

**Melhoramento do Túnel Aerodinâmico Utilizado pela
Empresa João de Deus & Filhos S.A.**

Eduardo Queiroga Dunões

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

Engenharia Mecânica

Orientadores: Prof. José Maria Campos da Silva André

Júri

Presidente: Prof. Carlos Frederico Neves Bettencourt da Silva

Orientador: Prof. José Maria Campos da Silva André

Vogal: Dr. Fernando Virgílio Pires de Oliveira

Dezembro 2018

Agradecimentos

Ao professor José Maria André pela disponibilidade, apoio e vasto conhecimento transmitido ao longo deste projeto.

À empresa JDEUS pela oportunidade dada, e a toda a equipa que me recebeu com simpatia e disponibilidade para ajudar. Um agradecimento especial ao Eng.º Fernando Oliveira, à Eng.ª Raquel Moura, ao Eng.º João Carvalho, ao Eng.º Luís Neves, à Célia Bento e ao Luís Pinguelo por todo o conhecimento partilhado e ajuda prestada.

Ao Sr. Pedro Teixeira pela disponibilidade e ajuda nos trabalhos práticos realizados nas oficinas do IST.

A toda a minha família, em especial à minha mãe, ao meu pai e à minha irmã pelo apoio incondicional ao longo destes anos académicos, estando sempre presentes quando precisei.

A todos os meus amigos que me acompanharam ao longo da vida e do meu percurso académico.

Resumo

O objetivo desta colaboração com a empresa JDEUS foi o de melhorar o banco de ensaios que a empresa utiliza para ensaiar *intercoolers*, com o foco de encontrar uma solução para medir com rigor a velocidade do escoamento de ar externo que atravessa os *intercoolers* ensaiados.

Através de uma análise à instalação e do tipo de testes ali realizados, chegou-se à conclusão que, devido a possíveis fugas a jusante da secção de teste, o melhor local para medir a velocidade do escoamento nesta instalação será antes deste incidir no *intercooler*. Foram analisados três métodos de medição: medição através de anemómetro de ventoinha, cálculo através da pressão dinâmica e medição recorrendo a anemómetros de elemento quente. Foi avaliada a utilização de anemómetros de elemento quente de baixo custo como possível solução. De forma a poderem ser utilizados com confiança, estes foram experimentados e calibrados num túnel de vento disponível no Instituto Superior Técnico.

Verificou-se que a aplicação de uma contração bem projetada, que direcione o escoamento à entrada da secção de teste do *intercooler*, é essencial, pois garante um escoamento com menor turbulência e um perfil de velocidades uniforme, permitindo a medição da velocidade numa secção a montante do *intercooler*.

A contração foi projetada e construída, e os dois métodos de medição de velocidade do escoamento referidos foram validados experimentalmente. Concluiu-se que a melhor solução para medir a velocidade do escoamento rigorosamente será a combinação dos dois métodos: anemómetro de elemento quente nas velocidades baixas e pressão dinâmica nas velocidades altas.

Palavras Chave

Túnel de vento

Velocidade do escoamento

Intercooler

Contração

Pressão dinâmica

Anemómetro de elemento quente

Abstract

The objective of this collaboration with JDEUS was the improvement of the test bench which the company uses to assess the performance of an intercooler, with focus on finding a way to measure with accuracy the air flow velocity passing externally across the tested intercooler.

Through the analysis of the installation and the type of tests there performed, due to possible air leaks after the test section, it was concluded that the best place to measure the air flow velocity should be before the flow reaches the intercooler. Three measurement methods were evaluated: measuring with a fan anemometer, computation through dynamic pressure and resorting to hot-element anemometers. The application of low-cost hot-element anemometers was evaluated as a possible solution. In order to be used with confidence, the anemometers were experimented and calibrated in a wind tunnel available at Instituto Superior Técnico.

It has been verified that the application of a well design contraction, which directs the flow at the entrance of the test section of the intercooler, is essential, allowing the flow velocity to be measure upstream the intercooler.

The contraction was designed and built, and the two measurement methods were validated experimentally. It was concluded that the best solution to measure the air flow velocity accurately will be a combination of the two methods: hot-element anemometer for low velocities and dynamic pressure for high velocities.

Keywords

Wind tunnel

Air flow velocity

Intercooler

Contraction

Dynamic pressure

Hot-element anemometer

Índice

Agradecimentos	i
Resumo	ii
Palavras Chave	ii
Abstract	iii
Keywords.....	iii
Lista de Tabelas	vi
Lista de Figuras	vii
Abreviaturas	ix
1. Introdução	1
1.1 Motivação e Objetivos	1
1.2 Contexto	2
1.2.1 João de Deus & Filhos S. A.	2
1.2.2 Intercooler	2
2. Estado da Arte.....	5
2.1 Bancos de Ensaio de <i>Intercoolers</i> e Radiadores	5
2.2 Métodos de Medição de Caudal.....	9
2.3 Condicionadores de Escoamento	10
2.3.1 Contrações	10
2.4 Propagação de Incertezas	11
3. Apresentação do Problema.....	12
3.1 Descrição do Túnel	12
3.1.1 Ensaio	15
3.1.2 Equipamento.....	17
3.2 Caracterização do Problema.....	18
4. Estratégia de Solução	20
4.1 Velocidade através da Pressão Dinâmica.....	21
4.1.1 Equipamento / Incerteza de Medição.....	25
4.2 Velocidade através de Fio Quente	27

4.2.1	Equipamento.....	28
4.2.2	Calibração.....	29
4.2.2.1	Túnel de Calibração	29
4.3	Desenvolvimento da Contração	33
4.3.1	Design.....	33
4.3.2	Fabrico.....	36
5.	Ensaio Experimentais.....	39
5.1	Calibração do Anemómetro de Elemento Quente.....	40
5.1.1	Incerteza do Anemómetro	44
5.2	Testes a “Frio”	47
5.3	Teste Completo	57
6.	Conclusões.....	63
7.	Sugestões para Trabalho Futuro.....	64
	Bibliografia.....	65
	Anexo A.....	67

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Exemplo de diferentes geometrias de intercoolers que o túnel tem de acomodar.	13
Tabela 2 - Exemplo dos parâmetros de entrada de um ensaio.	16
Tabela 3 - Instrumentação do banco de ensaios e gama de medições.	17
Tabela 4 - Valores de $\xi = f(\delta/Dh)$, para $b/Dh \geq 0,5$	23
Tabela 5 - Valores de $\xi = f(r/Dh)$	24
Tabela 6 - Características do transdutor de pressão diferencial.	25
Tabela 7 - Incerteza da medição da velocidade através da pressão dinâmica.	25
Tabela 8 - Incerteza na medição da velocidade no túnel de calibração projetado.	31
Tabela 9 - <i>Intercoolers</i> padrão e características relevantes ao estudo.	39
Tabela 10 - Velocidade do escoamento e respetiva perda de carga no <i>intercooler</i>	48
Tabela 11 – Medição da velocidade pelo método atual e através da pressão dinâmica.	48
Tabela 12 - Velocidade do ar externo obtida pelo método atual e através da pressão dinâmica, para os diferentes tipos de entrada na conduta.	50
Tabela 13 – Média da velocidade obtidas através do anemómetro de elemento quente.	50
Tabela 14 - Velocidade medida na secção de entrada, a uma distância de X(mm) da parede lateral.	51
Tabela 15 - Velocidade do ar externo calculada pela pressão dinâmica e medida através do anemómetro de elemento quente.	55
Tabela 16 - Eficiência do intercooler em função da velocidade a que corresponde uma igual perda de carga num ensaio isotérmico e da velocidade à entrada calculada através da pressão dinâmica e sem perda de carga($\xi = 0$) na instalação equipada com a nova contração logarítmica.	62

Lista de Figuras

Figura 1.1 - Exemplo de um <i>intercooler</i> .	3
Figura 1.2 - Esquema de um motor térmico com turbocompressor e <i>intercooler</i> instalado.	3
Figura 1.3 - Esquema das tipologias de <i>intercooler</i> .	4
Figura 2.1 - Princípio de funcionamento de túneis de vento para ensaios a <i>intercoolers</i> .	5
Figura 2.2 – Desenho do túnel de vento utilizado pela PWR.	6
Figura 2.3 - Fixação dos <i>intercoolers</i> no túnel da PWR.	6
Figura 2.4 - Explicitação do escoamento de ar no banco de ensaios da PWR.	6
Figura 2.5 - Esquema de um túnel de vento para ensaios a <i>intercoolers</i> e radiadores.	7
Figura 2.6 – Fixação do <i>intercooler</i> no túnel de vento.	7
Figura 2.7 - Explicitação do escoamento de ar no banco de ensaios da Figura 2.5.	8
Figura 2.8 - Esquema do escoamento à entrada do <i>intercooler</i> .	8
Figura 2.9 – Exemplos de caudalímetros.	9
Figura 3.1- Desenho do banco de ensaios utilizado pela JDEUS.	12
Figura 3.2 – Circuito de ar externo do banco de ensaios.	13
Figura 3.3 - Mecanismo das placas que formam a secção de teste.	14
Figura 3.4 - Disposição das placas de metal em relação ao <i>intercooler</i> .	14
Figura 3.5 - Esquema do circuito de ar interno.	15
Figura 3.6 – Esquema do circuito de ar externo.	15
Figura 3.7 - Esquema do banco de ensaios.	16
Figura 3.8 - Fenómeno do escoamento à entrada de uma conduta com arestas vivas.	18
Figura 3.9 - Perda de carga de um permutador em função da velocidade mássica.	19
Figura 4.1 - Esquema da entrada da conduta e representação de um volume de controlo.	21
Figura 4.2 - Representação da espessura, δ , e distância, b , de uma conduta.	22
Figura 4.3 -Coeficiente de perda de carga em função da espessura relativa.	23
Figura 4.4 – Representação da entrada na conduta com uma “boca de sino” de raio constante.	24
Figura 4.5 - Coeficiente de perda de carga em função do raio de curvatura relativo da entrada.	24
Figura 4.6 - Incerteza de medição em função da velocidade através da pressão dinâmica.	26
Figura 4.7 - <i>Wind Sensor Rev. P</i> .	28
Figura 4.8 - Placa <i>Arduino-UNO</i>	28
Figura 4.9 - Esquema do túnel de calibração projetado.	30
Figura 4.10 - Incerteza de medição da velocidade no túnel de calibração.	32
Figura 4.11 - Ilustração das linhas de corrente, do escoamento à entrada da conduta sem rebordo.	34
Figura 4.12 - Ilustração das linhas de corrente, do escoamento à entrada da conduta com rebordo.	34
Figura 4.13 - Encaixe do lado inferior da contração.	34
Figura 4.14 - Encaixe dos lados da contração, exceto o lado inferior.	34
Figura 4.15 - Layout da contração.	35
Figura 4.16 – Variabilidade da secção da contração	35
Figura 4.17 - Montagem da contração na instalação.	36

Figura 4.18 - Calandra da oficina de Mecânica do IST.	37
Figura 4.19 - Processo de quinar.	37
Figura 4.20 - Corte dos cantos das chapas.	38
Figura 4.21 - Montagem e ajuste das chapas na instalação da JDEUS.	38
Figura 4.22 - Configuração final da contração desenvolvida.	38
Figura 5.1 - Instalação para realização da calibração.	40
Figura 5.2 - Posicionamento dos anemómetros durante a calibração.	40
Figura 5.3 – Sinal em tensão adquirido para o ponto $U1 = 1,8 \text{ m/s}$; $T = 28^\circ\text{C}$	41
Figura 5.4 - Sinal em tensão adquirido para o ponto $U1 = 8,5 \text{ m/s}$; $T = 28^\circ\text{C}$	41
Figura 5.5 - Sinal em tensão adquirido para o ponto $U1 = 12 \text{ m/s}$; $T = 28^\circ\text{C}$	41
Figura 5.6 – Função de calibração do anemómetro obtida através do <i>Matlab</i>	42
Figura 5.7 - Resolução do anemómetro em função da velocidade.	43
Figura 5.8 – Resolução do anemómetro em função da velocidade para uma resolução do sistema de aquisição de 12 <i>bits</i>	44
Figura 5.9 - Incerteza da velocidade medida pelo anemómetro de elemento quente.	46
Figura 5.10 - Configurações de entrada estudadas.	47
Figura 5.11 – Posicionamento do anemómetro de elemento quente.	49
Figura 5.12 - Diferença das velocidades medidas em relação à velocidade medida pela pressão dinâmica para a entrada com perfil logarítmico (Testes A).	51
Figura 5.13 - Posição do anemómetro de elemento quente em vários pontos da secção de entrada.	52
Figura 5.14 - Aproximação dos perfis de velocidades, obtidos através dos valores da Tabela 13.	52
Figura 5.15 – Velocidade obtida pelo anemómetro de elemento quente para a velocidade do anemómetro de ventoinha de 1,5 m/s.	53
Figura 5.16 - Velocidade obtida pelo anemómetro de elemento quente para a velocidade do anemómetro de ventoinha de 3 m/s.	53
Figura 5.17 - Velocidade obtida pelo anemómetro de elemento quente para a velocidade do anemómetro de ventoinha de 4,5 m/s.	54
Figura 5.18 - Velocidade obtida pelo anemómetro de elemento quente para a velocidade do anemómetro de ventoinha de 6 m/s.	54
Figura 5.19 - Velocidade obtida pelo anemómetro de elemento quente para a velocidade do anemómetro de ventoinha de 7,5 m/s.	54
Figura 5.20 - Velocidade obtida pelo anemómetro de elemento quente para a velocidade do anemómetro de ventoinha de 9 m/s.	55
Figura 5.21 - Diferença das velocidades medidas em relação à velocidade medida pela pressão dinâmica para a entrada com perfil logarítmico (Testes B).	56
Figura 5.22 - Perda de carga no <i>intercooler</i> em função da velocidade à entrada do ar externo, medida pela pressão dinâmica, para vários caudais internos.	58
Figura 5.23 – Relação entre a velocidade à entrada medida pelo método atual e através da pressão dinâmica.	58

Figura 5.24 - Sobreposição dos resultados obtidos através do método atual e através da pressão dinâmica.	59
Figura 5.25 - Erro da velocidade medida à entrada pelo método atual.	59
Figura 5.26 - Perda de carga no <i>intercooler</i> em função da velocidade do ar externo à entrada, medida pela pressão dinâmica, com carenagem de perfil logarítmico.	60
Figura 5.27 – Perda de carga em função da velocidade à entrada calculada através da pressão dinâmica e da perda de carga da instalação primitiva ($\xi = 0,535$), velocidade à entrada calculada através da pressão dinâmica e sem perda de carga ($\xi = 0$) na instalação equipada com a nova contração logarítmica e velocidade a que corresponde uma igual perda de carga num ensaio isotérmico	61
Figura 5.28 - Velocidade e pressão total ao longo do intercooler, com e sem caudal de ar interno....	61
Figura 5.29 - Eficiência do intercooler em função da velocidade a que corresponde uma igual perda de carga num ensaio isotérmico, da velocidade do ar externo à entrada da conduta calculada através da pressão dinâmica e da perda de carga da instalação primitiva ($\xi = 0,535$) e da velocidade à entrada calculada através da pressão dinâmica e sem perda de carga ($\xi = 0$) na instalação equipada com a nova contração logarítmica.	62

Abreviaturas

JDEUS - João de Deus & Filhos, S.A.

ACAC - *Intercooler* arrefecido a ar (Air-Cooled charge Air Cooler)

WCAC – *Intercooler* arrefecido a água (Water-Cooled charge Air Cooler)

RMSE - Raiz do erro quadrático médio (*Root Mean Square Error*)

1. Introdução

1.1 Motivação e Objetivos

Hoje em dia, a procura de uma melhoria continua na indústria automóvel, aliada à alta competitividade entre fabricantes, obriga a que haja um tratamento rigoroso dos diversos componentes de um carro.

A empresa João de Deus & Filhos S.A. dispõe de um túnel aerodinâmico para ensaiar *intercoolers* e radiadores com a finalidade de compreender com rigor o comportamento destes, e de garantir as especificações impostas pelos clientes da empresa. Ao longo dos anos aquela instalação sofreu alterações que, ao favorecerem certos parâmetros de ensaio, garantido que túnel cumpra os requisitos exigidos neste tipo de bancos de ensaios, acabaram por desfavorecer outros, dificultando a aquisição de variáveis dos testes. A melhoria deste banco de ensaios tem grande interesse para a empresa porque permite garantir com rigor as condições de funcionamento dos produtos que vende. Por isso, a João de Deus propôs o tema deste trabalho, fornecendo informação sobre as características do túnel de vento, tendo, também, apresentado os principais problemas com que se depara na realização dos ensaios.

Neste trabalho é feito um estudo da instalação em causa, centrando-nos no principal problema que a JDEUS expõe, que é a medição rigorosa do caudal de ar que atravessa o *intercooler*, ou radiador, externamente. A importância de uma medida correta do caudal deve-se ao fato dos clientes da JDEUS exigirem que a eficiência, a potência e a perda de carga externa dos *intercoolers* e dos radiadores sejam apresentados em função do caudal ou velocidade do ar externo.

Após ser analisada uma possível solução para o problema, esta é validada experimentalmente.

1.2 Contexto

1.2.1 João de Deus & Filhos S. A.

A João de Deus & Filhos, S.A. (JDEUS) é uma empresa que atua no ramo da indústria metalomecânica ligeira. Integrada no grupo Denso está principalmente vocacionada para desenvolver e produzir sistemas térmicos, nomeadamente radiadores e *intercoolers*. A empresa fornece equipamentos para aplicação em veículos ligeiros e pesados, máquinas industriais e agrícolas e equipamentos fixos. No entanto, o seu mercado principal são os *intercoolers* para veículos de passageiros (“João de Deus & Filhos, S.A.,” 2014).

Hoje em dia a JDEUS produz cerca de 1,7 milhões de *intercoolers* por ano, fornecendo equipamentos a alguns dos mais reconhecidos fabricantes de veículos automóveis como a Porsche, a Audi, a Fiat, a Ford, a Volkswagen, entre outros (“João de Deus & Filhos, S.A.,” 2014).

1.2.2 Intercooler

A potência máxima de um motor está relacionada com a massa de combustível que pode ser queimada no interior dos cilindros. Por sua vez, esta está diretamente relacionada com a massa de ar que entra nos cilindros. Assim, aumentando a massa de ar que é admitido no motor, aumenta também a massa de combustível por ciclo, e, conseqüentemente, a potência do motor.

A primeira forma para aumentar a quantidade de ar que entra no motor é aumentar a cilindrada do motor, aumentando o volume e/ou o número de cilindros. A potência do motor aumenta, no entanto aumenta também o peso e as dimensões do mesmo. A alternativa é comprimir o ar antes da admissão através de um turbocompressor. De acordo com a lei dos gases perfeitos, aumentando a pressão do ar, também a massa volúmica, ou densidade, aumenta:

$$p = \rho R_{ar} T \quad (1)$$

Onde p representa a pressão absoluta, ρ a massa volúmica, R_{ar} a constante gás perfeito do ar e T a temperatura absoluta.

Contudo, o turbocompressor, ao aumentar a pressão do ar, também aumenta a sua temperatura, reduzindo o aumento da densidade. A solução é o *intercooler* (Figura 1.1), que reduz a temperatura dos gases a seguir à compressão.



Figura 1.1 - Exemplo de um *intercooler* (cortesia da JDEUS).

