



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR
Faculdade de Engenharia

Desenvolvimento de um túnel aerodinâmico para ensaio de Turbomáquinas

Jesus Rodrigues Monteiro

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

Engenharia Electromecânica

(2º ciclo de estudos)

Orientador: Prof. Doutor António Carlos Mendes

Covilhã, Outubro de 2018

Enquadramento

O presente estudo vem na sequência do trabalho desenvolvido no âmbito do Projecto PTDC/EME-MFE/111763/2011-16 “Design and Experimental Testing of a Power Take-off System for the ANACONDA Wave Energy Conversion Device”, co-financiado pela União Europeia/FEDER no âmbito do Programa Operacional de Competitividade COMPETE.

Covilhã, 3 de Outubro de 2018.



Agradecimentos

Agradeço em primeira instância à Jeová (Deus), pela sua protecção durante dias e noites. Em seguida, à Faculdade de Engenharia da Universidade Agostinho Neto de Angola, na pessoa do Sr. Professor Valter Lourenço de Jesus por ter acreditado em mim.

Desejo também manifestar o meu reconhecimento ao Sr. Professor Jorge Marques Ramalheira, pelos conhecimentos que me transmitiu durante a minha formação como Engenheiro Mecânico nesta Universidade.

Agradeço de igual modo ao Sr. Professor António Carlos Mendes, meu orientador científico na Universidade da Beira Interior (UBI), pelo apoio prestado durante a realização deste trabalho.

Agradeço ao Sr. António Morgado, Assistente técnico do Laboratório de Mecânica dos Fluidos e Turbomáquinas da UBI, pelo seu apoio na realização da montagem experimental. Ao Francisco Pavão Braga, Investigador do Laboratório, agradeço todo o apoio recebido e as informações disponibilizadas. Ao Bernardo Gomes, colega de Laboratório, agradeço todo o apoio recebido e as informações disponibilizadas. Ao Sr. José Catalão, serralheiro mecânico das Oficinas da UBI, agradeço o auxílio prestado na concepção e fabricação de alguns dos elementos do Túnel Aerodinâmico. A Universidade da Beira Interior, pelas condições que colocou a minha disposição para a realização desta investigação.

Por último, agradeço a minha família pelo apoio incondicional durante a realização deste trabalho.

Resumo

Os túneis de vento têm sido frequentemente utilizados para validar os resultados de modelos matemáticos aplicados aos estudos de coroas de pás de Turbomáquinas. Assim sendo, o presente trabalho tem como principal objectivo desenvolver um túnel de vento para ensaio de Turbomáquinas, a funcionar no laboratório de Mecânica dos Fluidos e Turbomáquinas da Universidade da Beira Interior. Numa primeira fase, foi necessário fazer uma revisão bibliográfica sobre os túneis de vento desenvolvidos para ensaio de Turbomáquinas a nível mundial. Durante a montagem do nosso túnel foram utilizados alguns elementos já projectados e construídos desde de 2011. Estes elementos foram ligados ao sistema de propulsão e são apoiados numa estrutura que foi por nós projectada no Solidworks® 2013 e construída nas oficinas gerais da UBI.

O Túnel foi posteriormente ensaiado e os resultados obtidos foram comparados com as previsões do modelo computacional realizado com o Fluent® 2016. O trabalho desenvolvido culminou numa instalação funcional com grande potencial para o futuro desenvolvimento de turbinas a gás no Laboratório.

Palavras-chave

Túneis de Vento, Turbomáquinas, Ventiladores Axiais, Ensaios Experimentais, Simulação Computacional.

Abstract

Wind tunnels have often been used to validate the results of mathematical models applied to Turbomachinery blade rows studies. Therefore, the main objective of this work is to develop a wind tunnel for Turbomachinery testing, to be used at the Laboratory of Fluid Mechanics and Turbomachinery of the Universidade da Beira Interior (UBI). In the first stage of this study it was necessary to carry out an extensive bibliographical review on the wind tunnels developed worldwide for Turbomachinery testing. During the assembly of our tunnel we used some elements that were already designed and built since 2011. These elements were connected to the propulsion system and are supported on a structure that was designed by us using Solidworks® 2013. This structure was built in the general workshops of UBI.

The tunnel was then tested and the results were compared with the predictions of the computational model obtained using Fluent® 2016. The high point of this research was the development of a functional installation with great potential for the future of gas turbines in the Laboratory.

Keywords

Wind Tunnels, Turbomachinery, Axial Fans, Experimental Tests, Computational Simulation.

Índice geral

Lista de símbolos	vii
Lista de figuras	ix
Lista de tabelas	xiii
1. Introdução	1
1.1 Objectivo do presente estudo	2
1.2 Origem e evolução dos primeiros túneis de vento	2
1.3 Estrutura da dissertação	5
2. Levantamento bibliográfico	7
2.1 Origem e evolução das turbinas a gás	7
2.2 Instalações de ensaio desenvolvidas nos EUA e Canadá	11
2.3 Instalações desenvolvidas na Europa e Ásia	17
3. Desenvolvimento e montagem da Instalação do <i>fluidslab</i>	27
3.1 Elementos constituintes do Túnel	27
3.2 Projecto e fabricação da estrutura de apoio	29
3.3 Procedimentos de montagem da instalação	37
4. Ensaio e calibração do Túnel aerodinâmico	39
4.1 Equipamentos de medida	39
4.2 Procedimentos experimentais	42
4.3 Parâmetros a determinar	44
4.4 Características essenciais da instalação	46
5. Simulação computacional do escoamento no Túnel	54
5.1 Definição e malhagem do domínio computacional	55
5.2 Equações de governo e modelo de turbulência	57
5.3 Imposição das condições na fronteira e método de resolução	59
5.4 Análise e validação dos resultados	64
Conclusão	74
Bibliografia	76
Lista de websites consultados	78
Anexos	79

Lista de símbolos

Símbolo	Significado	SI
A	Área	[m ²]
D	Diâmetro	[m]
d _{ie}	Diâmetro interno de entrada	[m]
d _{is}	Diâmetro interno de saída	[m]
G	Geração de energia	m ² /s ²
g	Aceleração de gravidade	m/s ²
Δh	Diferença de alturas	[m]
I	Intensidade da corrente eléctrica	[A]
k	Energia cinética de turbulência	m ² /s ²
K	Constante adiabática do ar	-
l	Comprimento	[m]
ṁ	Caudal mássico	kg/s
p ₁	Pressão de processo	[Pa]
p ₂	Pressão de referência	[Pa]
p ₀	Pressão de estagnação	[Pa]
p _∞	Pressão estática	[Pa]
p _{atm}	Pressão atmosférica	[Pa]
p _e	Pressão de entrada	[Pa]
p´	Correcção de pressão	[Pa]
p*	Pressão assumida	[Pa]
P _h	Potência hidráulica	[W]
Δp	Diferença de pressões	[Pa]
Q _i	Caudal elementar	m ³ /s
Q _t	Caudal total	m ³ /s
q	Quantidade de movimento	kgm/s
R	Constante universal dos gases ideais	J/kgK

R_e	Número de Reynolds	-
r	Raio	[m]
S	Fonte da propriedade	kg/ms ³
Sk_n	Skewness	-
T	Temperatura local	[K]
T_{oc}	Tamanho óptimo da célula	[m]
T_o	Tamanho da célula	[m]
t	Tempo	[s]
U	Tensão eléctrica	[V]
u	Componente da velocidade no eixo das abcissas	m/s
V	Volume	[m ³]
\vec{V}	Vector velocidade	[m/s]
v	Velocidade do escoamento	[m/s]
$v_{mi,i+1}$	Velocidade média entre dois pontos consecutivos	[m/s]
v	Componente da velocidade no eixo das ordenadas	[m/s]
w	Componente da velocidade no eixo das cotas	[m/s]
Y_M	Dilatação flutuante	kg/ms ³
β	Inclinação do manómetro	[°]
δ	Distância entre dois nós extremos	[m]
ϵ	Taxa de dissipação	m ² /s ³
η_h	Rendimento hidráulico	[%]
θ_e	Inclinação da célula	[°]
μ	Viscosidade absoluta	[Pas]
μ_t	Viscosidade turbulenta	[Pas]
ν	Viscosidade cinemática	[m ² /s]
ρ_{ar}	Massa volúmica do ar	[kg/m ³]
ρ_{H_2O}	Massa volúmica da água	[kg/m ³]
φ	Função de transporte de propriedade	-
$\cos \varphi$	Factor de potência	-
Γ_φ	Coefficiente de difusão	m ² /s

Lista de figuras

Figura 1.1 - Representação do braço giratório de Benjamin Robins. Fonte: Ref. A1 (Nasa wind tunnel history).	2
Figura 1.2 - Representação do braço giratório de George Cayley's. Fonte: Ref. 7 (A short history of the European transonic wind tunnel ETW, 2011).	3
Figura 1.3 - Túnel de vento desenvolvido pelos irmãos Wright em 1901. Fonte: Ref. A2 (1901 wind tunnel tests).	4
Figura 2.1 - Aeolipile, desenvolvido pelo herói de Alexandria (120 AC). Fonte: Ref. 8 (The Historical Evolution of Turbomachinery).	8
Figura 2.2 - Chaminé de Leonardo Da Vinci (1500 DC). Fonte: Ref. 8 (The Historical Evolution of Turbomachinery).	8
Figura 2.3 - Transporte a vapor de Newton. Fonte: Ref. 8 (The Historical Evolution of Turbomachinery).	9
Figura 2.4 - Ciclo de uma turbina a gás, patenteada por John Barber (1791). Fonte: Ref. 8 (The Historical Evolution of Turbomachinery).	9
Figura 2.5 - Turbina a gás desenvolvido por Holzworth (1905). Fonte: Ref. 8 (The Historical Evolution of Turbomachinery).	10
Figura 2.6 - Túnel de vento LSAWT, NASA. Fonte: Ref. 10 (Small propeller and rotor testing capabilities of the NASA Langley low speed aeroacoustic wind tunnel, 2017).	12
Figura 2.7 - Túnel de vento LSAWT, NASA. Fonte: Ref. 11 (Initial investigation of the acoustics of a counter-rotating open rotor model with historical baseline blades in a low-speed wind tunnel, 2012).	12
Figura 2.8 - Túnel subsônico 14× 22 ft de Langley. Fonte: Ref. 12 (Advancing Test Capabilities at NASA Wind Tunnels, 2015).	13
Figura 2.9 - Túnel 10×10 de Glenn. Fonte: Ref. 12 (Advancing Test Capabilities at NASA Wind Tunnels, 2015).	14
Figura 2.10 - Túnel 8×6 e 9×15 de Glenn. Fonte: Ref. 12 (Advancing Test Capabilities at NASA Wind Tunnels, 2015).	14
Figura 2.11 - Túnel transônico de Langley. Fonte: Ref. 12 (Advancing Test	15

Capabilities at NASA Wind Tunnels, 2015).	
Figura 2.12 - Túnel de vento subsônico, Universidade do New Mexico. Fonte: Ref. 13 (Experimental Study of Turbulence Intensity Influence on Wind Turbine Performance and Recovery in a Low-Speed Wind Tunnel, 2017).	16
Figura 2.13 - Túnel de vento de alta velocidade, Universidade Carleton. Fonte: Ref. 14 (Impact of Flow Quality in Transonic Cascade Wind Tunnels, 2002).	17
Figura 2.14 - Túnel de vento da Universidade de Sheffield. Fonte: Ref. A5.	18
Figura 2.15 - Túnel de vento 1 da Universidade de Liverpool. Fonte: Ref. 16 (Measurement of Turbulence in the Liverpool University Turbomachinery Wind Tunnels and Compressor, 1966).	19
Figura 2.16 - Túnel de vento 2 da Universidade de Liverpool. Fonte: Ref. 16 (Measurement of Turbulence in the Liverpool University Turbomachinery Wind Tunnels and Compressor, 1966).	20
Figura 2.17 - Túnel de vento 3 da Universidade de Liverpool. Fonte: Ref. 16 (Measurement of Turbulence in the Liverpool University Turbomachinery Wind Tunnels and Compressor, 1966).	20
Figura 2.18 - Túnel de vento do Carolo-Wilhermina LNB. Fonte: Ref. 15 (Aeronautical wind tunnels Europe and Asia, 2006).	21
Figura 2.19 - Túnel de vento subsônico a alta pressão (HDG). Fonte: Ref. 15 (Aeronautical wind tunnels Europe and Asia, 2006).	21
Figura 2.20 - Túnel de vento horizontal para ensaio de Turbomáquinas do IST. Fonte: Ref. 1 (Contribuição para o desenvolvimento de túnel de vento para o ensaio de coroas de pás de Turbomáquinas, 2011).	23
Figura 2.21 - Túnel de vento vertical para ensaio de cascatas de pás do IST. Fonte: Ref. 1 (Contribuição para o desenvolvimento de túnel de vento para o ensaio de coroas de pás de Turbomáquinas, 2011).	23
Figura 2.22 - Túnel de Vento a baixa velocidade. Fonte: A9	24
Figura 2.23 - Túnel de vento a baixa velocidade (UTM). Fonte: Ref. 15. (Aeronautical wind tunnels Europe and Asia, 2006)	25
Figura 2.24 - Túnel de vento a baixa velocidade. Fonte: Ref. 18 (Testing and Commissioning of a Low-Speed Wind Tunnel (LSWT) Test Section, 2014).	26
Figura 3.1 - Estruturas de apoio: a) para tubeira divergente; b) para o estator de estabilização.	29
Figura 3.2 - Elementos de madeira: a) para tubeira divergente; b) para o estator de estabilização.	30
Figura 3.3 - Haste para suporte do ventilador.	30
Figura 3.4 - Anel de madeira.	31
Figura 3.5 - Barra de aço.	32
Figura 3.6 - Representação do modelo simulado.	34
Figura 3.7 - Representação das malhas em algumas regiões do modelo.	34

Figura 3.8 - Representação das tensões de von Mises no modelo.	35
Figura 3.9 - Apresentação do alongamento do conjunto.	35
Figura 3.10 - Representação geral da deformação do modelo.	36
Figura 3.11 - Fechamento em estrela do motor.	37
Figura 3.12 - Vista lateral Instalação.	38
Figura 4.1 - Sonda Prandtl utilizada para medição da pressão dinâmica.	40
Figura 4.2 - Banco de manómetros utilizado.	40
Figura 4.3 - Instrumentos utilizados para leitura das condições atmosféricas: a) Barómetro; b) Termómetro.	41
Figura 4.4 - Tacómetro.	41
Figura 4.5 - Representação dos pontos medidos na secção de entrada do Túnel.	43
Figura 4.6 - Representação dos pontos medidos na secção de saída do Túnel.	43
Figura 4.7 - Representação das tomadas do Túnel.	44
Figura 4.8 - Pontos medidos na secção de saída do Túnel (jusante do rotor): a) Ensaio 1; b) Ensaio 2.	51
Figura 4.9 - Distribuição das velocidades de escoamento à entrada do Túnel para o ensaio 1.	52
Figura 4.10 - Distribuição das velocidades de escoamento à saída do Túnel para o ensaio 1.	52
Figura 5.1 - Domínio computacional.	55
Figura 5.2 - Valores de S_{kn} recomendados pelo programa. Fonte: Ref. A10.	56
Figura 5.3 - Malhas geradas a saída do modelo: a) malhas quadriláteras; b) Tetraédricas.	56
Figura 5.4 - Vista geral da malha quadrilátera escolhida.	57
Figura 5.5 - Procedimentos para solução computacional. Fonte: Ref.22 (Computational Fluid Dynamics, 2013).	61
Figura 5.6 - Procedimentos para o método SIMPLE no plano bidimensional. Fonte: Ref.22 (Computational Fluid Dynamics, 2013).	62
Figura 5.7 - Coordenadas do domínio computacional com respeito ao eixo das abcissas (X), em [m].	64
Figura 5.8 - Coordenadas do domínio computacional com respeito ao eixo das ordenadas (Y), em [m].	65
Figura 5.9 - Distribuição de pressão estática no Túnel, para escoamento não viscoso, em [Pa].	65
Figura 5.10 - Distribuição de pressão dinâmica no Túnel, para escoamento não viscoso, em [Pa].	66
Figura 5.11 - Distribuição de pressão de estagnação no Túnel, para escoamento não viscoso, em [Pa].	66
Figura 5.12 - Valores de velocidades na direcção longitudinal, para escoamento não viscoso, em [m/s].	67

Figura 5.13 - Distribuição de pressão estática no Túnel, para escoamento viscoso, em [Pa].	68
Figura 5.14 - Distribuição de pressão dinâmica no Túnel, para escoamento viscoso, em [Pa].	68
Figura 5.15 - Distribuição de pressão de estagnação no Túnel, para escoamento viscoso, em [Pa].	69
Figura 5.16 - Valores de velocidades na direcção longitudinal, para escoamento viscoso, em [m/s].	69
Figura 5.17 - Valores de velocidades na direcção longitudinal (simulação 3), para escoamento viscoso, em [m/s].	70
Figura 5.18 - Distribuição de pressão dinâmica no Túnel (simulação 3), para escoamento viscoso, em [Pa].	71
Figura 5.19 - Distribuição de pressão de estagnação no Túnel (simulação 3), para escoamento viscoso, em [Pa].	71

Lista de Tabelas

Tabela 1.1: Túneis de vento existentes até 1920 e sua localização. Fonte: Ref. 1 (Contribuição para o desenvolvimento de túnel de vento para o ensaio de coroas de pás de Turbomáquinas, tese de mestrado, Universidade da Beira Interior, Covilhã, 2011).	5
Tabela 2.1: Túneis de vento aeronáuticos distribuídos pela Europa e Ásia. Fonte: Ref. 15 (Aeronautical wind tunnels Europe and Asia, 2006).	17
Tabela 3.1: Características dos elementos do Túnel.	27
Tabela 3.2: Características dos elementos de propulsão.	28
Tabela 3.3: Características dos elementos de apoio ao túnel.	31
Tabela 3.4: Características dos elementos de fixação do túnel.	32
Tabela 3.5: Materiais utilizados.	33
Tabela 4.1: Parâmetros eléctricos do motor durante ensaio 1.	42
Tabela 4.2: Parâmetros eléctricos do motor durante ensaio 2.	42
Tabela 4.3: Alturas dinâmicas à entrada do Túnel para o ensaio 1.	47
Tabela 4.4: Distribuição de velocidades e caudais à entrada do Túnel para o ensaio 1.	47
Tabela 4.5: Alturas dinâmicas à saída do Túnel para o ensaio 1.	47
Tabela 4.6: Distribuição de velocidades e caudais à saída do Túnel para o ensaio 1.	48
Tabela 4.7: Pressões estáticas relativas para o ensaio 1.	48
Tabela 4.8: Principais características da instalação para o ensaio 1	49
Tabela 4.9: Alturas dinâmicas à entrada do Túnel para o ensaio 2.	49
Tabela 4.10: Distribuição de velocidades e caudais à entrada do Túnel para o ensaio 2.	49
Tabela 4.11: Alturas dinâmicas à saída do Túnel para o ensaio 2.	50
Tabela 4.12: Distribuição de velocidades e caudais à saída do Túnel para o ensaio 2.	50
Tabela 4.13: Principais características da instalação para o ensaio 2.	51
Tabela 5.1: Detalhes das malhas geradas.	57
Tabela 5.2: Níveis de convergência.	63
Tabela 5.3: Factores de relaxação.	64
Tabela 5.4: Caudais mássicos.	73

Capítulo 1

Introdução

Os primeiros túneis de vento constituíram uma importante ferramenta para alavancar o desenvolvimento de aeronaves, que posteriormente levaram à conquista do espaço aéreo. Actualmente, para além da sua utilização no sector aeronáutico, os túneis de vento têm sido utilizados em diversas áreas da indústria, nomeadamente no sector automóvel, na engenharia civil e arquitectura, e no sector do ambiente e energético. Em todas estas aplicações os túneis aerodinâmicos servem para modelar as interacções de um escoamento de ar com o modelo físico da instalação em estudo.

A utilização de super-computadores tem contribuído bastante para um rápido crescimento do campo aerodinâmico e áreas acima citadas, permitindo interagir os resultados experimentais com os resultados das simulações computacionais à medida que estes progridem. Permitem de igual modo partilhar resultados das simulações em tempo quase real. Com o desenvolvimento dos actuais super-computadores já é possível efectuar o projecto de máquinas complexas através da simulação numérica. Estas simulações permitem fazer uma rápida e eficaz ponderação de todas as variáveis envolvidas no projecto, tarefa que seria complexa e onerosa fazer unicamente através dos ensaios em túnel de vento. No entanto, as previsões dos modelos matemáticos que servem de base à simulação computacional requerem, invariavelmente, uma validação meticulosa e precisa através de um modelo físico ensaiado no túnel. A capacidade destes super-computadores tem melhorado a um ritmo substancial, mas não a um nível suficiente para substituir instalações de ensaios experimentais para desenvolvimento de projectos.

Neste trabalho foram abordados diferentes aspectos relacionados com o desenvolvimento de um túnel aerodinâmico para ensaiar Turbomáquinas. Estes aspectos incluem a fundamentação teórica do projecto, a montagem da instalação, o seu ensaio e calibração, a comparação dos parâmetros medidos com os dados da simulação computacional e, finalmente, as principais conclusões do estudo realizado.

1.1 Objectivo do presente estudo

O objecto do presente trabalho é montar e testar um túnel aerodinâmico que está a ser desenvolvido no Laboratório de Mecânica de Fluidos e Turbomáquinas da UBI (*fluidslab*) [1]. Esta instalação vem sendo desenvolvida no *fluidslab* desde 2011, tendo sido projectados e construídos alguns elementos do Túnel. O nosso trabalho consiste na assemblagem dos diferentes elementos ao sistema de propulsão, que é um ventilador da Aeríc, modelo Golden Lebey, e posteriormente fabricação de uma estrutura de apoio do corpo principal do Túnel. Esta estrutura foi projectada no Solidworks® 2013 e construída nas oficinas da Universidade. Uma vez concluídos os ensaios e a calibração Túnel, as medições recolhidas são utilizadas para comparação com as previsões da simulação computacional realizada com o auxílio do Fluent® 2016.

1.2 Origem e evolução dos primeiros túneis de vento

Os primeiros túneis de vento estavam ligados ao sector aeronáutico. No século XIX houve grandes avanços em direcção a conquista do espaço. Para alcançar o domínio do espaço aéreo, os aeronáuticos da época recorreram as ideias de Leonardo da Vinci e as leis de Isaac Newton. Na altura, estudavam-se diferentes modelos, quer estacionário, quer em movimento através do ar. Com este propósito foram concebidos e testados vários mecanismos, tais como o braço giratório.

Nesta altura tiveram particular destaques vários aeronáuticos europeus e americanos. Benjamin Robins (1707-1751), um engenheiro e matemático inglês, foi o primeiro a construir um braço giratório de 1,219 m de comprimento (Fig. 1.1).

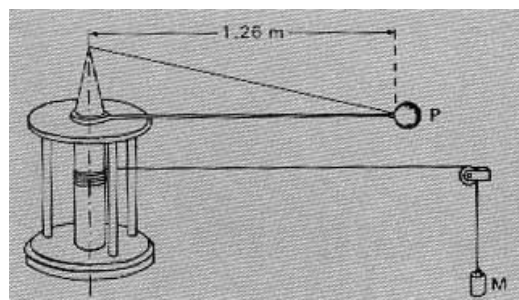


Figura 1.1 - Representação do braço giratório de Benjamin Robins.
Fonte: Ref. A1 (Nasa wind tunnel history)

Este braço girava por meio de um peso descendente montado sobre uma roldana. As experiências de Robins permitiram concluir que as teorias sobre a resistência ao avanço dos modelos aerodinâmicos, conhecidas na altura, eram bastantes inexactas; modelos de configuração idêntica, mas com área frontal diferente, nem sempre apresentavam coeficientes de resistência de forma comparáveis [A1].

Sir. George Cayley (1773-1857), que era um engenheiro inglês, é mundialmente reconhecido como tendo sido o fundador da Aeronáutica moderna. Cayley foi o primeiro cientista investigador aeronáutico a publicar o seu trabalho, que inclui os princípios e contabiliza as forças aerodinâmicas que sustentam o voo de aeronaves. O braço giratório de George Cayley (Fig. 1.2) tinha 1,524 m de comprimento e girava com uma velocidade tangencial variando entre 3,048 m/s a 6,096 m/s. As várias experienciais realizadas por Cayley revolucionaram a forma de como as pessoas pensavam à aeronáutica, sobre tudo a nível do projecto de aeronaves [7].



Figura 1.2 - Representação do braço giratório de George Cayley's.
Fonte: Ref. 7 (A short history of the European transonic wind tunnel ETW, 2011)

Apesar de fornecer muita informação aerodinâmica, a utilização de braços giratórios acarretava alguns problemas. Em virtude da grande turbulência gerada pelo sistema, os resultados das medições sofriam desvios consideráveis em relação ao valor esperado. Concretamente não se conseguia determinar o valor preciso da velocidade relativa do modelo em relação ao ar, era difícil montar os equipamentos de medida, em particular instrumentos para medir as pequenas forças exercidas sobre um modelo girando a alta velocidade. Limitações desta natureza fizeram com que o homem pensasse num sistema mais eficiente.

Assim sendo surgiu ideia de utilizar um dispositivo fechado que permitisse a circulação do ar ao longo do seu comprimento, por meio de um ventilador. Este dispositivo passou a denominar-se túnel de vento. A utilização de túneis de vento permitiu superar os problemas registados com a utilização de braços giratório, ou seja, com os túneis de vento tornou-se mais simples o registo das forças aerodinâmicas durante os testes do modelo [A1].

O britânico Frank H. Wenham (1824-1908), projectou e testou em 1871 o primeiro túnel de vento [A1]. Wenham trabalhou um tronco em madeira com 3,6576 m de comprimento e 0,209 m² para realizar a sua montagem. O túnel foi ligado a um ventilador movido por uma máquina a vapor, que impulsionava o ar para o interior do mesmo. Durante as experiências realizadas, Wenham e seus colegas, utilizaram corpos de diferentes formas no intuito de registarem forças de resistência e de sustentação geradas pelo ar em resultado das

interacções deste com os objectos. Durante estes ensaios foram obtidos importantes resultados no campo da aerodinâmica. A equipa de Wenham conseguiu demonstrar que, para pequenos ângulos ataque, a sustentação era consideravelmente superior a resistência.

Posteriormente, muitos outros inventores foram utilizando túneis de vento para ensaiar os seus modelos. Em 1890 o inventor dinamarquês Poul la Cour utilizou um túnel de vento durante a fase de desenvolvimento de uma turbina eólica. Carl Rickard, em 1897, também utilizou um túnel de vento para desenvolver o seu planador chamado *Flugan*. Ainda neste ano, Konstantin Tsiolkovsky construiu um túnel de secção aberta com um ventilador centrífugo para determinar os coeficientes de resistência de placas planas, elementos cilíndricos e esferas.

O surgimento dos túneis de vento foi encarado como sendo um factor impulsionador na compreensão da aerodinâmica dos corpos, em particular das forças de sustentação e da resistência. Não obstante, Osborne Reynolds (1842-1912) fez uma importante descoberta na Universidade de Manchester, ligada a estes fenómenos. Reynolds demonstrou que o escoamento de ar em torno dos objectos à escala do modelo era semelhante ao do escoamento em torno do objecto a escala real. Osborne Reynolds definiu um parâmetro dimensional, chamado número de Reynolds, para governar as condições de semelhança relativas à resistência de forma e a resistência viscosa entre modelo e protótipo [A1].

Em Agosto de 1899 os irmãos Wright (Wilbur (1867-1912) e Orville (1871-1948)), construíram nos EUA uma máquina voadora. Neste caso tratava-se do papagaio biplano não tripulado, com 1,524 m de comprimento. Mais tarde, em 1900, os irmãos Wright construíram uma aeronave tripulada. O grande inconveniente deste avião estava relacionado com facto de o mesmo gerar pouca sustentação e muita resistência, contrariamente ao que estava previsto. A fim de melhorar o desempenho os irmãos Wright utilizaram a circulação atmosférica (o vento) para testar perfis de diferentes configurações num túnel aberto. O objectivo da experiência era comparar as forças de sustentação para as diferentes geometrias [7].

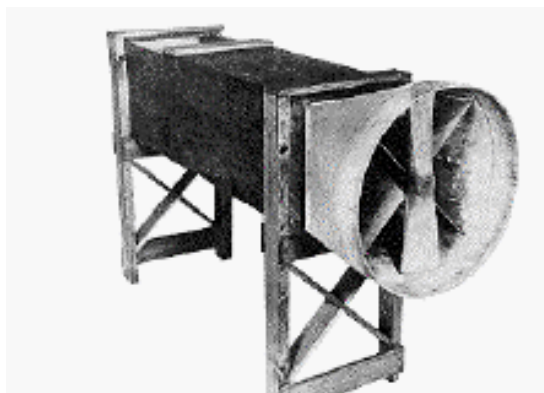


Figura 1.3 - Túnel de vento desenvolvido pelos irmãos Wright em 1901.
Fonte: Ref. A2 (1901 wind tunnel tests)

O primeiro túnel de vento desenvolvido pelos irmãos Wright tinha secção quadrada. Os resultados obtidos durante os ensaios foram de tal maneira encorajadores, que os irmãos decidiram construir de imediato uma instalação maior (Fig. 1.3), com 0,1652 m².

Em síntese, até 1920 foram instalados vários túneis de vento em diferentes regiões, de acordo com a tabela.1.1 abaixo:

Tabela 1.1: Túneis de vento existentes até 1920 e sua localização.

Fonte: Ref. 1 (Contribuição para o desenvolvimento de túnel de vento para o ensaio de coroas de pás de Turbomáquinas, tese de mestrado, Universidade da Beira Interior, Covilhã, 2011)

Dimensões	Data	Localização	Proprietário
0,4x0,4 m ²	1901	Dayton, Ohio, EUA	Wright Brothers
1,82x1,82 m ²	1901	Catholic University, EUA	Zahm
0,6 m (diâmetro)	1903	National Physical Laboratory, Inglaterra	Stanton
1x1 m ²	1903	Rome, Itália	Crocco
1,2 m (diâmetro)	1904	Koutchino, Moscow, Rússia	Riabouchinsky
2x2 m ²	1908	Gottinge, Alemanha	Prandtl
1,5 m (diâmetro)	1909	Champ de Mars, França	Eiffel
1,21x1,21 m ²	1910	National Physical Laboratory, Inglaterra	-
2,13x2,13 m ²	1912	National Physical Laboratory, Inglaterra	-
2 m (diâmetro)	1912	Auteuil, França	Eiffel
-	1912	Aachen, Alemanha	Junkers
2,43x2,43 m ²	1913	Washington Navy Yard, EUA	Zahm
1,21x1,21 m ²	1914	MIT, EUA	Hunsaker
2,2x2,2 m ²	1916	Gottingen, Alemanha	Prandtl
1,68 m (diâmetro)	1917	Stamford University, EUA	Durand
2,13 m (diâmetro)	1918	Hompstead, New York, EUA	Curtiss
2,13x4,26 m ²	1918	National Physical Laboratory, Inglaterra	-
1,37 m (diâmetro)	1918	Bureau of Standards, EUA	-
1,21x1,21 m ²	1919	MIT, EUA	Ober
2,29 m (diâmetro)	1919	Stanford University, EUA	Durand

1.3 Estrutura da dissertação

O presente trabalho está estruturado em seis capítulos. Assim sendo, no primeiro capítulo são descritos os objectivos do presente estudo, bem como a origem e evolução dos túneis de vento até 1920. No segundo capítulo é inicialmente apresentado o histórico das turbinas a gás e das instalações experimentais que serviram para o seu desenvolvimento até

aos dias de hoje. No terceiro capítulo focamo-nos no Túnel do *fluidslab*. São descritos os diferentes elementos constituintes e o projecto de uma estrutura de apoio do corpo principal do Túnel efectuado no Solidworks® 2013. É igualmente descrito o processo de fabricação desta estrutura nas oficinas gerais da UBI, bem como os procedimentos de montagem da instalação no Laboratório. O quarto capítulo é referente ao ensaio e calibração do Túnel aerodinâmico, sendo apresentados valores medidos para a distribuição de pressão estática e da velocidade nas secções, assim como o caudal turbinado e a potência do ventilador. O quinto capítulo descreve o modelo computacional que foi realizado com o auxílio do Fluent® 2016. Os resultados são aqui interpretados à luz das medições efectuadas durante o ensaio do Túnel. São apresentados os resultados da simulação computacional do escoamento no Túnel, feitas com o auxílio do software Ansys-Fluent® 2016. Por último, na conclusão da dissertação, fazemos um apanhado das principais ilações a extrair do presente estudo.

