



SIMULAÇÃO DE UM ESCOAMENTO NO INTERIOR DE UM VENTILADOR CENTRÍFUGO E RESPECTIVA VALIDAÇÃO

GUSTAVO DE OLIVEIRA URBANO

novembro de 2024

**SIMULAÇÃO DE UM ESCOAMENTO
NO INTERIOR DE UM VENTILADOR
CENTRÍFUGO EM *SOLIDWORKS*
FLOW SIMULATION E RESPECTIVA
VALIDAÇÃO**

Gustavo de Oliveira Urbano

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica, Área de Especialização em
Energia

Orientador: José Carlos Pereira Lopes da Costa

Júri:

Presidente:

Rui Filipe Neves de Araújo Rego, Professor Adjunto, ISEP

Vogais:

Amadeu Duarte da Silva Borges, Professor Auxiliar, UTAD

José Carlos Pereira Lopes da Costa, Professor Adjunto, ISEP

Agradecimentos

Antes de começar a apresentação do trabalho, alguns agradecimentos têm de ser evidenciados. Em primeiro lugar ao Professor Doutor José Carlos Pereira Lopes da Costa por me ter assistido na realização do trabalho. Desde a aceitação da proposta de trabalho no início do processo, pelo acompanhamento e a revisão final do mesmo.

Agradecer também à Engenheira Andresa Batista pela ajuda prestada na obtenção do maior número de informação quanto ao ventilador e pela ajuda na desmontagem e montagem do ventilador do laboratório. Também agradecer por disponibilizar algum do material necessário para a tiragem de medidas e perfis do ventilador.

Agradecer também à minha família por todo o apoio que me deram ao longo de todo o meu percurso académico. Sempre foram o pilar constante que qualquer pessoa quer e ao mesmo tempo que me pôs na linha quando também era preciso.

Agradecer ainda aos meus amigos, nomeadamente às minhas três Mosqueteiras, por terem tornado este percurso não apenas um percurso académico, mas uma experiência de vida incrível nesta ainda embrionária fase da vida adulta.

Resumo

Com o desenvolvimento do poder de computação, o processamento, cálculo e resolução de problemas é cada vez mais fácil, rápido e eficaz, sendo nos dias de hoje possível resolver e modelar problemas que antigamente não seriam possíveis. Conjugando este ramo com o ramo da engenharia de Mecânica de Fluidos, uma nova área da engenharia foi criada: a Mecânica de Fluidos Computacional. Este estudo teve como objetivo contribuir para a validação de um *software* de simulação de Mecânica de Fluidos Computacional, a ferramenta *Flow Simulation* do *SolidWorks*, na modelação de turbo-máquinas. A validação desta ferramenta foi realizada através da comparação entre os resultados de simulação e resultados experimentais obtidos através de uma montagem laboratorial de um ventilador existente no Laboratório de Máquinas de Fluxo do Instituto Superior de Engenharia do Porto. De forma a obter uma análise o mais correta possível, foi elaborado um procedimento para obtenção dos resultados experimentais. Depois, foi também demonstrada e definida toda a metodologia e implementação de simulações a serem realizadas no *software Flow Simulation*. Por fim, foram comparados os resultados experimentais com os obtidos por simulação numérica, podendo-se concluir que esta segunda se revela ser bastante fidedigna, sendo que os resultados simulados apresentam bastante proximidade com os resultados obtidos pelo procedimento experimental.

PALAVRAS-CHAVE: *Computational Fluid Dynamics, SolidWorks, Flow Simulation, Reynolds-averaged Navier-Stokes, Ventiladores*

Abstract

With the development of computing power, the processing, calculus and resolution of problems has become easier, quicker and more effective, being nowadays possible to solve and modelate complex problems that previously was not. With the combination of this branch with the branch of Fluid Mechanics, a new area of study emerged: the Computational Fluid Dynamics. The study in this essay had as its primary objective contribute to the validation of a simulation software of Computer Fluid Dynamics, the add-in Flow Simulation in SolidWorks, in turbomachinery modelling. The validation of this add-in was executed by comparing the simulation results of the software with empirical results obtained through a laboratorial assembly in place at the Laboratory of Flux Machines of Instituto Superior de Engenharia do Porto. In order to compare both results as accurately as possible, an experimental process was developed to obtain the experimental results. After that, was also demonstrated and defined all the methodology and implementation of the simulations being conducted in the Flow Simulation software. In the end, both the experimental results obtained in the lab and the simulated results of the software were compared, being possible to conclude that the simulation software is a good tool for Fluid Dynamics simulation. The software is therefore validated, demonstrating very close results with the empirical results.

KEYWORDS: Computational Fluid Dynamics, SolidWorks, Flow Simulation, Reynolds-averaged Navier-Stokes, Fans

Índice

Índice Figuras	x
Índice de Tabelas	xi
Acrónimos e Símbolos	xiii
1 Introdução	1
1.1 Enquadramento	1
1.2 Objetivos	1
1.3 Estrutura do Relatório	2
2 Revisão Bibliográfica	3
2.1 Turbo-máquinas	3
2.1.1 Tipos de ventiladores	3
2.1.2 Princípios e conceitos básicos	5
2.2 Mecânica de Fluidos Computacional	11
2.2.1 Modelos de Turbulência	11
2.3 <i>Software SolidWorks</i>	14
2.3.1 <i>Flow Simulation</i>	14
3 Caracterização do Ventilador	17
3.1 Descrição do Ventilador	17
3.2 Curvas Características do Ventilador	19
3.2.1 Equações Teóricas	19
3.2.2 Procedimento Experimental	20
3.3 Modelação do Ventilador	22
3.3.1 Difusor	22
3.3.2 Conduta de Saída	24
3.3.3 Rotor	25
3.3.4 Voluta	28
4 Metodologia de Simulação	35
4.1 Condições Gerais (<i>General Settings</i>)	35
4.1.1 Tipo de Análise (<i>Analysis Type</i>)	36
4.1.2 Fluidos (<i>Fluids</i>)	37
4.1.3 Condições de Parede (<i>Wall Conditions</i>)	37
4.1.4 Condições Iniciais (<i>Initial Conditions</i>)	38
4.2 Dados de Entrada (<i>Input Data</i>)	39
4.2.1 Domínio Computacional (<i>Computational Domain</i>)	40
4.2.2 Subdomínios de Fluido (<i>Fluid Subdomains</i>)	40
4.2.3 Região de Rotação (<i>Rotating Regions</i>)	41
4.2.4 Condições Fronteira (<i>Boundary Conditions</i>)	41
4.2.5 Objetivos (<i>Goals</i>)	45
4.2.6 Malha (<i>Mesh</i>)	46
4.3 Parâmetros de Cálculo (<i>Calculation Control Options</i>)	48
4.3.1 Fim da Simulação (<i>Finishing</i>)	49
4.3.2 Refinamento (<i>Refinement</i>)	50
4.3.3 Parâmetros de Resolução (<i>Solving</i>)	50

4.3.4	Parâmetros de Gravação (<i>Saving</i>)	51
4.4	Resultados (<i>Results</i>)	52
5	Simulações Implementadas, Resultados e Discussão	55
5.1	Ensaio e Resultados Laboratoriais	55
5.2	Simulações Implementadas	63
5.3	Resultados das Simulações	68
5.4	Discussão	70
6	Conclusão	75
6.1	Conclusões Finais	75
6.2	Propostas de Trabalhos futuros	75
	Referências	77
	Apêndice A	83
	Apêndice B	85
	Apêndice C	89

Lista de Figuras

2.1	Separação do fluido do <i>aerofoil</i> , ocorrendo o efeito de <i>stall</i> (retirado de [1])	4
2.2	Plano de corte de um ventilador misto (adaptado de [2])	4
2.3	Representação computacional de um ventilador centrífugo (retirado de [3])	5
2.4	Representação dos triângulos de velocidade numa pá de um impulsor radial (adaptado de [4])	6
2.5	Representação do ângulo α entre o vetor de velocidade linear da pá, \vec{u} , e a velocidade absoluta do fluido, \vec{C} (adaptado de [4])	7
2.6	Representação de perfil, em corte, de um impulsor e as respetivas medidas $b_{1,2}$ e $r_{1,2}$ (Adaptado de [5]);	8
2.7	Tipos de impulsores com diferentes curvaturas de pá: a) pás viradas para a frente ($\beta_2 > 90^\circ$); b) pás com saída radial ($\beta_2 = 90^\circ$); c) pás viradas para trás ($\beta_2 < 90^\circ$) (adaptado de [6])	9
2.8	Influência dos diferentes tipos de saída das pás dos impulsores nas curvas características teóricas do ventilador (retirado de [7])	9
2.9	Exemplo das curvas características de um ventilador (adaptado de [8])	10
2.10	Alguns dos modelos de turbulência e a sua hierarquia em termos de custo, poder de computação e tempo de resolução (adaptado de [9])	11
2.11	Diferença entre o valor de velocidade filtrada, \bar{u}_i a tracejado, e a velocidade instantânea, u_x a traço cheio, após aplicar o modelo LES ao longo do tempo, x (retirado de [10])	12
3.1	Montagem laboratorial do ventilador centrífugo do LFLUX	18
3.2	Representação esquemática da leitura da força exercida no dinamómetro. Laranja: Braço, Preto: Dinamómetro	20
3.3	Equipamento, KIMO KPA 320, utilizado para leitura dos valores instantâneos de pressão e temperatura ambiente do laboratório	21
3.4	Representação esquemática (aprox.) da obtenção de uma curva característica do ventilador através do procedimento experimental	22
3.5	Esquema gráfico da secção modelada para <i>SolidWorks</i>	23
3.6	Representação em <i>SolidWorks</i> da secção de conduta modelada	23
3.7	Representação em <i>SolidWorks</i> da secção do Difusor modelada	24
3.8	Representação em <i>SolidWorks</i> da secção de conduta modelada	24
3.9	Representação esquemática dos três rotores disponíveis em laboratório	25
3.10	Medidas a serem retiradas do rotor para a modelação computacional	25
3.11	Rotor modelado em <i>SolidWorks</i> a) Vista isométrica; b) Pormenor das tampas; c) Pormenor de uma pá	27
3.12	Tampa frontal e vista das secções. Vermelho: secção interior; Verde: secção de voluta	28
3.13	Vista de corte da voluta completa a) Tampa traseira; b) Tampa frontal	29
3.14	Esquemas dos perfis das tampas Topo: Tampa frontal; Fundo: Tampa traseira	29
3.15	Identificação das tiragens de medida ao longo do caracol (não se encontra à escala)	30
3.16	Pormenor de uma das oito secções utilizadas para modelação da voluta	31
3.17	Pormenor da Saída da Voluta, início do caracol e separação entre os dois	32
3.18	Tampas da voluta modeladas. Topo: Tampa Frontal; Fundo: Tampa Traseira	33
4.1	Ícone do separador <i>General Settings</i> na barra de ferramentas do <i>SolidWorks</i>	35
4.2	Janela <i>General Settings/Analysis type</i> do projeto de simulação	36

4.3	Janela <i>General Settings/Fluids</i> do projeto de simulação	37
4.4	Janela <i>General Settings/Wall conditions</i> do projeto de simulação	38
4.5	Janela <i>General Settings/Initial conditions</i> do projeto de simulação	38
4.6	Localização dos ícones e ferramentas de ajuste de <i>inputs</i> no <i>SolidWorks</i>	39
4.7	Localização dos ícones e ferramentas de ajuste de <i>inputs</i> no <i>SolidWorks</i>	40
4.8	Parâmetros a definir caso haja presença de subdomínios de fluídos	41
4.9	Separador para definição de uma, ou múltiplas, zona rotativa na simulação	41
4.10	Indicação de onde se encontram os ícones para definição dos parâmetros de <i>Boundary Conditions</i>	42
4.11	Tipos de condições de escoamento possíveis de definir para o projeto	42
4.12	Diferença entre caracterização de um escoamento de entrada (esq.) e um escoamento de saída (dir.)	43
4.13	Ícones de esquerda para a direita: Escoamento normal à face; Escoamento em vórtice; Escoamento cartesiano.	43
4.14	Parâmetros a caracterizar em escoamentos do tipo 'entrada'	44
4.15	Tipos de condição fronteira de pressão	44
4.16	Definição de uma fronteira de parede. De cima para baixo: Tipo, Parâmetros de parede e Parâmetros de movimento	45
4.17	Localização dos ícones de definição de objetivos e diferentes tipos de objetivos possível de calcular	46
4.18	Ícones de definição da malha computacional a utilizar para o projeto	47
4.19	Passos de determinação da malha geral e escala de refinamento da malha	47
4.20	Escala de refinamento para os parâmetros de uma malha local	48
4.21	Botão e Janela dos parâmetros de controlo de cálculo do projeto	49
4.22	Exemplo de um projeto com Condições de objetivos para fim da simulação	49
4.23	Separador para definição do parâmetro de refinamento no decorrer da simulação	50
4.24	Separador para definição dos parâmetros de resolução da simulação	51
4.25	Separador para definição dos parâmetros de gravação da simulação	52
4.26	Diferentes opções de estudo de resultados de um projeto de simulação	52
5.1	Curvas características do ventilador para velocidade de 2000 RPM	62
5.2	Curvas características do ventilador para velocidade de 2500 RPM	63
5.3	Exemplo de definição de uma zona de rotação	65
5.4	Identificação das superfícies auxiliares SUP_E e SUP_S	66
5.5	Parametrização da malha local 2	66
5.6	Parametrização da malha local 1	67
5.7	Gráfico p-t de exemplo de uma simulação falhada	67
5.8	Comparação entre os valores experimentais e de simulação do incremento de pressão no ventilador para velocidade de 2000 RPM	71
5.9	Comparação entre os valores experimentais e de simulação do incremento de pressão no ventilador para velocidade de 2500 RPM	72
5.10	Comparação entre os valores de simulação e experimentais de incremento de pressão no ventilador para velocidade de 2000 RPM	72
5.11	Comparação entre os valores de simulação e experimentais de incremento de pressão no ventilador para velocidade de 2500 RPM	73

Lista de Tabelas

3.1	Componentes da montagem laboratorial do Ventilador	17
3.2	Medidas, definidas e calculadas, utilizadas para modelação do elemento	23
3.3	Tabela de medidas do rotor	26
3.4	Tabela de medidas dos elementos curvos do rotor	26
3.5	Medidas a definir para modelação do interior das tampas da voluta	30
3.6	Medidas a definir para modelação do interior das tampas da voluta	31
3.7	Medidas dos diferentes valores de BC	31
5.1	Resultados de leitura direta: Ensaio 1 (2000 RPM, $p_{atm} = 99900$ Pa)	55
5.2	Resultados de leitura direta: Ensaio 2 (2000 RPM, $p_{atm} = 99900$ Pa)	56
5.3	Resultados de leitura direta: Ensaio 3 (2000 RPM, $p_{atm} = 99900$ Pa)	56
5.4	Resultados de leitura indireta: Ensaio 1 (2000 RPM)	57
5.5	Resultados de leitura indireta: Ensaio 2 (2000 RPM)	57
5.6	Resultados de leitura indireta: Ensaio 3 (2000 RPM)	58
5.7	Resultados de leitura direta: Ensaio 1 (2500 RPM, $p_{atm} = 99900$ Pa)	58
5.8	Resultados de leitura direta: Ensaio 2 (2500 RPM, $p_{atm} = 99900$ Pa)	59
5.9	Resultados de leitura direta: Ensaio 3 (2500 RPM, $p_{atm} = 99900$ Pa)	59
5.10	Resultados de leitura indireta: Ensaio 1 (2500 RPM)	60
5.11	Resultados de leitura indireta: Ensaio 2 (2500 RPM)	60
5.12	Resultados de leitura indireta: Ensaio 3 (2500 RPM)	61
5.13	Equações e coeficientes de determinação das linhas de tendência das curvas características do ventilador	62
5.14	Nomes das simulações implementadas	63
5.15	Condições fronteira de pressão e caudal para cada simulação	65
5.16	Valores de passo temporal (<i>time step</i>) para cada uma das simulações	68
5.17	Resultados para o caudal, \dot{V}_{1B} , a pressão, p_{1C} e o diferencial de pressão, Δ_p , das simulações implementadas	69
5.18	Valores percentuais de critério de convergência imposto pelo <i>software</i> e respetiva diferença final simulada	70
5.19	Diferenças entre os valores experimentais e os valores simulados de aumento de pressão pelo ventilador	71
5.20	Diferenças entre os valores experimentais e os valores simulados dos valores de potência hidráulica fornecida pelo ventilador	73

Acrónimos e Símbolos

Lista de Acrónimos

3D três dimensões

CAD *Computer Aided Design*

CFD *Computational Fluid Dynamics*

DNS *Direct Numerical Simulation*

FANS *Favre-averaged Navier-Stokes*

ISEP Instituto Superior de Engenharia do Porto

LES *Large-Eddy Simulation*

LFLUX Laboratório de Máquinas de Fluxo

P.PORTO Instituto Politécnico do Porto

RANS *Reynolds-averaged Navier-Stokes*

Lista de Símbolos

β, α	Ângulo	°
δ_{ij}	Função de delta de Kronecker	
\dot{V}	Caudal volúmico	m ³ /s
η	Rendimento	
μ	Viscosidade dinâmica	N · s/m ²
μ_t	Coefficiente de viscosidade turbulenta	
ω	Velocidade angular	rad/s
\bar{u}	Velocidade filtrada	m/s
ρ	Densidade	kg/m ³
$\sigma_b, C_B, C_\mu, C_\epsilon, \sigma_k, \sigma_\epsilon$	Constantes adimensionais empíricas	
τ_{ij}	Tensões de corte viscosas	
ϵ	Taxa de dissipação de energia (turbulenta)	m ² /s ³
\vec{V}	Vetor velocidade	m/s
b	Altura	m

b	Braço entre eixo do motor e dinamómetro	mm
C	Velocidade absoluta	m/s
d, ϕ	Diâmetro	m
e	Espessura	mm
F	Força (em 3)/ Conjunto de forças externas (em 2)	N
f_{μ}	Fator de viscosidade turbulenta	
g	Aceleração da gravidade	m/s ²
H	Incremento de altura total	m
h	Entalpia	J
k	Energia cinética de turbulência	m ² /s ²
L	Comprimento	m
M	Momento	Nm
n	Velocidade de rotação do motor	RPM
P	Termo de média de conjunto	
p	Pressão	Pa
p'	Termo de flutuação de pressão devido à turbulência	
P_B	Geração de turbulência	
P_H	Potência hidráulica	W
P_M	Potência mecânica	W
p_{atm}	Pressão atmosférica	Pa
Q_h	Fonte de calor por unidade de volume	
q_i	Fluxo de calor difusivo	
r	Raio	m
S_i	Força externa distribuída em massa por unidade de massa	
S_k, S_e	Termos complementares	
T	Intervalo de tempo	s
t	Tempo	s
T_{amb}	Temperatura ambiente	°C
U	Termo de média de conjunto	
u	Velocidade linear (em 2.1)/ Velocidade instantânea (em 2.2)	m/s
u'	Termo de flutuação de turbulência	
v	Velocidade de escoamento	m/s
W	Velocidade relativa	m/s
z	Altura	m

1 Introdução

Neste capítulo introdutório é feito um pequeno enquadramento do trabalho, são apresentados os diversos objetivos definidos para o trabalho e apresentada a estrutura do relatório escrito.

1.1 Enquadramento

Ao longo do processo evolutivo da Humanidade, é possível observar que a simbiose entre Homem e máquina tem sido um ponto fulcral no processo evolutivo do Mundo. Desde a máquina a vapor até ao *Space Shuttle*, o ser humano tem desenvolvido sempre cada vez mais e melhores máquinas, entre elas os ventiladores e os computadores.

Os ventiladores, introduzidos em 1882 pelo engenheiro americano Schuyler S. Wheeler [11], são turbo-máquinas que têm como objetivo fornecer energia a um fluido gasoso [12], de modo a deslocar uma determinada massa de ar. Estes desempenham diversas funções na atualidade, nomeadamente na área da climatização e qualidade do ar [13]. Os ventiladores são um dos elementos mais estudados da Mecânica de Fluidos.

Os computadores, por outro lado, são uma invenção mais tardia. Inventados em meados do século XX, estas máquinas processam informação automaticamente, passando a realizar cálculos a uma velocidade exponencialmente mais elevada do que os seres humanos. Com este novo meio de processamento de dados e de cálculo, o poder de computação de elementos com grandes ordens de grandeza ou equações com múltiplas variáveis independentes tornam-se assim um obstáculo possível de ser ultrapassado.

Desta feita, e conjugando o estudo da Mecânica dos Fluidos com o poder de computação existente, aparece o ramo da Mecânica dos Fluidos Computacional. Esta nova área de estudo utiliza os recursos computacionais avançados existentes para poder resolver equações e teoremas que, anteriormente, seriam ou demasiado complexos para se resolver ou demasiado demorados.

O presente trabalho incide então na validação de uma ferramenta de Mecânica de Fluidos Computacional (em inglês *Computational Fluid Dynamics* (CFD)) de um *software* de projeto assistido por computador (do inglês *Computer Aided Design* (CAD)). No caso em estudo, o *software* a ser validado vai ser o "*Flow Simulation*" da *SolidWorks*. Os resultados obtidos por este meio computacional vão ser comparados com os valores experimentais medidos numa bancada de testes do ventilador presente no Laboratório de Máquinas de Fluxo do ISEP.

1.2 Objetivos

O trabalho apresentado neste documento tem como objetivo principal realizar a validação da ferramenta de simulação de escoamentos *Flow Dynamics*, do *software SolidWorks* da Dassault Systems. Essa validação será feita através da comparação dos resultados simulados, através do *software*, com os resultados experimentais (realizados laboratorialmente) de um ventilador centrífugo existente no Laboratório de Máquinas de Fluxo do ISEP.

De forma a complementar este objetivo principal, alguns objetivos secundários foram também traçados. Estes têm como função criar alguns postos de controlo ao longo do decorrer do trabalho, garantindo um maior rigor científico e académico ao trabalho. Esses objetivos secundários são então os seguintes:

1. Levantamento dimensional e caracterização do ventilador;

2. Realização de ensaios e parametrização do escoamento do ventilador;
3. Obtenção das curvas características do ventilador;
4. Modelação computacional adequada do ventilador;
5. Simulação em computador do escoamento no ventilador;
6. Tratamento e análise dos dados recolhidos;
7. Discussão e conclusões sobre os resultados obtidos.

1.3 Estrutura do Relatório

O presente relatório encontra-se dividido em seis capítulos, incluindo o atual.

O capítulo 2 - Revisão Bibliográfica, como indica no nome, é onde se faz uma revisão bibliográfica e teórica do trabalho. Este está dividido em três sub-capítulos e neles abordam-se temas como as Turbo-máquinas (nomeadamente os ventiladores e os seus princípios básicos), a Mecânica de Fluidos Computacional (onde é realizada a introdução teórica dos principais teoremas e equações que regem alguns modelos de simulação desta área) e os *softwares* de CAD (onde se introduz as capacidades de simulação de tais *softwares*, dando ênfase ao *SolidWorks*).

No terceiro capítulo, referente à Caracterização do Ventilador, é feita a caracterização do ventilador centrífugo do Laboratório de Máquinas de Fluxo do ISEP. Para além disso, é descrita a montagem laboratorial de testes em que este se encontra, definido o procedimento experimental para obtenção das curvas características do ventilador e, por fim, o processo de modelação CAD dos diferentes componentes necessários para as simulações CFD.

No capítulo 4 - Metodologia de Simulação, é descrita toda a metodologia utilizada para a definição dos diferentes parâmetros necessários para a realização das simulações CFD.

Já no capítulo 5 - Simulações Implementadas, Resultados e Discussão, divide-se em quatro sub-capítulos. Começa, no primeiro, por apresentar todos os resultados experimentais obtidos através da montagem laboratorial do ventilador. No segundo são apresentadas as diferentes simulações realizadas para obtenção dos resultados de simulação CFD, que serão depois comparados com os resultados experimentais. Por fim, no terceiro e quarto sub-capítulos são apresentados os resultados de simulação computacional e é feita uma pequena comparação e discussão entre estes e os resultados experimentais obtidos do ventilador.

No último capítulo, capítulo 6 - Conclusão, faz uma pequena conclusão do trabalho, apresentando também algumas propostas de trabalho futuro.

Referência Bibliográficas e Apêndices encerram o trabalho.

2 Revisão Bibliográfica

O presente capítulo visa fazer uma introdução teórica, com base na bibliografia, acerca dos diversos temas abordados no decorrer do relatório. Primeiramente apresentam-se os princípios e conceitos básicos das Turbo-máquinas, nomeadamente dos ventiladores. Posteriormente são apresentados alguns *softwares* de *Computer Aided Design* (CAD) e a capacidade de simulação dos mesmos. Por fim, são apresentados os princípios e conceitos básicos da Mecânica de Fluidos Computacional, sendo aprofundado o modelo de turbulência *Reynolds-averaged Navier-Stokes* (RANS).

2.1 Turbo-máquinas

Uma turbo-máquina é, por definição, um equipamento de transferência de energia entre um fluido e um atuador dinâmico em rotação. Essa transferência de energia pode ser evidenciada em parâmetros como a diferença de pressão no fluido ou a sua velocidade. [14] Estes equipamentos podem ser divididos em dois grandes sub-grupos: as bombas, que são aquelas que adicionam energia ao fluido, e as turbinas, que são as que extraem energia do fluido [15]. No entanto, se o fluido de trabalho de uma bomba se encontrar no estado gasoso, então esta passa a ter a designação de ventilador [16].

2.1.1 Tipos de ventiladores

Um ventilador é uma turbo-máquina que fornece energia ao fluido de trabalho gasoso e, consoante o seu perfil, pode ser classificado como um de três grandes grupos [17]:

1. Axiais, quando a descarga do fluido é feita paralelamente ao eixo de rotação do impulsor do ventilador;
2. Centrífuga, quando a admissão de fluido é feita paralelamente ao eixo de rotação do impulsor mas a descarga é feita num eixo perpendicular ao anterior;
3. Mista, quando o ventilador apresenta um perfil híbrido entre o axial e o centrífugo. A descarga é também feita num eixo paralelo ao eixo de rotação do impulsor.

Ventiladores Axiais

Um ventilador do tipo axial é aquele que apresenta tanto a admissão como a descarga do fluido de trabalho numa direção paralela ao eixo de rotação do seu impulsor. Estes tipos de ventiladores são muito adequados para aplicações que exijam um caudal debitado muito elevado e um incremento de pressão estática baixo a médio. Apesar de poderem funcionar a velocidades bastante elevadas e com ângulos de ataque relativamente variáveis, este tipo de ventiladores encontra-se vulnerável ao efeito de *stall* aerodinâmico¹, uma vez que o seu funcionamento se baseia no princípio do *Aerofoil* [18].

¹O *stall* aerodinâmico acontece quando o escoamento do fluido gasoso ao longo do dorso do *aerofoil* se separa da superfície, gerando uma zona de turbulência acima do dorso e, conseqüentemente, fazendo perder a sustentação a ser gerada pelo *foil* (ver Figura 2.1)



Figura 2.1: Separação do fluido do *aerofoil*, ocorrendo o efeito de *stall* (retirado de [1])

Ventiladores Mistos

Os ventiladores mistos (ver Figura 2.2) são aqueles que conjugam de uma forma híbrida características dos ventiladores axiais e dos ventiladores centrífugos. Estes geralmente são mais compactos e robustos, apresentando maior estabilidade do que os ventiladores axiais e apresentando uma menor propensão para adquirirem o efeito de *stall* [18].

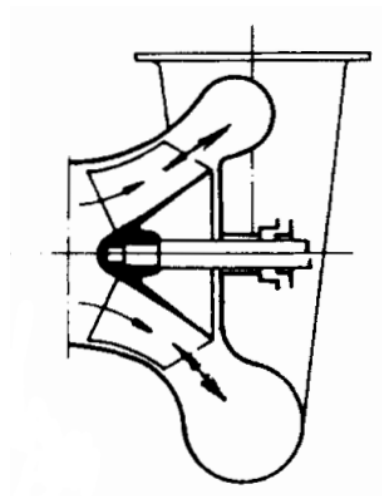


Figura 2.2: Plano de corte de um ventilador misto (adaptado de [2])

Ventiladores centrífugos

Os ventiladores centrífugos, ao contrário dos axiais, são aqueles que apresentam admissão de gás paralela ao eixo de rotação e descarga radial (eixo perpendicular). Este tipo de ventiladores fornecem a energia ao ar através da rotação do seu impulsor, isto é, o ar entra no ventilador pela secção interior do impulsor e sai pela secção exterior, sendo acelerado no decorrer deste percurso. Depois, na secção de voluta do ventilador, a energia cinética fornecida pelo impulsor é convertida em energia potencial (pressão), para depois sair pela secção de descarga [6]. Este tipo de ventiladores apresentam um incremento relativamente grande de pressão quando comparados com o tipo axial de ventilador e são amplamente utilizados em diversos tipos contextos industriais [19].

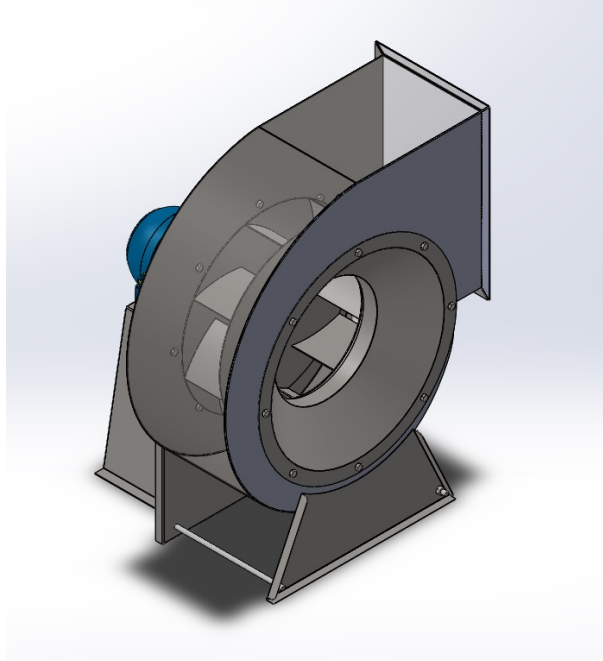


Figura 2.3: Representação computacional de um ventilador centrífugo (retirado de [3])

2.1.2 Princípios e conceitos básicos

Parâmetros básicos dos ventiladores

Aquando da realização do estudo de uma turbo-máquina, alguns parâmetros básicos são precisos definir, nomeadamente o caudal debitado e a pressão fornecida. A equação de Bernoulli, desprezando a transferência de calor do fluido e perdas de carga por fricção, assume a formulação

$$\Delta p_{total} = \left(p + \frac{\rho v^2}{2} + \rho g z \right)_1 - \left(p + \frac{\rho v^2}{2} + \rho g z \right)_2, \quad (2.1)$$

em que Δp_{total} é o incremento de pressão total fornecida pelo ventilador, p a pressão do fluido, ρ é a massa volúmica do fluido, g a aceleração da gravidade, v a velocidade do fluido e z a altura do ponto de medição. Aplicando esta equação para os pontos imediatamente antes e depois do ventilador, é possível desprezar a variação da Energia potencial entre eles, podendo-se reescrever a equação 2.1 como

$$\Delta p_{total} = (p_1 - p_2) + \left(\frac{\rho_1 v_1^2 - \rho_2 v_2^2}{2} \right). \quad (2.2)$$

Escrita desta forma, é possível observar que a diferença de pressão total num ventilador pode ser dividida em dois termos: o termo de pressão e o termo de variação de Energia cinética. Estes dois termos representam a diferença de pressão estática, p_e em [Pa], e a diferença de pressão dinâmica, p_d em [Pa], do escoamento nos pontos de medição, ficando

$$p_e = p_1 - p_2, \quad (2.3)$$

$$p_d = \frac{\rho_1 v_1^2 - \rho_2 v_2^2}{2}. \quad (2.4)$$

Com esta formulação, é possível ainda escrever a equação de diferença de pressão total como

$$\Delta p_{total} = p_e + p_d . \quad (2.5)$$

Para além dos valores de pressão, outros dois parâmetros que definem os ventiladores são os valores de potência, nomeadamente a potência hidráulica, P_H , e a potência mecânica, P_M , ambas em [W]. Por um lado, a potência hidráulica descreve a energia transferida para o fluido pelo ventilador, sendo calculada com a função

$$P_H = \Delta p_{total} \cdot \dot{V} , \quad (2.6)$$

onde \dot{V} é o caudal volúmico em [m³/s]. Considerando que o ventilador trabalha com um escoamento incompressível (ar a velocidades baixas) e considerando a velocidade de escoamento igual nos dois pontos de medição, pode-se ainda escrever a equação de potência hidráulica como

$$P_H = p_e \cdot \dot{V} . \quad (2.7)$$

Já a potência mecânica apresenta a potência transmitida pelo veio de rotação do ventilador, formulada como

$$P_M = \omega \cdot M , \quad (2.8)$$

em que ω é a velocidade angular do veio, em [rad/s], e M o momento transmitido para o veio, em [Nm] [15, 16].