Este arrefecimento vai refletir-se num aumento da densidade, permitindo a admissão de mais mistura ar/combustível no motor, que resulta no aumento da potência. Note-se que existe uma perda de carga no *intercooler*, pelo que este componente tem de ser dimensionado, com o objetivo de ter uma perda de carga reduzida e proporcionar um arrefecimento significativo do ar proveniente do turbocompressor.

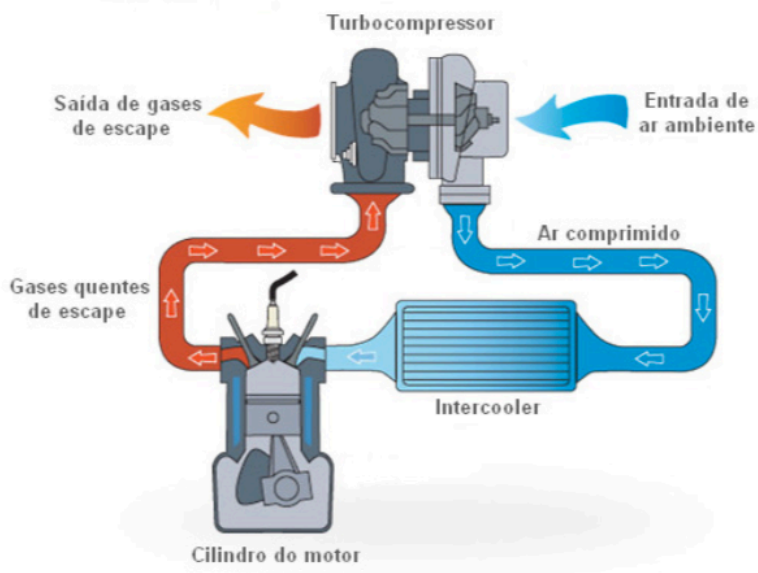


Figura 1.2 - Esquema de um motor térmico com turbocompressor e *intercooler* instalado (adaptado de ("How a Turbo Works," 2018)).

Existem dois tipos de *intercoolers*, tendo em conta o método de arrefecimento do ar comprimido. Os *intercoolers* ACAC (Air-Cooled charge Air Cooler), que utilizam ar como refrigerante, e os *intercoolers* WCAC (Water-Cooled charge Air Cooler), que utilizam água como líquido de refrigeração. Os *intercoolers* abordados neste trabalho são do tipo ACAC.

Dentro dos *intercoolers* arrefecidos a ar, distinguem-se as configurações *full-face*, *down-face* e *box-type*, consoante a posição no veículo e as respetivas dimensões. A Figura 2.1 resume as diferentes tipologias:

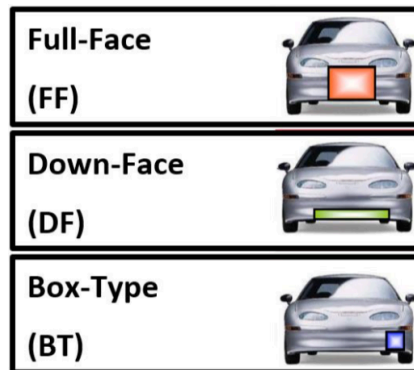


Figura 1.3 - Esquema das tipologias de *intercooler* (cortesia da JDEUS).

Com o objetivo de garantir a qualidade dos *intercoolers*, ao longo do seu processo de desenvolvimento, estes são submetidos a testes que permitem um controlo persistente do produto, possibilitando a correção e aperfeiçoamento do *intercooler*. Estes tipos de testes, exigidos pelos fabricantes de automóveis, previnem eventuais falhas dos produtos, quando estão integrados num carro.

Os testes de validação a que um *intercooler* está sujeito são:

- Estanqueidade
- Túnel de Vento, ou teste de *Performance*
- Pressão pulsada
- Vibração
- Choque Térmico
- Corrosão

2. Estado da Arte

2.1 Bancos de Ensaio de *Intercoolers* e Radiadores

Os bancos de ensaios de *intercoolers* são túneis de vento que permitem avaliar a sua performance. Tratando-se de um tipo de túnel de aplicação restrita e com a função de acompanhar produtos em fase de desenvolvimento, a informação disponível publicamente sobre este tipo de instalações é reduzida.

Existem dois tipos de túneis de vento utilizados para realizar testes em *intercoolers*, túneis em circuito aberto e em circuito fechado. Independentemente do tipo de túnel em causa o princípio de funcionamento, por norma, é semelhante entre eles (Figura 2.1).

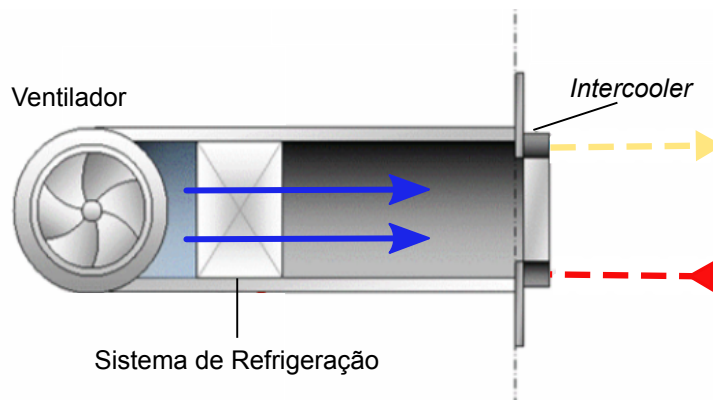


Figura 2.1 - Princípio de funcionamento de túneis de vento para ensaios a *intercoolers* (cortesia da JDEUS).

Os túneis desenvolvidos para estudar *intercoolers* e radiadores, tem algumas variações na sua configuração, no entanto, para além de certificarem o controlo e monitorização de todas as variáveis envolvidas, todos eles devem assegurar duas particularidades: primeiramente devem garantir que o escoamento de ar externo incidente no *intercooler* seja normal à face frontal da peça, com um perfil aproximadamente uniforme, e em segundo lugar deverá permitir o teste de *intercoolers* e radiadores com várias dimensões.

A PWR, empresa australiana que desenvolve e produz sistemas térmicos, utiliza um túnel de vento em circuito aberto, com configuração de sopro, para testar *intercoolers* e radiadores (Figura 2.2). A instalação tem 30 metros de comprimento e uma estrutura composta por favos de mel, e uma contração que promove um escoamento uniforme na zona de teste. A configuração apresentada na Figura 2.2 sugere que a velocidade do escoamento de ar externo é medida através da pressão dinâmica na secção mais estreita da instalação. Os *intercooler* são montados conforme a Figura 2.3, substituindo a zona final do túnel conforme as dimensões da secção frontal da peça.

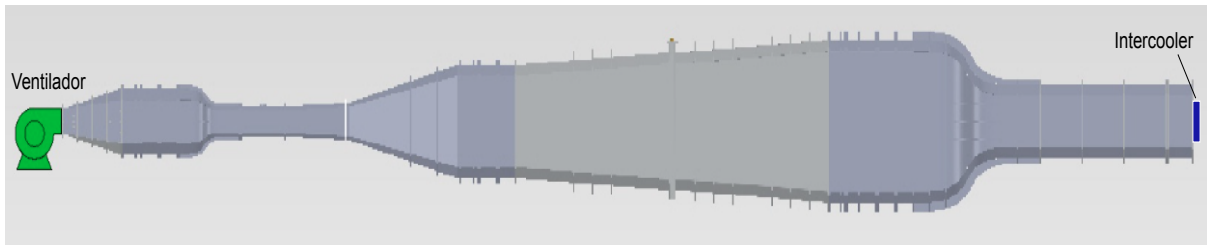


Figura 2.2 – Desenho do túnel de vento utilizado pela PWR (PWR, n.d.).

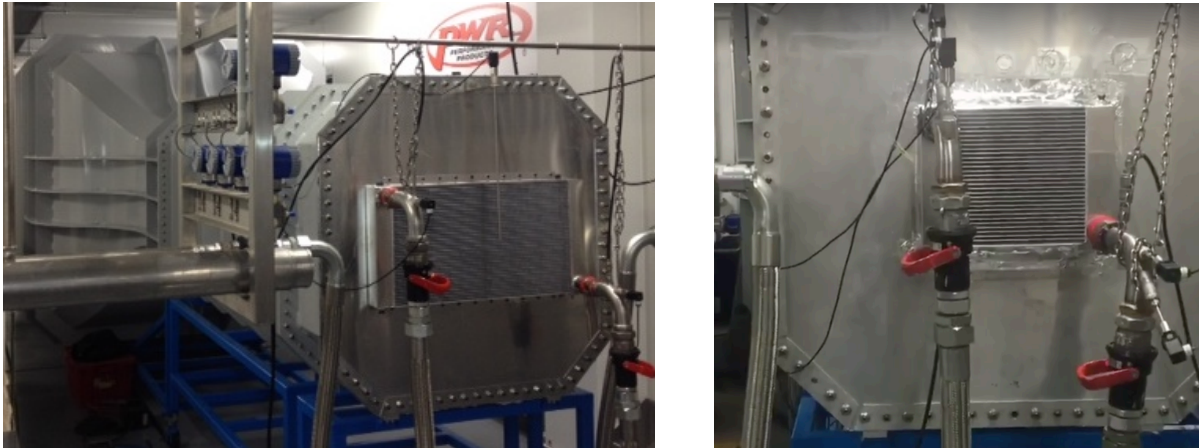


Figura 2.3 - Fixação dos *intercoolers* no túnel da PWR (PWR, n.d.).

Neste banco de ensaios não é garantido um escoamento de ar externo incidente no *intercooler* totalmente frontal à face (Figura 2.4).

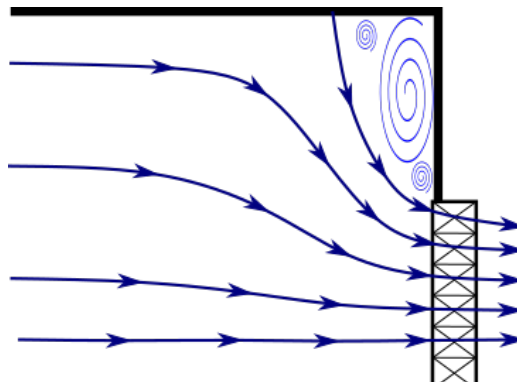


Figura 2.4 - Explicação do escoamento de ar no banco de ensaios da PWR.

O banco de ensaios apresentado na Figura 2.5, utilizado por uma construtora automóvel, é um túnel em circuito fechado pois existe recirculação do ar. Trata-se de um sistema de sopro em que homogeneização do ar na instalação é assegurada por dois ventiladores laterais e uma estrutura em forma de favos de mel. A montante da secção de teste existe uma contração que direciona o fluido e, ao mesmo tempo, através de orifícios nas suas paredes, deixa escoar parte do ar.

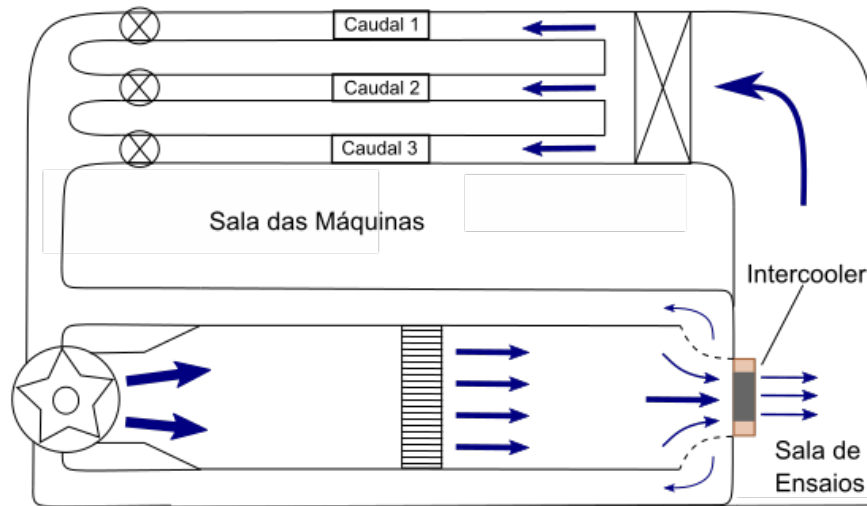


Figura 2.5 - Esquema de um túnel de vento para ensaios a *intercoolers* e radiadores.

O modo de montagem dos *intercoolers* na instalação faz-se de forma semelhante à do túnel da PWR, através de caixas colocadas na zona de ensaio, com uma abertura que permite acoplar o *intercooler* a ser estudado (Figura 2.6).

O caudal de ar que percorre a instalação é medido através de três caudalímetros em três condutas em paralelo, com válvulas que são abertas conforme o fluxo de ar necessário aos testes (Figura 2.4). Esta configuração permite que a medição do caudal seja medido com rigor tanto para velocidades baixas como altas.

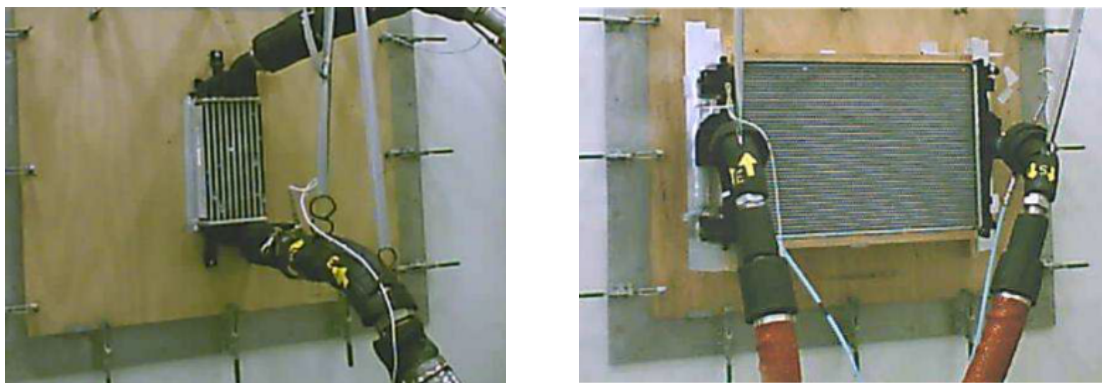


Figura 2.6 – Fixação do *intercooler* no túnel de vento (cortesia da JDEUS).

Apesar da configuração deste banco de ensaios, com uma contração, garantir um escoamento mais controlado que o anterior, dificilmente consegue garantir que o escoamento incidente no *intercooler* seja totalmente normal à face frontal (Figura 2.7).

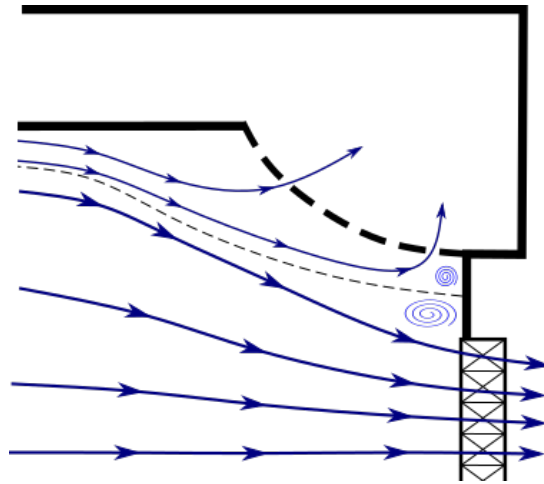


Figura 2.7 - Explicação do escoamento de ar no banco de ensaios da Figura 2.5.

Nas configurações de túneis investigadas, a forma de acoplar *intercoolers* de diferentes dimensões faz-se recorrendo a um ajuste da abertura de teste conforme o tamanho da peça a ser ensaiada (Figura 2.3 e 2.5). No entanto, esta solução não é ideal, pois, visto que a conduta não tem as mesmas dimensões da peça, não garante um escoamento totalmente frontal na face do *intercooler*, principalmente na periferia (Figura 2.7), provocando ainda uma perda de carga adicional na peça (Idel'chik, 1966).

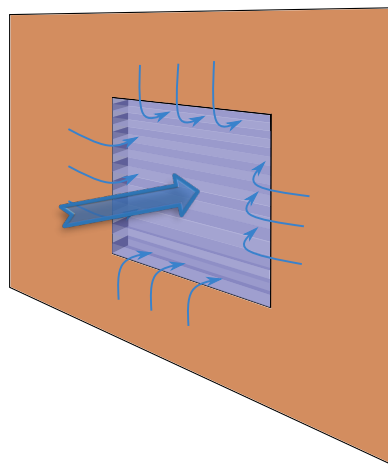


Figura 2.8 - Esquema do escoamento à entrada do *intercooler*.

O banco de ensaios da JDEUS foi desenvolvido com um mecanismo que garante um escoamento de ar externo incidente no *intercooler* totalmente frontal, com um perfil de velocidades aproximadamente uniforme. As características desta instalação serão expostas no seguimento desta tese.

2.2 Métodos de Medição de Caudal

A velocidade média de uma pequena área, ou ponto, pode ser medida através de vários tipos de aparelhos que utilizam diferentes princípios físicos, como por exemplo instrumentos mecânicos de rotação (anemómetro de ventoinha ou de pás), tubos de *Pitot*, anemómetros de fio ou elemento quente, entre outros. No entanto, muitas vezes é desejada a medição do caudal mássico ou volúmico que atravessa uma conduta, recorrendo-se por isso caudalímetros. Estes aparelhos podem ser instrumentos mecânicos, que medem a massa ou volume do fluido através de uma câmara de volume fixo, ou instrumentos de perda de carga que obstruem o escoamento, causando uma queda de pressão, que constitui uma medida de fluxo. Existem ainda outros tipos de caudalímetros que funcionam com diferentes princípios físicos, como é o caso dos caudalímetros de turbina (Figura 2.8-a), vórtex, coriolis (Figura 2.8-b), ultrassónico, entres outros. Os diferentes tipos de instrumentos são descritos detalhadamente em C. Baker (2016).

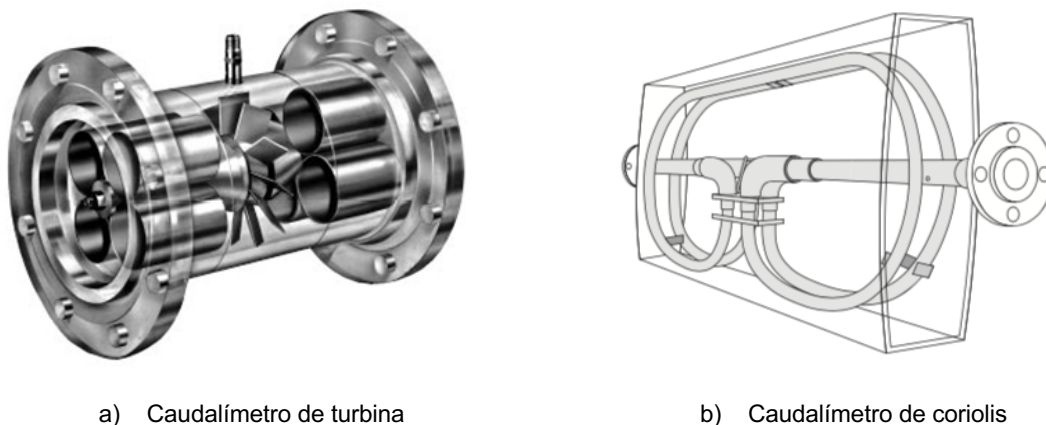


Figura 2.9 – Exemplos de caudalímetros.

