste tipo de regime são calculáveis através de equações simples presentes na literatura da mecânica dos fluidos, facilmente se pode conferir a veracidade dos valores obtidos no Pós-processamento das simulações.

De seguida, procurou-se artigos científicos que tivessem relatadas atividades experimentais de simulações de escoamentos internos em regime turbulento. O documento selecionado foi o “*The Structure of Turbulence in Fully Developed Pipe Flow*”, de John Laufer [51]. Nesta fase de validação, as simulações realizadas retratam na íntegra as condições utilizadas no documento de modo a que no final, estes pudessem servir de elemento comparativo.

A primeira simulação a ser validada foi o escoamento no interior de uma condua circular ou tubagem. Neste caso, utilizou-se um modelo 3D para se testar todas as funcionalidades do *ANSYS* e o utilizador se ambientar às mesmas.

#### 4.1.1 Laminar

Nesta secção são demonstradas duas formas de cálculo distintas, mas que terão de obter os mesmos resultados ou muito próximos. As duas demonstrações serão feitas, uma recorrendo ao cálculo analítico e outra ao software *Fluent*.

#### 4.1.1.1 Cálculo analítico

O escoamento no interior de uma tubagem em regime laminar, tem demonstração teórica nos livros de Mecânica dos Fluidos, o que permite saber qual é a sua evolução e definição das condições em que se encontra quando atinge o estado desenvolvido.

Na Figura 4.1, pode-se visualizar o desenvolvimento do perfil de velocidades ao longo da tubagem, onde se verifica uma evolução na região de entrada de um perfil de velocidades constante para um perfil completamente parabólico (altura em que se entra no domínio de escoamento desenvolvido). Outra das informações que se pode retirar é a evolução da camada limite (linha a traço interrompido), ou seja, espessura das regiões afetadas pela viscosidade [52].

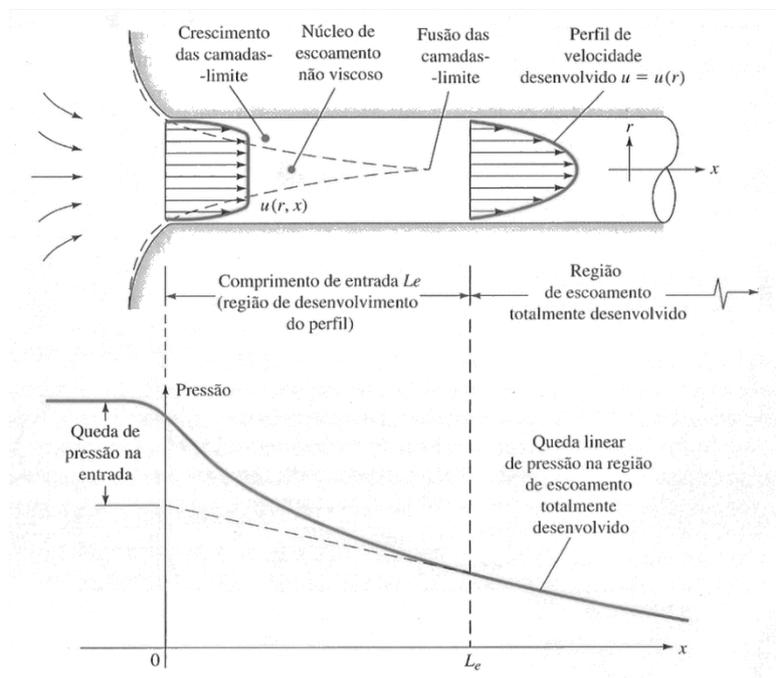


Figura 4.1 – Representação esquemática da região de entrada e do escoamento desenvolvido [35].

Para a situação apresentada, os dados de entrada considerados são os presentes na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Dados de entrada.

	Diâmetro (D)	0.005 m
<b>Dados Entrada</b>	Comprimento (C)	0.5 m
	Velocidade de entrada ( $U_{\infty}$ )	2 m/s
<b>Propriedades físicas do fluido (ar)</b>	Massa volúmica $\rho_{ar}$	1.225 kg/m <sup>3</sup>
	Viscosidade $\mu_{ar}$	1.7894 * 10 <sup>-5</sup> kg/m.s

Assumindo estes dados de entrada o primeiro passo é confirmar se o regime do escoamento é laminar. Para tal utilizou-se a seguinte equação:

$$\text{Re} = \frac{\rho U_{\infty} D}{\mu} \quad (4.1)$$

O número de Reynolds obtido foi  $\text{Re} = 722$ , tratando-se de um escoamento claramente laminar, visto que, no caso de tubagens o escoamento é laminar para Reynolds inferiores a 2100.

Sabendo o número de Reynolds e o diâmetro, é possível calcular o comprimento da região de entrada, isto é, o comprimento necessário para que o escoamento se encontre totalmente desenvolvido. A equação que permite esse cálculo é a seguinte [52, 35]:

$$C_e = 0.06 \text{ Re } D \quad (4.2)$$

O escoamento estará desenvolvido após o ar ter percorrido 0.217 m ( $C_e = 43.4 D$ ) dentro da tubagem. Pode-se concluir que o valor atribuído ao comprimento do tubo ( $C = 0.5\text{m}$ ) é suficiente para que o escoamento esteja completamente desenvolvido.

A velocidade máxima num escoamento laminar dentro de uma tubagem é o dobro da velocidade média [53]:

$$U_{\text{máx}} = 2U_{\infty} \quad (4.3)$$

A velocidade máxima no caso de estudo é de 4 m/s, sendo este o valor de referência para a simulação CFD que se irá realizar no capítulo seguinte.

A Lei de Hagen-Poiseuille para escoamentos em tubos longos, permite o cálculo das perdas de carga ao longo do tubo. A equação que rege esta lei é a seguinte:

$$\Delta_p = \frac{32\mu C U_{\infty}}{D^2} \quad (4.4)$$

A perda de carga ao longo do eixo longitudinal do tubo é de 22.9 Pa ou  $45.8 \text{ Pa}\cdot\text{m}^{-1}$ , considerando a perda por metro.

Para o cálculo da distribuição de velocidade ao longo da secção transversal do tubo, recorreu-se à seguinte equação:

$$U_{long} = \frac{\Delta_p}{4\mu C} (R^2 - r^2) \quad (4.5)$$

Simplificando, obtém-se:

$$U_{long} = -6.4 \times 10^5 r^2 + 4 \quad (4.6)$$

Em síntese, os resultados dos cálculos efetuados são apresentados na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Valores calculados.

<b>Comprimento Região de Entrada</b>	43.4 D
<b>Velocidade Máxima</b>	4 m.s <sup>-1</sup>
<b>Queda de Pressão</b>	45.8 Pa.m <sup>-1</sup>

#### 4.1.1.2 Análise CFD

Dada a precisão que os resultados analíticos têm neste tipo de escoamento e tendo em vista a obtenção de resultados em escoamentos mais complexos através de simulações computacionais, esta primeira análise CFD servirá para ajustar as definições do *Fluent*. Apesar da simplicidade deste caso, a análise detalhada dos resultados é fundamental, pois parte das definições e metodologias do programa serão extrapoladas para outros casos de estudo.

##### a) Geometria

Criar a geometria no *Design Modeler* é o primeiro passo a ser executado. Na Figura 4.2 está representado um cilindro com 5 mm de diâmetro e 500 mm de comprimento. Tal como referido no início deste capítulo o desenho refere-se somente ao volume onde irá deslocar-se o fluido.

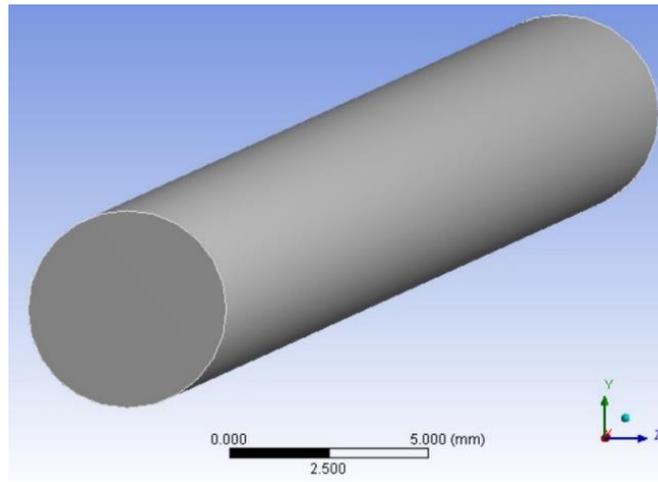


Figura 4.2 – Geometria da tubagem.

## b) Malha

Antes da criação da malha, definiu-se a entrada e saída do fluido assim como a parede da tubagem. Tudo o resto é considerado automaticamente pelo programa, corpo do fluido.

Na criação da malha teve-se o cuidado refinar os locais de maior variação de informação, isto é, locais onde o escoamento altera com mais frequência as suas características. Assim junto às paredes e numa fase inicial do escoamento a malha encontra-se mais refinada e à medida que se afasta destes pontos torna-se gradualmente mais grosseira. Esta distribuição justifica-se pelo facto do escoamento dentro de um canal tender a estabilizar-se à medida que se desenvolve. Outra característica que a malha deve ter neste tipo de escoamento é o seu alinhamento com a direção de escoamento para tornar o cálculo mais rápido e eficaz.

Os principais critérios utilizados na definição e refinamento da malha foram os seguintes:

Sweep method - Esta ferramenta permite que os elementos da malha fiquem perfeitamente alinhados com o escoamento, através de um *extrude* de malha com perfil de uma das faces do tubo.

As alterações efetuadas foram as seguintes:

- Controlou-se do número de divisões ao longo do tubo, a fim de ter o menor número de elementos, sem influenciar os resultados.
- Forçou-se a alteração da geometria dos elementos de hexaedros para prismas, pois apesar de gerarem mais elementos proporcionam um melhor arranjo da malha e melhores valores de *Skewness*.

- Através da ferramenta *Bias*, refinou-se o início do escoamento pois é o local em que ocorrem as maiores transições de velocidade.

*Inflation* - Esta ferramenta permite um refinamento por camadas junto à parede. Este refinamento é bastante importante porque nesses locais existem elevados gradientes da velocidade.

As alterações que permite realizar são:

- O tamanho para a primeira camada;
- O número de camadas total que se pretende;
- A taxa de crescimento entre camadas para que a progressão seja o mais suave possível e assim evitar erros.

*Face sizing* – Esta ferramenta permite aumentar o refinamento na secção circular do tubo. O refinamento é realizado e são feitas simulações preliminares em que se verifica o comportamento de uma determinada variável (ex: velocidade), até que esta estabilizar.

#### i. Malha Seleccionada

Depois de um acerto minucioso dos parâmetros acima mencionados de modo a obter um *Skewness* baixo, uma qualidade Ortogonal mais elevada e o menor número de elementos possível, conclui-se que a melhor malha para esta geometria, é caracterizada pelos dados presentes na seguinte tabela:

Tabela 4.3 – Características da malha seleccionada.

<i>Sweep method</i>	Nº Divisões	500
	<i>Bias</i>	15
	Espessura 1ªcamada	0.02 mm
<i>Inflation</i>	Nº camadas	7
	Taxa de crescimento	1.2
<i>Face Sizing</i>	Elemento <i>Sizing</i>	0.2 mm
Nº Elementos		494000
Nós		374247
<i>Skewness</i> média		0.10397
<i>Orthogonal</i> média		0.9764

Na Figura 4.3, pode-se visualizar a configuração da malha escolhida.

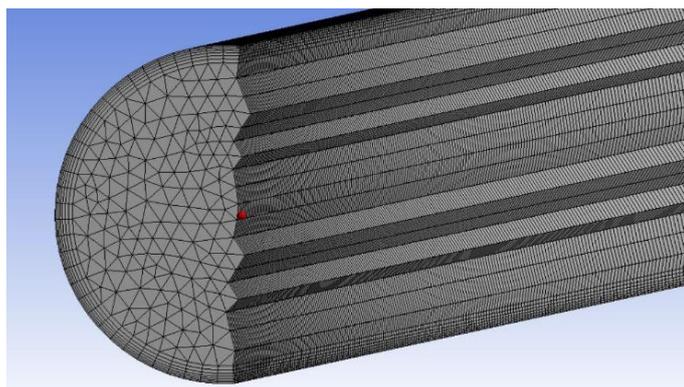


Figura 4.3 – Configuração da malha selecionada junto à face de entrada.

Nesta figura está evidenciado, não só o refinamento da malha junto à parede como também, na região inicial da tubagem, onde é notória a redução gradual ao longo da mesma. Tal como se pode constatar na tabela anteriormente apresentada, esta malha é qualitativamente quase perfeita, apresentando um *Skewness* de 0.10 e uma qualidade ortogonal média de 0.98.

#### *c) Inputs do Fluent*

Nesta fase do processo, discriminam-se todas as informações necessárias para caracterizar a simulação. Na Tabela 4.4 estão apresentados todos os *inputs* necessários para que se possa realizar a simulação de um escoamento de ar numa tubagem, em regime laminar.

Tabela 4.4 – *Inputs* do *Fluent* para escoamento em regime laminar.

Condições de fronteira		
<i>Inlet</i>	<i>Velocity inlet</i>	2 m/s
<i>Outlet</i>	<i>Pressure Outlet</i>	0
<i>Wall</i>	<i>Wall</i>	-
Modelo de Turbulência		Laminar
Método de solução		<i>SIMPLE</i>

O método iterativo tinha os seguintes critérios de paragem: os resíduos das equações da continuidade serem inferiores a  $10^{-3}$  e os *monitors* da velocidade máxima em todo o volume do sólido e a pressão média na superfície de entrada do fluido convergissem.

#### *d) Resultados do Fluent e comparação com dados analíticos*

O *Fluent* dispõem de diversas ferramentas que permitem a criação de gráficos, contornos e perfis. Os perfis em detrimento dos contornos dão uma informação mais detalhada das variáveis em análise [54].

Na Figura 4.4 estão representados os contornos de velocidade e pressão ao longo da tubagem em diversas secções. De notar que as secções criadas não estão distribuídas de forma linear. Isso deve-se ao fato de o desenvolvimento do escoamento ser mais rápido numa fase inicial e daí haver uma maior concentração de pontos de análise até aos 0.25 metros (50 D) (zona de escoamento teoricamente já desenvolvido).

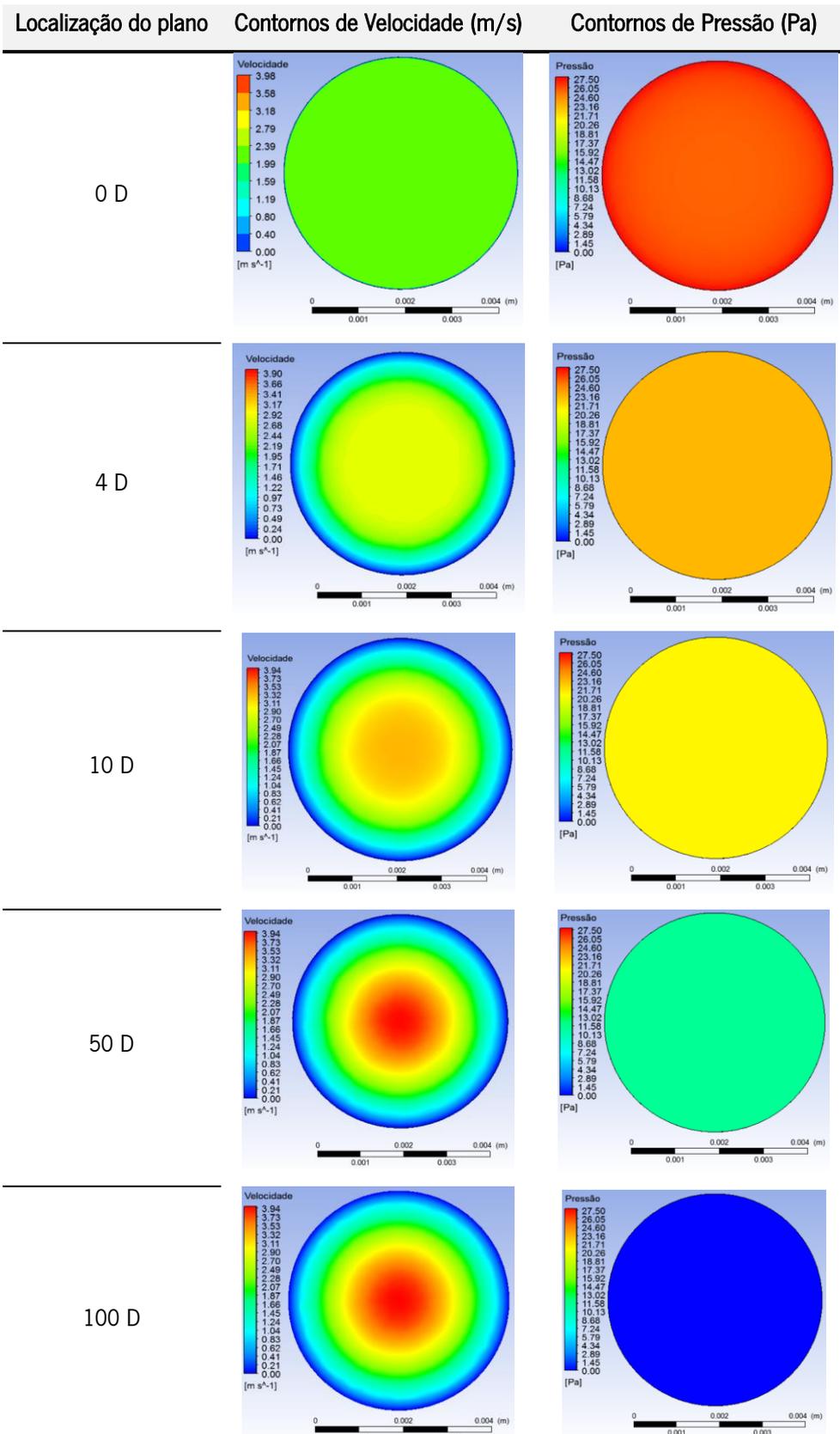


Figura 4.4 – Contornos de velocidade e de pressão em diversas secções ao longo da tubagem.

O resultado apresentado nos contornos de velocidade e de pressão vão de encontro à realidade teórica. Ultrapassada a região de entrada ( $< 50 D$ ), a velocidade junto à parede tende para zero enquanto o pico máximo surge quando se diminui a distância para eixo do tubo. Quanto à pressão, verifica-se que de secção para secção existe um decréscimo em todo o seu domínio.

A velocidade (máxima) e a pressão no eixo da conduta estão representadas nos perfis da Figura 4.5 e da Figura 4.6.

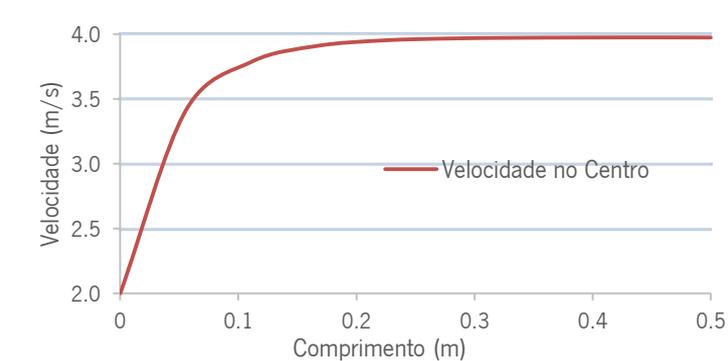


Figura 4.5 – Perfil de velocidades ao longo do eixo do tubo.

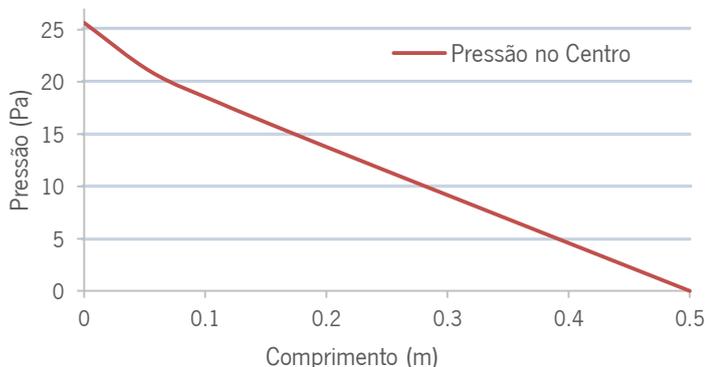


Figura 4.6 - Perfil de pressões ao longo do eixo do tubo.

Assim como se verificou na análise através dos contornos, os perfis de velocidades máximas e distribuição de pressão ao longo do tubo também estão de acordo com as bases teóricas. A velocidade aumenta de forma mais acentuada numa fase inicial, tendendo logo de seguida para uma estabilização da mesma, mantendo-se praticamente igual até ao final do seu curso. No gráfico da distribuição de pressão, vê-se novamente uma redução constante à medida que o escoamento progride na tubagem. De referir que existe uma diferença residual entre a perda de carga calculada ( $\Delta P = 45.8 \text{ Pa.m}^{-1}$ ) e a obtida em simulação ( $\Delta P = 46.4 \text{ Pa.m}^{-1}$ ).

Através da simulação numérica outro dos dados que se obteve foi o perfil de velocidades totalmente desenvolvido ao longo da secção transversal do tubo. A Figura 4.7 permite-nos comparar os valores do perfil de velocidade obtido na simulação numérica com os obtidos através de cálculos teóricos. O valor máximo de velocidade na simulação foi de 3.98 m/s, divergindo somente em duas décimas para o pico máximo alcançado analiticamente (4 m/s).

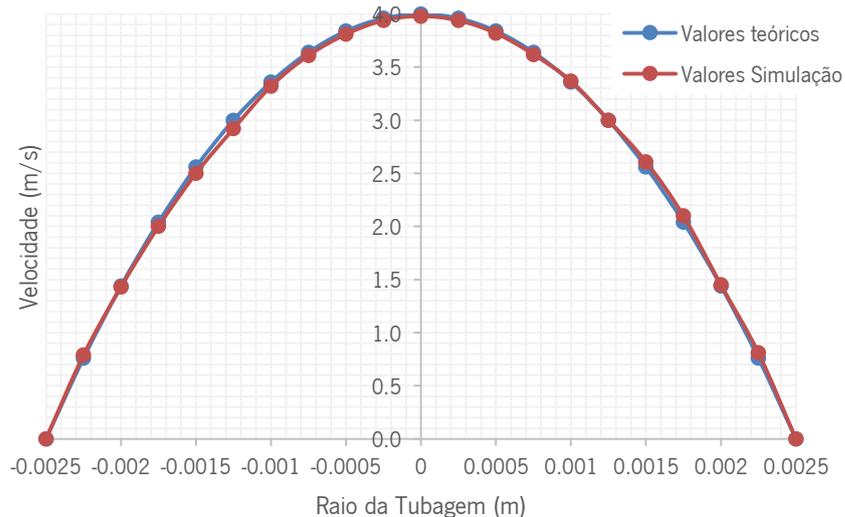


Figura 4.7 – Comparação do perfil de velocidades desenvolvido teórico com o obtido na simulação em regime laminar.

Deste gráfico tiram-se anotações bastante positivas em relação aos valores obtidos na simulação numérica dada a semelhança dos perfis. Pode-se notar ainda que o perfil derivado da simulação não é completamente simétrico tal como a teórica induz, essa diferença prende-se com o fato da malha não ser uniforme por toda a secção em estudo.

Tendo em conta a natureza exata dos valores teóricos e visto que os valores obtidos na simulação são praticamente os mesmos, pode-se concluir que os acertos efetuados no *Ansys Fluent* garantem uma elevada fiabilidade.

#### 4.1.2 Regime Turbulento

Feita a análise detalhada do escoamento em regime laminar, neste capítulo aborda-se o escoamento em regime turbulento de modo a otimizar o *Fluent* para uma situação mais complicada.

Para tal, recorreu-se a um trabalho experimental de 1954 realizado por Laufer, que traduzido à letra intitula-se por, “A estrutura de turbulência de um fluxo totalmente desenvolvido num tubo”.

Sendo este um trabalho experimental de referência irá servir de elemento comparativo com os resultados que se obteve nas simulações numéricas.