Por fim, o último parâmetro que define o ventilador é o rendimento da máquina. O rendimento, η , adimensional, relaciona os valores de potência hidráulica e de potência mecânica através da equação

$$\eta = \frac{P_H}{P_M} . \quad (2.9)$$

Triângulo de velocidade do impulsor

Nos ventiladores centrífugos, a transferência de energia entre o impulsor e o ar é dada quando o impulsor, em rotação, força o ar a deslocar-se da secção interior do impulsor para a secção exterior, sendo posteriormente debitado para a voluta (onde é transformada a energia cinética (velocidade do ar) para energia potencial (pressão do ar)). Este efeito acelera o ar ao longo da sua trajetória no impulsor, alterando a sua velocidade. Por causa deste efeito, é necessário realizar o estudo dos triângulos de velocidade do impulsor.

Na Figura 2.4 está representada uma secção esquemática de uma pá de um impulsor radial, com o desenho dos respetivos triângulos de velocidade.

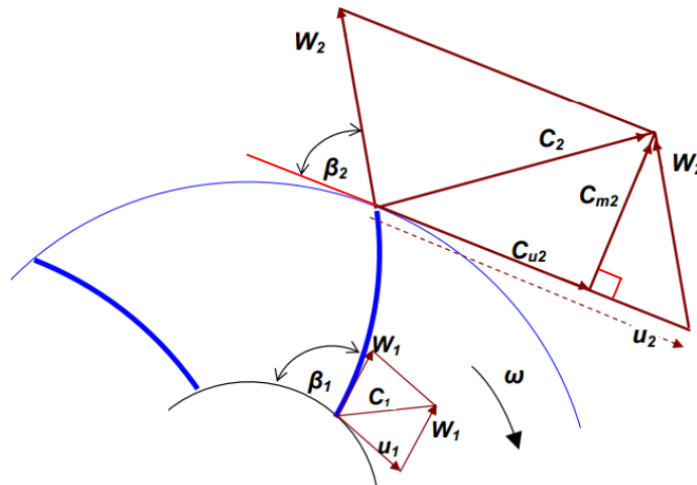


Figura 2.4: Representação dos triângulos de velocidade numa pá de um impulsor radial (adaptado de [4])

Da figura pode-se observar os seguintes parâmetros:

- ω , velocidade angular do impulsor [rad/s];
- u_i , velocidade linear do ponto i pertencente à pá do impulsor, em [m/s];
- C_i , velocidade absoluta do fluido (e respetiva decomposição em velocidade meridiana, C_{mi} , e tangencial, C_{ui}) no ponto i pertencente à pá do impulsor, em [m/s];
- β_i , ângulo da pá no ponto i , em graus [°];
- W_i , velocidade relativa do fluido em relação à pá, no ponto i , em [m/s].

Este modelo é, no entanto, um modelo idealizado (teórico) do cálculo das velocidades. Alguns dos pressupostos que se utilizam nesta situação, tal como se pode observar de [20], são que a entrada do fluido é meridiana (ficando $C_1 = W_1 + u_1$), o impulsor tem um número infinito de pás de espessura zero, o escoamento tem viscosidade nula e as arestas das pás são paralelas ao eixo.

Utilizando as equações de Euler para as turbo-máquinas [15] em conjugação com o triângulos de velocidade apresentados na Figura 2.4, é possível escrever as equações de potência mecânica e pressão total fornecida nas seguintes formas,

$$P_M = \omega \cdot M = \rho \cdot \dot{V} \cdot (u_2 \cdot C_{u2} - u_1 \cdot C_{u1}) \quad , \quad (2.10)$$

$$\Delta p_{total} = \rho (u_2 \cdot C_{u2} - u_1 \cdot C_{u1}) \quad . \quad (2.11)$$

Utilizando os pressupostos teóricos anteriormente explícitos, sabe-se que $C_{u1} = 0$, e verifica-se que a as equações teóricas do momento, potência mecânica e ganho de pressão ideal são todas funções da velocidade linear das pontas da pá ($u_{1,2}$) e da velocidade tangencial absoluta do fluido ($C_{u1,u2}$) [15], ficando,

$$M = f(u_i, C_{ui}) \quad , \quad (2.12)$$

$$P_M = f(u_i, C_{ui}) \quad . \quad (2.13)$$

$$(2.14)$$

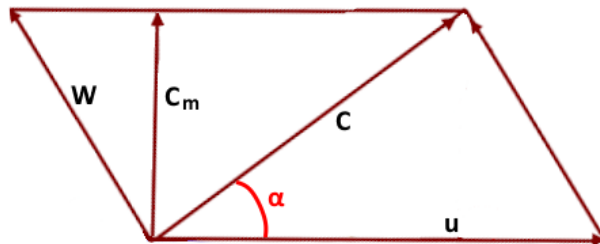


Figura 2.5: Representação do ângulo α entre o vetor de velocidade linear da pá, \vec{u} , e a velocidade absoluta do fluido, \vec{C} (adaptado de [4])

Definindo o ângulo α como o ângulo entre o vetor de velocidade linear da ponta da pá e o vetor de velocidade absoluta do fluido (ver Figura 2.5), é possível manipular as equações de Euler de maneira a relacionar a potência do ventilador com a velocidade radial do fluido [15], ficando

$$P_M = \rho \cdot \dot{V} \cdot (u_2 \cdot C_{m2} \cdot \cot(\alpha_2) - u_1 \cdot C_{m1} \cdot \cot(\alpha_1)) \quad , \quad (2.15)$$

sendo

$$C_{m2} = \frac{\dot{V}}{2\pi \cdot r_2 \cdot b_2}, \quad (2.16)$$

$$C_{m1} = \frac{\dot{V}}{2\pi \cdot r_1 \cdot b_1}, \quad (2.17)$$

em que $b_{1,2}$ é a altura do impulsor à entrada e saída do impulsor (respetivamente) e $r_{1,2}$ o raio nesses mesmos pontos. Na Figura 2.6 é possível observar as variáveis listadas anteriormente [5].

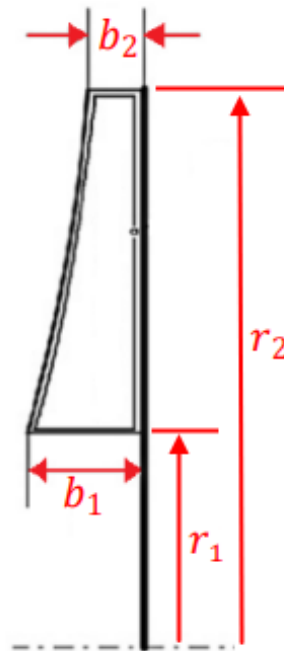


Figura 2.6: Representação de perfil, em corte, de um impulsor e as respetivas medidas $b_{1,2}$ e $r_{1,2}$ (Adaptado de [5]);

Curvatura das pás

Como é possível observar de [6], vários tipos de impulsores centrífugos são utilizados na industria. Assim, estes podem ser classificados e caracterizados da seguinte maneira:

- **Impulsor com pás viradas para a frente** ($\beta_2 > 90^\circ$) - este tipo de impulsores apresenta a ponta exterior das pás virada para o sentido de revolução do impulsor. São normalmente utilizados para sistemas com baixos a médios volumes de caudal de ar e incrementos de pressão baixos;
- **Impulsor com pás radiais** ($\beta_2 = 90^\circ$) - impulsores com ângulo de saída das pás radial. Também estes são adequados para caudais de baixo-médio volume mas implementam um maior incremento de pressão;
- **Impulsor com pás viradas para trás** ($\beta_2 < 90^\circ$) - estes impulsores apresentam as pontas das pás viradas para o sentido contrário ao sentido de rotação. Este tipo de impulsores apresentam o melhor rendimento de todos os tipos de impulsores. Podem ainda ser do tipo "Airfoil", estando assim sujeitos ao efeito de "stall" característico deste tipo de pás.

Na Figura 2.7 é possível observar a representação dos três diferentes tipos de impulsores. Neste trabalho, o impulsor utilizado no estudo do ventilador é do tipo "pás viradas para a frente ($\beta_2 > 90^\circ$)".

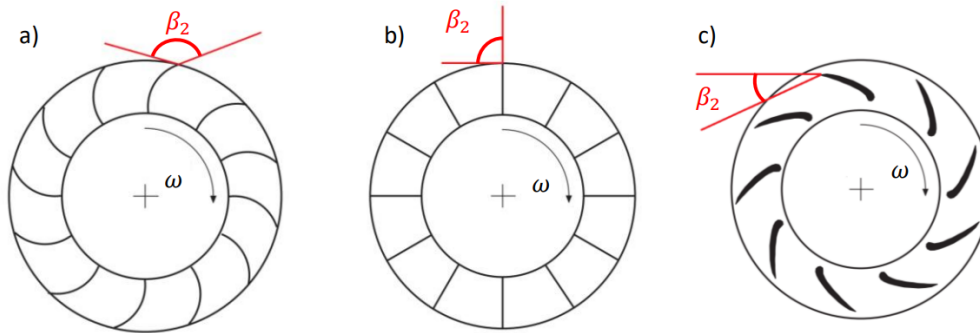


Figura 2.7: Tipos de impulsores com diferentes curvaturas de pá: **a)** pás viradas para a frente ($\beta_2 > 90^\circ$); **b)** pás com saída radial ($\beta_2 = 90^\circ$); **c)** pás viradas para trás ($\beta_2 < 90^\circ$) (adaptado de [6])

De ter em conta ainda que o tipo de impulsor a ser utilizado na turbo-máquina influencia a sua *performance*, modificando as curvas características da máquina (tema abordado no sub-capítulo seguinte). Na Figura 2.8 é possível ver como é que cada tipo de impulsor.

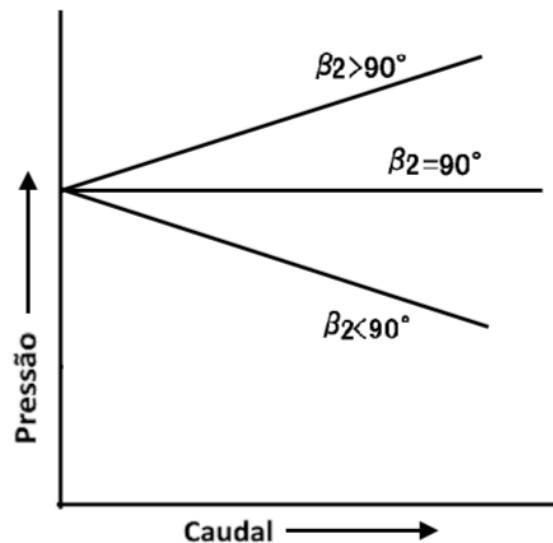


Figura 2.8: Influência dos diferentes tipos de saída das pás dos impulsores nas curvas características teóricas do ventilador (retirado de [7])

Curvas Características

As curvas características de um ventilador são aquelas que definem o comportamento do ventilador para as diferentes condições de funcionamento da turbo-máquina. De forma a desenhar corretamente as curvas características de um ventilador, é preciso definir os seguintes parâmetros [21]:

- Incremento de pressão estática, Δp , em [Pa];
- Caudal debitado, \dot{V} , em [m^3/s];

Revisão Bibliográfica

- Potência mecânica, P_M , em [W];
- rendimento, η , adimensional [-];
- velocidade de rotação, n , em [RPM].

A Figura 2.9 apresenta um gráfico modelo das curvas características de um ventilador. Apesar de não se encontrar no gráfico, a velocidade de rotação do ventilador pode ser apresentada em separado (p.e. na descrição do gráfico).

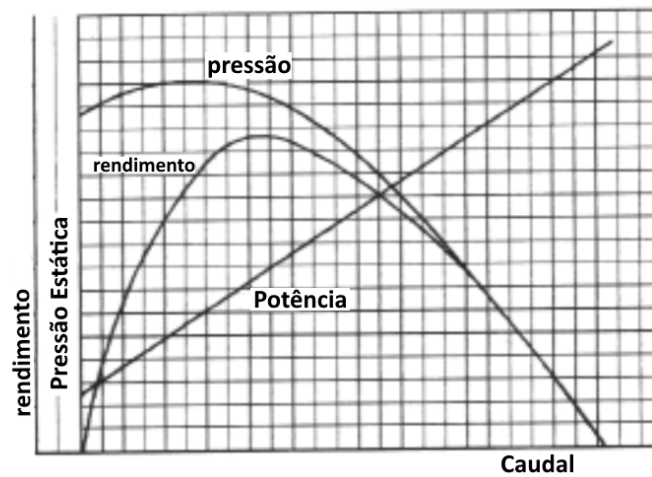


Figura 2.9: Exemplo das curvas características de um ventilador (adaptado de [8])

No corrente trabalho, as curvas características do ventilador do Laboratório de Máquinas de Fluxo (LFLUX) vão ser aquelas que estabelecem a linha base de comparação para a validação do *software* de simulação.

2.2 Mecânica de Fluidos Computacional

Ao longo das últimas décadas, com o desenvolvimento e avanço tecnológico na área da informática e da computação, os complexos problemas da Mecânica de Fluidos, nomeadamente os que envolvem fortes componentes de escoamento turbulento, são cada vez melhor previstos e estudados.

Para se fazer a construção de um campo computacional para o estudo da Mecânica dos Fluidos, é preciso fazer a modelação dos parâmetros matemáticos que vão servir de base do problema. As equações de Navier-Stokes são amplamente aceites pela comunidade científica como uma excelente base para a resolução de problemas de mecânica dos fluidos [22]. Estas equações, num formato vetorial, apresentam a seguinte formulação [22, 23]:

Equação da conservação da massa (continuidade)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (2.18)$$

Equação da conservação do momento (Navier-Stokes)

$$\frac{\partial (\rho \vec{V})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) = \vec{f}_B - \nabla p + \mu \nabla^2 \vec{V} + \frac{1}{3} \mu \nabla (\nabla \cdot \vec{V}) \quad (2.19)$$

com \vec{V} como vetor de velocidade, p como pressão do fluido, ρ como massa volúmica, μ como viscosidade dinâmica do fluido e \vec{f}_b como vetor de forças externas.

Estas formulações teóricas, tendo em conta os diversos elementos diferenciais que apresentam, são extremamente competentes a descrever o escoamento de fluidos nos mais variados ambientes e casos de estudo. No entanto, exigem também uma capacidade de computação de cálculos tão elevada que, com a tecnologia disponível, não é possível obter soluções analíticas certas para problemas de complexidade elevada [24].

2.2.1 Modelos de Turbulência

No contexto da mecânica dos fluidos, e nomeadamente em escoamentos influenciados por turbo-máquinas, o aparecimento de turbulência no movimento do fluido é praticamente obrigatório. De forma a poderem ser resolvidos problemas com graus de dificuldade mais elevados, foram teorizados modelos de turbulência que, não tendo a necessidade de resolver o cálculo completo do problema, fazem uma modelação preditiva do que acontece no desenvolvimento do escoamento.

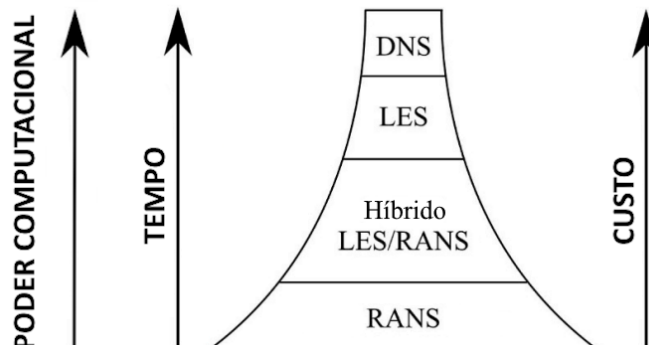


Figura 2.10: Alguns dos modelos de turbulência e a sua hierarquia em termos de custo, poder de computação e tempo de resolução (adaptado de [9])

Na Figura 2.10 é possível observar os três principais modelos de turbulência (*Direct Numerical Simulation* (DNS); *Large-Eddy Simulation* (LES); *Reynolds-averaged Navier-Stokes*

(RANS)) e um quarto modelo híbrido (conjuga os modelos LES e RANS. Esta mostra também que, à medida que se sobe na pirâmide aumentam-se os custos de simulação do modelo, o tempo necessário para o resolver e o poder de computação necessário para o resolver.

Direct Numerical Simulation

O modelo de turbulência DNS é o que fornece o modelo que melhor mapeamento faz de um escoamento e do efeito da turbulência sobre ele. No entanto, com o aumento do número de Reynolds, o aumento de graus de liberdade aumenta também exponencialmente, acrescentando tremenda complexidade à resolução do problema [25]. Este fenómeno implica que a malha de simulação seja extremamente apertada de modo a poder calcular todos os efeitos turbulência a afetarem o escoamento [26]. Alguns estudos, como por exemplo em [27, 28], foram realizados para números de Reynolds bastante baixos (não maiores do que $Re \approx 1200$).

Large Eddy Simulation

O modelo de turbulência LES, desenvolvido por Jim Deardoff no *National Center for Atmospheric Research* nos anos 1960, é um modelo que tem como objetivo simplificar os modelo DNS, fazendo um compromisso entre o modelo DNS e o modelo RANS [29]. O princípio de funcionamento deste modelo é que este faz a computação apenas de elementos turbulentos de larga escala, filtrando as influências mais pequenas ao longo da malha (ver Figura 2.11) e formulando as equações três dimensões (3D) que regem o escoamento de larga escala a partir das equações da conservação [10].

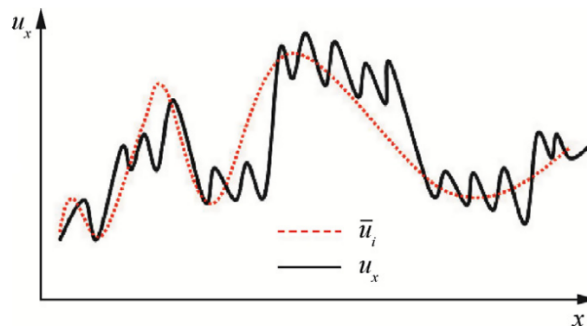


Figura 2.11: Diferença entre o valor de velocidade filtrada, \bar{u}_i a tracejado, e a velocidade instantânea, u_x a traço cheio, após aplicar o modelo LES ao longo do tempo, x (retirado de [10])

Reynolds-Averaged Navier-Stokes

De acordo com o modelo de turbulência *Reynolds-averaged Navier-Stokes* (RANS), a velocidade instantânea de qualquer escoamento, laminar ou turbulento, pode ser descrita pelo conjunto de dois termos distintos: um termo que representa a velocidade média do campo de simulação e um termo que representa a flutuação de turbulência [30]. Ou seja, a equação que determina o vetor velocidade, u , segundo uma direção i , num qualquer momento, t é dado por

$$u_i(\vec{x}, t) = U_i(\vec{x}, t) + u'_i(\vec{x}, t) \quad (2.20)$$

em que \vec{x} é o vetor posição, u'_i o termo da flutuação de turbulência e o composto U_i , termo de média do conjunto, é dado por

$$U_i(\vec{x}) = \frac{1}{T} \int_0^T u(\vec{x}, t) dt \quad (2.21)$$

para o intervalo de tempo, T , em análise [31]. A esta decomposição da variável velocidade de um escoamento dá-se o nome de decomposição de Reynolds.

Esta decomposição de Reynolds 2.20 quando conjugada com as equações da continuidade 2.18 e de Navier-Stokes 2.19 resulta nas equações

$$\frac{\partial U_j}{\partial x_j} = 0, \quad (2.22)$$

$$\rho \frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial U_i U_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} - \rho \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_j} + \frac{\partial T_{ij}}{\partial x_j} + F_i, \quad (2.23)$$

e

$$T_{ij} = \mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right), \quad (2.24)$$

onde a pressão, p , pode ser decomposta pela decomposição de Reynolds em P (como termo de média do conjunto) e p' (como termo de flutuação de turbulência), e ρ e μ respetivamente densidade e viscosidade dinâmica do ar. Ainda de notar o aparecimento das denominadas tensões de Reynolds, $\overline{u'_i u'_j}$ (produto entre o termo de média do conjunto e o de flutuação de turbulência relativos à velocidade), que representam o efeito de turbulência no campo das médias do conjunto do escoamento. O termo F_i representa o conjunto de forças externas a exercerem influência sobre o escoamento [32].

De forma a se poder resolver o termo de tensões de Reynolds, é preciso então recorrer aos chamados modelos de turbulência. Um dos mais utilizados modelos de turbulência é o modelo k - ε .

Modelo k - ε

O modelo de turbulência k - ε é um dos modelos de turbulência mais utilizados na resolução do modelo RANS. Este modelo apresenta um bom compromisso entre uma boa convergência de resultados e poder de computação, sendo bastante preciso na obtenção de resultados em diversos tipos de escoamentos [33].

Sendo válido apenas para escoamentos totalmente turbulentos, o modelo k - ε assenta na definição de duas variáveis [34] a energia cinética turbulenta, k , definida por

$$k = \frac{1}{2} \left(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2} \right), \quad (2.25)$$

e a taxa de dissipação de energia, ε . É possível também definir, recorrendo ao princípio de Boussinesq (onde é definido o conceito de viscosidade turbulenta, μ_t) [35, 36], uma formulação para as tensões de Reynolds, ficando

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \rho \frac{2}{3} k \delta_{ij}. \quad (2.26)$$

Tendo em conta o princípio anterior, é possível definir a viscosidade turbulenta como

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}. \quad (2.27)$$

Nesta última equação parece o termo C_μ que relaciona as tensões de corte turbulentas com a energia cinética turbulenta da seguinte maneira:

$$C_\mu = \sqrt{\frac{\tau_{xz}}{\rho k}}. \quad (2.28)$$

Por fim, tendo em conta todas as equações e formulações anteriormente apresentadas, é possível obter as seguintes equações para o modelo de turbulência k - ε :

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \frac{\partial U_{ik}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon + S_k \quad (2.29)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho \frac{\partial U_{i\varepsilon}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) + S_\varepsilon \quad (2.30)$$

Estas equações definem outros parâmetros e apresentam outras constantes que virão a ser falados no subcapítulo 2.3

2.3 Software SolidWorks

O *software* de CAD *SolidWorks* é um dos principais *softwares* de desenho CAD 3D disponíveis no leque de opções existentes. Este oferece também uma panóplia de *add-ins* (outras ferramentas) que permitem realizar estudos de diferentes áreas da engenharia, como por exemplo o estudo do método de elementos finitos, simulação de escoamentos entre outros.

2.3.1 Flow Simulation

A ferramenta de simulação de escoamentos do *software* CAD *SolidWorks* tem o nome de *Flow Simulation*. Com esta ferramenta é disponibilizado o seu Manual Técnico, onde estão enumeradas as capacidades de simulação da ferramenta, sendo algumas delas as seguintes:

- Simulação de escoamentos externos e internos;
- Estudo de escoamento em estado estacionário ou com dependência de tempo;
- Estudo de escoamentos laminares ou turbulentos;
- Escoamentos de líquidos compressíveis;
- Estudo de escoamentos em regiões e/ou superfícies em movimento ou rotação.

Além das acima expostas, a ferramenta consegue simular estudos com componentes de transferência de calor e radiação, entre outros.

Favre-averaged Navier Stokes

Segundo o Manual Técnico da ferramenta *Flow Simulation* [37], esta utiliza, para resolução de escoamentos turbulentos, as formulações de *Favre-averaged Navier-Stokes* (FANS), sendo que esta formulação é uma adaptação da metodologia RANS.

Desta feita, o *software* *Flow Simulation* utiliza a seguinte formulação para o estudo de escoamentos: as leis da conservação da massa, do momento angular e de energia em coordenadas cartesianas de um sistema rotacional com velocidade angular Ω podem ser escritas como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = S_M^p \quad (2.31)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) + \frac{\partial p}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + S_i + S_{Ii}, \quad i = 1,2,3; j = 1,2,3 \quad (2.32)$$

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i H}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} (u_j (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + q_i) + \frac{\partial p}{\partial t} - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \rho \varepsilon + S_i u_i + S_H^P + Q_H \quad (2.33)$$

$$H = h + \frac{u^2}{2} + \frac{5}{3}k - \frac{\Omega^2 r^2}{2} - \sum_m h_m^0 y_m, \quad (2.34)$$

em que u é a velocidade do fluido, ρ é a massa volúmica do fluido, S_i é a força externa distribuída em massa por unidade de massa devido à resistência de um meio poroso (S_i^{porous}), gravidade ($S_i^{gravity} = \rho g_i$) e a rotação do sistema ($S_i^{rotation}$) ficando $S_i =$

$S_i^{porous} + S_i^{gravity} + S_i^{rotation}$ e h é a entalpia; S_M^p , S_{Ii} , S_H^p são termos adicionais de permuta de interface devido à interação de partículas de Euler-Lagrange; Q_H é a fonte de calor por unidade de volume, τ_{ij} o tensor de tensões de corte viscosas, q_i é o fluxo de calor difusivo, Ω a velocidade angular do sistema de coordenadas, r a distância entre um ponto e o eixo de rotação, k a energia cinética turbulenta, h_m^0 a entalpia térmica individual do m-ésimo componente da mistura, y_m a concentração do m-ésimo componente na mistura.

O tensor de tensões de corte viscosas é definido como:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \omega_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right), \quad (2.35)$$

e, como no modelo RANS, segundo o princípio de Boussinesq, o tensor das tensões de Reynolds assume a forma

$$\tau_{ij}^R = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}. \quad (2.36)$$

Nesta situação, δ_{ij} é a função delta de Kronecker (que fica igual à unidade quando $i = j$, senão é zero), μ o coeficiente de viscosidade dinâmica, μ_t o coeficiente de viscosidade turbulento e k a energia cinética turbulenta.

Para se resolver o tensor τ_{ij} , utiliza-se o modelo de turbulência k - ε . Este define μ_t usando duas propriedades de turbulência: energia cinética de turbulência, k , e dissipação de turbulência, ε ,

$$\mu_t = f_\mu \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon}, \quad (2.37)$$

em que f_μ é o fator de viscosidade turbulenta definido como

$$f_\mu = [1 - \exp(-0,0165 R_y)]^2 \cdot \left(1 + \frac{20,5}{R_T} \right), \quad (2.38)$$

e

$$R_T = \frac{\rho k^2}{\mu \varepsilon}, \quad (2.39)$$

$$R_y = \frac{\rho \sqrt{k} y}{\mu}, \quad (2.40)$$

com y sendo a distância a partir da parede.

Duas outras equações de transporte (do modelo k - ε) são acrescentadas para definir k e ε ,

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + S_k, \quad (2.41)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + S_\varepsilon, \quad (2.42)$$

onde os termos S_k e S_ε se definem como

$$S_k = \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \mu_t P_B, \quad (2.43)$$

$$S_\varepsilon = C_{\varepsilon_1} \frac{\varepsilon}{k} \left(f_1 \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \mu_t C_B P_B \right) - C_{\varepsilon_2} f_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k}. \quad (2.44)$$

Neste caso, P_B representa a geração de turbulência derivado das forças de flutuação e é formulada como

$$P_B = -\frac{g_i}{\sigma_B} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i}, \quad (2.45)$$

em que g_i é a componente gravitacional da aceleração na direção x_i , a constante $\sigma_B = 0,9$, e a constante $C_B = 1$ para $P_B \geq 0$, senão

$$f_1 = 1 + \left(\frac{0,05}{f_\mu}\right)^3, \quad f_2 = 1 - \exp(-R_T^2). \quad (2.46)$$

Por outro lado, as constantes C_μ , C_{ε_1} , C_{ε_2} , σ_k e σ_ε são constantes empíricas. No programa *Flow Simulation* apresentam os seguintes valores:

$$C_\mu = 0,09, \quad C_{\varepsilon_1} = 1,44, \quad C_{\varepsilon_2} = 1,92, \quad \sigma_\varepsilon = 1,3, \quad \sigma_k = 1. \quad (2.47)$$

Este modelo computacional de cálculo da turbulência é o utilizado pela ferramenta no decorrer das simulações a serem realizadas.

3 Caracterização do Ventilador

Neste terceiro capítulo do trabalho é realizada uma caracterização detalhada do ventilador. Este vai ser o ponto de partida para a validação do módulo de simulação CFD do *software* de CAD, *SOLIDWORKS Flow Simulation*. O capítulo está dividido em três subcapítulos: **3.1** Descrição do Ventilador; **3.2** Curvas Características do Ventilador; **3.3** Modelação computacional do Ventilador.

O subcapítulo **3.1** faz uma descrição detalhada do ventilador e de toda a montagem laboratorial que vai servir de base para a realização do trabalho. A seguir, o subcapítulo **3.2** apresenta as curvas do ventilador, curvas essas obtidas através de um procedimento laboratorial possível de se realizar através da montagem laboratorial do ventilador. Por fim, no subcapítulo **3.3** é apresentado todo o processo de modelação computacional do ventilador.

3.1 Descrição do Ventilador

O ventilador a ser utilizado como modelo para a simulação e respetiva verificação da ferramenta de Mecânica de Fluidos Computacional do *software SolidWorks* é o ventilador centrífugo presente no LFLUX do ISEP. Esse ventilador tem como principal função a realização de ensaios didáticos. Como se pode observar da Figura 3.1, a montagem laboratorial está equipada com dispositivos de medição de velocidade de rotação, binário, caudal e pressão.

Na Tabela 3.1 são apresentados todos os componentes referentes à banca de ensaios. Estes componentes são respetivamente identificados no esquema simplificado da montagem laboratorial (Figura 3.1).

Tabela 3.1: Componentes da montagem laboratorial do Ventilador

1. Tomadas de pressão
2. Difusor
3. Ventilador
4. Conduta de Saída
5. Placa de Obstrução
6. Motor Elétrico
7. Manómetros em U
8. Dinamómetro
9. Regulador de Velocidade
10. Bocal de Entrada

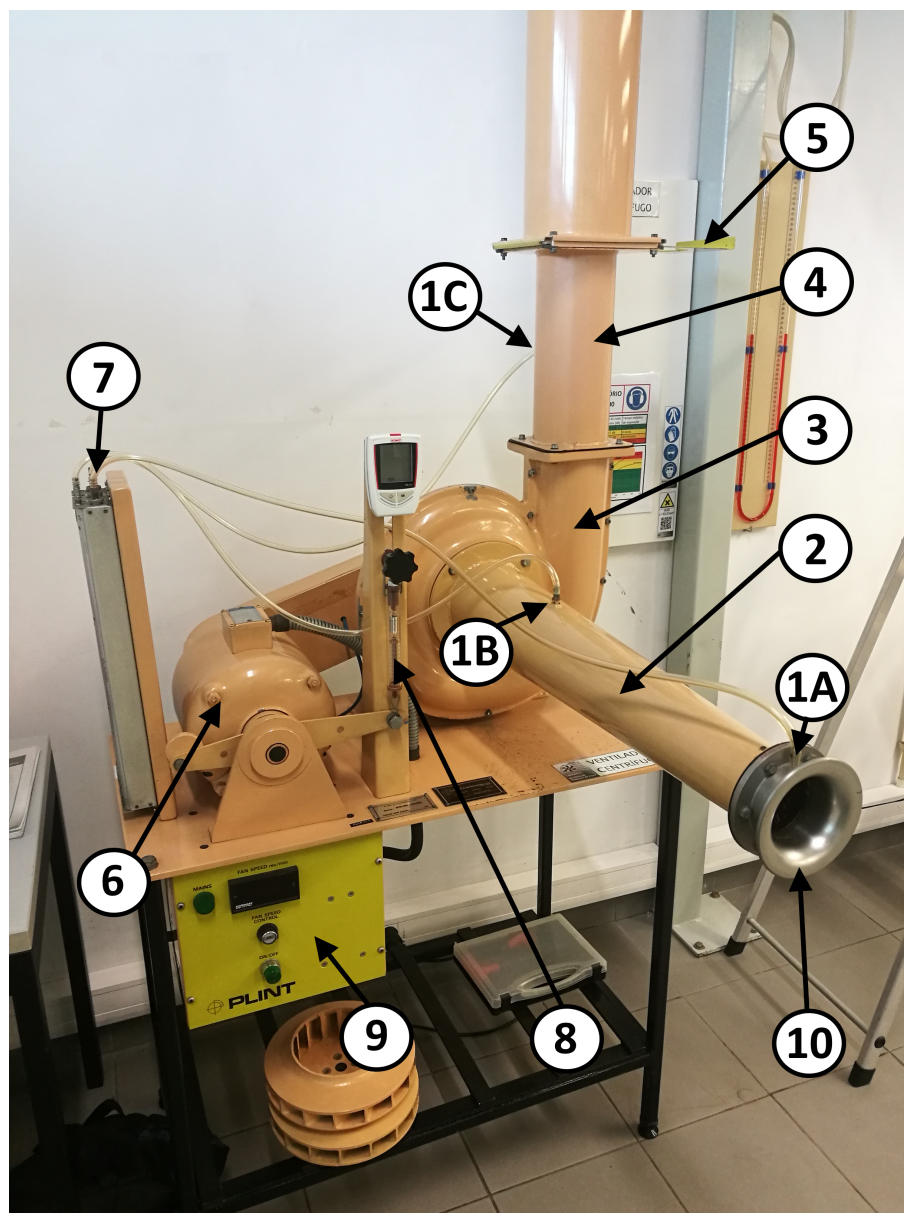


Figura 3.1: Montagem laboratorial do ventilador centrífugo do LFLUX

Em seguida, passamos a fazer uma pequena descrição de como funciona a montagem laboratorial.