No caso das instalações descritas no capítulo anterior é comum a utilização de caudalímetros nas condutas (Figura 2.4 e 2.6). A utilização de caudalímetros requer um escoamento totalmente desenvolvido na conduta. Para tal é necessário um troço de conduta retilíneo relativamente grande, o que nem sempre é possível. Um troço de sessenta vezes o diâmetro da conduta, antes do caudalímetro é por vezes referido como requisito mínimo (C. Baker, 2016). Outra desvantagem na utilização de caudalímetros é o fato destes não garantirem uma boa medição em toda a gama de caudais de interesse. A solução é a instalação de condutas em paralelo, cada uma destinada a medir um intervalo de caudais como é o caso da instalação da Figura 2.4.

A velocidade medida através da pressão dinâmica ou de anemómetros, de ventoinha ou fio quente, podem também ser boas alternativas. Para tal é necessário garantir que a medição seja feita numa secção onde escoamento tem um perfil de velocidades aproximadamente uniforme e um nível de turbulência reduzido.

2.3 Condicionadores de Escoamento

De modo a garantir um perfil de velocidades uniforme e pouco turbulento é necessário aplicar condicionadores de escoamento. Para o tipo de instalações mencionadas estes podem-se tratar de estruturas em forma de favos de mel, redes ou contrações (Figura 2.2 e 2.4). Devido à configuração do banco de ensaios da JDEUS, uma contração como condicionador do escoamento é a alternativa mais viável.

2.3.1 Contrações

A aceleração do escoamento alcançada numa contração garante a redução de não uniformidades do escoamento, produzindo um perfil de velocidades uniforme na secção de teste, e a redução dos níveis de turbulência (T. Morel, 1975). O tamanho e configuração da contração determinam os níveis finais da intensidade de turbulência na secção de teste (Cattafesta, Bahr, & Mathew, 2010). O comprimento da contração deve ser suficientemente reduzido para minimizar o crescimento da camada limite, e suficientemente grande para evitar elevados gradientes de pressão ao longo da parede, gerados pela curvatura das linhas de corrente, que possam provocar separação da camada limite (Mehta & Bradshaw, 1979; Cattafesta et al., 2010).

A maneira mais direta de projetar uma contração é a sugerida por Morel (1975), que propôs a combinação de duas funções cúbicas, cada uma tendo o seu extremo numa ponta da contração, podendo variar o ponto de intersecção entre as funções, de modo a obter a curvatura ótima. Morel (1975), criou tabelas e gráficos cujos parâmetros são o coeficiente de pressão máxima na parede na entrada da contração, como indicador de possível separação, e na saída, como indicador da uniformidade do escoamento. Posteriormente, diversos autores comprovaram a eficácia deste modelo (Thomas Morel, 1977; Bell & Mehta, 1988; F. M. Fang, 1997; F.-M. Fang, Chen, & Hong, 2001; Ramaseshan & Ramaswamy, 2002). Atualmente, através de CFD é possível projetar diferentes tipos de contrações, com a possibilidade de otimizar outros parâmetros.

Designers têm também, por vezes, adotado o uso de um método menos científico, o “*design-by-eye*”. O contorno da contração não tem tanta influência como a geometria no final da contração e que a suavidade do contorno é mais importante do que as dimensões em si (Bell & Mehta, 1988). Em geral o raio de curvatura da contração deve ser gradual e coincidir com a zona paralela da secção, à saída da contração (Mehta & Bradshaw, 1979).

Por vezes, devido à geometria das instalações, não é possível recorrer a métodos exatos estudados na literatura. Assim, a necessidade de adaptar e improvisar é inevitável, obrigando a novas abordagens. Um estudo realizado por Rodríguez Lastra *et al.* (2013), que valida a utilização de alguns perfis de contrações, conclui que a aplicação de um perfil logarítmico apresenta uma boa solução de contração, evitando que haja separação e garante baixos níveis de turbulência e um perfil de velocidades uniforme à saída da contração.

2.4 Propagação de Incertezas

Por vezes um sistema de medição está relacionada com várias quantidades de medida, como por exemplo uma medição de caudal ou velocidade de escoamento. A incerteza associada a cada quantidade de medida envolvida deve ser combinada de forma a determinar a incerteza da medição de interesse. Geralmente a medida resultante, X_R , pode ser expressa em função das variáveis envolvidas, $X_R = X_R(X_1, X_2, X_3, \dots, X_N)$. A sensibilidade da medição resultante, face a pequenas variações de uma das componentes envolvidas, X_i , é dada por $\partial X_R / \partial X_i$. A contribuição da incerteza é igual a $(\partial X_R / \partial X_i) \delta X_i$ (Simon et al., 2009).

Um método de combinar estas incertezas é simplesmente somar os seus valores absolutos:

$$\delta X_R = \sum_i \left| \frac{\partial X_R}{\partial X_i} \delta X_i \right| \quad (2)$$

Este caso extremo de propagação de incerteza irá ter um nível de confiança mais elevado para a incerteza resultante do que para as suas componentes. Por esta razão, o método da soma dos valores absolutos é raramente utilizada (Simon et al., 2009).

De acordo com Simon et al. (2009), um método de propagação de incertezas bastante utilizado é o método da raiz da soma dos quadrados, baseado numa aproximação de Série de Taylor de primeira ordem:

$$\delta X_R = \left[\sum_i \left(\frac{\partial X_R}{\partial X_i} \delta X_i \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3)$$

Este método de propagação de incertezas é também recomendado por JCGM (2008).

Componentes cujo as contribuições da incerteza são inferiores a 1/5 da componente com a contribuição máxima representam menos de 4% da incerteza resultante, podendo ser ignoradas na análise de incertezas (Simon et al., 2009).

Será este o método de propagação de incertezas, da raiz da soma dos quadrados, que será utilizado ao longo da tese para calcular a incerteza de medição da velocidade do escoamento.

3. Apresentação do Problema

3.1 Descrição do Túnel

O túnel de vento utilizado pela JDEUS para ensaiar *intercoolers* e radiadores é composto por quatro circuitos independentes: 1) circuito de ar interno; 2) circuito de ar externo; 3) circuito de líquido de aquecimento; 4) circuito de líquido de arrefecimento. Nos ensaios de *intercoolers* ACAC utilizam-se os circuitos 1) e 2), para o ensaios de *intercoolers* WCAC utilizam-se os circuitos 1) e 4) e nos ensaios de radiadores utilizam-se os circuitos 2) e 3). No caso particular dos ensaios de *intercoolers* ACAC, o circuito de ar interno promove condições de pressão, caudal e temperatura à entrada do *intercooler*, que reproduzem as condições reais de gases comprimidos vindos do turbocompressor num veículo.

O banco de ensaios da JDEUS está dividido em duas divisões distintas, a sala de teste e a sala das máquinas (Figuras 3.1). Uma das divisões contém a câmara de estabilização e a secção de teste e noutra divisão estão localizados o ventilador, as condutas que ligam os vários componentes e todo o sistema responsável por promover o caudal interno. Numa terceira divisão, denominada de sala de controlo, está localizado todo o sistema de controlo e aquisição das variáveis dos testes.

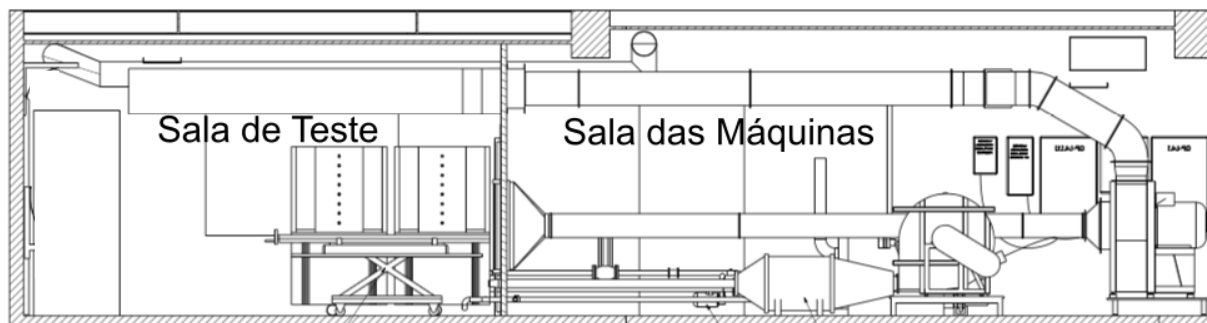


Figura 3.1- Desenho do banco de ensaios utilizado pela JDEUS (cortesia da JDEUS).

Relativamente ao circuito de ar externo, o túnel de vento em causa é um túnel em circuito fechado, pois permite uma recirculação contínua do ar que atravessa a instalação (Figura 3.2). Este circuito é responsável por manter um escoamento controlado de ar externo no *intercooler* durante todo o ensaio, sendo constituído por um ventilador, uma câmara de estabilização, uma secção de teste e condutas. O circuito dispõe, ainda, de um sistema de climatização que permite controlar a temperatura. É de referir que esta instalação sofreu algumas alterações ao longo dos anos. Algumas modificações tiveram como objetivo melhorar as condições de funcionamento, de modo a que estas sejam o mais semelhantes possível ao que se observa num veículo em marcha, enquanto que outras serviram para proporcionar uma melhor recolha de dados experimentais (Vicente, 2015).

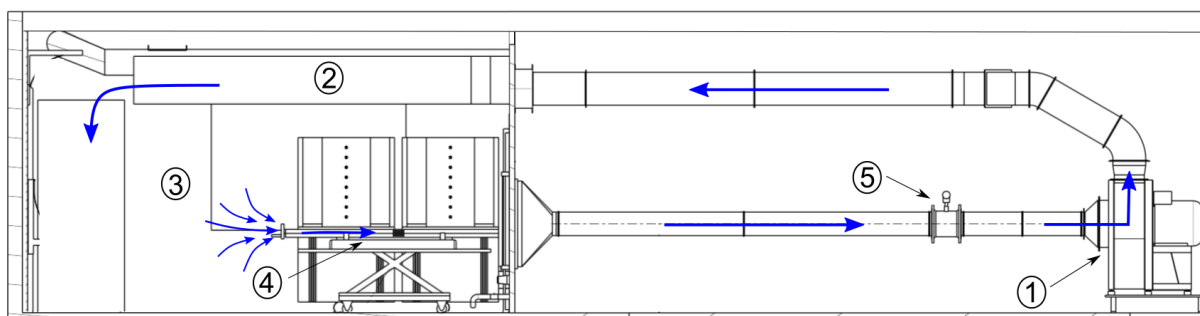


Figura 3.2 – Circuito de ar externo do banco de ensaios. 1) ventilador; 2) sistema de climatização; 3) câmara de estabilização; 4) secção de teste; 5) caudalímetro de vórtex.

O ventilador utilizado nesta instalação é um ventilador centrífugo, localizado a jusante da secção de teste, comportando-se como um sistema de sucção (Figura 3.2-(1)).

O sistema de climatização, localizado à entrada da câmara de estabilização, permite o controlo da temperatura do ar na câmara que atravessa o *intercooler* a ser ensaiado (Figura 3.2-(2)). Este sistema reproduz as condições de temperatura exterior a que um carro está sujeito. Por norma requer-se que os testes sejam realizados a temperaturas que rondam os 25°C. O sistema só entra em funcionamento quando as temperaturas estão fora dos limites admissíveis.

A câmara de estabilização corresponde a toda a divisão onde se encontra a secção de teste (Figura 3.2-(3)). Com dimensões de 5x5x3 m³, a sala é suficientemente grande para que o fluxo de ar reintroduzido, proveniente do ventilador, diminua acentuadamente a velocidade e reduza o nível de turbulência.

O caudalímetro de vórtex (Figura 3.2-(5)) instalado na conduta está em desuso, pois não garante uma medição correta do caudal de ar, principalmente nas velocidades baixas.

Visto que a JDEUS desenvolve e produz *intercoolers* e radiadores para várias marcas e vários modelos de automóveis, as geometrias das peças produzidas pela empresa variam bastante (Tabela 1). De forma a possibilitar a realização de testes para geometrias com os mais variados tamanhos, a JDEUS desenvolveu a secção de teste do túnel (Figura 3.2-(4)) com um versátil mecanismo capaz de facilmente se ajustar ao tamanho de qualquer *intercooler* de secção retangular (Figura 3.3).

Tabela 1 - Exemplo de diferentes geometrias de intercoolers que o túnel tem de acomodar.

<i>Intercooler</i>	Altura (mm)	Largura (mm)	Espessura (mm)
PSA G9W10	300	144	80
Toyota ON	235	200,5	64
Audi B9	720	144	80
Fiat B_SUV	660	404,4	25

O engenho é composto por dois segmentos constituídos, cada um, por quatro placas de metal orientadas conforme mostra a Figura 3.3. Estas placas deslizam entre si através de calhas, de forma a possibilitar o ajuste da secção de teste, consoante as dimensões da peça a ser estudada.

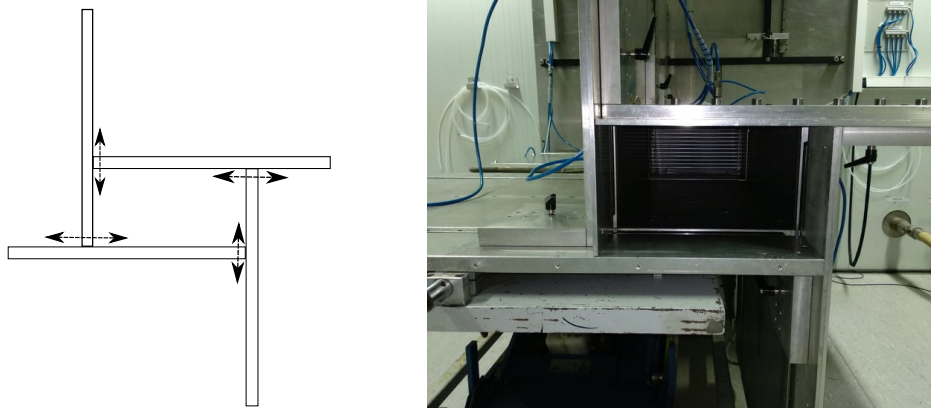


Figura 3.3 - Mecanismo das placas que formam a secção de teste.

Um dos conjuntos fica a jusante da peça e o outro a montante, permitindo o ajuste consoante a espessura (Figura 3.4). As quatro placas de ambos os conjuntos ficam adjacentes aos lados da peça, de forma a criar uma conduta de secção constante, igual à área frontal do intercooler (Figura 3.4). Um terceiro conjunto de quatro placas na parede que une as duas divisões, permite ajustar a secção final da conduta, de forma a haver uma união contínua entre a zona de teste e a conduta que conduz o escoamento até ao ventilador (Figura 3.4).

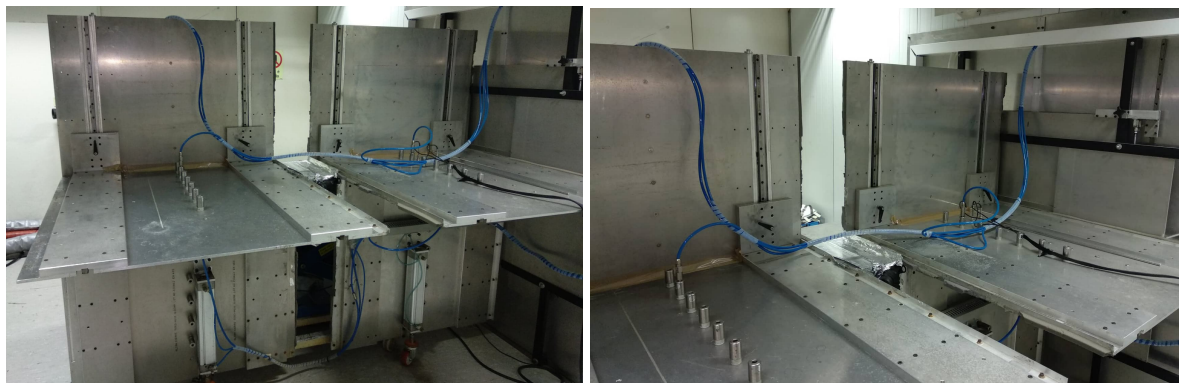


Figura 3.4 - Disposição das placas de metal em relação ao *intercooler*.

A configuração da secção de teste foi projetada de maneira a que a peça a ser ensaiada esteja submetida a um escoamento frontal, paralelo e aproximadamente uniforme em toda a secção do intercooler, requisito neste tipo de ensaios de *intercoolers*. O túnel tem uma configuração que também favorece a aquisição de dados dos testes.

3.1.1 Ensaios

Os testes realizados neste banco de ensaios têm como função medir o rendimento, a potência e a queda de pressão interna e externa de um *intercooler* ou radiador. Para isso é preciso avaliar as trocas térmicas a partir das diferenças de temperaturas e dos caudais mássicos.

No circuito de ar interno são medidas as temperaturas, à entrada ($T_{g_{in}}$) e à saída ($T_{g_{out}}$) da peça, bem como a pressão à entrada ($P_{g_{in}}$), a perda de carga provocada na peça (ΔP_g) e o caudal de ar (m_g) (Figura 3.5).

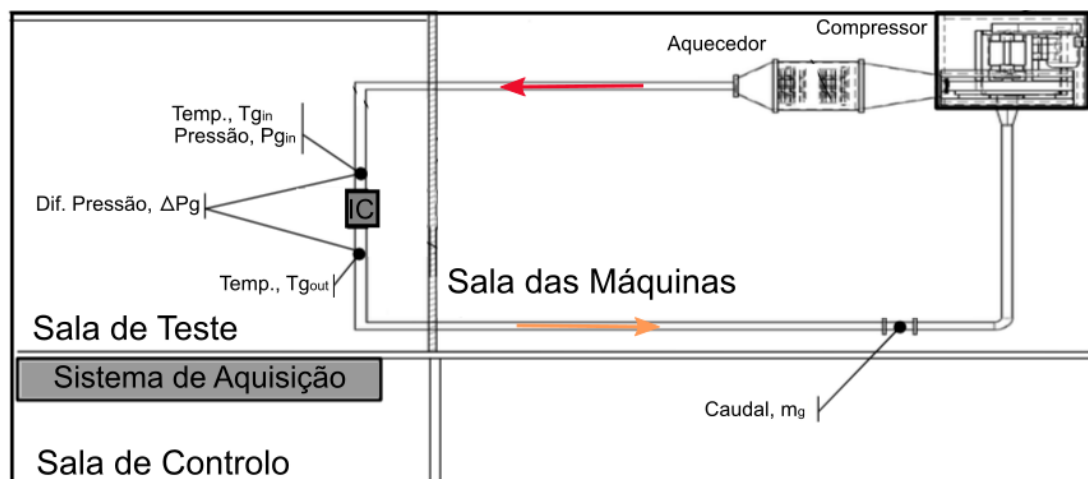


Figura 3.5 - Esquema do circuito de ar interno.

No circuito de ar externo medem-se a pressão ($P_{a_{amb}}$) e a temperatura da atmosfera ($T_{a_{in}}$), a velocidade média do ar que através da secção frontal do *intercooler* ($V_{a_{in}}$), a perda de carga associada (ΔP_a) e a temperatura depois da peça ($T_{a_{out}}$) (Figura 3.6).