#### 4.1.2.1 Dados experimentais

##### a) Resumo

Neste trabalho foram feitas medições, principalmente com anemómetro de fio quente, em fluxo turbulento totalmente desenvolvido, num tubo de 254 mm, para velocidades de aproximadamente 3 m/s e 30 m/s. A ênfase foi colocada sobre a turbulência e condições junto à parede. Os resultados incluem médias relevantes e quantidades estatísticas, tais como tensões de Reynolds, correlações triplas, dissipação turbulenta e espectros de energia. Mostra-se que as taxas de produção de energia turbulenta, dissipação e difusão têm os máximos perto da aresta da subcamada laminar e que existe um intenso movimento de energia cinética a partir desse ponto e um equivalente movimento intenso de energia de pressão em sua direção.

Finalmente do ponto de vista da estrutura turbulenta, o campo é dividido em três regiões: (1) a proximidade da parede onde a produção de turbulência, a difusão e ação da viscosidade são todas de igual importância; (2) a região central do tubo onde a energia de difusão tem um papel predominante; e (3) a região entre (1) e (2) onde a taxa local de produção de energia turbulenta domina a energia recebida por ação difusiva.

##### b) Experiência

A investigação foi levada a cabo numa sala, através de uma instalação experimental, como mostra a Figura 4.8. O ventilador centrífugo tem uma capacidade de  $5.7 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$ . Este é alimentado por um motor de velocidade constante de 15,2 Cv, colocado dentro de uma grande caixa de pressão. A caixa era octogonal na secção transversal e tinha 3 m de altura e 4,9 m de comprimento. O ar é injetado através do ventilador no espaço que o rodeia e atravessa um favo de mel, três telas e um grande cone de contração. O favo de mel consiste de células hexagonais com 50.8 mm na transversal e 203.2 mm no comprimento. Os ecrãs têm 10 malhas por cm e um diâmetro de fio de 0,2 mm. O cone de contração feito de madeira reduziu a passagem de ar de 1,22 m para 457.2 mm de diâmetro na secção transversal.

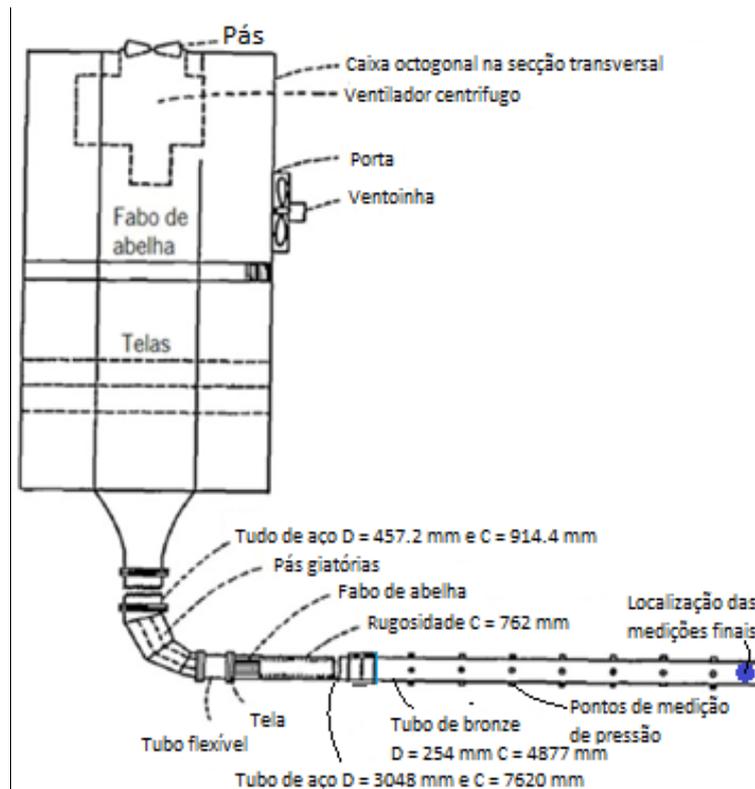


Figura 4.8 – Esquema da atividade experimental (adaptado de [51]).

A secção transversal foi ainda mais reduzida, de 457.2 mm para 254 mm no diâmetro através de um cotovelo de 90°. Após o cotovelo, foi utilizado um acoplamento de elástico curto para prevenir a transmissão de vibrações da caixa de pressão para o tubo. A fim de minimizar qualquer irregularidade de fluxo devido ao cotovelo, foram instalados outra tela e um favo de mel de 203.2 mm de comprimento nas secções de entrada de um tubo de aço, com 7.62 m de comprimento. Além disso, a fim de acelerar o crescimento da camada limite, foi colado um papel rugoso na parede do tubo, ao longo de um comprimento de 762 mm. Com esta disposição, verificou-se pela medição da distribuição da velocidade média no fim do tubo de aço, que depois de um comprimento de entrada de 30 diâmetros, o fluxo é turbulento e totalmente desenvolvido. Após o tubo de aço foi anexado um tubo de bronze, com 4,88 m de comprimento e diâmetro interno de 246.9 mm. Este serviu como secção de teste, sendo a medições finais obtidas de 50.8 mm a 101.6 mm antes da saída da tubagem, local representado por um ponto azul na Figura 4.8.

#### 4.1.2.2 Simulação CFD

Analisadas as condições e metodologias utilizadas na atividade experimental de Laufer, o objetivo passa agora por tentar replicar a situação através da simulação numérica. Para tal, inicia-se por uma

aproximação realista da instalação utilizada na experiência, seguindo-se a modelação, a geração de malha, a definição dos parâmetros, a obtenção de resultados e a comparação com os dados experimentais.

#### a) Aproximação da geometria da instalação real

Na atividade experimental acima descrita, menciona-se a existência de um tubo com um papel rugoso colado no seu interior. Este papel serve para acelerar o desenvolvimento do perfil de velocidades. Porém na simulação a geometria do interior do tubo é considerada como lisa, daí ter de existir esta aproximação da instalação à realidade da simulação efetuada.

Antes de proceder a cálculos fez-se um levantamento das principais das propriedades do fluido, contidas no resumo, tal como se verifica na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 – Dados de entrada e propriedades do fluido.

<b>Número de Reynolds</b>	50000 e 500000
<b>Comprimento tubo (original)</b>	4.88 m
<b>Diâmetro</b>	0.25 m
<b>Massa volúmica (<math>\rho_{ar}</math>)</b>	1.225 kg/m <sup>3</sup>
<b>Viscosidade (<math>\mu_{ar}</math>)</b>	1.7894*10 <sup>-5</sup> kg/m.s

Para saber o comprimento da região de entrada em regime turbulento em que o número de Reynolds é inferior a 10<sup>7</sup>, pode-se recorrer à seguinte equação [35]:

$$\frac{C_e}{D} \approx 1.6Re^{1/4} \quad (4.7)$$

Os valores obtidos para 50 000 e 500 000 foram aproximadamente 5.9 m e 10.5 m respetivamente. Assim, ao comprimento original do tubo de bronze somar-se-á o valor do caso mais crítico, que é 10.5 m.

Sabendo o comprimento e o diâmetro da tubagem equivalente à experiência, apenas falta saber qual é a velocidade de entrada do fluido. De modo a obter essa informação, utilizou-se as propriedades da Tabela 4.5 aplicando-as na equação abaixo:

$$U_{\infty} = \frac{Re \mu_{ar}}{\rho_{ar} D} \quad (4.8)$$

No caso do número de Reynolds de 50 000 a velocidade de entrada será de 2.96 m/s e no de 500 000 o valor é de 29.6 m/s.

Em forma de síntese a Tabela 4.6 exprime os valores da aproximação a uma instalação real que são necessários para a execução de uma simulação numérica.

Tabela 4.6 – Valores aproximados da instalação real.

<b>Diâmetro</b>	0.25 m
<b>Comprimento tubo real</b>	15.38 m
<b>Velocidade de Entrada (Re=50000)</b>	2.96 m/s
<b>Velocidade de Entrada (Re=500000)</b>	29.6 m/s

### b) Geometria

A geometria desenhada surgiu a partir dos valores obtidos na aproximação feita anteriormente. Assim, as dimensões do cilindro desenhado foram de 0.250 m de diâmetro e de 15.38 m de comprimento. A geometria obtida pode ser vista na Figura 4.9.

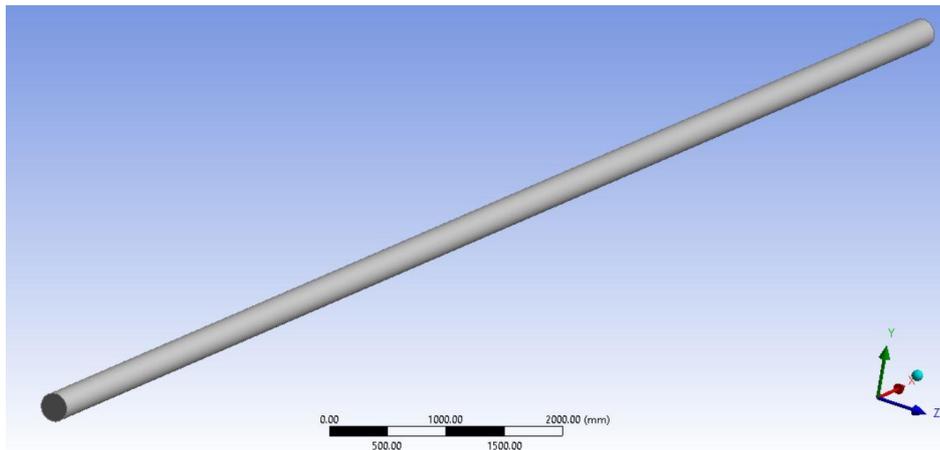


Figura 4.9 – Geometria 3D do cilindro onde será analisado o escoamento.

### c) Malha

A literatura sobre mecânica dos fluidos e simulação numérica, menciona que nos casos de regime turbulento o escoamento junto às paredes é irregular, surgindo vórtices com bastante frequência. Para que se possa obter uma informação precisa nestes locais, terá de se refinar a malha o melhor possível. Para obter um refinamento mais preciso junto à parede considerasse  $y^+ = 1$ .

Os resultados dos cálculos auxiliares que permitem obter o refinamento junto à parede, assim como os valores finais obtidos para as duas situações em estudo são apresentados no final sob a forma de tabela.

Para saber a espessura da primeira camada, terá de se iniciar por calcular o fator de atrito em regime turbulento através da equação von Kármán-Prandtl:

$$\frac{1}{f} = 2 \log(\text{Re} \sqrt{f}) - 0.8 \quad (4.9)$$

Calculou-se de seguida o rácio entre a velocidade média e a máxima numa conduta circular, através da seguinte equação:

$$\frac{U_{\infty}}{U_{\max}} = (1 + 1.33\sqrt{f})^{-1} \quad (4.10)$$

Recorrendo à seguinte equação, calculou-se a tensão de corte na parede.

$$\tau_0 = f \frac{1}{2} \rho U_{\infty}^2 \quad (4.11)$$

Sabendo a tensão de corte pode-se agora obter a velocidade de corte na parede.

$$U_r = \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}} \quad (4.12)$$

Por fim chega-se ao valor da espessura da primeira célula junto à parede, com a utilização da equação abaixo e assumindo que  $y^+ = 1$ .

$$y = \frac{y^+ \mu}{\rho U_r} \quad (4.13)$$

Os resultados, para os números de Reynolds em estudo (50 000 e 500 000) são os expressos na Tabela 4.7.

Tabela 4.7 – Valores da espessura da primeira camada e resultados das equações que permitiram a obtenção da mesma, para os números de Reynolds em estudo (50 000 e 500 000).

	Nº Reynolds (Re)	50 000	500 000
<b>Fator de atrito (f)</b>		0.0209	0.0132
<b>Rácio entre velocidade média e máxima (<math>U_{\infty}/U_{\text{máx}}</math>)</b>		0.8387 m/s	0.8676 m/s
<b>Tensão de corte (<math>\tau_0</math>)</b>		0.0273 N/m <sup>2</sup>	1.7199 N/m <sup>2</sup>
<b>Velocidade de corte (<math>U_r</math>)</b>		0.1493 m/s	1.1849 m/s
<b>Espessura 1ª Camada (<math>y</math>)</b>		9.78 X 10 <sup>-5</sup> m	1.23 X 10 <sup>-5</sup> m

O procedimento de geração e aperfeiçoamento de malha, é análogo ao que se sucedeu aquando da simulação em regime laminar. Porém neste caso as dimensões em questão são de outra ordem de proporção, havendo necessariamente diferenças substanciais em relação ao caso anterior, nomeadamente no que diz respeito aos *inputs* das ferramentas de geração de malha, por exemplo na ferramenta *face sizing* o elemento *sizing* neste caso é muito maior que no laminar.

Na Tabela 4.8 estão expostas as principais características da malha gerada. Da informação apresentada destaca-se, para além do número de elementos de 1 136 500, as médias de *Skewness* e *Orthogonal* de 0.086 e 0.98 respetivamente que garantem com estes valores uma elevada qualidade da malha apresentada.

Tabela 4.8 – Características da malha selecionada.

<b><i>Sweep method</i></b>	Nº Divisões	500
	<i>Bias</i>	5
	Espessura 1ªcamada	0.0978 mm
<b><i>Inflection</i></b>	Nº camadas	20
	Taxa de crescimento	1.2
<b><i>Face Sizing</i></b>	Elemento <i>Sizing</i>	10 mm
	Nº Elementos	1136500
	Nós	953904
	<i>Skewness</i> média	0.086
	<i>Orthogonal</i> média	0.98

Na Figura 4.10, pode-se ver uma imagem de topo e outra de perfil da geometria com malha já configurada. Consegue-se ainda verificar o grande refinamento junto à parede da tubagem assim como na fase inicial da mesma.

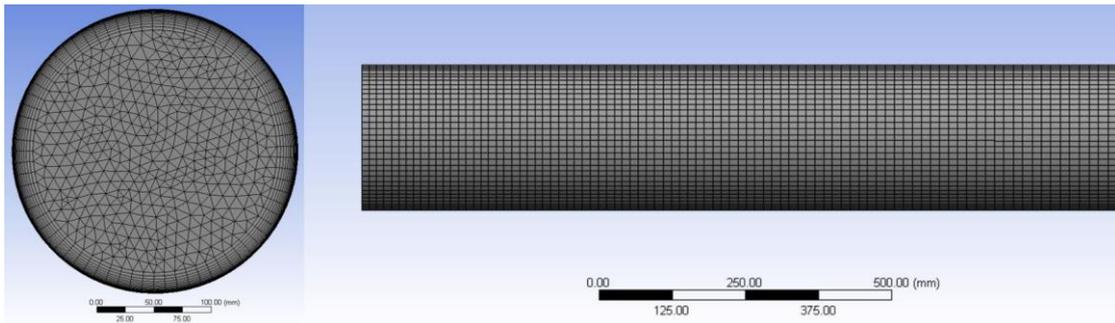


Figura 4.10 – Configuração da malha elaborada.

#### d) Dados de entrada no *Fluent*

Realizada a malha, o passo que se segue é a definição dos dados de entrada no *Fluent*. Na Tabela 4.9 estão apresentadas as condições de fronteira, modelo de turbulência e método de solução aplicado. De notar que o modelo de turbulência nesta simulação difere do anterior e para além do mais tem um tratamento especial junto à parede.

Tabela 4.9 – Dados de entrada do *Fluent* para regime turbulento.

Condições de fronteira		
<i>Inlet</i>	<i>Velocity inlet</i>	2.96 m/s e 29.6 m/s
<i>Outlet</i>	<i>Pressure Outlet</i>	0
<i>Wall</i>	<i>Wall</i>	-
<b>Modelo de turbulência</b>	<i>Realizable <math>k-\epsilon</math> – Enhanced wall treatment</i>	
<b>Método de solução</b>	<i>SIMPLE</i>	

O método iterativo tinha os seguintes critérios de paragem: os resíduos das equações da continuidade serem inferiores a  $10^{-6}$  e os *monitors* da velocidade máxima em todo o volume do sólido e a pressão média na superfície de entrada do fluido convergissem.

#### 4.1.2.3 Comparação das simulações com os dados experimentais

Neste capítulo vai-se discutir e comparar os resultados da simulação numérica com os valores obtidos por Laufer na sua atividade experimental.

##### a) Comparação para $Re = 50\,000$

No gráfico representado na Figura 4.11, está expressa a comparação da distribuição de pressões ao longo da tubagem na zona em que o escoamento já se encontra desenvolvido. O gráfico permite concluir que a distribuição de pressão neste intervalo é linear. Outra ilação que se pode tirar é a

elevada qualidade dos resultados obtidos na simulação, sendo praticamente todos pontos da análise experimental coincidentes com os da simulação.

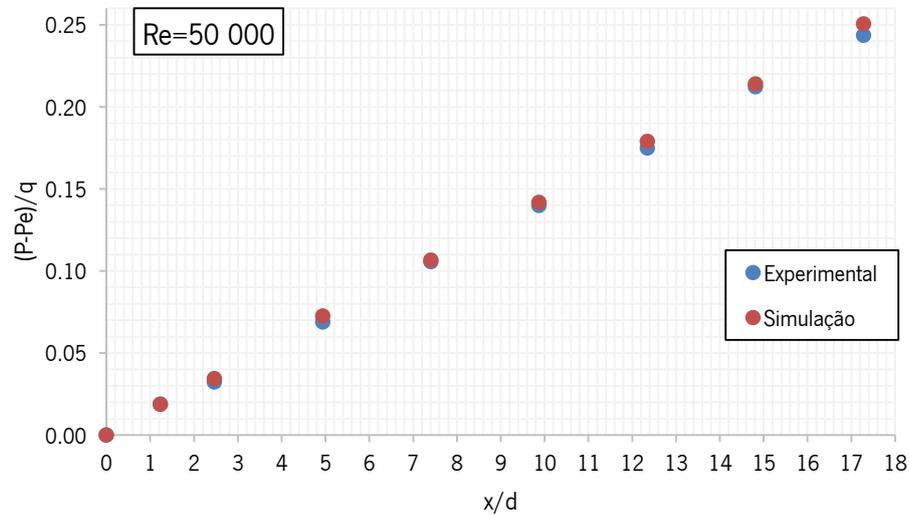


Figura 4.11 – Distribuição de pressão ao longo da tubagem, localizada em regime de escoamento desenvolvido (Re=50000).

Na Figura 4.12 está apresentado o gráfico que compara o rácio de velocidades em função da distância à parede da tubagem entre a simulação e a experiência. Esta medição foi efetuada numa zona de escoamento já desenvolvido.

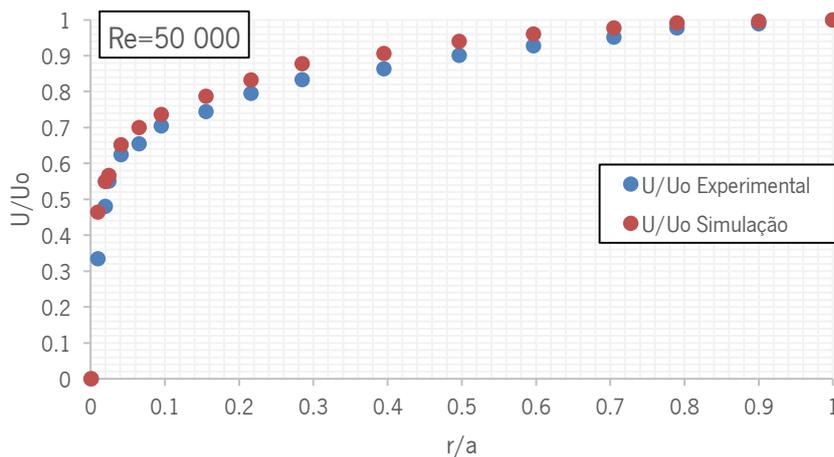


Figura 4.12 – Distribuição da velocidade na secção transversal do tubo em zona de escoamento desenvolvido (Re=50000).

Lendo o gráfico, chega-se à conclusão que a simulação tem uma aproximação bastante aceitável, apesar de apresentar em todos os pontos (exceto o primeiro e o último que têm de ser iguais) um

rácio de velocidade um pouco maior. Outra leitura que se faz é a distribuição parabólica que os gráficos apresentam. A velocidade tem valor igual a zero junto à parede, aumentando abruptamente no início do afastamento desta e à medida que esse afastamento cresce, o valor da velocidade tende a estabilizar até que atinge o seu pico máximo quando se aproxima do eixo da tubagem.

A variação brusca junto à parede levou a que Laufer realizasse uma análise mais pormenorizada neste local. Na Figura 4.13 está representada a comparação entre a experiência de Laufer e a simulação realizada da velocidade média junto à parede numa secção transversal do tubo, onde o escoamento está desenvolvido.

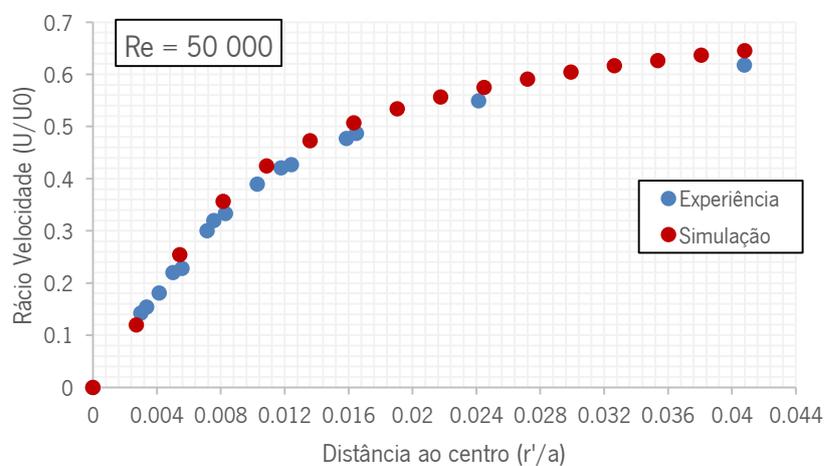


Figura 4.13 – Distribuição da velocidade média junto à parede na secção transversal do tubo ( $Re=50000$ ).

Da análise do gráfico pode-se ver que junto à parede a progressão da velocidade média numa fase inicial, é praticamente igual nas duas situações, sendo que a partir de uma determinada distância os valores da experiência aumentam de forma mais suave que os obtidos na simulação. Contudo as diferenças são pouco significativas para por em causa a qualidade da simulação.

#### b) Comparação para $Re = 500\ 000$

A Figura 4.14 representa a distribuição de pressão num intervalo de tubagem em que o escoamento está desenvolvido. Tal como na situação em que o número de Reynolds era menor, este gráfico indica uma distribuição de pressões linear e permite concluir que a simulação tem uma aproximação quase perfeita aos resultados obtidos na atividade experimental.

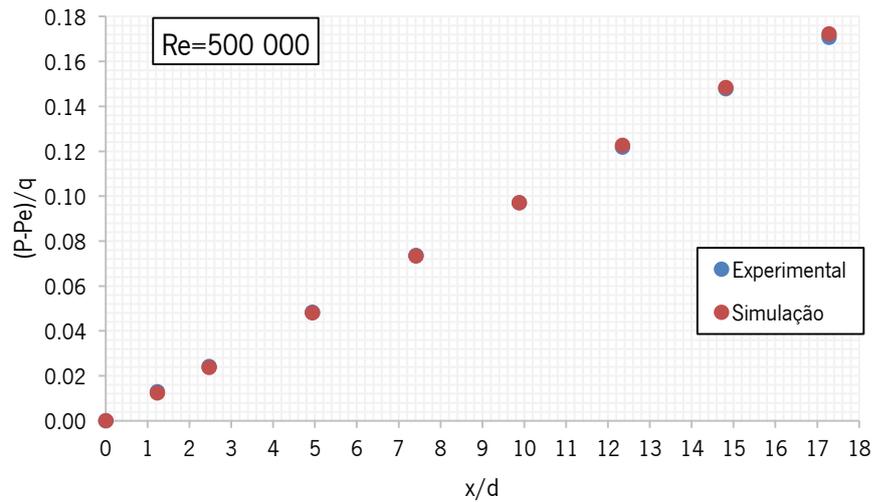


Figura 4.14 – Distribuição de pressão ao longo da tubagem, localizada em regime de escoamento desenvolvido (Re=500 000).

Em relação ao caso em que o número de Reynolds era mais baixo, na Figura 4.15 que representa o rácio da velocidade numa secção transversal em escoamento desenvolvido, constata-se que a aproximação feita na simulação se encontra mais próxima dos resultados obtidos pelas experiências de Laufer. De notar que o aumento da velocidade junto à parede é mais acentuado que no caso anterior.