Capítulo 2

Levantamento bibliográfico

Neste capítulo é inicialmente apresentado o histórico das turbinas a gás. De seguida são apresentadas as instalações experimentais para ensaio de Turbomáquinas, a nível dos Estados Unidos da América, do Canadá, da Europa e da Ásia.

2.1 Origem e evolução das turbinas a gás

As Turbomáquinas são sistemas rotativos que interagem continuamente com o fluido por meio de um rotor, retirando energia do fluido no caso de uma turbina ou adicionando energia ao fluido no caso de uma bomba ou de um compressor. São largamente utilizadas na indústria, nomeadamente: no processo de geração de energia, rede de abastecimento de água, etc. As Turbomáquinas são também utilizadas como elementos de propulsão, sobretudo na indústria aeronáutica.

Actualmente não existe consenso a respeito do início do desenvolvimento das Turbomáquinas. Algumas fontes referem que o estudo teve início cerca de 150 anos antes de Cristo (AC) [A3] e outras referem 62 anos depois de Cristo (DC) [8]. Este desenvolvimento foi atribuído ao herói de Alexandria, nos anos 120 AC, que utilizou um dispositivo denominado *Aeolipile* que rodava com base no princípio da acção-reação (Fig. 2.1). O dispositivo consistia numa tigela com água, aquecida em baixo por uma caldeira. A caldeira comunicava com uma esfera por meio de dois tubos vazios. A esfera possui dois bocais que induzem a sua rotação.

Mais tarde, no ano 1500 DC, Leonardo Da Vinci descreveu uma chaminé denominada "*chimney Jack*" (Fig. 2.2). Esta chaminé permitia a passagem do ar em torno de um conjunto de pás,

semelhantes a um ventilador, agindo como uma turbina e fazendo girar um eixo vertical. O eixo vertical encontra-se ligado a um eixo horizontal por meio de uma engrenagem cónica.



Figura 2.1 - *Aeolipile*, desenvolvido pelo herói de Alexandria (120 AC).
Fonte: Ref. 8 (The Historical Evolution of Turbomachinery)

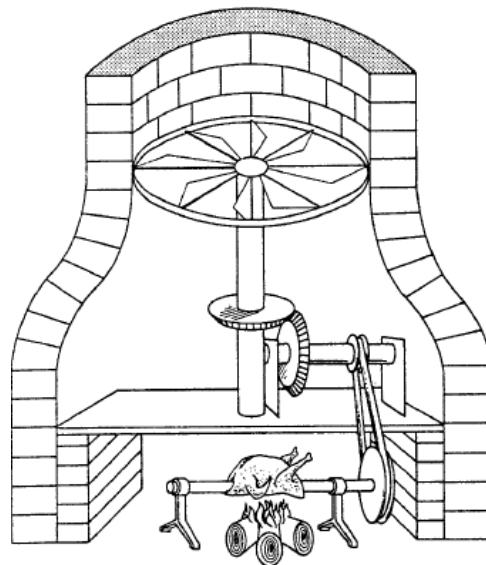


Figura 2.2 - Chaminé de Leonardo Da Vinci (1500 DC).
Fonte: Ref. 8 (The Historical Evolution of Turbomachinery)

Após as intervenções de Leonardo Da Vinci, diversas ideias foram surgindo em torno do desenvolvimento das Turbomáquinas. A título de exemplo, em 1629 um engenheiro italiano de nome Giovanni Branca projectou e construiu uma turbina de impulso utilizada para alimentar um moinho de estampagem. Mais tarde, em 1687, a formulação das leis do movimento por Sir. Isaac Newton catapultou o desenvolvimento em torno da percepção das Turbomáquinas. Com base nestas leis foi desenvolvido um meio de transporte a vapor constituído por quatro rodas, uma caldeira esférica aquecida e um bocal projectado para fornecer um jacto de reacção (Fig. 2.3).

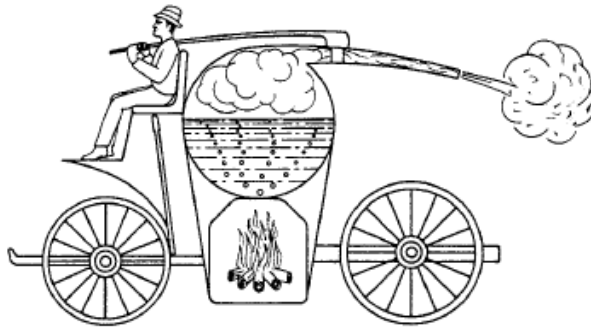


Figura 2.3 - Transporte a vapor de Newton.
Fonte: Ref. 8 (The Historical Evolution of Turbomachinery)

Em relação à origem das turbinas a gás, embora não haja evidências, é comumente aceite que John Barber patenteou em 1791 [8], na Inglaterra, uma máquina que utilizava o ciclo termodinâmico das turbinas a gás modernas (Fig. 2.4). A turbina era basicamente composta por um compressor alternativo e uma câmara de combustão. A incerteza pairava em qual seria o combustível inflamável mais eficiente para movimentar o sistema. O gás produzido seria armazenado num reservatório comum e posteriormente era transferido para a câmara de combustão onde seria misturado com o ar vindo do compressor originando a explosão. O equipamento contava ainda com um sistema de arrefecimento a água, para arrefecer as partes da turbina.

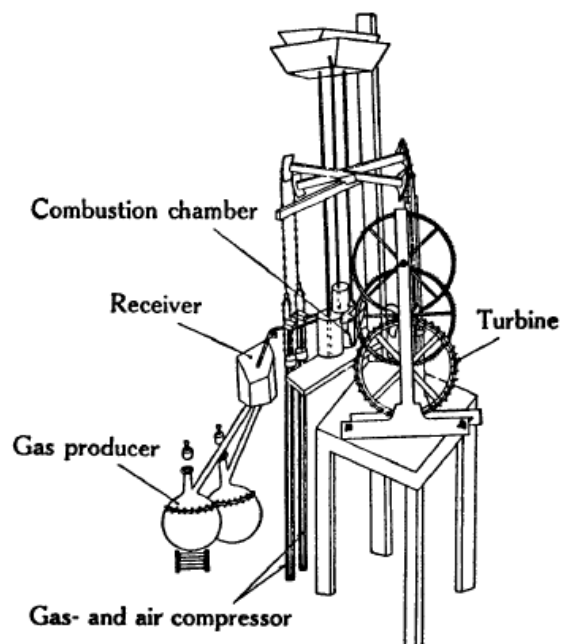


Figura 2.4 - Ciclo de uma turbina a gás, patenteada por John Barber (1791).
Fonte: Ref. 8 (The Historical Evolution of Turbomachinery)

A nível europeu, visto que não há provas da existência da patente de John Barber, a primeira turbina a gás viria a ser desenvolvida oficialmente em 1872 pelo Dr. J. Franz Stolze. Este cientista alemão nasceu em Março de 1836, em Berlim, e formou-se na Universidade de

Berlim em Filosofia, História, Geografia, Física e Matemática. Em 1863 concluiu o seu doutoramento sobre projecto de turbinas a gás, na Universidade de Jena.

Os testes da turbina de Stolze viriam a ser realizados entre 1900 e 1904 [8], não tendo tido sucesso devido ao pouco conhecimento no campo da aerodinâmica. Tratava-se de uma turbina a gás constituída por um compressor axial de 10 estágios, cuja razão de pressão é de 2,5:1, e uma turbina de reacção com 15 estágios. Os 25 estágios estão suportados num único eixo apoiado nas extremidades por rolamentos. O sistema está ligado através de correias a um alternador com 150 kW de potência. A turbina operava com uma temperatura de entrada em torno dos 400 °C.

Nos EUA a primeira patente de uma turbina a gás foi arquivada em nome de Charles G. Curtis, em 1895. Este inventor é também conhecido por desenvolver a turbina a vapor Curtis, enquanto investigador na *General Electric* (GE). Porém, a lenda da GE é Stanford Moss, devido aos seus trabalhos desenvolvidos no âmbito dos motores sobrealimentados em aeronaves. Moss formou-se na Universidade da Califórnia (UCSF), em 1900, onde investigou sobre o projecto de turbinas a gás. Mais tarde, S. Moss viria a projectar uma turbina a gás experimental durante o seu doutoramento na Universidade de Cornell. A turbina accionava um compressor que impulsionava o ar para a câmara de combustão. Durante o desenvolvimento desta turbina verificou-se que a energia requerida pelo compressor era maior que a energia entregue e portanto, não se realizava trabalho líquido.

De forma independente, em 1905, Dr. Holzworth desenvolveu uma turbina a gás de volume constante (Fig. 2.5).

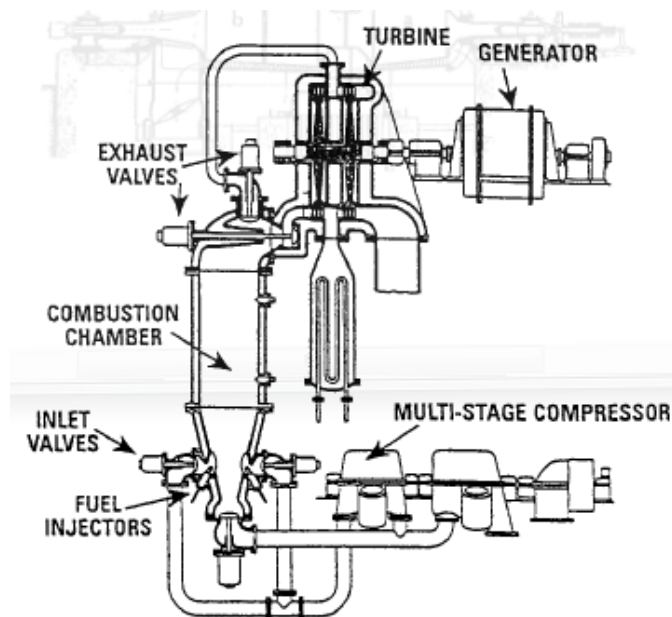


Figura 2.5 - Turbina a gás desenvolvido por Holzworth (1905).
Fonte: Ref. 8 (The Historical Evolution of Turbomachinery)

Nesta turbina o combustível é injectado numa câmara de combustão fechada, onde é misturada com o ar comprimido. A explosão cria um aumento de pressão 4,5 vezes maior que valor inicial. Neste caso, a potência requerida pelo compressor é uma fracção da potência produzida pela turbina de combustão.

A utilização das turbinas a gás para geração de energia eléctrica teve início na década de 1960 [9]. Desde então, esta tecnologia foi fortemente desenvolvida, de tal forma que em 30 anos cada unidade produtora tinha uma capacidade de 100 MW. Actualmente o projecto de turbinas a gás envolve alguns componentes básicos ou fundamentais, nomeadamente: um compressor axial, usado para comprimir o fluido; uma câmara de combustão ou um permutador de calor, para elevar a temperatura a saída da mistura; uma turbina, com a finalidade de produzir trabalho mecânico.

Nos dias de hoje, a redução de emissões poluentes é uma preocupação recorrente no projecto de sistemas geradores de electricidade. Neste contexto, programas computacionais (CFD) têm sido utilizados para analisar as características do escoamento de combustíveis alternativos tais como o etanol, o éster metílico de palma, etc. Os efeitos da temperatura elevada dos gases resultantes da combustão e os efeitos dinâmicos do fluido também estão entre as preocupações relevantes em projecto de turbinas a gás.

2.2 Instalações de ensaio desenvolvidas nos EUA e Canadá

Nesta subsecção serão abordados alguns túneis de vento que se destacam devido às suas características adequadas para o estudo de Turbomáquinas. A nível dos Estados Unidos da América (EUA), grande parte dos túneis de vento com estas características foram desenvolvidos pela "National Aeronautics and Space Administration" (NASA), com excepção de alguns, presentes em Universidades e instituições privadas. Entre as mais importantes listamos:

- **Túnel de vento LSAWT da NASA**

Trata-se de um Túnel de vento a baixa velocidade (Fig. 2.6), desenvolvido pelo Centro de Pesquisa Langley (LaRC) da NASA. Era utilizado para testes de protótipos de aeronaves militares e comerciais. Sofreu algumas alterações em 2016, umas dessas modificações consistiu na extensão do bocal de entrada. Estas modificações permitiram ampliar as capacidades do túnel para testes aerodinâmicos e acústicos em pequenos sistemas de rotores de Turbomáquinas. Trata-se de um Túnel de vento de jacto livre e aberto, com 10,4 m de

comprimento e uma secção de teste com 5,2 m×5,2 m. Este túnel gera escoamentos a $Mach \leq 0,32$.

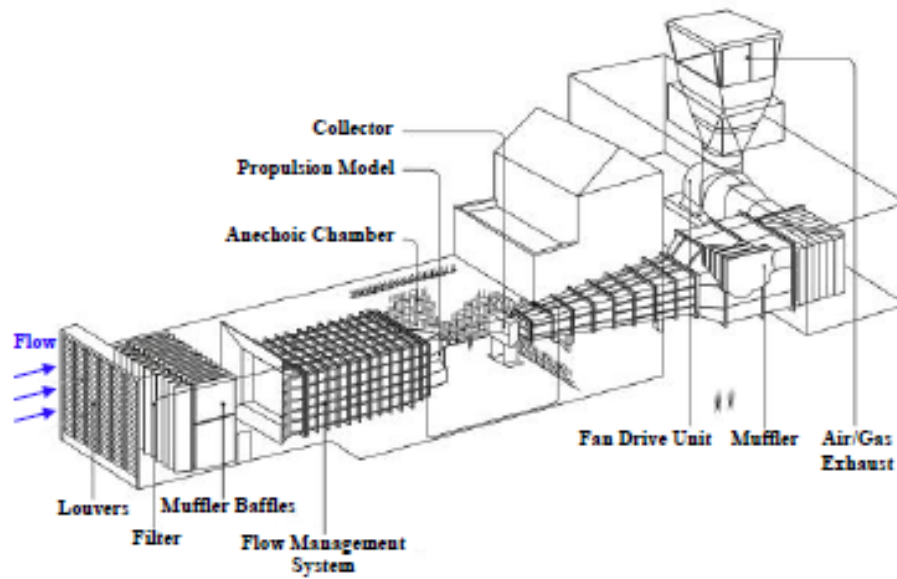


Figura 2.6 - Túnel de vento LSAWT, NASA.

Fonte: Ref. 10 (Small propeller and rotor testing capabilities of the NASA Langley low speed aeroacoustic wind tunnel, 2017)

- Centro de Pesquisa Glenn, NASA

O Centro de Pesquisa Glenn conta com um Túnel de vento a baixas velocidades LSWT (Fig. 2.7), construído em 1969, com uma secção de 2,743 m×3,658 m e número de Mach não superior a 0,23. Este dispositivo é utilizado para realizar testes aerodinâmicos e acústicos em pás de rotores abertos.



Figura 2.7 - Túnel de vento LSAWT, NASA.

Fonte: Ref. 11 (Initial investigation of the acoustics of a counter-rotating open rotor model with historical baseline blades in a low-speed wind tunnel, 2012)

- Túnel subsónico de 14×22 ft de Langley

Trata-se de uma instalação fabricada em 1970, inicialmente utilizada para testes modelos de aeronaves em regime subsónico. Em 1982 a instalação (Fig. 2.8) sofreu algumas modificações, tendo sido redimensionada para albergar uma secção de teste de 4 m×7 m. A instalação tem capacidade para a realizar testes acústicos, ensaios de rotores de aeronaves, entre outros.

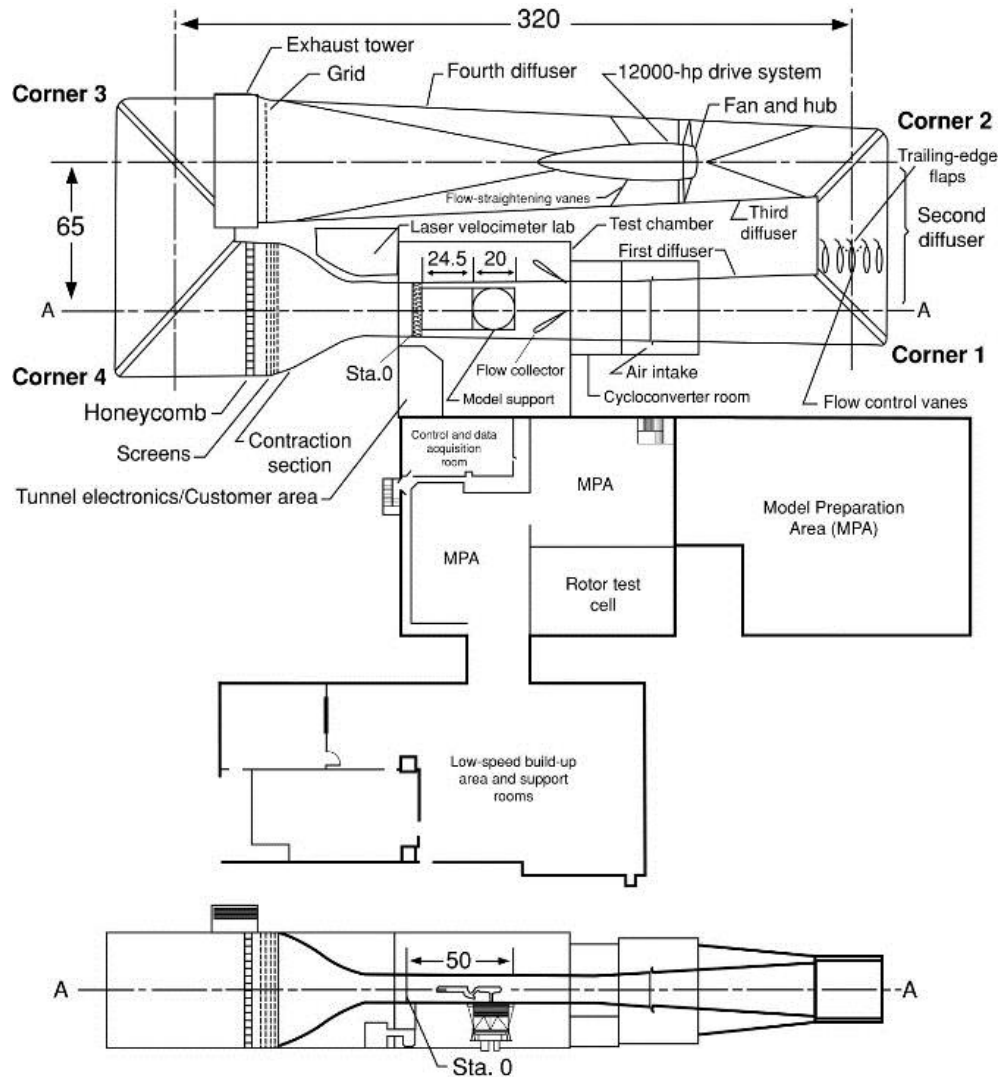


Figura 2.8 - Túnel subsónico 14× 22 ft de Langley.
 Fonte: Ref. 12 (Advancing Test Capabilities at NASA Wind Tunnels, 2015)

- Túnel de vento 10×10 de Glenn

Esta instalação (Fig. 2.9) foi construída em 1955 com o objectivo de realizar ensaios supersónicos, a elevado número de Reynolds. Para este fim são utilizados dois compressores com uma potência total avaliada em 215,321 MW. Em regime subsónico, o escoamento pode alcançar um número de Mach de até 0,4, ao passo que em regime supersónico o número de Mach pode atingir 4,1 em certas zonas. Este túnel possui uma secção de teste quadrada com 3,048 m de lado.

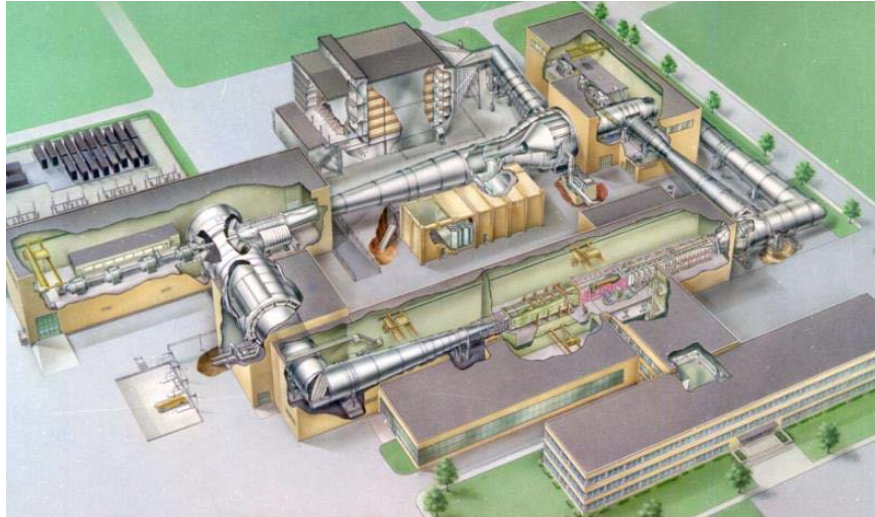


Figura 2.9 - Túnel 10x10 de Glenn.
 Fonte: Ref. 12 (Advancing Test Capabilities at NASA Wind Tunnels, 2015)

As características desta instalação permitem realizar ensaios em rotores abertos, com escoamentos pouco perturbados. A baixa perturbação do escoamento, torna o túnel adequado para ensaios em regimes de escoamento laminar.

- Túnel de vento 8x6 e 9x15 de Glenn

Na figura 2.10 é apresentado o túnel de vento 8x6 e 9x15, pertencente ao centro de pesquisa de Glenn:

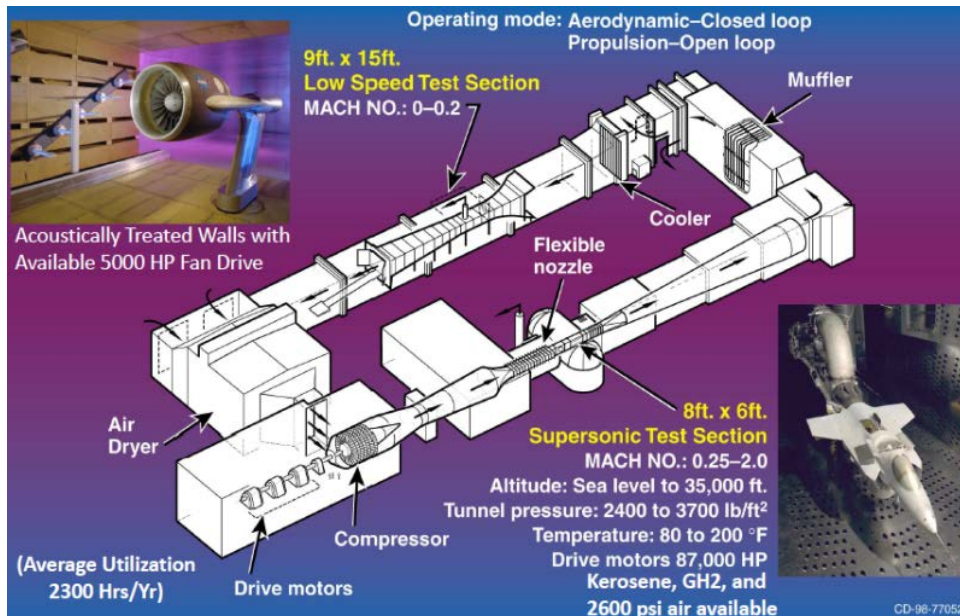


Figura 2.10 - Túnel 8x6 e 9x15 de Glenn.
 Fonte: Ref. 12 (Advancing Test Capabilities at NASA Wind Tunnels, 2015)

Este túnel de vento é composto por duas secções de testes, uma para testes supersónicos e outra para testes subsónicos. A secção utilizada para ensaios supersónicos tem uma dimensão de 2,438 m×1,829 m. Nesta secção o escoamento desenvolve-se com um número de Mach entre 0,25 e 2, pressões entre 1.149,12 kPa e 1.771,56 kPa, e temperaturas entre 26,67 °C e 93,33 °C. Ao passo que a secção utilizada para os ensaios em regime de escoamento subsónico conta com um ventilador de capacidade avaliada em 3.728,5 kW, capaz de gerar escoamentos de Mach até 0,2.

Este túnel permite a realização de testes aerodinâmicos em modelos de aeronaves e em elementos de propulsão de circuito aberto.

- **Túnel nacional transónico de Langley**

As instalações (Fig. 2.11) foram fabricadas em 1983 para operar com dois gases distintos, nomeadamente ar e nitrogénio. A secção de teste possui uma dimensão de 2,5 m×2,5 m×7,6 m e as pressões variam entre 101 e 910 kPa. Durante o seu funcionamento com ar, o número de Mach varia entre 0,2 e 1,05 e as temperaturas variam entre 32 °C e 65 °C. Nestas condições, o número de Reynolds máximo é $65 \times 10^6/m$. Este túnel é utilizado para ensaio de modelos de aeronaves e para rotores de circuito aberto.

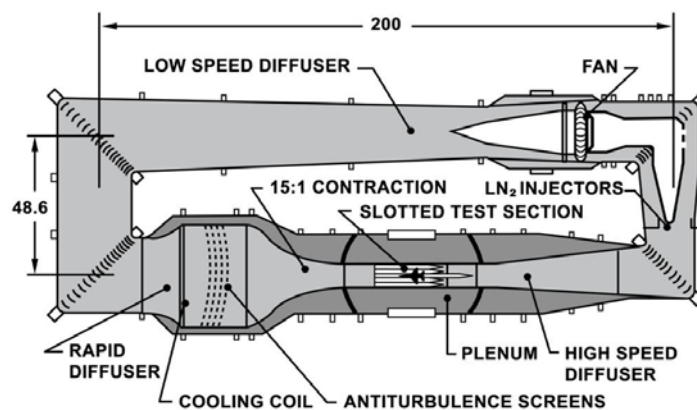


Figura 2.11 - Túnel transónico de Langley.
Fonte: Ref. 12 (Advancing Test Capabilities at NASA Wind Tunnels, 2015)

- **Túnel de Vento a Baixa Velocidade, Universidade do New Mexico**

O Departamento de Engenharia Mecânica e Aeroespacial da Universidade do New Mexico possui um túnel de vento de baixa velocidade com secção de entrada quadrada de 4 m×4 m. A secção de teste possui 1,2 m de largura, 14,6 m de comprimento e 1,2 m de altura. A velocidade do escoamento na região de teste pode alcançar os 35 m/s. Este túnel de vento foi utilizado para ensaios de pás de turbinas eólicas. O túnel de vento da Universidade do New Mexico esta apresentado na figura 2.12.



Figura 2.12 - Túnel de vento subsónico, Universidade do New Mexico.
Fonte: Ref. 13 (Experimental Study of Turbulence Intensity Influence on Wind Turbine Performance and Recovery in a Low-Speed Wind Tunnel, 2017)

- **Túnel de Vento subsónico da Universidade da Pennsylvania**

O Departamento de Engenharia Aeroespacial da Universidade da Pennsylvania possui um túnel de vento subsónico de circuito fechado, cuja secção de teste apresenta 1,013 m de altura e 1,476 m de largura. Na secção de teste a intensidade da turbulência é cerca de 0,05%, a uma velocidade de 46 m/s [A3]. Este túnel é utilizado para ensaios aerodinâmicos em perfis de asas, modelos de aeronaves e turbinas eólicas.

- **Túnel de Vento transónico da Universidade Carleton**

Ao contrário dos de mais, o Departamento de Engenharia Mecânica e Aeroespacial da Universidade Carleton, Ottawa (Canada), possui um túnel de vento inclinado (Fig. 2.13). O túnel é utilizado para medições transónicas em cascatas de pás de turbinas em escoamento irrotacional. Estas medições permitem prever a qualidade do escoamento em contacto com as pás e assim melhorar o seu rendimento. O túnel está acoplado a quatro reservatórios de ar com uma pressão de 810,4 kPa. Quando os reservatórios estão cheios, a válvula de controlo abre e o ar escoo no interior da secção de teste do túnel, onde a intensidade de turbulência é 0,04%. As cascatas de pás no interior da secção de teste são montadas num prato giratório e o ângulo de incidência do escoamento nas pás é frequentemente ajustado em função das condições de teste.

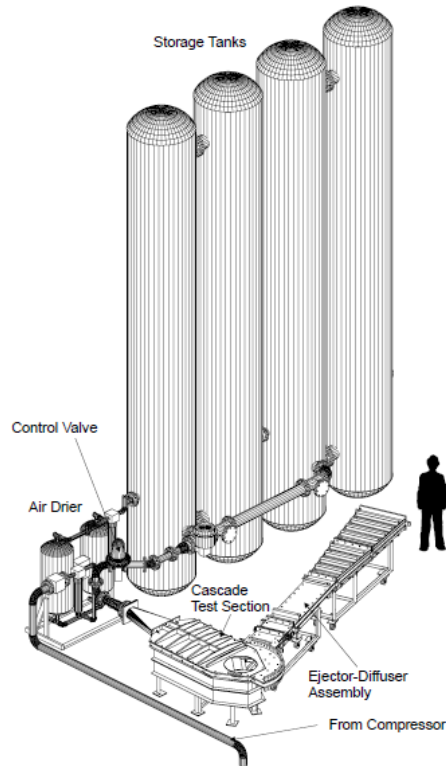


Figura 2.13 - Túnel de vento de alta velocidade, Universidade Carleton.
 Fonte: Ref. 14 (Impact of Flow Quality in Transonic Cascade Wind Tunnels, 2002)

2.3 Instalações desenvolvidas na Europa e Ásia

De acordo com o relatório “Aeronautical wind tunnels Europe and Asia” [15], publicado em Fevereiro de 2006, existem actualmente um total de 155 túneis de vento, repartidos em subsónico, supersónico e hipersónico. A tabela 2.1 indica o número de túneis de vento existentes em vários países da Europa e Ásia, assim como o seu regime de escoamento, incluindo aqueles em que o regime é desconhecido.

Tabela 2.1: Túneis de vento aeronáuticos distribuídos pela Europa e Ásia.
 Fonte: Ref. 15 (Aeronautical wind tunnels Europe and Asia, 2006).

Localização		Subsónico	Transónico	Supersónico	Hipersónico	Desconhecido
Europa	Belgica	4	0	2	2	
	Inglaterra	13	2	3	0	
	França	4	1	4	5	
	Alemanha	9	3	0	2	

Localização		Subsónico	Transónico	Supersónico	Hipersónico	Desconhecido
Europa	Italia	2	1	0	1	
	Holanda	4	1	5	0	
	Escócia	3	0	0	0	
	Suécia	1	1	0	0	
	SubTotal	40	9	14	10	0
Ásia	China	14	5	11	6	4
	Indunesia	1	0	0	0	
	Japão	3	0	8	5	1
	Malasia	1	0	0	0	
	Singapura	0	1	0	0	
	Corea do Sul	21	0	0	0	
	SubTotal	40	6	19	11	5
Total		80	15	33	21	5

- Túnel de vento a baixa velocidade da Universidade de Sheffield

No âmbito de um projecto liderado pelo Doutor Robert J. Howell foi construído, no Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Sheffield, um túnel de vento a baixa velocidade para ensaios aerodinâmicos (Fig. 2.14).

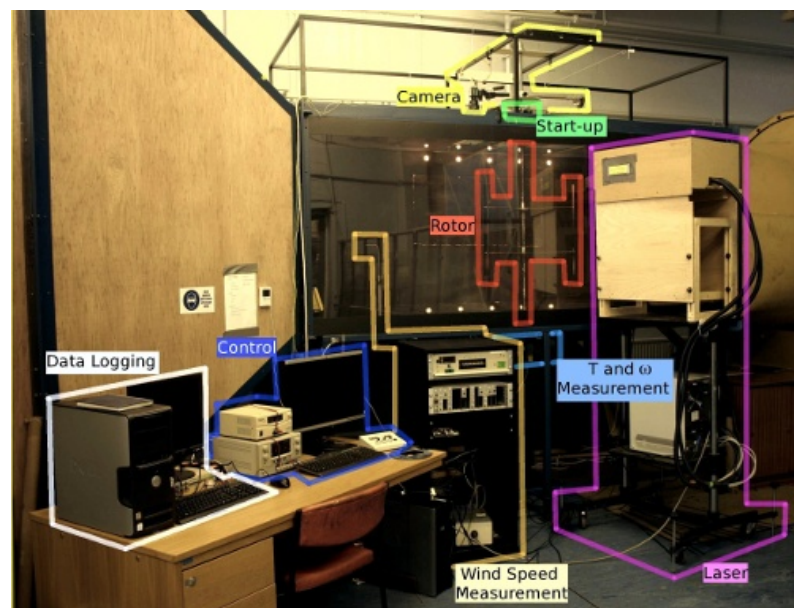


Figura 2.14 - Túnel de vento da Universidade de Sheffield.
Fonte: Ref. A5

A máxima velocidade alcançada pelo escoamento ao longo do túnel é de 22 m/s, numa secção de teste de 1,2 m×1,2 m×3 m. O túnel possui uma razão de contracção de 6:1 e uma intensidade de turbulência de 0,5%.