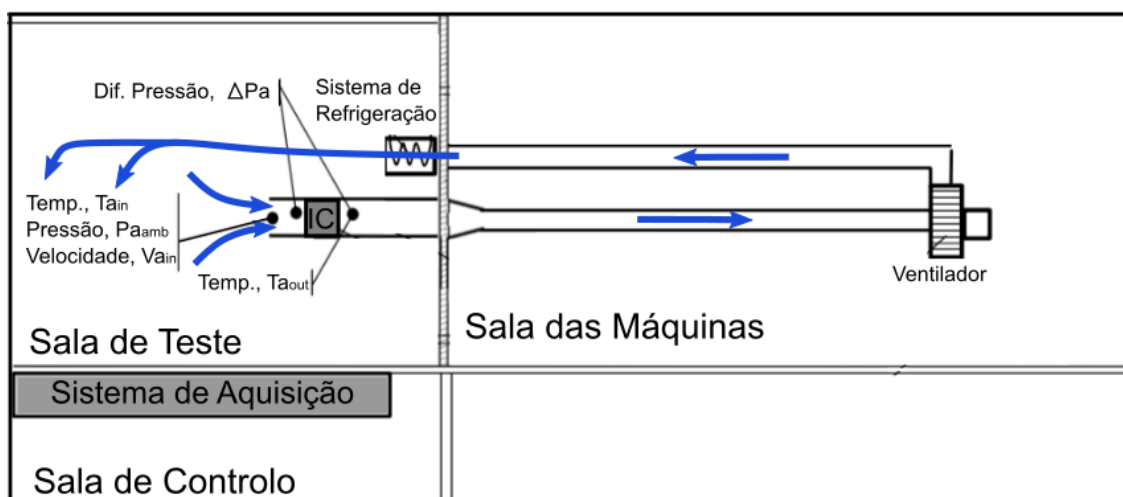


Figura 3.6 – Esquema do circuito de ar externo.

O esquema completo do banco de ensaios da JDEUS é apresentado na Figura 3.7.

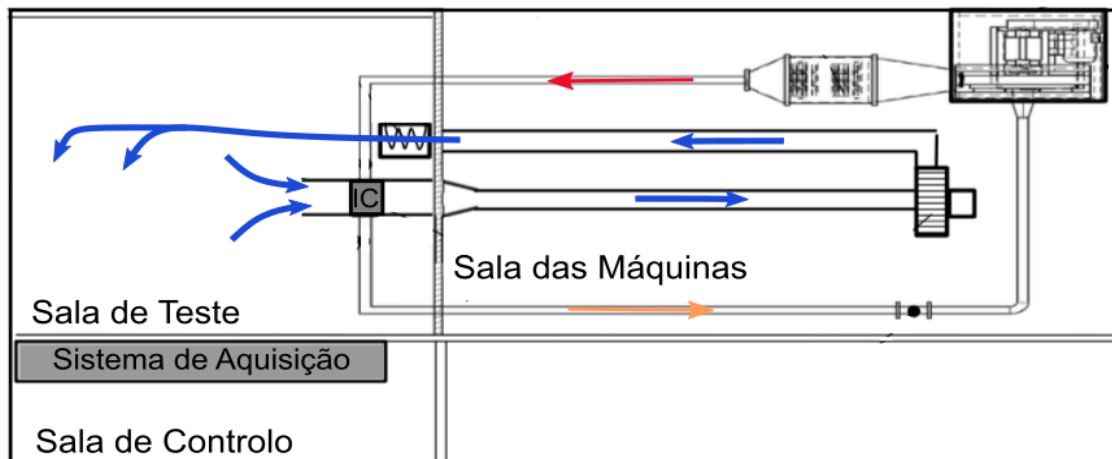


Figura 3.7 - Esquema do banco de ensaios.

Os ensaios deste banco percorrem um leque de condições de funcionamento. A Tabela 2 apresenta um exemplo típico dos parâmetros impostos num teste convencional.

Tabela 2 - Exemplo dos parâmetros de entrada de um ensaio.

$T_{g_{in}}$ (°C)	$T_{a_{in}}$ (°C)	$P_{g_{in}}$ (bar)	m_g (kg/h)	$V_{a_{in}}$ (m/s)
180	25	2,5	300	2
				4
				6
				8
				10
				12
			500	2
				4
				6
				8
				10
				12
			700	2
				4
				6
				8
				10
				12

3.1.2 Equipamento

Para efetuar a aquisição dos dados, o túnel está equipado com sensores (Tabela 3).

Tabela 3 - Instrumentação do banco de ensaios e gama de medições.

Variável	Instrumento	Gama de medição
Caudal mássico de gás, m_g	<i>Vortex Model E83 WA;</i> <i>Fuji Electric Gauge Pressure Transmitter;</i> Termo higrómetro Rotrex	200 – 1650 kg/h
Temperatura do gás à entrada, $T_{g_{in}}$	PT100	100 – 230 °C
Temperatura do gás à saída, $T_{g_{out}}$	PT100	30 – 200 °C
Temperatura do ar à entrada, $T_{a_{in}}$	3 x Termopar tipo J	15 – 45 °C
Temperatura do ar à saída, $T_{a_{out}}$	3x Termopar tipo J	30 – 200 °C
Pressão do gás à entrada, $P_{g_{in}}$	<i>Fuji Electric Gauge Pressure Transmitter</i>	1 – 3 bar
Pressão diferencial do gás, ΔP_g	<i>Fuji Electric Differential Pressure Transmitter</i>	0 – 260 mbar
Pressão do ar ambiente, $P_{a_{amb}}$	<i>Fuji Electric Absolute Pressure Transmitter</i>	800 – 1300 mbar
Velocidade do ar externo, $V_{a_{in}}$	<i>KIMO Anemometer HE100</i>	0 – 14 m/s
Pressão diferencial do ar, ΔP_a	<i>GE UNIK 5000 Differential Pressure Transducer</i>	0 – 20 mbar

A JDEUS dispõe de um sistema de aquisição com diversos chassis e módulos da *National Instruments*. Através de um computador, conectado aos chassis registam-se os vários parâmetros medidos.

3.2 Caracterização do Problema

Os ensaios realizados neste banco permitem fazer balanços termodinâmicos e calcular a eficiência, a potência e a perda de carga externa dos intercoolers em função do caudal mássico de ar externo.

Para determinar o caudal mássico pode medir-se a velocidade e a massa volúmica numa secção de área conhecida. Quando há trocas de calor, a massa volúmica só é bem conhecida à entrada. Portanto, pode-se controlar o caudal mássico através da velocidade à entrada.

Atualmente a empresa tem dificuldade em medir com a precisão desejada a velocidade de ar externo à entrada da conduta. O cálculo numérico (Star-CCM+) do escoamento à entrada e a comparação com medições feitas noutros bancos de ensaios, sugerem que a velocidade média do ar externo, que incide sobre a peça, é aproximadamente $3/4$ da velocidade medida no eixo com um anemómetro de ventoinha, à entrada da conduta. Esta diferença explica-se por as bordas da conduta de entrada serem chapas com arestas vivas. Assim, o escoamento separa junto à entrada, criando um estreitamento da secção do escoamento principal e, conseqüentemente, uma aceleração (Idel'chik, 1966) (Figura 3.8). O fator corretivo de $3/4$, atualmente aplicado, tem alguns inconvenientes porque não é absoluto, dependendo da geometria da secção transversal do *intercooler*. A entrada da conduta também não é o melhor local medir a velocidade, visto que ela não é uniforme transversalmente e oscila bastante.

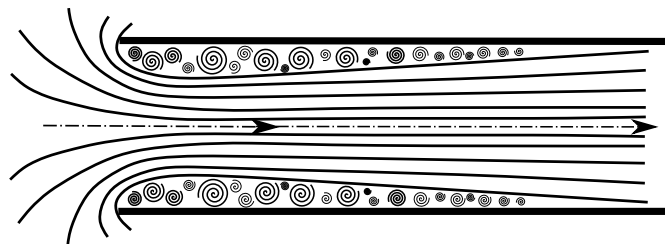


Figura 3.8 - Fenómeno do escoamento à entrada de uma conduta com arestas vivas.

Outra deficiência relevante é o facto de o anemómetro de ventoinha não estar fixo. As leituras da velocidade são feitas apenas antes do ensaio, “a frio”, sem caudal de ar interno no *intercooler*, e posteriormente relacionadas com a perda de carga no intercooler. Ou seja, no início do ensaio a realizar, a peça é montada e é medida a velocidade com o anemómetro. Cada valor de velocidade obtido é, então, relacionado com a respetiva perda de carga associada.

A perda de carga total no circuito de ar externo de um intercooler, $\Delta P_{intercooler}$, é dada por:

$$\Delta P_{intercooler} = K \frac{\rho \cdot V^2}{2} = K \frac{G^2}{2 \cdot \rho} \quad (4)$$

$$G = \dot{m}/A_0 = \rho V \quad (5)$$

Onde ρ é a densidade média do ar externo, \dot{m} o caudal mássico externo, A_0 a área dessa secção transversal e G a velocidade mássica. O coeficiente K de perda de carga total do escoamento externo de um *intercooler* é aproximadamente constante, independentemente do número de Reynolds (Shah & Sekulic, 2003).

O uso da velocidade mássica, G , justifica-se por esta ser constante, para um caudal mássico constante, \dot{m} , e uma área constante, A_0 , apesar de ρ (densidade ao longo do *intercooler*) e V (velocidade ao longo do *intercooler*), variarem consoante o de calor trocado pelo circuito de ar interno (Shah & Sekulic, 2003).

Para o caso em que a densidade do ar externo é constante é possível assumir que $\Delta P \propto V_m^2 \approx V^2$, onde V é a velocidade que incide no permutador. Assim a velocidade do escoamento externo relaciona-se diretamente com a queda de pressão externa na peça:

$$V = f(\Delta P_{intercooler})$$

Atualmente, controla-se o caudal mássico do ar externo através da perda de carga total ao longo do intercooler mas, quando há trocas de calor, a massa volúmica varia e também a velocidade. Deste modo, a mesma perda de carga corresponde a diferentes velocidades à entrada e, portanto, a diferentes caudais mássicos (Figura 3.9).

Face ao exposto, encontrar uma alternativa que garanta a medição correta da velocidade à entrada da conduta torna-se uma prioridade.

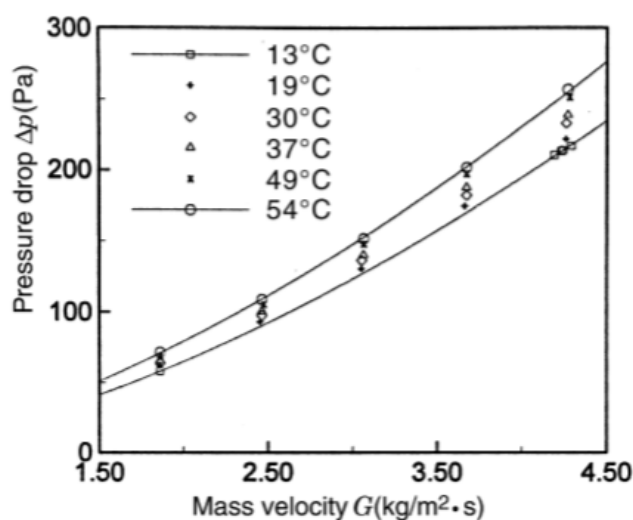


Figura 3.9 - Perda de carga de um permutador em função da velocidade mássica (Shah & Sekulic, 2003).

4. Estratégia de Solução

A solução do problema descrito anteriormente tem como requisito importante não obrigar a uma alteração significativa na estrutura do banco de ensaios nem impor a paralisação do mesmo durante um período longo.

Uma solução a considerar seria instalar um caudalímetro na conduta que liga a secção de teste ao ventilador que, de facto, já foi uma alternativa utilizada (Figura 3.2-(5)). No entanto, esta solução apresenta problemas. A ligação da zona de teste à conduta não garante uma estanquicidade perfeita e, assim, são possíveis infiltrações de ar no circuito resultando por excesso. Mesmo no caso em que fosse possível evitar infiltrações, um caudalímetro na conduta da instalação atual é incapaz de medir velocidades baixas com precisão. A redução da secção da conduta, adequada a velocidades baixas, está fora de questão, pois impossibilitaria realizar testes com velocidades mais elevadas, devido à perda de carga na garganta. A solução seria a implementação de uma segunda conduta em paralelo, que possibilite fazer a leitura das velocidades mais baixas. Esta solução obrigaria a alterações significativas na instalação, incluindo sistemas de controlo.

A alternativa proposta neste trabalho é medir a velocidade do escoamento antes do *intercooler*. Foram analisados dois métodos: a medição da velocidade através da pressão dinâmica e através de anemómetro de fio quente.

Devido à configuração atual da entrada da secção de teste também estes métodos de medição necessitam de alguma atenção, de forma a que os resultados obtidos sejam fidedignos. Chegou-se à conclusão que, para qualquer dos dois métodos, será indispensável instalar uma contração na entrada da conduta, para garantir o alinhamento do escoamento e a redução das perturbações.

4.1 Velocidade através da Pressão Dinâmica

Existe atualmente uma hipótese de medir a velocidade do escoamento no túnel que, no entanto, está pouco explorada. O banco está equipado com um sistema de sensores de pressão na câmara de estabilização ((3), Figura 3.2) e numa secção da conduta ((4), Figura 3.2) que possibilita estimar a velocidade a partir do balanço de energia mecânica. A Figura 4.1 representa um esquema da secção de entrada na conduta.

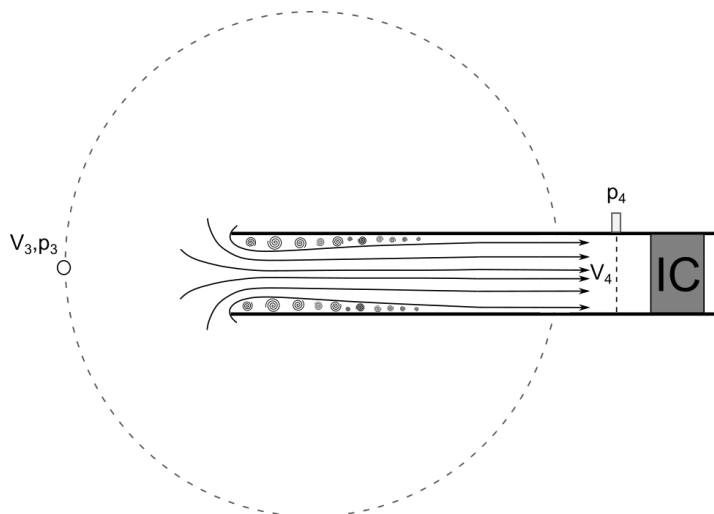


Figura 4.1 - Esquema da entrada da conduta e representação de um volume de controlo.

Aplicando o balanço de energia mecânica, desprezando as trocas de calor, a um volume de controlo delimitado por uma secção de entrada dentro da câmara de estabilização, e uma secção de saída dentro da conduta (Figura 4.1), em condições estacionárias é possível escrever:

$$p_3 + \frac{1}{2} \cdot \rho_3 \cdot V_3^2 + \rho_3 g h_3 = p_4 + \frac{1}{2} \cdot \rho_4 \cdot V_4^2 + \rho_4 g h_4 + \Delta P \quad (6)$$

- p = Pressão estática
- $\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2$ = Pressão dinâmica
- $\rho g h$ = Pressão hidrostática
- ΔP = Perda de carga no sistema

Para escoamento incompressível, os termos gravíticos equilibram a diferença de pressão hidrostática. Desta forma, a equação (6) reduz-se a um balanço entre o desvio da pressão estática em relação à hidrostática total e a pressão dinâmica.

$$p'_3 + \frac{1}{2} \cdot \rho_3 \cdot V_3^2 = p'_4 + \frac{1}{2} \cdot \rho_4 \cdot V_4^2 + \Delta P \quad (7)$$

Considerando a câmara de estabilização suficientemente grande, tal que $V_1 = 0$ é possível reescrever a equação (7) como:

$$p'_3 = p'_4 + \frac{1}{2} \cdot \rho_{ar} \cdot V_4^2 + \Delta P \quad (8)$$

Neste caso a perda de carga do sistema, ΔP , é uma perda local e está relacionada com a redução abrupta da secção de passagem do escoamento (Figura 3.8). Esta perda local é proporcional à pressão dinâmica multiplicando por um coeficiente:

$$p'_3 = p'_4 + \frac{1}{2} \cdot \rho_{ar} \cdot V_4^2 + \xi \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \rho_{ar} \cdot V_4^2 \right) \quad (9)$$

Onde ξ designa o coeficiente de perda de carga. Medindo o diferencial de pressão, $p'_3 - p'_4$, que a partir deste momento será denominado de $\Delta P_{entrada}$, e conhecendo o coeficiente de perda, é possível efetuar o cálculo da velocidade dentro da conduta com alguma veracidade, da seguinte forma:

$$V_4 = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_{entrada}}{(1 + \xi) \cdot \rho_{ar}}} \quad (10)$$

No entanto, o coeficiente de perda de carga varia de situação para situação. Segundo Idel'chik (1966), o coeficiente de perda associado à entrada de um escoamento numa conduta de secção retangular constante, com uma razão entre os lados de $0,6 \leq l/h \leq 1,7$, depende de duas características: a espessura relativa, δ/D_h , da parede da conduta, e a distância relativa, b/D_h , desde a secção de entrada da conduta até à parede onde esta está montada (Figura 4.2). D_h é o diâmetro hidráulico, dado por:

$$D_h = 4 \cdot A/p \quad (11)$$

Onde A representa a área, e P o perímetro, da secção da conduta.

Para a presente situação, em que a entrada da conduta se encontra a uma grande distância da parede onde está montada ($b/D_h > 0,5$), o coeficiente de perda de carga, ξ , é apenas dependente da espessura relativa da parede da conduta (Idel'chik, 1966).

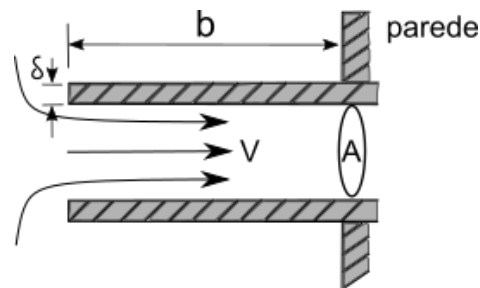


Figura 4.2 - Representação da espessura, δ , e distância, b , de uma conduta.

Sendo que o número de Reynolds, baseado no diâmetro hidráulico (eq. 11), é dado por:

$$Re = \frac{D_h \cdot V}{\nu} \quad (12)$$

Onde V é a velocidade do escoamento, e ν a viscosidade cinemática do fluido, os coeficientes de perda de carga, em função da espessura relativa, para $Re > 10^4$, são apresentados na Tabela 4, e podem ser aproximados pela função do gráfico da Figura 4.3.