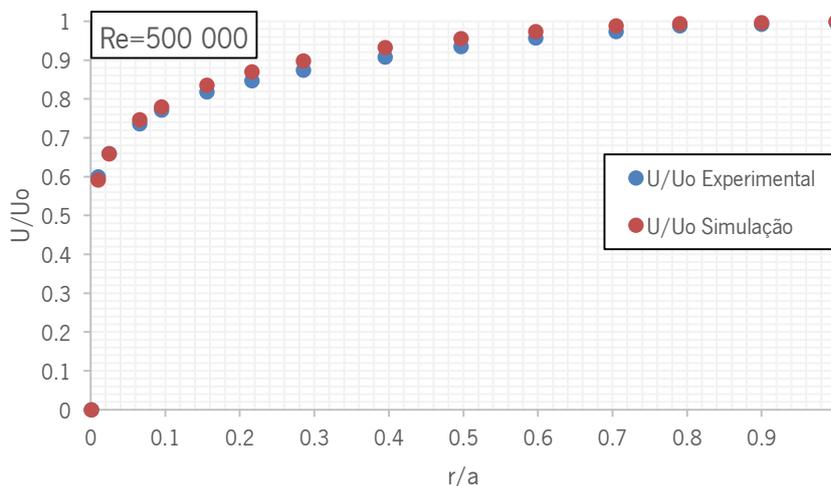


Figura 4.15 - Distribuição da velocidade na secção transversal do tubo em zona de escoamento desenvolvido (Re=500000).

Na Figura 4.16 está exposta a velocidade média junto à parede numa secção transversal do tubo. Tal como na situação de menor número de Reynolds, os gráficos correspondentes à atividade

experimental e da simulação numérica têm bastante semelhança. O único apontamento que se pode citar é que o perfil da velocidade média obtida através da simulação tem valores ligeiramente inferiores aos da experiência de Laufer, ao contrário do que se sucedia na outra situação.

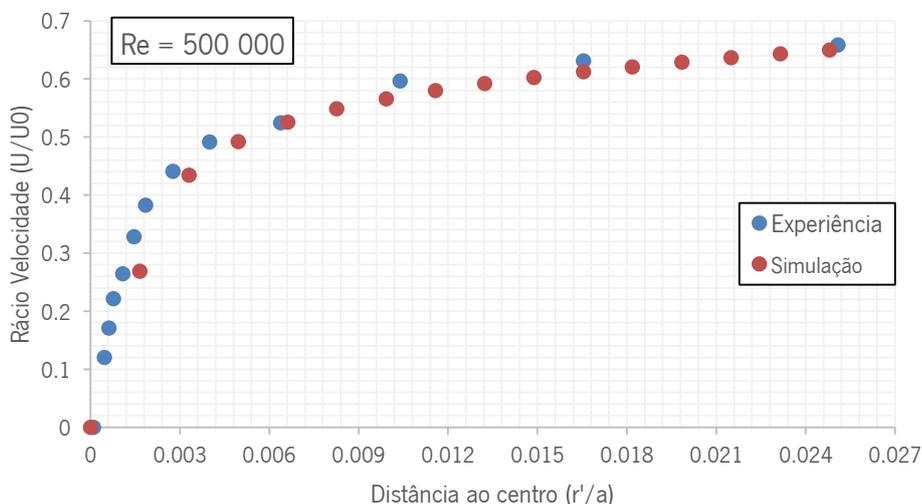


Figura 4.16 – Distribuição de velocidade média junto à parede, numa secção transversal da tubagem ( $Re=500\ 000$ ).

## 4.2 Escoamento no Exterior de um Cilindro

Após a validação do software em situações de escoamento interior, pretende-se otimizar as funcionalidades do *ANSYS* para os casos em que o escoamento se desenvolve na parte exterior dos objetos. Como base de validação e calibração do software neste tipo de escoamento, analisou-se um trabalho prático realizado na Universidade do Minho com o título “Determinação Experimental do Coeficiente de Resistência de um Cilindro Circular numa Corrente Uniforme”, onde são calculados os coeficientes de resistência resultantes do escoamento de ar sobre um cilindro [55].

### 4.2.1 Revisão Teórica Escoamentos Externos em Cilindros

#### a) Coeficiente de Resistência

O objetivo do trabalho prático é a determinação dos coeficientes de resistência total e de pressão, e conseqüentemente o cálculo do coeficiente de resistência por atrito através da diferença dos dois primeiros. Deste modo nesta secção falar-se-á apenas das componentes de resistência ou arrasto como também se costuma chamar, ignorando as restantes forças envolvidas no sistema (ex: sustentação).

A força total de resistência ( $D_t$ ) é resultado de duas componentes: a resistência de pressão ou de forma ( $D_p$ ) e a resistência de fricção ou atrito superficial ( $D_f$ ), como tal a equação que expressa a relação dos coeficientes de resistência é a seguinte:

$$C_{D_t} = C_{D_p} + C_{D_f} \quad (4.14)$$

A resistência de pressão, tal como o nome indica, depende das pressões que atuam no corpo. A resistência de atrito depende das tensões de corte entre o fluido e o corpo em movimento relativo.

Outro dado importante é saber se o corpo é ou não fuselado, que no caso de um cilindro é fácil de classificar, pois trata-se de um exemplo típico de escoamento em torno de corpos não-fuselados, sendo inclusive, um corpo ao qual está associado um escoamento que não interessa saber o ângulo de ataque. Neste caso, o escoamento é muito influenciado pelo número de Reynolds, podendo apresentar um comportamento semelhante aos corpos fuselados em situações que ocorra valores limites ( $Re \ll 1$  e  $Re \rightarrow \infty$ ) [55].

Na Figura 4.17 estão representadas as pressões que atuam num corpo aquando da passagem de um fluido à velocidade  $U_0$ .

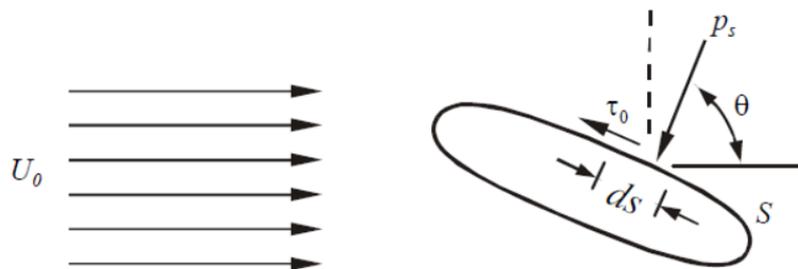


Figura 4.17 – Escoamento externo sobre um corpo.

Nesta figura, visualiza-se a pressão exercida perpendicularmente ( $p_s$ ) e a tensão de corte ( $\tau_0$ ) sobre um elemento de superfície ( $ds$ ), em que as forças elementares que atuam nessa parte do corpo são  $p_s ds$  e  $\tau_0 ds$  devido à pressão e ao atrito, respetivamente. Estas forças podem ser divididas segundo duas componentes, uma paralela e outra perpendicular em relação à direção do escoamento.

A componente paralela total responsável pela resistência de pressão com integração em torno de todo o corpo é dada pela seguinte expressão:

$$D_p = \int p_s \cos \theta \, dS \quad (4.15)$$

No caso da componente paralela total responsável pela resistência de atrito com integração em torno de todo o corpo é dada pela seguinte expressão:

$$D_f = \int \tau_0 \sin \theta \, dS \quad (4.16)$$

Para o cálculo teórico destas duas componentes é necessário conhecer a distribuição de pressão, para saber a resistência de pressão e a distribuição de tensões de corte (campo de velocidade junto ao objeto), de modo a obter a resistência de atrito.

### b) escoamento em cilindros

No caso do escoamento ideal, o fluido segue o contorno do cilindro sem que haja separação, levando a uma distribuição de pressões simétrica em relação ao plano central perpendicular à direção do escoamento. Deste modo, o valor de resistência torna-se nulo, já que a recuperação de pressão é total, tal como se pode verificar na Figura 4.18 através da representação dos valores de coeficiente de pressão. Nesta mesma figura estão apresentados mais três resultados obtidos para valores de Re inferior e superior ao valor crítico, que mais a frente será explicado.

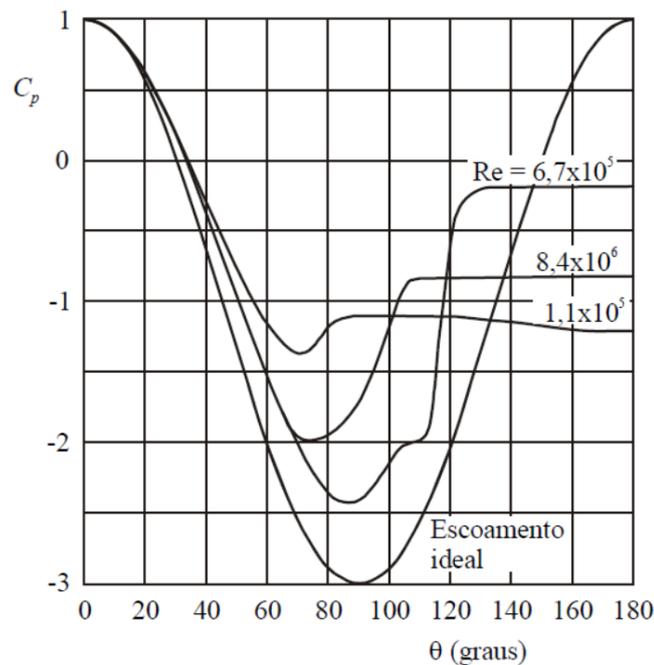


Figura 4.18 – Distribuição do coeficiente de resistência de pressão para Re diferentes [19].

Numa situação de escoamento de fluido real, ao contrário de caso ideal, dá-se a formação de uma camada limite na superfície do cilindro, a partir do ponto de estagnação frontal. Nesta situação,

ocorre uma resistência de atrito, devido às tensões de corte geradas pela viscosidade do fluido junto ao cilindro e uma recuperação parcial da pressão (resistência de pressão deixa de ser nula), na face posterior resultado de uma diminuição de pressão provocada pela separação do escoamento.

Na Figura 4.19 são apresentados diversas configurações de escoamentos e distribuições de pressões em torno de um cilindro, representativos de escoamentos reais com diferentes números de Re.

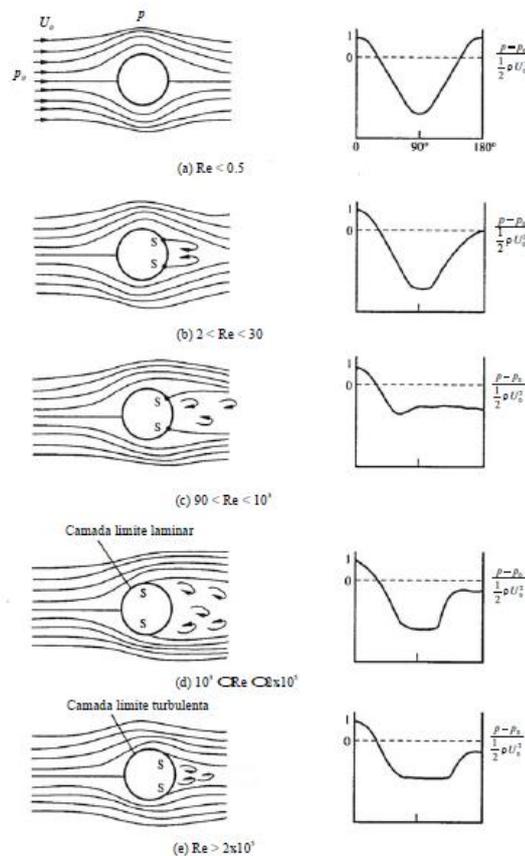


Figura 4.19 – Perfil do escoamento e distribuição de pressão em torno de um cilindro em diferentes gamas de Re [56].

Como já foi dito anteriormente o número de Re tem um papel preponderante no estudo do escoamento sobre um corpo, tanto que pode ser considerado como a base de variação. Isto é, realizar análises de escoamento variando somente o número de Re.

Para número de Re muito reduzidos ( $Re < 0.5$ ) as forças de inércia são praticamente desprezáveis, face às viscosas, e a configuração do escoamento é semelhante à verificada na solução ideal, sendo a recuperação de pressão praticamente completa (Figura 4.19 a)). À medida que se aumenta o número de Re, dá-se a separação da camada limite nos pontos S localizados na figura. Inicialmente com vórtices simétricos e rolando em sentidos opostos (Re entre 2 e 30), depois de

forma alternada, formando na esteira duas filas discretas de vórtices, normalmente designada como estrada de vórtices ou de “von-Kármán”, onde a contribuição da resistência de pressão é de cerca de  $\frac{3}{4}$  da resistência total ( $Re$  entre 30 e  $10^3$ ).

Para valores de  $Re$  mais elevados (cerca  $3 \times 10^4$ ) os vórtices tendem a desaparecer, dando origem a uma esteira altamente turbulenta em que a resistência de pressão se torna praticamente a única responsável por toda a resistência.

A camada limite no cilindro é laminar para valores de  $Re$  inferiores a  $2 \times 10^5$ , ultrapassando este limite e dependendo da intensidade de turbulência da corrente livre, a camada transita de laminar para turbulenta. Este fenómeno leva a que os pontos de separação se desloquem para jusante do escoamento, reduzindo a amplitude da esteira. O ponto em que se dá esta transição da camada limite, de laminar a turbulenta, é designado por regime crítico.

O gráfico que representa a relação entre os valores de arrasto e o número de  $Re$  é o apresentado na Figura 4.20.

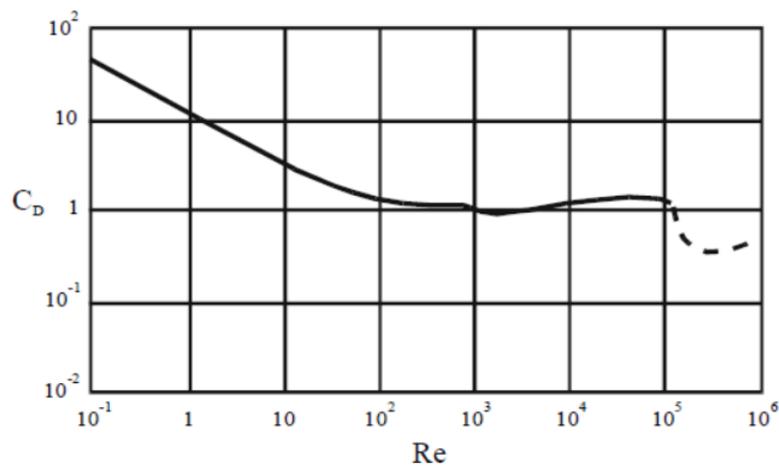


Figura 4.20 – Variação do coeficiente de resistência de um cilindro em função do número de Reynolds [19].

Reflete-se nesta relação o que foi dito anteriormente sobre o desenvolvimento de um escoamento em função do Reynolds. Olhando a curva do gráfico, verifica-se numa fase inicial um decréscimo linear correspondente a uma força de resistência diretamente proporcional à velocidade de corrente não perturbada (forças de pressão desprezáveis), seguindo-se uma curvatura que indica a separação da camada limite. A zona onde a esteira se torna altamente turbulenta é facilmente identificável pelo aumento do coeficiente de resistência (cerca de  $Re = 10^4$ ). De notar ainda a queda abrupta existente

para valores de  $Re$  superiores a  $10^5$  que se deve ao fato da camada limite ter passado de laminar a turbulenta.

#### 4.2.2 Resumo da Experiência

Na Figura 4.21 está representado o esquema de montagem do cilindro e as respectivas localizações das tomadas de pressão estática junto à superfície do cilindro e a pressão dinâmica localizada a jusante do cilindro. A medição da pressão dinâmica, neste caso, representa o valor da pressão total, visto que, a pressão estática no infinito é zero. Toda a montagem é feita num túnel de jatos.

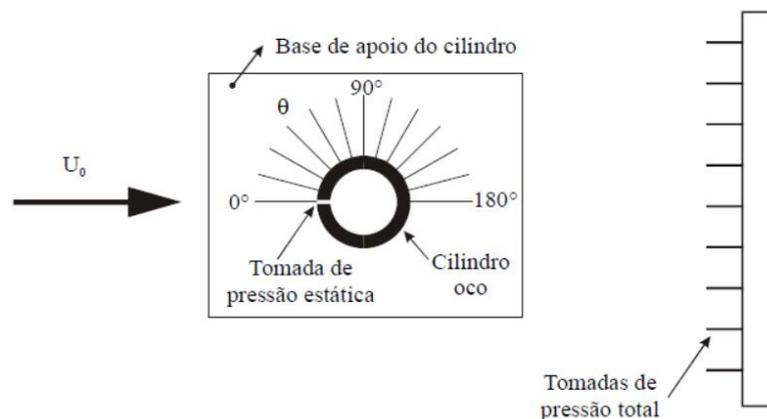


Figura 4.21 – Esquema da instalação do cilindro com os locais das tomadas de pressão.

O cilindro utilizado na experimental é oco em acrílico com 50 mm de diâmetro e 450 mm de comprimento e um furo radial na zona central do cilindro. Este é colocado transversalmente à saída do túnel, com ligação a um micromanómetro *Furness* num dos lados ocos. No lado contrário, na base de apoio do cilindro, está traçada uma escala em graus para posicionar o furo da tomada de pressão em diferentes ângulos.

Na medição da velocidade de corrente não perturbada ( $U_0$ ) é feita através de um tubo de *Pitot* total ligado ao micromanómetro *Betz*.

Na tomada de pressão total é necessário determinar o perfil de velocidades na esteira a uma determinada distância do cilindro. Para tal utilizou-se um “pente” de tubos de *Pitot* total, constituído por 31 tubos, espaçados de 5 mm, cobrindo um comprimento de 150 mm. A leitura destes valores foi utilizado um manómetro em “U” inclinável.

As características do escoamento e as propriedades do fluido, verificadas na experiência, são as apresentadas na Tabela 4.10.

Tabela 4.10 – Propriedades do escoamento na análise experimental.

Densidade ( $\rho$ )	1.18 kg/m <sup>3</sup>
Pressão inicial ( $p_0$ )	753 mmHg
Velocidade do ar ( $U_0$ )	11.5 m/s
Reynolds ( $Re$ )	38200

### 4.2.3 Simulação Numérica

#### 4.2.3.1 Modelação

Tal como já foi explicado anteriormente, no esboço do modelo *Ansys* desenha-se somente os locais de passagem do fluido. Assim sendo, e como neste caso se trata de um escoamento externo sobre um cilindro na transversal, o desenho 2D é representado por um extenso retângulo com um círculo não preenchido no seu interior. O círculo representará a secção transversal do cilindro, enquanto a restante área do extenso retângulo indica o local onde passa o fluido, no caso da atividade experimental representado pelo túnel de vento.

Na modelação deste tipo de escoamentos, deve-se definir corretamente o domínio de modo a não se perder dados importantes da simulação. Na Figura 4.22, estão representadas as dimensões ideais para uma simulação de um escoamento laminar sobre um cilindro.

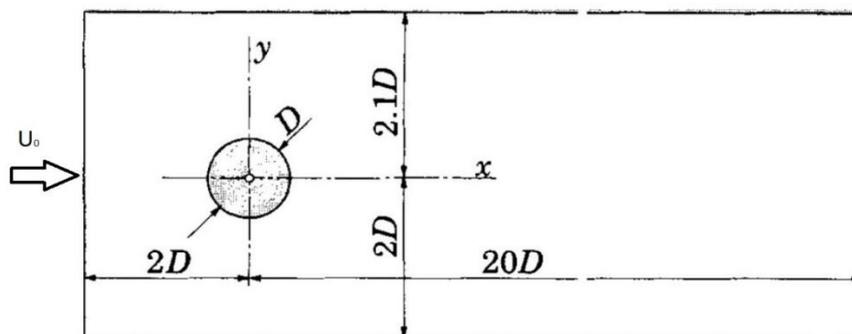


Figura 4.22 – Geometria e condições de fronteira para escoamentos laminares em torno de um cilindro [31].

Atendendo que nos casos de regime turbulento a irregularidade do escoamento é elevada, a modelação realizada inicialmente assumiu valores maiores que os apresentados na Figura 4.22.

Assim na Tabela 4.11 apresentam-se as principais dimensões que caracterizam a geometria inicial do estudo.

Tabela 4.11 – Caracterização de geometria base.

<b>Diâmetro (D)</b>	50 mm
<b>Distância centro cilindro à saída</b>	25 D
<b>Distância entrada ao centro cilindro</b>	5 D
<b>Distância Parede ao centro cilindro</b>	5 D

Contudo as dimensões utilizadas podem ser mais reduzidas do que as que foram estipuladas. Como tal procedeu-se a uma otimização do domínio. Para otimizar bastou reduzir progressivamente as distâncias do centro do cilindro às suas fronteiras e anotar a variação dos valores de coeficiente de arrasto. De modo a tornar a otimização mais rápida, considerou-se apenas metade do domínio, isto é, criou-se um plano de simetria horizontal, com passagem pelo centro do cilindro.

Considerou-se na primeira simulação a distância da parede ao centro do cilindro apresentada na Tabela 4.11. Realizou-se então uma progressiva diminuição da distância até que interferisse no valor de coeficiente de arrasto total obtido. Estes valores variaram entre 1 diâmetro e 6 diâmetros e os resultados obtidos foram os expostos no Figura 4.23.

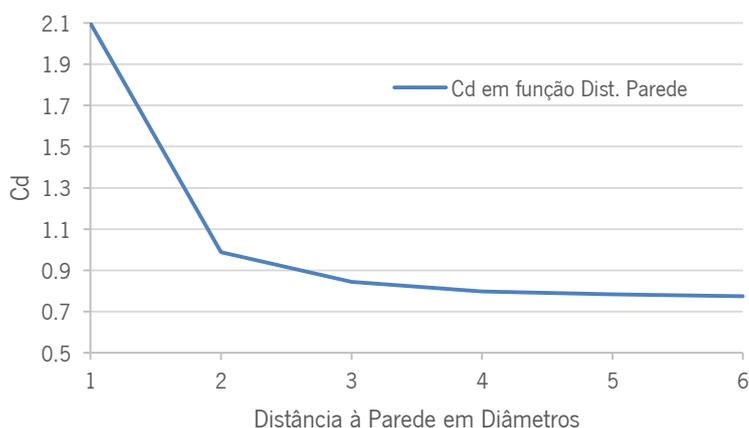


Figura 4.23 – Variação do coeficiente de arrasto (Cd) em função da distância do centro do cilindro à parede em diâmetros.

Analisando o gráfico, verifica-se que a partir dos 4 diâmetros de distância à parede, os valores do coeficiente de arrasto começam a ter variações residuais, o que permite concluir que essa distância é suficiente para que a simulação não sinta interferência das paredes móveis.

Definida a distância à parede convém agora definir a distância à entrada. Assumindo os 4 diâmetros de distância às paredes e usando exatamente o mesmo procedimento iterativo obteve-se o seguinte gráfico:

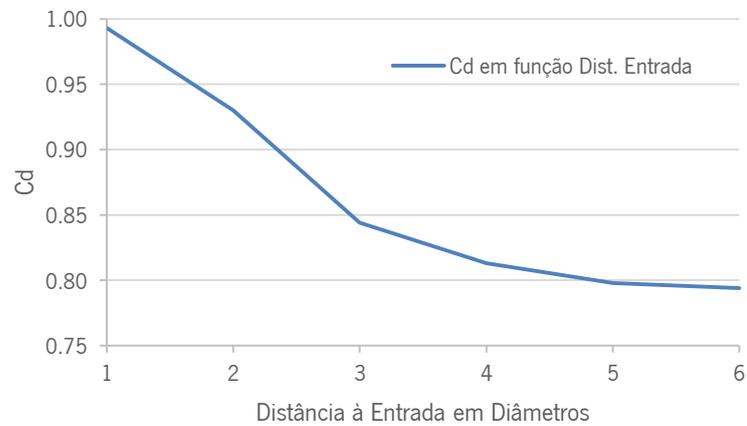


Figura 4.24 - Variação do coeficiente de arrasto (Cd) em função da distância do centro do cilindro à fronteira de entrada em diâmetros.

Fazendo uma análise análoga à situação anterior, através deste gráfico conclui-se que 5 diâmetros de distância entre o centro do cilindro e a superfície de entrada é suficiente para garantir uma simulação com resultados aceitáveis.