O ventilador, em funcionamento, capta ar do ambiente da sala pelo bocal de entrada (10) e direciona-o para a conduta de saída (4) da montagem. O caudal de ar gerado depende de dois grandes fatores: por um lado, da velocidade de rotação do ventilador, ajustada no módulo regulador de velocidade (9) controla a velocidade de rotação do motor (6) que, através de uma correia, aciona o rotor do ventilador. O outro fator que ajusta o caudal debitado é a placa de obstrução (5); quando diminui a secção transversal da conduta, restringe o caudal que circula em todo o sistema.

O motor eléctrico (6) encontra-se apoiado em rolamentos que permite ao corpo do motor rodar sobre o seu eixo. No entanto, essa rotação é impedida pela ação do dinamómetro (8), que segura um braço preso ao motor. O momento de reação deste braço é medido pelo dinamómetro, sendo assim possível calcular o binário motriz exercido pelo motor.

Por fim, os manómetros em U (7), instalados no lado mais à esquerda da mesa, servem para medir, através de tubos ligados às tomadas de pressão, os valores de pressão relativa em três secções: na secção do bocal de entrada (1A), na secção do difusor antes do ventilador (1B) e por fim na secção de conduta a jusante do ventilador (1C).

3.2 Curvas Características do Ventilador

As Curvas Características do Ventilador, tal como em todas as máquinas de fluxo, servem para caracterizar completamente a máquina, e definir o seu comportamento em diferentes condições de funcionamento. Para esse efeito, foram feitos neste trabalho ensaios laboratoriais destinados a obter as curvas relevantes na caracterização deste ventilador em função do caudal: as curvas de pressão (Δp) do ventilador, a curva de Potência mecânica, a curva de Potência hidráulica e a curva do rendimento, que relaciona as duas curvas referidas anteriormente.

3.2.1 Equações Teóricas

Como podemos observar do Subcapítulo 3.1, a montagem laboratorial apresentada permite fazer a leitura direta de quatro diferentes variáveis, sendo elas:

- A pressão relativa na secção do bocal de entrada;
- A pressão relativa a montante;
- A pressão relativa a jusante;
- A força gerada pelo momento do motor elétrico.

Estas quatro variáveis do ventilador irão ser introduzidas nas equações utilizadas para os diferentes cálculos.

O caudal volúmico, \dot{V} em $[\text{m}^3/\text{s}]$, debitado pelo ventilador é determinado da seguinte forma: admitindo um escoamento incompressível à pressão e temperatura ambiente e um diâmetro de bocal de entrada de 75 mm, o fabricante do ventilador fornece no manual de utilizador a seguinte fórmula empírica (devidamente calibrada) para cálculo do caudal:

$$\dot{V} = 0,3183 \times \sqrt{\frac{\Delta H \cdot T_{amb}}{p_{atm}}}, \quad (3.1)$$

em que ΔH é a diferença de pressão na secção do Bocal de entrada, em $[\text{mmH}_2\text{O}]$, e p_{atm} e T_{amb} são respetivamente a pressão atmosférica, em $[\text{N}/\text{m}^2]$, e a temperatura ambiente, em $[\text{K}]$, registados no momento da leitura da medida.

Para determinar a potência mecânica de acionamento fornecida pelo motor, $P_M = M \cdot \omega$ em $[\text{W}]$, é obtida através da fórmula

$$P_M = \frac{2\pi \times n \times b \times F}{60}, \quad (3.2)$$

onde n é a velocidade de rotação do motor em $[\text{RPM}]$, b é o comprimento do braço entre o eixo de rotação do rotor do motor e o dinamómetro, em $[\text{mm}]$ e F é a força aplicada no dinamómetro, em $[\text{N}]$.

Para terminar, as duas últimas equações utilizadas para os cálculos das curvas foram a equação da potência hidráulica, P_H em $[\text{W}]$ (2.7), e a equação do rendimento, η (2.9).

3.2.2 Procedimento Experimental

Conhecidas as equações teóricas para obtenção das curvas do ventilador, foi delineado um procedimento experimental para obtenção dos valores das variáveis das anteriores equações. Para além disso, o procedimento foi também traçado de modo a minimizar o aparecimento de erros e/ou oscilações na leitura dos resultados e foi adaptado aos instrumentos disponíveis na montagem laboratorial. Os valores são obtidos então da seguinte forma:

1. Definir a velocidade de rotação do motor;
2. Ajustar a altura do dinamómetro tal que o braço fique na horizontal (Figura 3.2);
3. Fazer a leitura da força no dinamómetro;
4. Anotar a rotação instantânea antes da leitura das pressões;
5. Fazer a leitura, nos manómetros, dos valores de pressão 1A, 1B e 1C;
6. Fazer a leitura dos valores instantâneos de pressão e temperatura ambiente;
7. Ajustar a abertura da placa de obstrução para o valor seguinte;
8. Voltar ao passo 1 e repetir até ao valor limite de abertura (100% ou 0%).

Fazendo então uma pequena explicação de cada passo do procedimento experimental, em primeiro lugar é definida, no passo 1, a velocidade de rotação do motor¹ definida para a realização do ensaio (e respetiva leitura de resultados).

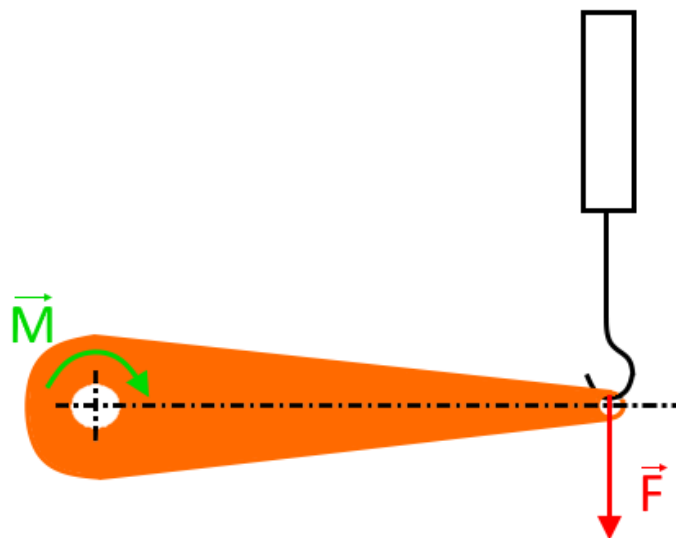


Figura 3.2: Representação esquemática da leitura da força exercida no dinamómetro.
Laranja: Braço, **Preto:** Dinamómetro

Definida a velocidade, são executados os pontos 2 e 3. Por um lado, o passo 2 garante que a leitura da força aplicada no dinamómetro é realizada totalmente na vertical. Este simplifica a leitura da força no passo 3 uma vez que vetor da força e o eixo do braço se encontram numa posição perpendicular. A Figura 3.2 representa esquematicamente o conjunto braço-dinamómetro da montagem, o vetor força aplicado pelo braço no dinamómetro e o binário de reação da carcaça do motor.

¹Para a realização do trabalho, foram utilizadas duas velocidades de rotação: 2000 RPM e 2500 RPM

Depois, o passo 4 é realizado de forma a aumentar o rigor dos cálculos para a obtenção das curvas características. Uma vez que o regulador de velocidade não consegue manter a velocidade de rotação exata ao longo de todo o ensaio (havendo uma flutuação da mesma), este passo tem como objetivo corrigir o erro que iria surgir caso a velocidade de rotação, no cálculo das propriedades, fosse assumida como a velocidade definida no início do ensaio.



Figura 3.3: Equipamento, KIMO KPA 320, utilizado para leitura dos valores instantâneos de pressão e temperatura ambiente do laboratório

Nos passos 5 e 6 são feitas as leituras dos valores das variáveis que definem a curva de potência hidráulica. Uma vez que a obtenção do valor do caudal (equação 3.1) depende da leitura das pressões nos pontos 1A e 1B (Figura 3.1) através de manómetros atmosféricos, é necessário obter os valores instantâneos de pressão e temperatura do ar ambiente do laboratório no momento de leitura dos resultados. Assim, o passo 6 tem como principal objetivo reduzir ao máximo erros de cálculo que possam surgir caso os valores de pressão e temperatura fossem considerados constantes ao longo de todo o procedimento laboratorial. Para fazer essas leituras foi utilizado o equipamento KIMO KPA 320 que podemos observar na Figura 3.3.

Por fim, os passos 7 e 8 são os que permitem fazer a variação do caudal debitado e incremento de pressão do ventilador para uma velocidade constante. No passo 7, o ajuste da placa de obstrução foi realizado com intervalos de 10% de abertura, desde a posição de *free flow* (abertura a 100%) até à de *shut off* (abertura de 0%). Como podemos observar pela representação gráfica da Figura 3.4, os valores discretos lidos ao longo do procedimento experimental (pontos azuis) vão desenhar as curvas características do ventilador (curva a vermelho). Essas curvas características, obtidas pelo procedimento experimental, são então as que farão a comparação com as curvas simuladas em CFD.

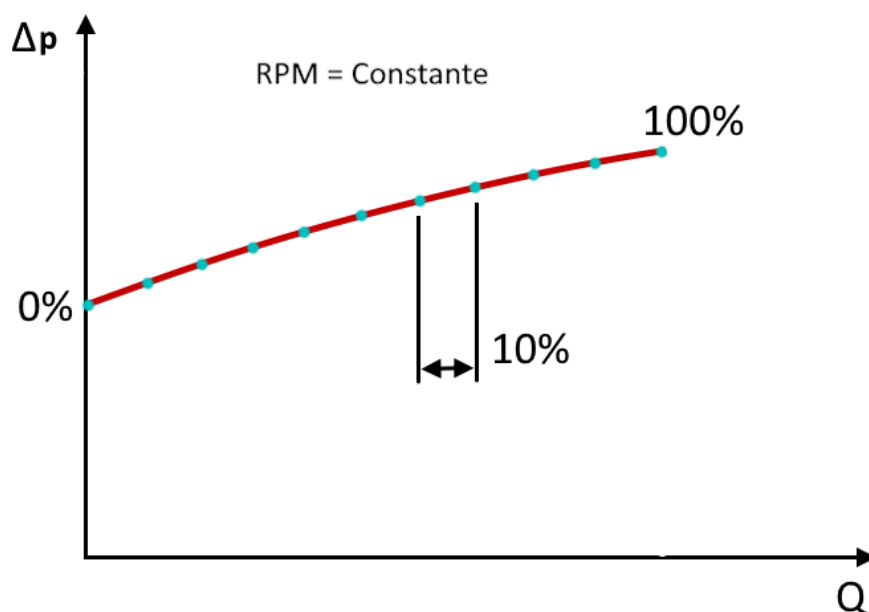


Figura 3.4: Representação esquemática (aprox.) da obtenção de uma curva característica do ventilador através do procedimento experimental

3.3 Modelação do Ventilador

De modo a poderem ser realizadas as simulações para a validação do *software* de CFD do *SolidWorks*, é preciso realizar a modelação computacional dos diversos componentes do ventilador. Assim, os componentes a serem modelados são:

- Difusor;
- Conduta de saída;
- Rotor;
- Voluta (Frente e trás);

3.3.1 Difusor

Este elemento, apesar de ter um comprimento bastante elevado, não precisa de ser modelado na sua totalidade. Esta simplificação é possível de ser realizada devido ao posicionamento da tomada de pressão 1B (Figura 3.1), ou seja, para efeitos práticos de simulação, é apenas necessário modelar a secção do difusor compreendida entre a secção da tomada de pressão 1B e a secção de entrada do ventilador (ver Figura 3.5), uma vez que será usada a pressão medida neste ponto como condição de fronteira. Desta forma, evita-se a modelação complicada do bocal, que inclui uma rede/grelha hexagonal na passagem do exterior para o interior do difusor.

Este elemento apresenta uma forma semi-cónica, pelo que o diâmetro interno da secção varia. Assim, a modelação do mesmo procedeu-se de forma indireta. No Manual de Apoio da montagem laboratorial, estão indicados dois diâmetros de duas secções: o diâmetro da secção de entrada do difusor, d_1 , e o diâmetro na secção da tomada de pressão 1B, d_2 . Estão ainda indicadas a distância transversal entre essas duas secções, L_1 , e o comprimento total do Difusor, L_2 . Com estas três medidas é então possível determinar, através da equação 3.3, o ângulo α que representa o declive da face exterior do difusor (ver Figura 3.6).

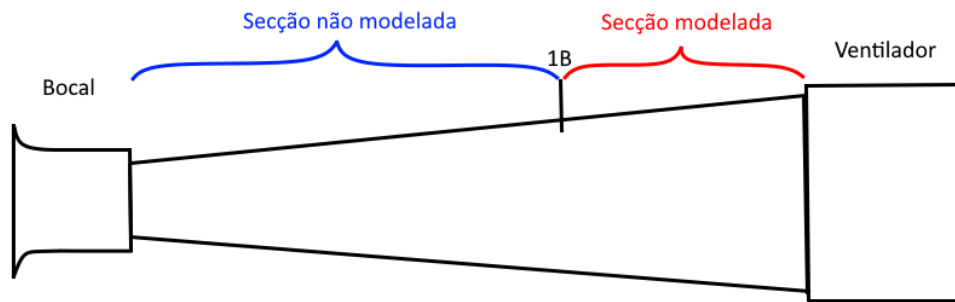


Figura 3.5: Esquema gráfico da secção modelada para *SolidWorks*

$$\tan(\alpha) = \frac{d_2 - d_1}{2 \cdot L_1} \quad (3.3)$$

Uma vez encontrada a inclinação do ângulo α , seguindo a regra da semelhança de triângulos consegue-se então determinar qual vai ser o diâmetro final, d_3 , que o difusor tem à entrada da voluta do ventilador. Na Tabela 3.2 encontram-se todas as medidas referidas acima, tanto as definidas pelo manual do equipamento como as calculadas para a modelação do elemento.

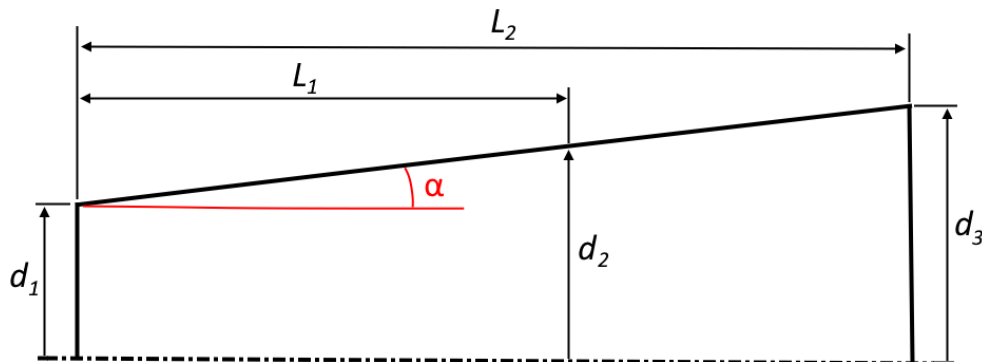


Figura 3.6: Representação em *SolidWorks* da secção de conduta modelada

Tabela 3.2: Medidas, definidas e calculadas, utilizadas para modelação do elemento

Medida	Definida				Calculada	
	d_1	d_2	L_1	L_2	α	d_3
Valor [mm]	75	120	490	720	2,629°	142,32

Caracterização do Ventilador

Na Figura 3.7 é possível ver então a secção do Difusor modelada no *software* computacional.

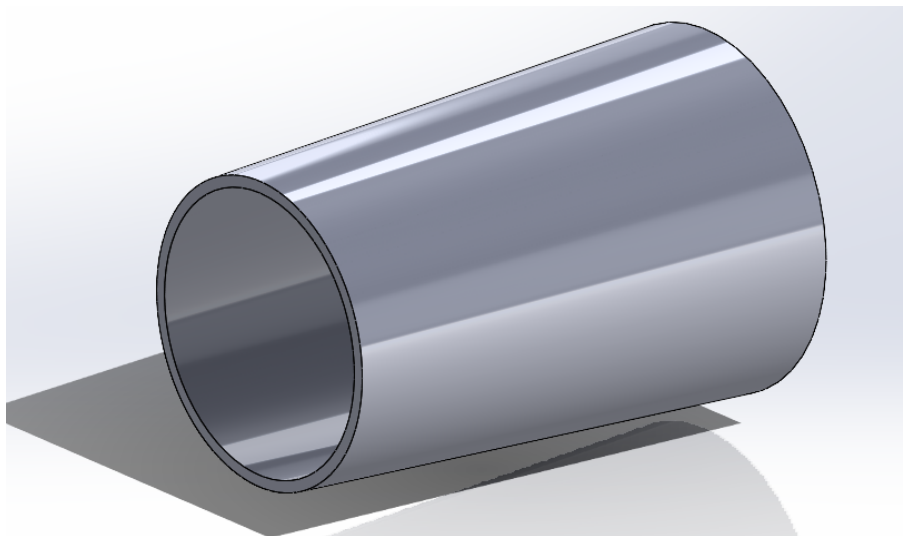


Figura 3.7: Representação em *SolidWorks* da secção do Difusor modelada

3.3.2 Conduta de Saída

A conduta de saída é o elemento mais simples a ser modelado. Esta consiste apenas num cilindro vertical de diâmetro $\varnothing 190$ mm e com um comprimento do cilindro é de 250 mm, aproximação da distância vertical entre o fim da voluta do ventilador e a placa de obstrução.

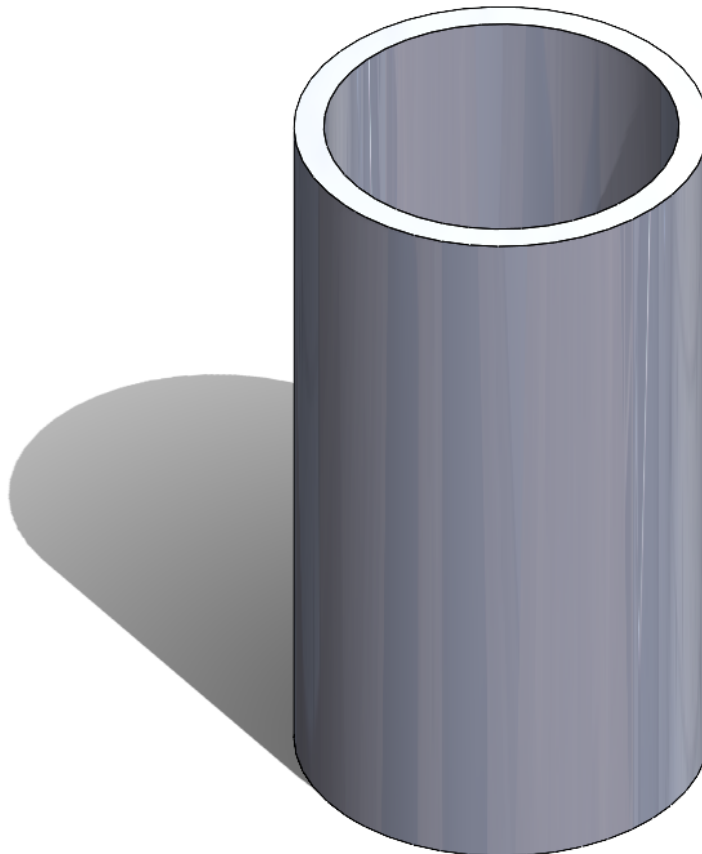


Figura 3.8: Representação em *SolidWorks* da secção de conduta modelada

3.3.3 Rotor

Terminada a modelação dos elementos auxiliares, procede-se à modelação do ventilador. Este é constituído por dois elementos, o rotor e a voluta.

O rotor a ser utilizado neste trabalho é um de três rotores disponíveis em laboratório (Figura 3.9). O que distingue e caracteriza cada um deles é o ângulo de saída das pás que pode ser de **a)** 43° para a frente, **b)** saída de 43° para trás, ou **c)** saída radial (0°). O primeiro, tendo sido o escolhido para o desenvolvimento do trabalho, foi o único dos três que precisou de ser modelado.

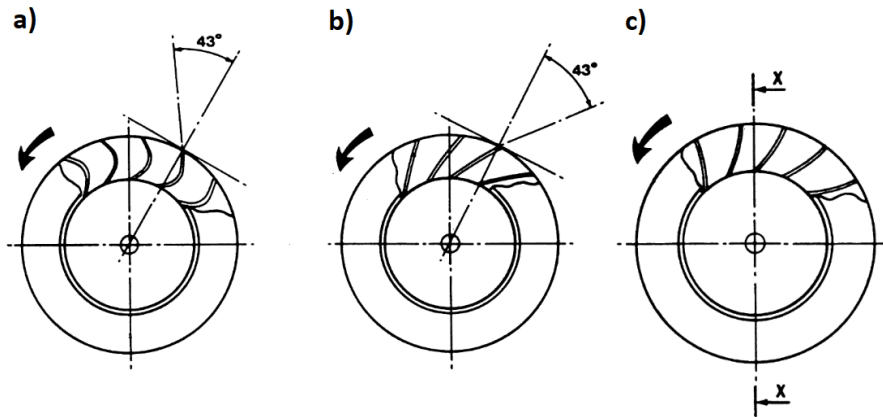


Figura 3.9: Representação esquemática dos três rotores disponíveis em laboratório

Descreve-se de seguida a modelação do elemento. O rotor utilizado é do tipo rotor fechado, apresentando proteções à frente e atrás das suas pás. As pás são dezasseis e têm saída virada para a frente com ângulo 43° . De modo a poder ser modelado da forma mais precisa possível, todas as medidas indicadas na Figura 3.10 têm de ser retiradas a partir do rotor.

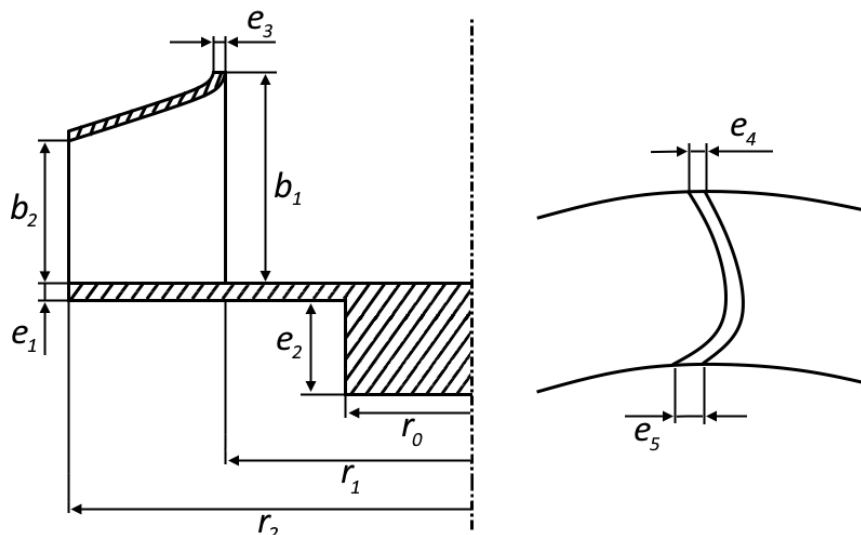


Figura 3.10: Medidas a serem retiradas do rotor para a modelação computacional

Estas medidas, cujos valores são apresentados na Tabela 3.3, definem os comprimentos retos do rotor do ventilador. Os elementos do rotor que apresentam um perfil curvilíneo são a tampa superior e a curvatura das pás.

Tabela 3.3: Tabela de medidas do rotor

ID	r_0	r_1	r_2	b_1	b_2	e_1	e_2	e_3	e_4	e_5
Valor [mm]	50,0	76,25	125,0	56,0	26,0	4,65	19,3	5,00	5,00	8,00

Uma vez que o rotor é uma peça maciça, e por consequência de difícil acesso e manuseamento com ferramentas de medição, uma metodologia de medição dos perfis curvilíneos teve de ser desenvolvida procedendo-se da seguinte forma (Ver também APÊNDICE A):

1. Com um arame semi-rígido é decalcado o perfil curvilíneo a ser modelado;
2. Numa folha, o contorno do perfil, agora impresso no arame, é desenhado;
3. Para os perfis da tampa superior:
 - (a) Com uma régua, encontra-se o ponto de interseção da semi-reta e do arco curvilíneo;
 - (b) Encontra-se o centro do arco;
 - (c) Encontram-se todas as medidas relevantes para a modelação do perfil;
4. Para o perfil das pás:
 - (a) Encontra-se o ângulo de 43° que a pá faz à saída do rotor (r_2) e desenha-se o eixo radial do rotor;
 - (b) Desenha-se a perpendicular ao eixo radial que intersecta o ponto de entrada (r_1);
 - (c) Encontra-se o ângulo de entrada nas pás e a distância retilínea entre os pontos de entrada e saída das pás;
5. Modela-se o elemento correspondente (pá ou tampa superior).

As medidas e ângulos obtidos para cada um dos elementos curvilíneos são apresentados na Tabela 3.4. De notar apenas que para este trabalho foi considerada que a curvatura das faces (frontal e traseira) das pás é igual, pois este passo facilita a modelação e a aproximação geométrica das curvas verificou-se ser bastante aproximada.

Tabela 3.4: Tabela de medidas dos elementos curvos do rotor

	Tampa		Pás
	<i>Topo</i>	<i>Interior</i>	<i>frente</i>
a [mm]	10,05	13,49	-
b [mm]	32,70	35,45	-
c [mm]	-	-	21,00
r [mm]	15,70	21,20	-
θ	-	-	25°

Concluídos a totalidade dos passos enumerados neste capítulo, faz-se então a modelação do rotor do ventilador (ver Figura 3.11).

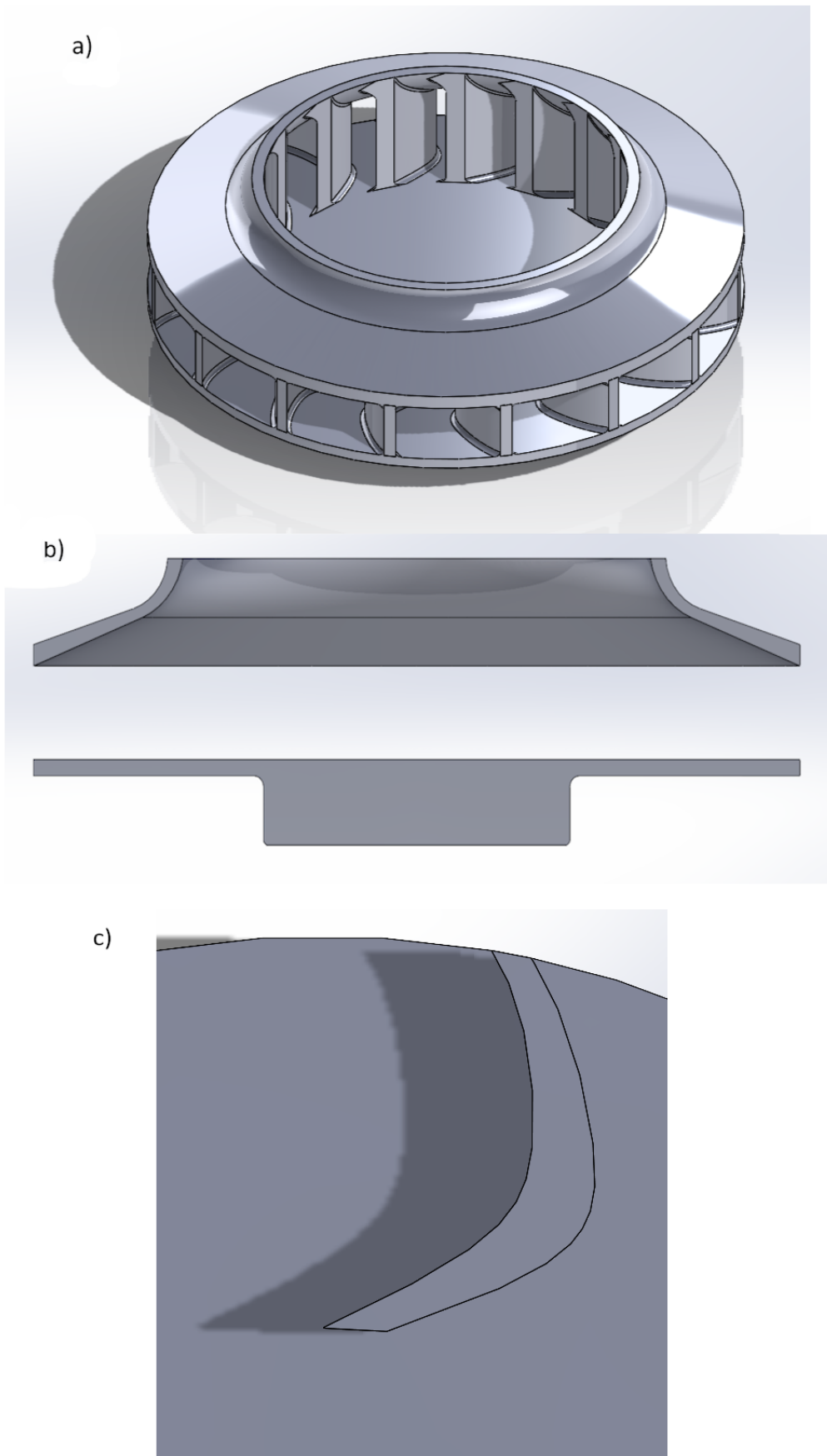


Figura 3.11: Rotor modelado em *SolidWorks* a) Vista isométrica; b) Pormenor das tampas; c) Pormenor de uma pá

3.3.4 Voluta

O último elemento a ser modelado foi a voluta. Esta peça é a mais complicada de se modelar uma vez que o caracol exterior que a caracteriza apresenta um grau de dificuldade bastante elevado de medição e consequente precisão do modelo computacional.

A voluta completa é constituída por duas tampas, a tampa frontal, à qual está acoplada o difusor da montagem, e a tampa traseira, que é onde está apoiado o veio do rotor que transmite o movimento angular vindo do motor. Estas duas tampas apresentam ainda duas importantes características na sua construção: a secção de voluta e a secção interior (Ver Figura 3.12).