Tabela 4 - Valores de $\xi = f(\delta/D_h)$, para $b/D_h \geq 0,5$ (Idel'chik, 1966).

b/D_h	δ/D_h										
	0	0,004	0,008	0,012	0,016	0,02	0,024	0,03	0,04	0,05	∞
0,5	1,00	0,94	0,88	0,83	0,77	0,72	0,68	0,61	0,54	0,50	0,50
∞	1,00	0,94	0,88	0,83	0,77	0,72	0,68	0,61	0,54	0,50	0,50

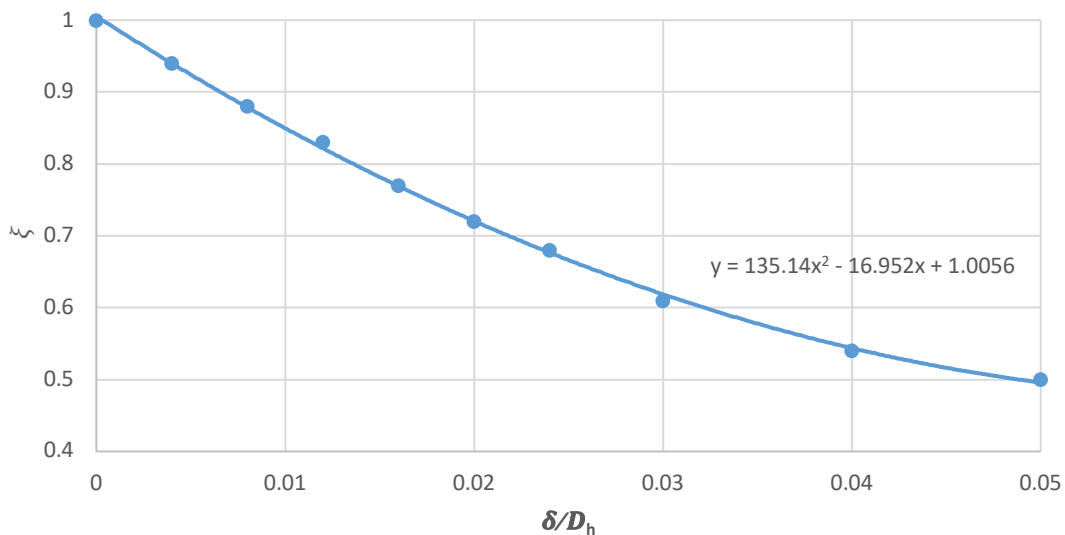


Figura 4.3 -Coeficiente de perda de carga em função da espessura relativa.

Assim é possível escrever:

$$\begin{cases} \xi = 135,14 \cdot (\delta/D_h)^2 - 16,952 \cdot (\delta/D_h) + 1,0056 & (\delta/D_h) < 0,05 \\ \xi = 0,5 & (\delta/D_h) \geq 0,05 \end{cases} \quad (13)$$

Para o caso de uma “boca de sino” na entrada , com um raio de curvatura relativo $r/D_h = 0,2$, o coeficiente de perda de carga pode ser reduzido até cerca de 0,03 (Idel'chik, 1966).

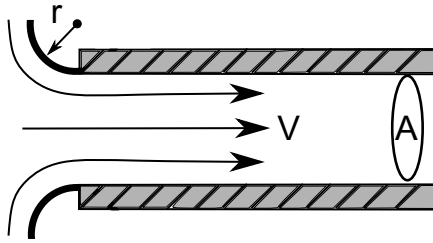


Figura 4.4 – Representação da entrada na conduta com uma “boca de sino” de raio constante.

Para $Re > 10^4$, os valores do coeficiente de perda de carga, ξ , em função de uma entrada com raio de curvatura contante, são dados pela Tabela 5 e gráfico da Figura 4.5.

Tabela 5 - Valores de $\xi = f(r/D_h)$ (Idel'chik, 1966).

r/D_h	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,12	0,16	$\geq 0,2$
ξ	1,00	0,65	0,49	0,39	0,32	0,27	0,22	0,18	0,10	0,06	0,03

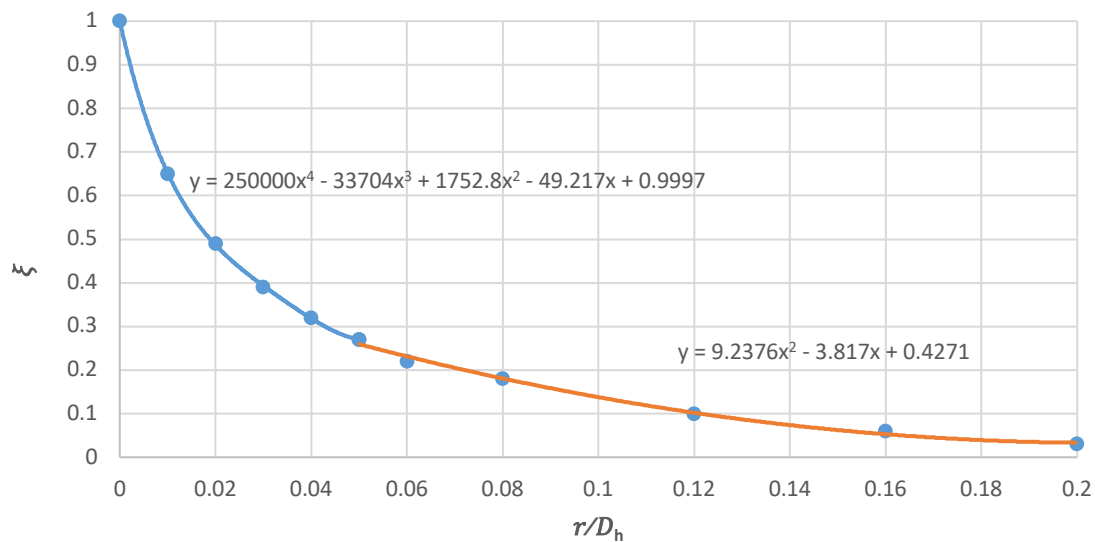


Figura 4.5 - Coeficiente de perda de carga em função do raio de curvatura relativo da entrada.

É possível escrever:

$$\begin{cases} \xi = \left(25 \cdot \left(r/D_h \right)^4 - 3,37 \cdot \left(r/D_h \right)^3 \right) \cdot 10^4 + 1752,8 \cdot \left(r/D_h \right)^2 - 49,217 \cdot \left(r/D_h \right) + 0,9997 & \left(r/D_h \right) < 0,05 \\ \xi = 9,2376 \cdot \left(r/D_h \right)^2 - 3,817 \cdot \left(r/D_h \right) + 0,4271 & 0,05 \leq \left(r/D_h \right) < 0,2 \\ \xi = 0,03 & \left(r/D_h \right) \geq 0,2 \end{cases} \quad (14)$$

Apesar de ser possível uma grande redução da perda de carga, até apenas 3% da pressão dinâmica, com a aplicação de entradas com curvatura de raio constante, é de esperar que uma entrada mais gradual seja ainda mais favorável, com uma perda de carga à entrada praticamente nula.

4.1.1 Equipamento / Incerteza de Medição

Um transdutor de pressão diferencial ligado às duas tomadas de pressão, uma na câmara de estabilização e outra dentro da conduta, permite a leitura de $\Delta P_{entrada}$. Através da equação (10) calcula-se a velocidade do escoamento. As características do transdutor, considerando apenas para a incerteza o valor da tolerância, são apresentadas na Tabela 6:

Tabela 6 - Características do transdutor de pressão diferencial.

Instrumento	Medida	Gama de medição	Incerteza	Resolução
HUBA 699	Pressão Diferencial, $\Delta P_{entrada}$	0 – 100 Pa	± 1 Pa	0,2 Pa

Devido à incerteza associada às variáveis de que depende a velocidade, calculada pela equação (8), também esta terá incertezas associadas. Assim, a velocidade do escoamento calculada, V , terá uma incerteza de medição de $\pm \Delta V$. Esta incerteza é dada por:

$$\Delta V = \frac{1}{2} V \left(\left(\frac{\Delta(\Delta P_{entrada})}{\Delta P_{entrada}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta \rho_{ar}}{\rho_{ar}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta \xi}{\xi} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (15)$$

Assumindo que a incerteza da densidade do ar e do coeficiente de perda, comparativamente com a incerteza associada ao diferencial de pressão, são desprezáveis, a equação (15) resume-se a:

$$\Delta V = \frac{1}{2} V \cdot \left(\frac{\Delta(\Delta P_{entrada})}{\Delta P_{entrada}} \right) \quad (16)$$

Assim, a incerteza da medição da velocidade, para a gama de velocidades ensaiada considerando $\rho_{ar} = 1,18 \text{ kg/m}^3$ e $\xi = 0$, pode ser estimada segundo a Tabela 7 e gráfico da Figura 4.6.

Tabela 7 - Incerteza da medição da velocidade através da pressão dinâmica.

Vel. (m/s)	$\Delta P_{entrada}$ (Pa)	ΔV (m/s)	$\frac{\Delta V}{V}$ (%)
2	2,36	0,423	21,18
4	9,44	0,212	5,30
6	21,24	0,141	2,35
8	37,76	0,106	1,32
10	59	0,085	0,847
12	84,96	0,071	0,589

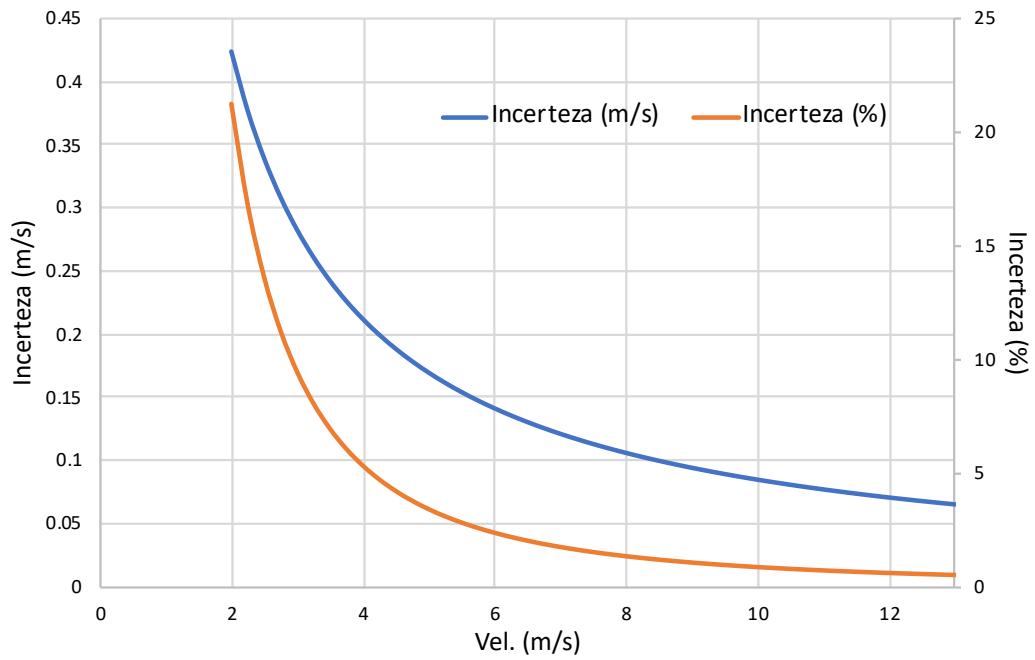


Figura 4.6 - Incerteza de medição em função da velocidade através da pressão dinâmica.

É de notar que para velocidades reduzidas, abaixo dos 6 m/s, a incerteza associada a este tipo de medição é superior a 0,15 m/s, que se pode considerar como o valor a partir do qual a incerteza começa a ser consideravelmente alta.

4.2 Velocidade através de Fio Quente

Existem dois tipos de anemómetros de fio quente, os de corrente constante e os de temperatura constante, que são o tipo mais utilizado e que será abordado.

A velocidade medida através da anemometria de fio quente baseia-se na transferência de calor entre o sensor e o fluido envolvente. O sensor consiste num fio/elemento metálico aquecido por uma corrente eléctrica (efeito de Joule), que por sua vez é arrefecido pelo escoamento incidente, predominando a convecção forçada (Comte Bellot, 1976). De modo a manter a temperatura do elemento, através de um circuito electrónico de controlo, é fornecido um aumento de corrente ao elemento. Esta corrente E relaciona-se com a velocidade U segundo a lei dada por King (1914):

$$E^2 = A + BU^n \quad (17)$$

Onde A , B e n são constantes obtidas experimentalmente.

Uma vantagem deste tipo de anemómetros sobre outros, é o facto de poderem ser bastante pequenos e não perturbarem o escoamento em causa. Por outro lado, o anemómetro de fio/elemento quente é uma boa opção, pois permite uma boa precisão a velocidades baixas. Este tipo de anemómetros é muito sensível às variações do escoamento, e assim, a necessidade de estar inserido um escoamento com níveis de turbulência baixos e um perfil de velocidades tão uniforme quanto possível é importante, o que acontece à entrada da instalação desde que a contração esteja bem desenvolvida, assunto que será tratado na secção 4.3.

Num escoamento uniforme bastaria medir a velocidade num ponto para calcular o caudal mas a medição com vários sensores introduz redundância e aumenta a precisão.

Devido ao elevado custo de anemómetros de fio/elemento quente mais comuns no mercado, que garantam uma boa precisão de medições, e ao facto de se idealizar a instalação de mais do que um aparelho, foi estudada como alternativa a utilização de anemómetros de baixo custo, com um preço dez vezes menor em relação a um anemómetro convencional.

4.2.1 Equipamento

Sensor – *Wind Sensor Rev. P.*

Este sensor (Figura 4.7) é um tipo de anemómetro de baixo custo desenvolvido para projetos de eletrónica, que funciona com o princípio do fio quente. Trata-se de um pequeno elemento, no entanto maior que um fio, por onde passa corrente eléctrica. Daqui em diante será denominado de anemómetro de elemento quente. Alimentado por uma tensão de no mínimo 9 Volt e máximo 12, transmite um sinal de saída analógico, em tensão, de 0 a 5 Volt (“Wind Sensor Rev. P.,” n.d.). O sensor está montado numa placa de dimensões de 6,5x1,7x0,1 cm. O elemento quente do modelo seleccionado está montado num anel que deve alinhar-se com o escoamento.

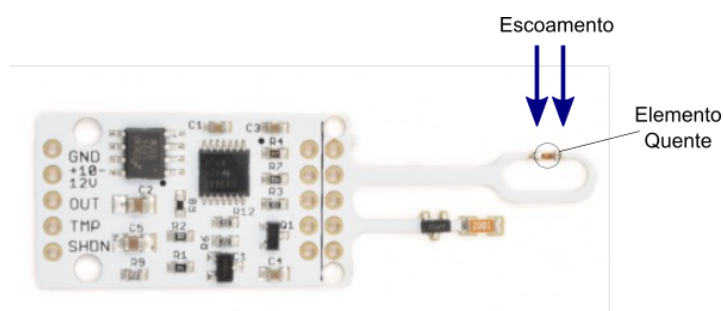


Figura 4.7 - *Wind Sensor Rev. P.*

Arduino

Como sistema de aquisição do sinal proveniente do anemómetro de elemento quente utilizouse um *Arduino* (plataforma eletrónica em código aberto). Foi utilizada uma placa *Arduino-UNO* (Figura 4.8) com 10 *bits* de resolução. Este sistema possui ainda uma interface que permite a conexão com o sistema de aquisição de dados da JDEUS.

Com um sinal de saída do sensor de até 5 Volt e uma resolução do sistema de aquisição de 10 *bits*, obtém-se a resolução do sinal da seguinte forma:

$$5 \text{ Volt} / 2^{10} = 0,00488 \cong 0,005 \text{ Volt.} \quad (18)$$



Figura 4.8 - Placa *Arduino-UNO*

4.2.2 Calibração

A calibração estabelece uma relação entre o *output* do anemómetro e a velocidade do escoamento. Esta relação é estabelecida ao expor o sensor a um conjunto de velocidades conhecidas, U , e daí registar os respetivos valores da tensão, E . A curva dos pontos (E, U) representa a função a ser usada para converter o sinal de tensão em velocidade. A calibração pode ser realizada num túnel de vento com tomadas de pressão total e de pressão estática. É importante acompanhar a temperatura ambiente durante a calibração, pois é um parâmetro que influencia a resistência elétrica do sensor e consequentemente a tensão que atravessa o elemento. Também são importantes a pressão absoluta e a humidade do ar na medida em que afetam a pressão dinâmica.

É de notar que, apesar destes anemómetros terem potencialmente uma incerteza associada baixa, sobretudo a baixas velocidades, esta está totalmente dependente da incerteza associada ao processo de calibração. De modo a que seja possível uma calibração com rigor, foi projetado um túnel de calibração especificamente para este tipo de anemómetros.

4.2.2.1 Túnel de Calibração

Os testes realizados na JDEUS praticam velocidades de ar externo entre os 2 e os 12 m/s. Assim, o túnel de calibração projetado prevê uma calibração numa gama de velocidades, pelo menos, entre 1 e 15 m/s. O túnel projetado é um túnel de sucção em circuito aberto, modelo mais comum para este tipo de aplicações.

O problema na calibração surge nas velocidades baixas, pois a incerteza relativa é considerável. No entanto, ao colocar o anemómetro a calibrar numa secção larga, e fazendo a medição de referência numa secção de menor área consegue-se medir com boa precisão a velocidade alta e, assim, pela relação de áreas determina-se com igual precisão relativa a velocidade baixa. É através de reduções de áreas em túneis, que é possível garantir uma boa calibração nas velocidades baixas.

Com o objetivo de obter uma calibração com uma baixa incerteza associada, sem a necessidade de integrar um ventilador com uma potência muito elevada, foi decidido projetar um túnel com duas contrações e um bocal em forma de “boca de sino” na entrada. Assim, dispõe-se de três troços que funcionam como secções de teste, cada um destinado a calibrar uma gama de velocidades definida (Figura 4.6). A secção será do tipo circular porque garante um escoamento mais uniforme e menos turbulento. A presença de esquinas favorece a possível separação nas contrações (Bell & Mehta, 1988), que é indesejado no decurso da calibração.

O túnel foi projetado com contrações com rácios de áreas de 2,7(7):1 na entrada em forma de “boca de sino” e 2,25:1 e 4:1 nas contrações (Figura 4.6). Os valores destes rácios foram ajustados de forma a ser possível utilizar dois moldes, um da contração da entrada e outro da contração de maior dimensão, disponíveis no Instituto Superior Técnico. Estas contrações estão estudadas e garantem

um perfil de velocidades uniforme à saída. O túnel será em fibra de vidro, que permite moldar conforme necessário, e garante uma superfície lisa no interior do túnel.

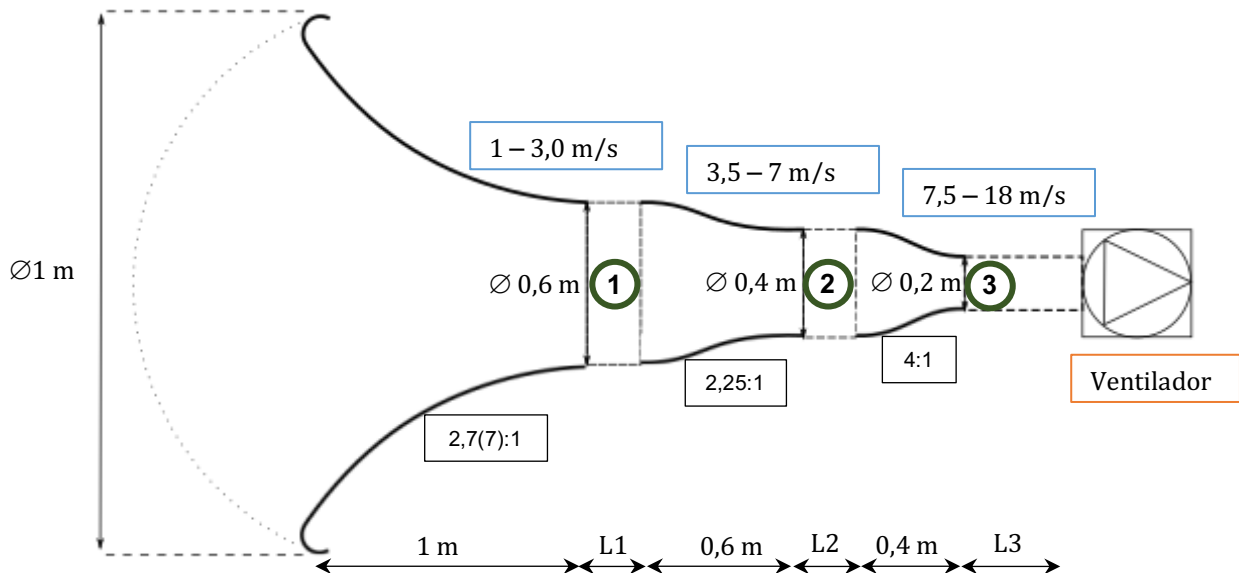


Figura 4.9 - Esquema do túnel de calibração projetado.