Por fim estudou-se o valor ótimo para a distância do centro do cilindro à condição de fronteira de saída do fluido e o resultado obtido é o apresentado na Figura 4.25.

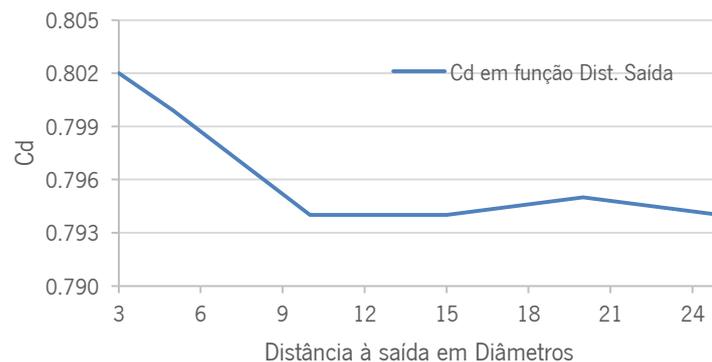


Figura 4.25 - Variação do coeficiente de arrasto (Cd) em função da distância do centro do cilindro à fronteira de saída em diâmetros.

Nesta última análise, apesar de haver uma pequena oscilação entre a simulação com 25 diâmetros e 10 diâmetros, essa variação é residual (0.001), pelo que se assumiu a utilização do último valor nas simulações efetuadas.

Após os acertos do domínio de cálculo, em relação à Tabela 4.11, verifica-se a redução de 1 diâmetro nas distâncias às paredes e de 15 diâmetros na distância à fronteira de saída do fluido, mantendo-se a distância à condição de fronteira de entrada.

#### 4.2.3.2 Malha

A criação de malha em escoamentos externos, tal como aconteceu nos internos, tem de respeitar determinadas imposições para que se possa obter resultados com fiabilidade. Assim, a malha deve ser refinada junto ao cilindro e em zonas onde há ocorrência de esteira (escoamento a jusante do cilindro). Estas imposições de refinamento de malha podem ser facilmente identificáveis na Figura 4.26, onde se mostra o resultado da malha gerada.

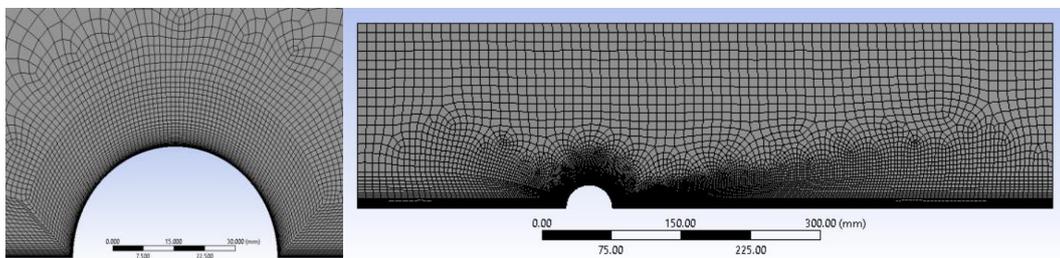


Figura 4.26 – Refinamento da malha junto ao cilindro (esquerda) e a malha distribuída em meio domínio (direita).

Para a obtenção da malha apresentada utilizaram-se as ferramentas apresentadas na Tabela 4.12. Na mesma tabela pode-se ver ainda que a qualidade da malha é bastante aceitável, já que a *Skewness* média e a *Orthogonal* média são 0.27 e 0.88, respetivamente.

Tabela 4.12 – Características da malha utilizada e sua avaliação.

<i>Automatic Method</i>	<i>Quadrilateral Dominant (All Quad)</i>	
	Espessura 1ª camada	0.022 mm
<i>Inflection (Cilindro)</i>	Nº camadas	40
	Taxa de crescimento	1.15
<i>Face Sizing</i>	Elemento <i>Sizing</i>	10 mm
<i>Edge Sizing (Cilindro)</i>	Nº Divisões	90
	<i>Bias</i>	0
<i>Edge Sizing (Cilindro-Saída)</i>	Nº Divisões	250
	<i>Bias</i>	15
<i>Edge Sizing (Entrada-Cilindro)</i>	Nº Divisões	60
	<i>Bias</i>	8
Nº Elementos	62573	
Nº Nós	20668	
<i>Skewness</i> média	0.27	
<i>Orthogonal</i> média	0.88	

Para o cálculo da espessura da primeira camada junto ao cilindro seguiu-se o mesmo procedimento aplicado no caso da validação de escoamentos turbulentos dentro de tubagens, onde se considera  $y^+ = 1$ . Neste caso o valor obtido foi de 0.022 mm.

#### 4.2.3.3 *Inputs Fluent*

As condições de fronteira e os modelos de turbulência e acoplamento utilizados nesta validação, são apresentados na Tabela 4.13.

Tabela 4.13 - *Inputs* do *Fluent* na simulação do escoamento no exterior de cilindros.

<b>Condições de fronteira</b>		
<i>Inlet</i>	<i>Velocity inlet</i>	11.5 m/s
<i>Outlet</i>	<i>Pressure Outlet</i>	0
<i>Wall</i>	<i>Moving Wall</i>	11.5 m/s
<i>Symmetry</i>	<i>Symmetry</i>	-
<i>Standard k-ε – Standard wall treatment</i>		
<b>Modelos de Turbulência</b>	<i>Realizable k-ε – Standard wall treatment</i>	
	<i>Spalart- Allmaras</i>	
<i>SIMPLE</i>		
<b>Método de solução</b>	<i>Coupled</i>	

Nesta validação, tal como se vai verificar a seguir, obteve-se valores que diferem um pouco dos valores alcançados na atividade experimental analisada. Posto isto, teve de se testar diversas funcionalidades do *Fluent*, com principal destaque para os modelos de turbulência e de acoplamento.

De notar também a condição de fronteira imposta à parede, considerou-se uma parede móvel com o mesmo valor de velocidade de entrada. Outra novidade que surgiu foi a condição de fronteira de simetria que funciona como eixo de simetria, o que permite a utilização de somente meio domínio assumindo a outra metade como efeito espelho.

#### 4.2.3.4 *Análise de resultados*

A análise de resultados desta validação baseou-se no cálculo dos valores de coeficiente de arrasto devido à pressão resultante da simulação, comparando-os com dados da atividade experimental.

Ao longo desta validação os resultados apresentados têm a comparação das quatro conjugações de métodos que mais se aproximaram dos valores experimentais.

O coeficiente de arrasto da simulação foi determinado segundo duas metodologias. A primeira consiste em fazer o levantamento do valor de pressão em diversos pontos da superfície do cilindro no mesmo plano de corte através do *Fluent* e calcular manualmente o coeficiente. O segundo método baseia-se na obtenção do valor do coeficiente de arrasto através do cálculo efetuado diretamente pelo programa. A utilização destas duas formas de cálculo serviu de validação do procedimento de cálculo do resultado obtido diretamente no *Fluent*.

Na primeira situação, depois dos valores de pressão serem conhecidos (através do software), o primeiro passo é adimensionar esse valor, calculando o coeficiente de pressão através da divisão da pressão no ponto (instantânea) pela pressão dinâmica. Na Figura 4.27 apresenta-se a comparação deste parâmetro.

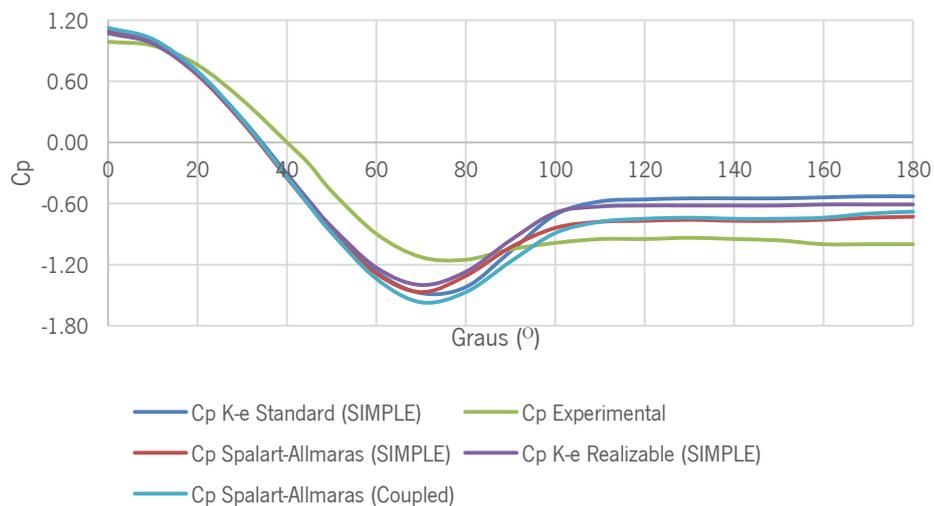


Figura 4.27 – Comparação dos coeficientes de pressão entre o valor experimental e os simulados através de diferentes modelos de turbulência.

Seguidamente têm que se decompor o coeficiente de pressão segundo uma componente paralela à direção do escoamento. Para tal multiplicou-se o termo perpendicular ao cilindro ( $C_p$ ) pelo cosseno do ângulo em cada ponto definido (10 em 10 graus). O resultado é apresentado na Figura 4.28.

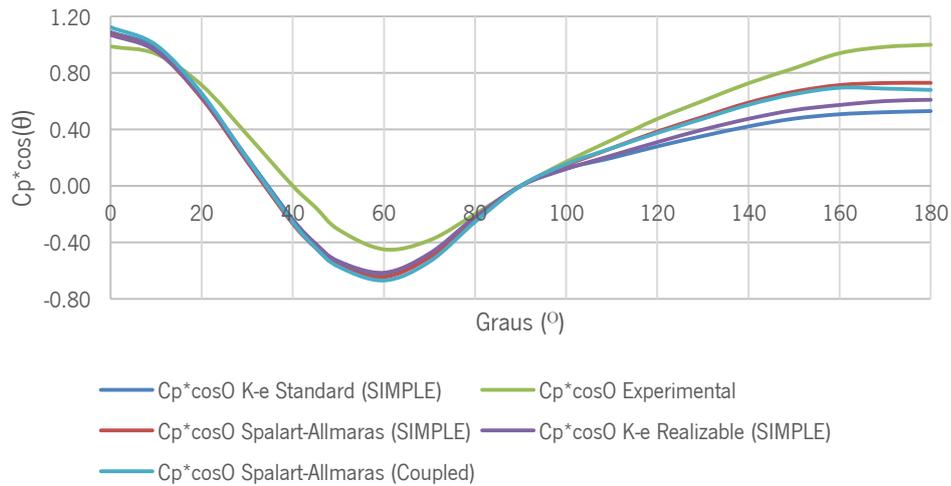


Figura 4.28 - Comparação da componente de resistência de pressão entre o valor experimental e os simulados através de diferentes modelos de turbulência.

Para se obter o valor do coeficiente de arrasto devido à pressão, faz-se a média dos coeficientes decompostos no eixo dos  $xx$  entre cada intervalo de medição e multiplica-se pela variação do ângulo (área sobre a qual a força é dissipada). No final somam-se todos os valores de modo a chegar ao resultado final. A fórmula que traduz a informação deste parágrafo é a seguinte:

$$C_{Dp} = \sum (C_p \cos \theta \Delta \theta) \quad (4.17)$$

No anexo A, surgem as tabelas com os cálculos auxiliares deste método de cálculo.

No segundo método de cálculo o procedimento é bastante simples. O *Fluent* permite o cálculo direto do valor do coeficiente de arrasto, sendo apenas necessário definir os valores referentes aos dados de entrada da seguinte fórmula:

$$C_d = \frac{D}{\frac{1}{2} \rho U^2 bc} \quad (4.18)$$

Os dados de entrada são definidos no comando do *Fluent* denominado por “*Reference Values*”, tal como se pode ver na Figura 4.29. Para a fórmula os parâmetros que o programa utiliza são a velocidade ( $U$ ), a densidade ( $\rho$ ) e a área ( $bc$ ).

**Reference Values**

Compute from

Reference Values

Area (m <sup>2</sup> )	0.025
Density (kg/m <sup>3</sup> )	1.18
Depth (m)	1
Enthalpy (j/kg)	0
Length (m)	0.05
Pressure (pascal)	0
Temperature (k)	288.16
Velocity (m/s)	11.5
Viscosity (kg/m-s)	1.7894e-05
Ratio of Specific Heats	1.4

Figura 4.29 - Valores de Referência no *Fluent*.

De notar que o valor colocado no parâmetro de área é de 0.025 e não 0.05 como era expectável como resultado da multiplicação do diâmetro pela profundidade unitária (valor assumido para simulações em 2D). Essa diferença deve-se ao fato da simulação estar a tratar somente meio domínio.

Os resultados obtidos, tanto no somatório do cálculo manual como dos extraídos diretamente do programa, são apresentados na Tabela 4.14.

Tabela 4.14 – Comparação dos coeficientes de pressão devido à resistência por pressão.

Modo de cálculo	$C_D$ Pressão (Calculado)	$C_D$ Pressão ( <i>Fluent</i> )
Experiência		1.17
<i>k-ε Standard (SIMPLE)</i>	0.581	0.582
<i>k-ε Realizable (SIMPLE)</i>	0.652	0.653
<i>Spalart-Allmaras (SIMPLE)</i>	0.771	0.769
<i>Spalart-Allmaras (Coupled)</i>	0.755	0.751

Verifica-se uma grande homogeneidade de valores entre o cálculo manual e o obtido diretamente do *Fluent*, o que valida os valores referência introduzidos e o respetivo cálculo efetuado pelo programa. Contudo os resultados apresentados distam muito dos valores obtidos experimentalmente, sendo os

resultados mais próximos 0.77 e 0.76 ambos correspondentes à utilização do modelo de turbulência *Spalart-Allmaras*.

Deste estudo pode-se concluir então que o modelo de turbulência adequado para este tipo de escoamentos externos é o *Spalart-Allmaras*. Quanto ao modelo de acoplamento, verificou-se que a utilização do *Coupled* reduz de forma bastante significativa o número de iterações necessário para obtenção de resultados, quando comparado com o outro modelo (*SIMPLE*). Assim, e atendendo que os resultados entre estes dois modelos são similares, a partir deste momento as simulações adotaram o *Coupled* como modelo de acoplamento.

#### 4.2.4 Simulação em Domínio Completo

Dada a diferença de resultados entre as simulações e a atividade experimental, decidiu-se simular em domínio completo, com as mesmas dimensões, para conferir se houve interferência na fronteira de simetria.

Seguindo todo o processo de forma análoga ao sucedido na simulação em meio domínio e assumindo, como já foi dito, o modelo de turbulência *Spalart-Allmaras* e o modelo de acoplamento *Coupled*, o resultado obtido através do cálculo direto no *Fluent* para o valor do coeficiente de arrasto devido à pressão foi 0.761. Com esta simulação verificou-se um valor semelhante ao alcançado no meio domínio, anulando assim a possibilidade de existirem interferências das condições de fronteira assumidas no caso do meio domínio.

Na Figura 4.30, apresenta-se a comparação de contornos de velocidades entre as duas simulações efetuadas.

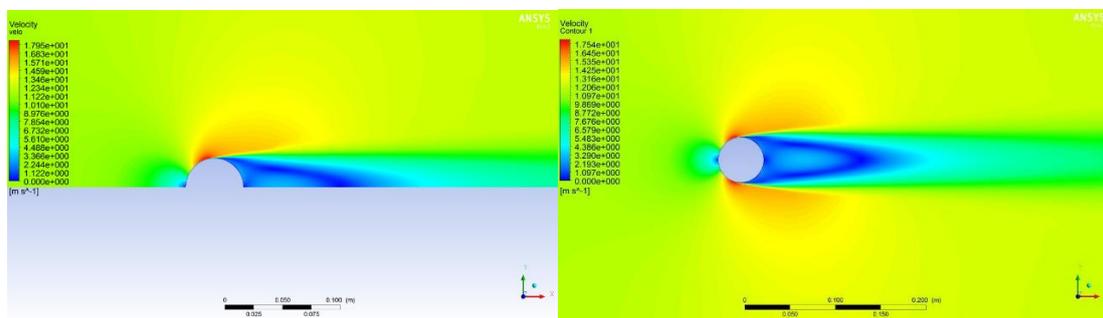


Figura 4.30 – Contornos de velocidade em meio domínio (esquerda) e domínio completo (direita).

Nesta comparação, considerando-se a utilização do efeito espelho na primeira situação, constata-se mais uma vez a similaridade dos resultados obtidos, havendo uma distribuição de velocidades praticamente igual.

#### 4.2.5 Simulação da Influência Reynolds

Como na análise de estudo comparativa com a atividade experimental ( $Re=32000$ ), não se obteve os resultados pretendidos, decidiu-se proceder a uma análise da evolução do coeficiente de resistência total com a variação do número de Reynolds, comparando os valores com o gráfico da Figura 4.20. Será feita ainda uma análise da influência do atrito e da pressão no coeficiente de resistência total com a variação do  $Re$ .

Nas simulações desta análise foi considerado o domínio completo com as dimensões utilizadas no caso apresentado anteriormente. Quanto à malha para valores  $Re$  inferiores a 38200 utilizou-se a mesma, para valores superiores realizou-se o acerto do valor da espessura da primeira camada, sendo que a mais refinada foi assumida para o caso de  $Re=10^6$  com um valor de  $1.2E-3$  mm.

No *Fluent* procedeu-se em todas as situações à alteração do valor da velocidade de entrada e da parede móvel, recalculando-se os novos valores. Mais uma vez o *Spalart-Allmaras* e o *Coupled* foram os modelos de turbulência e acoplamento, respetivamente.

##### 4.2.5.1 Discussão de Resultados

De modo a ter uma análise relativamente detalhada, realizaram-se diversas simulações para números de  $Re$  diferentes. A gama de variação foi de  $Re=0.5$  até  $Re=10^6$  e pontos intermédios selecionados foram: 1, 5, 10,  $10^2$ ,  $10^3$ ,  $10^4$ ,  $3.82 \times 10^4$ ,  $10^5$ ,  $3.8 \times 10^5$  e  $10^6$ .

Os valores de coeficiente de resistência obtidos são apresentados na Figura 4.31.

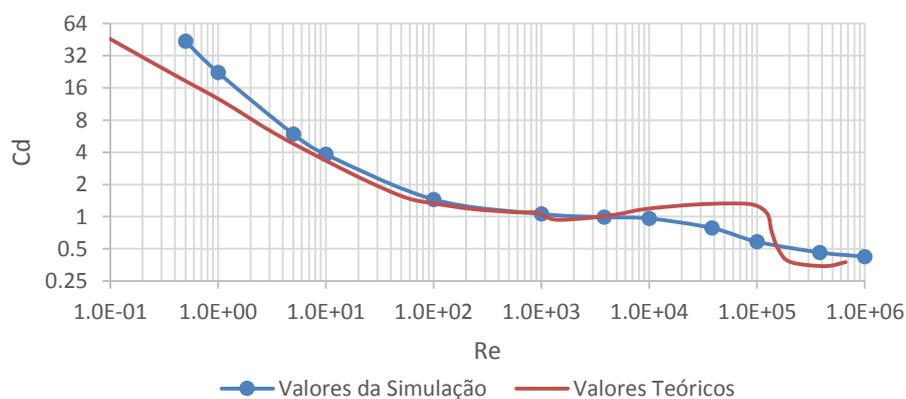


Figura 4.31 – Variação do coeficiente de resistência em função do número de Reynolds.

Comparando os resultados da simulação com os valores teóricos, na Figura 4.31, verifica-se uma progressão idêntica até valores de  $Re$  próximos dos  $10^4$ . A partir desse ponto o valor do coeficiente de resistência deveria ter uma ligeira subida correspondente à formação de uma esteira altamente turbulenta, tal como indicado na teoria, mas o que se sucede é uma descida que inicialmente é suave seguindo-se uma fase de decréscimo mais brusca até que a camada limite laminar passe a turbulenta. Estes resultados indicam que as simulações não estão sensíveis ao fenómeno explicado na teoria apresentada neste documento sobre escoamentos em cilindros, que ocorre entre  $Re = 10^4$  e  $Re = 10^5$  e se constata uma ligeira subida dos valores de coeficiente de arrasto.

Como também já foi explicado, os coeficientes de resistência devido à pressão e atrito têm contribuições variáveis para o cálculo do valor total de resistência conforme se altera o número de Reynolds. A Figura 4.32 expõe precisamente a influência em percentagem, do coeficiente de resistência de pressão, sendo que a influência da resistência viscosa é o inverso da apresentada.

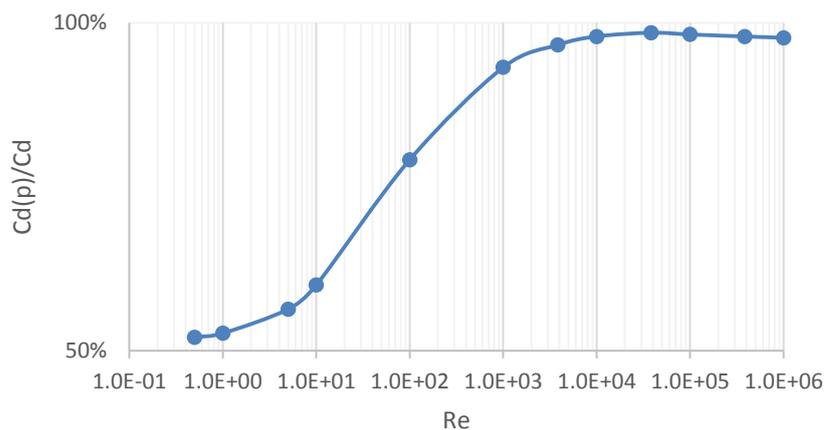


Figura 4.32 – Peso do coeficiente de resistência devido à pressão, com a variação do  $Re$ .

Este gráfico permite comprovar que para números de  $Re$  elevados ( $Re > 10^4$ ) as forças de pressão são praticamente o único fator de resistência e que à medida que se reduz o  $Re$ , este começa a reduzir a sua preponderância. De referir que essa redução ou aumento, conforme a leitura do gráfico é mais acentuada entre  $Re = 5$  e  $Re = 10^3$ .

Outra característica que se pode analisar é a localização dos pontos de separação da camada limite. Para tal, recorreu-se à visualização dos contornos velocidade obtidos através do Fluent. Foram selecionados apenas três contornos em que se vê claramente diferenças em relação à localização do ponto de separação, como se pode ver na Figura 4.33.

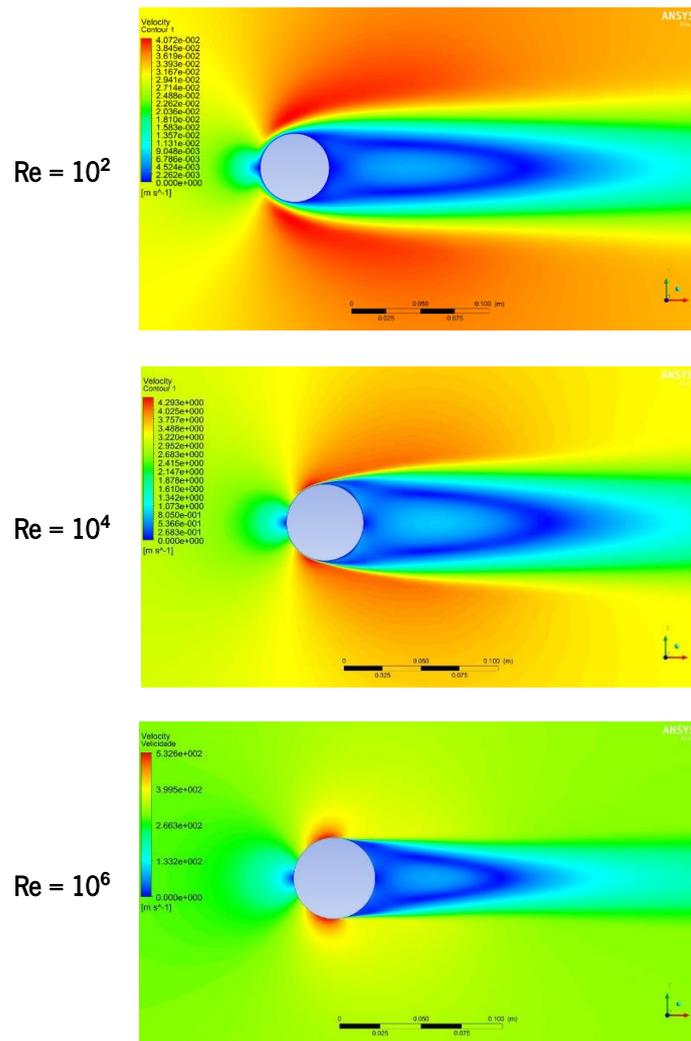


Figura 4.33 - Comparação de contornos de velocidade em simulações com diferentes números de Re

Os contornos seleccionados (principalmente os dois últimos), evidenciam uma progressão dos pontos de separação da camada limite de montante para jusante do escoamento à medida que se aumenta o número de Re.