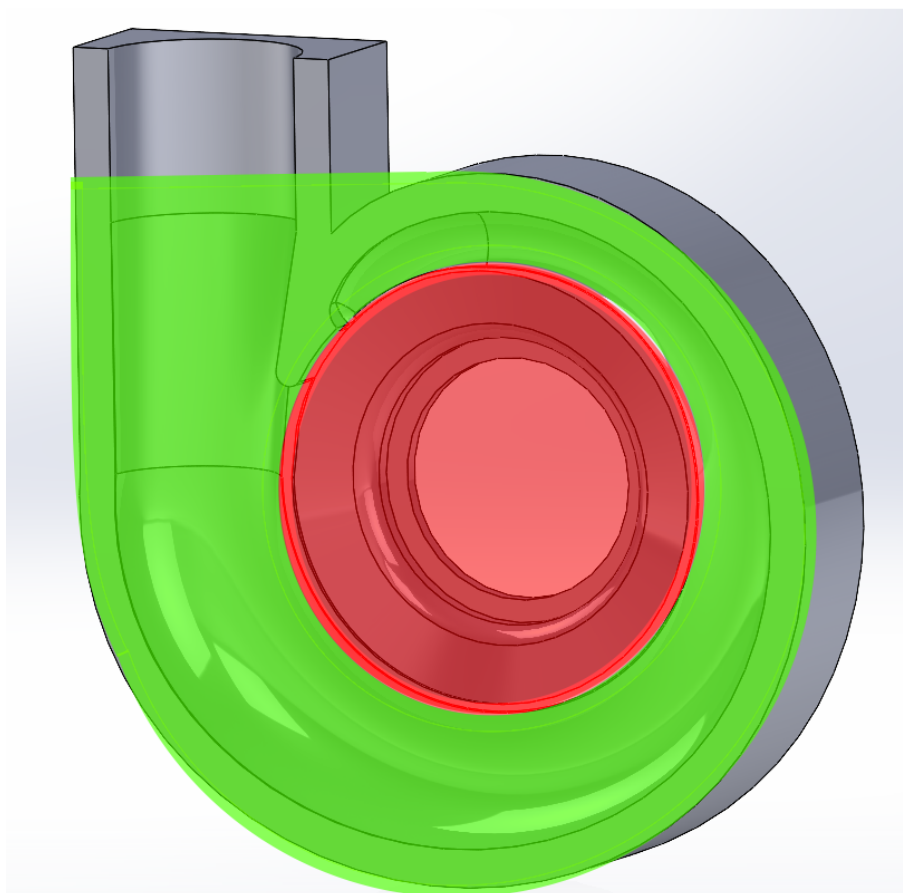


Figura 3.12: Tampa frontal e vista das secções. **Vermelho:** secção interior; **Verde:** secção de voluta

Secção interior

Como foi referido anteriormente, a secção interior das tampas, apesar de não ser simétrica como a secção de voluta, apresenta um grau de dificuldade de modelação bastante mais simples quando comparado.

Na Figura 3.13 observa-se um corte transversal às tampas da voluta, sendo possível verificar não só as duas secções (interior e voluta) de cada tampa, como as diferenças entre cada uma das secções interiores. Por um lado, a tampa frontal (**b**) da Figura 3.13 tem a abertura de entrada do ventilador e apresenta um perfil semelhante à tampa frontal do rotor. Por outro lado, a tampa traseira (**a**) da Figura 3.13 é bem mais simples, pois é onde se encontra alojada a parte traseira do rotor e o veio de transmissão (este não foi modelado de forma a poder simplificar a simulação).

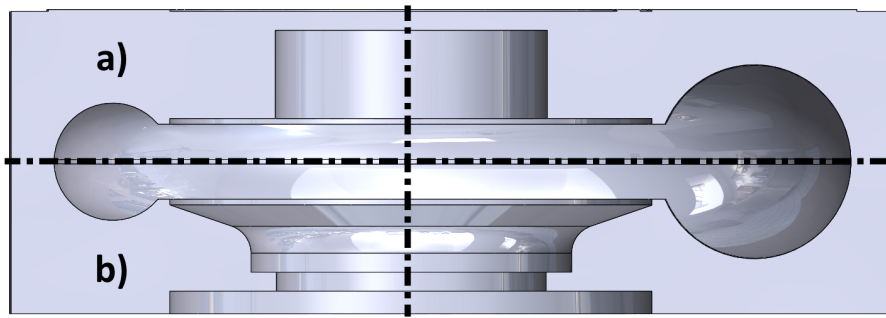


Figura 3.13: Vista de corte da voluta completa a) Tampa traseira; b) Tampa frontal

Tendo em conta esses perfis interiores, é possível observar na Figura 3.14 todas as medidas necessárias retirar para a modelação dos componentes, estando apresentadas na Tabela 3.5 os valores das diferentes medidas identificadas.

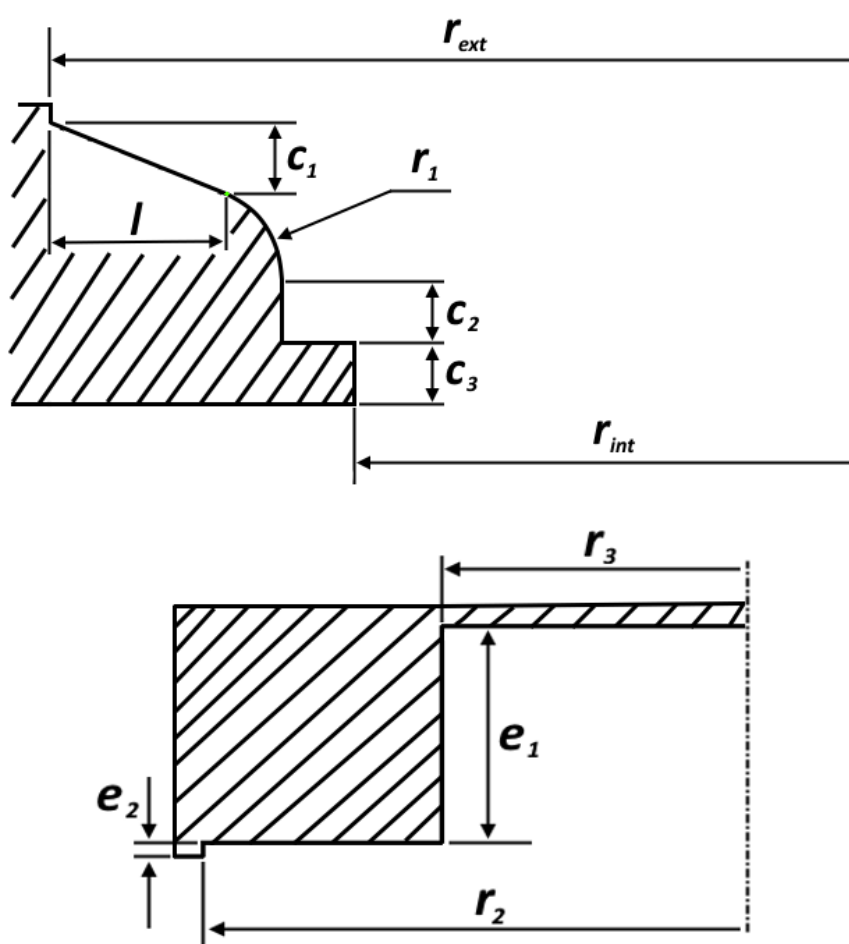


Figura 3.14: Esquemas dos perfis das tampas **Topo:** Tampa frontal; **Fundo:** Tampa traseira

Tabela 3.5: Medidas a definir para modelação do interior das tampas da voluta

Tampa frontal							
ID	r_{ext}	r_{int}	r_1	c_1	c_2	c_3	l
Valor[mm]	127,25	71,16	14,95	11,2	10,0	10,0	32,65
Tampa traseira							
ID	r_2	r_3	e_1	e_2			
Valor[mm]	127,25	71,75	46,35	3,00			

Secção de voluta

A secção de voluta, zona aonde a energia cinética do fluido que é impulsionado pelo rotor se transforma em energia potencial (pressão), apresenta uma secção circular que vai aumentando em área à medida que se aproxima da conduta de saída da montagem. Existe simetria entre as duas tampas que formam a voluta, ou seja, para efeitos de modelação, a semi voluta da tampa frontal é a imagem espelhada da tampa traseira.

Devido à mudança de área de secção ao longo da voluta, é necessário realizar, ao longo do seu perímetro exterior, diferentes medições de secção. A figura 3.15, apresentada abaixo, ilustra os diferentes pontos aonde foram realizadas as medições.

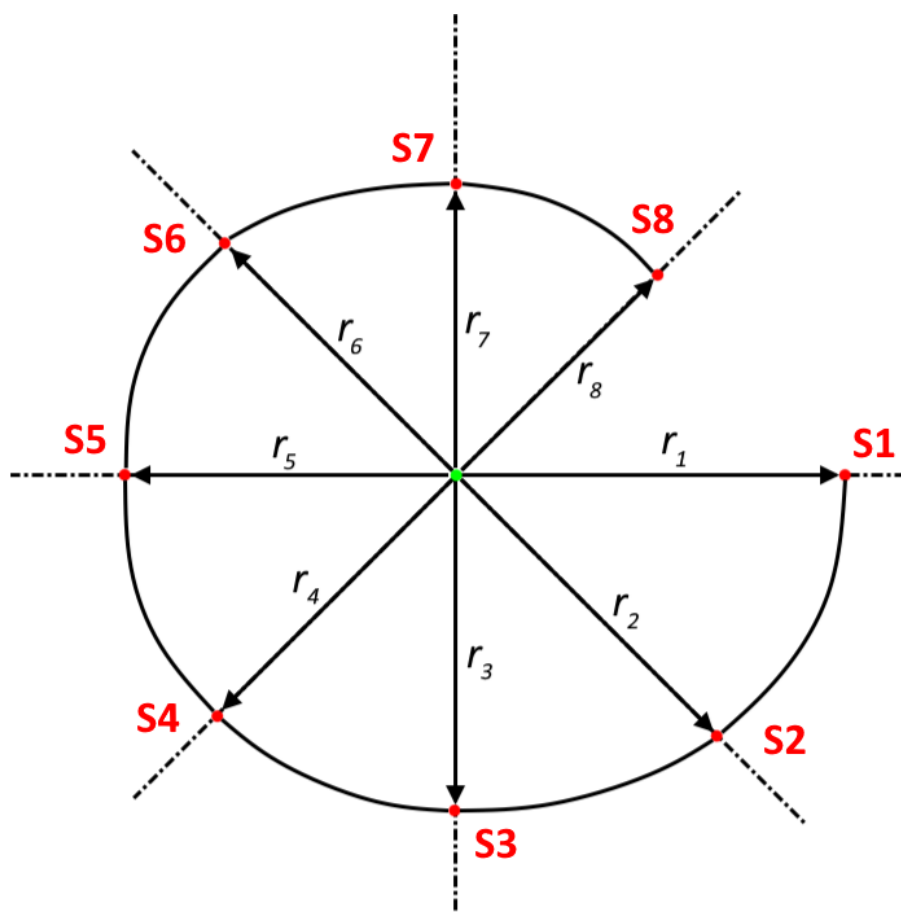


Figura 3.15: Identificação das tiragens de medida ao longo do caracol (não se encontra à escala)

Como se pode observar, foram retirados valores de raio de oito secções (**S1** até **S8**) intervalados por passos de 45° (exceto **S8**) em relação ao eixo de rotação do rotor, e correspondem à distância entre o eixo de rotação do rotor e o ponto mais exterior de cada uma das secções. Na Tabela 3.6 são apresentados os valores correspondentes às medidas identificadas.

Tabela 3.6: Medidas a definir para modelação do interior das tampas da voluta

ID	r_1	r_2	r_3	r_4	r_5	r_6	r_7	r_8
Valor [mm]	231,5	228,5	210,0	201,0	188,5	178,0	164,5	147,3

Observe-se a Figura 3.16, onde se encontra representada uma das oito secções que serviram para a modelação da voluta.

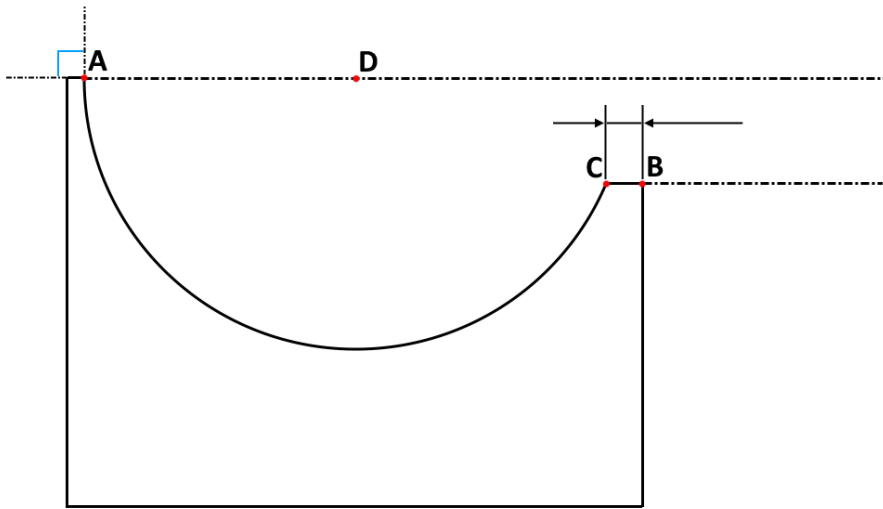


Figura 3.16: Pormenor de uma das oito secções utilizadas para modelação da voluta

As medidas apresentadas anteriormente não correspondem diretamente à secção da voluta, mas sim à distância entre o centro de rotação do rotor com a parede exterior da voluta (distância entre centro e o Ponto **A**). Outra das distâncias que conhecemos é a distância do eixo de rotação ao ponto **B**, que corresponde à medida r_2 da tampa traseira descrita anteriormente.

Medidos esses dois primeiros raios, mede-se a distância do segmento de reta \overline{BC} de cada uma das secções. Este passo tem como finalidade descobrir o segundo ponto que delimita o arco \overline{AC} , segmento esse que modela a secção completa da parte curvilínea do caracol.

Por fim, o Ponto **D** corresponde ao centro do arco \overline{AC} . Esta consideração pode ser realizada uma vez que, no ponto **A**, a parede do arco se encontra na perpendicular com o plano da face da tampa.

A Tabela 3.7 a seguir apresenta as diferentes medidas do segmento de reta \overline{BC} de todas as secções.

Tabela 3.7: Medidas dos diferentes valores de \overline{BC}

Secção	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8
\overline{BC} [mm]	6,70	6,05	4,60	6,45	6,20	8,20	2,40	2,25

Para terminar a modelação completa da voluta, tem de se tomar atenção ainda a três pormenores apresentados pela voluta. São esses o início do caracol, divisão entre o caracol

Caracterização do Ventilador

e a saída e a saída da voluta. Podemos ver na Figura 3.17 todos esses elementos. Por um lado, a saída da voluta apresenta um diâmetro de 190 mm, enquanto que a separação entre a saída e o caracol tem um raio de 8,28 mm ao longo da separação. No início do caracol, aquela secção apresenta um raio de cerca de 12,0 mm. Estes últimos dois elementos foram os mais difíceis de modelar da totalidade das peças.

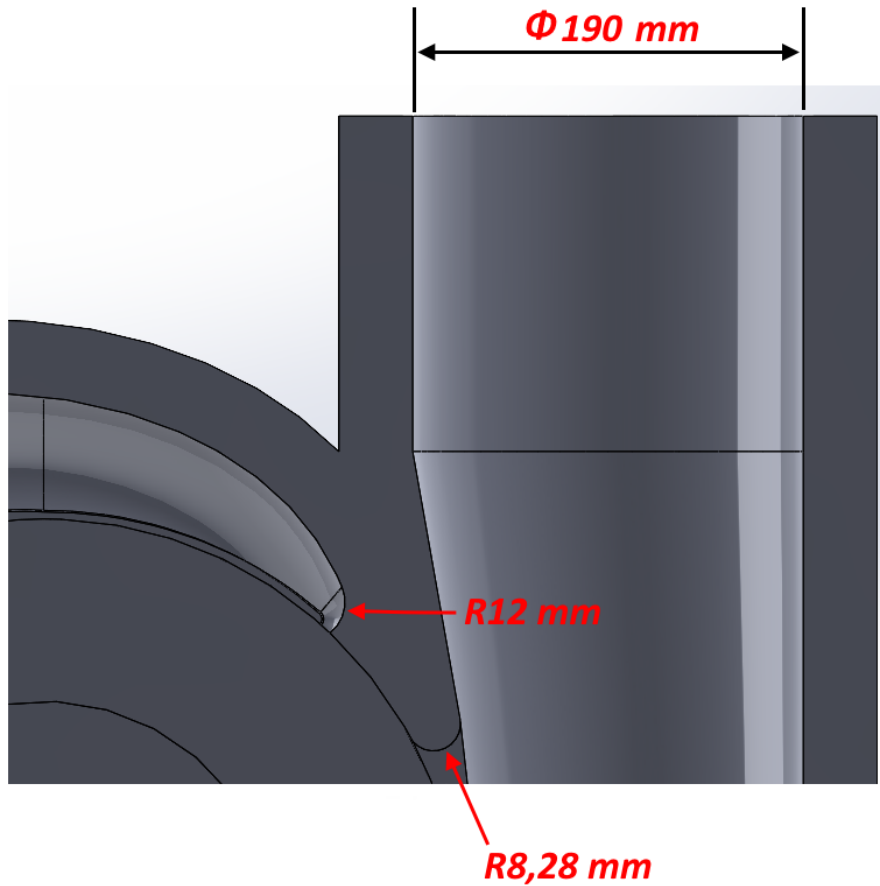


Figura 3.17: Pormenor da Saída da Voluta, início do caracol e separação entre os dois

Na Figura 3.18 pode-se observar então as duas tampas da voluta do ventilador.

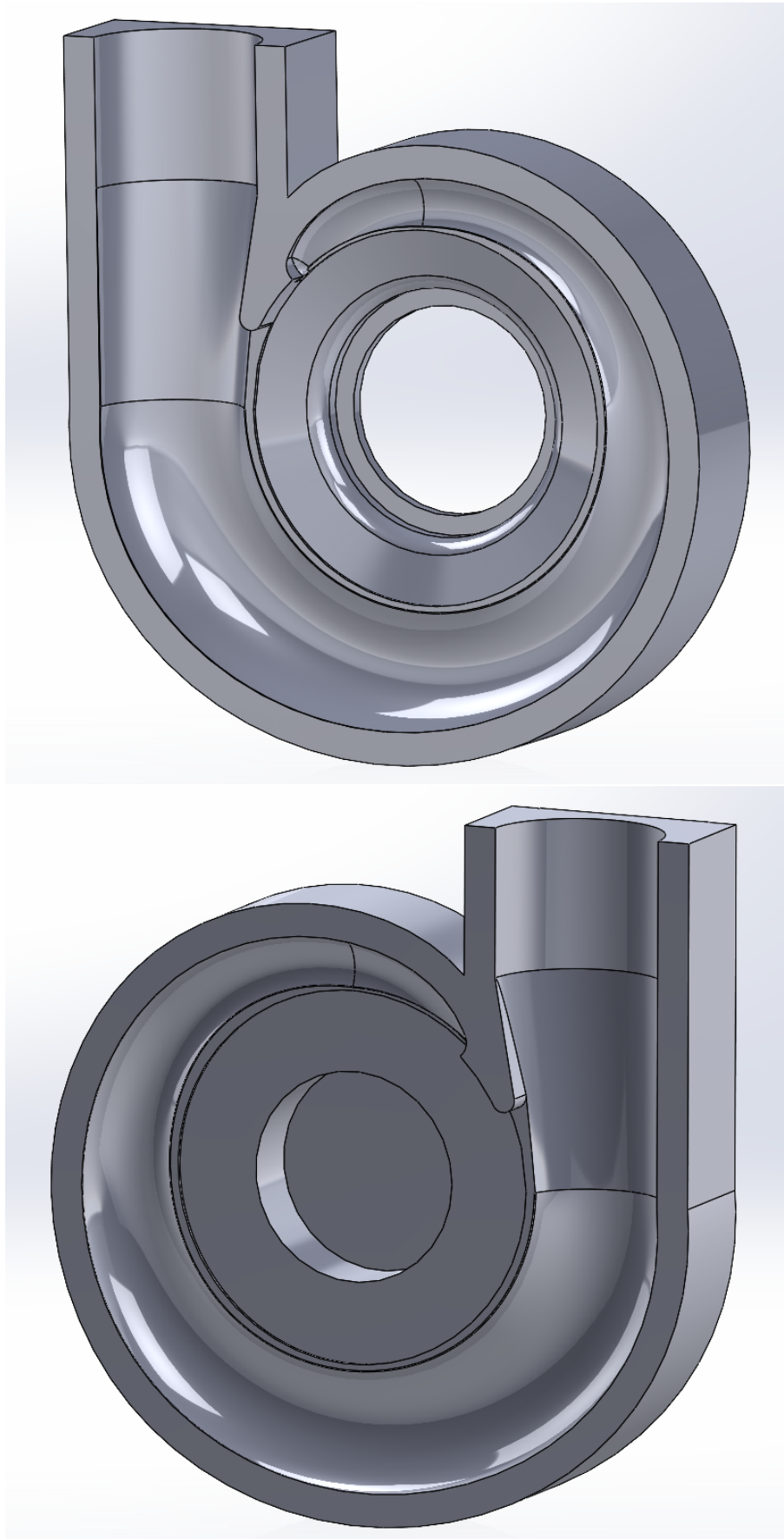


Figura 3.18: Tampas da voluta modeladas. **Topo:** Tampa Frontal; **Fundo:** Tampa Traseira

4 Metodologia de Simulação

Passando agora do mundo físico para o mundo virtual, neste capítulo é apresentada toda a metodologia de simulação utilizada durante a realização do trabalho no módulo *Flow Simulation* do *software* de CAD *SolidWorks*.

O presente capítulo encontra-se dividido em subcapítulos de acordo com os diferentes passos a serem concretizados para a realização de um trabalho de simulação. Em primeiro lugar, no subcapítulo 4.1, são apresentadas as condições gerais do problema, isto é, configurar o programa para o tipo de análise a ser feita, qual o(s) fluido(s) de trabalho a ser utilizado e definir também algumas condições iniciais que afetam o volume de controle.

No subcapítulo seguinte, 4.2, são apresentados os diferentes valores de *input* a ser introduzidos como variáveis para o cálculo da simulação computacional. São definidos *inputs* como o domínio computacional (equivalente ao volume de controle do problema), as condições fronteira do problema, a malha de simulação e os objetivos a serem alcançados no fim do cálculo.

No terceiro subcapítulo, 4.3, são definidos os parâmetros de cálculo que o *software* deverá utilizar na simulação. Neste são definidos os parâmetros de fim da simulação, os parâmetros de resolução (como por exemplo número de iterações ou tempo de simulação) e por fim os parâmetros de gravação de resultados.

No último subcapítulo, 4.4, são apresentados os resultados que são pretendidos obter após o término da simulação.

4.1 Condições Gerais (*General Settings*)

Como foi exposto na introdução do capítulo, em primeiro lugar começa-se por definir as condições gerais do problema. Estas condições são aquelas que vão definir na integra qual o tipo de problema que o *software* vai ter de resolver, quais as condições a que está sujeito o volume de controle e, sem esquecer também, o fluido de trabalho do problema.

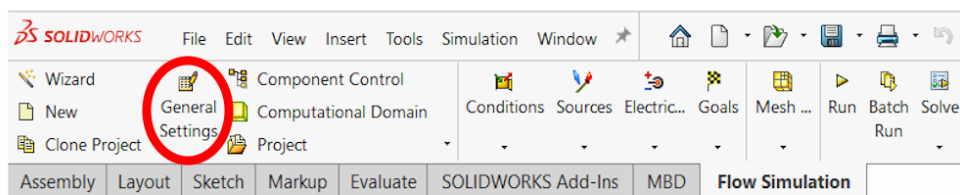


Figura 4.1: Ícone do separador *General Settings* na barra de ferramentas do *SolidWorks*

Aquando do início de um novo projeto, a partir do ícone apresentado na Figura 4.1, pode-se então começar o preparar a simulação computacional. Partindo da janela da Figura 4.2. Como se pode observar no lado direito da figura, há quatro categorias de parâmetros gerais que têm de ser definidos neste passo:

- *Analysis Type*;
- *Fluids*;

- *Wall Conditions*;
- *Inicial Conditions*.

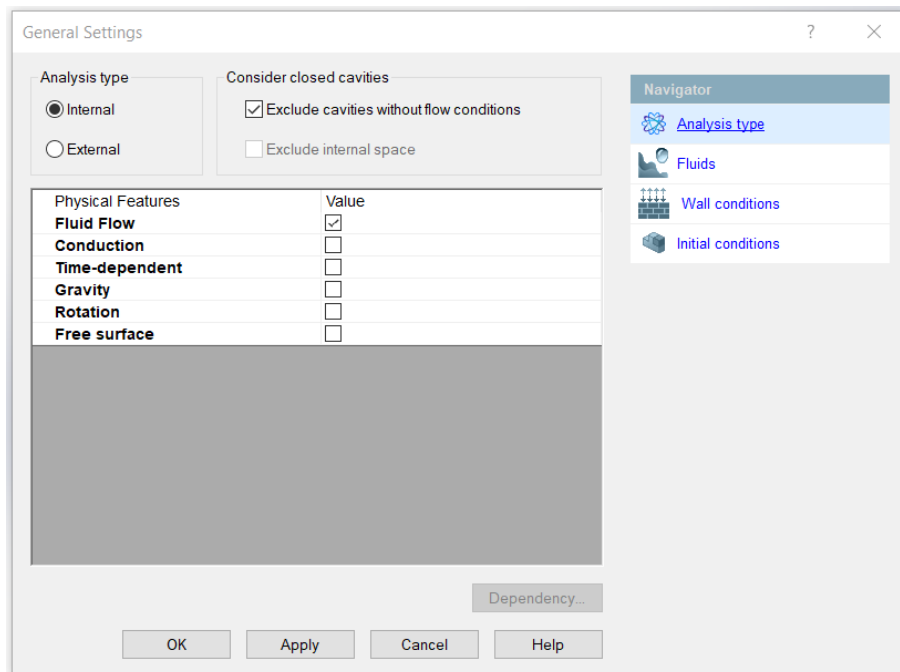


Figura 4.2: Janela *General Settings/Analysis type* do projeto de simulação

4.1.1 Tipo de Análise (*Analysis Type*)

Os primeiros parâmetros a definir são referentes ao tipo de análise a executar. Como podemos observar da Figura 4.2, são três os parâmetros a definir, sendo os seguintes:

- ***Analysis Type*** (Tipo de Análise): Escolher qual o tipo de problema. Neste passo indica-se ao simulador se vai ser realizada a análise de um escoamento externo ou interno no volume de controlo a ser selecionado;
- ***Consider Closed Cavities*** (Consideração das cavidades fechadas): Definir qual dos espaços, se existirem, do volume de controlo que devem ser considerados para o cálculo. Isto permite ao *software* identificar quais as zonas do volume de controlo que devem ser utilizadas para os cálculos do problema;
- ***Physical Features*** (Características físicas): Indica ao *software* quais as características físicas a serem aplicada ao problema. Pode-se optar pelos seguintes tipos de características do problema:
 - escoamento de fluido (*Fluid Flow*);
 - condução térmica (*Conduction*);
 - regime transiente (*Time-dependent*);
 - presença de gravidade (*Gravity*);
 - com um ou mais componentes rotativos (*Rotation*);
 - ser um problema com um escoamento com uma, ou mais, superfícies livres (*Free Surface*).

4.1.2 Fluidos (*Fluids*)

O segundo conjunto de parâmetros a definir é referente ao fluido. Como podemos observar da Figura 4.3, está disponível uma biblioteca de fluidos reais na *add-in 'Flow Simulation'*, estando esses categorizados em Gases (perfeitos), Líquidos, Líquidos não-Newtonianos, Líquidos Compressíveis, Gases Reais e Vapor de água. Caso o fluido não esteja ainda presente na biblioteca, pode ser ainda definido através do botão 'New...' presente no separador.

No caso de serem escolhidos dois ou mais fluidos na simulação, é preciso ainda definir, na segunda secção da janela, qual desses é o fluido por defeito do projeto, isto é, indicar ao *software* qual dos fluidos é que deve ser utilizado como objeto de estudo.

Na última secção da janela, define-se o tipo de escoamento a ser simulado (Laminar, Turbulento ou misto), a presença de cavitação (em líquidos), a presença de humidade (em gases), e outros parâmetros do escoamento.

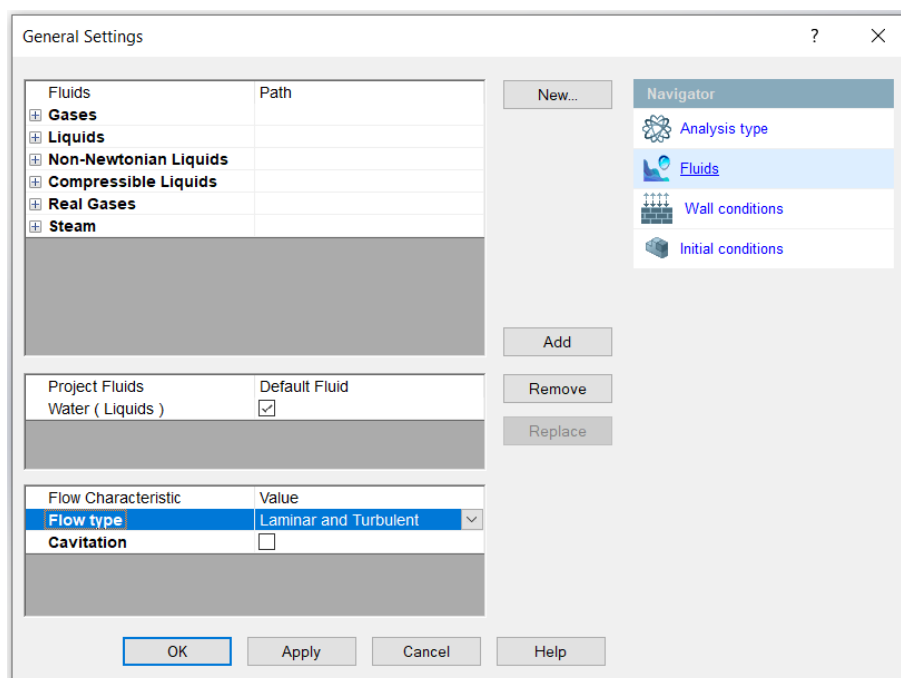


Figura 4.3: Janela *General Settings/Fluids* do projeto de simulação

4.1.3 Condições de Parede (*Wall Conditions*)

A seguir são precisos definir as características das paredes que fazem fronteira com ou no volume de controlo.

O parâmetro **Default wall thermal condition** define o tipo de condição fronteira térmica, podendo-se optar por uma parede adiabática (*Adiabatic wall*), uma parede com fluxo de calor constante (*Heat flux*), uma parede com coeficiente de transferência de calor constante (*Heat transfer rate*), ou uma parede com uma temperatura constante (*Wall temperature*).

Já o segundo parâmetro, **Roughness**, define qual a rugosidade superficial das paredes do problema. Esta, apesar de ter alguma relevância para o cálculo de escoamentos, pode ser desprezada, uma vez que em escoamentos turbulentos com elevados número de Reynolds, a sua influência diminui substancialmente.

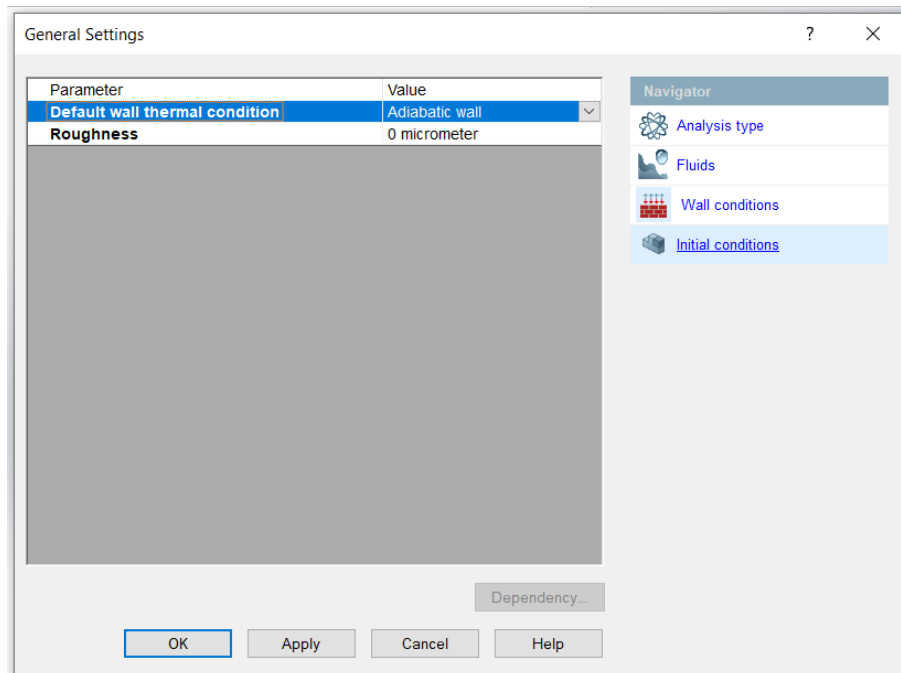


Figura 4.4: Janela *General Settings/Wall conditions* do projeto de simulação

4.1.4 Condições Iniciais (*Initial Conditions*)

Por fim, é ainda necessário definir as condições iniciais do volume de controle. Como se pode observar da Figura 4.5, os parâmetros iniciais a ser definidos podem ser parâmetros termodinâmicos, a velocidade inicial e as condições de turbulência.