- **Instalações do QinetiQ, Farnborough, Inglaterra**

A QinetiQ é uma empresa formada por cientistas e engenheiros comprometidos em dar resposta às necessidades vigentes no domínio da engenharia. Nomeadamente, a QinetiQ opera principalmente no mercado da defesa, segurança e aeroespacial. Esta instituição possui um túnel de vento de circuito fechado a baixa velocidade construído em 1977, com 5 m de comprimento e uma secção de teste de 4,2 m×5 m×8 m. O número de Mach varia entre 0,05 e 0,34, e os valores máximos de Reynolds e da pressão de estagnação são $7,6 \times 10^6$ e 3 bar, respectivamente.

- **Instalações da Universidade de Liverpool**

Em 1966, a Universidade de Liverpool publicou um artigo referente a medições de níveis de turbulência em Turbomáquinas. Os ensaios foram realizados em três diferentes túneis de vento subsónicos convencionais, cujo número de Reynolds máximo estimado por unidade de comprimento foi de 4×10^6 . O primeiro túnel (Fig. 2.15) apresentava uma secção de trabalho de 0,483 m×0,483 m e uma velocidade máxima de escoamento de 21,336 m/s. Este túnel está acoplado a um compressor axial de 9,694 kW de potência.

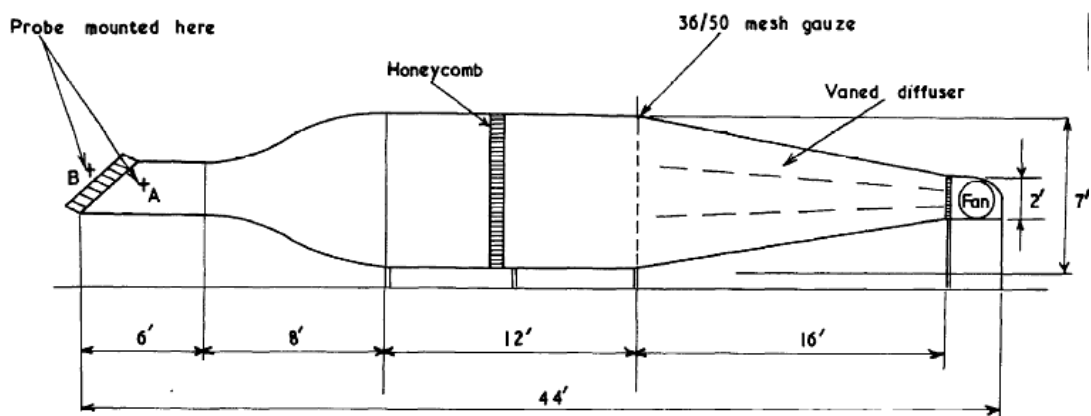


Figura 2.15 - Túnel de vento 1 da Universidade de Liverpool.

Fonte: Ref. 16 (Measurement of Turbulence in the Liverpool University Turbomachinery Wind Tunnels and Compressor, 1966)

O segundo túnel (Fig. 2.16) apresentava uma secção de teste rectangular de 0,483 m×0,305 m, uma velocidade máxima de escoamento de 21,336 m/s e está acoplado a um compressor axial com 11,186 kW de potência.

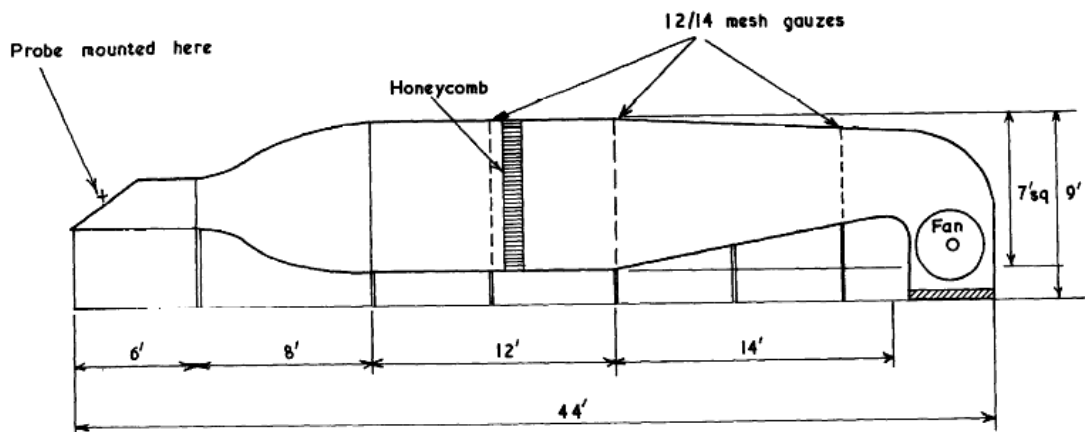


Figura 2.16 - Túnel de vento 2 da Universidade de Liverpool.

Fonte: Ref. 16 (Measurement of Turbulence in the Liverpool University Turbomachinery Wind Tunnels and Compressor, 1966)

O terceiro túnel (Fig. 2.17) de secção rectangular (1,219 m×0,609 m) tem uma velocidade máxima de escoamento de 19,81 m/s e é accionado por um compressor axial com 14,914 kW de potência.

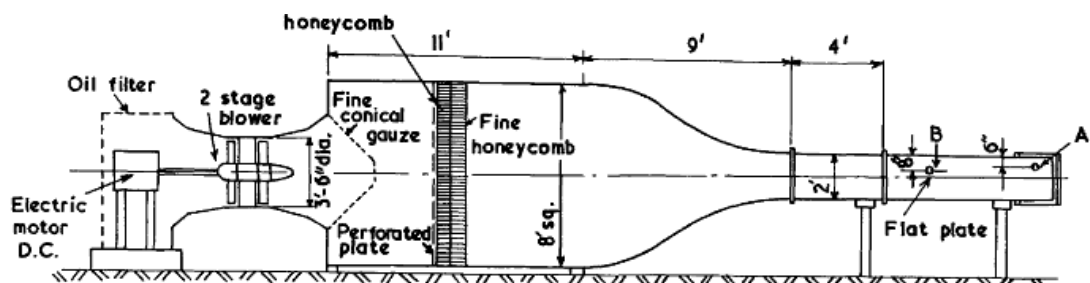


Figura 2.17 - Túnel de vento 3 da Universidade de Liverpool.

Fonte: Ref. 16 (Measurement of Turbulence in the Liverpool University Turbomachinery Wind Tunnels and Compressor, 1966)

- Universidade técnica do Carolo-Wilhelmina, Braunschweig, Alemanha.

O Instituto de Mecânica dos Fluidos da Universidade técnica do Carolo-Wilhelmina, Alemanha, possui um túnel de vento (Fig. 2.18) de baixa velocidade e baixo ruído (LNB) com uma secção de teste de 0,6 m×0,4 m×1,5 m, onde a velocidade de escoamento é 19 m/s. Trata-se de um túnel de vento accionado por um motor eléctrico de 3 kW que está localizado a jusante da instalação. Esta instalação é utilizada para estudos de Turbomáquinas em escoamento de baixo número de Reynolds.

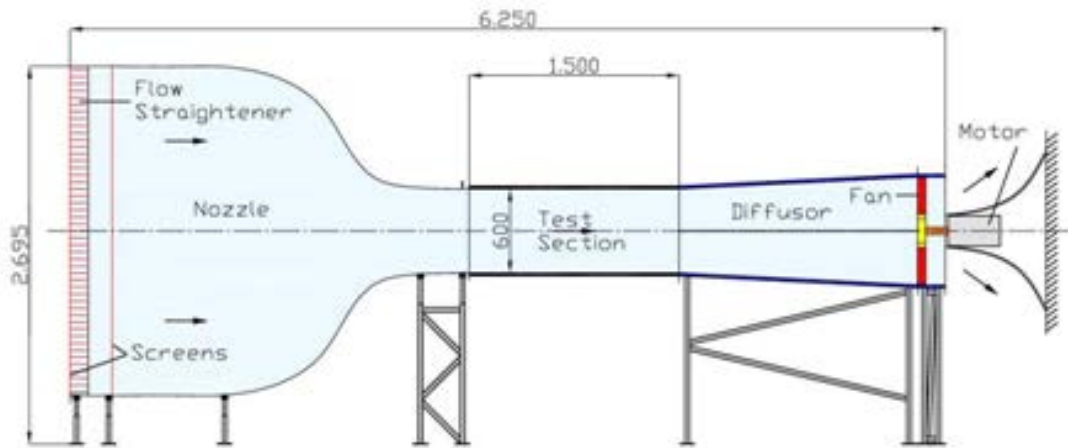


Figura 2.18 - Túnel de vento do Carolo-Wilhermina LNB.
 Fonte: Ref. 15 (Aeronautical wind tunnels Europe and Asia, 2006)

- Instalações da Gottingen, Alemanha

Esta instalação conta com um túnel de vento subsónico de alta pressão (HDG), cuja secção de teste apresenta uma dimensão de 0,6 m×0,6 m, com valores máximos de velocidade e Reynolds de 35 m/s e 12×10^6 , respectivamente. Nestas condições, a pressão máxima no interior do túnel é 10.000 kPa. O HDG (Fig. 2.19) é utilizado para diversos tipos de investigações, nomeadamente para análise de perfis de asa de modelos de aeronaves e pás de Turbomáquinas.

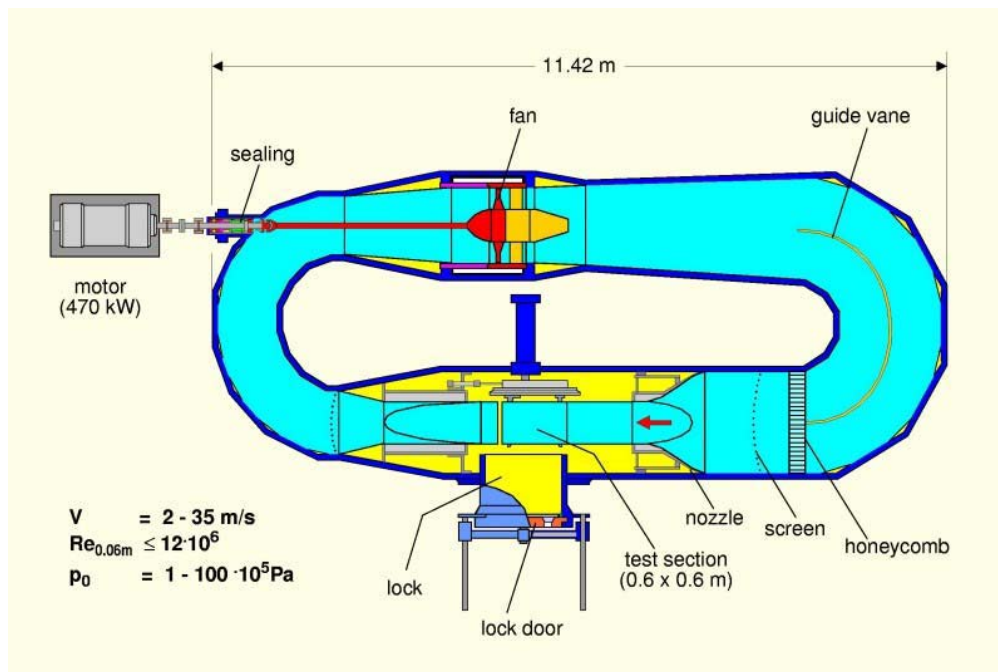


Figura 2.19 - Túnel de vento subsónico a alta pressão (HDG).
 Fonte: Ref. 15 (Aeronautical wind tunnels Europe and Asia, 2006).

- **Túnel de vento L-1 A do VKI**

O Instituto Von Karman (VKI) é uma organização educacional e científica internacional que possui um túnel de vento a baixa velocidade, denominado L-1.

O L-1 é um túnel de vento de baixa velocidade, com uma secção de teste de 3 m de diâmetro e 4,5 m de comprimento. Os seus ventiladores de contra-rotação com 4,2 m de diâmetro são conduzidos por um motor DC, de 580 kW, gerando um escoamento com velocidade variável entre 2 m/s e 60 m/s. Apresenta uma intensidade de turbulência de 0,3% e uma razão de contracção de 4 [A6]. Este túnel de vento foi projectado para testar perfis de asa e modelos de aeronaves de até 2 m de comprimento, em escoamentos com Reynolds até 4×10^6 . No entanto, as suas características permitem ainda testar turbinas eólicas.

- **Túnel de vento T´-3 da VKI**

Trata-se de um túnel de vento criogénico, transónico, pressurizado, de parede ajustável, construído pela ONERA no âmbito de um projecto-piloto em Toulouse. O dispositivo conta com uma secção de ensaio de 0,1 m de largura, 0,6 m de comprimento e 0,117 m de altura, cuja parede interna está revestida com cerca de 5 mm de cortiça. Actualmente este túnel encontra-se no VKI, na Bélgica.

Inicialmente o túnel foi projectado para operar em regime transónico a Mach = 0,8, com uma pressão de 4 bar e uma temperatura de 120 K, obtida através da injeção de Nitrogénio líquido. Nestas condições o ventilador de 125 kW funciona a 11.400 rpm. Actualmente, no VKI, o túnel funciona com um motor de 7,5 kW e o escoamento desenvolve-se à temperatura ambiente, com Mach = 0,23. Para além disso a secção de teste foi redimensionada, tendo agora 800 mm de comprimento e 130 mm de deflexão total.

- **Instalações do Instituto Superior Técnico de Lisboa (IST)**

O IST conta com dois túneis de vento para ensaio de Turbomáquinas, sendo um horizontal (Fig. 2.20) e outro de configuração vertical (Fig. 2.21).

O túnel de vento horizontal é accionado por um ventilador radial. Enquanto que o túnel vertical funciona em regime transónico e apresenta uma secção teste variável.

A secção de teste mais utilizada, do túnel vertical, apresenta a dimensão de 30 cm×2 cm. O túnel está acoplado a um compressor com uma relação de pressão de 200 kPa.



Figura 2.20 - Túnel de vento horizontal para ensaio de Turbomáquinas do IST.
Fonte: Ref. 1 (Contribuição para o desenvolvimento de túnel de vento para o ensaio de coroas de pás de Turbomáquinas, 2011)



Figura 2.21 - Túnel de vento vertical para ensaio de cascatas de pás do IST.
Fonte: Ref. 1 (Contribuição para o desenvolvimento de túnel de vento para o ensaio de coroas de pás de Turbomáquinas, 2011)

- **Túneis de vento da VZLU**

A VZLU é uma empresa especializada em desenvolver instrumentos electrónicos e científicos para aplicações espaciais e terrestres, localizada na República Checa. Dentro dos seus serviços a empresa conta com diversos túneis de vento para testes de Turbomáquinas. O número de Mach do escoamento neste túnel varia entre 0,1 e 0,98. Nestas condições, Reynolds varia entre 0,06 e $1,2 \times 10^6$.

- Túnel de vento da Universidade Tecnológica de Chalmers

Trata-se de um túnel desenvolvido no âmbito do projecto AIDA da UE, em 2004, na Suécia. A instalação foi modificada para atender às necessidades de um outro projecto da EU, denominado AITB-2, em 2005. Este túnel (Fig. 2.22) foi utilizado para otimizar o rendimento de turbinas a gás. É um túnel de vento semi-aberto, axissimétrico destinado ao estudo de transferência de calor em turbina. A velocidade axial à entrada do túnel é de 30 m/s, com um ventilador de 100 kW de potência.

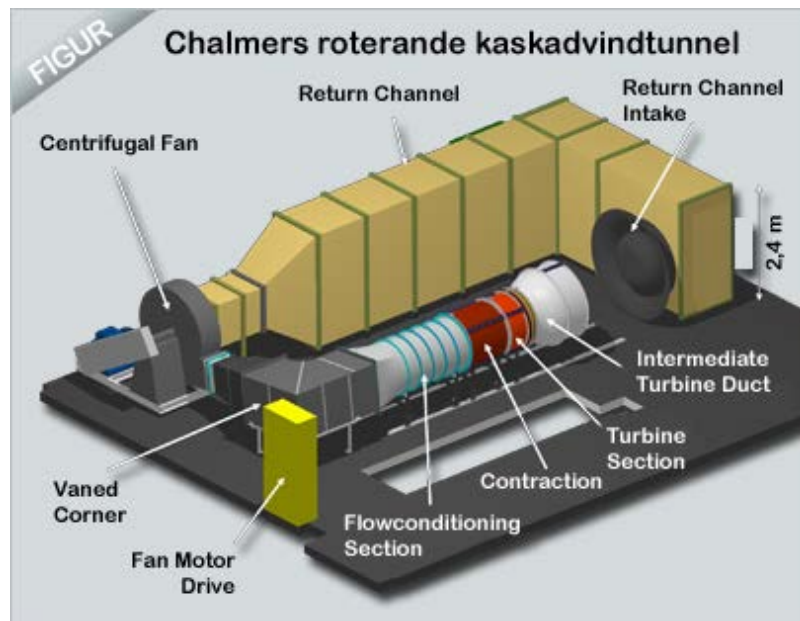


Figura 2.22 - Túnel de Vento a baixa velocidade.
Fonte: A9

- Túnel de vento da Universidade Politécnica do Noroeste da China, Xian

Este Instituto conta com um túnel de vento supersônico NPU WT52 desde Maio de 1990. O túnel tem uma secção de teste de 21,4 cm de altura, largura de 30 cm e 1,08 m de comprimento. A instalação opera com um número de Mach $\leq 1,3$ [15]. As paredes do túnel, com 1 mm de espessura, são feitas de uma liga de bronze, flexível e impermeável. O túnel possui 16 tomadas de pressão de funcionamento manual, para medição de pressão estática.

- Túnel de vento agência de defesa e desenvolvimento da Coreia do Sul (ADD)

Esta Agência sul coreana conta um laboratório equipado com um túnel de vento a baixa velocidade, construído em 1998, com um custo estimado em cerca de US\$ 12 milhões. O túnel possui uma secção de teste de 3 m x 2,25 m x 8,75 m, com velocidade de escoamento a variar entre 10 m/s e 120 m/s. Nestas condições, a pressão de estagnação é equivalente à pressão

atmosférica, com número de Reynolds máximo de 8×10^6 . O sistema de propulsão do túnel é constituído por um ventilador de 11 pás, com 2.400 kW de potência [15].

Esta instalação é utilizada para testes de perfis de asa de aeronaves, pás de Turbomáquinas, mísseis, projecteis e veículos aquáticos. Durante os ensaios com este túnel, são medidas forças aerodinâmicas, estabilidade dinâmica, aero-elasticidade, etc.

- Túnel de vento da Universidade Técnica da Malásia

A Faculdade de Engenharia da Universidade Técnica da Malásia possui um túnel de vento de baixa velocidade (UTM-LST), apresentado na figura 2.23.

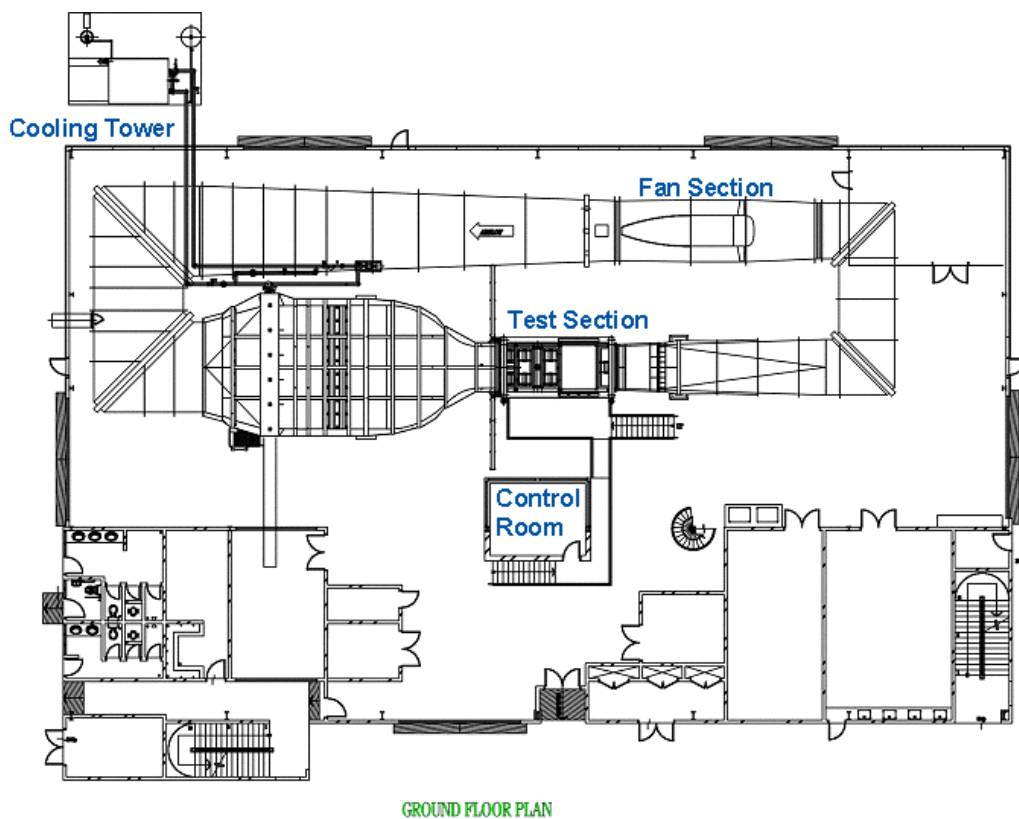


Figura 2.23 - Túnel de vento a baixa velocidade (UTM).
Fonte: Ref. 15 (Aeronautical wind tunnels Europe and Asia, 2006)

Este túnel, construído em Maio de 2001, encontra-se no Laboratório de aeronáutica. Os custos da sua construção estão estimados em US\$ 7 milhões. A secção de teste deste túnel é de $1,5 \text{ m} \times 2 \text{ m} \times 5,8 \text{ m}$, com uma velocidade de escoamento a variar entre 3 e 80 m/s. O número de Reynolds pode atingir 1×10^6 e a pressão de estagnação é equivalente à pressão atmosférica. O túnel é horizontal e possui um raio de contracção de 9. Este Túnel é utilizado para análise de perfis de asa de aeronaves em regime de baixa velocidade de escoamento, bem como na análise da interacção do ar com as pás de Turbomáquinas.

- Túnel de vento da Universidade de Bagdad

A Universidade de Bagdad possui um túnel de vento fechado, de baixa velocidade (Fig.2.24). A secção de teste é quadrada, com 0,7 m de lado. O elemento difusor do túnel é feito em aço, com um comprimento de 6 m, permitindo ligar a secção de teste ao elemento de propulsão do túnel. O sistema de propulsão é constituído por um ventilador axial de corrente alternada, de 55,928 kW de potência e 3000 rpm de velocidade de rotação.

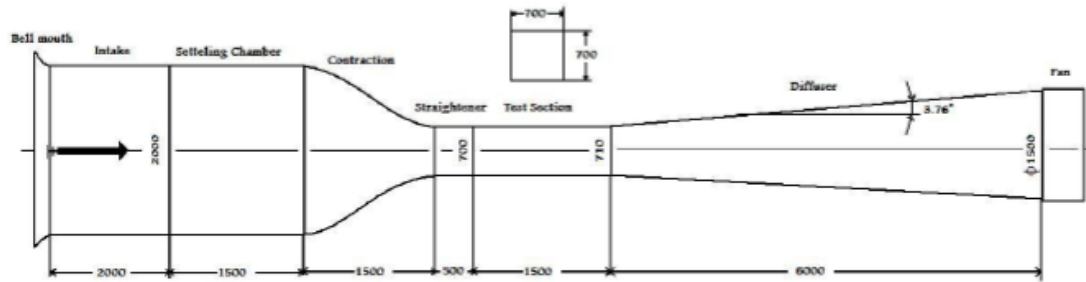


Figura 2.24 - Túnel de vento a baixa velocidade.

Fonte: Ref. 18 (Testing and Commissioning of a Low-Speed Wind Tunnel (LSWT) Test Section, 2014)

Capítulo 3

Desenvolvimento e montagem da Instalação do *fluidslab*

Neste capítulo são apresentados os elementos constituintes da instalação, bem como as etapas de montagem da mesma. Trata-se de um Túnel aerodinâmico fechado, de secção não uniforme. O Túnel é de secção circular em todo o seu comprimento, cujo diâmetro interno à entrada é 600 mm e à saída é 800 mm. O comprimento total da instalação é de 2,848 m.

3.1 Elementos constituintes do Túnel

A tabela 3.1 apresenta os elementos que compõem o corpo principal do Túnel, onde são identificadas características como o diâmetro interno à entrada (d_{ie}), diâmetro interno à saída (d_{is}) e o comprimento de cada um dos elementos:

Tabela 3.1: Características dos elementos do Túnel.

Elementos	d_{ie} [mm]	d_{is} [mm]	l [mm]
Estator de estabilização	600	600	250
Tubeira divergente	600	800	1000
Tubeira de união ao ventilador	800	800	750
Tubeira de descarga	800	800	598

É importante referir que os elementos referenciados na tabela 3.1 foram projectados e fabricados no âmbito do projecto denominado PTDC/EME-MFE/111763/2011-16“ *Design and Experimental Testing of a Power Take-off System for the ANACONDA Wave Energy Conversion Device*”, co-financiado pela União Europeia/FEDER [1].

O sistema de propulsão do Túnel é composto por um ventilador axial, utilizado para providenciar a velocidade necessária ao escoamento ao longo do Túnel e resistir às perdas de energia no interior do mesmo. Assim sendo, as perdas de energia cinética que ocorrem durante o escoamento, que por sua vez dão origem as perdas de pressão, devem ser compensadas pelo aumento de pressão gerado pelo ventilador.

A tabela 3.2 apresenta as características mecânicas e eléctricas do ventilador utilizado, existente no Laboratório de Mecânica dos Fluidos e Turbomáquinas do Departamento de Engenharia Electromecânica (DEM), da Universidade da Beira Interior.

Tabela 3.2: Características dos elementos de propulsão.

	Características	Ventilador
Mecânicas	Marca	Aeric
	Modelo	Golden-Lebey
	Diâmetro da carcaça	800 mm
	Diâmetro do cubo	300 mm
	Área frontal de passagem	409000 mm ²
	Nº de pás	10
	Elétricas	Marca
Modelo		32E
Velocidade de rotação		1500 rpm
Tensão de funcionamento		380 V
Potência		2,94 kW
Frequência		50 Hz

3.2 Projecto e fabricação da estrutura de apoio

Alguns dos elementos constituintes do nosso Túnel de Vento foram projectados e fabricados num projecto anterior [1], sendo que, os restantes elementos foram projectados ao longo do presente trabalho, com recurso ao software Solidworks® 2013.

Para o apoio do corpo principal do Túnel foram projectadas e posteriormente fabricadas duas estruturas de suporte (Fig. 3.1), cujas características estão descritas na tabela 3.3 e podem ser consultadas nos anexos B1 e B2. Uma das estruturas apoia a secção de maior diâmetro do elemento divergente (Fig. 3.1a) e a outra apoia o estator de estabilização (Fig. 3.1b). O processo de fabricação das estruturas de apoio ao corpo principal do Túnel consistiu na união de diversos tubos de aço comercial por meio de um processo de soldadura. Foram posteriormente submetidas a um tratamento abrasivo, de modo a deixar a superfície conforme. Finalmente, foram pintadas para a obtenção da estrutura final. Importa salientar que foram previstos alguns constrangimentos durante o transporte da estrutura, nomeadamente a dificuldade de transporte devido ao peso próprio da estrutura. Este e outros factores estiveram na origem da necessidade de fabricar as estruturas de apoio de forma separada.

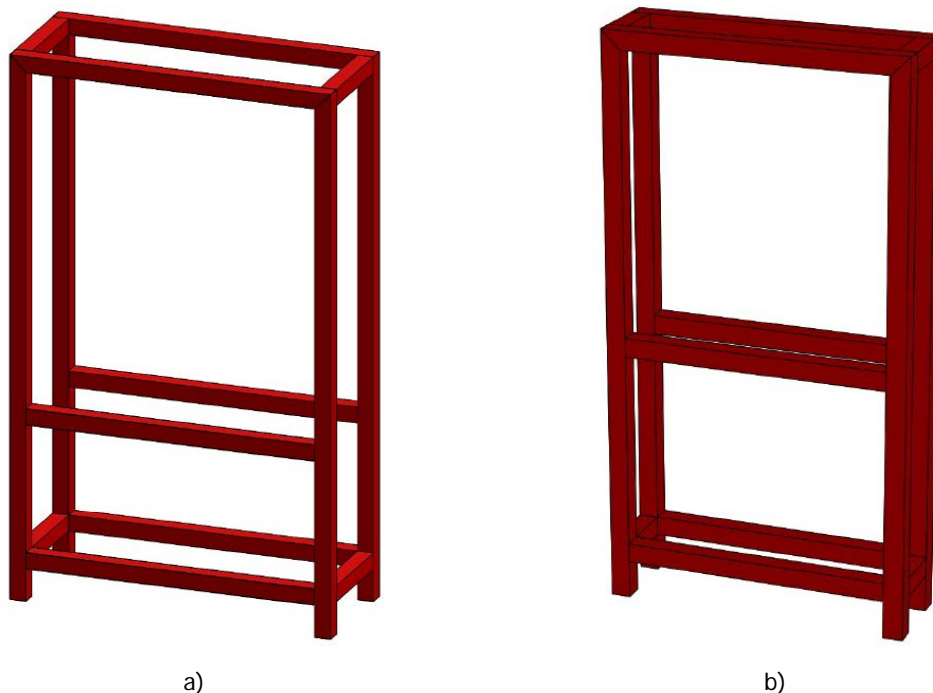


Figura 3.1 - Estruturas de apoio: a) para tubeira divergente; b) para o estator de estabilização.

Para a impedir o contacto directo entre os elementos do Túnel e as estruturas de apoio da figura 3.1, foram projectados elementos complementares (Fig. 3.2), em madeira do tipo MDF, que permitirão a ligação entre o Túnel de Vento e as estruturas de apoio (ver Anexos B3 e

B4). A utilização dos elementos de madeira, de certa forma, irá contribuir para a redução de vibrações e de graus de liberdade, quer da tubeira divergente, quer do estator de estabilização, durante o funcionamento do Túnel de Vento.



Figura 3.2 - Elementos de madeira: a) para tubeira divergente; b) para o estator de estabilização.

Para além das estruturas de apoio ao corpo principal do Túnel, foi igualmente utilizado um carrinho de suporte ao ventilador. Este carrinho foi projectado e fabricado no âmbito do projecto anterior da referência [1]. A ligação do ventilador ao carrinho de apoio foi feita através de duas hastes (Fig. 3.3), fabricadas em aço comercial de 4 mm de espessura (ver Anexo B5), aparafusadas ao carrinho e ao ventilador.



Figura 3.3 - Haste para suporte do ventilador.

De forma a reduzir vibrações e conseguir instalar os equipamentos de instrumentação e medida sem danificar os elementos do Túnel, construídos em aço inoxidável, foram projectados e fabricados 3 anéis em madeira do tipo MDF, cada com um orifício radial (Fig. 3.4). O anel com diâmetro externo de 892 mm e espessura de 20 mm, posicionado entre o ventilador e a conduta de secção constante possui um orifício na parte superior com 12 mm de diâmetro (ver Anexo B6). Este orifício é utilizado para a passagem do cabo de alimentação do motor eléctrico. O anel com 892 mm de diâmetro externo e 10 mm de espessura é posicionado entre a conduta de secção constante e a conduta de secção divergente. Este anel possui um orifício radial de 4 mm diâmetro (ver Anexo B7), utilizado como tomada de

pressão. O terceiro anel, com 680 mm de diâmetro externo e 10 mm de espessura, é posicionado entre a conduta divergente e o estator de estabilização (ver Anexo B8). Este anel possui igualmente um orifício de 4 mm diâmetro na parte superior, utilizado como tomada de pressão.