## 5. Simulação Numérica do Perfil SD2030

Feita a validação do *Ansys* no capítulo anterior, procede-se agora neste tópico à simulação numérica do caso de estudo deste projeto. O perfil escolhido para realizar este estudo foi o SD 2030 desenvolvido por Sellig/Donovan e utilizado em turbinas como a AIRX 400 e Air 403 da Southwest Windpower. Em comparação com outros modelos, este tem uma resistência bastante menor, mesmo para baixos números de Reynolds (ex.:100 000). Esta baixa resistência é conseguida devido a existência de uma longa zona de transição, que conduz a uma bolha de separação laminar mais fina [20].

Na Figura 5.1 o perfil SD2030 está representado em forma tridimensional para que se possa perceber bem os contornos suaves e alongados que lhe conferem uma excelente aerodinâmica.

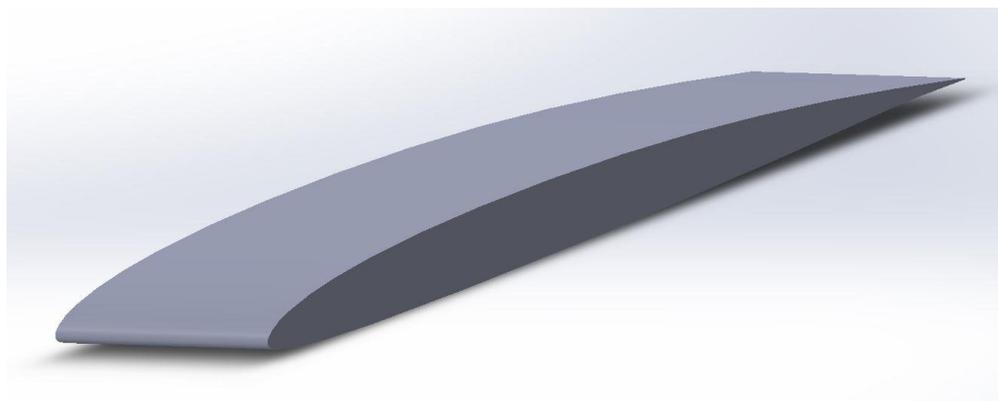


Figura 5.1 – Perfil SD2030 em 3D.

As coordenadas para a geração deste perfil foram extraídas do paper “*Theoretical Aerodynamic Analyses of Six Airfoils for Use on Small Wind Turbines*” e encontram-se no anexo B [57]. Neste mesmo anexo encontra-se ainda os gráficos experimentais com valores de coeficiente de sustentação e arrasto que caracterizam o perfil, que foram obtidos por Michael Selig e Bryan McGranahan. Os gráficos apresentados no anexo referido são resultados de duas experiências distintas, uma considerando somente o escoamento simples sobre o perfil e outra com a indução de uma discontinuidade no escoamento através do um fio em forma de zigzag colocado a 2% da corda do perfil, que é designado na bibliografia por “Zigzag Type F” [58]. No caso de estudo só é considerado para análise a situação de escoamento simples.

Para além dos dados experimentais, no estudo efetuado ao longo deste capítulo é comparado com valores de simulações numéricas realizadas num software vocacionado para simulações de

escoamentos em perfis (XFOIL). Estes valores também equacionam duas situações, uma considerando o regime de transição livre, em que é um algoritmo do programa que define a transição e outra assumindo uma transição fixa. Os valores utilizados na análise provieram do mesmo local onde foram retiradas as coordenadas do perfil [57].

Nas simulações a efetuar obtém-se os coeficientes de sustentação e de arrasto para diversos ângulos de ataque, assim como os contornos de velocidade e pressão em função de um determinado número de Reynolds (100 000 no caso), que permitem fazer uma análise pormenorizada de qual será o melhor ângulo de ataque para a geometria deste tipo de perfil.

As simulações efetuadas foram executadas em duas dimensões, dada a maior facilidade de resolução computacional, reduzindo a complexidade da malha e o tempo de cálculo.

## 5.1 Domínio de Integração e Malha Seleccionada

A geometria delineada para a definição do domínio de integração é em forma de parábola, porque não tem descontinuidades em declive, permitindo a construção de uma malha lisa no interior de um domínio. A modelação deste domínio com esta geometria, assim como a estrutura da malha seleccionada teve como base a visualização da malha utilizada numa simulação semelhante, presente no tutorial do *Ansys Fluent* [59].

Atendendo à baixa resistência que um perfil com estas características apresenta, as distâncias entre este e o limite do domínio de cálculo poderão ser muito mais reduzidas quando comparadas, por exemplo, com as utilizadas na simulação do escoamento no exterior do cilindro. Como tal as distâncias que separam o perfil dos contornos do domínio, são de aproximadamente 3 cordas em todo o seu perímetro. De referir que o valor da corda utilizado foi de 100 mm.

Na geração de malha, tem-se de ter em consideração as irregularidades do fluido ao longo do escoamento. Neste caso o que importa reter são os locais onde ocorrer maior variação de informação em termos de cálculo de ponto para ponto, para que se possa refinar a malha adequadamente. Nesta simulação a zona crítica localiza-se precisamente junto ao perfil.

As Figura 5.2 e Figura 5.3 permitem visualizar a malha gerada do tipo C, em que se verifica o refinamento desta ao próximo do perfil e a sua distribuição ao longo de todo o domínio, respetivamente.

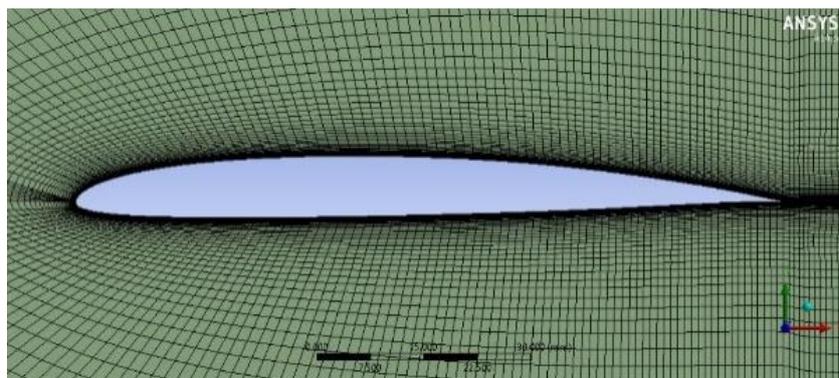


Figura 5.2 – Malha junto ao perfil.

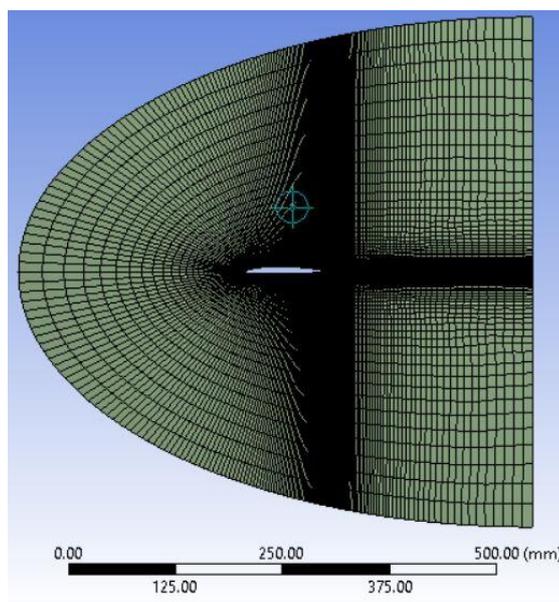


Figura 5.3 – Malha gerada (malha em C) para a simulação de escoamento no perfil SD2030 em todo o domínio.

Para a geração da malha garantiu-se, tal como se fez no capítulo de validação do *Fluent*, que o valor da espessura da primeira camada seja aproximadamente igual à condição de refinamento de  $y^+=1$ .

Para obter a malha foi necessário recorrer a linhas de auxílio, de maneira a que esta tenha a distribuição pretendida ao longo do domínio. Esse esquema de auxílio é apresentado na Figura 5.4.

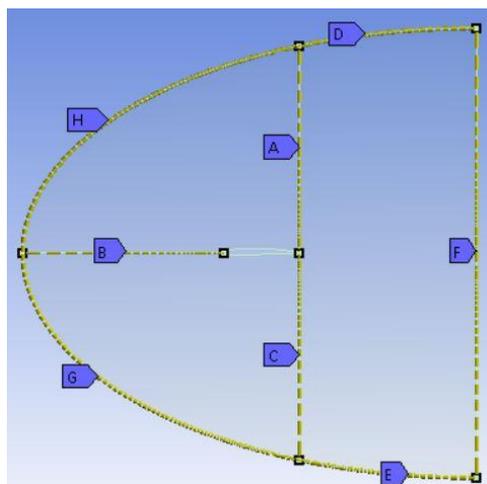


Figura 5.4 – Esquema de auxílio à geração de malha.

Tendo como base a figura acima, na Tabela 5.1 encontram-se as principais funcionalidades utilizadas na criação da malha e suas características. Verifica-se ainda elevada qualidade da malha, dado que o valor de *Skewness* é próximo de zero e a ortogonalidade é praticamente perfeita com um valor de 0.955. Estes valores serviram de critério para a seleção desta malha.

Tabela 5.1 – Características da malha selecionada

<i>Mapped Face Meshing</i>	<i>Quadrilaterals</i>	
<i>Edge Sizing (A, B e C)</i>	Nº Divisões	60
	<i>Bias</i>	720
<i>Edge Sizing (D e E)</i>	Nº Divisões	60
	<i>Bias</i>	20
<i>Edge Sizing (F)</i>	Nº Divisões	120
	<i>Bias</i>	720
<i>Edge Sizing (G e H)</i>	Nº Divisões	100
	<i>Bias</i>	25
Nº Elementos	18840	
Nº Nós	57148	
<i>Skewness</i> média	0.121	
<i>Orthogonal</i> média	0.955	

## 5.2 *Inputs Fluent*

Para definir os dados de entrada do escoamento é necessário calcular o valor de velocidade para o fluxo livre. De modo a calcular esse valor recorre-se à seguinte equação:

$$U = \frac{Re \mu}{\rho c} \quad (4.18)$$

Em que o número de Reynolds (Re) utilizado é 100 000 e a corda do perfil desenhado é de 100 mm. Considerando a viscosidade ( $\mu$ ) 1.78E-5 kg/m.s e a densidade ( $\rho$ ) 1.21 kg/m<sup>3</sup>, o valor de velocidade é de aproximadamente 15 m/s.

Posto isto, os *inputs* do Fluent são agora apresentados na Tabela 5.2, onde pode se ver que apenas se utilizam o modelo de turbulência *Spalart- Allmaras* e método de solução *Coupled*, fruto da validação efetuada no capítulo 4.

Tabela 5.2 – *Inputs* do Fluent

Condições de fronteira		
<b><i>Inlet</i></b>	Velocity inlet	15 m/s
<b><i>Outlet</i></b>	Pressure Outlet	0
<b>Modelo de Turbulência</b>	Spalart - Allmaras	
<b>Método de solução</b>	Coupled	

Nesta simulação foi necessária a análise em diversos ângulos de ataque, isto é teve-se de definir a entrada da massa de ar segundo a direção pretendida em cada situação. Para respeitar esta condição decompôs-se a velocidade de entrada em duas componentes, segundo os eixos *xx* e *yy*. Os valores introduzidos no *Fluent* para os diversos ângulos utilizados, são os apresentados na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 – Componentes da velocidade segundo os eixos *xx* e *yy* para os diversos ângulos de ataque considerados.

<b>Ângulo de ataque (°)</b>	<b>Componente em x</b>	<b>Componente em y</b>
-2	0.9994	-0.0349
0	1.0000	0.0000
2	0.9994	0.0349
4	0.9976	0.0698
6	0.9945	0.1045
8	0.9903	0.1392
10	0.9848	0.1736
12	0.9782	0.2079
14	0.9703	0.2419

### 5.3 Resultados

Na análise de resultados, tal como foi dito anteriormente, é feita uma relação entre valores experimentais, análises numéricas em XFOIL e os resultados obtidos. Outro dado que é importante reter é o intervalo de ângulos de ataque, que varia entre  $-2^\circ$  e  $14^\circ$ , para o qual a análise de resultados vai ser feita. Exceção feita aos valores do XFOIL de transição livre, pois na bibliografia só mencionam valores a partir dos  $0^\circ$ .

O primeiro dado a ser analisado e aquele que mais importância tem numa análise aerodinâmica de um perfil é o coeficiente de sustentação em função do ângulo de ataque. Na Figura 5.5 encontra-se os resultados obtidos para o parâmetro mencionado.

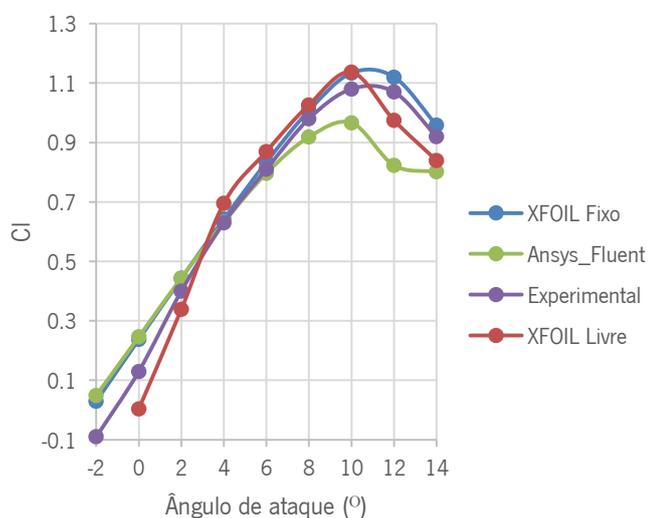


Figura 5.5 – Comparação de resultados obtidos para o coeficiente de sustentação.

O coeficiente de sustentação obtido no *Fluent* tem uma curva característica que numa fase inicial, entre  $-2^\circ$  e  $4^\circ$ , é similar ao resultado que equaciona a transição fixa (XFOIL Fixo). À medida que se aumenta o valor do ângulo de ataque, a sustentação tem uma progressão menor que nos restantes casos, sendo que nesta zona ( $>6^\circ$ ) os valores mais próximos são os valores experimentais. Outra informação importante que se retira deste gráfico é que o pico máximo de sustentação é praticamente o mesmo em todas as situações, cerca de  $10^\circ$ .

Na Figura 5.6 vê-se a segunda análise efetuada, que corresponde à evolução do coeficiente de arrasto com a variação do ângulo de ataque.



Figura 5.6 - Comparação de resultados obtidos para o coeficiente de arrasto.

Do gráfico, verifica-se que o coeficiente de arrasto tem um perfil gráfico idêntico em todos os casos de simulação numérica, havendo uma fase inicial em que o valor praticamente se mantém igual com a variação do ângulo seguindo-se uma ligeira subida até aos 10°, valor a partir do qual se nota que o perfil se encontra em perda através de um aumento exponencial dos valores de resistência. Porém, a progressão dos perfis gráficos não é a mesma, constatando-se um aumento mais acentuado no caso dos valores obtidos no *Fluent*.

Analisados os resultados de coeficiente de sustentação e arrasto, para determinação da melhor relação destes recorreu-se ao auxílio dos gráficos presentes nas Figura 5.7 e Figura 5.8.

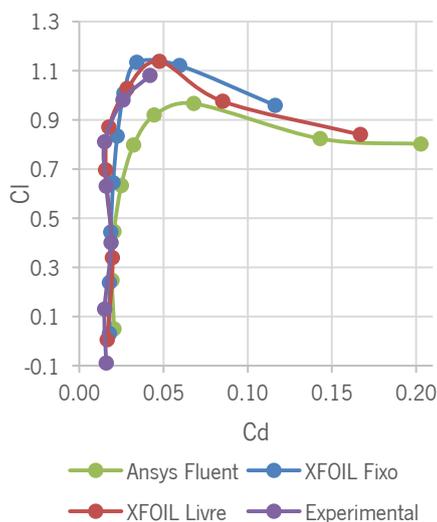


Figura 5.7 – Coeficiente de sustentação em função do coeficiente de arrasto.

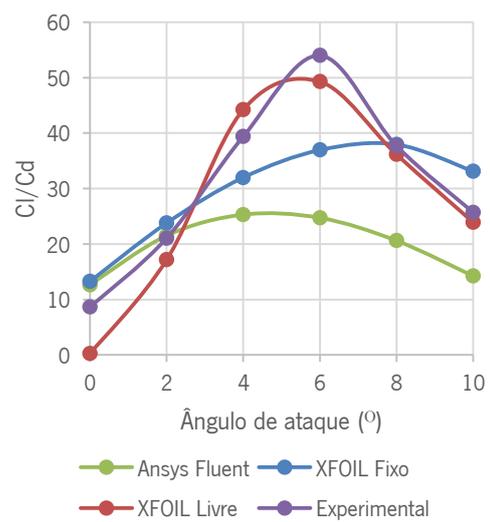
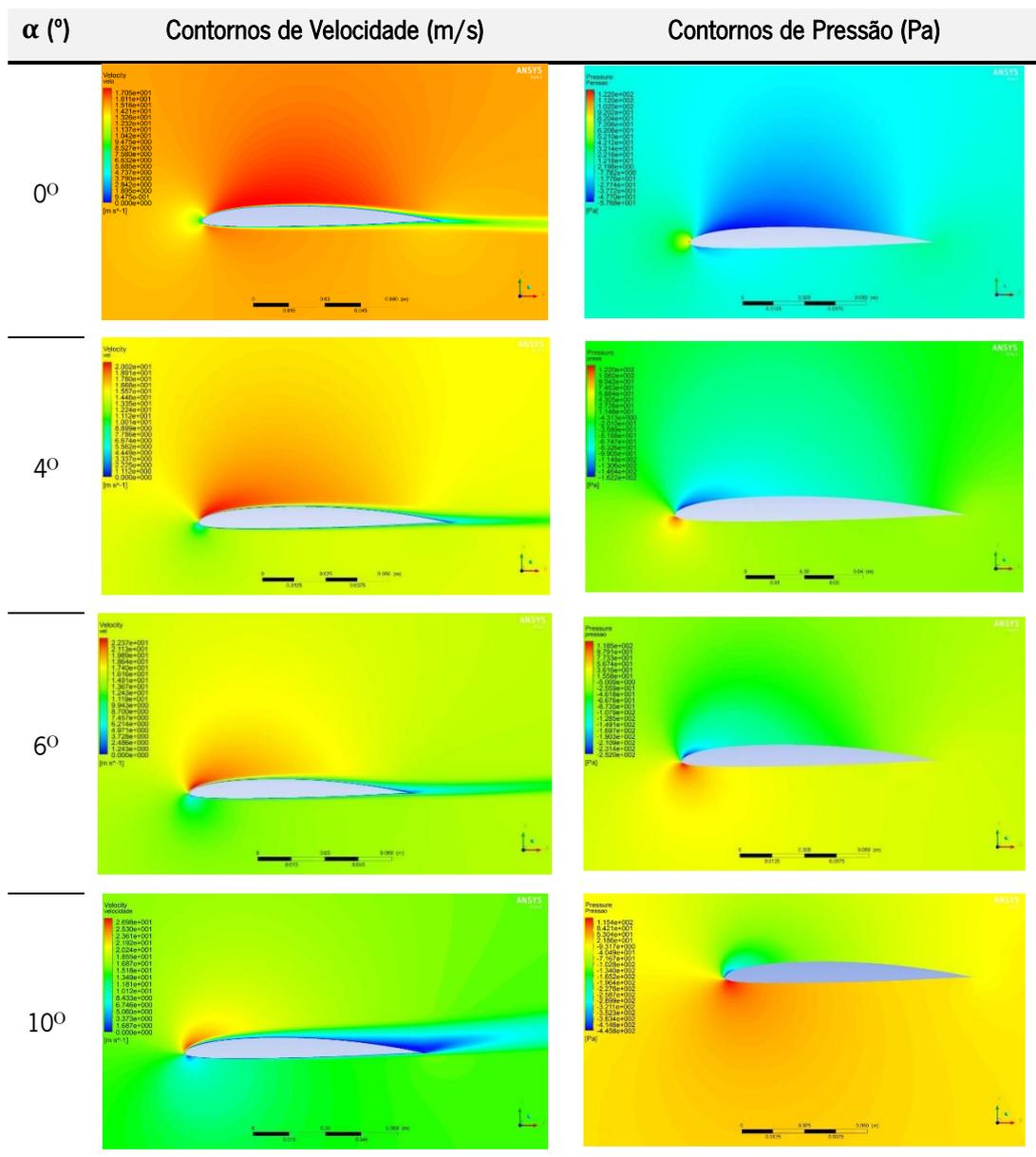


Figura 5.8 – Relação do coeficiente de sustentação ( $C_l$ ) sobre o de arrasto ( $C_d$ ), com a variação do ângulo de ataque.

Nos gráficos apresentados nota-se diferenças consideráveis nas curvas características obtidas, resultado previsível dada a variação já existente nos valores dos coeficientes apresentados antes.

Contudo as ilações que estes gráficos permitem vislumbrar são coincidentes, pois o ângulo de ataque que favorece a melhor relação  $C_l/C_d$  é próximo de  $6^\circ$  em todos os casos. Sendo que existe uma pequena variação nos resultados dos casos da simulação em XFOIL com transição fixa, que é ligeiramente superior e na simulação em *Fluent*, que é ligeiramente inferior. Assim, desta análise é possível concluir que o ângulo de funcionamento ótimo deste perfil será próximo de  $6^\circ$ .

A visualização dos gráficos permite facilmente retirar conclusões, todavia não se tem a percepção do que acontece na “prática”. Como tal fez-se um levantamento dos contornos de velocidade e pressão para diversos ângulos de ataque, que se encontram compilados na Figura 5.9.



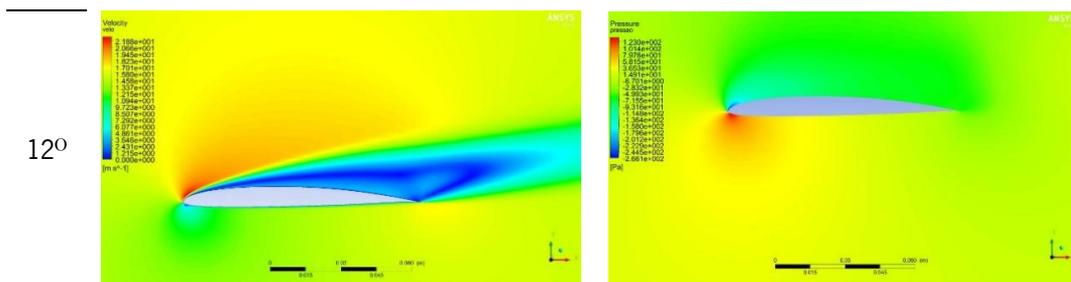


Figura 5.9 – Contornos de velocidade e pressão para diferentes ângulos de ataque, obtidos através da simulação em *Fluent*.

Como os contornos apresentados estão em dimensões reduzidas, não se consegue ler de forma clara os valores das escalas de cor, como tal, criou-se a Tabela 5.4 com os valores de velocidade e de pressão máximos e mínimos nos respetivos ângulos em que se estudou os contornos. De referir que nos contornos os valores máximos são representados pela cor encarnada e os mínimos pela cor azul.

Tabela 5.4 – Valores de velocidade e pressão máximos e mínimos referentes aos limites dos contornos.