Uma das seções, a mais estreita, com velocidades mais elevadas, também dispõe de tomadas de pressão estática ao longo do perímetro da seção, que permite uma medição exata da velocidade do escoamento, que servirá como velocidade de referência. A velocidade de referência é calculada através do método da coluna de fluido, com o auxílio de um manómetro inclinado, num lado ligado às tomadas de pressão estática, e do outro aberto para o ar atmosférico, como tomada de pressão total. Para este caso o fluido será água ou álcool. Assim é possível obter a velocidade da seguinte maneira:

$$V_3 = \sqrt{2 \cdot h \cdot \frac{\rho_{\text{água}}}{\rho_{\text{ar}}} \cdot g \cdot \sin \theta} \quad (19)$$

Em que h , é a diferença de altura de coluna de fluido devido à diferença entre a pressão total e a pressão estática, dado em m, e θ a inclinação do manómetro. A incerteza desta medição pode ser dada por:

$$\Delta V = \frac{1}{2} V_3 \left(\left(\frac{\Delta h}{h} \right)^2 + \left(\frac{\Delta \rho_{\text{água}}}{\rho_{\text{água}}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta \rho_{\text{ar}}}{\rho_{\text{ar}}} \right)^2 + \left(\frac{\cos(\theta) \Delta \theta}{\sin(\theta)} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (20)$$

Poderá ainda haver uma componente de incerteza referente à intervenção que devido à sua difícil quantificação não será contabilizada.

Admitindo que os valores de $\rho_{\text{água}}$, ρ_{ar} e θ são medidos com uma exatidão tal, que as suas incertezas, em relação à incerteza associada a h , podem ser desprezáveis, e que a menor escala de medida $\Delta h = 0,5\text{mm}$, obtém-se a seguinte incerteza de medição:

$$\Delta V = \frac{1}{2} V_3 \left(\frac{0,5}{h} 10^{-3} \right) \quad (21)$$

De modo a garantir uma incerteza em toda a gama de medições de velocidade menor que $\pm 0,1\text{ m/s}$, objetivo deste trabalho, e assumindo que a inclinação do manómetro é de 10° (poderá ser menor), através das equações (19) e (21) obtém-se a velocidade mínima que se pode calibrar na secção de referência:

$$\Delta V = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\rho_{\text{água}} \cdot g \cdot \text{sen}(\theta)}{\rho_{\text{ar}} \cdot V_{3,\text{min}}} < 0,1 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{para } V_{3,\text{min}} > 7,2 \text{ m/s} \quad (22)$$

Assim, visto que o segundo troço tem um raio $r_2 = 0,2\text{ m}$, terá de se garantir um ventilador que promova um caudal de:

$$V_{3,\text{min}} \times \pi \cdot r_2^2 = 0,905 \text{ m}^3/\text{s} = 3257,2 \text{ m}^3/\text{h} \quad (23)$$

Que corresponde a uma velocidade na secção de referência de $V_{3,\text{máx}} = 28,8\text{ m/s}$.

Este método de calibração tem as características referidas na tabela:

Tabela 8 - Incerteza na medição da velocidade no túnel de calibração projetado.

V_1 (m/s)	V_2 (m/s)	V_3 (m/s)	h_3 (mm)	ΔV (m/s)	$\Delta V/V$ (%)
1	-	9	28,6	0,08	0,9
3	-	27	257	0,03	0,1
	3	12	50,8	0,06	0,5
-	3,5	14	69,1	0,05	0,4
-	7	28	276,4	0,03	0,1
		7	17,3	0,1	1,4
-	-	7,5	19,8	0,09	1,3
-	-	15	79,3	0,05	0,3

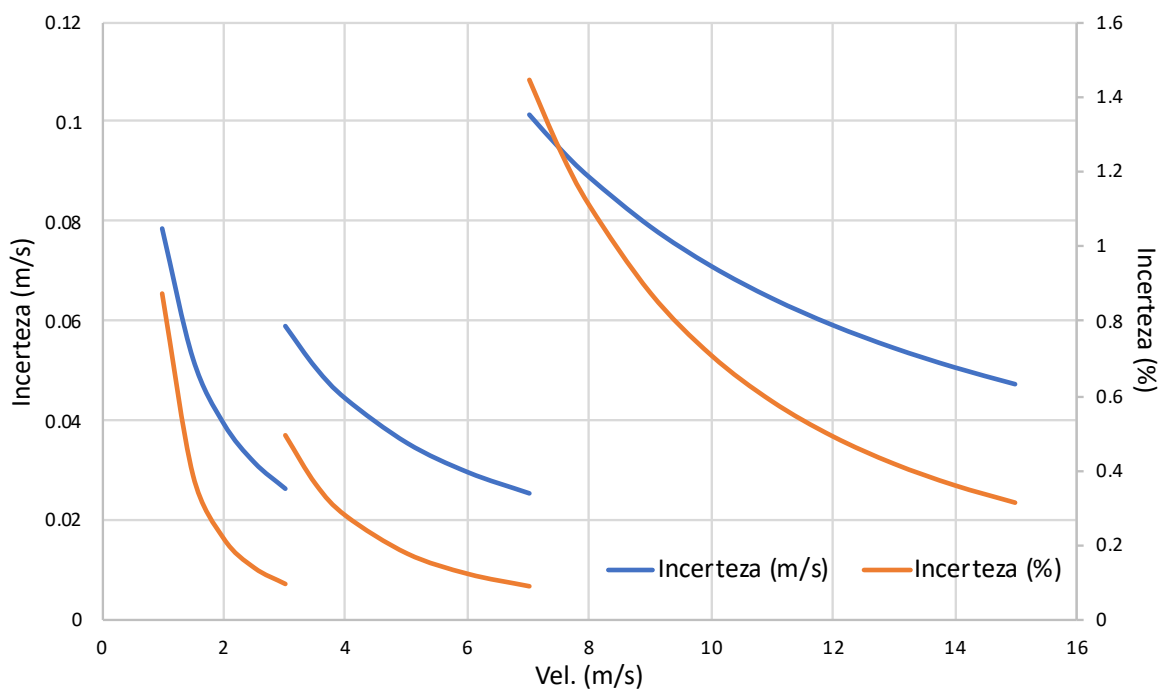


Figura 4.10 - Incerteza de medição da velocidade no túnel de calibração.

Um ventilador que verificou ser capaz garantir as condições necessárias é um ventilador de aspiração simples, modelo CPV – 1325-2T da marca Sodeca (Anexo A).

A perda de carga ao longo do túnel será reduzida, tendo a contribuição mais elevada à entrada do ventilador. Através da curva característica do ventilador (Anexo A) pode-se verificar que o ventilador consegue vencer uma perda de carga de cerca de 900 Pa no caudal mais elevado, que corresponde a um fator de perda de 0,913, que é superior ao fator de perda expectável nesta instalação, que será bastante reduzido devido às contrações graduais e ao material com pouca rugosidade.

Para o caso do ventilador referido não será necessário adicionar uma adaptação de área pois a secção de entrada do ventilador é igual à secção (3) do troço final do túnel. Se as secção de teste tiverem cada uma pelo menos 20 cm de comprimento ($L_1=L_2=20$ cm) e a secção final mais 20 cm ($L_3=40$ cm), a instalação terá, na sua totalidade, cerca de 2,8 m de comprimento. Os valores de L_1 , L_2 e L_3 terão de ser ajustados. A proximidade do ventilador em relação à secção (3) poderá resultar no enrolamento do escoamento, situação que deve ser averiguada e, caso se verifique, deve ser inserida uma estrutura em forma de favos de mel antes do ventilador e/ou aumentar o comprimento do troço final do túnel.

Não estando ainda disponível o túnel projetado, fez-se uma calibração preliminar dos anemómetros num túnel de vento do Instituto Superior Técnico (secção 5.1).

4.3 Desenvolvimento da Contração

4.3.1 Design

O *design* de uma contração que seja aplicável no banco de ensaios da JDEUS tem de cumprir alguns requisitos. Em primeiro lugar tem de ter uma secção retangular, tal como a da conduta. A contração tem de se adaptar aos diferentes tamanhos das peças a ser estudadas, tal como o resto do mecanismo da secção de teste. Outro ponto que deve ser considerado são as dimensões da contração, não podendo ter dimensões muito grandes, que dificultem o manuseamento e compliquem a preparação dos ensaios.

Devido à geometria retangular de lados variáveis não é possível usar uma contração comum, como as contrações referidas na literatura (Thomas Morel, 1977; Bell & Mehta, 1988; F. M. Fang, 1997; F.-M. Fang et al., 2001; Ramaseshan & Ramaswamy, 2002). Assim, o *design* da contração teve como base um perfil com uma função estudada por Rodríguez Lastra et al. (2013) que assegura que se atinge um perfil de velocidades praticamente uniforme na secção estreita, sem efeitos de curvatura:

$$y = b_1 + b_2 \cdot x \cdot [\ln(b_2 \cdot x) - b_3] \quad (24)$$

Onde y é a coordenada de altura e x a coordenada longitudinal. Os três parâmetros da função são:

- $b_1 = h_i$
- $b_2 = (h_i - h_o)/l$
- $b_3 = \ln(h_i - h_o) + 1$

(25)

Em que h_i e h_o são a cota da secção entrada e da saída, respetivamente, e l o comprimento da contração. Definido h_i como cota zero, $(h_i - h_o)/l = 0,6$ e $l = 0,2$ m de comprimento, obtém-se $(h_i - h_o) = 0,12$ m, e é possível escrever a função do perfil como:

$$y = 0,6 \cdot x \cdot [\ln(0,6 \cdot x) + 1,12] \quad (26)$$

De modo a evitar uma possível separação da camada limite na aresta da entrada (Figura 4.11), acrescentou-se um rebordo curvo como se indica esquematicamente na Figura 4.12.

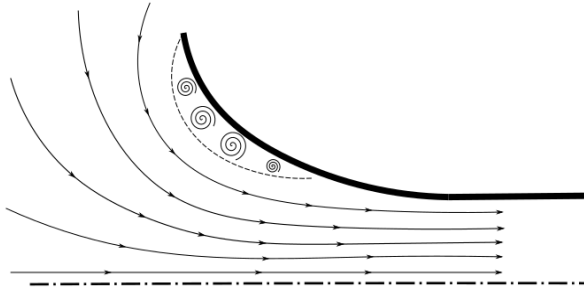


Figura 4.11 - Ilustração das linhas de corrente, do escoamento à entrada da conduta sem rebordo.

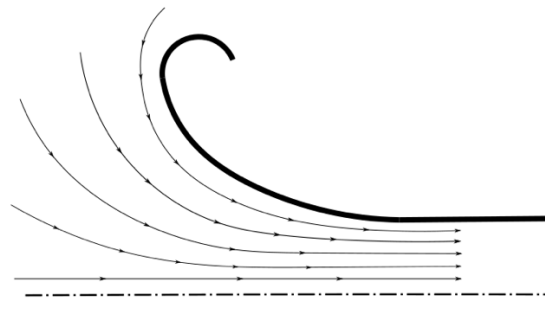


Figura 4.12 - Ilustração das linhas de corrente, do escoamento à entrada da conduta com rebordo.

A contração foi idealizada de forma a garantir que se adapta aos diferentes tamanhos dos *intercoolers* e radiadores. Assim, é necessário que o comprimento, dos quatro lados da secção, seja superior ao tamanho de todas as peças a ensaiar. Os lados da contração coincidem umas com as outras permitindo que deslizem entre si. Os encaixes dos lados nas placas são feitos através de quinas que se adaptam à instalação: o lado inferior segundo a Figura 4.13 e os restantes segundo a Figura 4.14. A mesa que suporta a instalação obriga a que o encaixe do lado inferior seja diferente.



Figura 4.13 - Encaixe do lado inferior da contração.



Figura 4.14 - Encaixe dos lados da contração, exceto o lado inferior.

Para desenhar esta contração recorreu-se à ferramenta de desenho *CAD 3D Solidworks*. O *layout* da contração e a sua montagem na instalação, estão representadas nas figuras seguintes:

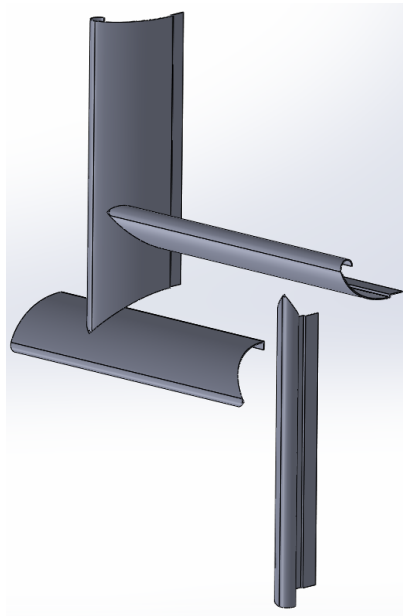


Figura 4.15 - Layout da contração.

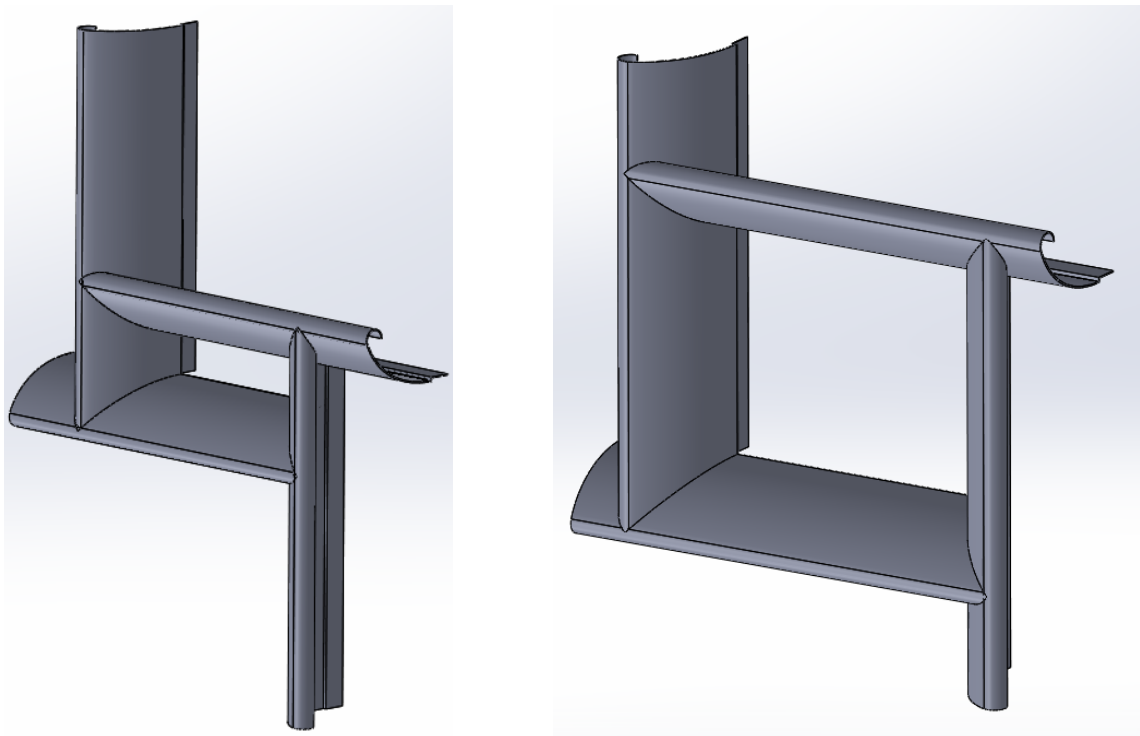


Figura 4.16 – Variabilidade da secção da contração

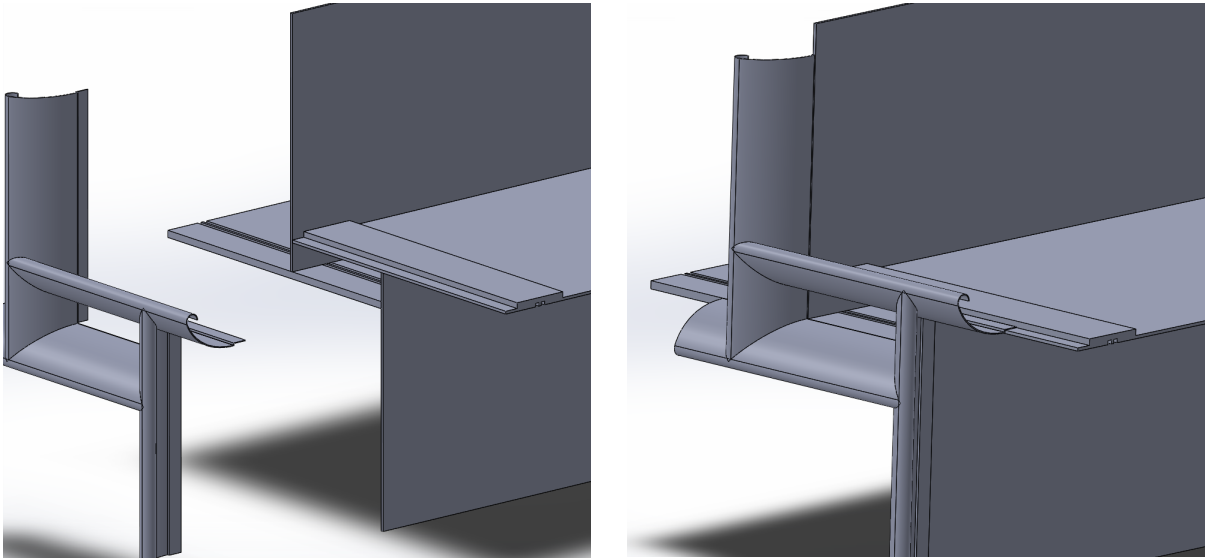


Figura 4.17 - Montagem da contração na instalação.

4.3.2 Fabrico

Todo o fabrico, à exceção de alguns retoques finais dos cantos, foi realizado por nós nas oficinas de Mecânica, do Instituto Superior Técnico.

A contração foi concebida em quatro chapas de alumínio com uma espessura de 2,5 mm. As chapas passaram por várias fases até se chegar ao produto final. Primeiramente passaram pelo processo de calandragem. Devido às dimensões da calandra disponível (Figura 4.18), o comprimento das chapas teve de ser 95 cm. Através de um ajuste variável da curvatura que a calandra impõe sobre a chapa, foi possível obter a curvatura desejada. Este processo foi feito com o auxílio do desenho do perfil da contração a escala de 1:1.



Figura 4.18 - Calandra da oficina de Mecânica do IST.