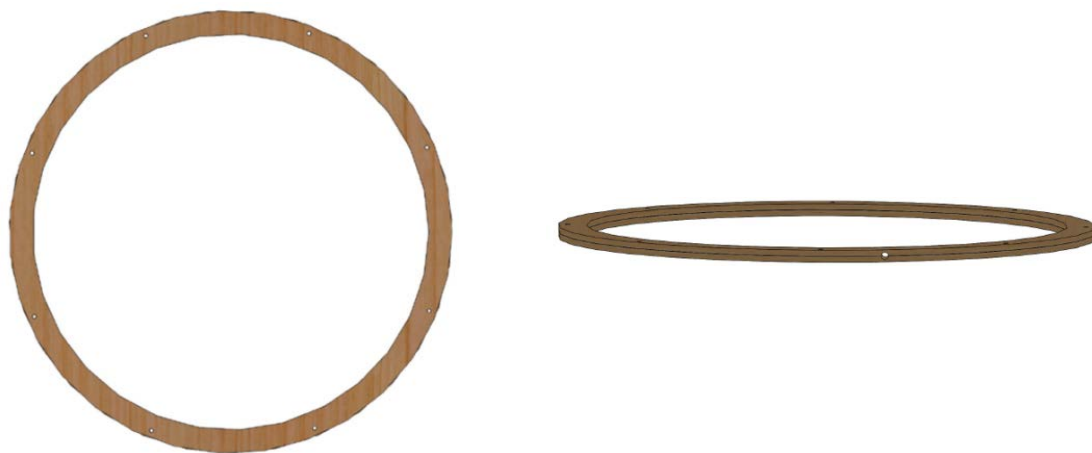


Figura 3.4 - Anel de madeira.

Por questões de tempo, não foi possível fabricar os elementos de madeira representados na figura 3.2, durante a elaboração do presente estudo. Como alternativa, foram utilizadas barras de madeira para garantir o contacto entre os elementos do túnel e as respectivas estruturas de apoio, como será especificado no subcapítulo 3.3.

A tabela 3.3 sumariza as principais dimensões dos elementos apresentados anteriormente.

Tabela 3.3: Características dos elementos de apoio ao túnel.

Elementos	Comprimento [mm]	Altura [mm]	Largura [mm]
Carrinho de apoio ao ventilador	890	725	850
Estrutura de apoio ao estator de estabilização	800	1525	165
Estrutura de apoio a tubeira divergente	1000	1695	315
Elemento de madeira para apoio do estator de estabilização	698	401	240
Elemento de madeira para apoio da tubeira divergente	890	520	405
Hastes de apoio	160	305	30

As partes constituintes do Túnel foram ligadas com elementos de fixação apresentados na tabela 3.4. Estes elementos apresentam características diferentes, de acordo com o local de utilização.

Tabela 3.4: Características dos elementos de fixação do túnel.

Designação	Referência	Quantidade
Parafuso Sextavada	DIN933 M8*30	16
Parafuso Sextavada	DIN933 M8*45	16
Porca	DIN 934 M8	32
Anilhas Chapa	DIN 125 M8	64

Para impedir o movimento longitudinal das estruturas de madeira, foram projectadas barras de aço, que posteriormente serão soldadas sobre a estrutura de apoio ao corpo principal do Túnel. No total serão fabricadas 8 barras de aço com 100 mm de comprimento, 30 mm de largura e 4 mm de espessura (Anexo B9), como se pode ver na figura 3.5:

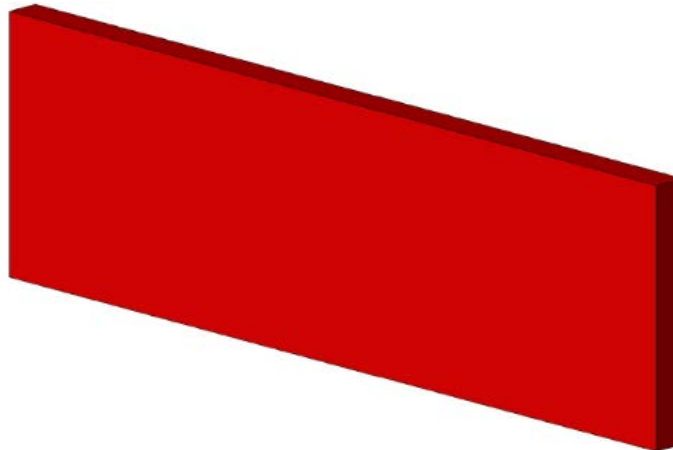


Figura 3.5 - Barra de aço.

Antes da montagem do conjunto estrutura-Túnel, foram realizadas simulações computacionais com objectivo de se analisar a distribuição de tensões no conjunto. Este procedimento visa escolher a posição ideal para as estruturas de aço e de madeira que apoiam o corpo principal do Túnel. Neste caso foi utilizado novamente o software Solidworks® 2013 para se efectuar as simulações. Neste contexto, foram estudados os efeitos do peso próprio do conjunto, através de uma análise de carregamento estático. Nestas simulações foram registadas diversas variáveis: a distribuição de tensões de von Mises, a deformação e o alongamento em torno do

conjunto. O estudo destas variáveis permitiu seleccionar a posição longitudinal das estruturas de suporte que melhor se adequa aos critérios por nós impostos. Assim sendo, foi escolhida a posição que minimiza os esforços no conjunto, permitindo assim reduzir a quantidade de material utilizado. O aspecto estético do conjunto foi também um dos factores considerados.

A tabela 3.5 enumera os materiais utilizados em cada um dos elementos, assim como a sua tensão de cedência e módulo de elasticidade.

Tabela 3.5: Materiais utilizados.

Componente	Material usado	Tensão de cedência [N/m ²]	Módulo de elasticidade [N/m ²]
Estator de estabilização	Aço inoxidável AISI 316	$1,724 \times 10^8$	$1,93 \times 10^{11}$
Tubeira divergente	Aço inoxidável AISI 316	$1,724 \times 10^8$	$1,93 \times 10^{11}$
Tubeira constante	Aço inoxidável AISI 316	$1,724 \times 10^8$	$1,93 \times 10^{11}$
Ventilador	Ferro fundido	$1,517 \times 10^8$ *	$6,618 \times 10^{10}$
Tubeira de descarga	Zinco AC 41	$3,3 \times 10^8$ *	$8,5 \times 10^{10}$
Apoio de metal do estator	Aço ao carbono 1023	$2,827 \times 10^8$	$2,05 \times 10^{11}$
Apoio de metal do divergente	Aço ao carbono 1023	$2,827 \times 10^8$	$2,05 \times 10^{11}$
Apoio do ventilador	Aço ao carbono 1023	$2,827 \times 10^8$	$2,05 \times 10^{11}$
Haste que liga ao ventilador	Aço ao carbono 1023	$2,827 \times 10^8$	$2,05 \times 10^{11}$
Apoio de madeira do estator	MDF	8×10^7	3×10^9
Apoio de madeira do divergente	MDF	8×10^7	3×10^9
Anel de madeira	MDF	8×10^7	3×10^9
Elementos de fixação	Aço	$6,204 \times 10^8$	$2,1 \times 10^{11}$
Barra de metal	Aço ao carbono 1023	$2,827 \times 10^8$	$2,05 \times 10^{11}$

*Tensão de ruptura

Uma vez escolhidos os materiais utilizados no software, foi possível identificar as forças que actuam no sistema e os elementos fixos. A figura 3.6 representa a montagem da instalação, para o modelo em estudo.

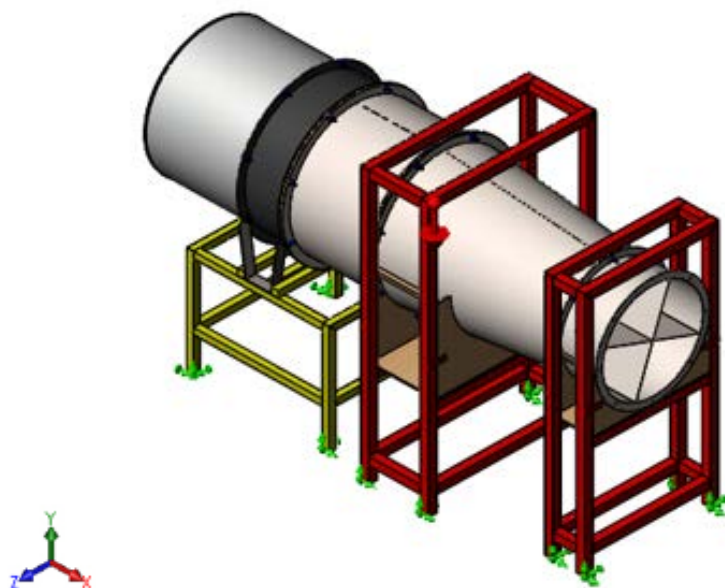


Figura 3.6 - Representação do modelo simulado.

Na etapa que se segue foi definido o tipo de malha a ser utilizado pelo modelo apresentado acima (Fig. 3.6). Assim sendo, foi utilizada uma malha do tipo triangular (Fig. 3.7). As malhas geradas apresentam **479.588** nós e **250.464** elementos. Foi utilizada a técnica do Jacobiano de 4 pontos, com malhas de alta qualidade. Durante a geração da malha não foram registados elementos destorcidos e o tempo para geração da malha foi de 1 minuto e 31 segundos.

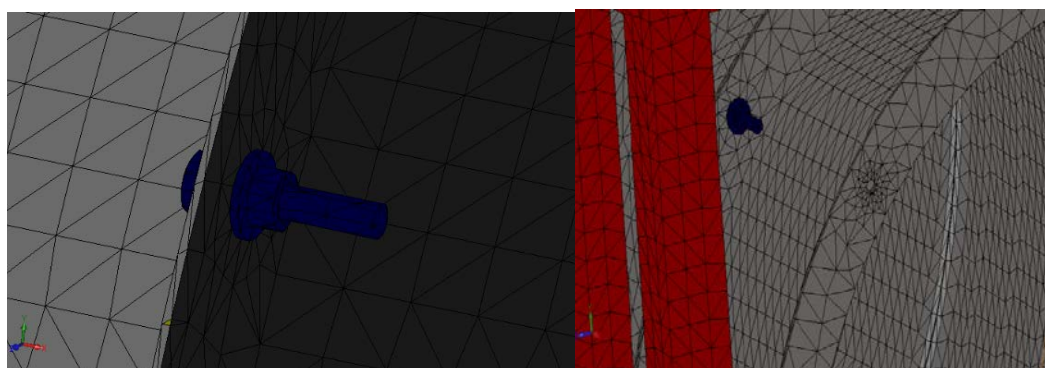


Figura 3.7 - Representação das malhas em algumas regiões do modelo.

Tendo em conta as diferenças geométricas entre os elementos da instalação, em relação à sua forma e tamanho, surgiu a necessidade de malhá-los de forma independente. Evitando assim constrangimentos durante o processo de malhagem, sobretudo nos elementos de fixação (parafusos, porcas e anilhas) e nos orifícios de entrada dos parafusos. Geradas as malhas, processou-se então a simulação para os valores de tensão de von Mises, alongamento e deformação do sistema. A figura 3.8 representa a distribuição de tensões de von Mises no modelo em estudo.

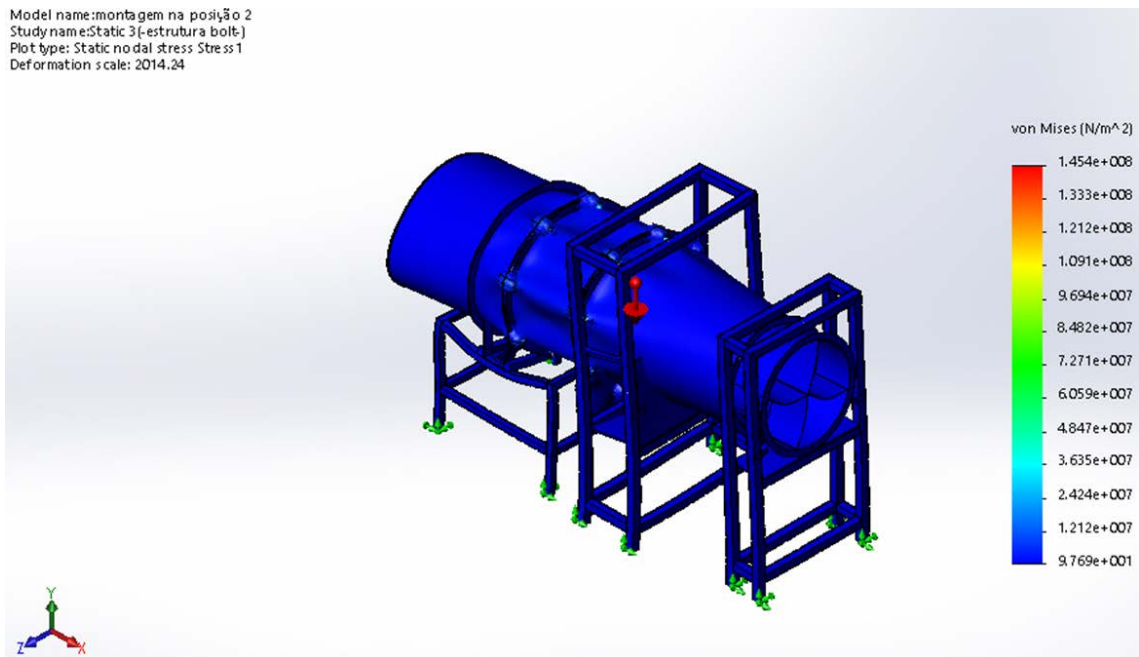


Figura 3.8 - Representação das tensões de von Mises no modelo.

Na figura 3.9 são apresentados os valores do alongamento no modelo computacional em estudo.

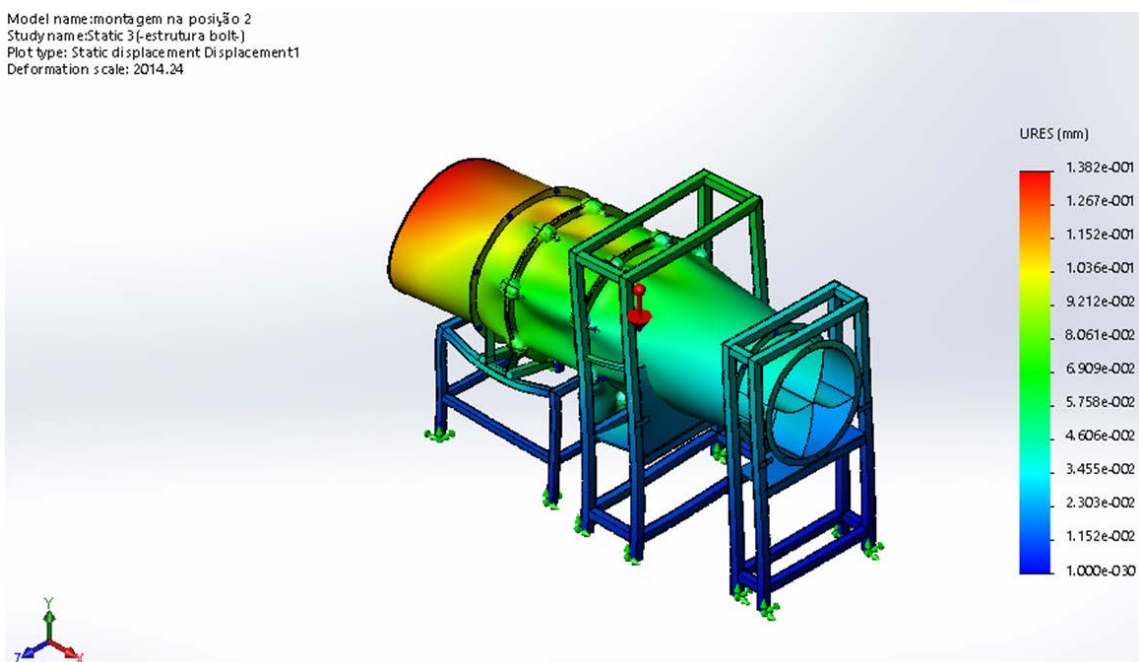


Figura 3.9 - Apresentação do alongamento do conjunto.

Na figura 3.8 é notável que o valor da tensão na zona azul escura do modelo varia entre 97,69 Pa e 12,12 MPa. Estes valores são baixos quando comparados aos valores da tensão de ruptura dos materiais utilizados no projecto (ver tabela 3.5). Podemos então admitir que não

haverá ruptura dos materiais utilizados. Por outro lado, junto às ligações aparafusadas (região azul-clara) as tensões chegam a ser mais elevadas em comparação com as restantes partes do modelo. Porém, estas tensões são ainda inferiores à tensão de cedência dos materiais utilizados.

Através da figura 3.9 podemos observar os valores do alongamento, que é resultado da acção do peso próprio dos elementos da instalação. Uma vez que grande parte do peso do Túnel está concentrado na parte traseira do modelo, verifica-se um maior alongamento nesta zona, de cerca de 0,138 mm. Noutras palavras estamos a falar de um acréscimo máximo de 0,138 mm ao comprimento inicial. Este valor máximo do alongamento não coloca em risco o conjunto estrutura-Túnel, face à dimensão dos elementos que constituem o mesmo.

Como complemento à análise do alongamento, estudou-se também a deformação do modelo. Esta deformação representa a razão entre o alongamento do material pelo seu comprimento inicial, que neste caso é quase desprezível. A deformação maior do nosso modelo é registada nas uniões aparafusadas, conforme se pode ver na figura 3.10. O valor desta deformação máxima é de cerca de $3,840 \times 10^{-3}$. A mesma ocorre devido à existência de maior concentração de tensões nestas zonas do modelo em estudo.

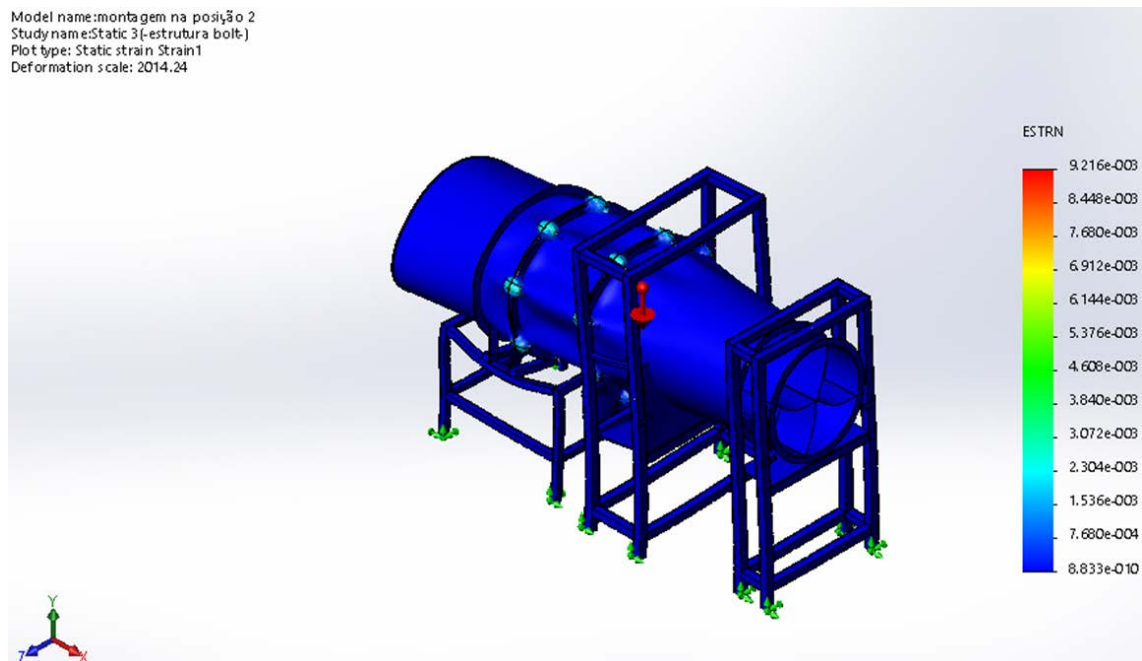


Figura 3.10 - Representação geral da deformação do modelo.

De um modo geral, através da análise dos parâmetros anteriores, podemos afirmar que a montagem aqui apresentada garante a segurança do ponto de vista da distribuição de carga ao longo do conjunto, como se pode ver nos valores de tensão de von Mises (Fig. 3.8). Por outro lado, o comprimento do carrinho que suporta o ventilador (Fig. 3.6) impossibilita a

movimentação da estrutura de apoio ao divergente mais para esquerda. Para além disso, movimentar esta mesma estrutura mais para a direita implicaria o aumento da altura do apoio de madeira, de modo a garantir a concentricidade do divergente e os demais elementos. Assim sendo, o aumento das alturas do apoio de madeira, tornaria o mesmo mais frágil e oneroso. Todos os factores acima apresentados contribuíram para a escolha da geometria apresentada na figura 3.6 como sendo a configuração mais adequada para a nossa instalação.

3.3 Procedimentos de montagem da instalação

Como já foi dito no subcapítulo 3.2, alguns elementos apresentados foram apenas projectados mas não fabricados. São os casos dos elementos de madeira e as barras laterais de aço. Contudo, a montagem da instalação envolveu uma série de etapas. Estas etapas estão descritas conforme a ordem abaixo:

- Ligação em estrela das três fases e o respectivo neutro ao motor eléctrico trifásico que está acoplado ao ventilador (Fig. 3.11).

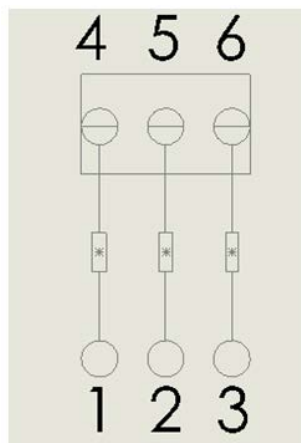


Figura 3.11 - Fechamento em estrela do motor.

- Avaliação das variáveis eléctricas inerentes ao funcionamento do motor, tais como: a potência reactiva, a potência activa, a potência aparente, a corrente eléctrica, a tensão, a frequência e o ângulo de fase. Esta acção visa evitar eventuais instabilidades na rede eléctrica e no próprio motor.
- Montagem do corpo principal do Túnel, com os respectivos anéis em madeira entre os elementos do Túnel.
- Utilização de barras de madeira como elementos de apoio à secção de entrada do Túnel (Fig. 3.12)

- Ligação das três tomadas de pressão aos manómetros, localizadas nas secções de entrada, na parte intermédia da instalação e por último na tubeira de descarga. Este procedimento visa determinar a pressão estática nestas zonas do Túnel.
- Montagem de um mecanismo móvel de suporte da sonda Prandtl, para a leitura da pressão dinâmica à entrada e à saída do Túnel.



Figura 3.12 - Vista lateral Instalação.

A legenda para os números apresentados na figura 3.12 está descrita a baixo:

1. Estator de estabilização (entrada);
2. Tubeira divergente (difusor);
3. Tubeira de secção constante;
4. Ventilador;
5. Tubeira de descarga.

Capítulo 4

Ensaio e calibração do Túnel aerodinâmico

Neste capítulo são apresentados os ensaios e a calibração do Túnel de Vento. São também descritos os equipamentos utilizados e os respectivos procedimentos experimentais. Por último, são apresentadas as características essenciais da instalação, com base nos resultados dos ensaios realizados.

4.1 Equipamentos de medida

Foram utilizados equipamentos de medida para análise do escoamento à entrada, no interior e à saída do Túnel. A utilização desses equipamentos permitiu obter informações acerca da distribuição de velocidades de escoamento nas secções de entrada e saída da instalação, bem como a obtenção dos valores de pressão estática no interior do Túnel. Assim sendo, nesta experiência foram utilizados os seguintes equipamentos:

- Sonda Prandtl

A sonda Prandtl consiste na união de um tubo pitot e um tubo estático, em que o tubo pitot é montado co-axialmente no interior do tubo estático. Este equipamento é utilizado para medir a pressão total (tubo pitot) e a pressão estática (tubo estático), de um escoamento. Também pode ser utilizado para medir o perfil de velocidade na camada limite, bem como a pressão dinâmica na mesma camada. O tubo utilizado é de aço inoxidável, com 4 orifícios de 0,5 mm de diâmetro para medição de pressão estática. Este orifício encontra-se a 32 mm de distância em relação ao orifício de estagnação. O comprimento total da sonda é de 945 mm.

Na figura 4.1 é apresentada a sonda Prandtl utilizada durante os ensaios. Onde a tomada de pressão vermelha é utilizada para medir a pressão de estagnação e a tomada de pressão azul

é utilizada para medir a pressão estática. Esta sonda é colocada sobre uma tábua de madeira, contendo uma régua, que irá permitir identificar a coordenada do ponto a medir.



Figura 4.1 - Sonda Prandtl utilizada para medição da pressão dinâmica.

- Banco de manômetros

O manómetro é um dos dispositivos mais antigos utilizados para medir pressões diferenciais, geralmente fácil de construir. Este equipamento permite medir a diferença de pressão entre uma pressão de referência (geralmente a atmosférica) e uma pressão de processo (geralmente medida por meio de uma tomada de pressão). Pode também ser utilizada para medir pressões dinâmicas em conjunto com uma sonda Prandtl. Neste caso, os dois terminais do manómetro estão conectados às tomadas de pressão de estagnação e estática da sonda Prandtl. Os manómetros podem ser constituídos por dois tubos de vidro, paralelos e conectados na parte inferior por um outro tubo em U. O conjunto é preenchido com líquido (geralmente água), até sensivelmente metade da sua altura. A diferença de altura do líquido nos dois tubos é medida por meio de uma escala anexada aos tubos (Fig. 4.2).



Figura 4.2 - Banco de manômetros utilizado.

Na figura 4.2 é apresentado o banco de manómetros utilizado durante os ensaios realizados. Na equação 4.1 Δh representa a diferença de alturas entre os dois tubos e β representa a inclinação dos manómetros. O termo g representa a aceleração da gravidade e ρ_{H_2O} representa a massa volúmica do líquido (água). p_2 e p_1 representam as pressões a medir.

$$p_2 - p_1 = \Delta h \rho_{H_2O} \sin \beta \quad 4.1$$

Foi utilizado um barómetro (Fig. 4.3a) e um termómetro (Fig. 4.3b), para a leitura da pressão e temperatura atmosférica, respectivamente.

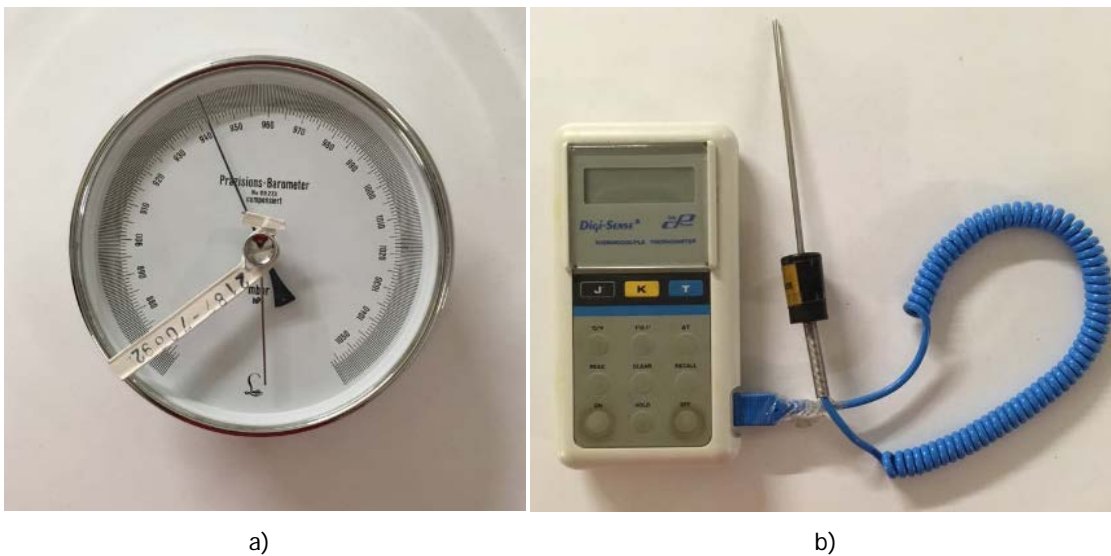


Figura 4.3 - Instrumentos utilizados para leitura das condições atmosféricas: a) Barómetro; b) Termómetro.

O registo da velocidade de rotação do motor, em rpm, foi feito através do tacómetro apresentado na figura 4.4.



Figura 4.4 - Tacómetro.

4.2 Procedimentos experimentais

Antes dos ensaios foram tomadas todas as providências possíveis, com o objectivo de minimizar erros de medição sistemáticos. Para tal, foram seguidos uma série de protocolos, abaixo descritos:

- Verificação das conexões entre o banco de manómetros e as três tomadas de pressão. Importa referir que estas conexões foram feitas através de tubos em PVC;
- Abertura da porta do laboratório para evitar a recirculação do ar movido pela máquina. Esta medida visa minimizar a influência da recirculação na leitura da pressão de estagnação;
- Pré e pós registo da pressão e temperatura atmosférica, com o objectivo de realizar uma média representativa destas condições ao longo do ensaio. Esta medida visa minimizar a influência da variação das condições atmosféricas.

Nas tabelas 4.1 e 4.2 estão apresentados os parâmetros eléctricos do motor, medidos durante os ensaios 1 e 2, respectivamente.

Tabela 4.1: Parâmetros eléctricos do motor durante ensaio 1.

Parâmetros Registados	Valor registado
Tensão de Funcionamento $U_{1-4}, U_{2-5}, U_{3-6}$ [V]	226,1; 226,2; 225,8
Corrente de fase I_1, I_2, I_3 [A]	5,42; 5,24; 5,4
Potência Activa [kW]	2,94
Potência Reactiva [kVAR]	2,15
Potência Aparente [kVA]	3,64
Factor de Potência: $\cos \varphi$	0,806

Tabela 4.2: Parâmetros eléctricos do motor durante ensaio 2.

Parâmetros Registados	Valor registado
Tensão de Funcionamento $U_{1-4}, U_{2-5}, U_{3-6}$ [V]	230; 230; 230
Corrente de fase I_1, I_2, I_3 [A]	5,5; 5,24; 5,44
Potência Activa [kW]	2,95
Potência Reactiva [kVAR]	2,25
Potência Aparente [kVA]	3,71
Factor de Potência: $\cos \varphi$	0,796

Com o ventilador em funcionamento, registou-se os parâmetros eléctricos do motor (Tabela 4.1 e Tabela 4.2). As primeiras medições foram realizadas na secção de entrada do túnel, onde, com o auxílio de uma régua, uma sonda Prandtl e um manómetro, foram medidos os valores da altura dinâmica de coluna de água. A régua permitiu identificar a distância do centro até ao ponto de leitura, onde era posicionada a sonda Prandtl. As figuras 4.5 e 4.6 apresentam a repartição em n pontos, das zonas de entrada e saída do Túnel, onde n começa em 1. Para a primeira medição, realizada no centro da secção (onde $n = 1$), a régua marca 30 cm na secção de entrada e 40 cm na secção de saída. Estes valores correspondem ao raio de cada uma destas secções.

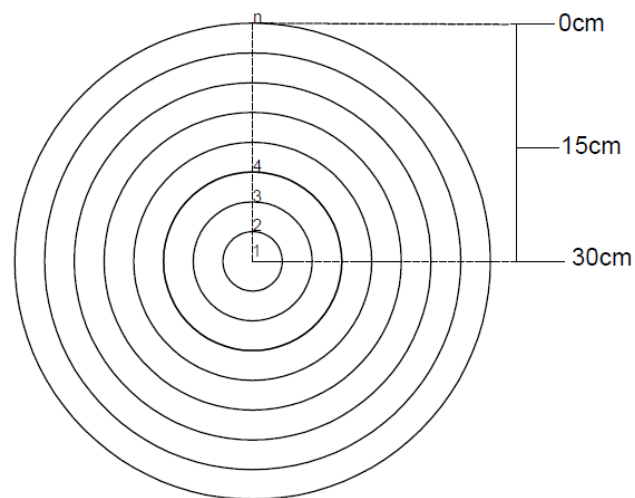


Figura 4.5 - Representação dos pontos medidos na secção de entrada do Túnel.

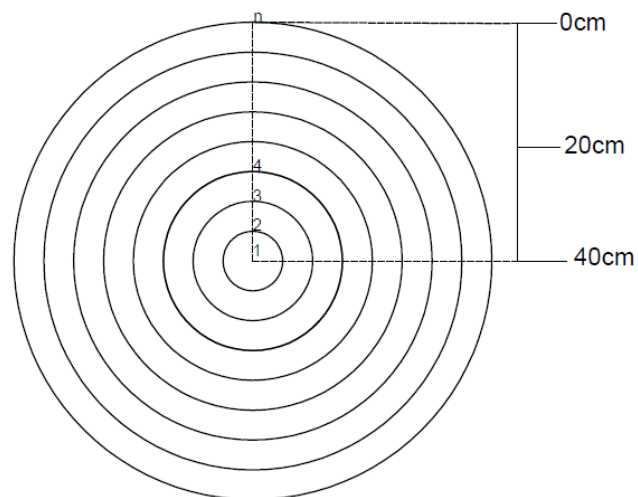


Figura 4.6 - Representação dos pontos medidos na secção de saída do Túnel.