Ângulo de Ataque (°)	Velocidade máxima (m/s)	Velocidade mínima (m/s)	Pressão máxima (Pa)	Pressão mínima (Pa)
0	17.6	0	128.2	-57.6
2	18.8	0	124.5	-92.6
4	20.7	0	131.8	-162.2
6	23.1	0	131.4	-252.0
8	25.1	0	133.1	-372.7
10	27.8	0	134.8	-445.8
12	22.6	0	136.5	-266.1

Analisando inicialmente os contornos de velocidade da Figura 5.9, verifica-se que o gradiente de velocidade tende a definir-se até aos 10°. Isto é, para ângulos reduzidos, a velocidade é praticamente uniforme em todo o domínio ( $U_{máx}=17.6$ ) e à medida que se aumenta o ângulo de ataque a distribuição de velocidade fica mais acentuada ( $U_{máx}=27.8$ ), principalmente perto do perfil (velocidades mais elevadas no seu extradorso e mais reduzidas no intradorso). Convém referir que a velocidade quando se está junto à parede é igual a zero.

Outro dado importante de reter é o ponto de separação da camada limite que até aos 6° parece não existir, mas nos casos seguintes (10° e 12°) é visível a separação formando uma zona instável e gerando vórtices. Essa zona está representada pelas manchas azuis dos contornos que indicam a

velocidades reduzidas. A separação da camada limite está diretamente relacionada com o desempenho de perfil, pois causa o aumento de perdas aerodinâmicas.

Nos contornos de pressão, verifica-se que os seus picos mais elevados de pressão vão variando de localização em função do ângulo introduzido e encontra-se sempre dissipados na parte inferior do perfil, em contra partida os valores inferiores/negativos situam-se na parte superior. Para entender melhor a distribuição de pressão junto ao perfil, são apresentadas a Figura 5.10, a Figura 5.11 e a Figura 5.12 com o coeficiente de pressão ( $C_p$ ) em três casos em que a recuperação de pressão ao longo da superfície do perfil é muito diferente, sendo seleccionados as simulações com o ângulo de ataque  $0^\circ$ ,  $6^\circ$  e  $12^\circ$ .

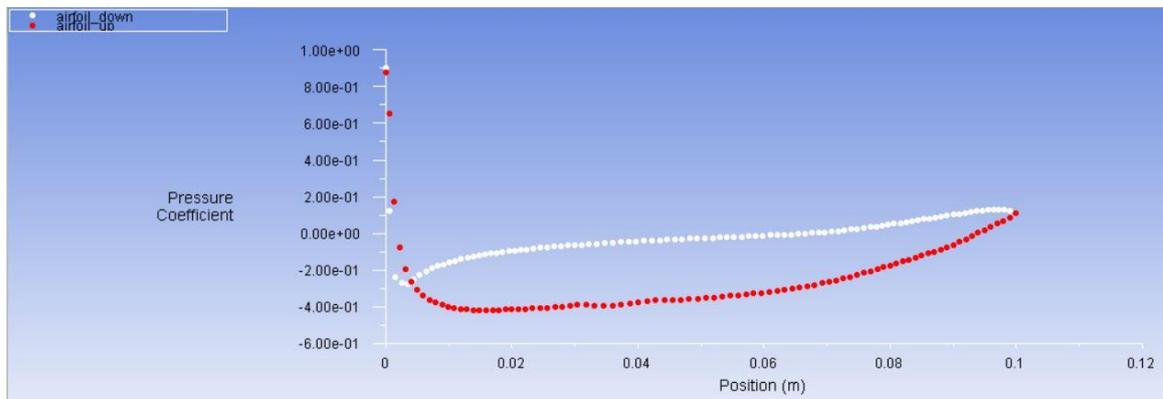


Figura 5.10 - Coeficiente de pressão junto ao perfil para um ângulo de  $0^\circ$ . O extradorso do perfil e denominado por airfoil up e o intradorso por airfoil down.

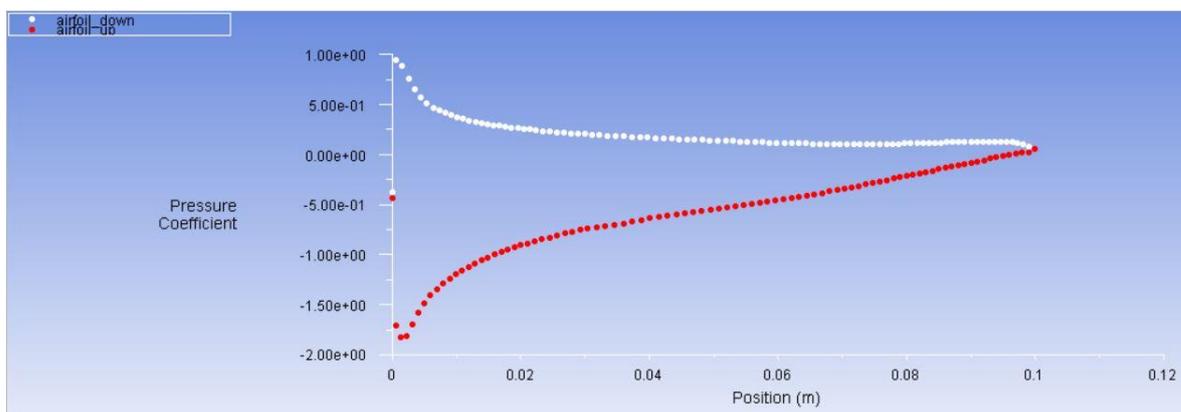


Figura 5.11 – Coeficiente de pressão junto ao perfil para um ângulo de  $6^\circ$ . O extradorso do perfil e denominado por airfoil up e o intradorso por airfoil down.

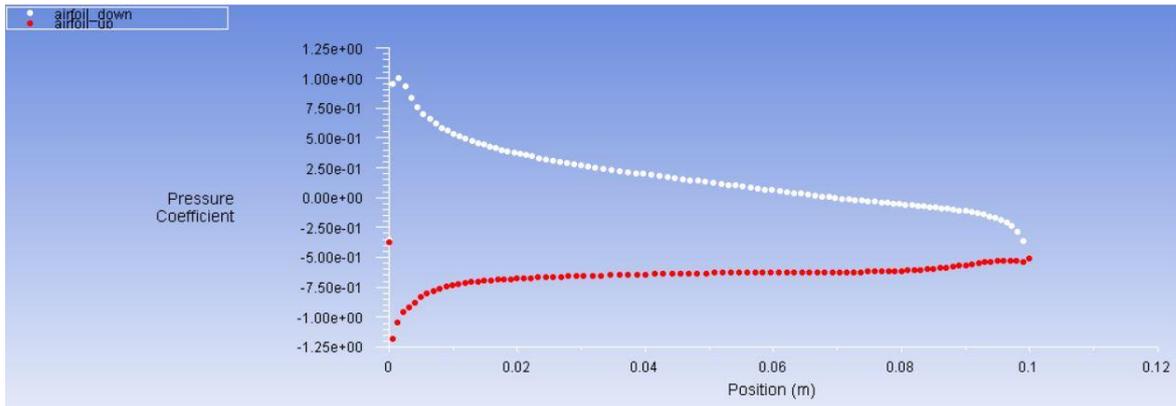


Figura 5.12 - Coeficiente de pressão junto ao perfil para um ângulo de  $12^\circ$ . O extradorso do perfil é denominado por airfoil up e o intradorso por airfoil down.

Olhando para os gráficos de  $C_p$ , confirma-se o primeiro comentário feito sobre os contornos de pressão, onde se indica que as pressões positivas ou mais elevadas encontram-se na parte inferior do perfil e negativas na superior. Valores naturais tendo em conta os ângulos de incidência do vento e a geometria do perfil (dimensionada para criar sustentação).

Outro dado relevante é a diferença de recuperação de pressão nos casos apresentados, principalmente na parte superior. Comparando os gráficos de  $C_p$ , verifica-se que nos casos dos ângulos de ataque de  $0^\circ$  e  $6^\circ$  as recuperações são praticamente perfeitas, originando coeficientes de arrasto bastante reduzidos (0.015 e 0.026, respetivamente). Por sua vez na situação em que o ângulo é mais elevado ( $12^\circ$ ), a recuperação no extradorso é bastante incompleta, traduzindo-se numa resistência mais elevada, cerca de 0.172. Este acontecimento é visível nos contornos da Figura 5.9, através dos gradientes de cores obtidos, em que no último caso ( $12^\circ$ ) é notório na parte final do perfil as diferenças de pressão entre o extradorso e o intradorso, resultado da recuperação deficitária na parte superior.

Relacionando os contornos de velocidade com os de pressão, constata-se os princípios de aerodinâmica de um perfil eólico, em que as pressões mais elevadas e as velocidades mais baixas são induzidas na parte de baixo do perfil e o inverso ocorre na parte superior. Esta conjugação sugere a ocorrência de um impulso na parte inferior e uma sucção na face superior, assim formando a força de sustentação.



## 6. Anteprojeto Aerodinâmico de uma Turbina Eólica

Este capítulo divide-se em duas partes bastantes distintas, a primeira consiste na criação de uma folha Excel com o intuito de otimizar uma turbina que funciona a baixos números de Reynolds (aproximadamente 100 000) usando o perfil SD2030, em que permitem a determinação do coeficiente de arrasto 3D e o cálculo de energia produzida por esta. Na segunda parte deste capítulo procede-se à modelação de uma pá eólica, através de valores calculados no Excel, resultantes dos cálculos efetuados na primeira parte.

### 6.1 Otimização do Rotor SD2030

As folhas de cálculo onde são realizados todos os cálculos presentes neste procedimento, estão presentes no Anexo C.

#### 6.1.1 Procedimento de Otimização

##### a) Inclusão Dos Parâmetros De Entrada

Para realizar a otimização, antes de mais, é necessário estabelecer parâmetros de entrada que caracterizem a situação que se pretende. Deste modo os parâmetros de entrada são os seguintes:

- i. Temperatura ambiente (°C);
- ii. Pressão atmosférica (mmCa);
- iii. Velocidade do Vento (m/s);
- iv. Número de Pás do rotor;
- v. Velocidade Específica;
- vi. Diâmetros do rotor máximo, mínimo e do cubo (m);
- vii. Corda da raiz/mínima, de base e de topo/máxima (m).

Para além destes dados de entrada, sempre que se pretenda otimizar uma pá com perfil aerodinâmico diferente, tem de se introduzir na folha de cálculo presente no Anexo C – “Cálculo dos coeficientes 3D” os valores de sustentação e arrasto 2D, de modo a que se consiga obter no final os respetivos coeficientes 3D em função do ângulo de ataque. Estes coeficientes 2D são normalmente obtidos através de ensaios dos perfis em túnel de vento.

## b) Determinação dos coeficientes 3D

Antes de se dar início à explicação do cálculo, vão ser dadas mais algumas noções teóricas sobre aerodinâmica. O arrasto e a sustentação de um perfil, presente nas análises bidimensionais, excluem os efeitos associados aos vórtices criados nas pontas das asas que induzem mudanças na velocidade e no campo de pressões do escoamento ao redor da asa [60]. A ocorrência destes vórtices leva a uma variação da direção do vento e com isso o ângulo de ataque sofre uma redução de  $\alpha$  para  $\alpha_{ef}$ , tal como apresentado na Figura 6.1. Esta variação leva a uma redução do coeficiente de sustentação e a um acréscimo do arrasto, em função desse aumento.

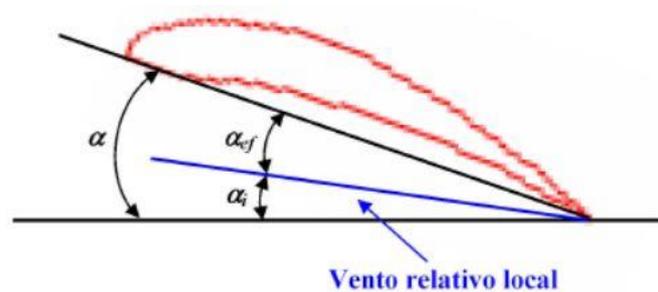


Figura 6.1 – Diferenças do ângulo de ataque considerando perdas nas pontas da pá [60].

O cálculo do ângulo induzido é dado pela seguinte equação:

$$\alpha_i = \frac{C_{L3D}}{\pi \cdot AR} \quad (6.1)$$

em que o  $C_{L3D}$  é o valor de coeficiente de sustentação equacionando numa asa finita. O AR é denominado por alongamento e pode ser expresso pela seguinte forma:

$$AR = 2 \frac{b^2}{S_{var}} \quad (6.2)$$

Um valor de alongamento elevado indica que a redução de sustentação é menor, dado que o ângulo indutivo também é menor. Geralmente este valor é superior a 4, contudo um valor de alongamento demasiado elevado pode acarretar alguns problemas à estrutura, dadas as tensões geradas na raiz.

Posto isto, o intuito da realização deste cálculo é de aproximar ao máximo da realidade o valor dos coeficientes de sustentação e arrasto e a partir daí conseguir otimizar uma pá, com maior rigor e correção.

O método para o cálculo dos coeficientes 3D, é o mesmo presente no artigo de Leland M. Nicolai (só cálculo de arrasto) [61], na Tese de Mestrado de Manuel Almeida [20] e ainda no livro de Luiz Rodrigues [60], onde está explicado com mais detalhe os passos a seguir.

Para o cálculo dos coeficientes é necessário antes de mais retirar da curva polar do perfil as seguintes informações: valor máximo de sustentação ( $C_{l_{max}}$ ), valor de sustentação quando o arrasto tem o valor menor ( $C_{l_{min}}$ ), ângulo de ataque em que o perfil entra em perda ( $\alpha_{stall}$ ) e o ângulo de ataque para sustentação nula ( $\alpha_0$ ).

Tratando primeiro do cálculo do coeficiente de sustentação 3D (que vai ser necessário mais à frente no cálculo do arrasto 3D), inicia-se por apresentar a equação que permite obter o coeficiente:

$$C_L = C_{La}(\alpha - \alpha_{L=0}) \quad (6.3)$$

onde o  $\alpha$  é o ângulo de ataque para o qual queremos efetuar o cálculo,  $\alpha_{L=0}$  é o valor do ângulo de ataque em que na curva característica do perfil a sustentação é igual a 0 e o  $C_{La}$  é o valor de correção da curva do coeficiente de sustentação e é calculado por:

$$C_{La} = \frac{C_{la}AR}{2 + \sqrt{4 + AR^2}} \quad (6.4)$$

em que o AR é o alongamento como já foi visto e o  $C_{la}$  é obtido através:

$$C_{la} = \frac{C_{l2} - C_{l0}}{\alpha_2 - \alpha_0} \quad (6.5)$$

na equação,  $C_{l0}$ ,  $\alpha_0$ ,  $C_{l2}$  e  $\alpha_2$  são o coeficiente de sustentação e ângulo de ataque em dois pontos distintos da curva característica do perfil. O ponto 1 é referente ao local onde a sustentação é nula e o 2, onde a variação sustentação deixa de ter uma variação linear em função do ângulo de ataque (geralmente um pouco antes do perfil entrar em perda).

Passando agora a explicar os principais passos do cálculo do coeficiente de arrasto 3D, começa-se pela expressão que permite o cálculo aproximado do coeficiente de arrasto 3D:

$$C_D = C_{Dmin} + (K' + K'') \times (C_L - C_{Lmin})^2 \quad (6.6)$$

O  $C_{Dmim}$  é parcela de arrasto associada com o atrito viscoso e o arrasto de pressão provenientes da separação do escoamento, sem contabilizar o fator de indução. Neste caso o valor é obtido através da condição ( $C_{Dmim} = C_{dmim}$ ), em que o  $C_{dmim}$  é retirado das curvas polares do perfil para um ângulo de ataque em estudo.

Fator induzido ou invíscido ( $K'$ ):

$$K' = \frac{1}{\pi \times AR \times e} \quad (6.7)$$

Para baixas velocidades e pequenos ângulos o fator que define a eficiência ( $e$ ) varia entre 0.9 e 0.95.

Fator de viscosidade ( $K''$ ):

$$K'' = f\left(R_{b,at}, \frac{t}{c}, curvatura\right) \quad (6.8)$$

Este fator, para este tipo de escoamentos sobre rotores eólicos é praticamente desprezável, sendo uma aproximação aceitável para o cálculo do coeficiente de arrasto 3D a seguinte simplificação da equação (6.6):

$$C_D = C_{Dmim} + K' \cdot C_L^2 \quad (6.9)$$

Procedendo-se a alguns cálculos apresentados na folha de cálculo, consegue-se obter os valores do coeficiente de arrasto e de sustentação 3D, assim como a sua relação em função do ângulo de ataque.

Com a obtenção destes dados, consegue-se deduzir qual o melhor ângulo de ataque para o funcionamento de um aerogerador. Esse ponto é dado pela melhor relação entre o coeficiente de sustentação e de arrasto, valor este que é comparado com o experimental e o obtido na simulação.

### c) Cálculo das forças atuantes

Analisado o desempenho aerodinâmico do perfil selecionado, procede-se ao dimensionamento que permitirá obter os valores das forças atuantes no rotor. Este dimensionamento segue a teoria do elemento de pá, que consiste na divisão desta em várias secções independentes com comprimentos iguais ( $dr$ ), tal como mostra a Figura 6.2.

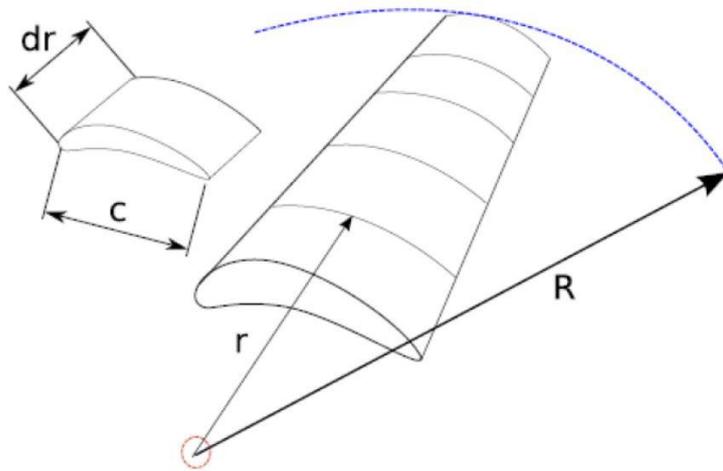


Figura 6.2 - Teoria do elemento de pá [62].

Sobre cada um dos elementos vai incidir um fluxo com características ligeiramente diferentes, dado que tem velocidade de rotação ( $\Omega$ ), comprimento de corda ( $c$ ) e ângulo de torção diferente, de secção para secção.

A formulação destas equações está presente no capítulo 2, descritas pelas equações (2.11), (2.12) e (2.13), sendo que as forças obtidas em cada secção são multiplicadas pela sua área e pressão dinâmica.

Os resultados das forças normal ( $F_N$ ), tangencial ( $F_T$ ) e momento binário são obtidos por integração numérica ao longo da extensão da pá, usando as características tridimensionais apresentadas no passo anterior. Por fim, multiplica-se pelo número de pás do rotor a otimizar, pois até ao momento a análise era somente para uma.

#### d) Cálculo da Potência Produzida

Com os dados de entrada facultados e depois de obtidos os valores das forças atuantes já com perdas incluídas, é possível efetuar diversos cálculos que permitem tirar algumas ilações sobre a micro Eólica em estudo.

Para o cálculo da potência disponível no vento e máxima aproveitável por um gerador eólica, recorreu-se às equações (2.1) e (2.2), em que o  $C_p$  utilizado é o indicado na teoria de Betz (0.59). O cálculo da potência com perdas é calculado através da seguinte expressão:

$$P_{perd} = M \cdot \Omega \quad (6.10)$$

em que  $M$  é a força de momento binário calculada no ponto anterior e  $\Omega$  a velocidade angular.

Com estes cálculos é possível obter o rendimento da turbina, saber o seu coeficiente de potência e assim concluir se o equipamento tem um comportamento perto dos valores teóricos ideais ou não.

### 6.1.2 Otimização do rotor SD2030

O perfil escolhido para realizar esta otimização foi o SD 2030 que já foi apresentado no capítulo 5. Todos os cálculos auxiliares efetuados podem ser vistos nas folhas de cálculo do Anexo C.

Para realizar a otimização estabeleceu-se os dados de entrada presentes na Tabela 6.1, para que seja possível iniciar o procedimento de cálculo.

Tabela 6.1 – Dados de entrada do Excel.

Dados de Entrada	
Temperatura ambiente ( $T_a$ )	20 °C
Pressão atmosférica ( $P_a$ )	760 mmCa
Velocidade do Vento ( $U_{ven.}$ )	10 m/s
Nº de Pás ( $n_p$ )	3
Diâmetro do Rotor ( $D_2$ )	1.16 m
Diâmetro do Cubo do Rotor ( $D_1$ )	0.20 m
Diâmetro mínimo ( $D_0$ )	0.16 m
Velocidade Específica ( $\lambda$ )	7
Corda Raiz ( $c_0$ )	0.112 m
Corda Base ( $c_1$ )	0.080 m
Topo da Corda ( $c_2$ )	0.016 m

#### a) Cálculo dos coeficientes 3D

Para o cálculo do coeficiente de arrasto 3D, necessitou-se de recorrer às características do perfil que estão apresentadas dentro do Anexo B (Gráficos experimentais SD2030 – escoamento simples), de onde se pode extrair o coeficiente de arrasto e sustentação 2D, em função do ângulo de ataque para o número de Reynolds pretendido, neste caso 100 000 (valor de Re médio ao longo da pá igual a  $1.13 \times 10^5$ ). Destes mesmos gráficos, consegue-se ainda retirar os valores de interesse para cálculo apresentados na Tabela 6.2.

Tabela 6.2 – Valores relevantes para o cálculo dos coeficientes 3D, retirados das curvas características.

$C_{lmin}$	0.01
$C_{lmax}$	1.096
$C_{l0}$	0
$C_{l2}$	1.06
$\alpha_0$	$-1^\circ$
$\alpha_2$	$9^\circ$
$\alpha_{stall}$	$11^\circ$

Com toda esta informação, recorrendo a folha de cálculo, obteve-se os coeficientes 3D para este perfil. Na Figura 6.3, estão representados os coeficientes de sustentação e de arrasto assim como a sua relação em função do ângulo de ataque, de modo a verificar qual seria o ponto ideal de funcionamento.

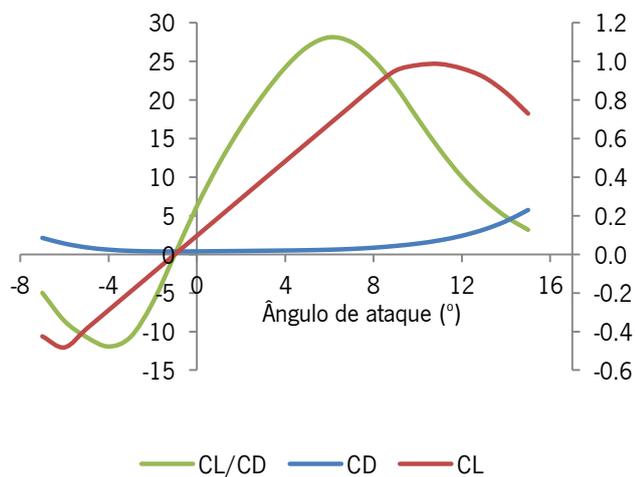


Figura 6.3 – Coeficientes de arrasto e sustentação 3D e a sua relação.

Analisando o gráfico verifica-se que a relação dos coeficientes é máxima quando o valor de ângulo de ataque é de  $6^\circ$ , sendo este o ângulo de funcionamento ótimo.

Atendendo que estes coeficientes foram alvo de análise no capítulo anterior, irá ser feita uma comparação de valores para ver as diferenças. Na Figura 6.4 é feita a comparação entre todos os valores de coeficiente de sustentação consultados e calculados.

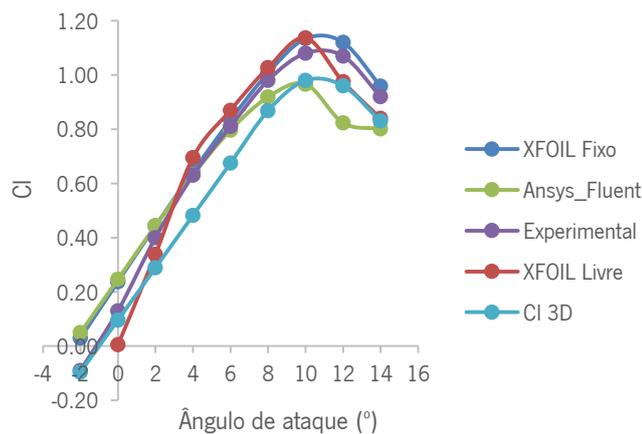


Figura 6.4 – Comparação dos valores de coeficientes de sustentação 3D com os valores obtidos em experiências e simulações numéricas.