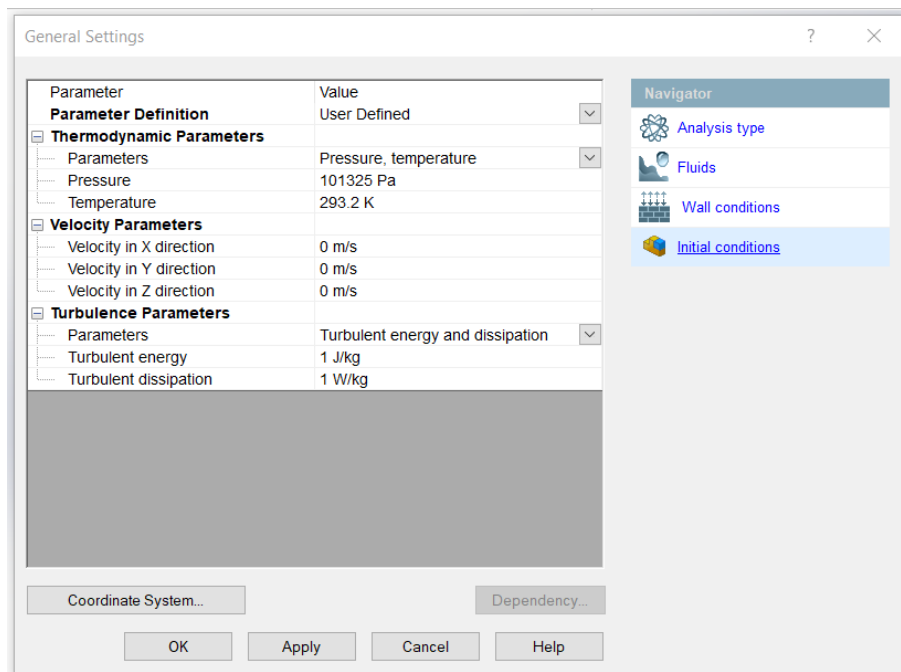


Figura 4.5: Janela *General Settings/Initial conditions* do projeto de simulação

Esses parâmetros podem ser definidos no início do projeto pelo utilizador ou então podem ser transferidos de estudos previamente realizados (escolher na linha **Parameter Definition**). No primeiro caso definem-se:

- **Thermodynamic Parameters** (Pârametros termodinâmicos): a pressão e temperatura iniciais no interior do volume de controlo;
- **Velocity Parameters** (Velocidade inicial) definida em coordenadas cartesianas em todo o volume de controlo;
- **Turbulence Parameters** (Parâmetros de turbulência): valores que caracterizam a turbulência inicial no volume de controlo.

De realçar ainda que, caso o sistema de coordenadas cartesianas definido por defeito pelo *software* não for adequado, este pode ser alterado no botão '**Coordinate System...**' para outro sistema de coordenadas melhor.

4.2 Dados de Entrada (*Input Data*)

O passo seguinte na criação de um projeto de simulação é introduzir no programa os valores dos dados de entrada (*inputs*) do problema. É a partir destes dados que a simulação começa a ser calculada, definindo assim a condição inicial do problema. Como podemos observar da Figura 4.6, há cinco grandes categorias de *inputs* que podem ser definidos neste momento do projeto, sendo essas as seguintes:

- *Computational Domain*;
- *Fluid Subdomains*;
- *Boundary Conditions*;
- *Goals*;
- *Mesh*;

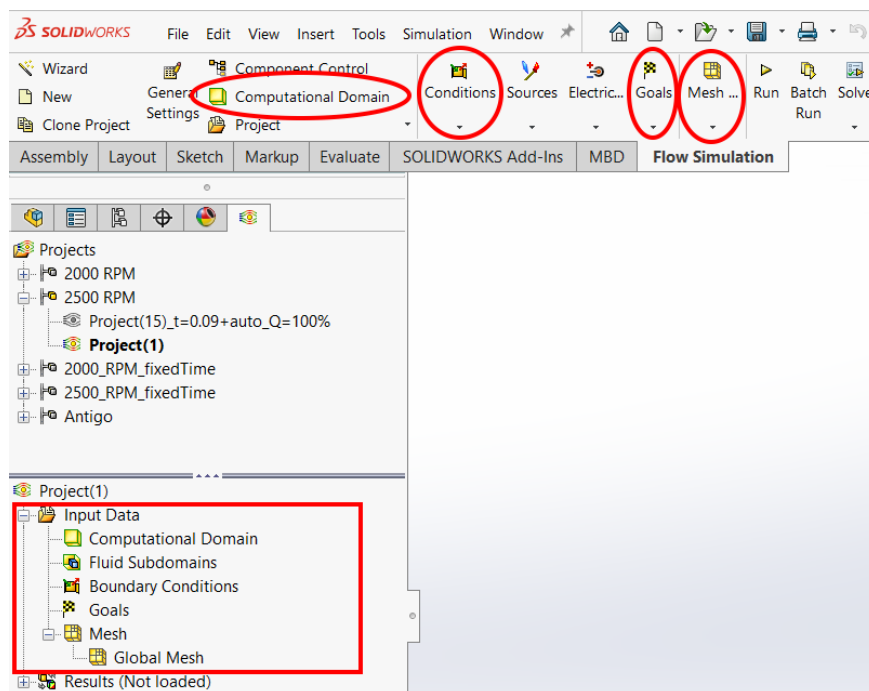


Figura 4.6: Localização dos ícones e ferramentas de ajuste de *inputs* no *SolidWorks*

4.2.1 Domínio Computacional (*Computational Domain*)

O passo primordial na definição dos valores iniciais de *input* é indicar ao programa o domínio computacional. O domínio computacional é o equivalente virtual do volume de controlo. É neste espaço que vão ser realizados a totalidade dos cálculos necessários para a obtenção dos objetivos a alcançar no final do projeto.

Ao definir o domínio computacional do problema, é preciso garantir que todo o objeto de estudo esteja incluído no volume total do domínio. Como se pode observar da Figura 4.7, é preciso definir qual o tipo de cálculo que se está a realizar (cálculo bidimensional ou tridimensional), qual o tipo de fronteira (face livre, face simétrica ou face periódica) e, caso haja uma periodicidade do elemento, definir em que direções é que se observa essa periodicidade.

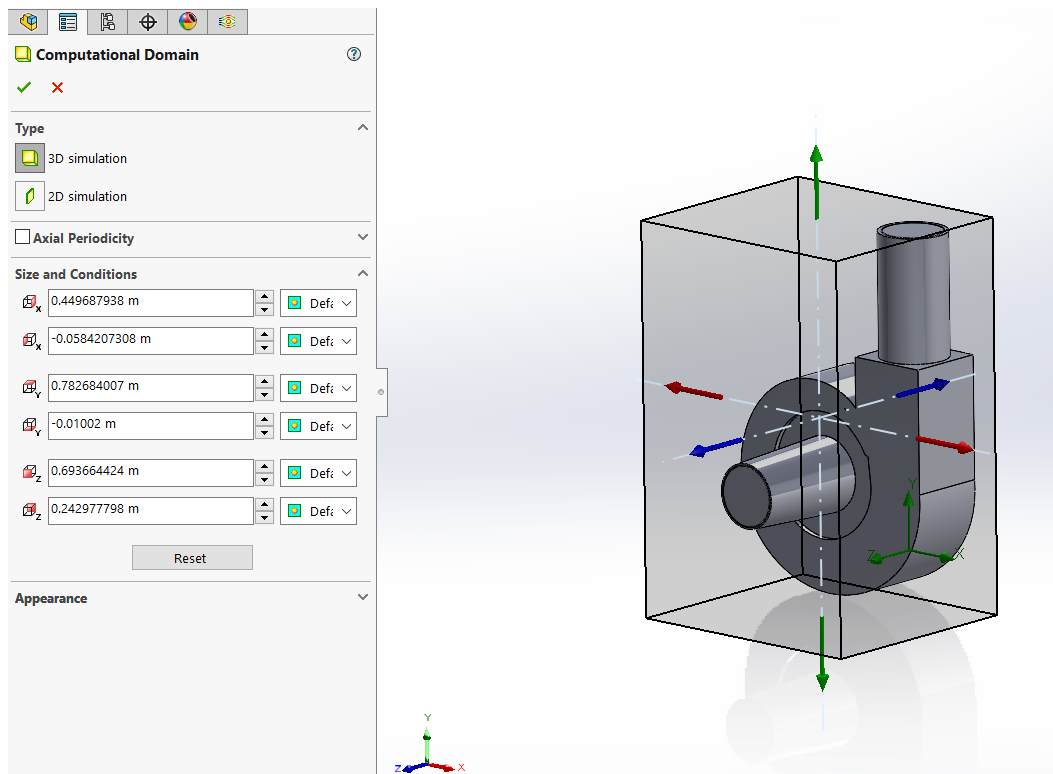


Figura 4.7: Localização dos ícones e ferramentas de ajuste de *inputs* no *SolidWorks*

4.2.2 Subdomínios de Fluido (*Fluid Subdomains*)

De seguida, tem de se definir, caso existam, subdomínios de outros fluidos que possam interessar para o cálculo. Apesar de no presente trabalho não ser necessária a realização deste passo, pode-se na mesma observar na Figura 4.8 que, para definir um subdomínio é necessário proceder aos seguintes passos: **(1)** Definir qual a secção do subdomínio; **(2)** Definir qual o tipo de fluido que se encontra nessa secção (como se fez no passo "GeneralSettings/Fluids"); **(3)** Definir quais são os parâmetros de escoamento dessa secção de fluido; **(4)** Definir os parâmetros termodinâmicos do fluido (pressão e temperatura); **(5)** Definir parâmetros de turbulência do fluido; **(6)** Determinar o tipo de escoamento (laminar, misto ou turbulento) e se se pode considerar a existência do fenómeno de cavitação.

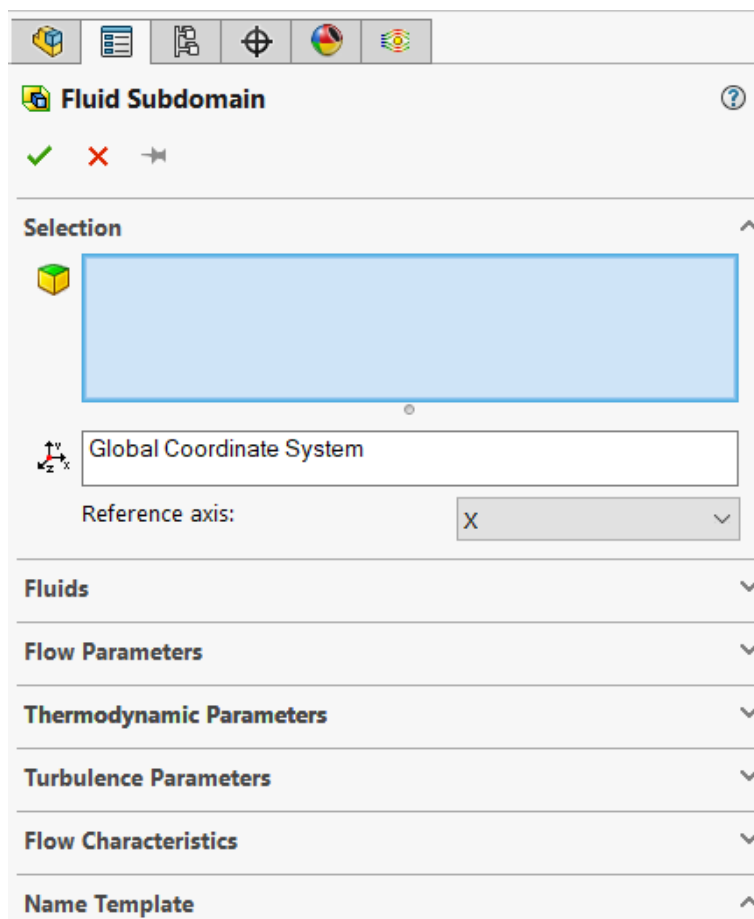


Figura 4.8: Parâmetros a definir caso haja presença de subdomínios de fluídos

4.2.3 Região de Rotação (*Rotating Regions*)

Este parâmetro define, num trabalho de simulação, uma ou mais zonas rotativas no projeto (Figura 4.9). Essa zona rotativa tem de englobar dentro de si todo o volume de fluido que se encontra sobre influência direta do elemento rotativo. No caso de um ventilador, a zona rotativa tem de englobar a totalidade do rotor que exerce influência no fluido (por exemplo, o veio de transmissão não necessita de estar incluído no volume rotativo).

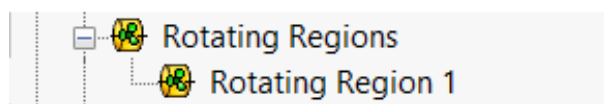


Figura 4.9: Separador para definição de uma, ou múltiplas, zona rotativa na simulação

4.2.4 Condições Fronteira (*Boundary Conditions*)

No próximo passo definem-se as condições fronteira do problema que servem de base à simulação. A Figura 4.10, mostra onde se consegue definir estes parâmetros.

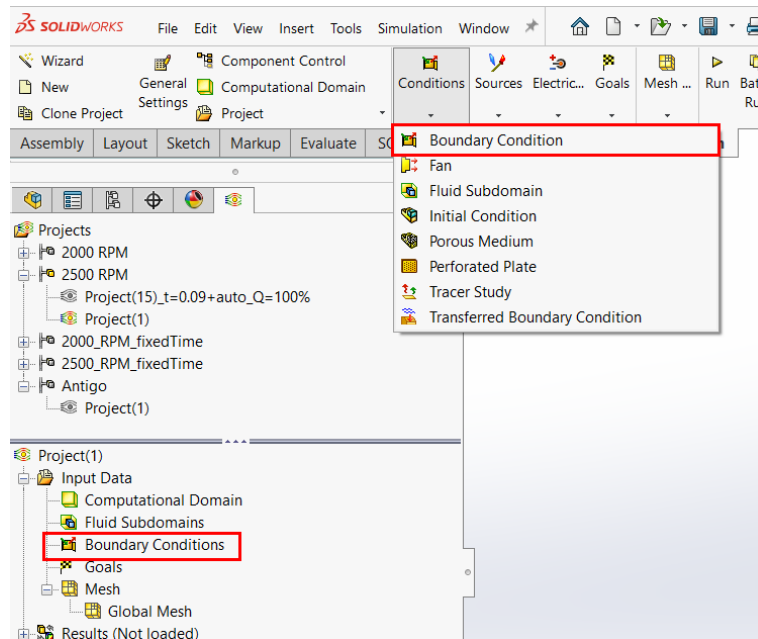


Figura 4.10: Indicação de onde se encontram os ícones para definição dos parâmetros de *Boundary Conditions*

Ao se definir uma condição fronteira num projeto de simulação, esta pode ser de três grandes grupos: pode ser uma condição de escoamento, uma condição de pressão ou uma condição de parede. Consoante a escolha do tipo de condição fronteira, o procedimento de caracterização é diverso.

Condições de Escoamento (*Flow Openings*)

Passamos a descrever o processo de caracterização das condições fronteira do tipo "Escoamento". Como em todos os momentos anteriores, em primeiro lugar devemos definir qual é a secção do projeto que se encontra dependente do parâmetro que se está a caracterizar. Normalmente, num projeto de escoamento interno como é o deste trabalho, tem de se definir, nas fronteiras de entrada ou de saída, uma condição de escoamento. Caso haja várias aberturas, tem de se definir mais condições correspondentes.

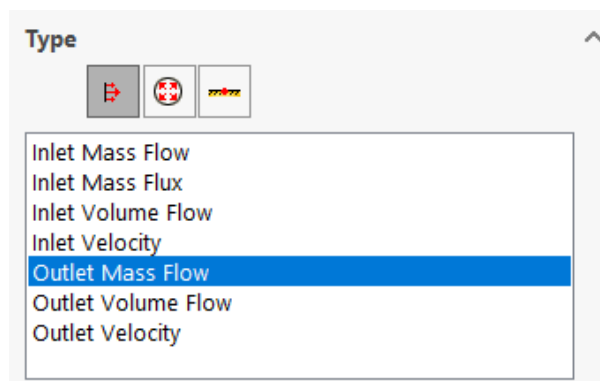


Figura 4.11: Tipos de condições de escoamento possíveis de definir para o projeto

Escolhida a secção, é preciso definir a seguir qual é o tipo de condição que estamos a caracterizar. Como podemos ver da Figura 4.11 as condições do tipo *Flow Openings* podem ser dos seguintes tipos:

1. Entrada de caudal mássico [kg/s];
2. Entrada de fluxo mássico [kg/(s.m²)];
3. Entrada de caudal volúmico [m³/s];
4. Velocidade do escoamento à entrada [m/s];
5. Saída de caudal mássico [kg/s];
6. Saída de caudal volúmico [m³/s];
7. Velocidade do escoamento à saída [m/s].

Definido o tipo de caracterização para cada secção, introduz-se a seguir os seus valores. Neste ponto, existem duas grandes diferenças entre um tipo de secção de entrada e de saída.

Quando uma secção é de entrada, tem de se definir a direção do escoamento, e se este se encontra, ou não, totalmente desenvolvido. Por outro lado, quando se trata de uma secção de saída, os seus parâmetros de velocidade vão ser todos dependentes dos cálculos anteriores da simulação, pelo que é preciso apenas definir qual o valor absoluto de escoamento nessa secção (Ver Figura 4.12).

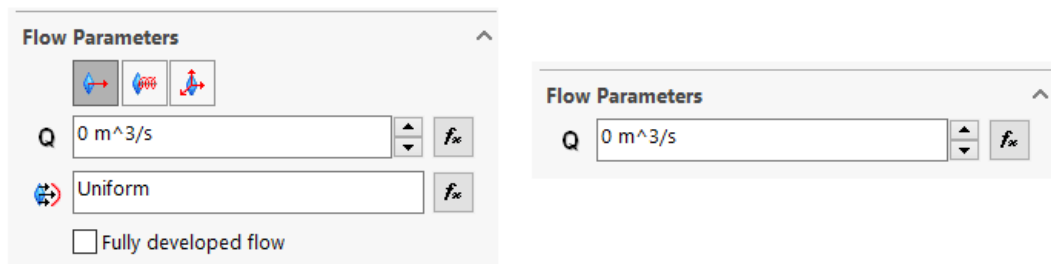


Figura 4.12: Diferença entre caracterização de um escoamento de entrada (esq.) e um escoamento de saída (dir.)

Como podemos ver da Figura 4.13, o escoamento à entrada pode ser normal à face seleccionada (apresenta velocidade em apenas um eixo), em vórtice (velocidade linear e radial) ou pode ser definido em coordenadas cartesianas (velocidade com componente nos três eixos cartesianos).

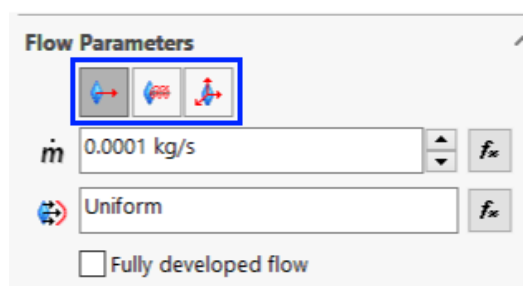


Figura 4.13: Ícones de esquerda para a direita: Escoamento normal à face; Escoamento em vórtice; Escoamento cartesiano.

A partir deste ponto, se a secção a ser definido for de saída, estes passos são ignorados, saltando-se para o subcapítulo seguinte. Caso seja uma secção de entrada, e como podemos ver da Figura 4.14, é preciso ainda definir alguns parâmetros do escoamento, nomeadamente termodinâmicos, de turbulência e de camada limite do escoamento.

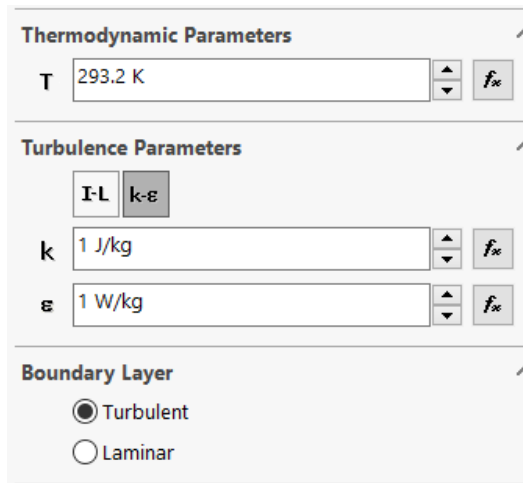


Figura 4.14: Parâmetros a caracterizar em escoamentos do tipo 'entrada'

Condições de Pressão (*Pressure Openings*)

O segundo tipo de condição fronteira que se pode definir neste passo é uma condição do tipo "Pressão". Este tipo de condição é um pouco mais simples de definir. Assim, como se observa da Figura 4.15, existem três tipos de condições fronteira de pressão: pressão atmosférica, pressão estática e pressão absoluta.

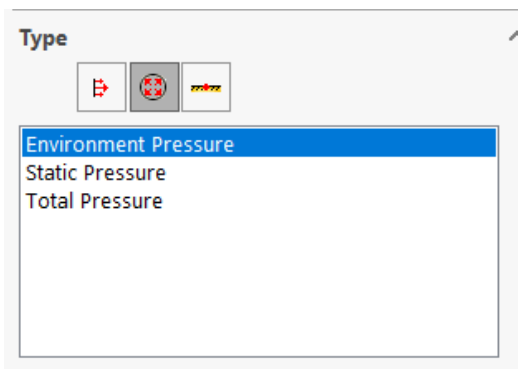


Figura 4.15: Tipos de condição fronteira de pressão

Escolhido o tipo de condição fronteira a utilizar, e de forma análoga à utilizada para a definição das condições fronteira de escoamento, é preciso definir os parâmetros termodinâmicos, de turbulência e de camada limite do escoamento que atravessa a secção seleccionada. A Figura 4.14 é válida também para este tipo de condições, sendo preciso apenas definir o valor de pressão da secção nos parâmetros termodinâmicos.

Condições de Parede (*Wall*)

Por fim, é possível ainda definir condições de fronteira do tipo "Parede". Como podemos ver da Figura 4.16, uma parede pode ser definida como real ou ideal. Caso seja ideal, não se caracteriza mais nada. No entanto, se for uma parede real, é preciso definir outros

parâmetros. Primeiramente, definem-se os parâmetros da parede, isto é, a sua temperatura superficial ou o seu coeficiente de transferência de calor, e a sua rugosidade.

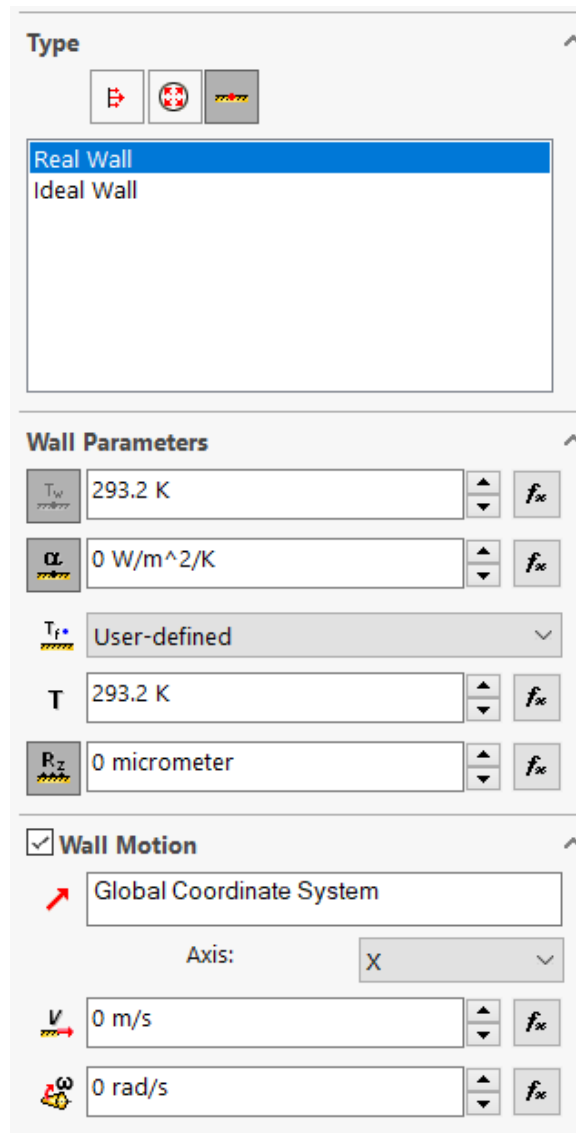


Figura 4.16: Definição de uma fronteira de parede. De cima para baixo: Tipo, Parâmetros de parede e Parâmetros de movimento

Depois, caso a parede se encontre não estática, é necessário definir a sua velocidade de translação e/ou rotação e o sistema de coordenadas a partir do qual se indica esse movimento. Termina assim o processo de definição de condições fronteira de um projeto de simulação.

4.2.5 Objetivos (*Goals*)

O passo seguinte na construção de um projeto de simulação, após a introdução de todos os parâmetros de *input* necessários à resolução do problema, é definir quais os objetivos que se pretendem alcançar no término do cálculo computacional. Esses objetivos podem ser definidos através dos botões indicados na Figura 4.17, e podem ser de cinco diferentes tipos:

- **Objetivos Globais:** Objetivos que têm em conta a totalidade do domínio computacional definido no passo *Input Data/Computacional Domain*;

- **Objetivos de Ponto:** Objetivos que têm como finalidade calcular a evolução de uma partícula ao longo do seu movimento pelo domínio computacional;
- **Objetivos de Superfície:** Objetivos que apresentam as propriedades de uma superfície incluída no domínio computacional, podendo ser as de uma superfície real ou de uma superfície virtual¹;
- **Objetivos de Volume:** Objetivos que têm como objeto de estudo uma secção de volume inserida no domínio computacional;
- **Objetivos de Equação:** Objetivos que obedecem a uma certa equação definida pelo utilizador. Pode-se calcular, por exemplo, a diferença de pressão à entrada e à saída do ventilador ao longo da simulação.

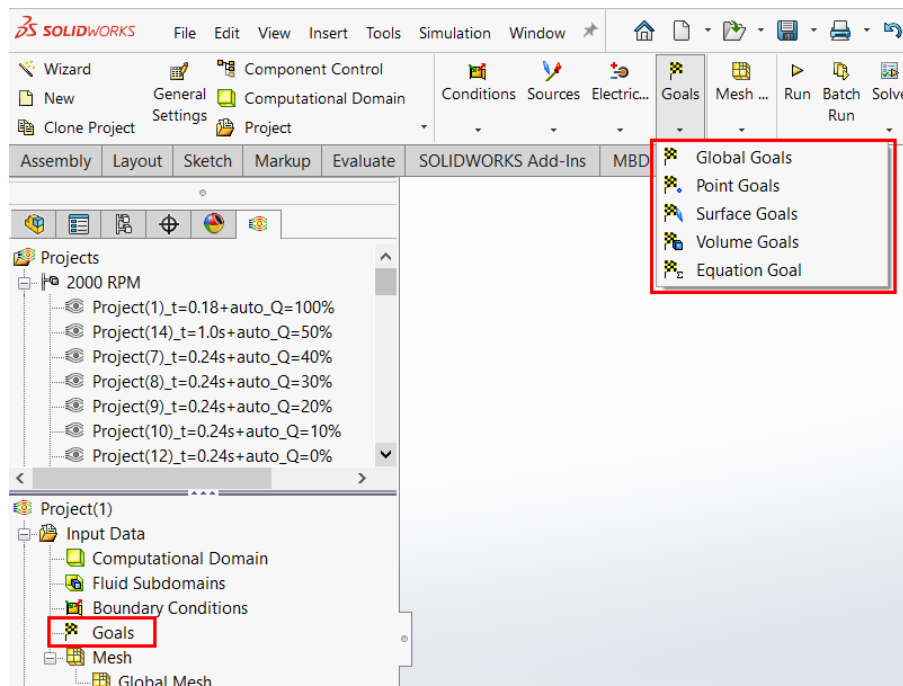


Figura 4.17: Localização dos ícones de definição de objetivos e diferentes tipos de objetivos possível de calcular

Estes objetivos podem medir diversos parâmetros relevantes para o estudo no âmbito da mecânica dos fluidos. Alguns dos objetivos a alcançar no fim da simulação podem ser valores de pressão (estática, dinâmica ou total), valores de velocidade de escoamento, turbulência, força (nas coordenadas cartesianas ou em módulo), forças de fricção, forças de corte, momentos, valores de caudal (mássico ou volúmico), entre outros.

No trabalho aqui realizado, os objetivos mais relevantes para o estudo do ventilador são os seguintes: pressão estática, caudal volúmico, energia de turbulência e dissipação de energia turbulenta.

4.2.6 Malha (*Mesh*)

O último passo deste capítulo de dados de *input* no projeto é a definição da malha de simulação. Esta é uma grelha imaginária que subdivide o domínio computacional em pequenos

¹Superfície virtual - Superfície auxiliar que, existindo no projeto de simulação, representa uma secção por onde atravessa fluido na realidade (p.e. as secções de entrada e de saída de ar do ventilador)

elementos de forma a fazer os cálculos da simulação. Como se pode observar da Figura 4.18, a malha de simulação tem dois grandes elementos: a malha global e a malha local.

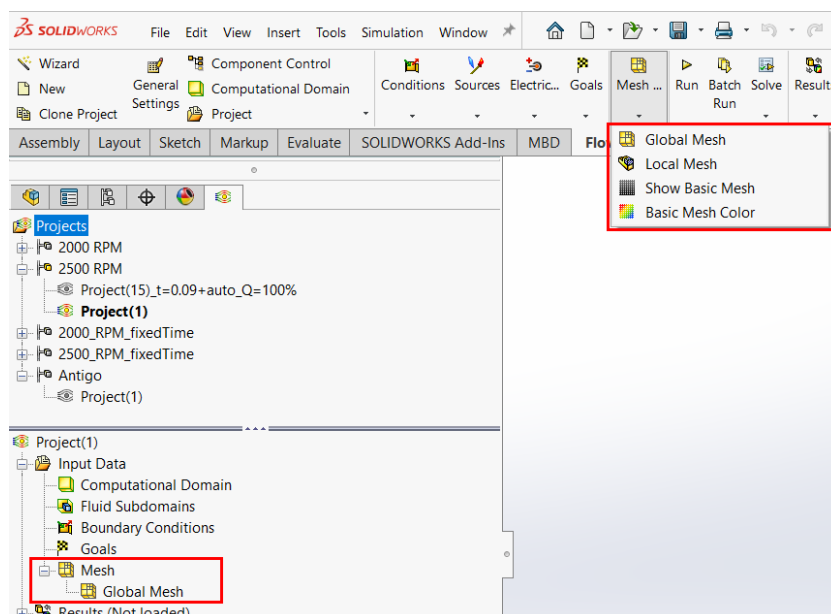


Figura 4.18: Ícones de definição da malha computacional a utilizar para o projeto

Por um lado, a malha global é aquela que abarca a totalidade do domínio computacional. De forma a não tornar o problema substancialmente mais complexo e de duração longa de resolução, o *software* permite ao utilizador criar uma malha mais grosseira de forma automática. Assim, definindo um espaçamento de acordo com a escala da Figura 4.19, o simulador automaticamente define a malha global a ser utilizada no projeto. No entanto, caso o utilizador queira um rigor mais detalhado da malha, este pode definir manualmente a malha, pondo como valor de *input* o número de segmentos que quer dividir ao longo das três coordenadas cartesianas do problema.