De seguida as chapas foram quinadas (Figura 4.19) de modo a terem a forma que permite o encaixe na estrutura do túnel (Figura 4.13 e 4.14).

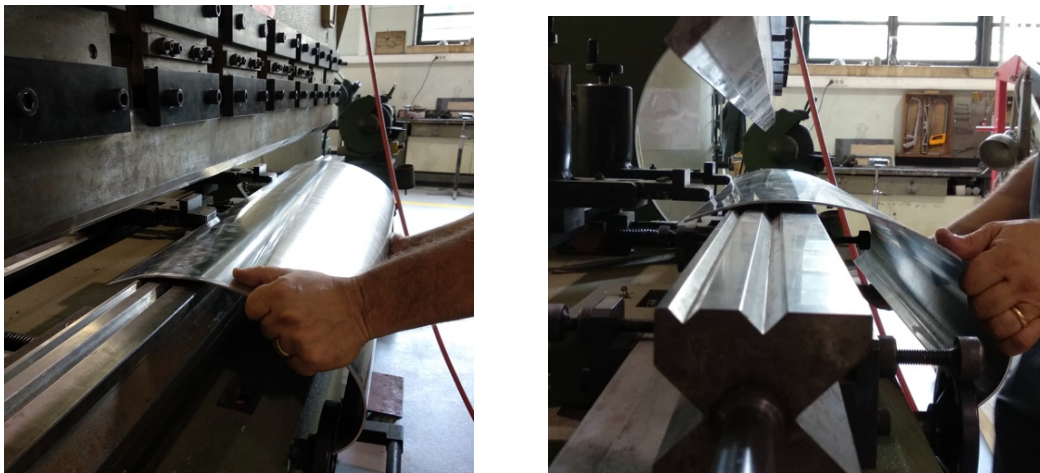


Figura 4.19 - Processo de quinar.

No final, com o auxílio de uma rebarbadora, foi cortado um dos extremos de cada uma das chapas (Figura 4.20) de forma a que estas possam coincidir e deslizar entre si, possibilitando o ajuste da secção final da contração às dimensões do *intercooler* a ensaiar.

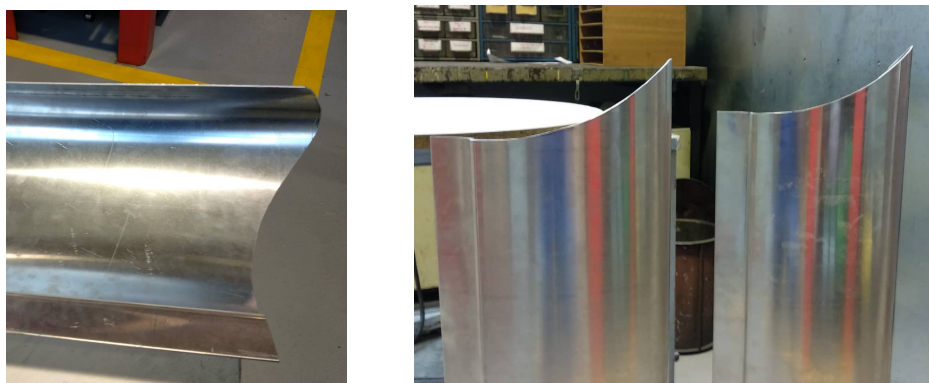


Figura 4.20 - Corte dos cantos das chapas.

O encaixe das chapas na instalação foi feito com parafusos. Após a montagem no túnel da JDEUS, realizaram-se alguns ajustes de maneira a que as quatro chapas que constituem a contração estivessem todas em harmonia entre si, facilitando a adaptação à secção que se pretende (Figura 4.21). No final colocaram-se borrachhas nas zonas de interseção. (Figura 4.22).



Figura 4.21 - Montagem e ajuste das chapas na instalação da JDEUS.



Figura 4.22 - Configuração final da contração desenvolvida.

5. Ensaios Experimentais

De seguida são abordados os testes experimentais do processo de calibração do anemómetro de elemento quente. O foco desta secção é a análise experimental das diferentes configurações à entrada da conduta do banco de ensaios e da medição da velocidade do escoamento das diferentes maneiras abordadas.

Existem três tipos de *intercoolers* que são estudados neste banco de ensaio: os *Full-Face*, os *Down-Face* e os *Box-Type*. Dentro de cada tipo as dimensões variam apenas ligeiramente. Assim, foi previsto efetuar os testes experimentais para cada uma destas três configurações padrão, de maneira a haver uma validação geral. No entanto, devido a este estudo ter sido intercalado com outros ensaios necessários à empresa, apenas o *intercooler* do tipo *Box-Type* foi estudado aprofundadamente. Os *intercoolers* padrão e as suas características relevantes ao estudo são apresentados na tabela seguinte:

Tabela 9 - *Intercoolers* padrão e características relevantes ao estudo.

Intercooler	Tipo	h (mm)	l (mm)	D_h (m)
Fiat B-SUV	<i>Full-Face</i>	660	404,4	0,5015
Audi Q3	<i>Down-Face</i>	665	144	0,2367
PSA64	<i>Box-Type</i>	327,5	191,6	0,2416

Como primeira abordagem os testes foram realizados sem a presença de escoamento de ar interno no interior do *intercooler*. Posteriormente realizaram-se testes completos, com escoamento externo e interno, com o intuito de consolidar os resultados.

5.1 Calibração do Anemómetro de Elemento Quente

A calibração preliminar realizou-se no túnel de vento instalado no laboratório de Mecânica de Flúidos, no pavilhão de Mecânica IV do Instituto Superior Técnico (Figura 5.1) com o objetivo de testar a aquisição de dados. Trata-se de um túnel de circuito aberto do tipo sopra, capaz de produzir uma velocidade máxima de ar na secção de teste de cerca de 30 m/s, controlada manualmente por uma perda de carga na entrada do ar no ventilador. Equipado com favos, sucessivas redes e uma contração suficientemente grande, garante um escoamento à saída com níveis de turbulência reduzidos e um perfil de velocidades uniforme em toda a zona central. O túnel está equipado com um tubo de *Pitot* total, no seio do escoamento, e tomadas de pressão estática à saída da contração, conectados a um manómetro de tubo inclinado. É possível calcular a velocidade do escoamento à saída da contração da seguinte maneira:

$$U_1 = \sqrt{2 \cdot h \cdot \frac{\rho_{álcool}}{\rho_{ar}} \cdot g \cdot \sin \theta} \quad (27)$$

Onde h é diferença de altura de coluna de fluido, neste caso álcool, devido à diferença entre a pressão total e a pressão estática, medida com uma régua em que a menor escala é igual a 0,25 mm, e θ a inclinação do manómetro medida com um nível digital.



Figura 5.1 - Instalação para realização da calibração.

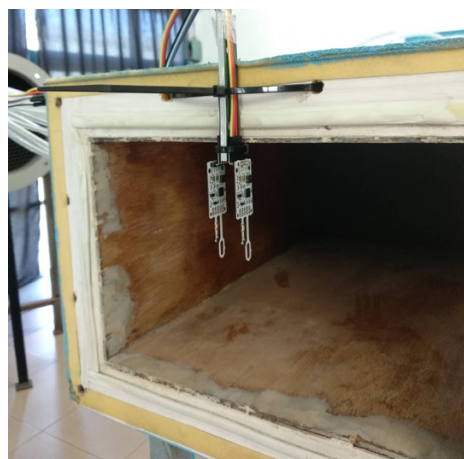


Figura 5.2 - Posicionamento dos anemómetros durante a calibração.

Dois anemómetros de elemento quente foram posicionados à saída da contração (Figura 5.2), tendo sido realizadas duas sessões de medições às temperaturas de 21°C e 28°C. Em cada uma destas sessões foram registadas 40 medições de velocidades, numa gama entre 2 e 18 m/s. Ao mesmo tempo foi registada a altura da coluna de álcool.

Um dos anemómetros danificou-se e por isso fez-se a calibração apenas para um sensor.

Para cada uma das medições foram adquiridos os valores da tensão dos anemômetros durante 20 segundos a uma taxa de aquisição de 10Hz. Nas Figuras 5.3, 5.4 e 5.5. são apresentados alguns exemplos de dados adquiridos para diferentes velocidades. Embora o sinal tenha uma resolução de 0,00488 Volt, como existe turbulência, é possível refinar a medição fazendo a média dos valores lidos.

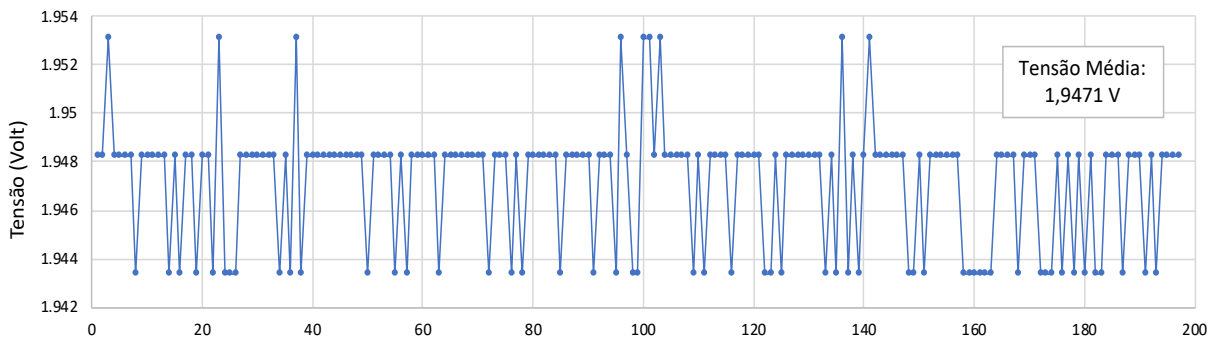


Figura 5.3 – Sinal em tensão adquirido para o ponto $U_1 = 1,8 \text{ m/s}$; $T = 28^\circ\text{C}$.

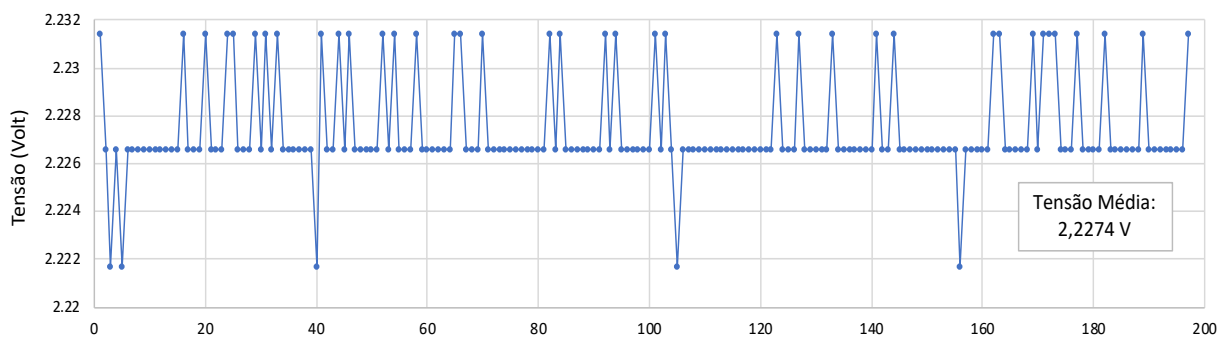


Figura 5.4 - Sinal em tensão adquirido para o ponto $U_1 = 8,5 \text{ m/s}$; $T = 28^\circ\text{C}$.

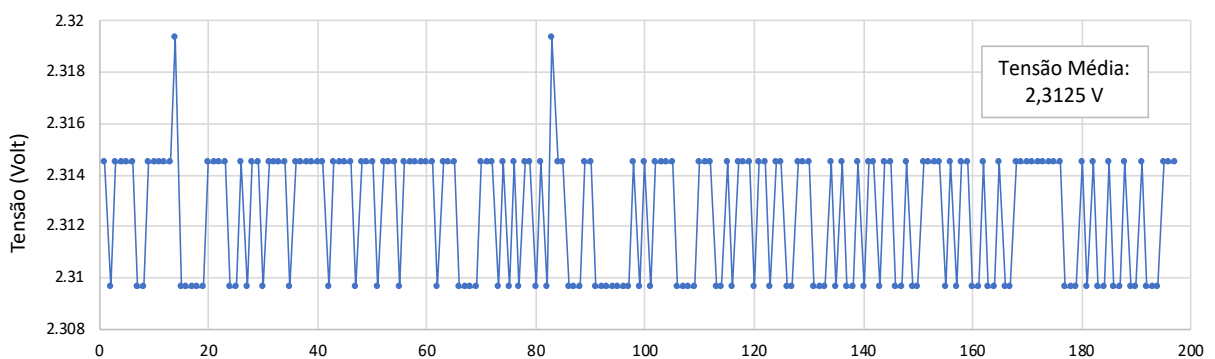


Figura 5.5 - Sinal em tensão adquirido para o ponto $U_1 = 12 \text{ m/s}$; $T = 28^\circ\text{C}$.

Para cada ponto de velocidade calculada através da diferença entre a pressão estática e a pressão total, medida com um manômetro de coluna de álcool, fez-se uma média de todos os valores de tensão registados. Os 80 pontos de medidos foram importados para o software *Matlab* de modo a traçar a curva de calibração. Através da *toolbox* “*Curve Fitting Tool*”, disponível no *Matlab*, foi possível traçar uma função que relacionasse as três variáveis envolvidas, tensão, velocidade e temperatura. Assim obteve-se a curva de calibração representada na Figura 5.6:

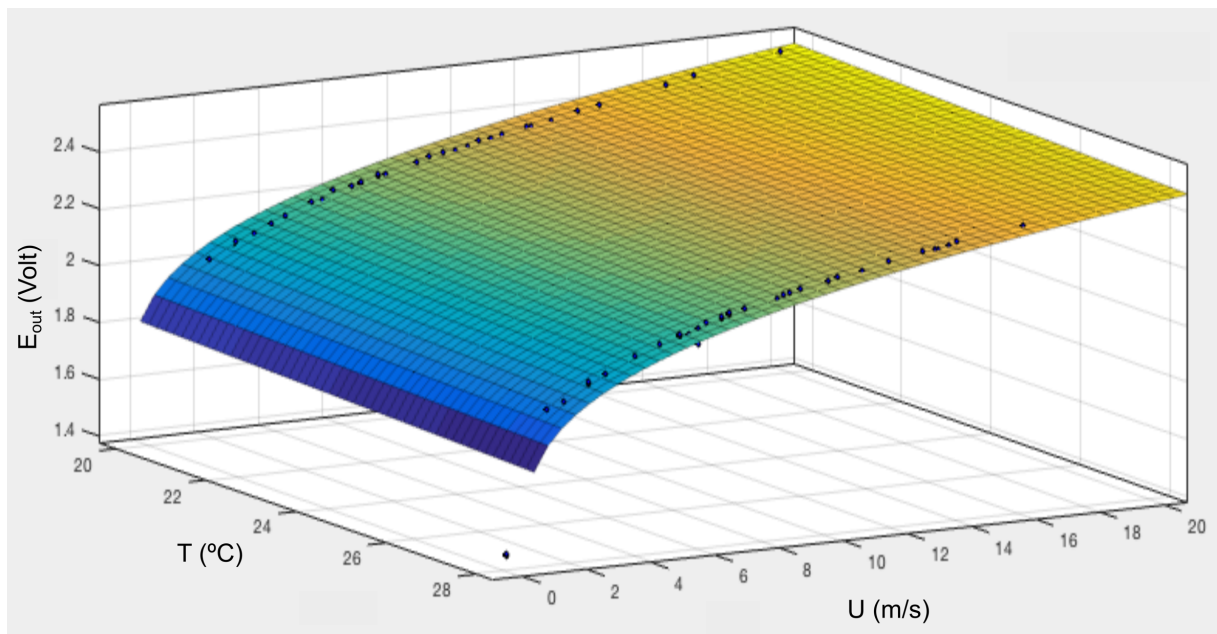


Figura 5.6 – Função de calibração do anemómetro obtida através do *Matlab*.

A curva de calibração relaciona a tensão do anemómetro com a temperatura, através de um parâmetro linear, e com a velocidade do escoamento através de um parâmetro de potência, que se assemelha à função (17), da lei de King:

$$E_{out} = 1,577 - 0,005043 \cdot T + 0,4305 \cdot U_2^{0,2872} \quad (28)$$

Onde:

E_{out} = tensão do anemómetro (Volt)

T = temperatura ambiente (°C)

U_2 = velocidade do escoamento (m/s)

Rearranjando a equação (28), de modo a obter a velocidade em função da tensão e temperatura, obteve-se a seguinte função de transferência:

$$U_2 = \left[\frac{(E_{out} - 1,577 + 0,005043 \cdot T)}{0,4305} \right]^{1/0,2872} \quad (29)$$

A raiz do erro quadrático médio, *RMSE* (*Root Mean Square Error*) expressa o bom ajuste da curva de calibração:

$$RMSE = 0,009895$$

Apesar da resolução do sinal em tensão ($\cong 0,005 \text{ Volt}$) ser baixa, o facto da função de transferência não ser linear faz com que a resolução absoluta diminua à medida que a velocidade aumenta. A resolução em percentagem (relativa), em relação ao valor da velocidade medida, diminui com a velocidade. Para uma temperatura de 25°C a resolução em função da velocidade é dada pelo gráfico da Figura 5.7.

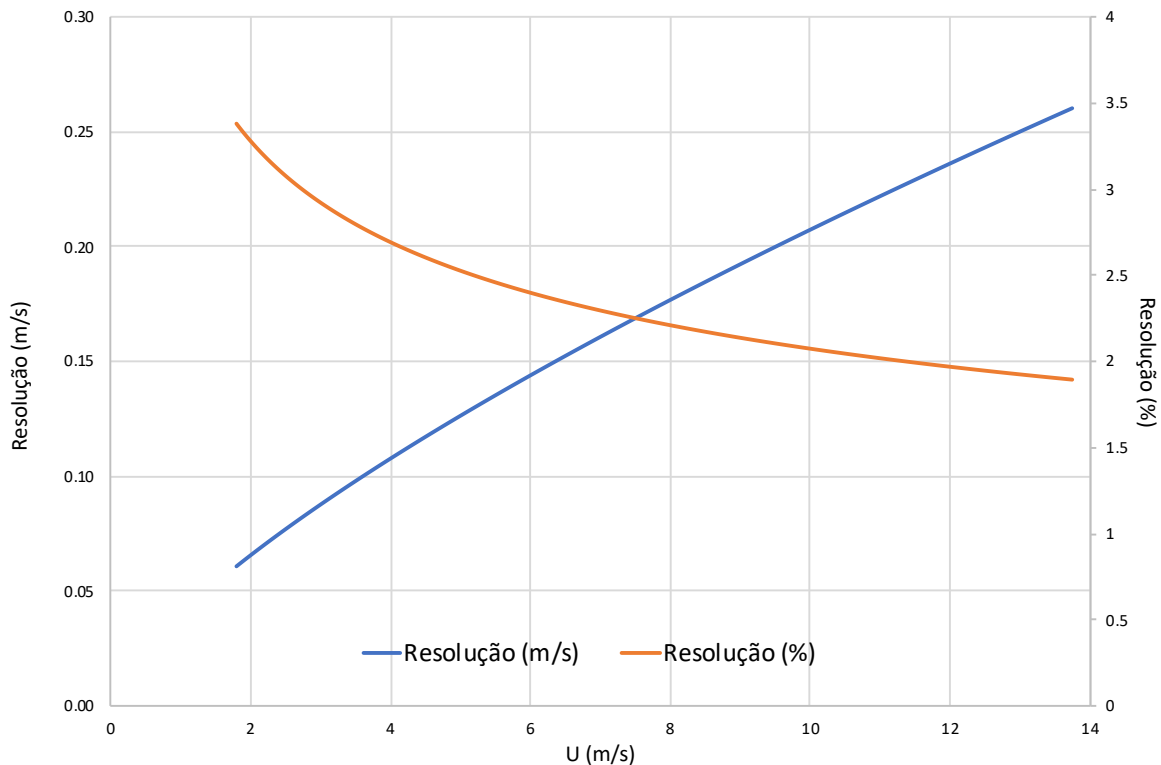


Figura 5.7 - Resolução do anemómetro em função da velocidade.