Após as leituras na secção de entrada (secção A), foram medidos os valores de pressão estática nas três tomadas de pressão existentes no Túnel (Fig. 4.7). A tomada B situa-se na região divisora entre o elemento 1 e o elemento 2 do Túnel. A tomada C situa-se na zona

entre o elemento 2 e o elemento 3. A tomada D situa-se na parte superior da tubeira de descarga (elemento 5). As últimas medições foram efectuadas na saída do Túnel (secção F), da mesma maneira como se procedeu na entrada da instalação.

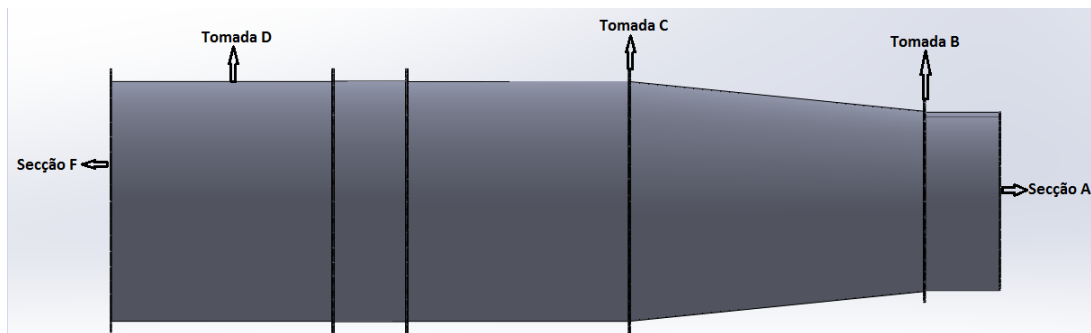


Figura 4.7 - Representação das tomadas do Túnel.

4.3 Parâmetros a determinar

Os parâmetros a serem determinados visam identificar as principais características da instalação. Assim sendo, a utilização da sonda Prandtl nas secções de entrada e saída irá permitir a leitura das pressões estática (p_{∞}) e de estagnação (p_0). A pressão estática, também designada por pressão termodinâmica, é a pressão a que a partícula fluida em movimento está sujeita. A pressão de estagnação, por sua vez, é a pressão que surge quando o escoamento é desacelerado até uma velocidade zero, por meio de um processo sem atrito. A diferença entre a pressão de estagnação e a pressão estática é designada por pressão dinâmica. A partir destas definições é possível escrever a equação de Bernoulli para a sonda Prandtl (equação 4.2).

$$p_0 = p_{\infty} + \frac{1}{2} \rho_{ar} v^2 \quad 4.2$$

Na equação 4.2 o termo $\frac{1}{2} \rho v^2$ representa então a pressão dinâmica do escoamento, traduzida pela diferença entre a pressão total (estagnação) e a pressão estática, cuja representação é Δp . A variável ρ_{ar} representa a massa volúmica do ar, calculada a partir da equação dos gases ideais (equação 4.3).

$$\rho_{ar} = \frac{p_{atm}}{RT} \quad 4.3$$

Na equação 4.3 o termo p_{atm} é o valor absoluto da pressão medida pelo barómetro, T é a temperatura obtida pelo termómetro em Kelvin e R é a constante universal dos gases ideais. Da equação 4.2 é possível obter a velocidade do escoamento no ponto medido (equação 4.4).

$$v = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_{ar}}} \quad 4.4$$

Dada a metodologia de medição da pressão dinâmica, foi necessário calcular o caudal volúmico (Q_t) através da soma de vários caudais elementares (Q_i). Cada um destes caudais está definido como o volume que atravessa uma superfície de controlo elementar, por unidade de tempo. Uma vez que dos nossos cálculos resultam velocidades de escoamento, os caudais elementares são calculados pelo produto da velocidade média entre dois pontos n e $n+1$ e uma área de superfície de controlo elementar. As superfícies de controlo elementares são as áreas delimitadas por duas circunferências consecutivas (n e $n+1$) das figuras 4.4 e 4.5. Na equação 4.5 e 4.6, estão apresentadas as expressões para o cálculo do caudal volúmico e mássico, respectivamente.

$$Q_{(i,i+1)saída} = \sum_{i=1}^n \pi v_{mi,i+1} (r_{i+1}^2 - r_i^2) \quad 4.5$$

$$\dot{m} = Q_t \rho_{ar} \quad 4.6$$

Onde $i = 1, 2, 3, \dots n$.

Os valores dos caudais elementares são determinados à entrada e à saída do Túnel, onde o caudal volúmico total (Q_t) é a soma dos n caudais volúnicos elementares. Após a determinação do caudal volúmico total, em seguida é determinado o caudal mássico total (\dot{m}) nas secções de entrada e saída do Túnel. Importa salientar que \dot{m} à entrada e à saída do Túnel devem ser valores muito próximos, ou até mesmo iguais, tendo em conta a lei da conservação de massa.

Na equação 4.5, $v_{mi,i+1}$ representa a velocidade média do escoamento entre dois pontos consecutivos, situados no limite da superfície de controlo. O termo r é o raio da circunferência n controlo e n , por sua vez, representa o número total de pontos medidos. A potência hidráulica (P_h) da instalação é determinada pelo produto do caudal volúmico total, com a diferença de pressão estática entre a entrada e a saída do Túnel (Δp_{B-D}).

$$P_h = Q_t \Delta p_{B-D} \quad 4.7$$

É sabido que em escoamentos de fluidos gasosos com $Mach < 0,3$, o escoamento pode ser considerado incompressível. Assim sendo, o número de Mach (equação 4.8) é um dado importante a ser determinado, como característica da instalação.

$$Mach = \frac{v}{\sqrt{KRT}} \quad 4.8$$

Na equação 4.8 o termo K representa a constante adiabática do ar.

Um outro parâmetro importante a ser determinado é o número de Reynolds, pois permite identificar se o regime de escoamento é laminar ou turbulento. Foi determinado o número de Reynolds para as secções de entrada e saída do nosso Túnel através da equação 4.9.

$$Re = \frac{vD}{\nu} \quad 4.9$$

Nesta equação ν representa a viscosidade cinemática do fluido (ar) e D representa o diâmetro da secção a considerar.

4.4 Características essenciais da instalação

Com vista a determinar as características essenciais da instalação, foram realizados dois ensaios. No primeiro ensaio foram feitas medições das alturas dinâmicas de coluna de água, em 7 pontos na secção de entrada e em 6 pontos na secção de saída. Ao passo que, no segundo foram feitas 11 medições tanto à entrada como à saída da instalação. Durante ambos os ensaios, mediu-se também a distribuição da pressão estática ao longo do Túnel, através das tomadas de pressão B, C e D. Assim sendo, através dos resultados obtidos nestes ensaios foi possível determinar as características essenciais da instalação.

No primeiro ensaio, os valores da pressão e temperatura atmosférica correspondem a $p_{atm} = 943 \text{ mbar} \pm 0,25 \text{ mbar}$ e $T = 19,5 \text{ }^\circ\text{C} \pm 0,1 \text{ }^\circ\text{C}$. O manómetro utilizado foi inclinado num ângulo de 33° em relação ao plano horizontal, de forma a obter uma maior precisão durante as leituras. A velocidade de rotação do motor eléctrico, medida através do tacómetro, é de 1451 rpm. A massa volúmica do ar foi determinada através da equação 4.3, utilizando os valores de pressão e temperatura atmosférica, tendo-se obtido $1,1227 \text{ kg/m}^3$.

Tendo em conta o varrimento da figura 4.5 mediram-se, com a sonda Prandtl, as alturas dinâmicas de coluna de água em 7 pontos. Os valores obtidos estão apresentados na tabela 4.3.

Tabela 4.3: Alturas dinâmicas à entrada do Túnel para o ensaio 1.

Pontos	r [cm]	$\Delta h_{\text{entrada}}$ [mm]
1	30	27,5
2	25	31
3	20	30,5
4	15	31,5
5	10	33
6	5	26
7	0	0

Com os valores apresentados na tabela 4.3, foram calculados a pressão dinâmica, a velocidade do escoamento, os caudais volúmicos elementares e o caudal mássico à entrada do Túnel. Estes valores estão descritos na tabela 4.4.

Tabela 4.4: Distribuição de velocidades e caudais à entrada do Túnel para o ensaio 1.

Δp [Pa]	v_i [m/s]	v_{mi} [m/s]	v_m [m/s]	Q_i [m ³ /s]	Q_t [m ³ /s]	\dot{m} [kg/s]
146,93	16,1782	16,6775	16,860	1,4408	4,73823	5,31983
165,6302	17,1768	17,1073		1,2092		
162,959	17,0377	17,1763		0,9443		
168,3012	17,3148	17,5186		0,6879		
176,3159	17,7223	16,7265		0,3941		
138,9156	15,7307	7,8654		0,06177		
0	0	0		0		

Para a secção de saída as medições foram feitas em 6 pontos, utilizando a sonda Prandtl, de acordo com o varrimento da figura 4.6. A tabela 4.5 apresenta os valores de alturas dinâmicas de coluna de água para os respectivos pontos medidos.

Tabela 4.5: Alturas dinâmicas à saída do Túnel para o ensaio 1.

Pontos	r [cm]	$\Delta h_{\text{entrada}}$ [mm]
1	40	1
2	32	5.5
3	24	9
4	16	31,5
5	8	27
6	0	0

Com os valores obtidos na tabela 4.5, foram calculados parâmetros importantes para caracterização do escoamento à saída do Túnel. Estes parâmetros são: a velocidade do escoamento, os caudais volúmicos elementares e o caudal mássico. Estes valores estão apresentados na tabela 4.6.

Tabela 4.6: Distribuição de velocidades e caudais à saída do Túnel para o ensaio 1.

Δp [Pa]	v_i [m/s]	v_{mi} [m/s]	v_m [m/s]	Q_i [m ³ /s]	Q_t [m ³ /s]	\dot{m} [kg/s]
5,3429	3,0851	5,1601	10,584	0,9337	4,59657	5,16078
29,3859	7,2551	8,2451		1,1604		
48,0862	9,2552	13,2850		1,3355		
168,3018	17,3148	16,6726		1,0057		
144,2585	16,0304	8,0152		0,1612		
0	0	0		0		

As tomadas de pressão B, C e D (Fig. 4.7) permitiram obter os valores da pressão estática relativa em diferentes zonas da instalação. Na tabela 4.7 estão apresentados estes valores.

Tabela 4.7: Pressões estáticas relativas para o ensaio 1.

Tomada B		Tomada C		Tomada D	
Δh_B [mm]	$p_{\rightarrow B}$ [Pa]	Δh_C [mm]	$p_{\rightarrow C}$ [Pa]	Δh_D [mm]	$p_{\rightarrow D}$ [Pa]
-107,95	-576,767	-55	-293,8599	0	0

A partir das equações 4.8 e 4.9, foram determinados os números de Mach e Reynolds na secção de entrada e na parte interior do elemento 3. Para o cálculo dos números de Mach e Reynolds na secção de entrada utilizou-se a velocidade média v_m apresentada na tabela 4.4. Ao passo que para o interior do elemento 3, determinou-se a velocidade dividindo o caudal da instalação pela respectiva área, cujo diâmetro é 0,8 m. São igualmente apresentados os valores de potência hidráulica e rendimento hidráulico da instalação. Para tal assumiu-se que o caudal volúmico total à entrada (tabela 4.4) equivale ao caudal da instalação.

A potência hidráulica foi obtida através da equação 4.7, considerando $\Delta p_{\rightarrow B-D}$ como sendo a diferença entre as pressões estáticas medidas nas tomadas B e D e Q o caudal volúmico total da instalação. Através da razão entre a potência hidráulica pela potência eléctrica activa do motor (tabela 4.1), obteve-se o rendimento hidráulico da instalação. A tabela 4.8 indica as características do escoamento (Mach e Reynolds), bem assim como a potência hidráulica e o rendimento hidráulico da instalação.

Tabela 4.8: Principais características da instalação para o ensaio 1

Mach _A	Mach ₃	Re _A	Re ₃	P _h [kW]	η _h [%]
0,049	0,027	6,74×10 ⁵	5,03×10 ⁵	2,733	93

Na tabela 4.8 os índices A e 3 representam valores calculados nas secções de entrada e no interior da tubeira constante, respectivamente (Fig. 4.7).

No segundo ensaio, com o manómetro na mesma posição, a pressão e a temperatura atmosférica medidas no local foram: $p_{\text{atm}} = 945 \text{ mbar} \pm 0,25 \text{ mbar}$ e $T = 19,9^\circ\text{C} \pm 0,1^\circ\text{C}$, respectivamente. A velocidade de rotação do motor eléctrico, medida através do tacómetro, é de 1456 rpm. A massa volúmica do ar nestas condições corresponde a $1,123 \text{ kg/m}^3$. Neste ensaio a secção de entrada foi repartida em 11 pontos, de acordo com o varrimento da figura 4.5. Posteriormente foram feitas medições das alturas dinâmicas de coluna de água e os resultados das medições estão apresentados na tabela 4.9.

Tabela 4.9: Alturas dinâmicas à entrada do Túnel para o ensaio 2.

Pontos	r [cm]	Δh _{entrada} [mm]
1	30	28,5
2	27	28,5
3	24	28,5
4	21	29
5	18	29
6	15	27
7	12	27,5
8	9	28
9	6	28,5
10	3	35,5
11	0	0

Com base nestas medições, foram determinadas variáveis importantes para a caracterização da secção de entrada do Túnel, cujos resultados estão na tabela 4.10.

Tabela 4.10: Distribuição de velocidades e caudais à entrada do Túnel para o ensaio 2.

Δp [Pa]	v _i [m/s]	v _{mi} [m/s]	v _m [m/s]	Q _i [m ³ /s]	Q _t [m ³ /s]	ṁ [kg/s]
152,273	16,465	16,465	15,08840	0,88452	4,63198	5,20355
152,273	16,465	16,465		0,79141		
152,273	16,465	16,537		0,70135		

Δp [Pa]	v_i [m/s]	v_{mi} [m/s]	v_m [m/s]	Q_i [m ³ /s]	Q_t [m ³ /s]	\dot{m} [kg/s]
154,944	16,609	16,609	15,08840	0,61048	4,63198	5,20355
154,944	16,609	16,317		0,50749		
144,258	16,026	16,099		0,40969		
146,929	16,173	16,267		0,32155		
149,601	16,319	16,392		0,23117		
152,273	16,465	17,420		0,14777		
189,673	18,376	9,188		0,02598		
0	0	0		0		

Na secção de saída do Túnel, os valores das alturas dinâmicas de coluna de água, medidos através da sonda Prandtl, estão apresentados na tabela 4.11.

Tabela 4.11: Alturas dinâmicas à saída do Túnel para o ensaio 2.

Pontos	r [cm]	$\Delta h_{\text{entrada}}$ [mm]
1	40	4
2	36	4
3	32	6,5
4	28	6,5
5	24	6
6	20	28,5
7	16	28
8	12	27,5
9	8	21
10	4	13,5
11	0	0

As variáveis para caracterização desta secção, nomeadamente a distribuição de velocidade, a velocidade média, os caudais volúmicos elementares e o caudal mássico, estão apresentados na tabela 4.12.

Tabela 4.12: Distribuição de velocidades e caudais à saída do Túnel para o ensaio 2.

Δp [Pa]	v_i [m/s]	v_{mi} [m/s]	v_m [m/s]	Q_i [m ³ /s]	Q_t [m ³ /s]	\dot{m} [kg/s]
21,372	6,168	6,168	10,004	0,58910	4,86381	5,46398
21,372	6,168	7,016		0,59950		
34,729	7,863	7,863		0,59286		
34,729	7,863	7,709		0,50373		
32,057	7,555	12,009		0,66405		
152,273	16,465	16,392		0,74157		

Δp [Pa]	v_i [m/s]	v_{mi} [m/s]	v_m [m/s]	Q_i [m ³ /s]	Q_t [m ³ /s]	\dot{m} [kg/s]
149,601	16,319	16,247	10,004	0,57165	4,86381	5,46398
146,929	16,173	15,153		0,38085		
112,201	14,133	12,733		0,19200		
72,129	11,332	5,666		0,02848		
0	0	0		0		

Os valores das pressões estáticas medidas através das três tomadas de pressão, durante o primeiro ensaio (tabela 4.7), mantiveram-se constantes no segundo ensaio. Porém, pelo facto de haver alteração no valor do caudal volúmico total na secção de entrada, a potência hidráulica e o rendimento hidráulico obtidos neste ensaio (tabela 4.13) diferem dos valores obtidos no primeiro ensaio. O procedimento para o cálculo dos números de Reynolds e Mach são os mesmos que foram utilizados no primeiro ensaio.

Tabela 4.13: Principais características da instalação para o ensaio 2.

$Mach_A$	$Mach_3$	Re_A	Re_3	P_h [kW]	η_h [%]
0,044	0,0268	$6,03 \times 10^5$	$4,91 \times 10^5$	2,67	90,6

Na secção de saída, a obstrução do escoamento pelo bloco do rotor e as condições de aderência da camada limite das partículas em contacto com o rotor deram origem ao surgimento de escoamento secundário, nesta secção do Túnel. O escoamento secundário é caracterizado pela presença de vórtices a jusante do bloco do rotor e consequentemente a desaceleração do escoamento. Desta forma os pontos 1, 2 e 3 (Fig.4.8a) e 1, 2, 3 e 4 (Fig. 4.8b), junto ao bloco do rotor ($d_{\text{bloco do rotor}} = 30$ cm), foram afectados pela presença dos vórtices.

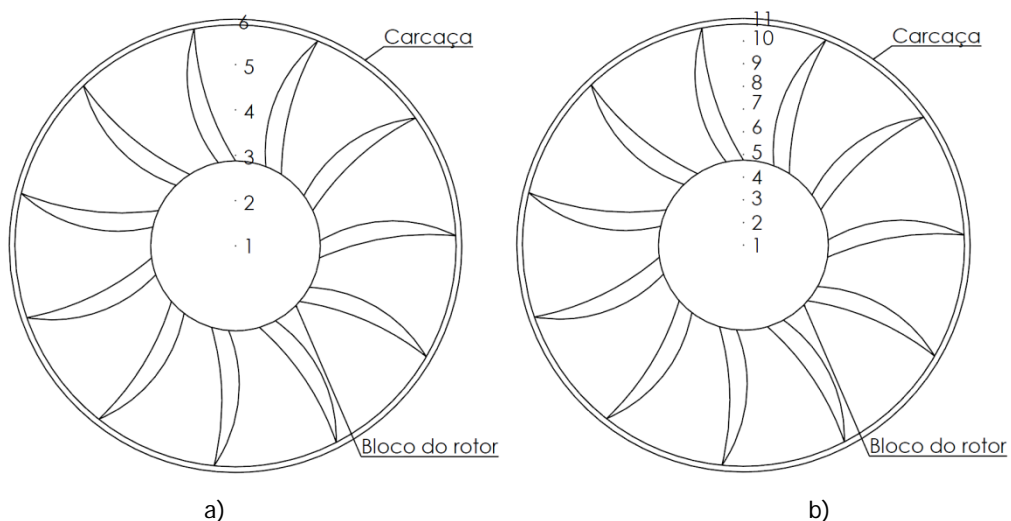


Figura 4.8 - Pontos medidos na secção de saída do Túnel (jusante do rotor): a) Ensaio 1; b) Ensaio 2.

Na figura 4.8a a velocidade do escoamento cresce do ponto 1 até ao ponto 4, onde atinge o valor máximo de 17,31 m/s. À medida que nos aproximamos das paredes do Túnel, isto é, do ponto 4 para o ponto 6 a velocidade diminui até zero (tabela 4.6). Isto ocorre devido as condições de aderência da camada limite. Pelas mesmas razões, embora com algumas flutuações, a velocidade do escoamento no ensaio 2 (tabela 4.12) cresce do ponto 1 até ao ponto 6 (Fig. 4.8b), onde alcança o valor máximo de 16,465 m/s. De seguida, junto as paredes do Túnel (ponto 11 da figura 4.8b) a velocidade decresce até zero.

Na secção de entrada, a presença da cruz do elemento 1 causa uma diminuição da velocidade do escoamento no centro do Túnel. Em vez disso a velocidade máxima ocorre no ponto 5 da tabela 4.4, voltando a decrescer junto a parede. Isto acontece devido às condições de aderência da camada limite, na cruz do elemento 1 do Túnel. Nas figuras 4.9 e 4.10 é apresentada a distribuição de velocidade à entrada e à saída da instalação para o ensaio 1, onde o eixo vertical representa a posição da sonda Prandtl e o eixo horizontal representa as velocidades do escoamento.

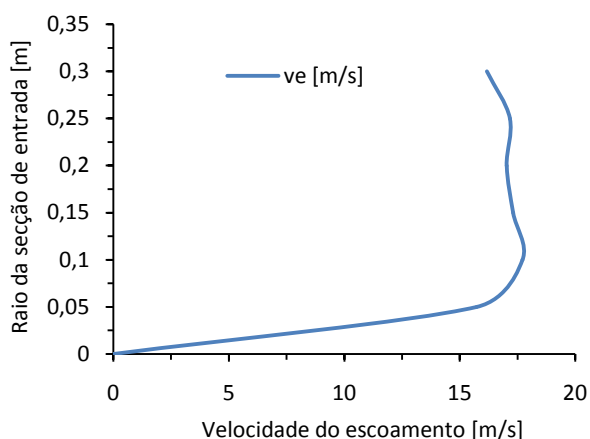


Figura 4.9 - Distribuição das velocidades de escoamento à entrada do Túnel para o ensaio 1.

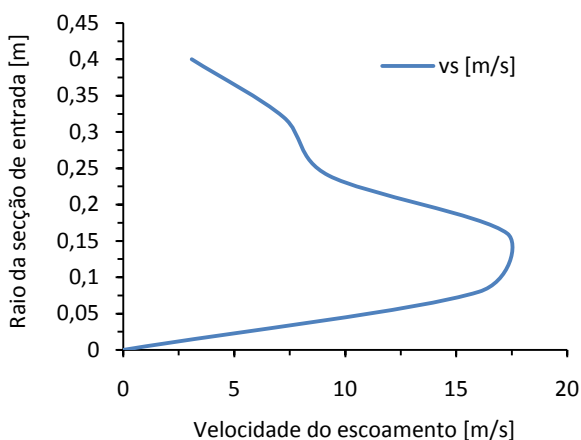


Figura 4.10 - Distribuição das velocidades de escoamento à saída do Túnel para o ensaio 1.

A curva de distribuição das velocidades do escoamento apresentada na figura 4.9 é típica de um escoamento turbulento. Para a curva à saída (Fig. 4.10) é notável a influência do surgimento de escoamento secundário. Este comportamento é representado pela distorção da curva do perfil de velocidade à saída.

Como se pode ver nas tabelas 4.9 e 4.13, os valores de Reynolds calculados são superiores a 2300, o que significa que o escoamento é turbulento em ambas secções do Túnel. Como garantia de que o escoamento pode ser tratado como incompressível, os números de Mach determinados nos dois ensaios são inferiores a 0,3.

A diferença entre os caudais mássicos à entrada e à saída do Túnel é de 2,89% no ensaio 1 e de 4,77% no ensaio 2. Diversos factores estão na base desta diferença, entre eles está o aparecimento de escoamento secundário na secção de saída do Túnel e de erros sistemáticos durante a medição.

Ao comparar a potência hidráulica da instalação com a potência eléctrica activa do ventilador, verifica-se um desvio de 7% para o ensaio 1 e 9% para o ensaio 2. Estas diferenças englobam as perdas internas, por exemplo durante o contacto do fluido com as pás do rotor, etc. Englobam também as perdas mecânicas nas chumaceiras do motor.

A diferença entre os caudais mássicos à entrada obtidos nos ensaios 1 e 2 é de 2,19%, ao passo que para os caudais mássicos à saída esta diferença é de 5,55%. Factores como a diferença nas condições atmosféricas e erros de medição estão na base desta disparidade. Assim sendo, o recurso a simulações computacionais torna-se indispensável para a caracterização final da instalação.

Capítulo 5

Simulação computacional do escoamento no Túnel

Neste capítulo são descritas as etapas da simulação computacional do escoamento ao longo do Túnel de Vento. Assim sendo, foi inicialmente projectada a geometria do domínio computacional do Túnel de Vento em 3D, utilizando o software Solidworks® 2013. De seguida a geometria foi importada para o software Ansys-Fluent® 2016 para a análise do escoamento ao longo do Túnel.

O software utilizado nesta análise permite a resolução do problema em estudo de acordo com a sequência apresentada abaixo:

- Identificação do Problema:
 - 1- Definir metas;
 - 2- Identificação do domínio computacional;
- Pré-processamento:
 - 3- Geometria;
 - 4- Malha;
 - 5- Propriedades físicas;
 - 6- Configurações da simulação;
- Simulação:
 - 7- Simulação computacional;
- Pós-processamento:
 - 8- Análise dos resultados;
 - 9- Actualizar o modelo (voltar ao pré-processamento).

A actualização do modelo consiste em voltar para a etapa de pré-processamento, onde o utilizador tem a possibilidade de editar as características geométricas do modelo, as propriedades da malha, as propriedades físicas do modelo e as configurações da simulação.

5.1 Definição e malhagem do domínio computacional

Para o nosso modelo foi utilizado um domínio computacional 3D axissimétrico. De forma a simplificar a resolução do problema, foi resolvida apenas uma fracção do domínio (Fig. 5.1). O domínio computacional simplificado que foi escolhido representa um corte longitudinal do túnel de vento. Esta escolha justifica-se dada a simetria das características do escoamento em túneis de secção circular, relativamente a um plano que atravessa o eixo longitudinal. O domínio foi dividido em quatro regiões, nomeadamente a região de entrada, a região de saída, a região de simetria e as paredes do túnel. Posteriormente, sobre estas regiões foram impostas as condições nas fronteiras. Importa referir que entre os elementos constituintes do Túnel, a tubeira de descarga não faz parte do modelo computacional apresentado para as simulações.

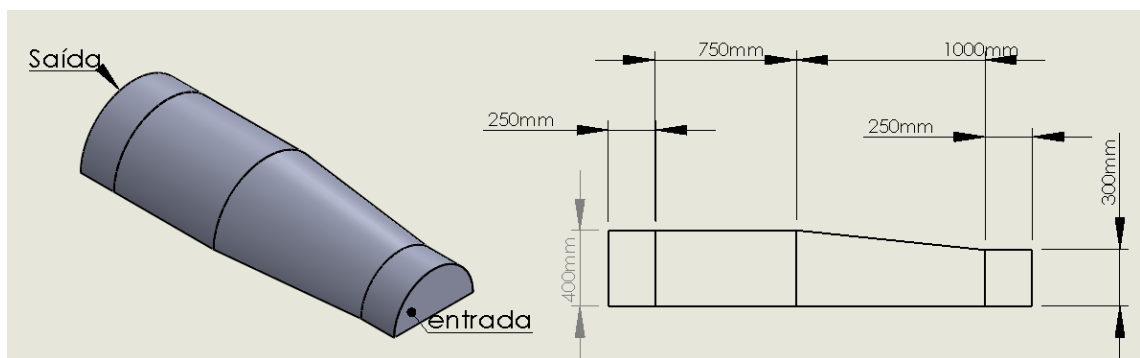


Figura 5.1 - Domínio computacional.

O tipo de malha a ser utilizada é estreitamente dependente da geometria do domínio computacional. Assim sendo, para geometrias simples e regulares recomenda-se a utilização de malhas estruturadas. No caso de uma geometria mais complexa, as malhas estruturadas podem causar problemas na solução física da análise que se pretende realizar. Como alternativa, nestes casos é recomendada a utilização de malhas não estruturadas. De acordo com o nosso domínio computacional foram então testados dois tipos diferentes de malhas: as malhas estruturadas (quadriláteras) e as não estruturadas (tetraédricas). Entre os dois tipos apenas um foi utilizado em função da qualidade da malha gerada. Para caracterizar a qualidade da malha gerada, o programa considera algumas variáveis importantes durante o processo de malhagem: o ângulo de distorção e a razão de aspecto.

O Ansys-Fluent® 2016 utiliza duas expressões para definir o ângulo de distorção, cujas equações estão abaixo representadas:

$$Skn = \frac{T_{oc} - T_c}{T_{oc}} \quad 5.1$$

$$Skn = \max \left[\frac{\theta_{\max} - \theta_{\min}}{180 - \theta_e}, \frac{\theta_e - \theta_{\min}}{\theta_e} \right] \quad 5.2$$

A expressão 5.1 é utilizada para malhas triangulares e tetraédricas, ao passo que a expressão 5.2 é utilizada para malhas quadriláteras e hexaédricas. A variável T_{oc} representa o tamanho óptimo da célula e T_c representa o tamanho da célula. Para a expressão 5.2, θ_e representa a inclinação da célula. O programa recomenda que o ângulo de distorção seja inferior a 0,9 para evitar malhas com má qualidade, que por sua vez podem dar origem a soluções físicas incorrectas e de lenta convergência.

A figura 5.2 apresenta os valores do ângulo de distorção recomendados pelo programa utilizado. Classificados desde excelente até inaceitável.



Excellent	Very good	Good	Acceptable	Bad	Unacceptable
0-0.25	0.25-0.50	0.50-0.80	0.80-0.94	0.95-0.97	0.98-1.00

Figura 5.2 - Valores de Skn recomendados pelo programa.
Fonte: Ref. A10

A razão de aspecto é definida como o quociente entre o lado maior da malha, pelo lado menor. É recomendado que o seu valor seja inferior a 40, para escoamentos alinhados com a geometria do modelo.

Na figura 5.3 estão apresentados os dois tipos de malhas geradas na secção de saída do modelo.

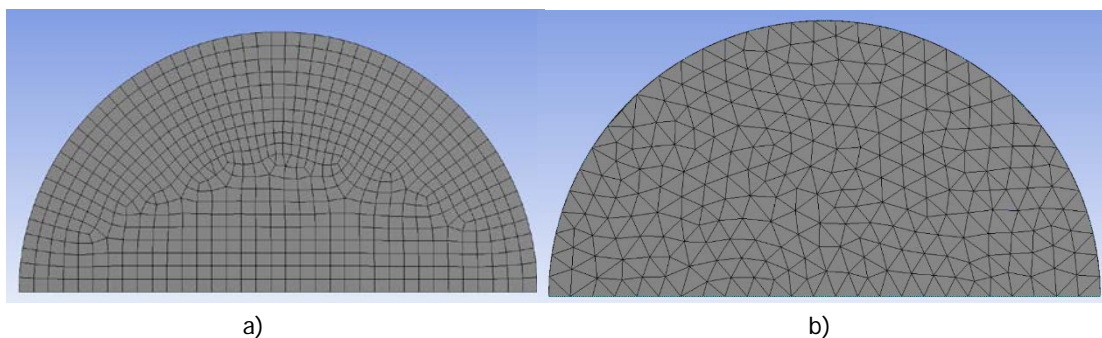


Figura 5.3 - Malhas geradas a saída do modelo: a) malhas quadriláteras; b) Tetraédricas.

A tabela 5.1 reúne as características das malhas quadriláteras e tetraédricas testadas no nosso modelo computacional. Com base nesta tabela é possível determinar o nível de qualidade das malhas geradas.

Tabela 5.1: Detalhes das malhas geradas.

Tipo de malha	Nº de elementos	Nº de nós	Tamanho [m]		Skewness		Razão de aspecto	
			Mín	Máx	Mín	Máx	Mín	Máx
Quadriláteras	79729	86532	$1 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^{-2}$	$1,306 \cdot 10^{-10}$	0,435	1,0033	4,4477
Tetraédrica	118124	22311	$1 \cdot 10^{-3}$	$6,4 \cdot 10^{-2}$	$1,233 \cdot 10^{-3}$	0,849	1,1732	8,7767

De acordo com os valores de *Skewness* apresentados na tabela 5.1 e os valores recomendados pelo programa, indicados na figura 5.2, as malhas do tipo quadrilátero apresentam melhor qualidade em comparação com as do tipo tetraédricas. Desta análise verifica-se que os valores de *Skn* para as malhas quadriláteras encontram-se num intervalo denominado muito bom, garantindo uma menor distorção dos elementos. Por este motivo e pelo facto do escoamento estar alinhado com a geometria, escolhemos as malhas do tipo quadriláteras. Na figura. 5.4 é apresentada vista geral do domínio computacional, após a geração da malha.