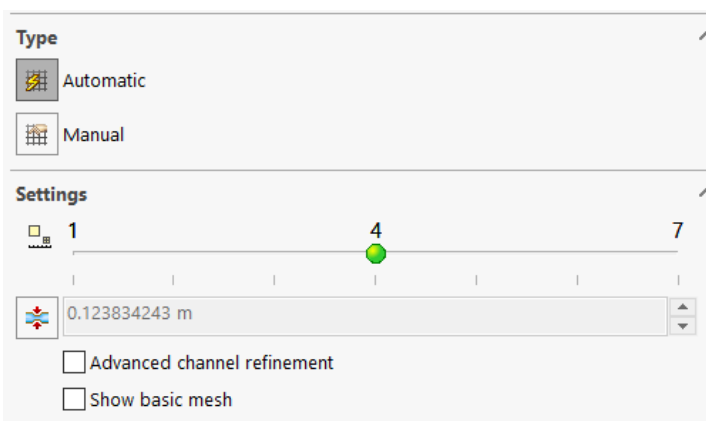


Figura 4.19: Passos de determinação da malha geral e escala de refinamento da malha

Por outro lado, para problemas que envolvam geometrias mais complexas ou rigor mais apertado nos cálculos da simulação, é possível ainda definir malhas locais de maior refinamento. Estas podem ser malhas que relacionem diretamente o seu refinamento com a malha global como podem ser malhas independentes da malha global. Estas malhas podem ser definidas através dos seguintes parâmetros:

- **Selection:** Seleção do volume ou da superfície aonde se aplica a malha local de refinamento;
- **Refining Cells:** Relaciona diretamente o refinamento de células da malha global com a malha local implementada. O parâmetro define também a distância, relativa a uma superfície sólida, que o refinamento vai ser aplicado;
- **Equidistant Refinement:** Define, caso seja preferível, um refinamento equidistante da malha em relação a uma parede sólida da seleção;
- **Channels:** Refinamento de uma secção que seja um canal mais estreito relativamente ao restante domínio computacional. Pode ser definido neste passo também quais as medidas máximas e mínimas para canais aplicáveis (por exemplo, definir que só se quer o refinamento em canais compreendidos entre os 10-20 mm);
- **Advanced Refinement:** Refinamento de zonas de perfil demasiado complexo para a malha geral de refinamento. Esta função é aplicável a pequenas protuberâncias, superfícies curvas diminutas ou níveis apertados de toleranciamento;
- **Close Thin Slots:** Permite fechar virtualmente pequenos espaços que existam no domínio que possam ser consideradas irrelevantes ou que tenham uma importância diminuta para o escoamento.

Para terminar, notar apenas que a escala deste refinamento, ao contrário do que se observa da Figura 4.19, vai de nível 1 até ao nível 9 em todos os parâmetros descritos anteriormente (ver Figura 4.20).



Figura 4.20: Escala de refinamento para os parâmetros de uma malha local

4.3 Parâmetros de Cálculo (*Calculation Control Options*)

Definidos todos os elementos iniciais do problema e os respetivos *inputs* para a sua resolução, o passo seguinte para a execução do projeto de simulação é dizer ao *software* quais os parâmetros de cálculo a serem utilizados para que os objetivos delineados sejam cumpridos.

Na Figura 4.21 pode-se observar tanto a localização do botão que abre a janela *Calculations Control Options*, como a janela em si. Também nessa figura se vê os quatro grandes elementos que compõem os parâmetros de controlo de cálculo: os critérios de paragem de cálculo (**Finishing**), refinamento (**Refinement**), os parâmetros de resolução (**Solving**) e os parâmetros de gravação de resultados (**Saving**).

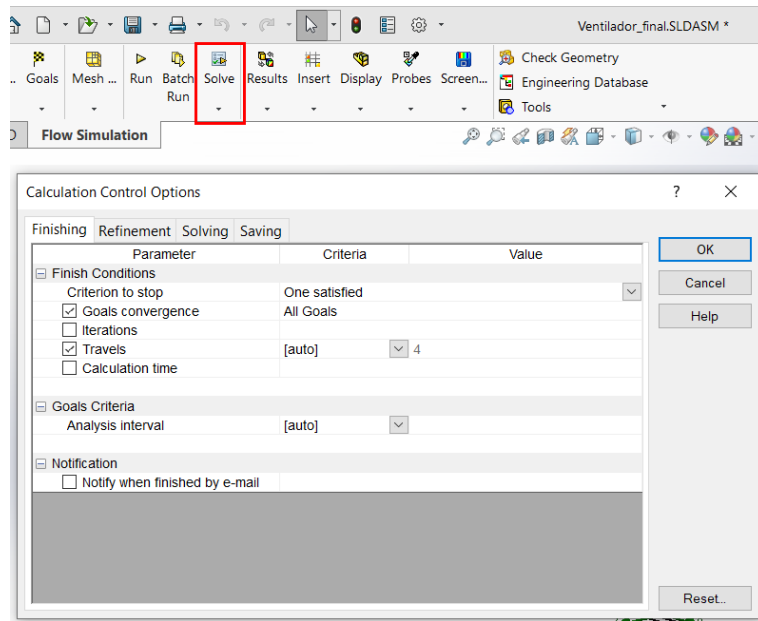


Figura 4.21: Botão e Janela dos parâmetros de controlo de cálculo do projeto

4.3.1 Fim da Simulação (*Finishing*)

Na Figura 4.21 é possível observar que é a partir dos critérios de paragem da simulação que se inicia esta parte do projeto de simulação. Como o nome indica, neste passo indica-se ao simulador quais as condições que precisam de ser cumpridas para o término do processo de cálculo. Essas condições dividem-se entre critérios de paragem (*Finishing Conditions*) e objetivos (*Goals Criteria*).

Critérios de Objetivos (*Goals Criteria*)

As condições de paragem por objetivos relacionam-se diretamente com os objetivos definidos no passo anterior *Input Data/Goals*. Como se pode observar da Figura 4.22, primeiro seleccionam-se quais os objetivos relevantes para a paragem da simulação, e depois escolhe-se qual o critério a cumprir para cada um dos objetivos selecionados. Por um lado, esse critério pode ser automaticamente escolhido pelo módulo de simulação (opção [auto]), mas pode ser definido também manualmente de três diferentes tipos: manual (escolhe-se qual a diferença máxima, em percentagem ou em valor absoluto, a cumprir para a última iteração), maior que um valor absoluto máximo ou menor que um valor absoluto mínimo.

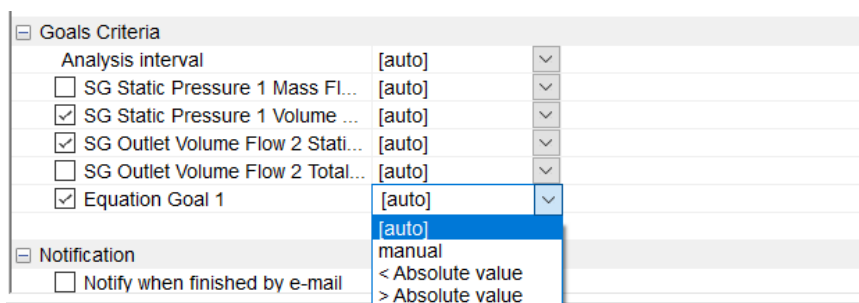


Figura 4.22: Exemplo de um projeto com Condições de objetivos para fim da simulação

Critérios de Paragem (*Finishing Criteria*)

Os critérios de paragem a ser definidos são aquelas que indicam ao programa quando deve terminar o projeto de simulação. Como se pode ver da Figura 4.21, os critérios para interrupção da simulação podem ser a convergência dos objetivos (isto é, obedecer aos critérios de *Goals Criteria*), indicando quais desses objetivos têm de ser cumpridos, podem ser por número máximo de iterações realizadas (*Iterations*), número de travessias de fluido (*Travels*; uma travessia é quando uma partícula do fluido percorre o domínio do problema da secção de entrada até à secção de saída), ou tempo real de simulação (*Calculation Time*; tempo de CPU máximo de simulação).

Um outro critério de paragem possível de definir, mas este apenas em problemas do tipo *time-dependent*, é o critério de tempo físico percorrido (*Physical Time*). Este tipo de critério indica ao programa quanto tempo real de simulação tem de ser percorrido até poder ser terminada.

4.3.2 Refinamento (*Refinement*)

Definidos os critérios de finalização do projeto de simulação, é possível avançar para o separador de refinamento das opções de controlo de cálculo. Este separador permite que a malha de refinamento seja reajustada. Com o decorrer da simulação, isto possibilita que, consoante a complexidade de um certo problema e à medida que o escoamento se desenvolve ao longo da simulação, seja possível refinar com mais detalhe zonas críticas do escoamento.

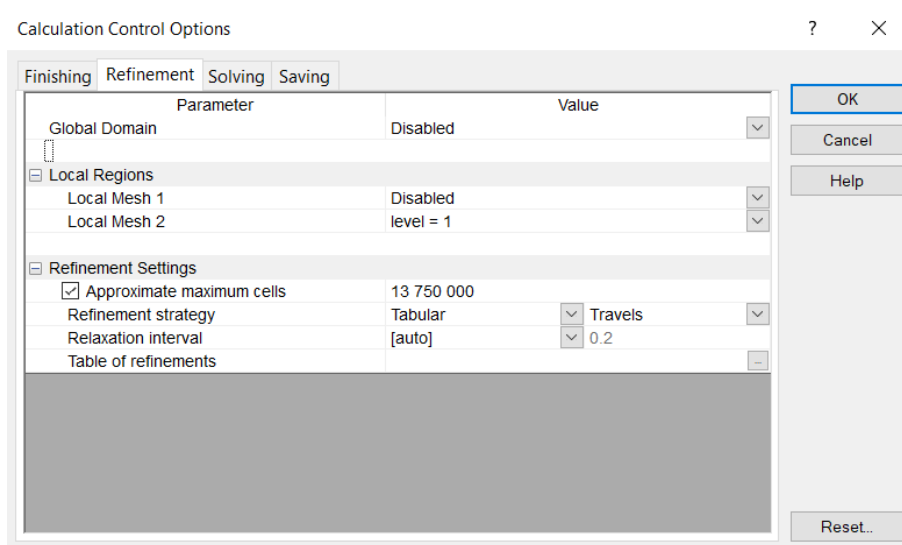


Figura 4.23: Separador para definição do parâmetro de refinamento no decorrer da simulação

Na Figura 4.23 é possível observar os diferentes elementos que é possível modificar para definir as opções de controlo do refinamento. No entanto, no trabalho aqui desenvolvido, apenas foram utilizadas as malhas iniciais definidas no passo *Input Data/Mesh*.

4.3.3 Parâmetros de Resolução (*Solving*)

Os terceiros parâmetros nas opções de controlo de cálculo são os parâmetros de resolução do problema.

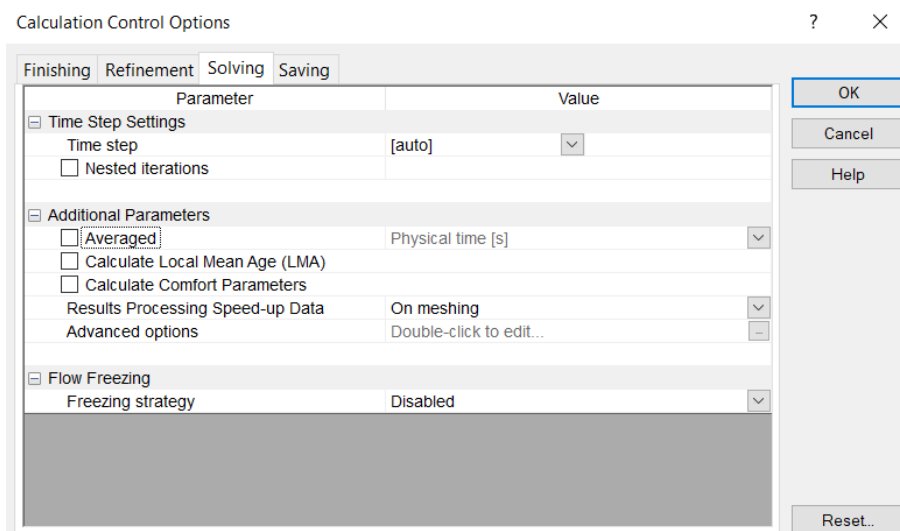


Figura 4.24: Separador para definição dos parâmetros de resolução da simulação

Os parâmetros de resolução apresentados na Figura 4.24 dividem-se em três grandes grupos e apresentam as seguintes características:

- **Time Step Settings:** Parâmetro de controlo do passo de tempo da simulação que esta avança entre cada uma das iterações. Este pode ser definido automaticamente pelo *software* ou pode também ser indicado pelo utilizador manualmente;
- **Additional Parameters:**
 - **Averaged:** permite calcular o valor médio de um parâmetro ao longo de um intervalo de tempo, número de iterações ou número de *travels*;
 - **Calculate Local Mean Age (LMA):** esta opção faz o cálculo do tempo médio que o fluido demora a percorrer a distância entre um secção de entrada até um ponto, à escolha, a jusante. Esta opção implica começar o reinício da simulação;
 - **Calculate Comfort Parameters:** em caso de necessidade, a ferramenta *Flow Simulation* tem a capacidade de prever parâmetros de conforto como sensação térmica, grau de desconforto térmico ou até qualidade de ar;
- **Flow Freezing:** Parâmetro que permite "congelar" um momento da simulação (isto é, fixar, a partir de certo momento, os parâmetros de um fluido) durante um certo período de tempo (permanente ou periódico). Esta ferramenta é particularmente útil para problemas em que existe uma grande componente de transferência de calor.

4.3.4 Parâmetros de Gravação (*Saving*)

Para terminar, é preciso definir os parâmetros de gravação dos resultados obtidos, e na Figura 4.25 está apresentado o separador correspondente desta secção.

Como é possível observar da figura, esta secção divide-se em três tipos de gravação: a gravação de ficheiros *Backup*, a gravação dos resultados finais e a gravação periódica de parâmetros (para estudos em regime transiente).

Por um lado, os ficheiros a serem gravados do tipo *Backup* são aqueles que servem como gravações periódicas intermédias da simulação. Estes não apresentam os resultados finais pretendidos, mas servem de pontos de controlo e segurança que, caso aconteça algum imprevisto no decorrer da simulação, permitem que não seja necessário voltar ao início, mas sim começar a partir do último *Backup*. Para terminar, à medida que a simulação vai sendo calculada, as gravações deste tipo são eliminadas, de forma a não ocupar demasiado espaço na memória na máquina.

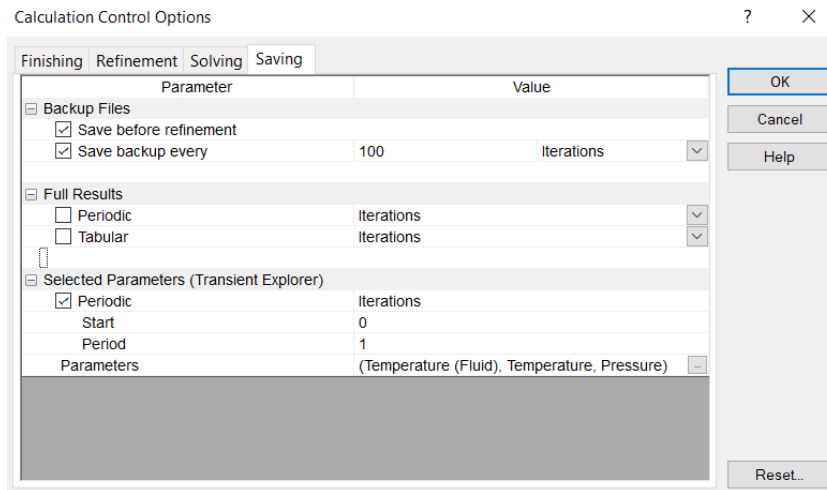


Figura 4.25: Separador para definição dos parâmetros de gravação da simulação

Depois, aparecem as opções de gravação de resultados totais. Esta opção permite ao utilizador fazer a gravação, de modo periódico ou instantâneo apenas, de todos os parâmetros calculados no momento da gravação. Ao contrário do tipo de gravação anterior, estas gravações apresentam apenas uma "fotografia" do cálculo, não sendo possível continuar a simulação a partir delas (como era o caso anterior). Estas gravações são permanentes, isto é, ficam sempre gravadas até o utilizador as apagar em definitivo.

Para terminar, as gravações do tipo periódico têm como principal objetivo servirem de apoio para um estudo transiente do problema. Estas gravam vários momentos no decorrer da simulação, com uma certa periodicidade, e gravam apenas um certo grupo de parâmetros definidos pelo utilizador.

4.4 Resultados (*Results*)

O projeto de simulação é concluído com a obtenção e análise de resultados. Como é possível observar da Figura 4.26, o estudo dos resultados obtidos do projeto é bastante diversificado, sendo possível analisar um leque alargado de diferentes opções.

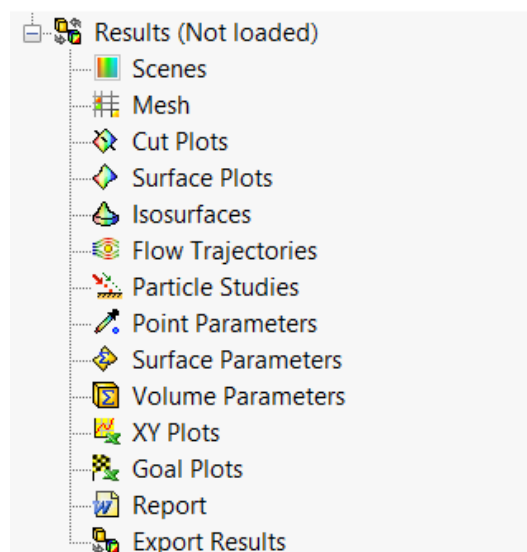


Figura 4.26: Diferentes opções de estudo de resultados de um projeto de simulação

Os resultados de um projeto de simulação podem ser analisados da seguinte forma:

1. **Scenes:** esta opção permite ao utilizador capturar uma imagem instantânea do projeto. Quando uma *scene* é criada, fica guardada a vista ativa na momento, incluindo gráficos de resultados ativos, widgets e, se necessário, a geometria;
2. **Mesh:** Esta segunda opção permite apresentar as células da malha numa secção ou nas faces/superfícies do modelo selecionado;
3. **Cut Plots:** permite ao utilizador fazer um corte do volume de controlo e observar, nesse plano de corte, a propriedade que quer estudar (por exemplo contornos, vetores de escoamento, linhas isométricas entre outros);
4. **Surface Plots:** permite fazer o estudo de um parâmetro, à escolha, ao longo de uma face ou superfície do modelo;
5. **Isosurfaces:** identifica no volume de controlo a superfície isométrica de uma certa propriedade à escolha;
6. **Flow Trajectories:** apresenta as linhas de trajetória que o fluido apresenta ao passar pelo volume de controlo.;
7. **Particle Studies:** permite fazer o estudo de partículas, de líquido ou de sólido, injetadas no escoamento. Normalmente essas partículas têm propriedades diferentes das do fluido de trabalho;
8. **Point Parameters:** este parâmetro faz o estudo - de pressão, temperatura, entre outros - de um ponto individual inserido no volume de controlo. Esse ponto tem de pertencer a um volume sólido no volume de controlo;
9. **Surface Parameters:** faz o mesmo estudo que os *Point Parameters* mas, ao invés de ser apenas de um ponto, é de uma superfície sólida existente no volume de controlo;
10. **Volume Parameters:** estudo igual aos dois anteriores mas desta vez para uma secção de volume de fluido inserido no interior do volume de controlo;
11. **XY Plots:** permite fazer o estudo de uma propriedade ao longo de uma direção;
12. **Goal Plots:** apresenta os resultados de todos os objetivos definidos no ponto *Input Data/Goals*;
13. **Report:** dá a opção ao utilizador de fazer automaticamente um pequeno relatório em Microsoft Word a partir de um *template* previamente apresentado;
14. **Animations:** permite ser feita uma pequena animação do estudo do escoamento;
15. **Export Results:** caso seja necessário, permite fazer a exportação dos resultados de um parâmetro individual num momento gravado da simulação.

5 Simulações Implementadas, Resultados e Discussão

Este capítulo encontra-se dividido em três grandes partes. Em primeiro lugar, no subcapítulo 5.1 são apresentados os resultados experimentais obtidos no ventilador.

Depois, no subcapítulo 5.2 são apresentadas as simulações implementadas no *software* de simulação *Flow Simulation*. Aqui são definidos todos os elementos e parâmetros que caracterizam cada simulação; os seus resultados são posteriormente apresentados no subcapítulo 5.3.

Por fim, no subcapítulo 5.4 é feita uma pequena discussão e comparação entre os resultados obtidos por simulação e aqueles obtidos experimentalmente no ventilador.

5.1 Ensaios e Resultados Laboratoriais

Na elaboração dos ensaios laboratoriais foi seguido o procedimento experimental apresentado no ponto 3.2.2. De forma a melhorar a fiabilidade dos resultados, o procedimento experimental foi repetido três vezes para cada uma das velocidades de rotação (2000 RPM e 2500 RPM. Foram utilizadas estas velocidades de rotação tendo em consideração os limites de capacidade da montagem laboratorial). Com os resultados obtidos, foi calculada uma média dos três ensaios, sendo esta média que será depois comparada com os resultados simulados.

Os resultados apresentados a seguir estão divididos em duas partes: primeiro são apresentados os resultados obtidos por leitura direta dos instrumentos e depois são apresentados os resultados obtidos por aplicação das equações do subcapítulo 3.2.1.

Nas Tabelas 5.1, 5.2 e 5.3 são apresentados os resultados obtidos por leitura direta em cada um dos três ensaios realizados a velocidade de rotação de 2000 RPM. Estes resultados incluem a força lida no dinamómetro, a rotação do ventilador no momento da leitura dos resultados, as pressões relativas nos manómetros (nos pontos 1A, 1B e 1C apresentados anteriormente), e a pressão e temperatura ambientes.

Tabela 5.1: Resultados de leitura direta: Ensaio 1 (2000 RPM, $p_{atm} = 99900$ Pa)

Abertura [%]	Força [N]	n [RPM]	A	B	C	T [°C]
			[mm c.a.]			
0	1,0	2000	1,5	0,0	40,5	16,3
10	1,0	2013	1,5	-0,5	40,0	16,3
20	1,2	2015	2,0	-1,5	40,0	16,3
30	1,4	2015	3,5	-4,0	41,0	16,3
40	1,8	2002	8,0	-8,0	39,5	16,2
50	2,2	2008	17,5	-15,0	35,5	16,2
60	2,8	2020	33,0	-26,5	28,0	16,2
70	3,2	2010	46,5	-31,0	20,0	16,2
80	3,4	2015	57,0	-44,0	18,5	16,2
90	3,7	2008	63,0	-48,5	8,5	16,2
100	3,7	2004	66,5	-50,5	7,0	16,0

Tabela 5.2: Resultados de leitura direta: Ensaio 2 (2000 RPM, $p_{atm} = 99900$ Pa)

Abertura [%]	Força [N]	n [RPM]	A	B	C	T [°C]
			[mm c.a.]			
0	1,0	2005	1,5	0,0	40,0	16,6
10	1,0	2008	1,5	-0,5	39,5	16,6
20	1,1	2001	2,0	-1,5	39,5	16,6
30	1,4	1997	3,5	-4,0	40,5	16,5
40	1,8	2019	8,5	-8,5	40,5	16,5
50	2,2	2015	18,5	-15,5	36,0	16,5
60	2,8	2008	31,0	-25,5	28,5	16,4
70	3,2	2007	46,0	-35,5	20,5	16,4
80	3,4	2004	56,0	-43,0	13,5	16,3
90	3,6	2002	63,0	-48,0	8,5	16,3
100	3,6	2003	65,5	-50,0	7,0	16,3

Tabela 5.3: Resultados de leitura direta: Ensaio 3 (2000 RPM, $p_{atm} = 99900$ Pa)

Abertura [%]	Força [N]	n [RPM]	A	B	C	T [°C]
			[mm c.a.]			
0	1,0	2013	1,5	0,0	40,0	16,9
10	1,0	2010	1,5	0,5	40,0	16,9
20	1,1	2010	2,0	2,0	40,0	16,9
30	1,4	2004	3,5	4,0	41,0	16,9
40	1,8	2001	8,5	-8,0	39,5	16,8
50	2,2	2004	17,5	-15,5	36,0	16,8
60	2,7	2004	31,5	-25,0	28,5	16,8
70	3,1	2003	46,0	-35,5	20,5	16,8
80	3,4	2000	56,0	-43,0	13,5	16,8
90	3,6	1999	62,5	-48,0	9,0	16,7
100	3,6	1998	65,5	-49,5	7,0	16,7

Por outro lado, nas Tabelas 5.4, 5.5 e 5.6 observam-se os resultados obtidos para o caudal debitado pelo ventilador, \dot{V} , a diferença de pressão entre os pontos 1B e 1C, Δp , as potências hidráulicas, P_H , potência mecânica, P_M , e o rendimento, η , da máquina.

Tabela 5.4: Resultados de leitura indireta: Ensaio 1 (2000 RPM)

Abertura [%]	\dot{V} [m ³ /s]	Δp [Pa]	P_M [W]	P_H [W]	η
0	0,02098	397,158	37,488	8,334	0,2223
10	0,02098	397,158	37,732	8,334	0,2209
20	0,02423	406,965	45,323	9,861	0,2176
30	0,03205	441,287	52,877	14,145	0,2675
40	0,04845	465,803	67,546	22,569	0,3341
50	0,07166	495,222	82,804	35,488	0,4286
60	0,09841	534,448	106,017	52,593	0,4961
70	0,11681	500,125	120,562	58,421	0,4846
80	0,12933	612,899	128,416	79,267	0,6173
90	0,13597	558,964	137,380	76,001	0,5532
100	0,13965	563,867	138,984	78,741	0,5665

Tabela 5.5: Resultados de leitura indireta: Ensaio 2 (2000 RPM)

Abertura [%]	\dot{V} [m ³ /s]	Δp [Pa]	P_M [W]	P_H [W]	η
0	0,02099	392,255	37,582	8,235	0,2191
10	0,02099	392,255	37,638	8,235	0,2188
20	0,02424	402,062	41,258	9,747	0,2362
30	0,03206	436,384	52,405	13,992	0,2670
40	0,04997	480,513	68,120	24,011	0,3525
50	0,07372	505,029	83,093	37,230	0,4481
60	0,09541	529,545	105,387	50,524	0,4794
70	0,11622	549,157	120,382	63,825	0,5302
80	0,12821	554,060	127,715	71,038	0,5562
90	0,13599	554,060	135,093	75,347	0,5577
100	0,13866	558,964	135,160	77,508	0,5735

Tabela 5.6: Resultados de leitura indireta: Ensaio 3 (2000 RPM)

Abertura [%]	\dot{V} [m ³ /s]	Δp [Pa]	P_M [W]	P_H [W]	η
0	0,02101	392,255	37,732	8,240	0,2184
10	0,02101	387,352	37,676	8,137	0,2160
20	0,02426	372,642	41,443	9,039	0,2181
30	0,03209	362,836	52,589	11,642	0,2214
40	0,04999	465,803	67,513	23,288	0,3449
50	0,07174	505,029	82,639	36,229	0,4384
60	0,09624	524,641	101,421	50,493	0,4979
70	0,11630	549,157	116,388	63,869	0,5488
80	0,12832	554,060	127,460	71,100	0,5578
90	0,13554	558,964	134,890	75,764	0,5617
100	0,13876	554,060	134,823	76,881	0,5702

Apresentados os resultados completos para a velocidade de rotação de 2000 RPM, são agora apresentados os resultados para a velocidade de rotação de 2500 RPM. Nas Tabelas 5.7, 5.8 e 5.9 estão apresentados os resultados de leitura direta para este segundo valor de velocidade.

Tabela 5.7: Resultados de leitura direta: Ensaio 1 (2500 RPM, $p_{atm} = 99900$ Pa)

Abertura [%]	Força [N]	n [RPM]	A	B	C	T [°C]
			[mm c.a.]			
0	1,4	2500	1,5	1,0	61,5	16,9
10	1,3	2505	1,5	0,5	61,0	16,9
20	1,6	2501	2,5	-1,5	60,5	16,9
30	2,0	2502	5,0	-5,5	63,5	16,9
40	2,6	2500	12,5	-11,2	61,5	16,9
50	3,4	2509	27,5	-22,5	56,0	16,9
60	4,2	2500	49,5	-38,5	43,5	16,9
70	4,8	2506	66,0	-54,0	32,5	16,9
80	5,2	2499	78,0	-66,0	21,0	16,9
90	5,5	2501	82,0	-76,0	13,5	16,9
100	5,6	2503	86,5	-76,0	10,5	16,9

Tabela 5.8: Resultados de leitura direta: Ensaio 2 (2500 RPM, $p_{atm} = 99900$ Pa)

Abertura [%]	Força [N]	n [RPM]	A	B	C	T [°C]
			[mm c.a.]			
0	1,4	2502	1,5	1,0	61,5	16,9
10	1,4	2500	1,5	0,5	61,0	16,9
20	1,6	2499	2,5	-1,5	61,0	16,9
30	2,1	2495	5,0	-5,0	63,0	16,9
40	2,6	2504	13,0	-11,5	61,5	16,9
50	3,4	2496	27,0	-22,5	55,0	16,9
60	4,2	2501	47,0	-38,0	44,5	16,9
70	4,8	2504	69,0	-54,0	32,0	16,8
80	5,2	2514	78,0	-66,5	21,5	16,8
90	5,4	2502	85,0	-74,5	13,5	16,7
100	5,6	2502	88,0	-77,0	10,5	16,7

Tabela 5.9: Resultados de leitura direta: Ensaio 3 (2500 RPM, $p_{atm} = 99900$ Pa)

Abertura [%]	Força [N]	n [RPM]	A	B	C	T [°C]
			[mm c.a.]			
0	1,3	2507	1,5	1,5	61,5	16,9
10	1,4	2502	1,5	0,5	61,0	16,9
20	1,5	2511	2,5	-1,5	61,5	16,9
30	2,0	2510	5,0	-5,5	63,0	16,9
40	2,6	2502	12,5	-11,5	61,5	16,9
50	3,4	2510	28,0	-22,5	51,0	16,9
60	4,2	2502	49,0	-38,0	44,0	16,9
70	4,8	2508	69,5	-54,0	32,5	16,8
80	5,2	2508	79,0	-66,0	21,0	16,8
90	5,6	2510	86,0	-74,5	13,5	16,8
100	5,6	2504	88,0	-77,0	10,5	16,8

As Tabelas 5.10, 5.11 e 5.12 apresentam os resultados obtidos de forma indireta para a velocidade de 2500 RPM.