No gráfico é notória a diferença do coeficiente de sustentação 3D em relação aos restantes casos, dado que os seus valores até aos 10° são menores. Resultado lógico, já que o cálculo 3D envolve a indução de uma perda que não está presente nas análises bidimensionais.

Outra comparação de interesse é a relação entre sustentação e arrasto. Assim na Figura 6.5 está representada a comparação para as diversas situações.

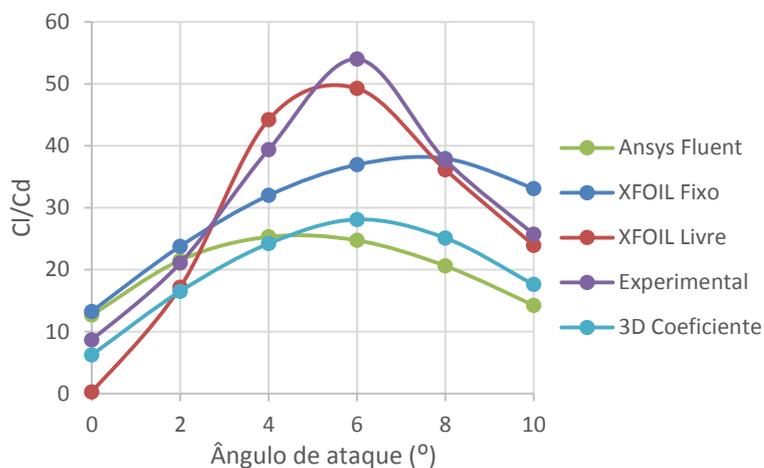


Figura 6.5 - Comparação da relação entre o coeficiente de sustentação e de arrasto 3D com os valores obtidos em experiências e simulações numéricas

Este gráfico permite validar precisamente o que foi dito como conclusão do capítulo anterior, onde se disse que as melhores relações  $C_l/C_d$  tendiam para ângulos de ataque próximos de 6°, assumindo-se este como valor ótimo.

### b) Cálculo das forças atuantes e Potências

Para um ângulo de ataque fixo de  $6^\circ$  e já com a multiplicação das forças obtidas pelo número de pás (3), os valores totais das forças atuantes obtidos são os expressos na seguinte tabela:

Tabela 6.3 - Forças atuantes totais

Forças Obtidas	
Força Tangencial ( $F_T$ )	7.23 N
Força Normal ( $F_N$ )	31.00 N
Momento ( $M$ )	2.04 Nm

Nesta tabela verifica-se que a maior parte da força é desperdiçada contra a estrutura do aerogerador e também se vê que apenas cerca de 2.035 Nm são transformados em momento binário.

Com os valores obtidos até ao momento e com a aplicação das fórmulas referenciadas no procedimento, é possível calcular os valores expostos na Tabela 6.4.

Tabela 6.4 – Resultados da otimização do rotor eólico

Resultados Obtidos	
Potência extraível do vento ( $P_v$ )	624.08 W
Potência sem perdas ( $P_{m\acute{a}x}$ )	368.21 W
Potência com Perdas ( $P_{per}$ )	245.63 W
Coefficiente de potência ( $C_{pot}$ )	0.39
Rendimento da Turbina ( $\eta$ )	0.67

Como conclusões pode-se dizer que a otimização obteve resultados finais próximos dos valores teóricos ótimos/máximos, isto porque:

- i. O valores de coeficientes de potência ( $C_{pot}$ ), para turbinas eólicas horizontais normalmente rondam os 0.4, pelo que resultado obtido foi bastante próximo (0.39);
- ii. O rendimento obtido (0.67) é tal como o coeficiente de potência, um valor que se aproxima muito dos valores teóricos, que normalmente rondam os 0.7.

Estes fatores são indicadores de que a otimização obteve resultados satisfatórios, assim sendo o ângulo de ataque de  $6^\circ$  é próximo do ideal para o funcionamento deste aerogerador.

## 6.2 Modelação do Rotor

Para a modelação de uma pá com o perfil SD2030, foi apenas necessário recolher os valores do raio, o espaçamento entre cada secção, o valor da corda e ângulo de torção, em cada ponto de cálculo efetuado no Excel criado na primeira parte deste capítulo. Esses valores estão presentes no Anexo C - Tabela auxiliar para cálculos das forças.

A partir dos valores dos raios nos 21 elementos, criaram-se planos segundo as coordenadas yz e em cada um procedia-se à geração de um perfil 2D, feito a partir do perfil facultado na bibliografia e usando a relação de corda como fator de escala em cada secção. O resultado deste processo é apresentado na Figura 6.6, onde se verifica a diferença de tamanho de secção para secção.

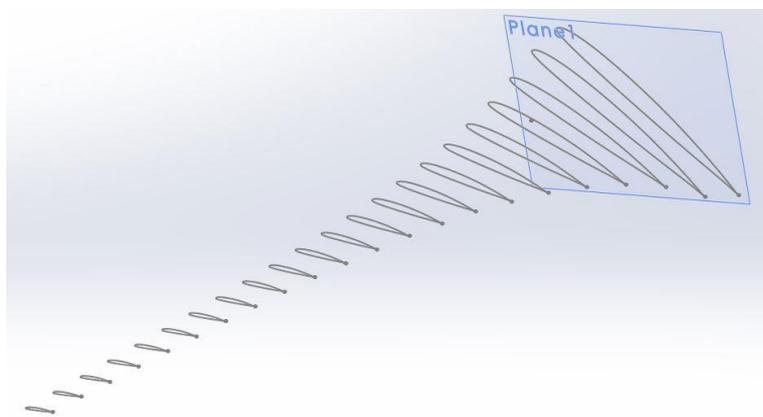


Figura 6.6 – Cascata de perfis ao longo do comprimento da pá.

Nesta figura nota-se também a variação do ângulo de torção. O eixo de rotação sobre o qual foi criado este ângulo, localiza-se a 1/3 da corda do perfil.

Na Figura 6.7 e Figura 6.8, apresenta-se a variação do ângulo de torção e uma vista de topo da pá modelada, respetivamente, para que se possa verificar a progressão do ângulo e ver o impacto que causa a dimensão da corda na geometria final.

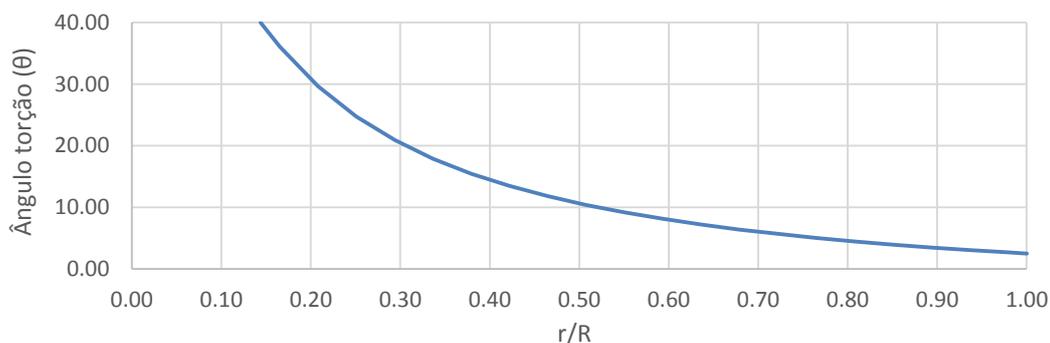


Figura 6.7 – Variação do ângulo de torção em função do raio.

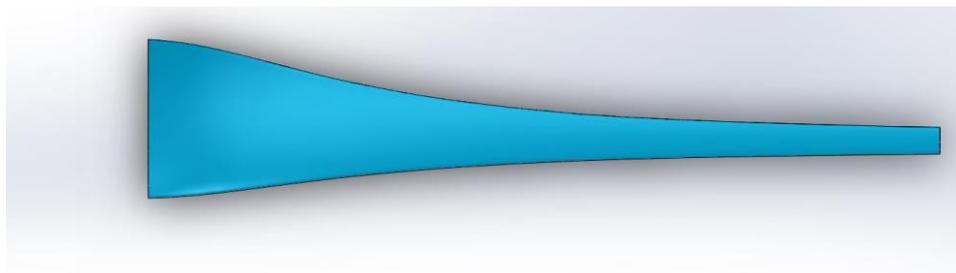


Figura 6.8 – Perspetiva de topo da pá modelada.

Estas figuras permitem ver que o ângulo de torção é muito maior junto à raiz da pá, onde as velocidades são menores e muito reduzido perto das pontas onde as velocidades são mais elevadas.

Para melhor perceção de como ficou a geometria final da pá, apresenta-se a Figura 6.9 com uma perspetiva tridimensional da pá desenhada.

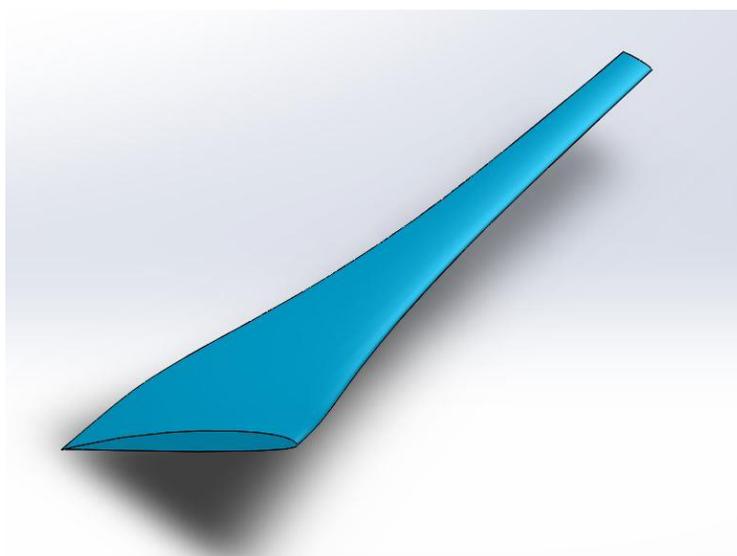


Figura 6.9 – Perspetiva tridimensional da pá desenhada.



## 7. Considerações Finais

Neste capítulo são apresentadas as principais conclusões retiradas do trabalho realizado e as sugestões para trabalho futuro.

### 7.1 Conclusões

O estudo teórico feito no capítulo 2 permitiu ficar com um volume de informação que possibilitou desenvolver com maior facilidade os restantes capítulos de cariz mais prático. Nesta fase foi possível adquirir conhecimento de aerodinâmica e algumas bases sobre escoamentos, como a variação do número de Reynolds ser a base dos estudos efetuados sobre escoamentos de ar.

De seguida, e como este trabalho passou pela concretização de simulações numéricas em *Ansys Fluent*, procurou-se perceber o modo de funcionamento do *software*. Esta informação foi extremamente importante, pois trata-se de um programa de elevada complexidade e sem noções básicas de CFD, seria praticamente impossível chegar a resultados com coerência.

No capítulo 4 fala-se da validação do Ansys Fluent. Neste capítulo, adquiriu-se experiência de forma devidamente sustentada por valores teóricos e relatórios de atividades experimentais, num programa que não é lecionado e que não é frequentemente utilizado ao longo do curso. A adaptação ao *software*, foi o principal entrave na realização deste trabalho, tendo sido um processo bastante demorado.

Contudo, os resultados obtidos nas simulações no interior da tubagem em comparação aos valores teóricos e experimentais foram bastante aceitáveis, concluindo-se que os métodos utilizados foram os mais adequados, tais como o refinamento da malha junto à parede, considerando  $y^+ = 1$  para a espessura da primeira camada. Consideração que foi assumida nas restantes simulações efetuadas ao longo da dissertação.

Ainda no mesmo capítulo, no estudo do escoamento sobre um cilindro, conclui-se que os modelos de turbulência e de acoplamento que mais se aproximam da realidade (resultados não foram tão precisos quanto os obtidos no interior da tubagem) em função do melhor desempenho computacional são o *Spalart-Allmaras* e o *Coupled*, respetivamente. Mais uma vez esta informação foi extrapolada para o caso de estudo, por se tratar de um escoamento com características semelhantes.

No capítulo 5 assumindo as condições provenientes do capítulo da validação, fez-se uma análise computacional do perfil SD2030, que apresenta elevado rendimento a baixos números de Reynolds. Os resultados obtidos permitiram concluir que o melhor ângulo de ataque do escoamento em relação ao perfil SD2030 é próximo de  $6^\circ$ . A análise feita neste capítulo, forneceu um conhecimento que facilita a leitura de escoamentos deste género na prática. Os conceitos aerodinâmicos associados a perfis eólicos foram reconhecidos ao longo do estudo efetuado, entre os quais se evidencia um coeficiente de sustentação alto em função de uma menor pressão e velocidades mais elevadas na face superior (extradorso) e maiores pressões e velocidades menores no lado oposto (intradorso).

A criação de uma folha Excel, no capítulo 6, que permite o cálculo dos coeficientes aerodinâmicos 3D e o cálculo das potências produzidas por uma eólica de pequenas dimensões, facultou a possibilidade de otimizar um rotor com uma proximidade à realidade maior do que se fossem utilizados os coeficientes bidimensionais.

Com realização dos cálculos dos coeficientes de arrasto e sustentação 3D, compreendeu-se a importância das perdas existentes nas pontas da pá, pois foi notória a menor capacidade de sustentação em relação aos valores 2D, principalmente abaixo dos  $10^\circ$ . Outra conclusão que se retém é a validação do que foi mencionado na análise do capítulo 5, onde se concluiu que a melhor relação  $C_l/C_d$  é obtido para um ângulo de ataque de  $6^\circ$ .

Os resultados do cálculo das forças atuantes e potências, indicam que a otimização do rotor utilizando o perfil SD2030 foi bem sucedida, dado que o valor de coeficiente de potência ( $C_{pot}$ ) de 0.39 e um rendimento de 0.67, quando comparados com valores normalmente atingidos noutras eólicas, são bastante aceitáveis. Recorde-se que normalmente o  $C_{pot}$ , varia entre 0.3 e 0.4 e os rendimentos máximos numa turbina eólica rodam os 70%.

Apesar dos entraves que surgiram ao longo do desenvolvimento da dissertação, todos os objetivos propostos foram atingidos.

## 7.2 Trabalhos Futuros

Os resultados obtidos no capítulo 5 são bastante aceitáveis, porém há margem de melhorias. Essas melhorias podem passar por um refinamento da malha, uma variação das medidas consideradas para o domínio de cálculo ou pela análise do escoamento com diferentes números de Reynolds.

Considerando que os valores de potência atingidos na otimização do rotor são reduzidos (capítulo 6), seria interessante proceder a uma otimização de um rotor com dimensões um pouco maiores. Dentro do mesmo contexto, outra análise que se pode fazer é a variação da velocidade do vento, aproveitando o valor obtido em cada velocidade estabelecida para traçar a curva de potência do aerogerador. Tanto num caso como no outro teria de se rever os coeficientes de arrasto e sustentação sempre que a alteração do número de Reynolds o obriga-se.

A conclusão do desenho de um aerogerador de pequeno porte, tendo como base a pá já modelada, é outro trabalho que poderá ser feito. Sendo que através do desenho realizado poderá ainda ser feita a simulação numérica em *Ansys Fluent*, do escoamento de ar a passar no aerogerador, de modo a analisar o comportamento do mesmo numa situação semelhante à realidade. Nesta análise é necessário criar malhas móveis, para o rotor (que irá estar em movimento) e malhas fixas para o restante domínio de cálculo, sendo que terá de existir sempre o cuidado de refinar a malha junto ao rotor e na zona da sua esteira.



## 8. Referências

- [1] GWEC, *Global Wind Report Annual Market Update 2013*, 2013.
- [2] *Decreto-Lei n.º363/2007, de 2 novembro - Estabelece o regime jurídico aplicável à produção de electricidade por intermédio de instalações de pequena potência, adiante designadas por unidades de microprodução. Diário da Republica, 1.ª Série n.º211. MIE.*
- [3] *Decreto-Lei n.º25/2013, de 19 fevereiro - Aprova o regime jurídico da produção de electricidade através de unidades de microprodução e de unidades de miniprodução. Diário da Republica, 1.ª Serie - n.º 35. Ministério da Economia e do Emprego.*
- [4] Centro de Estudos em Economia da Energia, dos Transportes e do Ambiente, *Tecnologias de Micro-Geração e Sistemas Periféricos*, 2001.
- [5] V. M. Ribeiro, *Sistema de monitorização em micro-geração eólica*, Aveiro: Universidade de Aveiro, 2009.
- [6] *Introdução à Aerodinâmica de Turbinas Eólicas*, 2011.
- [7] A. Estanqueiro e J. M. Ferreira de Jesus, *Energia Eólica em Portugal: Situação Actual e Perspetivas de Futuro*, Lisboa.
- [8] Redes Energéticas Nacionais, *A Energia Eólica em Portugal 2012*, 2013.
- [9] G. M. Wenzel, *Projeto Aerodinâmico de Pás de Turbinas Eólicas de Eixo Horizontal*, Porto Alegre: Pontificia Universidade Católica do Rio Grande do Sul, 2007.
- [10] “Energias Renováveis,” [Online]. Available: [http://aero-mini.blogspot.pt/2009/11/funcionamento-de-um-aerogerador\\_27.html](http://aero-mini.blogspot.pt/2009/11/funcionamento-de-um-aerogerador_27.html). [Acedido em 27 Junho 2014].
- [11] “Maior Turbina Eólica do Mundo,” [Online]. Available: <http://www.inovacaotecnologica.com.br/noticias/noticia.php?artigo=maior-turbina-eolica-mundo&id=010115120803>. [Acedido em 15 Abril 2014].
- [12] European Commission Under the Intelligent Energy - Europe Programme, *Catalogue of European Urban Wind Turbine Manufacturers*.
- [13] E. A. d. B. Alves, *Concepção de uma pequena turbina eólica destinada ao segmento doméstico (simplificação e análise aerodinâmica das pás)*, Lisboa: ISEL, 2011.
- [14] Wind turbines - Part 2, *Design requirements for small wind turbines*, 2006.
- [15] Dossier energia eólica, *Aproveitamento de energia eólica em ambiente urbano e construído*.

- [16] G. M. d. Melo, *Um Estudo da Viabilidade de Pequenos Aerogeradores na Produção de Energia Elétrica*, Recife: Universidade Federal de Pernambuco, 2009.
- [17] T. Burton, D. Sharpe, N. Jenkins e E. Bossanyi, *Wind Energy Handbook*, Chichester West Sussex: Wiley, 2001.
- [18] “<http://www.electronica-pt.com/energia-eolica/>,” [Online]. [Acedido em 20 05 2014].
- [19] V. d. Brederote, *Fundamentos de Aerodinâmica Incompressível*, Lisboa, 1997.
- [20] M. J. P. d. Almeida, *Caraterização do Desempenho de Pequenos Aerogeradores de Eixo Horizontal*, Guimarães, 2007.
- [21] R. Lima, *Estudo e Implementação de Sistema Híbrido de microgeração*, Guimarães: Universidade do Minho, 2012.
- [22] R. Montebelo, “<http://canalpiloto.com.br/teorias-rotativas-02/>,” [Online]. [Acedido em 5 6 2014].
- [23] A. R. C. Fernandes, *Avaliação da interferência aerodinâmica entre as pás e a torre de uma turbina eólica*, Lisboa, 2010.
- [24] V. Brederote, F. Domingues e P. Costa, *Projecto, Construção e Operação de Sistemas de Aproveitamento de Energia Eólica em Portugal*, Braga, 1985.
- [25] “<http://www.energiateral.pt/energia-eolica.html>,” [Online]. [Acedido em 15 -5-2014].
- [26] J. Martins, *Energias Renováveis*, Guimarães, 2007.
- [27] R. M. G. Castro, *Introdução à Energia Eólica*, Lisboa: Universidade Técnica de Lisboa, 2003.
- [28] T. Lunelli, *Avaliação da Viabilidade Técnica e Económica de Instalação de Microturbina Eólica*, Porto Alegre: Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2011.
- [29] J. Carneiro, *Energia Eólica: Energia - do carbono às renováveis*, Braga: Universidade do Minho.
- [30] H. K. Versteeg e W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics 2 ed.*, Harlow: Paerson Education Limited, 2007.
- [31] J. Ferziger e M. Peric, *Computational Methods for Fluid Dynamics, 3rd Ed.*, Stanford: Springer, 2002.
- [32] A. W. Date, *Introduction to Computational Fluid Dynamics*, Cambridge: Cambridge University Press, 2005.

- [33] T. M. d. S. C. e. Campos, *Modelação do Escoamento de polímeros fundidos em Moldes de Injecção*, Guimarães: Universidade do Minho, 2004.
- [34] J. D. Anderson, *Fundamentals of Aerodynamics, 3rd Ed.*, Maryland: McGraw-Hill Higher Education, 2001.
- [35] M. F. White, *Fluid Mechanics, 7th ed.*, New York: Mcgraw-Hill, 2009.
- [36] M. C. Potter e D. C. Wiggert, *Mecánica de Fluidos, 3ª edición*, Mexico: International Thomson Editores, 2002.
- [37] B. d. C. Braz, *Simulações de Aeroacústica dos Escoamentos ao redor de um Cilindro e Aerofólio com "SLAT"*, São Paulo: Universidade de São Paulo, 2008.
- [38] A. R. F. Matos, *Optimização de Asas Laminares para Aeronaves "pro-green"*, Lisboa: Instituto Superior Técnico, 2009.
- [39] "Modelagem de Turbulência," [Online]. Available: <https://sites.google.com/site/scientiaestpotentiaplus/modelagem-de-turbulencia>. [Acedido em Agosto 2014].
- [40] A. Fluent, *Ansys Fluent User's Guide*, 2011.
- [41] J. P. A. Dias, *Simulação Numérica do Escoamento em Turbinas Colocadas numa Falésia*, Lisboa: Faculdade de Ciências e Tecnologias. Universidade Nova de Lisboa, 2011.
- [42] P. R. e. R. Hoxey, *Appropriate boundary conditions for computational wind engineering models using the  $k-\epsilon$  turbulence model*, Journal of wind Engineering and industrial Aerodynamics, 1993.
- [43] J. Prospathopoulos, E. Politis e P. Chaviaropoulos, *Modelling wind turbine wakes in complex terrain*, Brussels: EWEC, 2008.
- [44] J. M. Conde, *Estudo do escoamento sobre ressaltos*, Faculdade de Ciências e Tecnologias. Universidade Nova de Lisboa, 2005.
- [45] J. Blazek, *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*, Oxford: Elsevier Science Ltd, 2001.
- [46] A. J. Chorin, *Numerical Solution of the Navier-Stokes Equations*, 1968.
- [47] T. J. Chung, *Computational Fluid Dynamics*, UK: Cambridge University Press, 2002.
- [48] A. A. Linninger e B. J. Sweetman, *The SIMPLE Method for Solving the Navier-Stokes Equations*, Chicago: University of Illinois at Chicago, 2011.
- [49] M. Keating, *Accelerating CFD Solutions*, Ansys Advantage, 2011.

- [50] N. D. F. Gonçalves, *Método dos Volumes Finitos em Malhas Não-Estruturadas*, Porto: Faculdade de Ciências do Porto, 2007.
- [51] J. Laufer, *The Structure of Turbulence in Fully Developed Pipe Flow*, 1953.
- [52] L. A. Oliveira e A. G. Lopes, *Mecânica dos Fluidos*, Lisboa: Edições Técnicas e Profissionais, 2006.
- [53] Y. A. Çengel e J. M. Cimbala, *Fluid Mechanics : Fundamentals and Applications*, New York: McGraw-Hill, 2006.
- [54] C. O. Almeida, *Simulação CFD de jatos em espaços confinados*, Guimarães: Universidade do Minho, 2013.
- [55] M. E. C. Ferreira, *Determinação Experimental do Coeficiente de Resistência de um Cilindro Circular numa Corrente Uniforme*, Guimarães: Universidade do Minho, 1999.
- [56] J. F. Douglas, J. M. Gasiorek, J. A. Swaffield e L. B. Jack, *Fluid Mechanics*, Prentice Hall, 2011.
- [57] D. M. Somers e M. D. Maughmer, *Theoretical Aerodynamic Analyses of Six Airfoils for Use on Small Wind Turbines*, Pennsylvania: National Renewable Energy Laboratory, 2003.
- [58] M. S. Selig e B. D. McGranahan, *Wind Tunnel Aerodynamic Tests of Six Airfoils for Use on Small Wind Turbines*, Champaign: University of Illinois at Urbana, 2004.
- [59] Ansys, *Ansys Fluent Tutorial Guide*, Canonsburg, 2011.
- [60] L. E. M. J. Rodrigues, *Fundamentos da Engenharia Aeronáutica - Aplicações ao Projeto SAE-AeroDesign, Volume 1*, São Paulo: Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia, 2009.
- [61] L. M. Nicolai, *Estimating R/C Model Aerodynamics and Performance*, 2002.
- [62] G. Ingram, *Wind Turbine Blade Analysis using the Blade Element Momentum Method*, Durham: Durham University, 2011.
- [63] A. B. d. Silva, *Projeto Aerodinâmico de Turbinas Eólicas*, Rio de Janeiro, 2013.