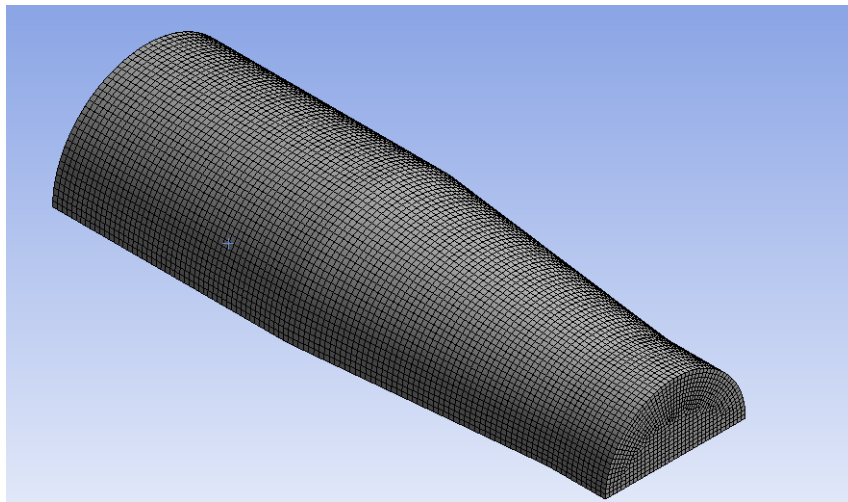


Figura 5.4 - Vista geral da malha quadrilátera escolhida.

Em suma, o tipo de malha a ser utilizada para um dado problema, pode ditar o sucesso ou o fracasso na obtenção da solução computacional. Entretanto, a malha deve ser suficientemente fina, de modo a garantir solução adequada ao problema.

5.2 Equações de governo e modelo de turbulência

O modelo matemático a ser utilizado baseia-se nas equações de governo da dinâmica dos fluidos para um dado problema em específico. Neste caso, os ensaios realizados

demonstram não haver grandes variações na massa volúmica, implicando um escoamento incompressível. Assim sendo, foram feitas simulações para um escoamento não viscoso incompressível e simulações para um escoamento viscoso incompressível.

O modelo para escoamento não viscoso foi realizado com recurso às equações de Euler, em combinação com a equação de continuidade:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad 5.3$$

$$\rho \frac{d\vec{V}}{dt} = \rho \vec{g} - \nabla p \quad 5.4$$

Onde $\vec{V}=(u, v, w)$

As equações 5.3 e 5.4 representam as equações da continuidade e Euler, respectivamente. Onde ρ é a massa volúmica do fluido, t representa o tempo, \vec{V} é o vector velocidade do escoamento, g representa aceleração de gravidade, p é a pressão e as componentes u, v e w representam a velocidade nos eixos x, y e z , respectivamente. Como o escoamento é incompressível ($\rho = \text{cte}$), a equação de continuidade é reduzida na seguinte forma: $\nabla \vec{V}=0$.

Para o escoamento viscoso incompressível, a equação da continuidade foi combinada com o sistema de equações diferenciais não lineares de segunda ordem, denominadas equações de Navier-Stokes (equação 5.5):

$$\rho \frac{d\vec{V}}{dt} = \rho \vec{g} - \nabla p + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad 5.5$$

A solução das equações acima irá permitir obter os campos de velocidade e pressões do sistema não linear diferencial parcial. Para este caso, as equações foram resolvidas considerando escoamento em regime permanente, isto é, nas equações 5.4 e 5.5 o termo $\frac{d\vec{V}}{dt}=0$. Por outro lado, para os efeitos de turbulência foi considerado o modelo de turbulência padrão $k-\epsilon$.

O modelo padrão $k-\epsilon$ foi proposto em 1974 por B. E. Launder e D. B. Spalding [A11]. Trata-se de um modelo semi-empírico baseado em duas equações modelo, nomeadamente a equação para a energia cinética de turbulência k e a equação para a sua taxa de dissipação ϵ . Neste modelo, a equação de transporte para energia cinética de turbulência é derivada da equação exacta, enquanto que a equação para a taxa de dissipação foi obtida usando um raciocínio físico. Para a aplicação deste modelo assume-se que o escoamento é completamente turbulento e os efeitos moleculares são desprezáveis.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \\ \frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \end{array} \right. \quad 5.6$$

A variável G_k representa a geração de energia cinética de turbulência devido ao gradiente de velocidade média. A variável G_b é a geração de energia cinética de turbulência causada pela flutuabilidade. As variáveis S_ϵ e S_k representam os termos fonte. A variável Y_M representa a dilatação flutuante na turbulência compressível, que é função da taxa de dissipação global. No sistema de equações 5.6, a viscosidade turbulenta é $\mu_t = \rho C_\mu (k^2/\epsilon)$.

O modelo possui os seguintes valores para as suas constantes: $\sigma_k=1$, $\sigma_{\omega,1}=2$, $\sigma_\epsilon=1,3$, $C_{1\epsilon}=1,44$, $C_{2\epsilon}=1,92$ e $C_\mu=0,09$.

5.3 Imposição das condições na fronteira e método de resolução

Existem dois tipos de condições na fronteira, nomeadamente as condições de Dirichlet e as condições de Neuman. As condições de Dirichlet podem ser simplesmente definidas como o transporte de propriedades φ em torno das fronteiras. As condições de Neuman envolvem uma análise das propriedades em torno da fronteira, dada por $\frac{\partial \varphi}{\partial n} = 0$. Geralmente utiliza-se as condições de Dirichlet para definir o escoamento à entrada, sendo que para o escoamento à saída da fronteira utiliza-se as condições de Neuman.

As especificações das condições nas fronteiras dependem do problema. Assim sendo, para o nosso modelo foram impostos valores de pressão estática à entrada e à saída do Túnel. Inicialmente estas condições foram impostas para um escoamento não viscoso e posteriormente para um escoamento viscoso. Para os dois casos foi considerado escoamento incompressível, em regime permanente. Os valores de pressão utilizados nas fronteiras foram obtidos a partir dos ensaios da instalação (Capítulo 4). Tanto para o escoamento não viscoso, como para o escoamento viscoso, a pressão à entrada do túnel é a atmosférica ($p_e = 0$ Pa), ao passo que à saída do Túnel a pressão é de $-293,859$ Pa (pressão lida através da tomada C), admitindo que o ventilador descarrega para atmosfera. A fronteira de saída limita-se a montante do ventilador, admitindo perdas de carga constante no elemento 3 do Túnel.

O processo para obtenção da solução computacional consiste em duas etapas. A primeira etapa envolve o estágio de discretização, ou seja, a conversão das equações diferenciais

parciais e auxiliares em sistemas de equações algébricas discretas. O software utilizado realiza esta etapa com recurso ao método dos Volumes finitos. Neste método, o domínio computacional é dividido num número finito de volumes de controlo. A expressão 5.7 representa a equação modelo para o método dos Volumes finitos.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi dV + \oint_A \rho \phi dA = \oint_A \Gamma_\phi \nabla \phi \cdot dA + \int_V S_\phi dV \quad 5.7$$

Na equação 5.7 o primeiro termo representa o termo instável ao longo do volume de controlo, o segundo termo representa a convecção na superfície de controlo, o terceiro representa o termo da difusão ao longo da superfície de controlo e o último representa o termo fonte. A variável A representa a área da superfície do volume de controlo e V o próprio volume de controlo. Por outro lado, as variáveis Γ_ϕ e S_ϕ representam o coeficiente de difusão e termo fonte da propriedade ϕ , respectivamente.

A equação geral de discretização em torno de um volume de controlo unidimensional é dada pela fórmula 5.8:

$$a_p \phi_p = a_E \phi_E + a_W \phi_W + b \quad 5.8$$

Onde:

$$a_E = \frac{\Gamma_E A_E}{\Delta V \delta x_E} \quad a_W = \frac{\Gamma_W A_W}{\Delta V \delta x_W} \quad a_p = a_E + a_W \quad b = S_\phi$$

Os índices W e E representam, respectivamente, os nós das fronteiras a oeste e a este do nó central P . A variável δx representa a distância entre nó da fronteira considerado e o nó central P .

A segunda etapa para a obtenção da solução numérica referente às equações algébricas consiste na escolha de um método numérico directo ou iterativo. Os métodos directos, tais como a eliminação Gaussiana e o algoritmo Thomas, são alguns dos métodos utilizados para a resolução de sistemas de equações lineares. Infelizmente, grande parte dos problemas a nível da dinâmica dos fluidos computacional (CFD) são geralmente descritos por sistemas de equações não lineares.

Os métodos numéricos de Jacobi e Gauss-Siedel são alguns dos métodos iterativos utilizados. O método iterativo assume inicialmente uma solução arbitrária e de seguida utiliza as equações do sistema por forma a melhorar sistematicamente a solução, até alcançar a convergência desejada.

O Fluent possui dois métodos para a resolução de problemas do tipo CFD, nomeadamente o método baseado na pressão (*Pressure based*) e o método baseado na Densidade (*Density based*). Para o nosso modelo, optamos pelo método baseado na pressão. Este método é aplicado tanto em escoamentos incompressíveis a baixa velocidade como em escoamentos compressíveis a alta velocidade. O método baseado na densidade é geralmente aplicado quando existe uma forte interdependência entre a massa volúmica, a energia, o momento, etc. Este método muito usado para escoamentos supersónicos.

A figura 5.5 ilustra as etapas para obtenção da solução computacional com base nos métodos de Volumes finitos e Diferenças finitas.

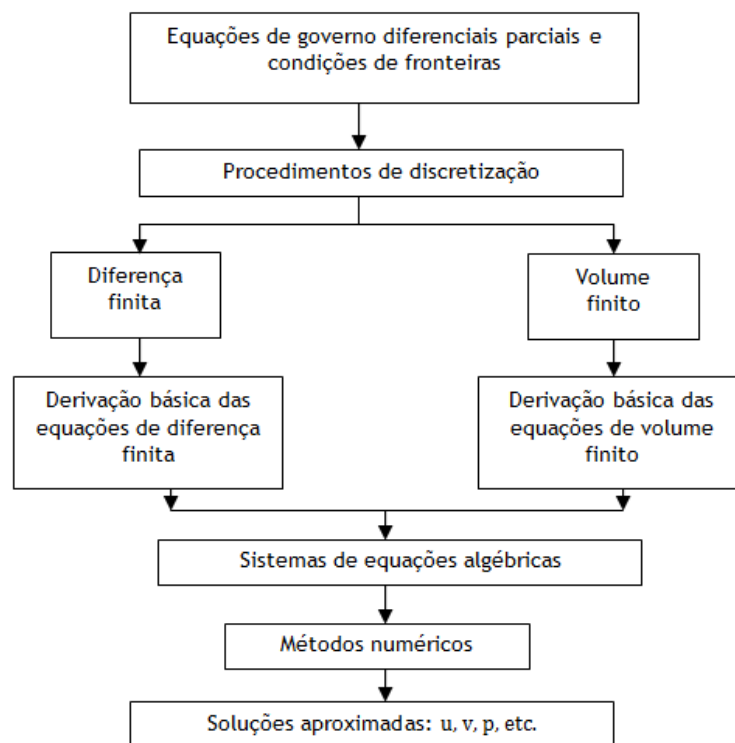


Figura 5.5 - Procedimentos para solução computacional.
 Fonte: Ref.22 (Computational Fluid Dynamics, 2013)

O método baseado na pressão possui dois algoritmos diferentes de resolução, o Segregado (*Segregated*) e o Acoplado (*Coupled*). O primeiro resolve as equações da pressão, da correcção de pressão e do momento de forma sequencial (iterativa), sendo que o segundo resolve as equações da pressão, do momento e da correcção de pressão simultaneamente (directo). Para o nosso estudo, optamos pelo algoritmo Segregado, pois requer menos memória em comparação com o algoritmo Acoplado. No entanto, requer mais tempo para que a convergência seja alcançada.

Para ligar a pressão com a velocidade utilizou-se um campo de pressão, de forma a garantir a conservação da equação da continuidade. Para tal, recorreu-se ao método Iterativo implícito

denominado SIMPLE (*Semi-Implicit-Method for Pressure-Linked Equations*). Este método consiste em assumir inicialmente um campo de pressão e utilizá-lo para resolver a equação do momento. A partir da equação da continuidade é deduzida a equação de correção de pressão, que por sua vez é utilizado para actualizar os campos de velocidade e pressão.

O fluxograma da figura 5.6 representa as etapas para a obtenção da solução dos campos de pressão e velocidade, a partir das equações do momento:

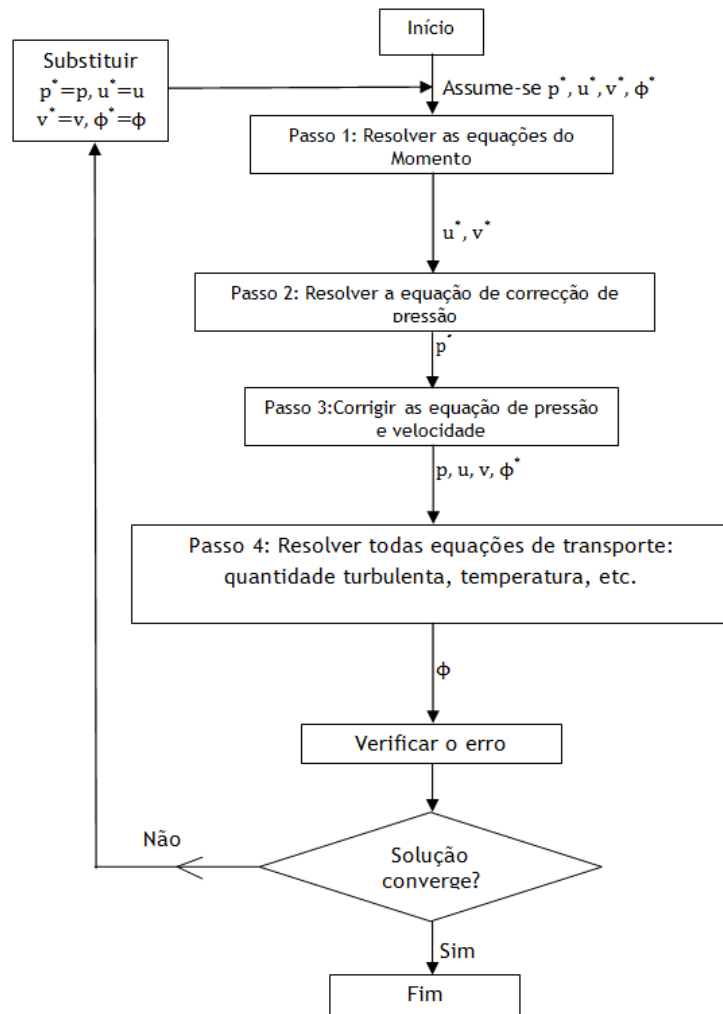


Figura 5.6 - Procedimentos para o método SIMPLE no plano bidimensional.
Fonte: Ref.22 (Computational Fluid Dynamics, 2013)

As equações do momento em x e y, são resolvidas com recurso as expressões matemáticas apresentadas abaixo:

$$a_p^u u_p^* = \sum a_{nb}^u u_{nb}^* - \frac{\partial p^*}{\partial x} \Delta V + b^u \quad 5.9$$

$$a_p^u v_p^* = \sum a_{nb}^u v_{nb}^* - \frac{\partial p^*}{\partial y} \Delta V + b^* \quad 5.10$$

Nas equações 5.9 e 5.10 o termo ΔV representa a variação do volume de controlo, as expressões u_{nb}^* e v_{nb}^* representam as velocidades nos nós vizinhos ao nó central P, o termo a_{nb}^u representa o coeficiente de vizinhança e o termo b^* representa o termo fonte anteriormente apresentado. A correcção de pressão p^* , mencionada na figura 5.6, representa a diferença entre a pressão real p do campo e a pressão assumida p^* . O mesmo acontece com as velocidades. As velocidades de correcção são determinadas através das equações 5.11 e 5.12.

$$a_p^u u_p^* = \sum a_{nb}^u u_{nb}^* - \frac{\partial p^*}{\partial x} \Delta V \quad 5.11$$

$$a_p^v v_p^* = \sum a_{nb}^v v_{nb}^* - \frac{\partial p^*}{\partial y} \Delta V \quad 5.12$$

Durante a etapa de resolução com o método SIMPLE, o termo p^* é utilizado apenas como um artifício numérico cujo objectivo é acelerar a convergência das equações de velocidades. Assim sendo, as equações 5.13 e 5.14 permitem determinar os valores exactos de velocidades, com base nos valores de correcção da pressão e os valores assumidos das velocidades.

$$u_p = u_p^* - D^u \frac{\partial p^*}{\partial x} \quad 5.13$$

$$v_p = v_p^* - D^v \frac{\partial p^*}{\partial y} \quad 5.14$$

Onde

$$D^v = \frac{\Delta V}{a_p^v}$$

$$D^u = \frac{\Delta V}{a_p^u}$$

Os campos de pressão e velocidade são progressivamente melhorados através do processo de iteração até que a convergência seja alcançada. Assim sendo, para o nosso modelo optamos por diferentes níveis de convergência. A tabela 5.2 apresenta os níveis de convergência assumidos para as diferentes variáveis.

Tabela 5.2: Níveis de convergência.

Resíduo	Nível de Convergência
Continuidade	10^{-5}
Velocidade - x	10^{-3}

Resíduo	Nível de Convergência
Velocidade - y	10^{-3}
Velocidade - z	10^{-3}
Energia	10^{-3}
k	10^{-3}
ϵ	10^{-3}

Durante o processo iterativo foram utilizados diferentes factores de relaxação (tabela 5.3) para estabilizar e acelerar o processo de iteração, tendo em conta a variável em causa.

Tabela 5.3: Factores de relaxação.

Escoamento	ρ	ρ	q	k	ϵ	μ_t
Não viscoso	0,3	1	0,7	-	-	-
Viscoso	0,3	1	0,7	0,8	0,8	1

q - quantidade de movimento.

5.4 Análise e validação dos resultados

Os resultados obtidos na simulação computacional serviram de apoio para a validação dos valores obtidos nos ensaios. Neste subcapítulo, são então apresentados os resultados das simulações realizadas, para escoamentos viscosos e não viscosos, e de seguida estes valores são comparados com os valores obtidos nos ensaios experimentais. A figura 5.7 apresenta os valores longitudinais (eixo das abcissas) do nosso modelo computacional.

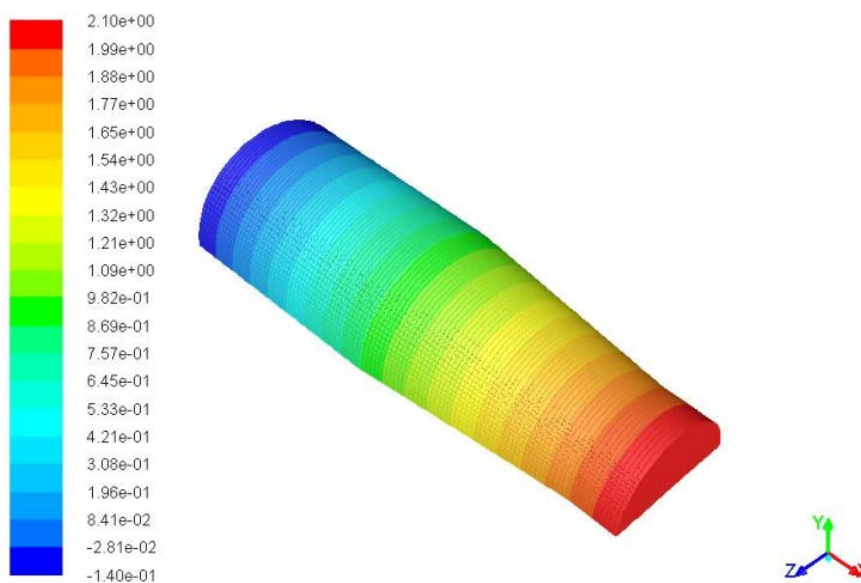


Figura 5.7 - Coordenadas do domínio computacional com respeito ao eixo das abcissas (X), em [m].

A figura 5.7 apresenta as coordenadas do domínio computacional com respeito ao eixo das abcissas (X). Nesta figura, a secção de entrada localiza-se em $X = 2,10$ m e a secção de saída está localizada em $X = -0,14$ m.

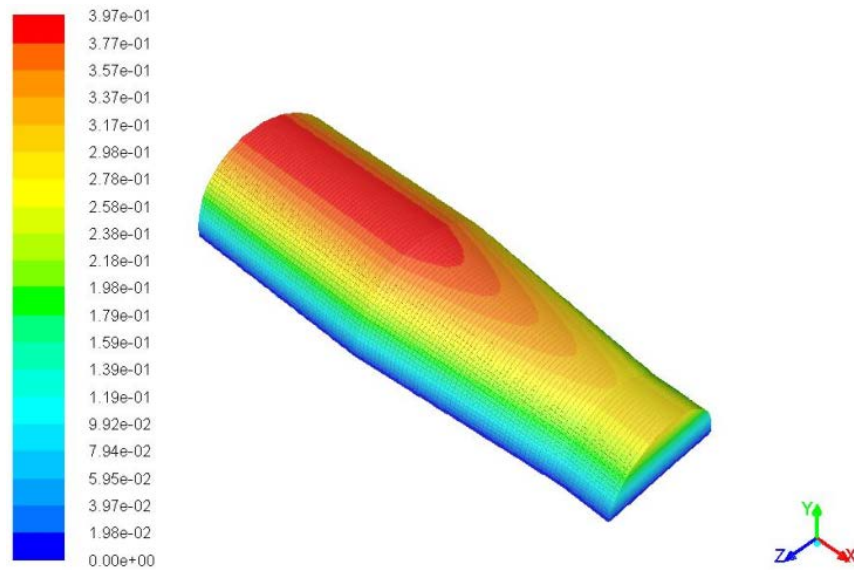


Figura 5.8 - Coordenadas do domínio computacional com respeito ao eixo das ordenadas (Y), em [m].

A figura 5.8 ilustra as coordenadas do domínio computacional do nosso modelo, com respeito ao eixo das ordenadas (Y). Tendo em conta o corte longitudinal, o plano de simetria localiza-se em $Y = 0$ (região a azul escuro).

Assim sendo, na figura 5.9 é apresentada a distribuição de pressões estáticas relativas ao longo do Túnel.

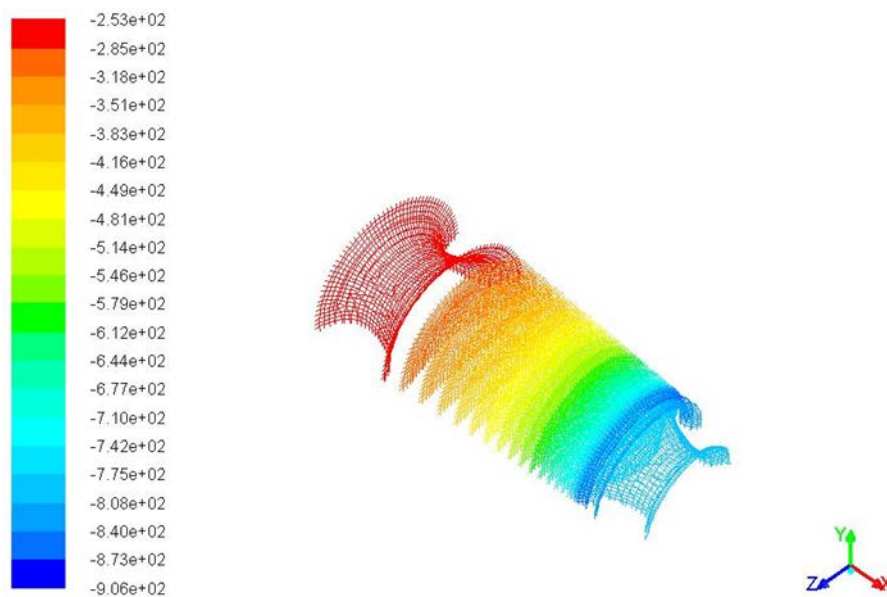


Figura 5.9 - Distribuição de pressão estática no Túnel, para escoamento não viscoso, em [Pa].

Na figura 5.9 é visível o crescimento do valor absoluto da pressão estática à medida que nos afastamos da secção de entrada. Esta pressão cresce devido ao aumento da secção do Túnel à medida que o escoamento avança em direcção à secção de saída. Contrariamente, a pressão dinâmica decresce no sentido do escoamento. Os valores da pressão dinâmica estão apresentados na figura 5.10.

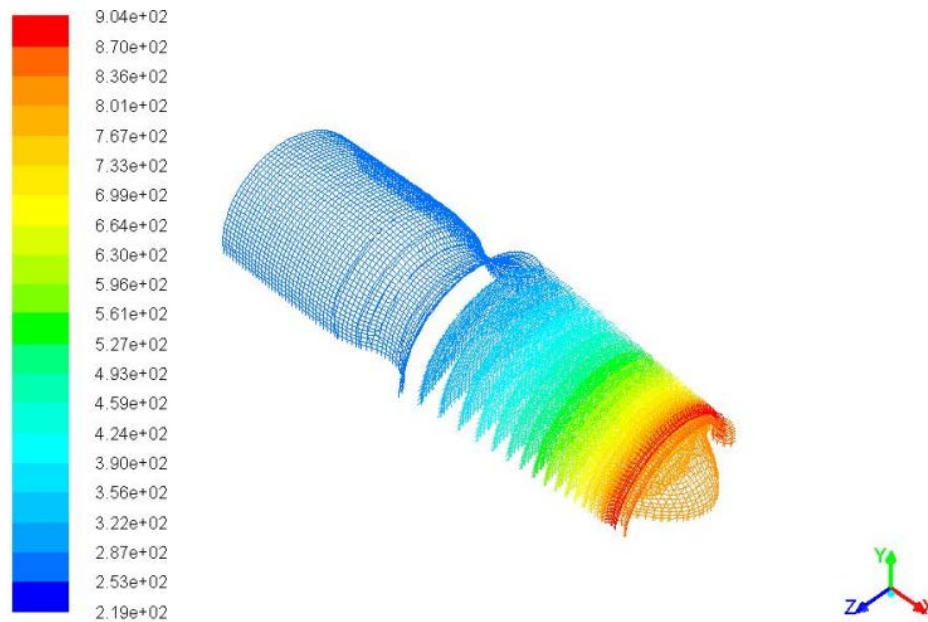


Figura 5.10 - Distribuição de pressão dinâmica no Túnel, para escoamento não viscoso, em [Pa].

Na figura 5.11 estão os valores de pressão de estagnação em diferentes zonas do nosso modelo computacional.

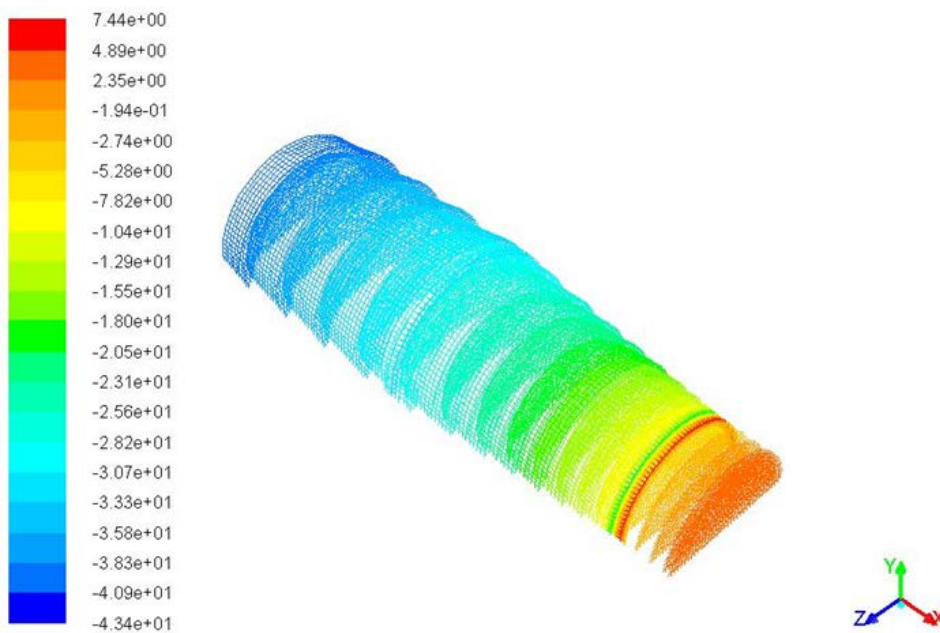


Figura 5.11 - Distribuição de pressão de estagnação no Túnel, para escoamento não viscoso, em [Pa].

A figura 5.10 apresenta a distribuição de pressão dinâmica da instalação. O aumento da secção do Túnel origina a redução da pressão dinâmica, ou seja, à medida que nos afastamos da entrada a pressão dinâmica diminui.

Na figura 5.11 é notável a diminuição da pressão de estagnação, originada pela desaceleração do escoamento no interior do Túnel. Na secção de entrada a pressão de estagnação ronda os 101,305 kPa, ao passo que na secção de saída a mesma está em torno de 101,259 kPa.

O módulo da componente longitudinal (X) da velocidade é muito superior quando comparado com as restantes componentes (Y e Z), ao longo de todo o Túnel. Assim sendo decidimos desprezar as componentes Y e Z, pelo que, neste trabalho é apenas apresentada a componente longitudinal da velocidade. Na figura 5.12 é apresentada a componente longitudinal da velocidade.

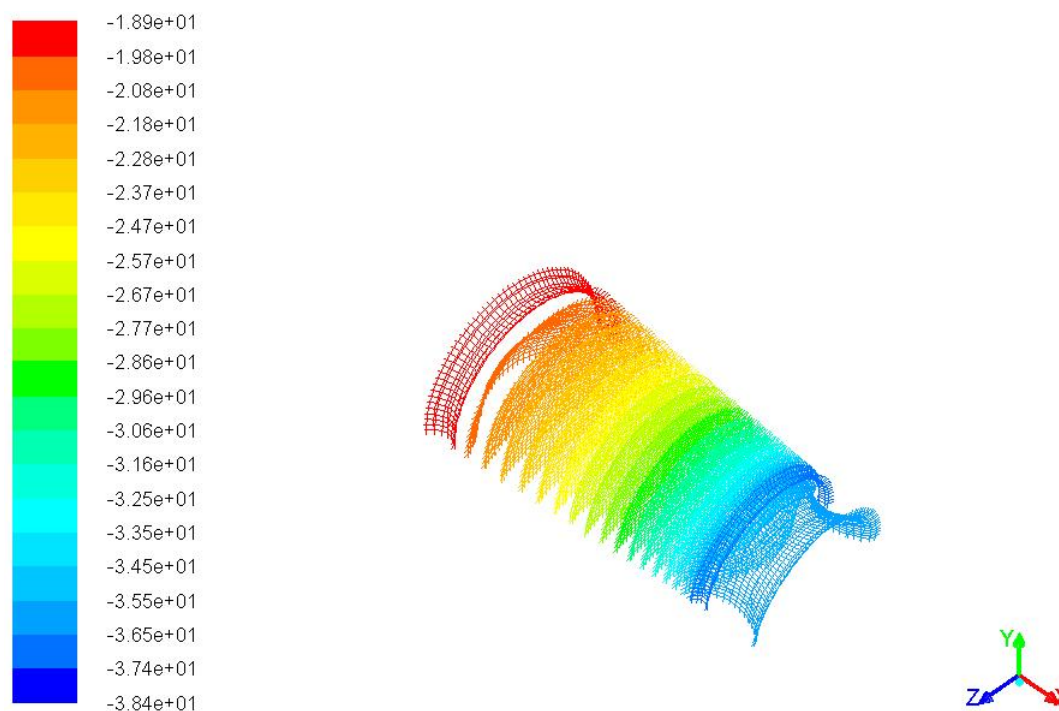


Figura 5.12 - Valores de velocidades na direcção longitudinal, para escoamento não viscoso, em [m/s].

Através da figura 5.12 pode-se verificar que o módulo máximo da velocidade do escoamento ocorre na ligação entre o elemento 1 e o elemento 2 do Túnel e está em torno de 37,4 m/s. O sinal negativo surge pelo facto do escoamento ocorrer no sentido oposto ao eixo X.

Para as mesmas condições na fronteira, foram igualmente realizadas simulações para escoamento viscoso. Assim sendo, na figura 5.13 é apresentada a distribuição de pressão estática no Túnel, para o escoamento viscoso, com o modelo de turbulência k-ε.