Tabela 5.10: Resultados de leitura indireta: Ensaio 1 (2500 RPM)

Abertura [%]	\dot{V} [m ³ /s]	Δp [Pa]	P_M [W]	P_H [W]	η
0	0,02101	593,286	65,604	12,462	0,1900
10	0,02101	593,286	61,040	12,462	0,2042
20	0,02712	607,996	75,007	16,488	0,2198
30	0,03835	676,640	93,796	25,950	0,2767
40	0,06064	712,924	121,837	43,230	0,3548
50	0,08994	769,801	159,899	69,236	0,4330
60	0,12067	804,123	196,813	97,032	0,4930
70	0,13934	848,252	225,470	118,192	0,5242
80	0,15147	853,155	243,576	129,231	0,5306
90	0,15531	877,671	257,835	136,310	0,5287
100	0,15951	848,252	262,733	135,308	0,5150

Tabela 5.11: Resultados de leitura indireta: Ensaio 2 (2500 RPM)

Abertura [%]	\dot{V} [m ³ /s]	Δp [Pa]	P_M [W]	P_H [W]	η
0	0,02101	593,286	65,604	12,462	0,1900
10	0,02101	593,286	61,040	12,462	0,2042
20	0,02712	607,996	75,007	16,488	0,2198
30	0,03835	676,640	93,796	25,950	0,2767
40	0,06064	712,924	121,837	43,230	0,3548
50	0,08994	769,801	159,899	69,236	0,4330
60	0,12067	804,123	196,813	97,032	0,4930
70	0,13934	848,252	225,470	118,192	0,5242
80	0,15147	853,155	243,576	129,231	0,5306
90	0,15531	877,671	257,835	136,310	0,5287
100	0,15951	848,252	262,733	135,308	0,5150

Tabela 5.12: Resultados de leitura indireta: Ensaio 3 (2500 RPM)

Abertura [%]	\dot{V} [m ³ /s]	Δp [Pa]	P_M [W]	P_H [W]	η
0	0,02101	588,383	60,918	12,359	0,2029
10	0,02101	593,286	65,604	12,462	0,1900
20	0,02712	617,802	70,291	16,754	0,2383
30	0,03835	671,737	93,721	25,762	0,2749
40	0,06064	715,866	121,837	43,409	0,3563
50	0,09075	720,769	159,325	65,413	0,4106
60	0,12006	804,123	196,813	96,541	0,4905
70	0,14296	848,252	224,930	121,264	0,5391
80	0,15242	853,155	243,674	130,034	0,5336
90	0,15902	862,961	262,418	137,232	0,5230
100	0,16086	858,058	262,418	138,030	0,5260

Tendo em conta a totalidade dos resultados experimentais obtidos, e apresentados anteriormente, é possível assim desenhar as curvas características do ventilador, tanto para a velocidade de 2000 RPM como para 2500 RPM. Assim, nas Figuras 5.1 e 5.2 é possível observar os gráficos onde se encontram as curvas referidas anteriormente (os gráficos encontram-se ampliados no APÊNDICE C). Em ambos os casos, os gráficos encontram-se desenhados da seguinte maneira:

- **Eixos:**
 - Eixo das abcissas: Caudal, em litros por segundo [L/s];
 - Eixo das ordenadas esquerdo: ganho de pressão no ventilador, em Pascal [Pa];
 - Eixo das ordenadas direito: potência, em Watt [W], e rendimento, em percentagem [%];
- **Pontos:**
 - A Azul: valores de incremento de pressão no ventilador (Δp , em [Pa]);
 - A Laranja: valores de potência mecânica do ventilador (em Watt, [W]);
 - A Verde: valores de rendimento da máquina (em percentagem, %);
- **Linhas:**
 - A Azul: linha de tendência dos valores de incremento de pressão;
 - A Laranja: linha de tendência dos valores de potência;
 - A Verde: linha de tendência dos valores de rendimento;

Para completar os gráficos das figuras, estão apresentados na Tabela 5.13 as respetivas equações de cada uma das linhas de tendência e os coeficientes de determinação de cada uma delas.

Como é possível observar da Tabela 5.13, as linhas de tendência utilizadas para determinação das curvas do ventilador apresentam alto rigor de coeficientes de determinação. Essas linhas de tendência são determinadas da seguinte forma: conjugando os resultados dos ensaios laboratoriais (Tabelas 5.1, ?? e ??) para cada tipo de curva, são desenhadas as curvas

de tendência. Essas curvas representam, no contexto do trabalho, as curvas características do ventilador para cada uma das velocidades de rotação (Figuras 5.1 e 5.2).

Tabela 5.13: Equações e coeficientes de determinação das linhas de tendência das curvas características do ventilador

	Curva de tendência	Equação	R^2
2000 RPM	Pressão	$f(x) = 8,5428 \times 10^{-5} x^3 - 0,030599 x^2 + 4,4393 x + 308,42$	$R^2 = 0,93538$
	Potência	$f(x) = 2,9497 \times 10^{-5} x^3 - 0,007673 x^2 + 1,4459 x + 11,444$	$R^2 = 0,99798$
	Rendimento	$f(x) = 9,7964 \times 10^{-7} x^3 - 0,001916 x^2 + 0,5868 x + 9,7868$	$R^2 = 0,98527$
2500 RPM	Pressão	$f(x) = 9,6308 \times 10^{-5} x^3 - 0,033344 x^2 + 5,1596 x + 500,69$	$R^2 = 0,98746$
	Potência	$f(x) = 5,1847 \times 10^{-5} x^3 - 0,013431 x^2 + 2,3255 x + 20,526$	$R^2 = 0,99876$
	Rendimento	$f(x) = -6,6986 \times 10^{-7} x^3 - 0,001283 x^2 + 0,4924 x + 9,9387$	$R^2 = 0,99876$

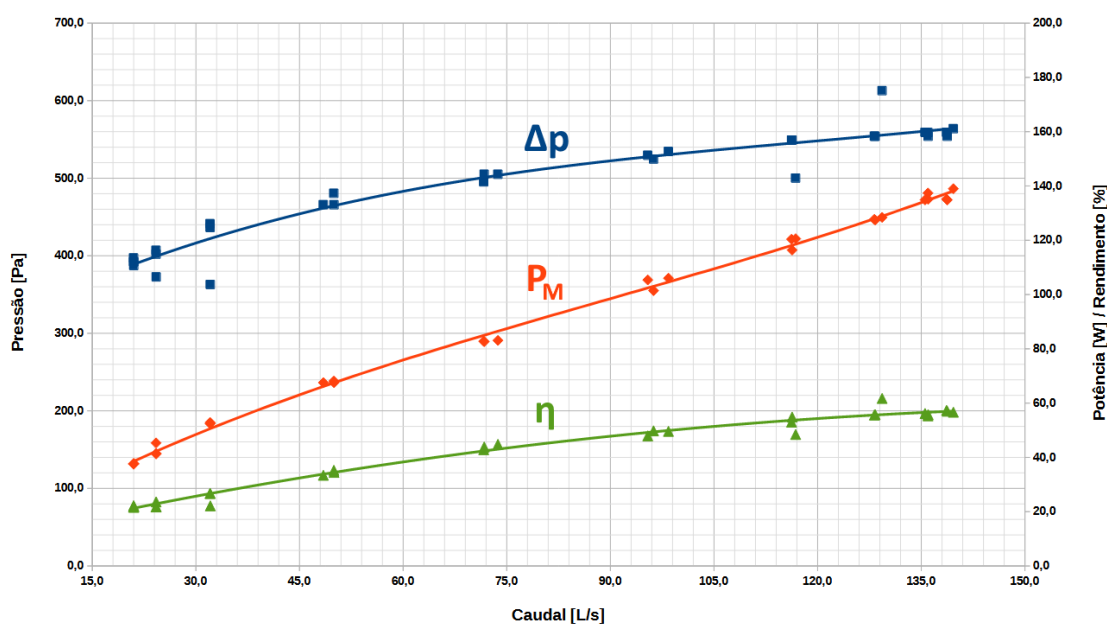


Figura 5.1: Curvas características do ventilador para velocidade de 2000 RPM

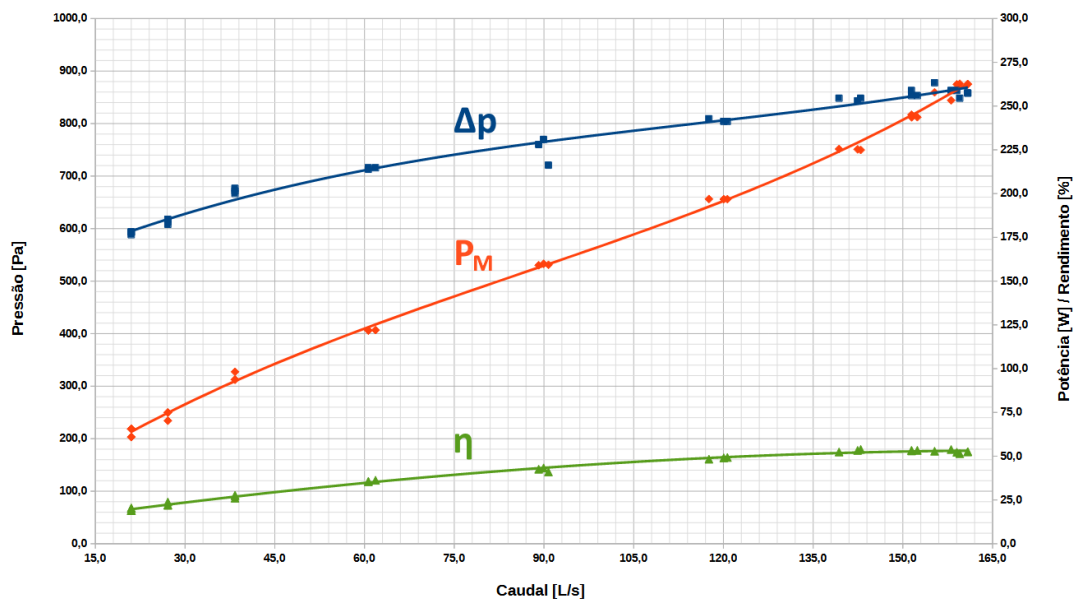


Figura 5.2: Curvas características do ventilador para velocidade de 2500 RPM

5.2 Simulações Implementadas

Feitos os ensaios laboratoriais, procedeu-se para a realização das simulações na ferramenta de SOLIDWORKS *Flow Simulation*. No seguimento do capítulo 4, onde estão apresentados todos os aspetos da ferramenta de simulação, são neste subcapítulo apresentadas as simulações implementadas no trabalho.

Antes de começar, e para facilitar a compreensão de alguns dos parâmetros a seguir apresentados, a cada uma das simulações é dado um nome. Na Tabela 5.14 observa-se o nome de cada uma das simulações em função da velocidade de rotação do rotor e da abertura percentual da placa de obstrução.

De notar também que, todos os parâmetros que possam não ser abordados ao longo deste capítulo foram considerados os parâmetros por defeito do *software* (como por exemplo os valores de energia cinética turbulenta, k , e a taxa de dissipação de turbulência, ϵ).

Tabela 5.14: Nomes das simulações implementadas

Abertura [%]	Velocidade de rotação	
	2000 RPM	2500 RPM
0	S01	S12
10	S02	S13
20	S03	S14
30	S04	S15
40	S05	S16
50	S06	S17
60	S07	S18
70	S08	S19
80	S09	S20
90	S10	S21
100	S11	S22

Condições Gerais (*General Settings*)

Em primeiro lugar, temos as condições gerais do problema. Como foi referido na introdução do subcapítulo, praticamente todos os parâmetros aqui definidos são iguais para a totalidade das simulações, com exceção das condições iniciais 4.1.4.

As condições gerais (ver também 4.1) das simulações são então as seguintes:

- ***Analysis Type 4.1.1:***
 - **Analysis type:** Internal;
 - **Consider Closed Cavities:** Exclude cavities without flow conditions;
 - **Physical Features:** *Fluid Flow, Time dependent, Rotation* (com opção *Local Region (Sliding)*);

- ***Fluids 4.1.2:***
 - **Project Fluids:** Air (Gases);
 - **Flow Type:** Laminar and Turbulent;

- ***Wall Conditions 4.1.3:***
 - **Default wall thermal condition:** Adiabatic wall;
 - **Roughness:** 0 micrometer.

Para além dos parâmetros acima apresentados, define-se ainda uma temperatura exterior de $T = 16,5^{\circ}\text{C}$ para os ensaios a 2000 RPM (de **S01** até **S11**) e de $T = 16,9^{\circ}\text{C}$ para os ensaios a 2500 RPM (simulações **S12** até **S22**). A pressão atmosférica é de $p_{atm} = 99900$ Pa em todas as simulações.

Dados de Entrada (*Input Data*)

À exceção das condições fronteira 4.2.4, todos os dados de entrada das simulações são iguais, e são os seguintes:

- ***Computational Domain 4.2.1:*** Domínio computacional que engloba a totalidade do volume de fluido aonde vai ser realizada a simulação (ver Figura 4.7);

- ***Fluid Subdomains 4.2.2:*** Não existem subdomínios de outros fluidos;

- ***Rotating Subdomains 4.2.3:***¹ Parâmetro que indica o subdomínio de rotação do problema (ver Figura 5.3);
 - **Simulações S01 até S11:** região de rotação, 2000 RPM no sentido negativo do referencial;
 - **Simulações S12 até S22:** região de rotação, 2500 RPM no sentido negativo do referencial;

¹VER 4.2.3

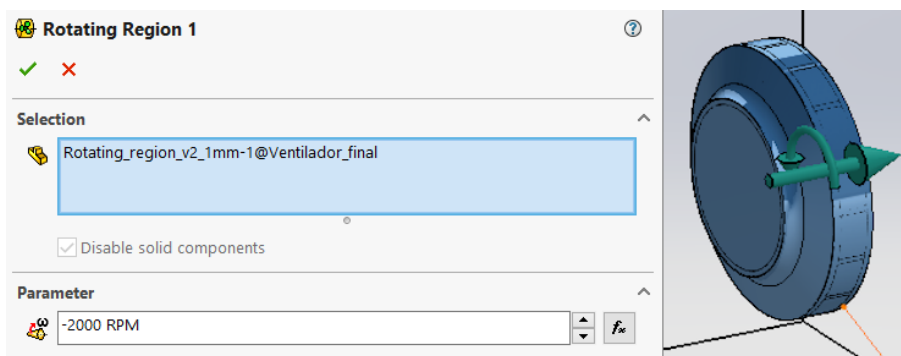


Figura 5.3: Exemplo de definição de uma zona de rotação

- **Boundary Conditions 4.2.4:** Estas condições são aquelas que vão definir cada uma das simulações. Neste trabalho, as duas condições fronteira utilizadas foram a pressão estática, p_{1B} , na secção SUP_E (secção correspondente ao ponto 1B) e o caudal volúmico, \dot{V} , na secção SUP_S (correspondente ao ponto 1C). Na Tabela 5.15 é possível observar todas as condições fronteira para cada um das simulações realizadas².

Tabela 5.15: Condições fronteira de pressão e caudal para cada simulação

Simulação	\dot{V}_{1C} [m ³ /s]	p_{1B} [Pa]	Simulação	\dot{V}_{1C} [m ³ /s]	p_{1B} [Pa]
S01	0,020995	99900,000	S12	0,021006	99911,441
S02	0,020995	99895,097	S13	0,021006	99904,903
S03	0,024243	99883,656	S14	0,027118	99885,290
S04	0,032065	99860,774	S15	0,038351	99847,699
S05	0,049472	99819,915	S16	0,061038	99788,207
S06	0,072372	99749,636	S17	0,089938	99679,356
S07	0,096687	99648,303	S18	0,119436	99525,723
S08	0,116447	99566,583	S19	0,141579	99370,455
S09	0,128623	99475,057	S20	0,151779	99251,145
S10	0,135834	99427,659	S21	0,157468	99164,522
S11	0,139023	99409,681	S22	0,160404	99148,178

Como podemos observar da Tabela 5.15, os valores para simulação dos ensaios com abertura de 0% e 10% (simulações **S01**, **S02** e **S12**,**S13**) são iguais. Este fenómeno pode acontecer, por exemplo, devido a eventuais fugas da montagem laboratorial (para a abertura de 0%), daí os valores de *input* das simulações serem aqueles.

- **Goals (Objetivos) 4.2.5:**

- **Objetivos Globais:** Valor médio de energia turbulenta, Valor médio de dissipação de turbulência;
- **Objetivos de Superfície:** Pressão estática média na superfície auxiliar interior de saída (SUP_S), caudal volúmico na superfície auxiliar interior de entrada (SUP_E) (Ver Figura 5.4);

²Mais uma vez, todos os parâmetros não mencionados na tabela citada foram considerados como apresentarem os valores por defeito do software

- **Objetivos de Equação:** Diferença entre as pressões estáticas das superfícies auxiliares SUP_S e SUP_E ;

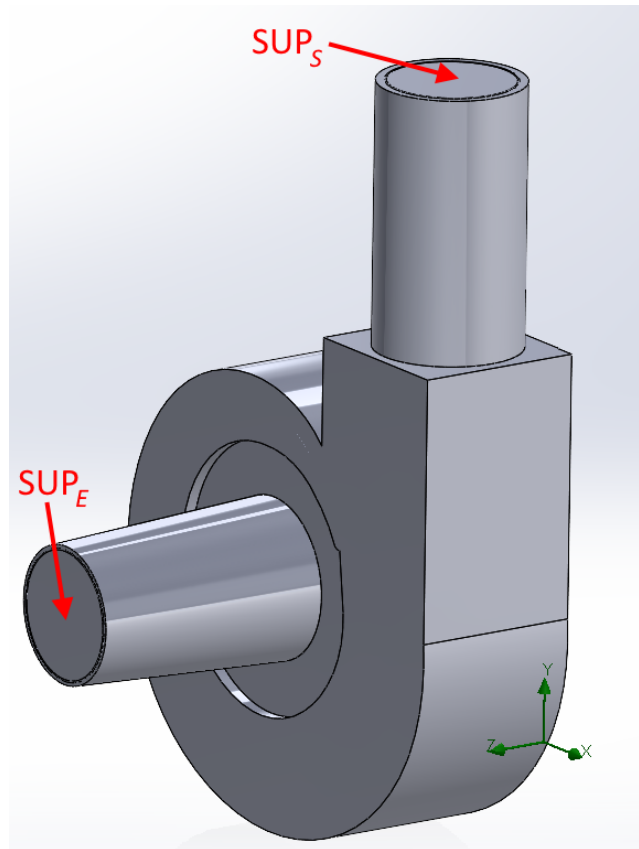


Figura 5.4: Identificação das superfícies auxiliares SUP_E e SUP_S

- **Mesh (Malha) 4.2.6:**

- **Malha Global:** Malha global de nível de refinamento 4;
- **Malha Local 1:** Superfície do rotor do ventilador, nível de refinamento 4, nível de refinamento avançado 4/4/4 (Ver Figura 5.6);
- **Malha Global 2:** Região de rotação, nível de refinamento 4 (Ver Figura 5.5);

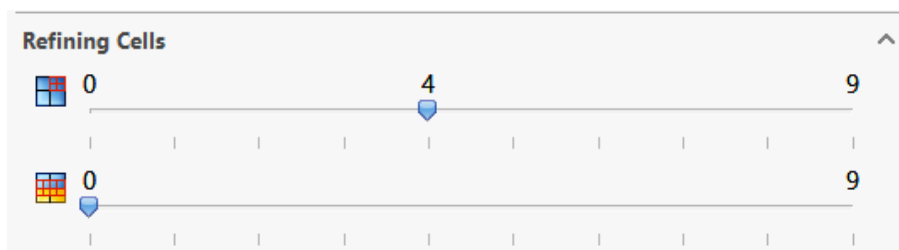


Figura 5.5: Parametrização da malha local 2

No APÊNDICE B encontram-se três vistas da malha de resolução completa: a vista de topo, a vista frontal e um pormenor na zona de separação entre a malha local 2 e a malha geral do problema.

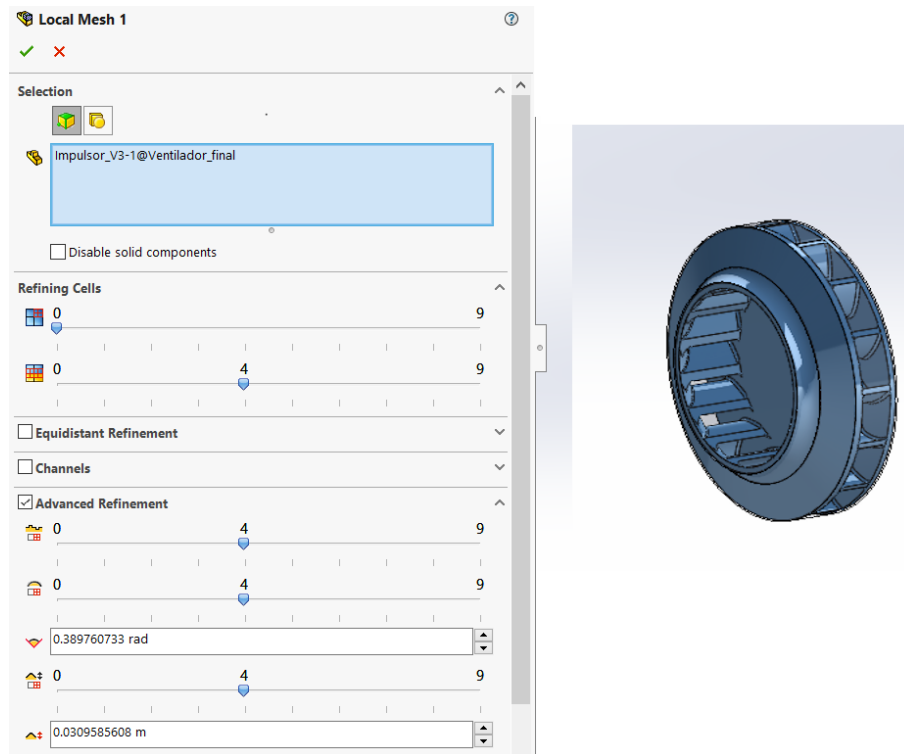


Figura 5.6: Parametrização da malha local 1

Parâmetros de Cálculo (*Calculation Control Options*)

Antes de serem realizadas as simulações, é necessário definir também as opções de controle do cálculo, 4.3, da simulação. Estes parâmetros tiveram as seguintes configurações:

- **Finishing 4.3.1:** *Physical Time* com critério de 0,24 s;
- **Refinement 4.3.2:** Refinamento definido anteriormente, sem mudanças na malha ao longo do cálculo;
- **Solving 4.3.3:**
 - **Time Step:** Ao início, todas simulações tinham estes critérios de resolução do tipo *TimeStep/[auto]*. No entanto verificou-se que, a partir de certo nível de caudal (na transição das simulações S06-S07 e S17-S18) um erro de cálculo sistemático aparecia, fazendo com que a convergência final dos objetivos não fosse alcançada (ver Figura 5.7). De forma a corrigir esse erro, os valores de passo temporal utilizados em cada simulação foram os da Tabela 5.16.

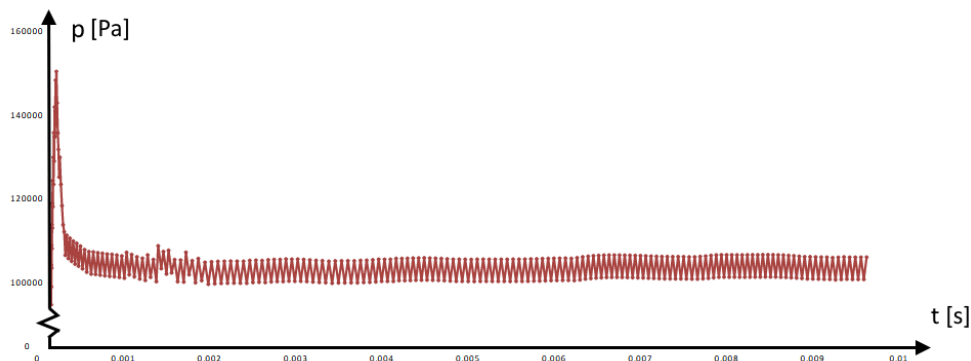


Figura 5.7: Gráfico p-t de exemplo de uma simulação falhada

Como é possível observar da Figura 5.7, onde se vê o valor calculado por simulação da pressão estática no ponto 1C, este valor oscila, sempre em iterações consecutivas, entre dois patamares de pressão. Este fenómeno leva a que não seja possível haver convergência no resultado, dando a simulação como falhada.

Tabela 5.16: Valores de passo temporal (*time step*) para cada uma das simulações

Simulação	Time Step [s]	Simulação	Time Step [s]
S01	[auto]	S12	[auto]
S02	[auto]	S13	[auto]
S03	[auto]	S14	[auto]
S04	[auto]	S15	[auto]
S05	[auto]	S16	[auto]
S06	[auto]	S17	0.000325
S07	0.0003	S18	0.000325
S08	0.0003	S19	0.000325
S09	0.0003	S20	0.000325
S10	0.0003	S21	0.000325
S11	0.0003	S22	0.000325

- **Saving 4.3.4:** Os parâmetros seleccionados foram aqueles que se apresentam na Figura 4.25: *Save before refinement*, *Save backup every 100 iterations* e *Periodic saving* dos parâmetros de temperatura, pressão e temperatura do fluido.

Podemos concluir esta caracterização justificando algumas das escolhas utilizadas. Por um lado, com estes parâmetros definidos, cada uma das simulações apresentou um tempo de resolução real de cerca de quatro horas por simulação. Com o aumento da malha de resolução em apenas um nível (ponto 4.2.6) o tempo de simulação aumentava exponencialmente de quatro horas para cerca de 24h (um dia). Este aumento de tempo de simulação não é justificado uma vez que, com a malha utilizada, os resultados obtidos são resolvidos segundo o critério de resolução do *software* (Explicado a seguir).

Outro ponto a abordar é os valores [auto] definidos pelo *software* na Tabela 5.16. Estes valores de passo de tempo automático são então definidos pela ferramenta, e, ao longo da simulação, são reajustados para cada iteração.

5.3 Resultados das Simulações

Apresentam-se agora os resultados obtidos através das simulações propostas anteriormente. Os três principais objetivos a serem alcançados com estas simulações são o valor de caudal volumico que atravessa a secção do ponto 1B (SUP_E), o valor de pressão estática na secção do ponto 1C (SUP_S) e a diferença de pressão estática entre as secções. A Tabela 5.17 apresenta os valores obtidos dessas três variáveis para cada uma das simulações.

Todos os valores apresentados a seguir respeitam os critérios de convergência adotados pelo *software* de forma automática. Isto confirma que os valores simulados apresentam bom rigor final, podendo ser utilizados para a comparação com os valores obtidos em laboratório.

Tabela 5.17: Resultados para o caudal, \dot{V}_{1B} , a pressão, p_{1C} e o diferencial de pressão, Δp , das simulações implementadas

Simulação	\dot{V}_{1B} [L/s]	p_{1C} [Pa]	Δp [Pa]
S01	20,817	100285,546	385,546
S02	20,818	100291,995	396,898
S03	24,041	100285,009	401,353
S04	31,785	100283,082	422,308
S05	49,485	100254,901	434,986
S06	72,534	100248,188	498,552
S07	96,891	100182,816	534,513
S08	116,799	100138,840	572,257
S09	129,026	100050,823	575,766
S10	136,254	99993,298	565,639
S11	139,438	99960,204	550,523
S12	21,124	100511,132	599,691
S13	21,119	100481,811	576,908
S14	27,259	100472,680	587,390
S15	38,479	100468,975	621,276
S16	61,196	100461,997	673,790
S17	90,232	100438,715	759,359
S18	119,977	100384,751	859,028
S19	142,267	100252,863	882,408
S20	152,526	100133,856	882,711
S21	158,233	100039,428	874,906
S22	161201	100037,345	889,167

Na Tabela 5.18 observam-se os valores percentuais de critério utilizado pelo *software* para as três variáveis (caudal, pressão no ponto 1C e diferença de pressão entre os pontos 1B e 1C). A equação

$$crit \% = \frac{\text{critério do software}}{\text{valor simulado}} \times 100 \quad (5.1)$$

mostra como é calculado o valor percentual do critério. Nela, "critério do software" é o valor de convergência a ser atingido definido automaticamente pelo programa enquanto que o "valor simulado" é o resultado calculado no final de uma simulação. Todos os critérios de convergência em todas as variáveis foram respeitados, pelo que os resultados finais apresentam um bom rigor final.

Tabela 5.18: Valores percentuais de critério de convergência imposto pelo *software* e respetiva diferença final simulada

Simulação	\dot{V}_{1B}	p_{1C}
	critério	critério
	%	%
S01	0,1753	0,1754
S02	0,1753	0,1754
S03	0,1912	0,1912
S04	0,2743	0,2742
S05	0,3463	0,3492
S06	0,6037	0,6096
S07	0,0835	0,0670
S08	0,0864	0,0840
S09	0,0948	0,0956
S10	0,1021	0,1029
S11	0,1007	0,1016
S12	0,3191	0,3190
S13	0,3193	0,3193
S14	0,3568	0,3566
S15	0,4566	0,4553
S16	0,7838	0,7807
S17	0,9741	0,9705
S18	0,0835	0,0789
S19	0,0936	0,0930
S20	0,1015	0,1008
S21	0,1062	0,1054
S22	0,1091	0,1083

5.4 Discussão

Para terminar, e com todos os resultados obtidos, é possível realizar a comparação entre eles. Após a análise dos resultados, os principais termos de comparação entre as simulações e os resultados experimentais são os seguinte: o incremento de pressão fornecido pelo ventilador e, em conjunto com os resultados de caudal debitado, a potência hidráulica.

Em primeiro lugar, é possível fazer a comparação dos valores de incremento de pressão por parte do ventilador. Nas Figuras 5.8 e 5.9 observam-se os gráficos de comparação para os valores de incremento de pressão fornecidos pelo ventilador, respetivamente para 2000 RPM e depois 2500 RPM. Em ambos os gráficos observa-se a verde os resultados experimentais e a vermelho os resultados simulados.

Tabela 5.19: Diferenças entre os valores experimentais e os valores simulados de aumento de pressão pelo ventilador

Abertura	2000 RPM		2500 RPM	
	Δp [Pa]	%	Δp [Pa]	%
0	8,34	2,1182	-8,04	-1,3588
10	-1,37	-0,3473	16,38	2,7605
20	5,61	1,3789	25,51	4,1621
30	17,34	3,9451	50,46	7,5121
40	35,72	7,5887	41,10	5,7485
50	3,21	0,6393	42,95	5,7253
60	-4,97	-0,9383	-53,27	-6,6113
70	-39,44	-7,4030	-35,79	-4,2275
80	-2,09	-0,3647	-26,29	-3,0694
90	-8,31	-1,4909	-7,04	-0,8114
100	8,44	1,5100	-34,38	-4,0217

Também em ambos os casos, se pode verificar que a proximidade dos resultados é boa, como se pode ver da Tabela 5.19. Esta tabela mostra a diferença entre os resultados experimentais e simulados para os pontos homólogos de abertura para ambas as velocidades de rotação. Como se pode observar, a diferença entre os valores simulados e os valores experimentais é bastante reduzida, sendo a maior diferença relativa na simulação **S05** e com valor de apenas $\Delta = 7,5887\%$.

Um fenómeno que se pode verificar com a análise dos elementos supracitados é que na transição entre os 50% e 60% os resultados obtidos por simulação passam a ser superiores aos resultados obtidos experimentalmente.