**ANEXOS**

## Anexo A

Cálculo do Coeficiente de Arrasto devido à pressão no exterior de um cilindro

Valores obtidos experimentalmente:

Nº	$\Delta H_0$ (mmH <sub>2</sub> O)	$\theta$ (°)	$\Delta H$ (mmH <sub>2</sub> O)	p (Pa)	U <sub>0</sub> (m/s)	q (Pa)	C <sub>p</sub>	C <sub>p</sub> *cos $\theta$	$\Delta(C_p*\cos\theta)$	$\Sigma[\Delta(C_p*\cos\theta)*\Delta\theta]$
1	7.9	0	7.79	76.44	11.5	77.42	0.99	0.99	0	0
2	7.9	10	7.49	73.50	11.5	77.42	0.95	0.93	0.96	0.17
3	7.9	20	6.00	58.80	11.5	77.42	0.76	0.71	0.82	0.14
4	7.9	30	3.30	32.34	11.5	77.42	0.42	0.36	0.54	0.09
5	7.9	40	0.00	0.00	11.5	77.42	0.00	0.00	0.18	0.03
6	7.9	45	-1.70	-16.66	11.5	77.42	-0.22	-0.15	-0.08	-0.01
7	7.9	50	-3.80	-37.24	11.5	77.42	-0.48	-0.31	-0.23	-0.02
8	7.9	60	-7.10	-69.58	11.5	77.42	-0.90	-0.45	-0.38	-0.07
9	7.9	70	-8.89	-87.22	11.5	77.42	-1.13	-0.39	-0.42	-0.07
10	7.9	80	-9.09	-89.18	11.5	77.42	-1.15	-0.20	-0.29	-0.05
11	7.9	90	-8.29	-81.34	11.5	77.42	-1.05	0.00	-0.10	-0.02
12	7.9	100	-7.79	-76.44	11.5	77.42	-0.99	0.17	0.09	0.01
13	7.9	110	-7.49	-73.50	11.5	77.42	-0.95	0.32	0.25	0.04
14	7.9	120	-7.49	-73.50	11.5	77.42	-0.95	0.47	0.40	0.07
15	7.9	130	-7.39	-72.52	11.5	77.42	-0.94	0.60	0.54	0.09
16	7.9	140	-7.49	-73.50	11.5	77.42	-0.95	0.73	0.66	0.12
17	7.9	150	-7.59	-74.48	11.5	77.42	-0.96	0.83	0.78	0.14
18	7.9	160	-7.89	-77.42	11.5	77.42	-1.00	0.94	0.89	0.15
19	7.9	170	-7.89	-77.42	11.5	77.42	-1.00	0.98	0.96	0.17
20	7.9	180	-7.89	-77.42	11.5	77.42	-1.00	1.00	0.99	0.17
									<b>Total</b>	<b>1.17</b>

Cálculo manual do coeficiente de resistência de pressão, utilizando as simulações numéricas para a obtenção da pressão localizada com as seguintes especificações principais:

Modelo de Turbulência: *Standart k-ε, Standart Wall tretment*

Modelo de acoplamento: *SIMPLE*

Nº	$\Delta H_0$ (mmH2O)	$\theta$ (°)	$\Delta H$ (mmH2O)	p (Pa)	U0 (m/s)	q(Pa)	Cp	Cp*cos $\theta$	$\Delta(Cp*cos\theta)$	$\sum[\Delta(Cp*cos\theta)*\Delta\theta]$
1	7.9	0	8.3943039	82.32	11.5	78	1.09	1.09	0	0
2	7.9	10	7.4622832	73.18	11.5	78	0.99	0.97	1.03	0.18
3	7.9	20	4.9140124	48.19	11.5	78	0.68	0.64	0.81	0.14
4	7.9	30	1.1074118	10.86	11.5	78	0.23	0.20	0.42	0.07
5	7.9	40	-3.434404	-33.68	11.5	78	-0.31	-0.24	-0.02	0.00
6	7.9	45	-6.194776	-60.75	11.5	78	-0.58	-0.41	-0.32	-0.03
7	7.9	50	-7.961944	-78.08	11.5	78	-0.84	-0.54	-0.48	-0.04
8	7.9	60	-11.74407	-115.17	11.5	78	-1.27	-0.64	-0.59	-0.10
9	7.9	70	-13.95584	-136.86	11.5	78	-1.48	-0.51	-0.57	-0.10
10	7.9	80	-13.94258	-136.73	11.5	78	-1.42	-0.25	-0.38	-0.07
11	7.9	90	-11.3678	-111.48	11.5	78	-1.07	0.00	-0.12	-0.02
12	7.9	100	-7.850795	-76.99	11.5	78	-0.71	0.12	0.06	0.01
13	7.9	110	-6.239644	-61.19	11.5	78	-0.58	0.20	0.16	0.03
14	7.9	120	-5.906196	-57.92	11.5	78	-0.56	0.28	0.24	0.04
15	7.9	130	-5.825639	-57.13	11.5	78	-0.55	0.35	0.32	0.06
16	7.9	140	-5.769554	-56.58	11.5	78	-0.55	0.42	0.39	0.07
17	7.9	150	-5.708371	-55.98	11.5	78	-0.55	0.48	0.45	0.08
18	7.9	160	-5.682878	-55.73	11.5	78	-0.54	0.51	0.49	0.09
19	7.9	170	-5.768535	-56.57	11.5	78	-0.53	0.52	0.51	0.09
20	7.9	180	-5.867447	-57.54	11.5	78	-0.53	0.53	0.53	0.09
									<b>Total</b>	<b>0.581</b>

Modelo de Turbulência: *Realizable k-ε, Standart Wall tretment*

Modelo de acoplamento: *SIMPLE*

Nº	$\Delta H_0$ (mmH2O)	$\Theta$ (°)	$\Delta H$ (mmH2O)	p (Pa)	U0 (m/s)	q (Pa)	Cp	Cp*cos $\theta$	$\Delta(Cp*cos\theta)$	$\Sigma[\Delta(Cp*cos\theta)*\Delta\theta]$
1	7.9	0	8.6471935	84.8	11.5	78	1.07	1.07	0	0
2	7.9	10	7.8059276	76.55	11.5	78	0.97	0.96	1.01	0.18
3	7.9	20	5.4014368	52.97	11.5	78	0.67	0.63	0.79	0.14
4	7.9	30	1.8201934	17.85	11.5	78	0.21	0.18	0.41	0.07
5	7.9	40	-2.387156	-23.41	11.5	78	-0.32	-0.25	-0.03	-0.01
6	7.9	45	-4.295045	-42.12	11.5	78	-0.58	-0.41	-0.33	-0.03
7	7.9	50	-6.457863	-63.33	11.5	78	-0.83	-0.53	-0.47	-0.04
8	7.9	60	-9.62918	-94.43	11.5	78	-1.23	-0.62	-0.57	-0.10
9	7.9	70	-11.04149	-108.28	11.5	78	-1.40	-0.48	-0.55	-0.10
10	7.9	80	-10.02993	-98.36	11.5	78	-1.27	-0.22	-0.35	-0.06
11	7.9	90	-7.04318	-69.07	11.5	78	-0.96	0.00	-0.11	-0.02
12	7.9	100	-5.260716	-51.59	11.5	78	-0.69	0.12	0.06	0.01
13	7.9	110	-4.952762	-48.57	11.5	78	-0.63	0.22	0.17	0.03
14	7.9	120	-4.906874	-48.12	11.5	78	-0.62	0.31	0.26	0.05
15	7.9	130	-4.880362	-47.86	11.5	78	-0.62	0.40	0.35	0.06
16	7.9	140	-4.860987	-47.67	11.5	78	-0.62	0.47	0.44	0.08
17	7.9	150	-4.871184	-47.77	11.5	78	-0.62	0.54	0.51	0.09
18	7.9	160	-4.907894	-48.13	11.5	78	-0.61	0.57	0.56	0.10
19	7.9	170	-4.918091	-48.23	11.5	78	-0.61	0.60	0.59	0.10
20	7.9	180	-4.911973	-48.17	11.5	78	-0.61	0.61	0.61	0.11
									<b>Total</b>	<b>0.652</b>

Modelo de Turbulência: *Spalart-Allmaras*

Modelo de acoplamento: *SIMPLE*

N°	$\Delta H_0$ (mmH <sub>2</sub> O)	$\Theta$ (°)	$\Delta H$ (mmH <sub>2</sub> O)	p (Pa)	U <sub>0</sub> (m/s)	q (Pa)	C <sub>p</sub>	C <sub>p</sub> *cos $\theta$	$\Delta$ (C <sub>p</sub> *cos $\theta$ )	$\sum[\Delta$ (C <sub>p</sub> *cos $\theta$ )* $\Delta\theta$ ]
1	7.9	0	8.746106	85.77	11.5	78	1.08	1.08	0	0
2	7.9	10	7.7569812	76.07	11.5	78	0.97	0.96	1.02	0.18
3	7.9	20	5.2301245	51.29	11.5	78	0.66	0.62	0.79	0.14
4	7.9	30	1.4969434	14.68	11.5	78	0.20	0.17	0.40	0.07
5	7.9	40	-2.916388	-28.6	11.5	78	-0.35	-0.27	-0.05	-0.01
6	7.9	45	-4.945624	-48.5	11.5	78	-0.62	-0.44	-0.35	-0.03
7	7.9	50	-7.241005	-71.01	11.5	78	-0.88	-0.57	-0.50	-0.04
8	7.9	60	-10.68663	-104.8	11.5	78	-1.29	-0.65	-0.61	-0.11
9	7.9	70	-12.32735	-120.89	11.5	78	-1.47	-0.50	-0.57	-0.10
10	7.9	80	-11.24441	-110.27	11.5	78	-1.31	-0.23	-0.37	-0.06
11	7.9	90	-8.475881	-83.12	11.5	78	-1.03	0.00	-0.11	-0.02
12	7.9	100	-7.00647	-68.71	11.5	78	-0.84	0.15	0.07	0.01
13	7.9	110	-6.598584	-64.71	11.5	78	-0.78	0.27	0.21	0.04
14	7.9	120	-6.471119	-63.46	11.5	78	-0.77	0.39	0.33	0.06
15	7.9	130	-6.398719	-62.75	11.5	78	-0.76	0.49	0.44	0.08
16	7.9	140	-6.386483	-62.63	11.5	78	-0.77	0.59	0.54	0.09
17	7.9	150	-6.404838	-62.81	11.5	78	-0.77	0.67	0.63	0.11
18	7.9	160	-6.415035	-62.91	11.5	78	-0.76	0.71	0.69	0.12
19	7.9	170	-6.535361	-64.09	11.5	78	-0.74	0.73	0.72	0.13
20	7.9	180	-6.626116	-64.98	11.5	78	-0.73	0.73	0.73	0.13
									<b>Total</b>	<b>0.771</b>

Modelo de Turbulência: *Spalart-Allmaras*

Modelo de acoplamento: *Coupled*

N°	$\Delta H_0$ (mmH <sub>2</sub> O)	$\theta$ (°)	$\Delta H$ (mmH <sub>2</sub> O)	p (Pa)	U <sub>0</sub> (m/s)	q(Pa)	C <sub>p</sub>	C <sub>p</sub> *cos $\theta$	$\Delta$ (C <sub>p</sub> *cos $\theta$ )	$\sum$ [ $\Delta$ (C <sub>p</sub> *cos $\theta$ )* $\Delta\theta$ ]
1	7.9	0	9.1244207	89.48	11.5	78	1.12	1.12	0	0
2	7.9	10	8.2505239	80.91	11.5	78	1.01	1.00	1.06	0.19
3	7.9	20	5.7766923	56.65	11.5	78	0.70	0.65	0.83	0.14
4	7.9	30	2.058807	20.19	11.5	78	0.22	0.19	0.42	0.07
5	7.9	40	-2.347387	-23.02	11.5	78	-0.34	-0.26	-0.03	-0.01
6	7.9	45	-4.569348	-44.81	11.5	78	-0.62	-0.44	-0.35	-0.03
7	7.9	50	-6.677102	-65.48	11.5	78	-0.89	-0.57	-0.51	-0.04
8	7.9	60	-10.15637	-99.6	11.5	78	-1.34	-0.67	-0.62	-0.11
9	7.9	70	-11.90213	-116.72	11.5	78	-1.57	-0.54	-0.60	-0.11
10	7.9	80	-11.05372	-108.4	11.5	78	-1.47	-0.26	-0.40	-0.07
11	7.9	90	-8.2648	-81.05	11.5	78	-1.17	0.00	-0.13	-0.02
12	7.9	100	-6.342635	-62.2	11.5	78	-0.89	0.15	0.08	0.01
13	7.9	110	-5.723667	-56.13	11.5	78	-0.78	0.27	0.21	0.04
14	7.9	120	-5.53298	-54.26	11.5	78	-0.75	0.38	0.32	0.06
15	7.9	130	-5.49729	-53.91	11.5	78	-0.74	0.48	0.43	0.07
16	7.9	140	-5.541138	-54.34	11.5	78	-0.75	0.57	0.53	0.09
17	7.9	150	-5.556434	-54.49	11.5	78	-0.75	0.65	0.61	0.11
18	7.9	160	-5.397358	-52.93	11.5	78	-0.74	0.70	0.67	0.12
19	7.9	170	-5.113877	-50.15	11.5	78	-0.70	0.69	0.69	0.12
20	7.9	180	-4.981314	-48.85	11.5	78	-0.68	0.68	0.68	0.12
<b>Total</b>										<b>0.755</b>

## **Anexo B**

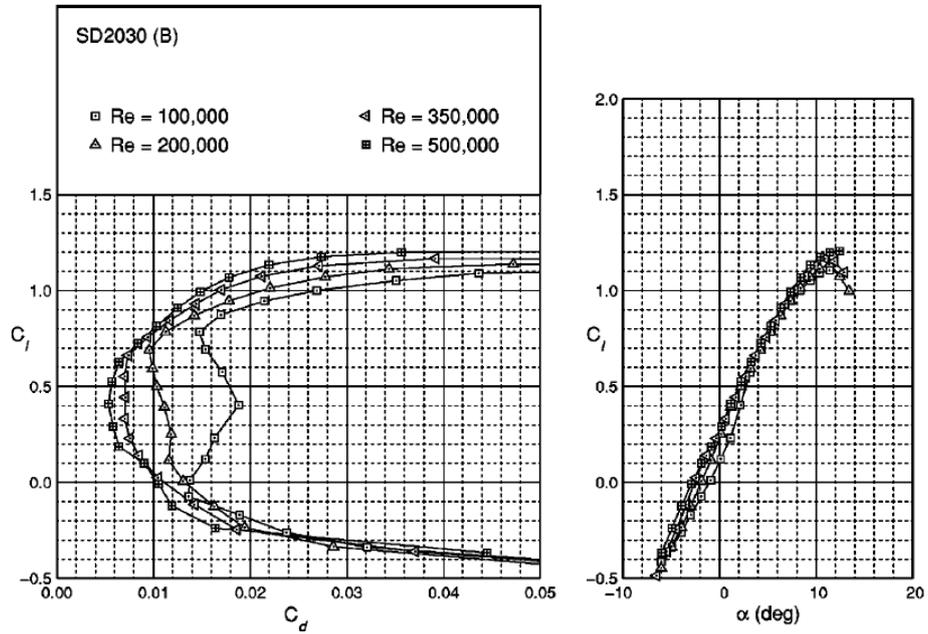
**Dados do perfil SD2030**

Coordenadas do Perfil SD2030

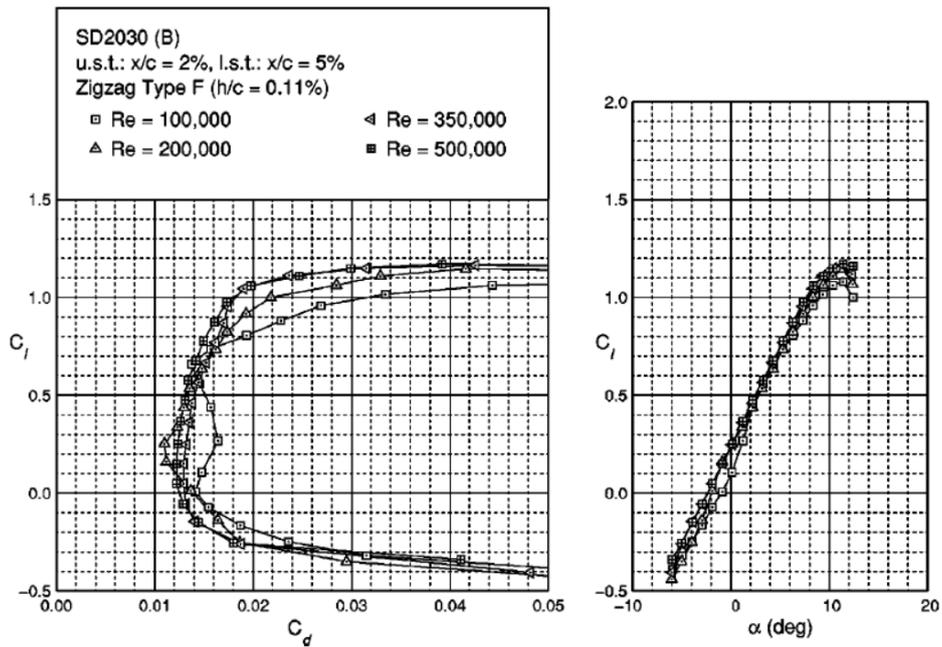
TABLE III.- SD2030 AIRFOIL COORDINATES

Upper Surface		Lower Surface	
x/c	y/c	x/c	y/c
0.00000	0.00017	0.00249	—0.00501
.00281	.00657	.01071	— .00935
.00995	.01371	.02419	— .01306
.02150	.02096	.04296	— .01601
.03752	.02803	.06693	— .01829
.05798	.03475	.09584	— .01997
.08273	.04100	.12941	— .02113
.11158	.04664	.16727	— .02183
.14432	.05157	.20896	— .02213
.18069	.05576	.25401	— .02207
.22034	.05917	.30191	— .02170
.26288	.06179	.35208	— .02106
.30788	.06360	.40396	— .02018
.35488	.06460	.45693	— .01908
.40336	.06478	.51038	— .01780
.45282	.06415	.56368	— .01634
.50273	.06268	.61621	— .01471
.55259	.06038	.66738	— .01286
.60189	.05724	.71670	— .01076
.65019	.05328	.76373	— .00848
.69709	.04856	.80802	— .00616
.74219	.04320	.84906	— .00398
.78512	.03742	.88632	— .00210
.82542	.03150	.91925	— .00066
.86252	.02564	.94728	.00024
.89593	.01992	.96985	.00059
.92535	.01438	.98643	.00049
.95059	.00930	.99659	.00017
.97128	.00510	1.00001	.00000
.98686	.00212		
.99665	.00049		
1.00000	.00000		

Gráficos experimentais SD2030 – Escoamento Simples



Gráficos experimentais SD2030 – Escoamento com indução de uma descontinuidade (ZigZag Type F)



## **Anexo C**

**Excel de otimização de rotor eólicos, com a aplicação do perfil SD2030**

## Dados de Entrada

Dados de Entradas	
Temperatura ambiente $T_a$ (°C):	20
Pressão atmosférica $P_a$ (mmCa):	760
Velocidade relativa $U_{ven}$ (m/s):	10
Nº de Pás $n_p$ :	3
Diâmetro do Rotor $D_2$ (m):	1.160
Diâmetro do Cubo do Rotor $D_1$ (m):	0.200
Diâmetro mínimo $D_0$ (m):	0.160
Velocidade Específica ( $l = \Omega R/V$ ):	7.000
Corda Raiz $c_0$ (m):	0.112
Corda Base $c_1$ (m):	0.080
Topo da Corda $c_2$ (m):	0.016
Nº de secções da pá $n_s$ :	21

## Cálculos Auxiliares

Cálculos auxiliares	
Massa Volumica $\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> ):	1.204
Raio máximo do Rotor $R_m$ :	0.580
Velocidade angular $\Omega$ :	120.690
Nº de Rotações $n$ (rpm):	1152.501
Área varrida do Rotor $S_r$ (m <sup>2</sup> ):	1.037
Comprimento da pá $b$ (m):	0.500
Rácio de Corda $C_m$ :	0.192
Comp. de cada secção de pá $\Delta b$ (m):	0.024
Área da Pá $S_p$ (m <sup>2</sup> ):	0.0232
Alongamento $AR =$	21.597



### Cálculo dos coeficientes 3D

Cálculos auxiliares	
Re raio max_ Re2:	7.54E+04
Re raio max_ Re0:	1.04E+05
Re médio_ Rem:	8.96E+04
Alongamento_ AR:	21.596723
Factor_e:	0.95

1.0E+05  
>3

Entrada/Cálculos	
C. Sust. máx_ Cla_max:	1.0957
> Âng. Ataque $\alpha$ stall (°):	11.0
Ângulo de ataque ideal (°):	6.0
Ângulo de ataque min. (°):	-1.0
Coef. Sust. Em função de $\alpha$ Cla:	0.10576
Cla (Rad):	6.059602
C. Sust. min. (Cl=CLmin):	0.130
Coef. Arras. min (Cd=CDmin):	0.015
CLa_max (3D):	0.98613
Cla (p/rad):	5.524
CLa (3D):	0.0964
CL (3D):	1.060603
Coef. De fricção_Cf:	4.2E-03

AR>5

Para a formula	
K'	0.0155
K''	0.00098
K'+K''	0.01649

$$CD = CDmin + (K'+K'')(CL-Clmin)^2$$

Ponto ideal



Âng. de ataque_ $\alpha$ (°)	-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	Máx	Min
Cl	-0.4249	-0.3984	-0.3491	-0.2799	-0.1940	-0.0942	0.0164	0.1349	0.2581	0.3832	0.5071	0.6268	0.7393	0.8417	0.9308	1.0038	1.0576	1.0893	1.0957	1.0700	1.0200	0.9300	0.8100	1.0957	-0.4249
Cd	0.083	0.053	0.034	0.023	0.018	0.015	0.015	0.015	0.016	0.016	0.017	0.017	0.017	0.017	0.019	0.023	0.030	0.042	0.058	0.083	0.116	0.162	0.222	0.222	0.015
Cl/Cd	-5.150	-7.589	-10.328	-12.170	-11.086	-6.157	1.101	8.817	16.233	23.509	30.733	37.988	44.536	48.653	48.228	42.897	34.789	26.185	18.762	12.970	8.793	5.759	3.649	48.653	-12.170
CL	-0.425	-0.482	-0.386	-0.289	-0.193	-0.096	0.000	0.096	0.193	0.289	0.386	0.482	0.579	0.675	0.771	0.868	0.952	0.980	0.986	0.963	0.918	0.837	0.729	0.986	-0.482
CD	0.085	0.056	0.036	0.024	0.018	0.015	0.015	0.015	0.016	0.018	0.019	0.020	0.022	0.024	0.028	0.034	0.044	0.056	0.073	0.096	0.128	0.172	0.230	0.230	0.015
CL/CD	-4.989	-8.620	-10.715	-11.936	-10.685	-6.246	0.000	6.246	11.724	16.498	20.633	24.195	26.867	28.106	27.480	25.154	21.755	17.580	13.558	10.014	7.148	4.871	3.172	28.106	-11.936
(Cl-Clmin)^2	0.3079	0.2792	0.2295	0.1680	0.1050	0.0503	0.0129	0.0000	0.0164	0.0641	0.1422	0.2468	0.3712	0.5065	0.6413	0.7635	0.8604	0.9203	0.9326	0.8836	0.7921	0.6400	0.4624	0.933	0.000