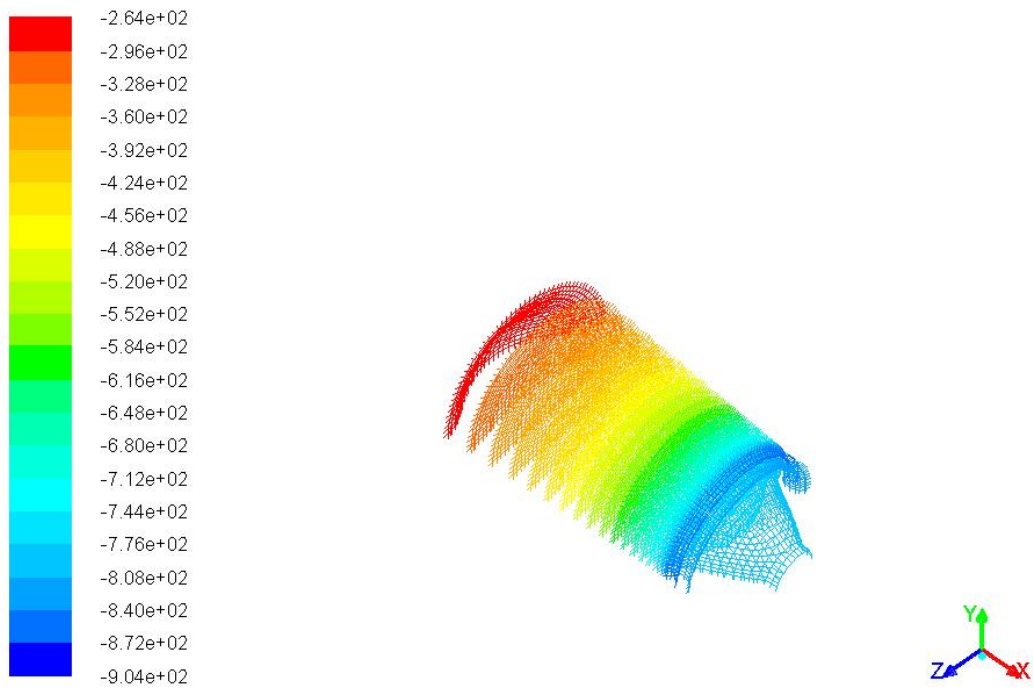


Figura 5.13 - Distribuição de pressão estática no Túnel, para escoamento viscoso, em [Pa].

As figuras 5.14 e 5.15 representam respectivamente a distribuição de pressão dinâmica e de estagnação, para escoamento viscoso.

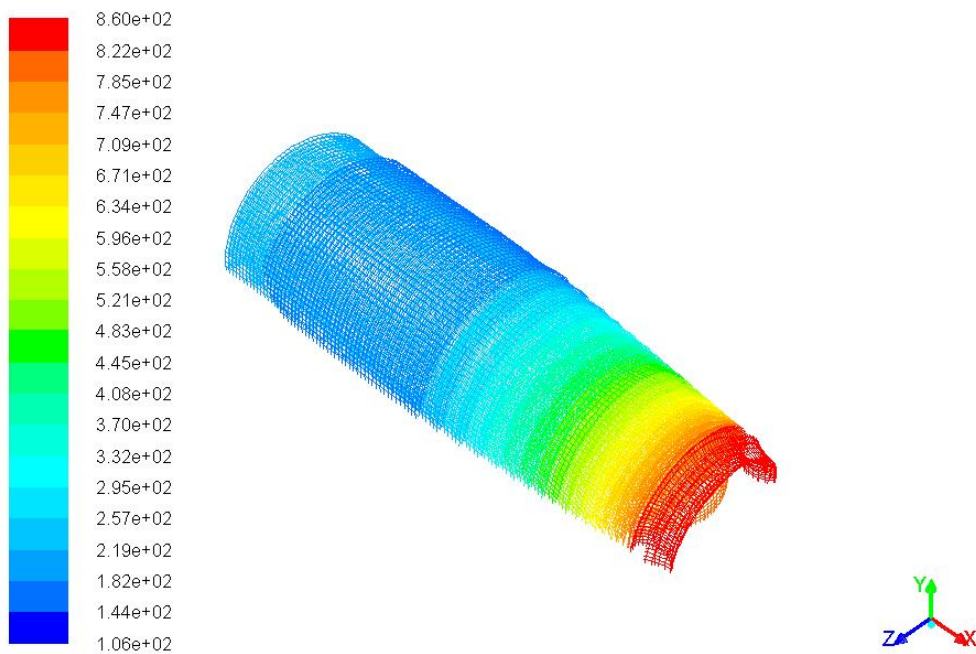


Figura 5.14 - Distribuição de pressão dinâmica no Túnel, para escoamento viscoso, em [Pa].

Os valores máximos de pressões estáticas, apresentados na figura 5.13, estão limitados entre 101,004 kPa à 101,04 kPa. Ao passo que para o escoamento não viscoso, os valores máximos de pressões estáticas variam entre 101,015 kPa e 101,047 kPa.

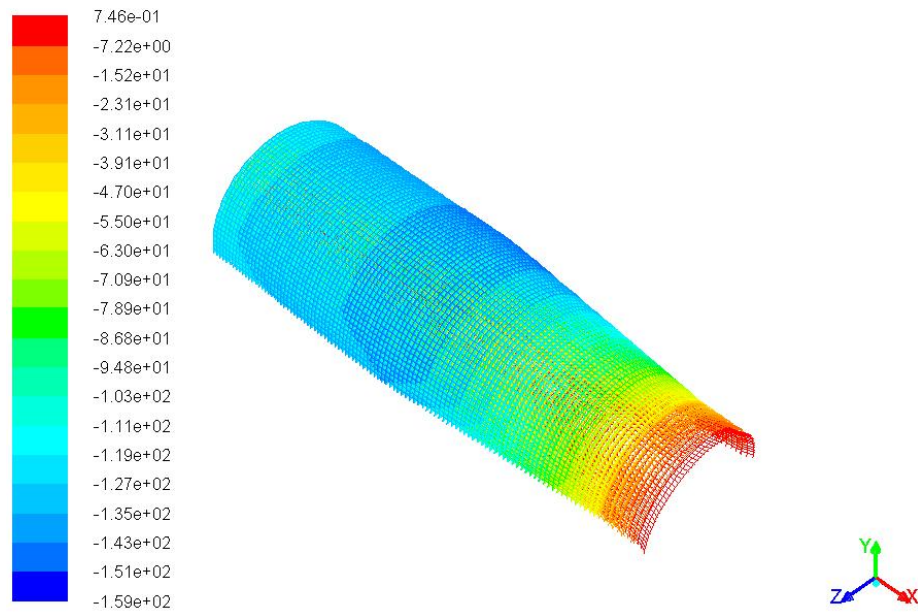


Figura 5.15 - Distribuição de pressão de estagnação no Túnel, para escoamento viscoso, em [Pa].

A pressão de estagnação na secção de entrada ronda os 101,293 kPa, sendo que para a secção de saída a mesma ronda os 101,173 kPa.

À imagem do escoamento não viscoso, é também apenas apresentada a componente em X da velocidade para escoamento viscoso, sendo que as demais componentes foram desprezadas. Na figura 5.16 é apresentada a componente em X da velocidade para escoamento viscoso, com modelo de turbulência padrão k-ε.

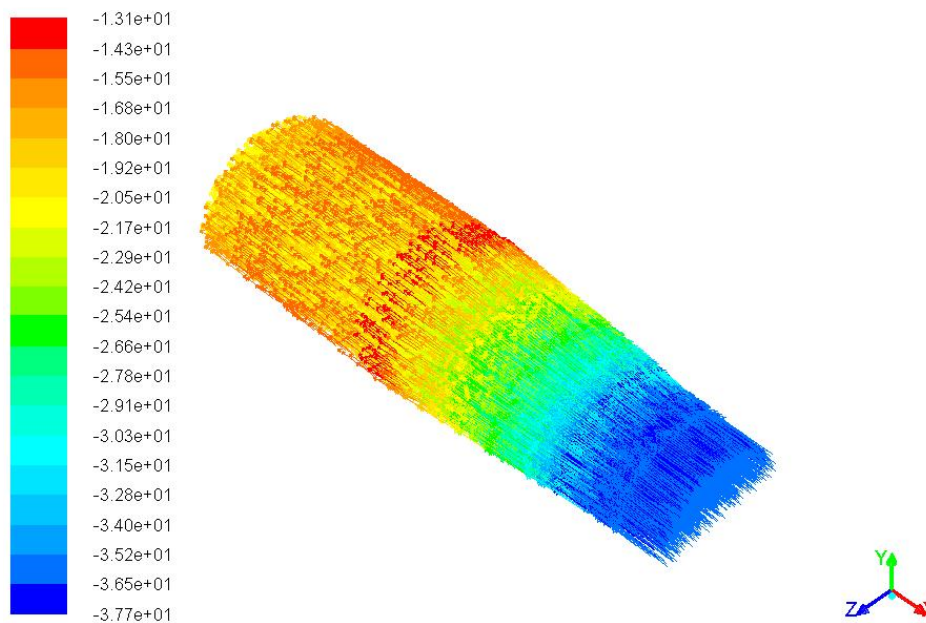


Figura 5.16 - Valores de velocidades na direcção longitudinal, para escoamento viscoso, em [m/s].

O módulo máximo da velocidade do escoamento, apresentado na figura 5.16, ocorre no interior do estator de estabilização e é aproximadamente igual a 37 m/s. Este valor decresce no sentido do escoamento. Novamente, o sinal negativo surge devido ao facto do escoamento ocorrer no sentido oposto ao eixo X.

Para obter uma melhor precisão nos resultados optamos por refinar a malha, tendo aumentado o número de elementos e nós para 1.451.739 e 343.713, respectivamente. Como era de se esperar, esta simulação teve um tempo de duração maior (2h30 CPU) em relação a anterior (10 min CPU). Assim sendo, na figura 5.17 é apresentada a distribuição de velocidades do escoamento.

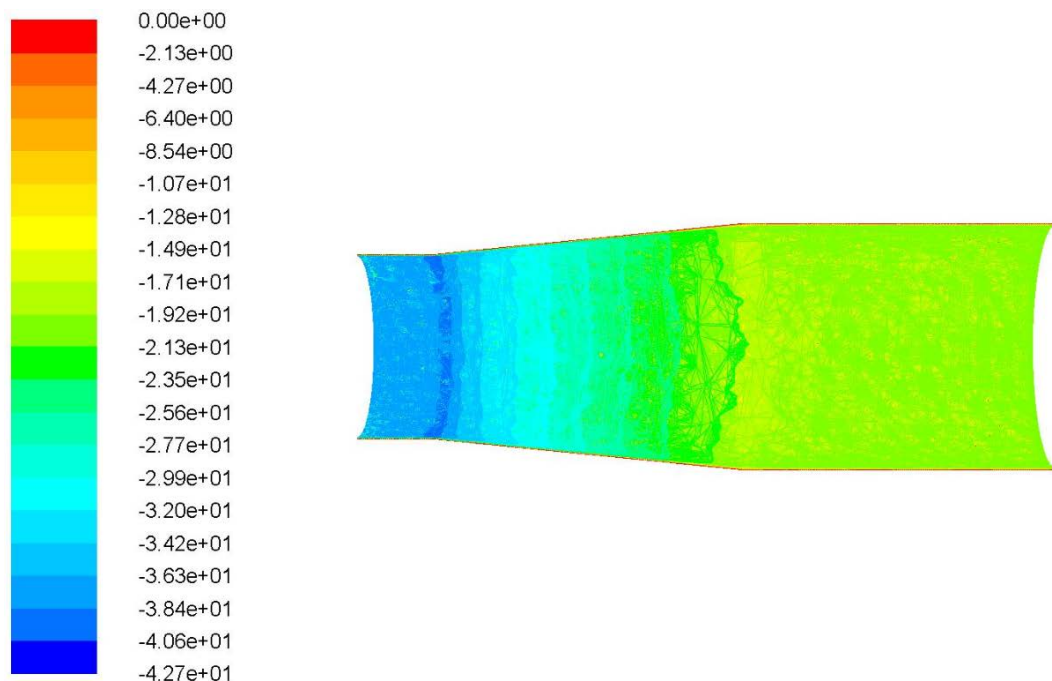


Figura 5.17 - Valores de velocidades na direcção longitudinal (simulação 3), para escoamento viscoso, em [m/s].

Através da figura 5.17 é possível verificar que a velocidade do escoamento na entrada ronda os 38 m/s; este valor corresponde a um desvio de 2,63% em relação ao valor obtido durante a simulação computacional anterior para escoamento viscoso (37 m/s). O perfil de velocidade no interior da secção de entrada (parte azul do modelo) é típico do escoamento turbulento completamente desenvolvido. Verifica-se maior turbulência no interior do elemento divergente (zona verde), devido a separação da camada limite. Essa turbulência é arrastada por convecção para a secção de saída. Como seria de esperar a velocidade junto a parede é nula (zona vermelha do modelo), devido as condições de aderência do escoamento.

Com os valores de velocidade do escoamento, são igualmente apresentadas as distribuições de pressões dinâmica e de estagnação nas figuras 5.18 e 5.19, respectivamente.

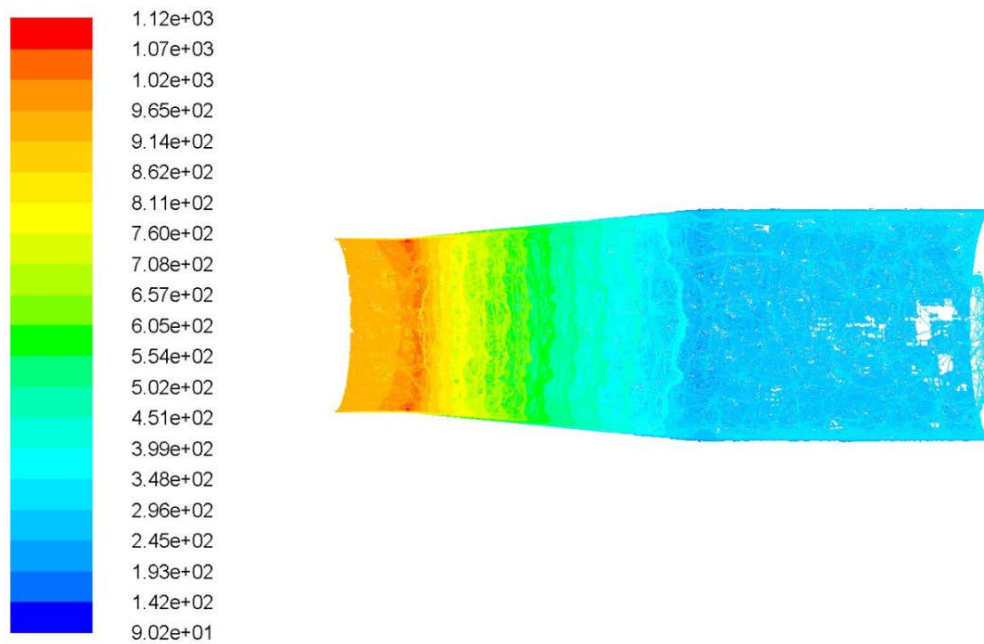


Figura 5.18 - Distribuição de pressão dinâmica no Túnel (simulação 3), para escoamento viscoso, em [Pa].

Na simulação para escoamento viscoso realizado anteriormente, a pressão dinâmica a entrada é de 822 Pa (Fig. 5.14). Nesta última simulação o valor encontrado é 965 Pa, o que corresponde a um desvio de 14,8% em relação ao valor anterior. O aumento de secção no elemento divergente proporciona uma perda de energia na direcção do escoamento, que esta associada ao deslocamento da camada limite.

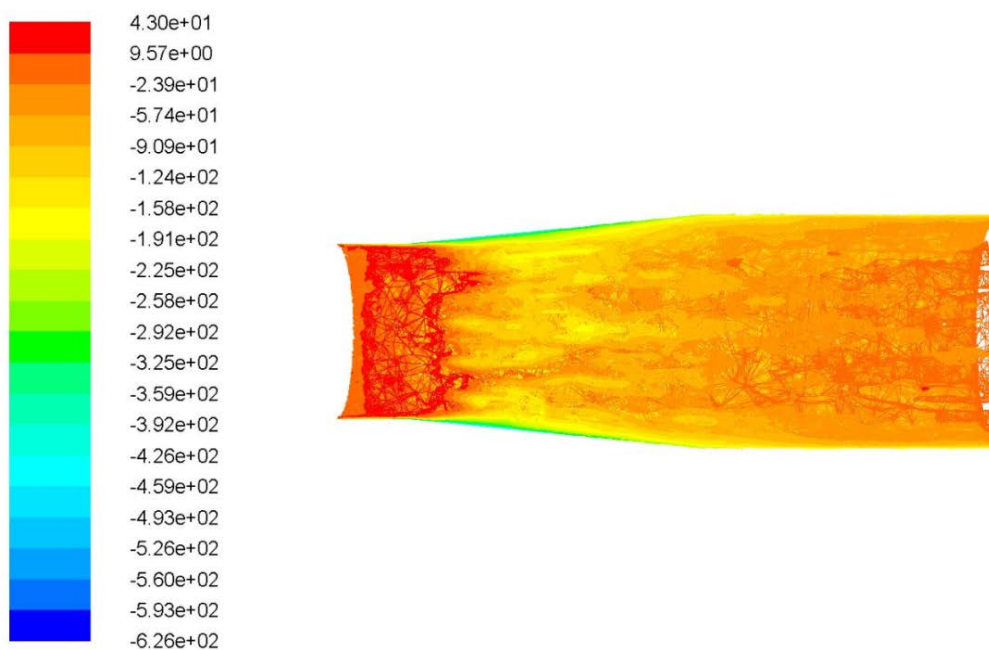


Figura 5.19 - Distribuição de pressão de estagnação no Túnel (simulação 3), para escoamento viscoso, em [Pa].

Na figura 5.19 observa-se que a camada limite é pouco desenvolvida no interior da secção de menor dimensão. Esta desenvolve-se substancialmente ao longo do elemento divergente. Observa-se ainda uma difusão intensa da quantidade de movimento, por acção viscosa, que culmina com a estabilização do perfil de velocidades na secção final do Túnel, tal como pode ser observado na figura 5.17.

A realização da simulação computacional para escoamento viscoso e para escoamento não viscoso, permitiu-nos efectuar um paralelo com os resultados obtidos nos dois ensaios realizados. Os valores da distribuição de pressões estáticas relativas obtidos nos ensaios (tabela 4.7) estão próximos dos valores obtidos nas simulações computacionais (Fig. 5.9 e 5.13). A título de exemplo, a pressão estática absoluta obtida nos ensaios através da tomada B é de 100,723 kPa e, na mesma secção, o valor obtido na simulação para escoamento viscoso é quase 100,427 kPa. Isto corresponde a um desvio de 0,294%. Para escoamento não viscoso o valor da pressão estática absoluta obtida através da simulação é quase 100,428 kPa, o que corresponde a um desvio de 0,293% relativamente ao valor experimental.

Através das figuras 5.9 e 5.13 é possível verificar a presença de um gradiente de pressão adverso, caracterizado pelo aumento da pressão e diminuição da velocidade no sentido oposto ao eixo longitudinal (X). Este gradiente contribui para a diminuição da velocidade das partículas do fluido.

As perdas de energia que ocorrem devido a factores como a turbulência do regime de escoamento e eventuais fugas na instalação são quantificadas pela diferença de pressão de estagnação entre a entrada e a saída do Túnel. Para o escoamento não viscoso, de acordo com a figura 5.11, as pressões de estagnação à entrada e à saída são respectivamente 101,305 kPa e 101,260 kPa. Assim sendo, para escoamento não viscoso, o valor das perdas na instalação é 45,7 Pa. Ao passo que para escoamento viscoso (Fig. 5.15) os valores das pressões de estagnação à entrada e à saída são 101,293 kPa e 101,173 kPa, respectivamente, correspondendo a 120 Pa de perdas. Como se pode ver, as perdas de pressão no escoamento viscoso são maiores. Isto ocorre pelo facto de que no escoamento viscoso há presença de tensões viscosas, responsáveis por originar uma taxa de deformação ao elemento fluido, representadas através do termo viscoso da equação de Navier-Stokes.

A velocidade do escoamento na secção de entrada, obtida através da simulação computacional, é aproximadamente igual a 35,5 m/s para escoamento não viscoso (Fig. 5.12) e 37 m/s para o escoamento viscoso (Fig. 5.16). Nos ensaios 1 e 2 as velocidades nesta secção são respectivamente 16,860 m/s e 15,088 m/s (tabelas 4.4 e 4.10). A diferença entre os valores das velocidades medidas na secção de entrada (tabelas 4.4 e 4.10) e os valores obtidos a partir das simulações (Fig. 5.12 e 5.16) é considerável. Um dos factores que contribuiu para esta diferença foi o facto de que durante as medições à entrada do Túnel a

sonda foi posicionada quase na parte de fora desta secção. Contrariamente ao software utilizado, que considera exactamente a secção de entrada do Túnel.

Para a secção de saída, as velocidades das simulações realizadas são aproximadamente iguais a 19,8 m/s para o escoamento não viscoso (Fig. 5.12) e 14,13 m/s para o escoamento viscoso (Fig. 5.16). Na mesma secção, as velocidades das medições foram 10,584 m/s no ensaio 1 (tabela 4.6) e 10,004 m/s no ensaio 2 (tabela 4.12). A disparidade entre os valores dos ensaios e das simulações em parte justifica-se pelo facto de que as medições experimentais foram realizadas a jusante do rotor do ventilador. Contrariamente aos valores das simulações computacionais, onde não é considerado o elemento rotor.

Os caudais mássicos obtidos nos dois ensaios foram comparados aos obtidos nas simulações computacionais. Na tabela 5.4 estão apresentados os valores destes caudais mássicos e as suas respectivas origens.

Tabela 5.4: Caudais mássicos.

Caudal mássico [$\frac{kg}{s}$]	Simulação para escoamento não viscoso		Simulação para escoamento viscoso		Ensaio 1		Ensaio 2	
	Entrada	Saída	Entrada	Saída	Entrada	Saída	Entrada	Saída
	6,170	6,170	6,343	6,343	5,319	5,161	5,204	5,464

Para a secção de entrada, o caudal mássico obtido através do ensaio 1 apresenta um desvio de 13% em relação ao caudal mássico obtido através da simulação para o escoamento não viscoso e 16% em relação simulação computacional para escoamento viscoso. Ao passo que o caudal mássico à saída, no ensaio 1, apresenta um desvio de 16% em relação ao valor da simulação para o escoamento não viscoso e 19% para escoamento viscoso.

No ensaio 2, o caudal à entrada tem um desvio de 16% em relação ao valor da simulação para escoamento não viscoso e 18% em relação ao escoamento viscoso. Para os caudais à saída, esta diferença é de 11% e 14% para escoamentos não viscoso e viscoso, respectivamente.

De modo geral, a realização das simulações computacionais visa validar os dados obtidos através dos ensaios da instalação e identificar os valores de pressões e velocidades em zonas de difícil acesso em ambiente experimental. As diversas simulações realizadas serviram de suporte para o projecto e desenvolvimento de um Túnel de vento para ensaios de Turbomáquinas, a funcionar no laboratório *fluidslab* da UBI.

Conclusão

O presente trabalho consistiu na montagem e ensaio de um Túnel aerodinâmico em aço, de secção circular, de baixa velocidade (37 m/s). A instalação montada no *fluidslab* consiste num Túnel de vento composto por uma secção de admissão, um estator de estabilização, uma tubeira divergente e um elemento cilíndrico de secção constante, que está acoplado a um ventilador de 2,94 kW e respectiva tubeira de descarga. O Túnel funciona por sucção, sendo que a Turbomáquina a ensaiar deve ser acoplada na secção de entrada (secção A). Deste modo, haverá pouca perturbação do escoamento na zona de teste.

O corpo principal do Túnel está apoiado em duas estruturas de aço projectadas e fabricadas durante a elaboração do presente trabalho, com o auxílio do software Solidworks® 2013. Está previsto, no futuro, proceder a união dessas duas estruturas através de duas vigas em aço. Está em curso o projecto de mais uma tubeira de secção constante, que irá permitir a adição de um segundo ventilador ao sistema de propulsão do Túnel. Assim que este elemento for construído e instalado, estaremos em condições de reposicionar e fixar as estruturas de apoio. Por outro lado, a fabricação dos elementos de apoio em madeira (Fig. 3.2) e das barras de aço (Fig. 3.5) fazem parte de uma série de actividades previstas para o acabamento final da instalação.

Com vista a aperfeiçoar os sistemas de medição e calibração da instalação, está também em curso a fabricação de um anel em madeira do tipo MDF, com uma abertura lateral que facilita a entrada e posicionamento da sonda Prandtl. Este anel será posicionado entre o elemento 1 e o elemento 2 do Túnel, permitindo deste modo uma melhor caracterização do escoamento na secção de entrada. Em termos práticos isto permite corrigir as medições anteriormente realizadas, uma vez que foram efectuadas ligeiramente fora da secção de entrada.

Para obter as características essenciais da instalação foram determinados os números de Reynolds e Mach nas secções de entrada e saída do Túnel. O número de Mach à entrada varia entre 0,044 e 0,049, sendo que à saída este está entre 0,0268 e 0,027. O número de Reynolds à entrada varia entre $6,03 \times 10^5$ e $6,74 \times 10^5$; para a secção de saída os valores estão entre

$4,91 \times 10^5$ e $5,03 \times 10^5$. Uma constatação importante é, desde logo, que o escoamento no Túnel é turbulento desenvolvido.

A velocidade do escoamento na secção de entrada do Túnel varia entre 35,2 m/s e 37 m/s. A pressão estática absoluta na zona entre o elemento 1 e 2 é de 100,723 kPa, ao passo que na zona entre o elemento 2 e 3 a pressão é de 101,006 kPa. As perdas de energia, traduzidas em perdas de pressão de estagnação na instalação, estão na ordem dos 120 Pa (0,12% da pressão total à entrada). Como se poder ver a perda de energia ao longo da tubeira é pequena, graças ao baixo valor do ângulo de abertura do difusor ($5,6^\circ$).

Uma vez que não tínhamos um variador de velocidade disponível, não efectuamos o ensaio da instalação para diferentes velocidades do ventilador. Este facto impossibilitou a dedução das curvas característica da instalação, bem como a apresentação dos perfis de velocidade em diferentes condições de funcionamento do ventilador.

Após termos realizado o ensaio experimental do Túnel aerodinâmico, procuramos validar os resultados obtidos com o auxílio do software Fluent® 2016. Neste contexto, foram realizadas simulações computacionais para escoamento não viscoso e para escoamento viscoso. Para o escoamento viscoso, utilizou-se o modelo de turbulência k- ϵ . Atendendo a que o escoamento é alinhado com a geometria do modelo, utilizaram-se malhas estruturadas com elementos quadriláteros. As condições impostas nas fronteiras do nosso modelo computacional são aquelas que foram obtidas através dos ensaios experimentais da instalação. A simulação computacional realizada permitiu obter as distribuições de pressão estática, pressão dinâmica, de pressão de estagnação e de velocidade em várias secções, ao longo do Túnel. Através da figura 5.17 foi possível visualizar maior turbulência na zona do elemento divergente, causada pela separação da camada limite. Isto não prejudica a nossa instalação, uma vez que toda a turbulência é arrastada para o ventilador e expelida para fora do Túnel. Deste modo teremos uma secção de entrada com escoamento pouco perturbado.

O ponto culminante das simulações realizadas e do trabalho de calibração resulta da comparação entre os valores do caudal mássico obtidos na simulação computacional e os determinados através dos ensaios experimentais. O caudal da instalação é aproximadamente igual a 5,464 kg/s. Este valor corresponde ao caudal experimental que apresenta menor desvio (14%) em relação ao valor de caudal obtido através da simulação para escoamento viscoso.

De um modo geral, o nosso Túnel de Vento reúne condições para ensaios de turbinas a ar em regime de escoamento turbulento subsónico. Para além disso, está em curso o projecto e fabricação de diversos elementos (já referenciados) que permitirão melhorar a eficácia da Instalação.

Bibliografia

1. F. M. Roque (2011): Contribuição para o desenvolvimento de túnel de vento para o ensaio de coroas de pás de Turbomáquinas, tese de mestrado, Universidade da Beira Interior, Covilhã.
2. S. Okamoto, Wind tunnels, Ed. S.Croatia: Okamoto, 2011.
3. J. C. Lerner, U. Boldes, Wind Tunnels and experimental fluid dynamics research, Ed. Intech, Croatia, 2011.
4. J. D. Pereira, Wind tunnels - Areodynamics, models and experiments, Ed. Justin D. Pereira, Nova York, 2011.
5. M. A. Gonzalez, N. Ahmed, J. N. Libii, Y. Yokoi & A. M. Souza, Wind tunnel designs and their diverse engineering applications, Ed. Croatia: N. A. Ahmed, 2013.
6. J.B. Barlow, W. H. Rae & A. Pope, Low speed wind tunnel testing, 3rd ed, 1999.
7. J. Green & J. Quest (2011): A short history of the European transonic wind tunnel ETW, progress in Aerospace Sciences, p. 319-368, Germany.
8. C. Meher: The Historical Evolution of Turbomachinery, Proceeding of the 29thTurbochinery Symposium, p. 281 - 322, California.
9. J. Bretheim, E. Bardy (2012): A Review of Power-Generating Turbomachines, proceeding of the 2012 ASEE North Central Section Conference, p. 1 - 15, Pennsylvania.
10. N. Zawodny & H. Haskin (2017): Small propeller and rotor testing capabilities of the NASA Langley low speed aeroacoustic wind tunnel, American Institute of Aeronautics and Astronautics, p. 1 - 17, USA.
11. D. M. Elliott (2012): Initial investigation of the acoustics of a counter-rotating open rotor model with historical baseline blades in a low-speed wind tunnel, p. 1 - 22, USA.
12. J. Bell (2015): Advancing Test Capabilities at NASA Wind Tunnels, Presentation for the 32nd Annual International Test and Evaluation Symposium, p. 1 - 24.
13. M. Talavera, F. Shu (2017): Experimental study of turbulence intensity influence on wind turbine performance and wake recovery in a low-speed wind tunnel, Renewable Energy, p. 363 - 371, New Mexico State University, USA.
14. D. Corriveau & S. a. Sjolander (2002): Impact of Flow Quality in Transonic Cascade Wind Tunnels, ICAS Congress, p. 1 - 13, Ottawa, Canada.

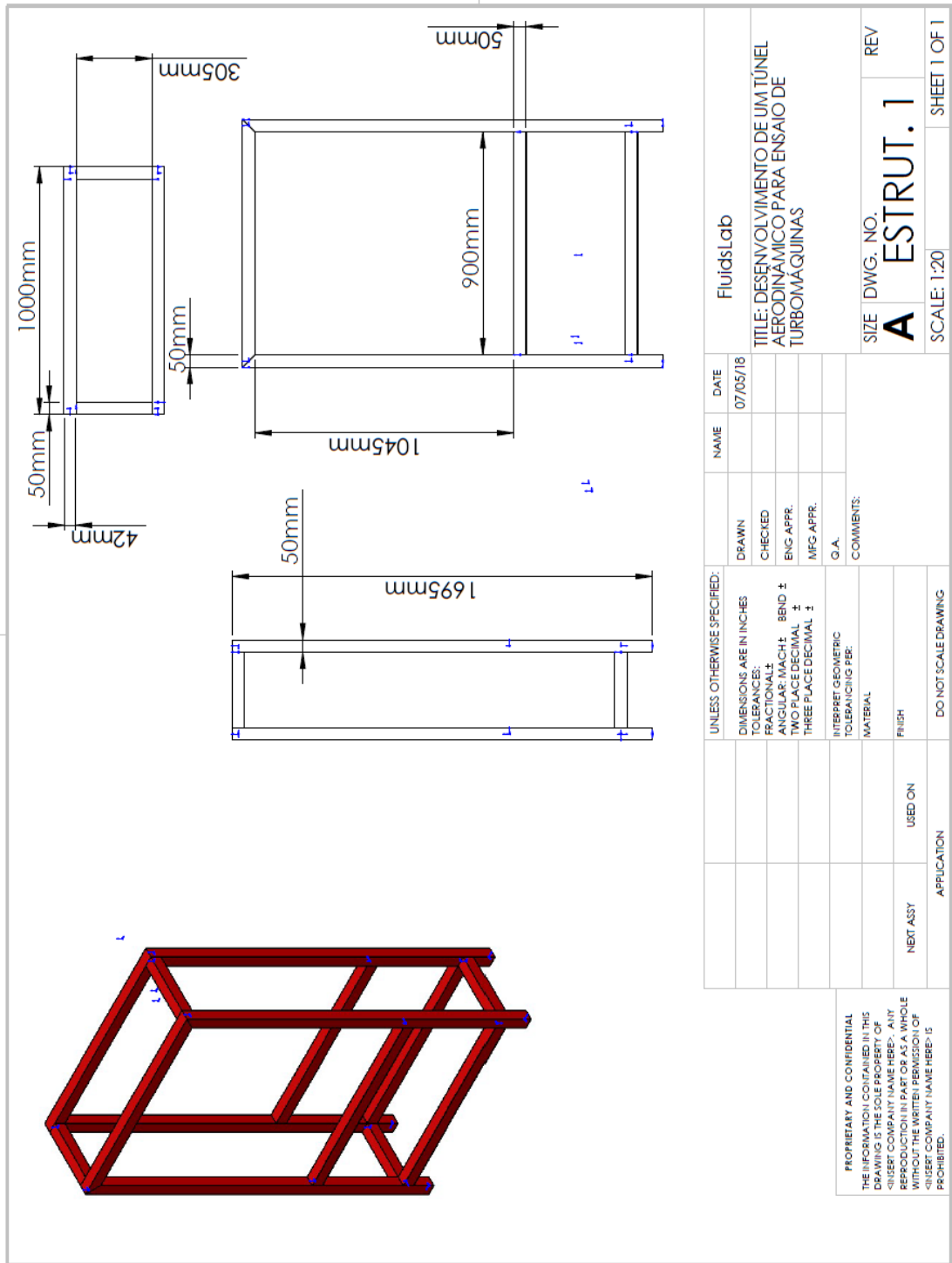
15. K. David, J. Gorham, S. Kim, P. Miller & C. Minkus(2006): Aeronautical wind tunnels Europe and Asia, a report prepared by the Federal Research Division, Library of Congress, pp. 364, Washington. D. C, U.S.A.
16. R. Shaw, A. Lewkowicz& J. Gostelow(1966): Measurement of Turbulence in the Liverpool University Turbomachinery Wind Tunnels and Compressor, Aeronautical Research Council, p. 1 - 17, Liverpool. .
17. I.Hussain, M. Majeed, A. Ali & W. Sarsam (2011): Design, Construction and Testing of Low Speed Wind Tunnel with Measurement and Inspection Devices, Journal of Engineering, p.2 - 16, Baghdad.
18. I. Hussain & A. Ali (2014): Testing and Commissioning of a Low-Speed Wind Tunnel (LSWT) Test Section, Journal of Engineering, p. 106 - 125, Baghdad
19. I. Bayati, M. Belloli, L. Bernini & A. Zasso (2017): Aerodynamic design methodology for wind tunnel tests of wind turbine rotors, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamic, p. 217 - 227, Italy.
20. E.Zanoun (2017): Flow characteristics in low-speed wind tunnel contractions: simulation and testing, Alexandria engineering journal, p. 1 -13, Egypt.
21. F.M.White, Fluid Mechanics, 6th ed., Ed. New York, USA: McGraw-Hill bookman, 2007.
22. J. Tu, G. Yeoh &C.Liu, Computational Fluid Dynamics, 2nd ed., Ed. Elsevier Ltd, 2013.