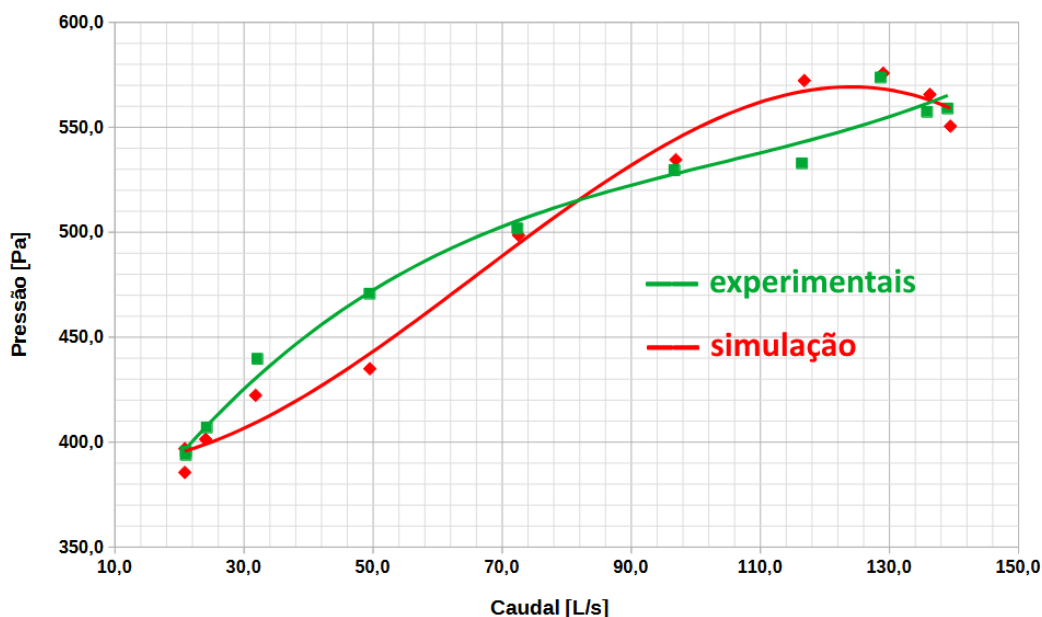


Figura 5.8: Comparação entre os valores experimentais e de simulação do incremento de pressão no ventilador para velocidade de 2000 RPM

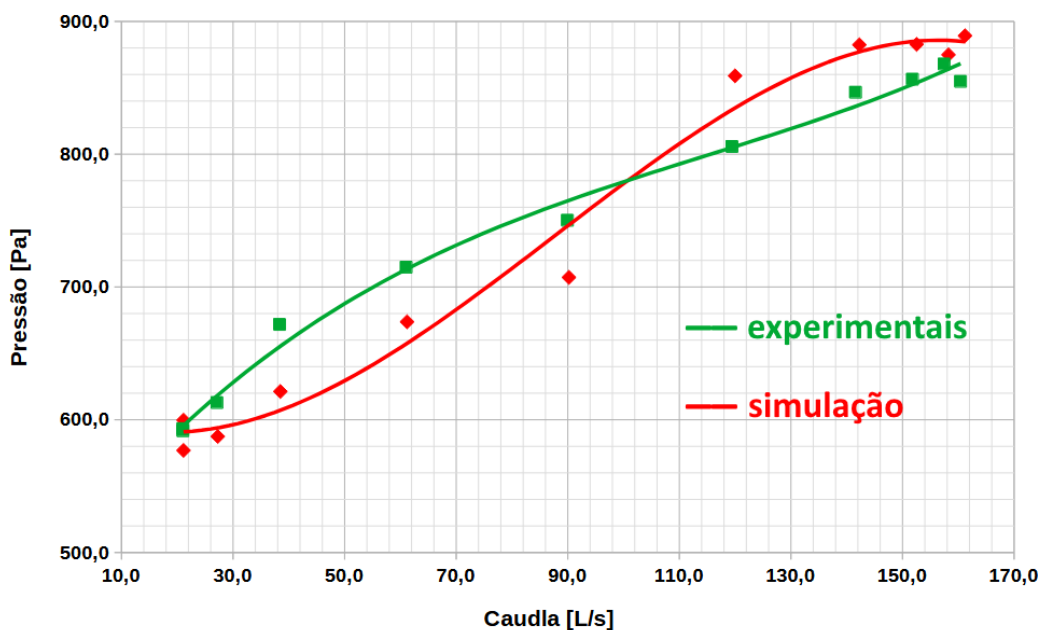


Figura 5.9: Comparação entre os valores experimentais e de simulação do incremento de pressão no ventilador para velocidade de 2500 RPM

Outro termo de comparação entre os dois tipos de resultados é a comparação entre a potência hidráulica fornecida pelo ventilador. Nos gráficos das Figuras 5.10 e 5.11 consegue-se ver, tanto para 2000 RPM como para 2500 RPM, a comparação da potência hidráulica fornecida pelo ventilador. Neste caso, os gráficos estão desenhados em função da percentagem de abertura do regulador de caudal, e apresentam os resultados de simulação (pontos a laranja) e experimentais calculados (pontos a azul) para potência hidráulica. As linhas apresentadas são as linhas de tendência descritas pelos valores obtidos.

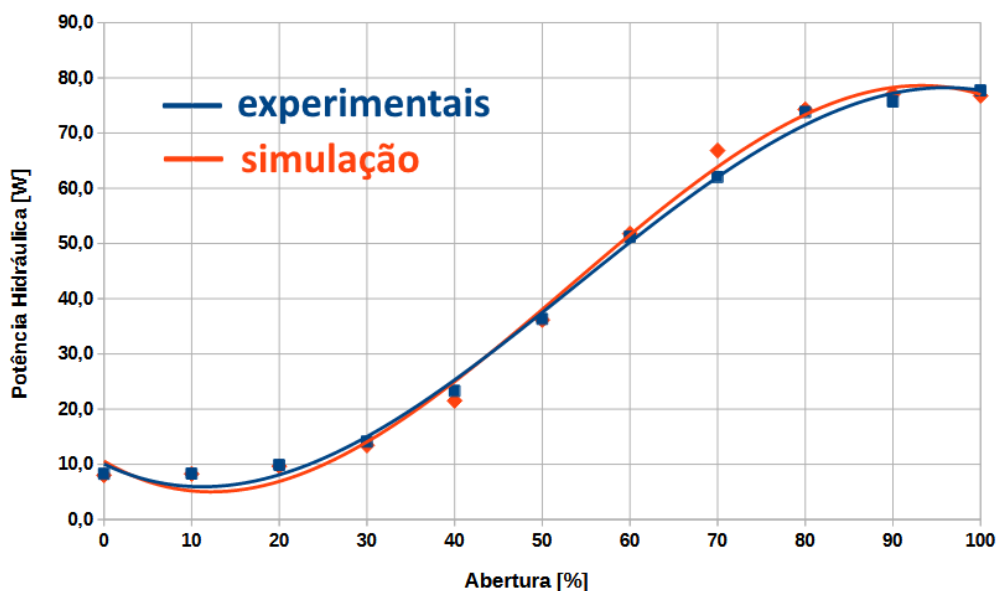


Figura 5.10: Comparação entre os valores de simulação e experimentais de incremento de pressão no ventilador para velocidade de 2000 RPM

Mais uma vez se consegue verificar que, em ambas as velocidades, não só os resultados se encontram muito próximos como as curvas de tendência apresentam grande proximidade

e similaridade no seu desenho. Isto reforça a proximidade apresentada entre os resultados experimentais e os resultados simulados.

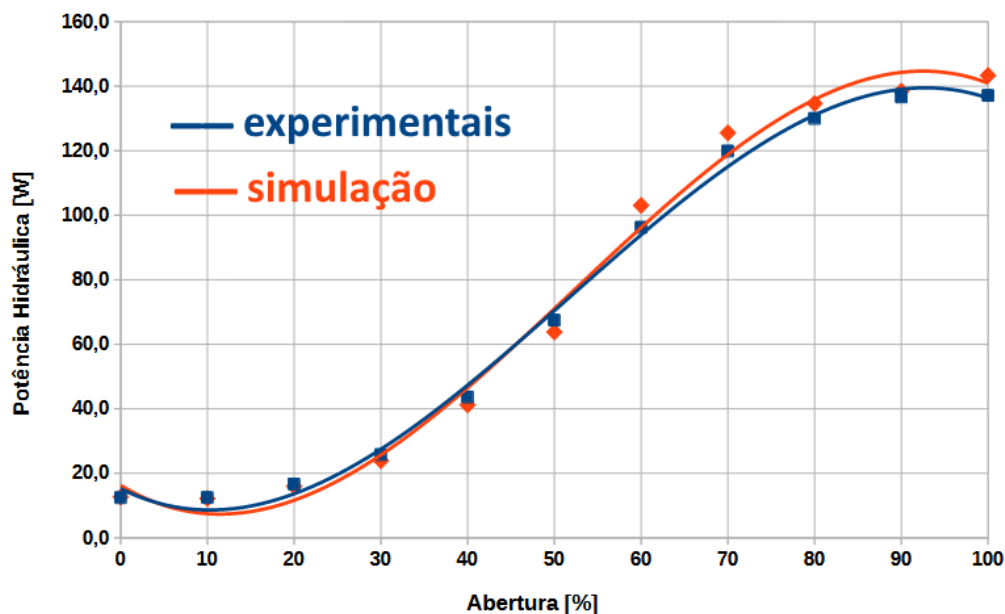


Figura 5.11: Comparação entre os valores de simulação e experimentais de incremento de pressão no ventilador para velocidade de 2500 RPM

Como é possível também observar da Tabela 5.20, os valores experimentais e simulados apresentam uma aproximação muito boa entre resultados homólogos, evidenciando mais uma vez a boa aproximação de resultados da simulação. Também se verifica dos valores da tabela que a maior diferença relativa de potência hidráulica se encontra na simulação **S05** que apresenta uma diferença em módulo de $\Delta = 7,5741 \%$.

Tabela 5.20: Diferenças entre os valores experimentais e os valores simulados dos valores de potência hidráulica fornecida pelo ventilador

Abertura	2000 RPM		2500 RPM	
	ΔP_H [W]	%	ΔP_H [W]	%
0	0,2437	2,9474	-0,2399	-1,9300
10	0,0412	0,4956	0,2784	2,2339
20	0,2168	2,1978	0,6090	3,6641
30	0,6743	4,7831	1,8557	7,2035
40	1,7639	7,5741	2,4029	5,5067
50	0,1535	0,4227	3,6678	5,4370
60	-0,5862	-1,1448	-6,8309	-7,0983
70	-4,8007	-7,7383	-5,6759	-4,7354
80	-0,4870	-0,6598	-4,6503	-3,5776
90	-1,3661	-1,8045	-1,7883	-1,3087
100	0,9459	1,2172	-6,2201	-4,5364

6 Conclusão

Em jeito de conclusão do trabalho, este capítulo apresenta as conclusões tiradas com a realização do trabalho, apresentando no final algumas sugestões sobre trabalhos futuros.

6.1 Conclusões Finais

Após a realização do trabalho, é possível tirar algumas conclusões:

1. O procedimento experimental definido para a realização dos ensaios laboratoriais revelou ser bastante bom. Esta conclusão é possível de tirar observando os coeficientes de determinação das curvas características do ventilador que, à exceção da linha de tendência de pressão para a velocidade de rotação de 2000 RPM, apresentam todos valores acima dos $R^2 = 0,985$;
2. A *software* de simulação, pelo menos para escoamentos mais turbulentos, apresenta dificuldades a resolver a simulação proposta. Esta conclusão apoia-se nos resultados da Figura 5.7 e da Tabela tab:timestpes, que mostra que um erro sistemático aparece na resolução de escoamentos com maior velocidade;
3. Os resultados das simulações, de acordo com as condições impostas da Tabela 5.16, são de grande fidelidade. Esta conclusão é possível de fundamentar com os resultados da Tabela 5.18. Esta mostra que, apesar de um dos critérios ser menos bom (a diferença de pressão Δp), os resultados definidos como "Objetivos" de caudal no ponto 1B, \dot{V}_{1B} , e pressão no ponto 1C, p_{1C} , apresentam excelentes critérios de convergência, não apresentando nenhum erro percentual de critério de *software* acima dos 0,98%;
4. Os resultados de simulação apresentam uma proximidade muito grande com os resultados experimentais. Esta conclusão é possível de tirar através dos resultados presentes no sub-capítulo 5.4.

Tendo em conta todos estes elementos, é possível dizer que o trabalho teve um resultado bastante bom, cumprindo com os diferentes objetivos definidos no início do mesmo.

6.2 Propostas de Trabalhos futuros

Após a realização deste trabalho, algumas propostas futuras podem ser teorizadas. Algumas propostas são aqui apresentadas:

- Fazer a validação com outras montagens laboratoriais - Tendo em conta os bons resultados obtidos por simulação, e como existem outras montagens laboratoriais nos diversos laboratórios do ISEP, a ferramenta *software Flow Simulation* pode contribuir para o estudo CFD dessas montagens, sendo possível fazer a validação de outras máquinas de fluxo;
- Fazer o estudo dos diferentes impulsores do ventilador - Uma vez que a montagem didática de ventilador do laboratório LFLUX apresenta dois outros impulsores (um com saída radial e outra com saída de pás para trás), seria um bom exercício realizar o estudo e simulação dos outros dois impulsores, de modo a verificar se os bons resultados se mantêm ou não;

Conclusão

- Fazer o estudo do ventilador com outros *softwares* de simulação - Este estudo em particular poderia ter uma boa componente didática, podendo ser possível analisar se com diferentes ferramentas de simulação de escoamentos os resultados apresentariam flutuações maiores nos resultados, uma disparidade maior com os resultados experimentais, entre outros resultados;

Referências

- [1] S. Schreck and M. Robinson, “Wind turbine blade flow fields and prospects for active aerodynamic control,” in *2007 Proceedings of the 5th Joint ASME/JSME Fluids Engineering Summer Conference, FEDSM 2007*, vol. 2 FORA, 2007, pp. 1129–1140.
- [2] R. K. Turton, *Principles of turbomachinery*. Chapman & Hall, 1995.
- [3] R. Alconz, “Ventilador centrífugo.” [Online]. Available: <https://grabcad.com/library/ventilador-centrifugo-6>
- [4] M. J. Mcpherson, *Subsurface Ventilation Engineering*.
- [5] C. Scheit, B. Karic, and S. Becker, “Effect of blade wrap angle on efficiency and noise of small radial fan impellersa computational and experimental study,” *Journal of Sound and Vibration - J SOUND VIB*, vol. 331, 02 2012.
- [6] “Improving fan system performance a sourcebook for industry,” 2003.
- [7] H. Satoh, K. Uchida, and Y. Cao, “Designing an ultra-low specific speed centrifugal pump,” 2005. [Online]. Available: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:17895778>
- [8] “Curvas de ventilador.” [Online]. Available: http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TM120/-ventiladores_arquivos-Image201_gif_arquivos/ventiladores.htm
- [9] H. Xiao and P. Cinnella, “Quantification of model uncertainty in rans simulations: A review,” pp. 1–31, 7 2019.
- [10] Y. Zhiyin, “Large-eddy simulation: Past, present and the future,” pp. 11–24, 2 2015.
- [11] H. Singh, “The history of electric fans that intrigues us all.” [Online]. Available: <https://indianfanassociation.com/the-history-of-electric-fans-that-intrigues-us-all/>
- [12] F. d’S Aureliano and L. C. V. Guedes, “Computational fluid dynamics (cfd): Behavioral study and optimization of the blades number of a radial fan,” in *Procedia Manufacturing*, vol. 38. Elsevier B.V., 2019, pp. 1324–1329.
- [13] M. Ottersten, H. D. Yao, and L. Davidson, “Inlet gap effect on aerodynamics and tonal noise generation of a voluteless centrifugal fan,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 540, 12 2022.
- [14] R. S. R. Gorla and A. A. Khan, *Turbomachinery*. Taylor&Francis, 2005.
- [15] F. M. White, *Fluid Mechanics*, 4th ed. WCB/McGraw-Hill, 1 1999.
- [16] F. P. Bleier, *Fan Handbook: selection, application and design*. McGraw-Hill, 1998.
- [17] “A handbook for the mechanical designer,” 2015.
- [18] P. Cowell, G. Lockwood, R. Mulholland, I. Davis, C. Biggs, I. Andrews, and D. Hopkins, *Fan Application Guide - CIBSE TM42 : 2006*, K. Butcher, Ed. CIBSE, 2006.

Referências

- [19] D. Maestre, R. G. R. Camacho, W. de Oliveira, and T. M. A. Angulo, “Methodology for a numerical analysis of the aerodynamic performance of a centrifugal fan trough computational fluid dynamics (cfD).” *Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Mecânicas - ABCM*, 12 2019.
- [20] J. C. P. L. da Costa, “Máquinas de fluxo - licenciatura em engenharia mecânica aula 5 - teoria fundamental das turbo-máquinas,” 2020.
- [21] M. L. F. Fogal, “Estudo teórico e experimental das curvas características de um ventilador axial aplicado em pulverização agrícola,” 2009.
- [22] W. Sheng, “A revisit of navier-stokes equation.” [Online]. Available: <http://www.claymath.org/millennium-problems>
- [23] “Comsol.” [Online]. Available: <https://www.comsol.com/multiphysics/navier-stokes-equations>
- [24] I. N. Durán, “Study of the aerodynamic behaviour of a formula 1 front wing following the 2022 technical regulation,” 2022.
- [25] T. Ishihara, T. Gotoh, and Y. Kaneda, “Study of high-reynolds number isotropic turbulence by direct numerical simulation,” pp. 165–180, 1 2009.
- [26] P. Moin and K. Mahesh, “Direct numerical simulation: A tool in turbulence research,” *Annual Review of Fluid Mechanics*, vol. 30, pp. 539–578, 1998.
- [27] Y. Kaneda and T. Ishihara, “High-resolution direct numerical simulation of turbulence,” pp. 1–17, 2006.
- [28] C. C. Chin, N. Hutchins, A. S. Ooi, and I. Marusic, “Use of direct numerical simulation (dns) data to investigate spatial resolution issues in measurements of wall-bounded turbulence,” *Measurement Science and Technology*, vol. 20, 2009.
- [29] C. H. Moeng and P. P. Sullivan, *Numerical Models: Large-Eddy Simulation*. Elsevier Inc., 2015, pp. 232–240.
- [30] D. P. G. Foures, N. Dovetta, D. Sipp, and P. J. Schmid, “A data-assimilation method for reynolds-averaged navier-stokes-driven mean flow reconstruction a data-assimilation method for reynolds-averaged navier-stokes-driven mean flow reconstruction a data-assimilation method for reynolds-averaged navier-stokes-driven mean flow reconstruction data-assimilation method for rans-driven mean flow reconstruction 405,” *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*, vol. 759, pp. 404–431, 2014. [Online]. Available: <https://polytechnique.hal.science/hal-01117094>
- [31] H. A. P. O. Monteiro, “Estudo do recurso eólico usando openfoam com condições de fronteira de modelos de mesoescala,” 2023.
- [32] J. C. P. L. da Costa, “Atmospheric flow over forested and non-forested complex terrain,” 2007.
- [33] B. M. G. Pereira, “Simulação de escoamentos atmosféricos sobre colinas suaves com floresta,” 2018.
- [34] D. Adanta, I. M. R. Fattah, and N. M. Muhammad, “Comparison of standard k- and sst k-turbulence model for breastshot waterwheel simulation,” *Journal of Mechanical Science and Engineering*, vol. 7, pp. 1–6, 2020.
- [35] J. Boussinesq, “Essai sur la théorie des eaux courantes,” 1877. [Online]. Available: <https://gallica.bnf.fr/ark:/12148/bpt6k56673076/f1.item#>
- [36] F. G. Schmitt, “About boussinesq’s turbulent viscosity hypothesis: historical remarks and a direct evaluation of its validity,” pp. 617–627, 9 2007.

- [37] *TECHNICAL REFERENCE SOLIDWORKS FLOW SIMULATION 2022 EN.* Dassault Systems, 2022.

Referências

Declaração de Integridade

Declaro ter conduzido este trabalho académico com integridade. Não plagiei ou apliquei qualquer forma de uso indevido de informações ou falsificação de resultados ao longo do processo que levou à sua elaboração. Declaro que o trabalho apresentado neste documento é original e de minha autoria, não tendo sido utilizado anteriormente para nenhum outro fim. Declaro ainda que tenho pleno conhecimento do Código de Conduta Ética do P.PORTO ISEP,

Gustavo de Oliveira Urbano

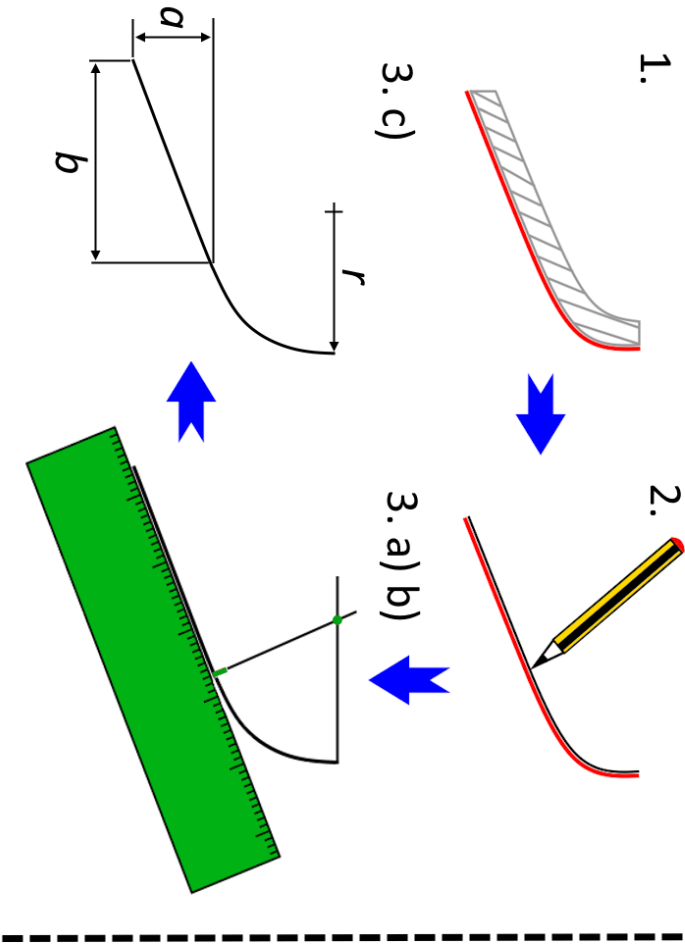
Porto, 31 de outubro de 2024

Declaração de Integridade

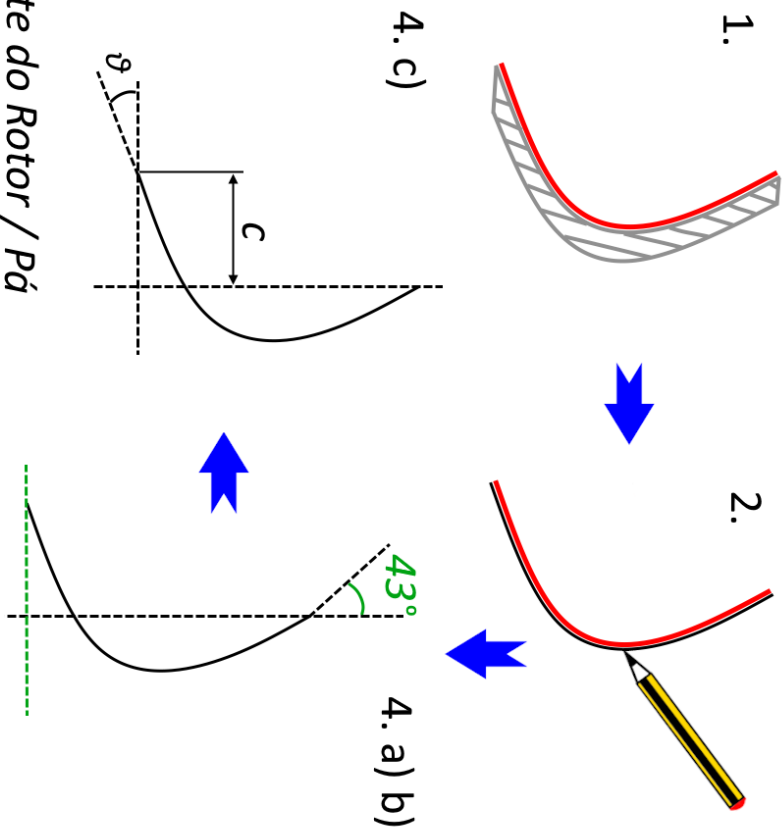
Apêndice A

Esquema de demonstração da aplicação da Metodologia para a obtenção de medidas e ângulos para a modelação das pás do rotor e da tampa superior.

Tampa do Rotor



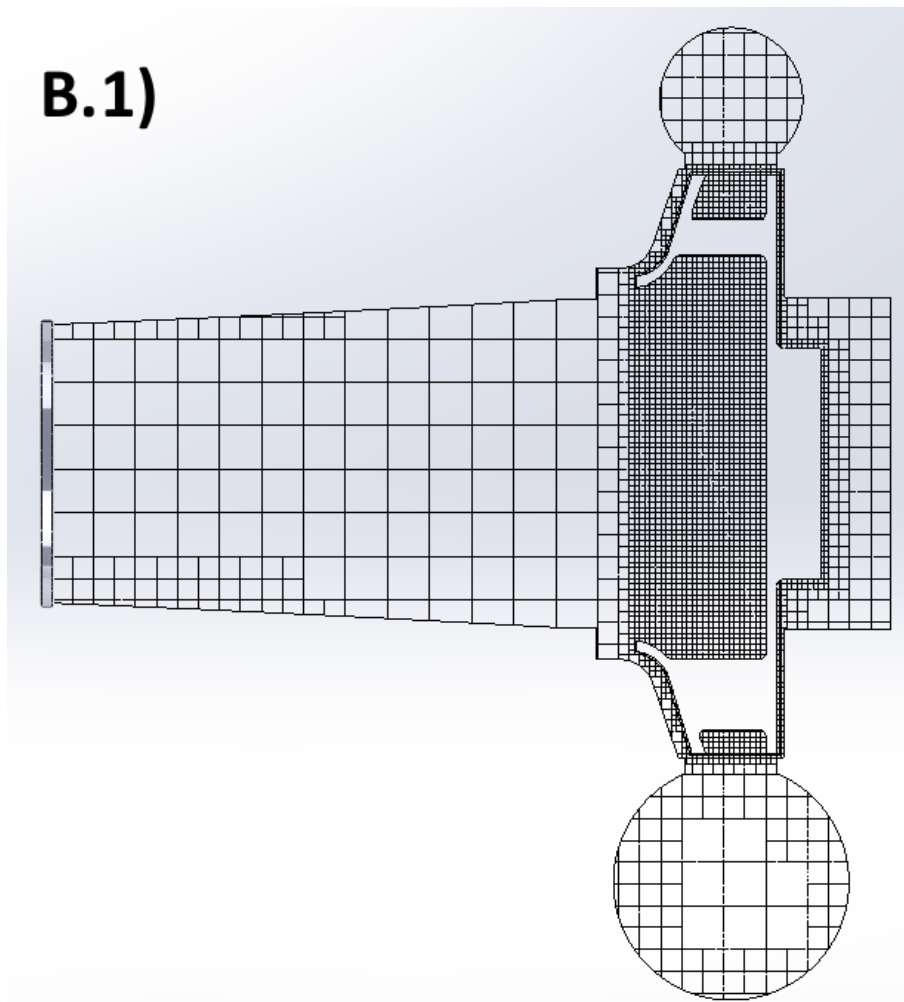
Pá do Rotor



Cinzento (—) - Corte do Rotor / Pá
 Preto (—) - Desenho do Contorno
 Vermelho (—) - Arame

Apêndice B

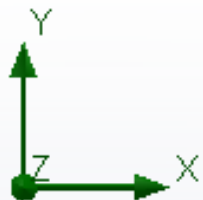
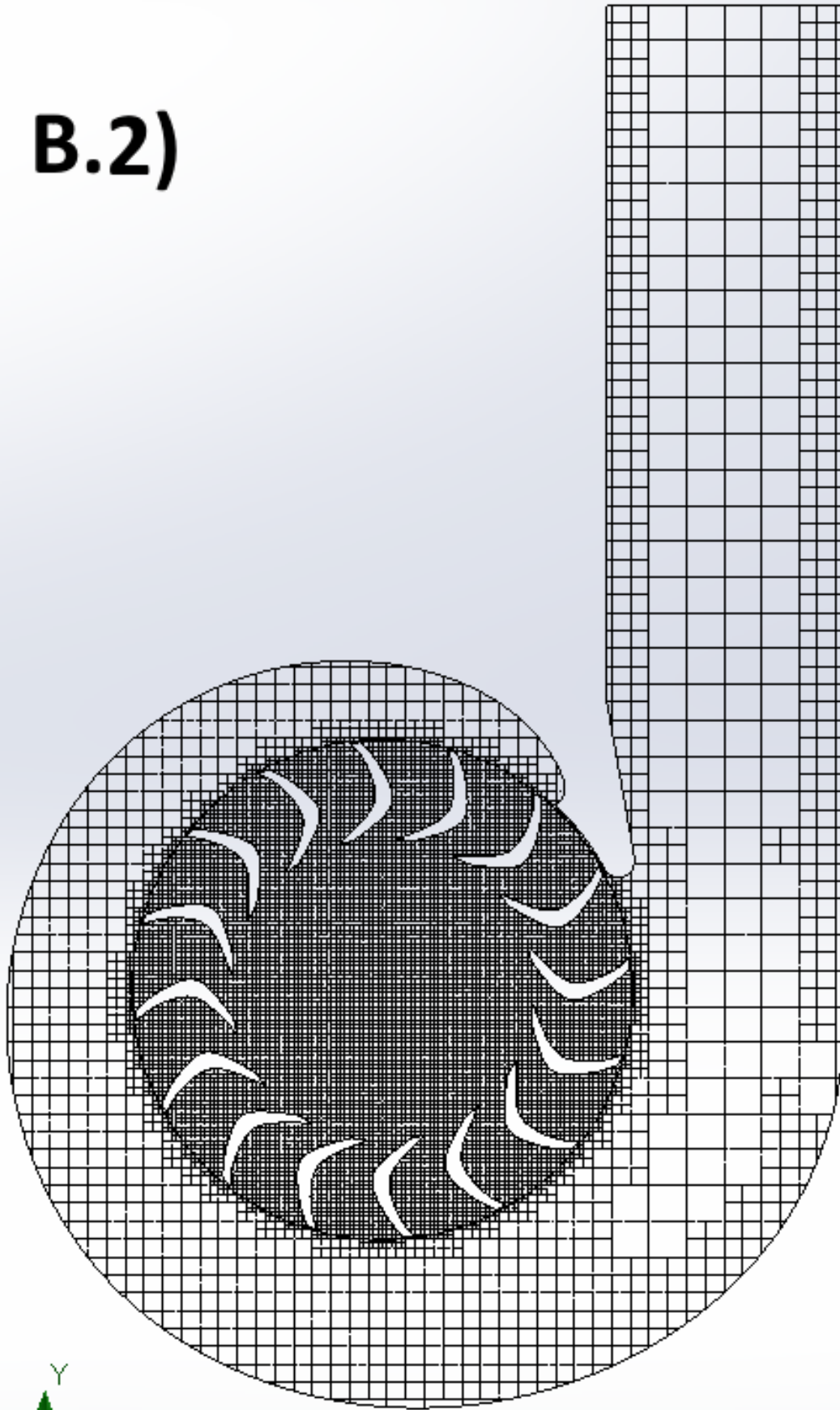
B.1) Vista de topo da malha de simulação

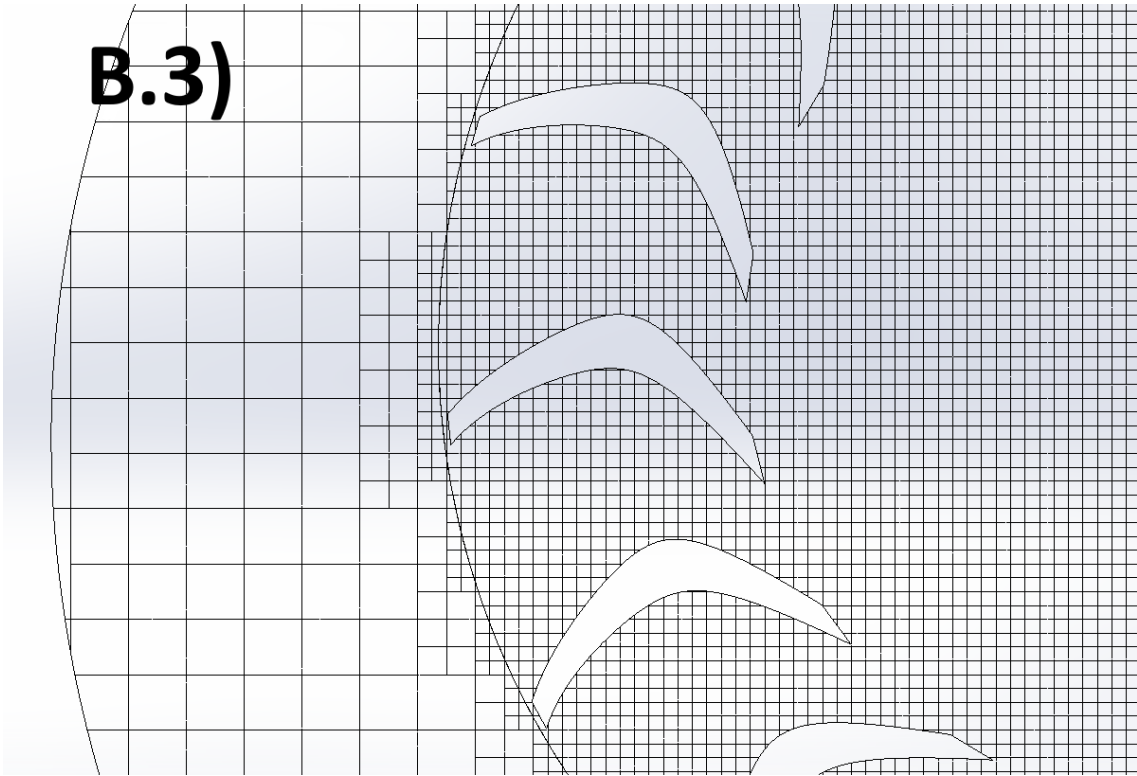


B.2) Vista de frente da malha de simulação

B.3) Pormenor da malha entre as zonas de Malha local 2 e Malha global

B.2)





Apêndice C

- C.1) Curvas características do ventilador para a velocidade de 2000 RPM
- C.2) Curvas características do ventilador para a velocidade de 2500 RPM