Lista de websites consultados

- A.1 <http://www.grc.nasa.gov/WWW/K-12/WindTunnel/history.html>
- A.2 <http://www.grc.nasa.gov/WWW/K-12/airplane/wrights/test1901.html>
- A.3 <http://nyethermodynamics.com/primer/index.html>
- A.4 <http://gasturbineworking.blogspot.com/2011/04/>
- A.5 <https://www.sheffield.ac.uk/mecheng/staff/rhowell2>
- A.6 <https://www.vki.ac.be/index.php/research-consulting-mainmenu-107/facilities-other-menu-148/low-speed-wt-other-menu-151/57-3meter-diameter-wind-tunnel-l-1>
- A.7 <https://www.vki.ac.be/index.php/research-consulting-mainmenu-107/facilities-other-menu-148/low-speed-wt-other-menu-151/64-adaptive-wall-wind-tunnel-ta-3>
- A.8 <http://www.vzlu.cz/en/a-wind-tunnel-for-turbo-machinery-purposes-c74.html#prettyPhoto>
- A.9 <https://www.chalmers.se/en/departments/m2/simulator-labs/labs/Pages/Chalmers-windtunnels.aspx>
- A.10 https://www.padtinc.com/blog/wp-content/uploads/2017/04/Advanced-Techniques-in-ANSYS-Meshing_Blog.pdf
- A.11 <https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/html/ug/node478.htm>

Anexos

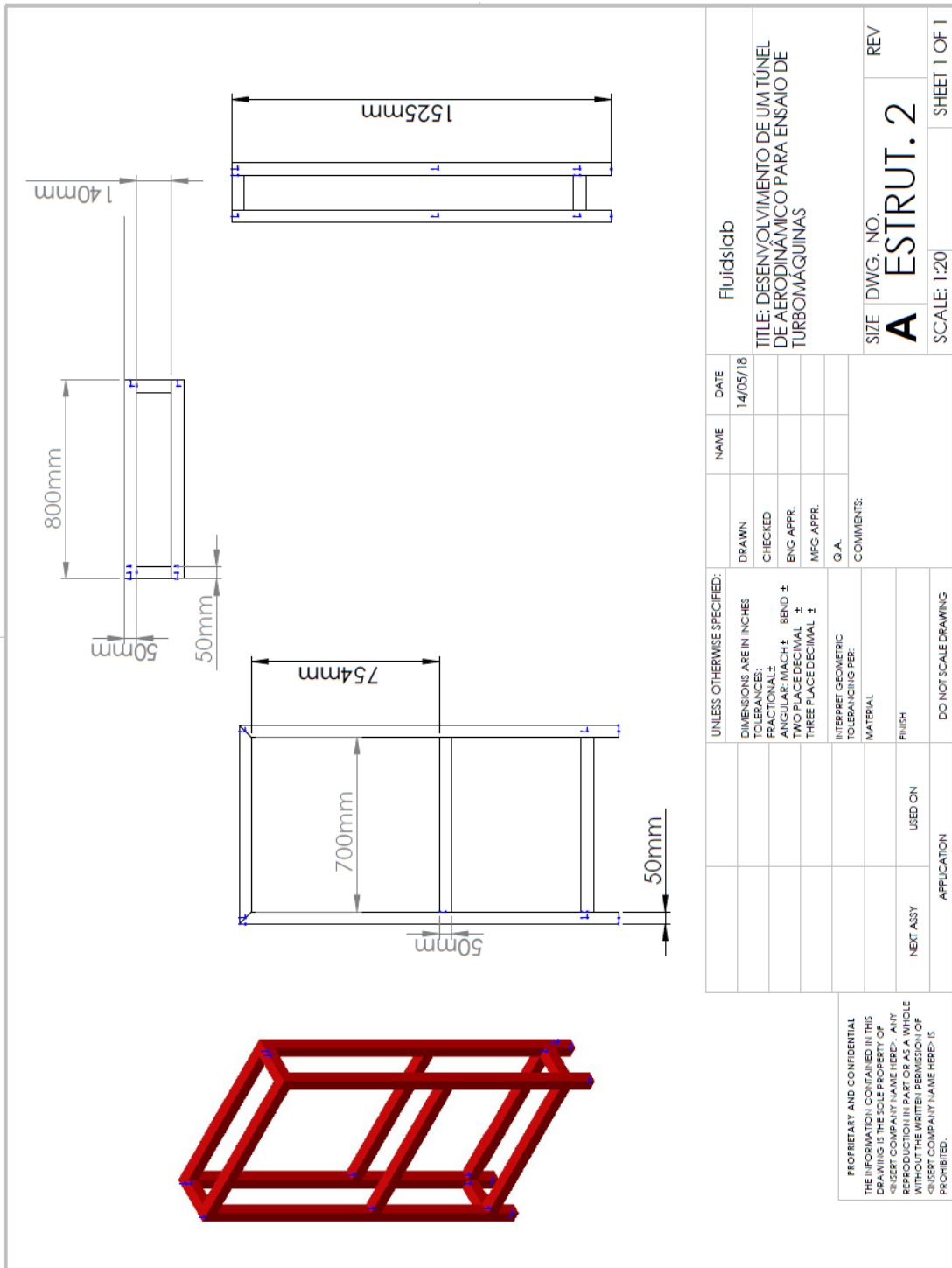
B1. Estrutura de apoio ao elemento divergente



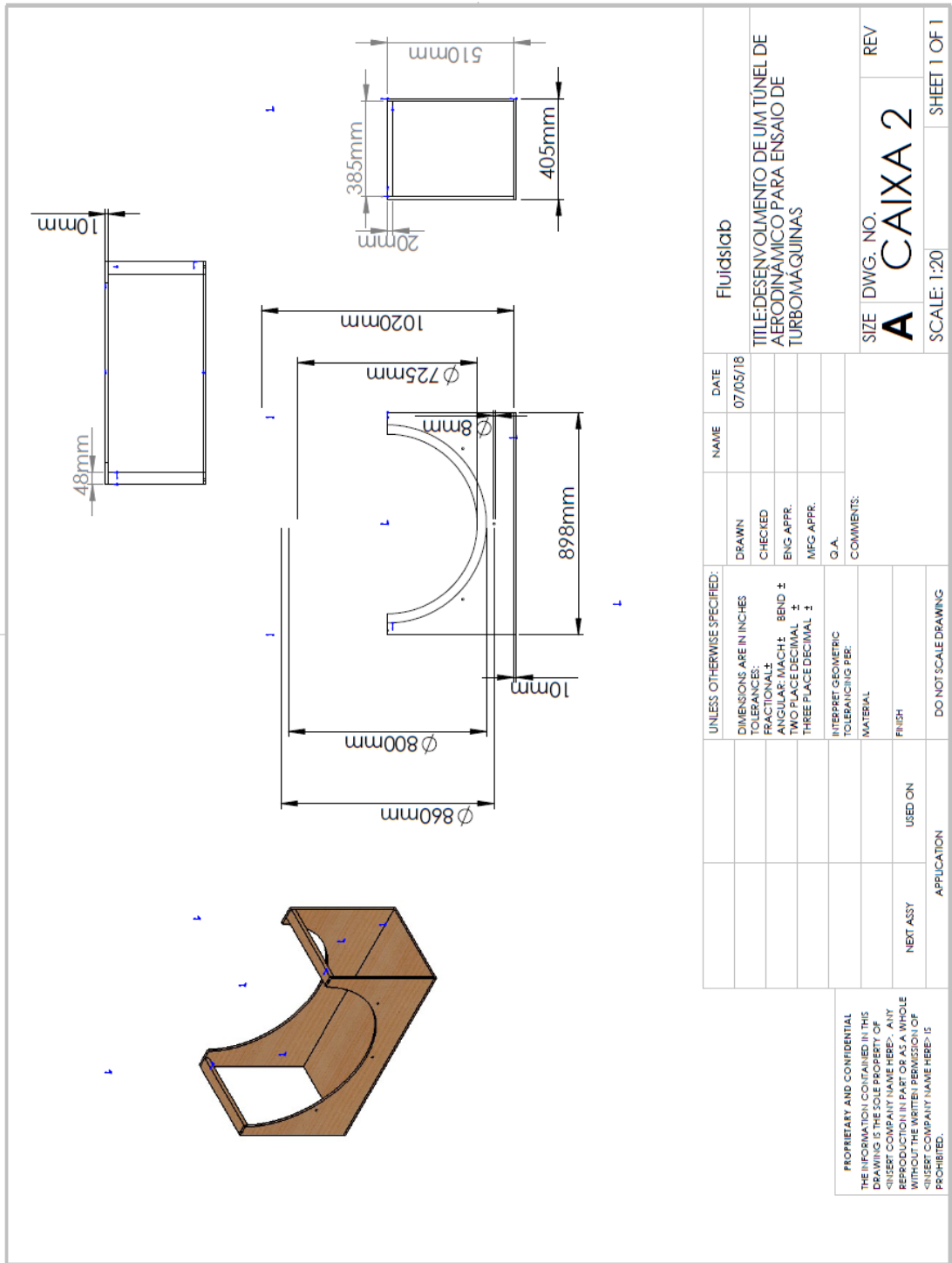
PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL
 THE INFORMATION CONTAINED IN THIS
 DRAWING IS THE SOLE PROPERTY OF
 <INSERT COMPANY NAME HERE>. ANY
 REPRODUCTION OR TRANSMISSION OF
 THIS DRAWING WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF
 <INSERT COMPANY NAME HERE> IS
 PROHIBITED.

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:		DRAWN	NAME	DATE	FluidsLab
DIMENSIONS ARE IN INCHES		CHECKED		07/05/18	
TOLERANCES:		ENG. APPR.			
FRACTIONAL: ±		MFG. APPR.			
ANGULAR: MACH: ± BEND ±		G.A.			
TWO PLACE DECIMAL ±		COMMENTS:			
THREE PLACE DECIMAL ±		MATERIAL			
INTERPRET GEOMETRIC TOLERANCING PER:		FINISH			
NEXT ASSY		USED ON			
APPLICATION		DO NOT SCALE DRAWING			
TITLE: DESENVOLVIMENTO DE UM TUNEL AERODINAMICO PARA ENSAIO DE TURBOMAQUINAS		SIZE DWG. NO.	REV		
A		ESTRUT. 1		SCALE: 1:20	
SHEET 1 OF 1					

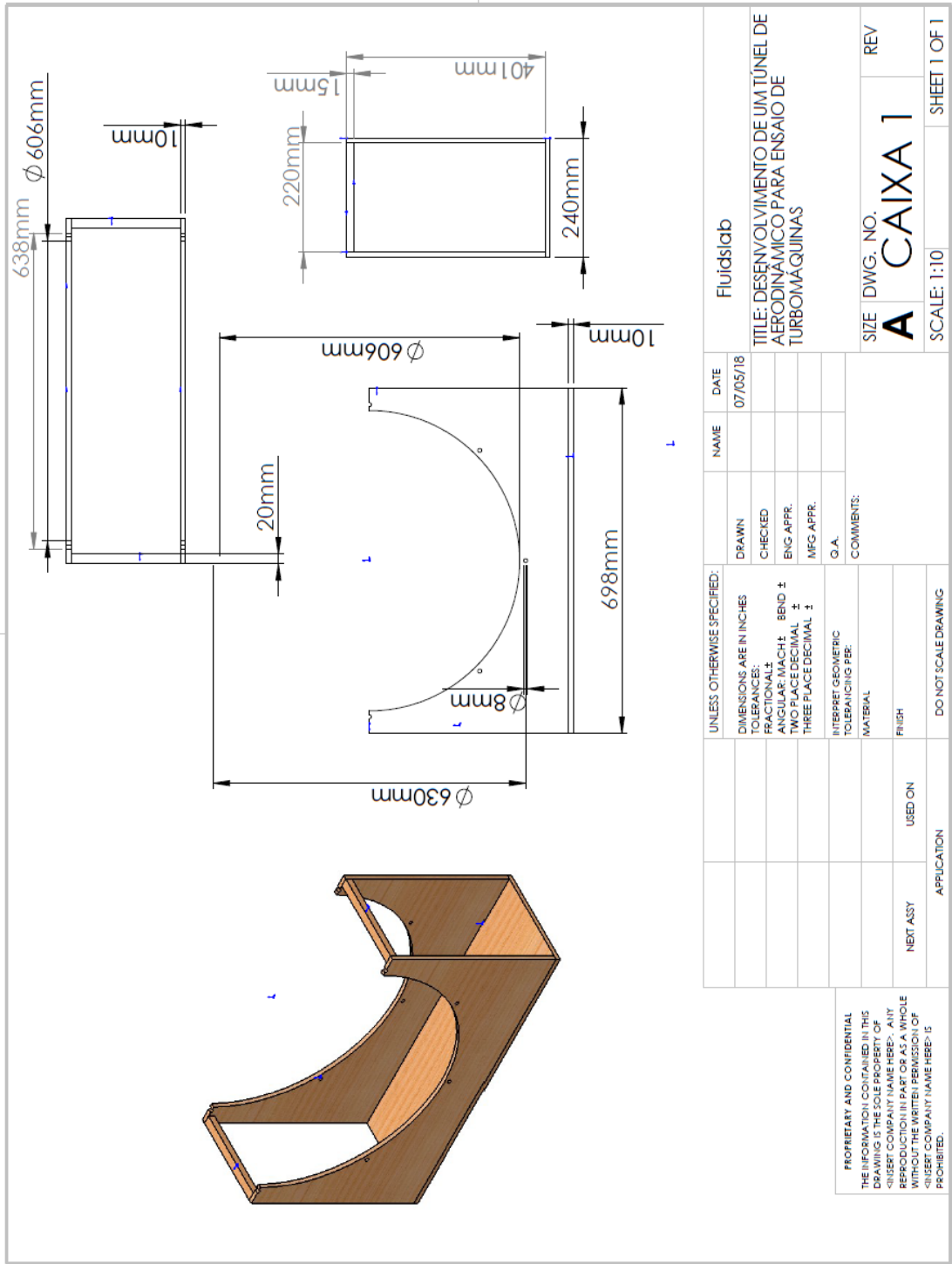
B2. Estrutura de Apoio ao estator de estabilização



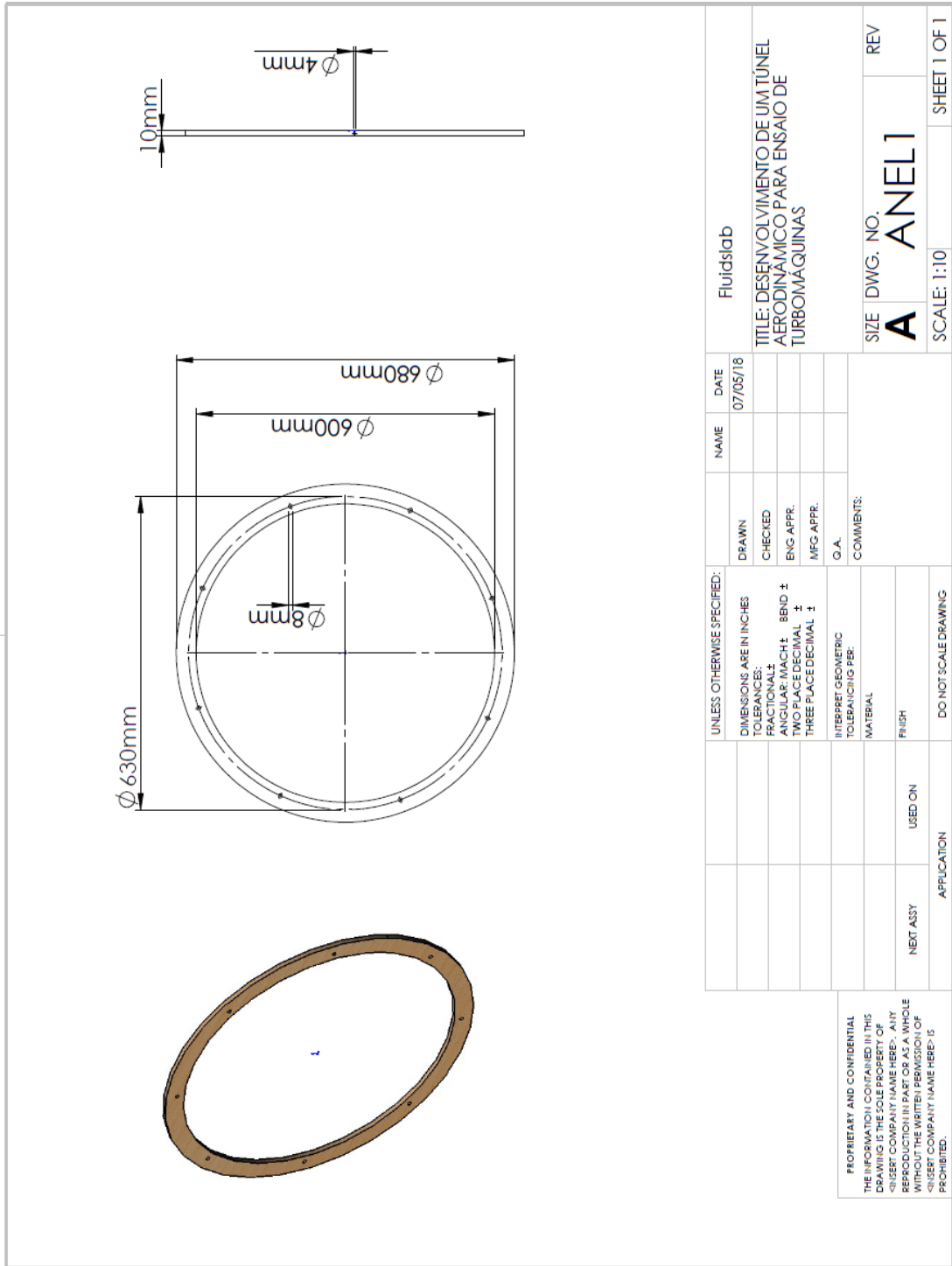
B3. Apoio em madeira para o elemento divergente



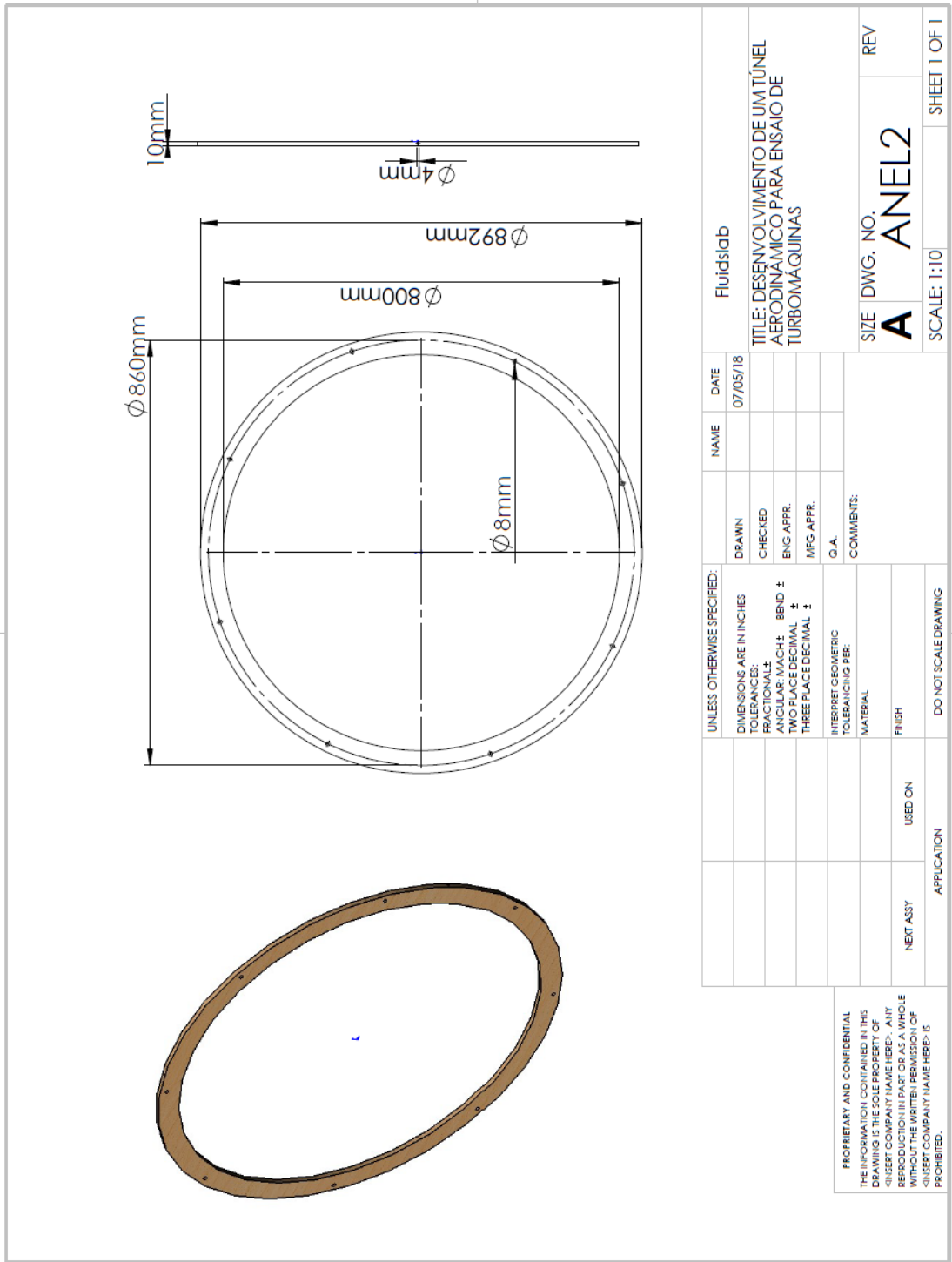
B4. Apoio em madeira para o estator de estabilização



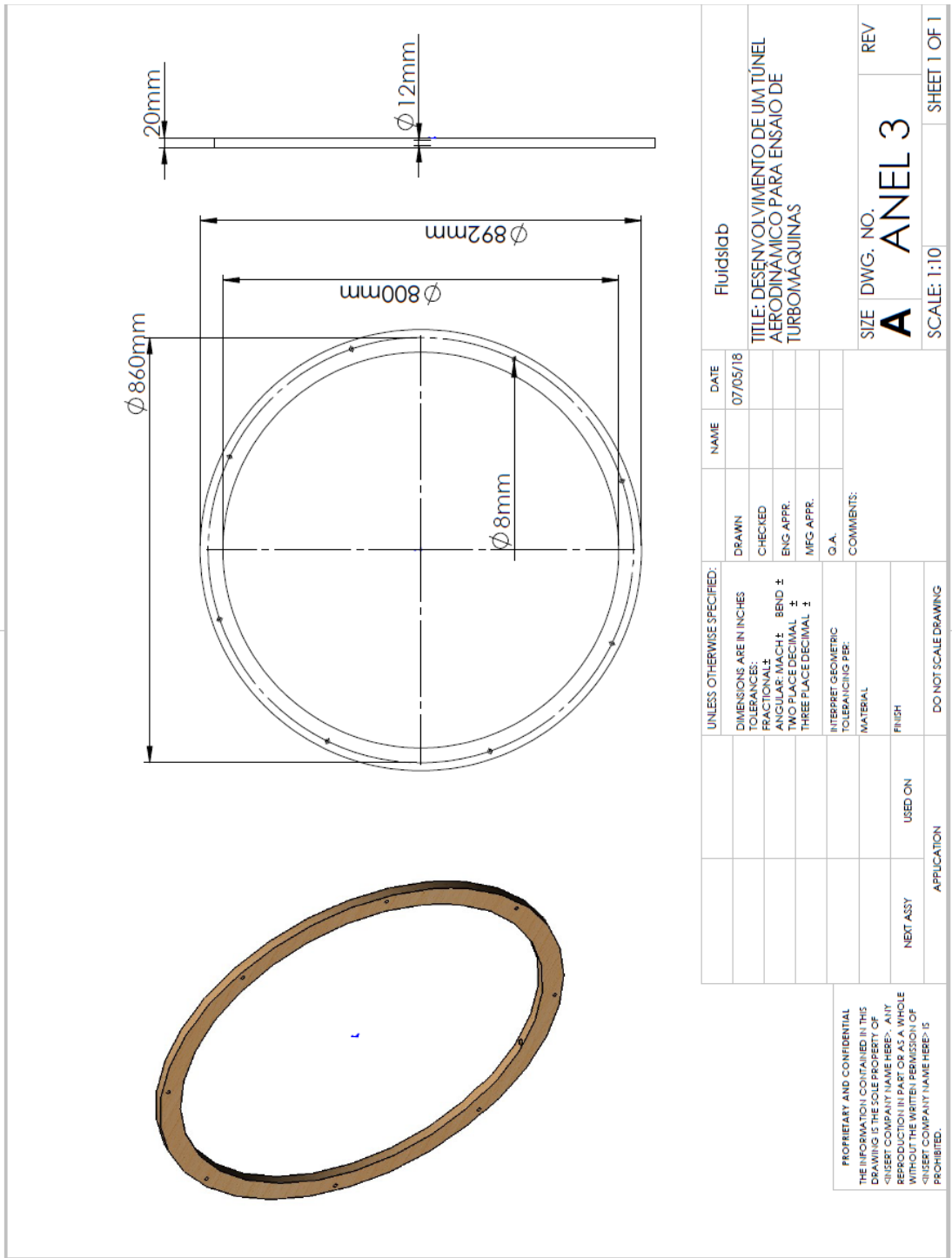
B5. Anel que liga o estator de estabilização ao elemento divergente



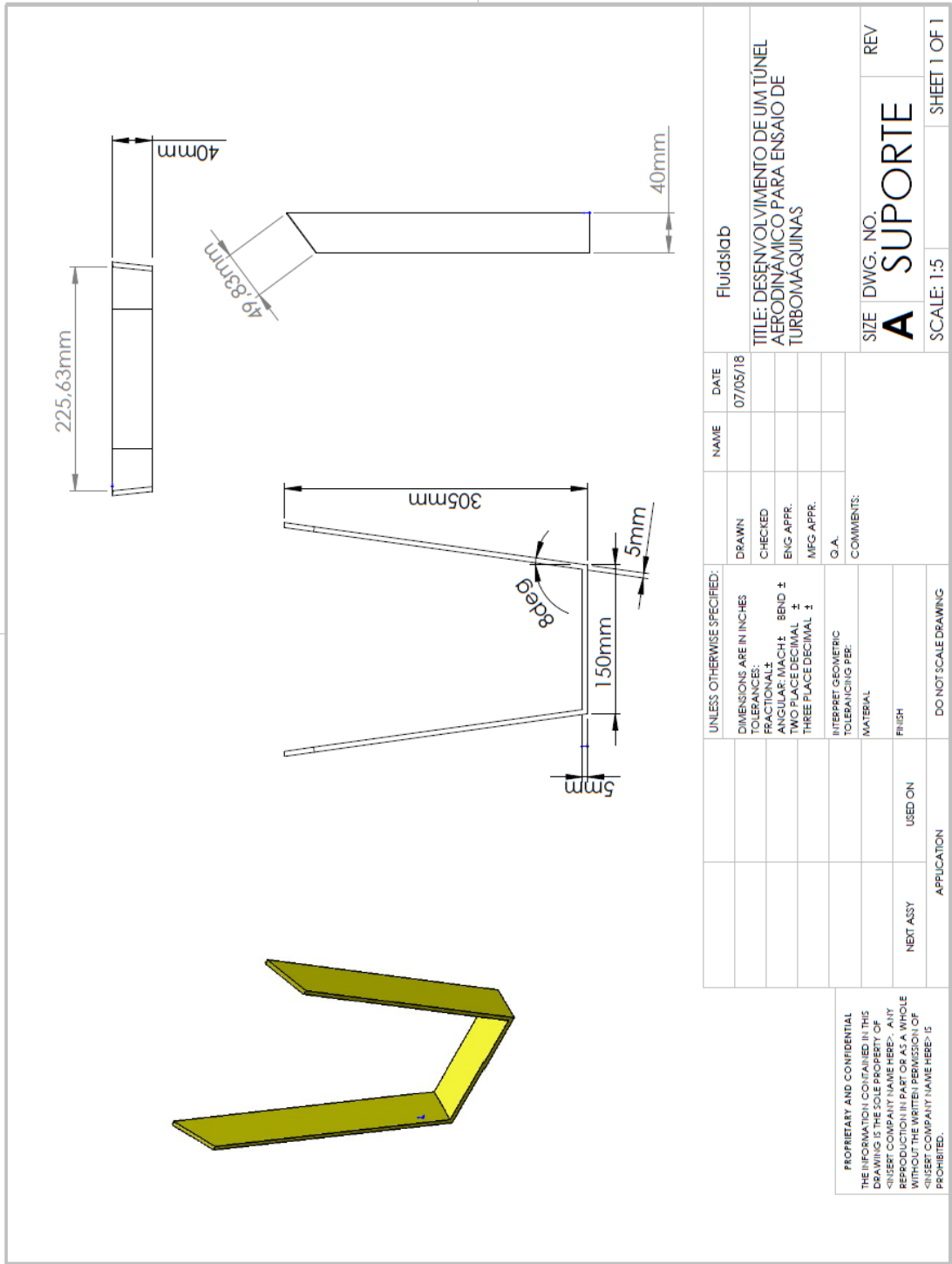
B6. Anel que liga o divergente a tubeira constante



B7. Anel entre a tubeira constante e o ventilador



B8. Suporte do ventilador



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:		NAME	DATE	Fluidslab
DIMENSIONS ARE IN INCHES		DRAWN	07/05/18	
TOLERANCES:		CHECKED		
FRACTIONAL: ±		ENG APPR.		
ANGULAR: MACH: ±		MFG APPR.		
TWO PLACE DECIMAL: ±		G.A.		
THREE PLACE DECIMAL: ±		COMMENTS:		
INTERPRET GEOMETRIC TOLERANCING PER:				
MATERIAL:				
FINISH:				
NEXT ASSY	USED ON			
APPLICATION				
DO NOT SCALE DRAWING				
<p>PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL</p> <p>THE INFORMATION CONTAINED IN THIS DRAWING IS THE SOLE PROPERTY OF [INSERT COMPANY NAME HERE]. ANY REPRODUCTION OR TRANSMISSION OF THIS DRAWING WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF [INSERT COMPANY NAME HERE] IS PROHIBITED.</p>				
TITLE: DESENVOLVIMENTO DE UM TUNEL AERODINAMICO PARA ENSAIO DE TURBOMÁQUINAS				
SIZE	DWG. NO.	REV		
A	SUPORTE			
SCALE: 1:5				SHEET 1 OF 1

B9. Barra de aço