A resolução do anemómetro pode ser melhorada com um sistema de aquisição com uma resolução superior. Um sistema de aquisição de 12 *bits* seria suficiente para que a resolução do anemómetro, em termos de velocidade, fosse sempre inferior a $0,1 \text{ m/s}$, para a gama de valores a medir (Figura 5.8).

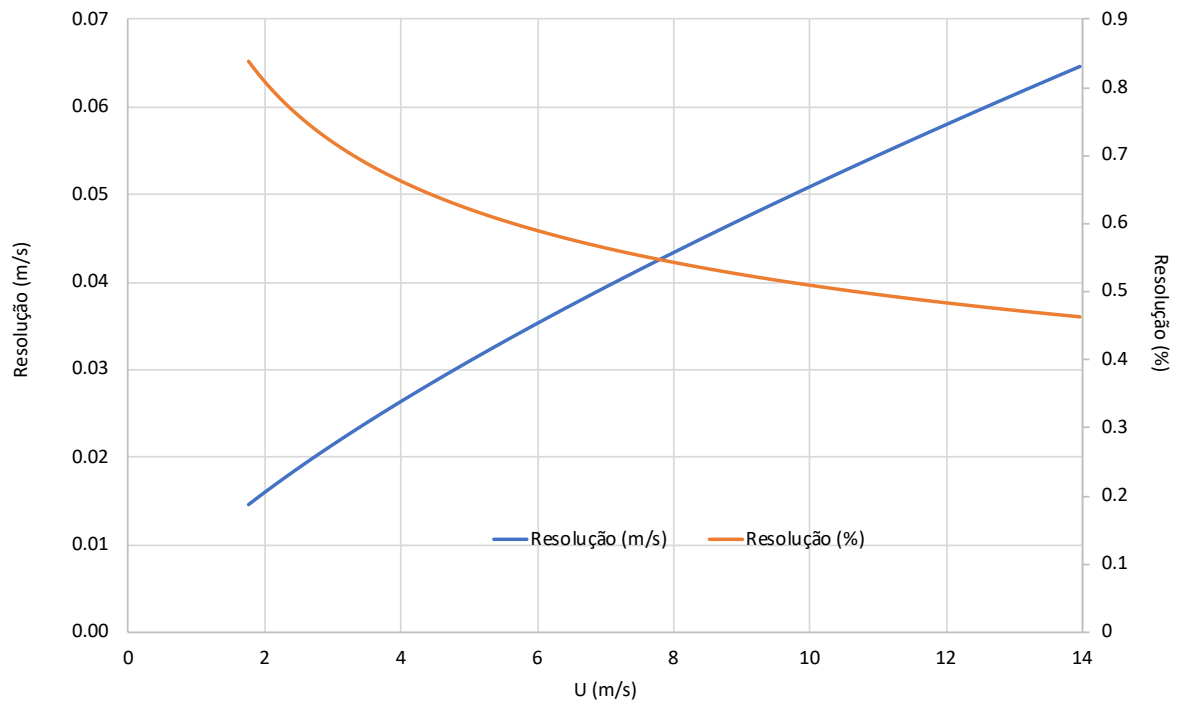


Figura 5.8 – Resolução do anemômetro em função da velocidade para uma resolução do sistema de aquisição de 12 bits.

5.1.1 Incerteza do Anemômetro

As medições feitas pelo anemômetro de elemento quente têm incertezas propagadas do método de calibração. Assume-se que os valores da tensão medida, E_{out} , têm uma incerteza comparativamente desprezável.

A incerteza da velocidade calculada pelo método da coluna de fluido pode ser escrita da seguinte forma:

$$\Delta U_1 = \frac{1}{2} U_1 \left(\left(\frac{\Delta \dot{h}}{h} \right)^2 + \left(\frac{\Delta \rho_{álcool}}{\rho_{álcool}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta \rho_{ar}}{\rho_{ar}} \right)^2 + \left(\frac{\cos(\theta) \Delta \theta}{\sin(\theta)} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (30)$$

A velocidade calculada através da curva de calibração terá uma velocidade, U_2 , diferente de U_1 devido à incerteza associada ao ajuste da curva (ΔU_2) (Yavuzkurt, 1984).

De acordo com Yavuzkurt (1984), pode-se assumir que a velocidade instantânea medida pelo anemômetro, U , terá uma incerteza de:

$$\Delta U = ((\Delta U_1)^2 + (\Delta U_2)^2)^{1/2} \quad (31)$$

Definindo:

$$\alpha = \frac{1}{2} \left(\left(\frac{\Delta \dot{h}}{h} \right)^2 + \left(\frac{\Delta \rho_{\text{álcool}}}{\rho_{\text{álcool}}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta \rho_{\text{ar}}}{\rho_{\text{ar}}} \right)^2 + \left(\frac{\cos(\theta) \Delta \theta}{\text{sen}(\theta)} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (32)$$

Pode-se escrever:

$$\Delta U_1 = \alpha \cdot \Delta U \quad (33)$$

$$\Delta U_2 = \beta \cdot \Delta U \quad (34)$$

Onde β é o erro quadrático médio (*RMSE*) associado ao ajuste da curva de calibração. Assim é possível escrever a incerteza da velocidade medida pelo anemómetro como (Yavuzkurt, 1984):

$$\Delta U = U \cdot (\alpha^2 + \beta^2)^{1/2} \quad (35)$$

Os parâmetros associados à presente calibração e respectivas incertezas, vindos da rastreabilidade do túnel em causa a padrões de referência, são:

- $\rho_{\text{ar}} = 1,18 \mp 0,02 \text{ kg/m}^3$
- $\rho_{\text{álcool}} = 870 \mp 10 \text{ kg/m}^3$
- $\theta = 15^\circ \mp 0,1^\circ$
- $\Delta \dot{h} = \mp 0,5 \text{ mm}$

A partir da equação (30) é possível escrever:

$$\alpha = \frac{1}{2} \left(\left(\frac{0,5}{h} 10^{-3} \right)^2 + 3,43 \cdot 10^{-4} \right)^{1/2} \quad (36)$$

Sendo que $\beta = 0,009895$, através da equação (35) tem-se:

$$\Delta U = U \cdot \left(\frac{0,0625}{h^2} + 1,84 \cdot 10^{-4} \right)^{1/2} \quad (37)$$

A incerteza da medição do anemómetro em função da velocidade do escoamento, obtida através da calibração realizada, é apresentada graficamente na Figura 5.9.

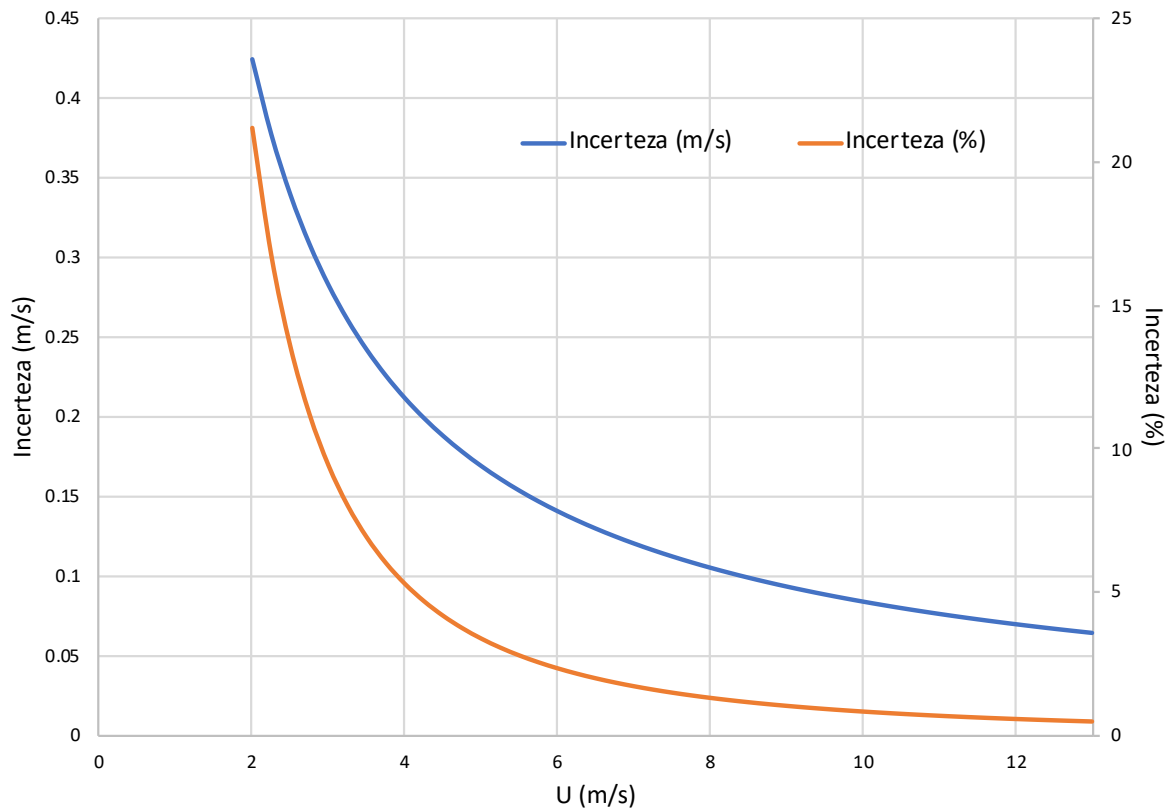


Figura 5.9 - Incerteza da velocidade medida pelo anemómetro de elemento quente.

Independentemente da resolução do sinal elétrico a incerteza associada às velocidades baixas é considerável devido à dificuldade de medir rigorosamente a velocidade utilizada para calibrar o dispositivo. A instalação projetada na secção 4.2.2.1 resolve este problema.

5.2 Testes a “Frio”

Os testes a “frio”, são realizados na ausência de escoamento interno no *intercooler*. Estes testes não só facilitam a abordagem inicial do problema, mas também são feitos desta forma por razões de segurança. Para realizar a aquisição da velocidade com o anemómetro de elemento quente é necessário estar dentro da sala, o que não seria seguro na eventualidade de uma mangueira, com caudal de ar interno a alta temperatura e pressão, rebentar.

Neste capítulo é estudada a situação inicial apenas com as placas planas, sem nenhuma contração à entrada da conduta (Figura 5.10-a), a situação com um perfil cilíndrico à entrada de raio 25 mm (Figura 5.10-b), e a situação com a contração de perfil logarítmico, projetada no âmbito desta tese (Figura 5.10-c). A entrada com perfil cilíndrico é uma alternativa que já tinha sido sugerida e construída, mas que nunca teve aplicação prática, e, por uma questão de validação e comparação, foi também estudada.



(a) Placas planas

(b) Perfil cilíndrico

(c) Perfil logarítmico

Figura 5.10 - Configurações de entrada estudadas.

Para a realização dos ensaios foram utilizados o anemómetro de ventoinha KIMO HE100 para medir a velocidade do escoamento à entrada da conduta, o transdutor GE UNIK5000 para medir a perda de carga no *intercooler*, o transdutor de pressão diferencial Huba699 para medir a diferença de pressão entre a câmara de estabilização e a secção dentro da conduta, e o anemómetro de elemento quente *Wind Sensor Rev. P* e a placa *Arduino-UNO*. Os dados dos ensaios, à exceção dos obtidos através do anemómetro de elemento quente, são adquiridos e guardados através do sistema de aquisição da JDEUS. Valores de temperatura e pressão do ar ambiente também são adquiridos, permitindo um cálculo automático da densidade ar:

$$\rho_{ar} = \frac{p_{atm}}{R_{ar} \cdot T_{ar}} \quad (38)$$

Em primeiro lugar foi medida a velocidade com o anemómetro de ventoinha à entrada da conduta, apenas com as placas planas, que se relaciona com a perda de carga no *intercooler* ($\Delta P_{intercooler}$), permitindo que a velocidade seja controlada a partir da perda (abordado na secção 3.2). Assim é possível escrever a seguinte tabela:

Tabela 10 - Velocidade do escoamento e respetiva perda de carga no *intercooler*.

Vel. Medida (m/s) – Anemómetro KIMO HE100	Vel. Corrigida (m/s) = $3/4 \cdot \text{Vel. Medida}$	$\Delta P_{intercooler}$ (Pa)
2	1,5	ΔP_1
4	3	ΔP_2
6	4,5	ΔP_3
8	6	ΔP_4
10	7,5	ΔP_5
12	9	ΔP_6

A perda de carga, correspondente a cada velocidade, depende das características dos diferentes tipos *intercooler*.

Durante os ensaios, em que a velocidade é controlada pela perda de carga, são adquiridos os valores obtidos pelo transdutor Huba699 e pelos sensores de temperatura e pressão. Para cada velocidade foram registados cinco pontos quando a velocidade estava estabilizada. Posteriormente calculou-se a velocidade através da equação (10) e fez-se a média dos cinco pontos.

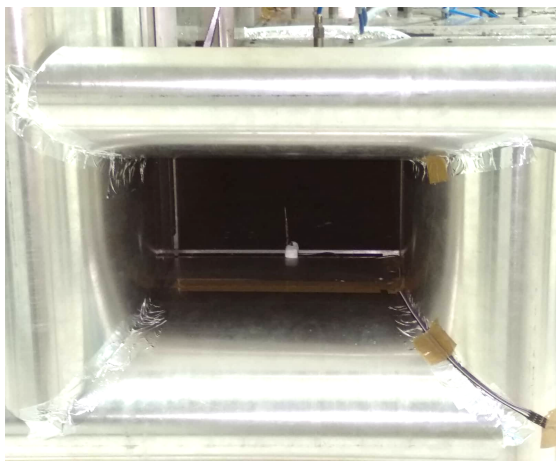
O coeficiente de perda de carga ξ , necessário na equação (10), depende de cada tipo de configuração de entrada na conduta, tal como verificado anteriormente na secção 4.1. Para a situação em que não há nenhuma contração à entrada utiliza-se o sistema de equações (13), para a situação em que está montada a contração com perfil cilíndrico utiliza-se o sistema de equações (14) e para a situação em se é utilizada a contração com o perfil logarítmico será considerado um coeficiente de perda nulo.

Sendo a espessura das placas planas do túnel igual a 0,01 m, o raio de curvatura da entrada cilíndrica igual a 25 mm, e o diâmetro hidráulico da peça em estudo igual a 0,2416 m, pode-se escrever a Tabela 11:

Tabela 11 – Medição da velocidade pelo método atual e através da pressão dinâmica.

Entrada			
Placas Planas		Cilíndrica	Logarítmica
KIMO HE100	V (m/s) = $f(\Delta P_{entrada}; \xi)$ (eq. 8)		
$3/4 \cdot V$(m/s)	$\xi = 0,535$ (eq. 11)	$\xi = 0,131$ (eq. 12)	$\xi = 0$

Na mesma sequência de ensaios foi registada a velocidade através do anemómetro de elemento quente. Nos primeiros testes (Testes A), o anemómetro foi fixado numa calha existente nas placas planas (Figura 5.11- a). Posteriormente repetiram-se os testes (Testes B) para a situação sem contração à entrada e para a situação com a contração logarítmica, desta vez com o anemómetro colocado na zona final da contração através de um pequeno furo na chapa de alumínio (Figura 5.11- b). Na zona de posicionamento do anemómetro já não há curvatura, sendo a área da secção de leitura semelhante ao resto da conduta. Este posicionamento tem menos influência no escoamento pois apenas o anel onde se situa o elemento quente é que está dentro da conduta (Figura 5.11- b). Na situação anterior, para além de toda a placa do sensor, era necessário um suporte para fixar o anemómetro na calha e cabos de ligação no interior da conduta (Figura 5.11- a), que criam algumas perturbações no escoamento e dificultam a montagem.



a) Fixação na calha existente.



b) Fixação feita através de um furo.

Figura 5.11 – Posicionamento do anemómetro de elemento quente.

A velocidade medida através do anemómetro de elemento quente foi registada com o auxílio de um computador portátil conectado à placa de aquisição *Arduino-UNO*. O registo de cada velocidade foi feito num intervalo de tempo de 15 segundos.

- Testes A

Tabela 12 - Velocidade do ar externo obtida pelo método atual e através da pressão dinâmica, para os diferentes tipos de entrada na conduta.

Placas Planas		Cilíndrica		Logarítmica		
KIMO HE100		$V (m/s) = f(\Delta P_{entrada}; \xi) \text{ (eq. 10)}$				
$V(m/s)$	$\frac{3}{4} \cdot V(m/s)$	$\xi = 0$	$\xi = 0,535 \text{ (eq. 13)}$	$\xi = 0$	$\xi = 0,131 \text{ (eq. 14)}$	$\xi = 0$
2	1,5	1,76	1,43	1,68	1,58	1,4
4	3	3,57	2,85	3,25	3,05	3,07
6	4,5	5,76	4,64	4,96	4,66	4,65
8	6	7,63	6,18	6,61	6,22	6,13
10	7,5	9,66	7,8	8,33	7,83	7,69
12	9	11,63	9,41	9,97	9,38	9,26

Para uma mesma velocidade no anemómetro de ventoinha, verifica-se que a diferença de pressão $\Delta P_{entrada}$ se reduz do canal de placas planas, sem contração na entrada, para a situação com a entrada de perfil cilíndrico e se reduz ainda mais quando se instala uma entrada logarítmica com bordos arredondados. Isto mostra que, além da pressão dinâmica, a diferença de $\Delta P_{entrada}$ regista uma perda de carga e um efeito de curvatura tanto maior quanto menos carnada estiver a entrada.

Os coeficientes de perda de carga sugeridos por Idel'chik (1966) permitem uma boa aproximação da perda de carga na entrada da conduta.

Tabela 13 – Média da velocidade obtidas através do anemómetro de elemento quente.

Placas Planas		Cilíndrica		Logarítmica	
KIMO HE100		$V (m/s) = f(E_{out}; T) \text{ (eq. 29)}$			
$\frac{3}{4} \cdot V(m/s)$	<i>Média(15s)</i>	<i>Média(15s)</i>	<i>Média(15s)</i>	<i>Média(15s)</i>	<i>Média(15s)</i>
1,5	2,1	1,94	1,26		
3	4,03	4,12	2,96		
4,5	6,91	6,05	4,59		
6	9,28	8,81	5,94		
7,5	11,58	10,84	7,75		
9	14,23	12,94	9,64		

Tal como era expectável, para o caso da configuração da entrada sem contração à entrada e para a configuração com entrada de perfil cilíndrico, a velocidade obtida através do anemómetro de elemento quente regista velocidades mais elevadas pois encontra-se numa zona em que o perfil de velocidades não é uniforme.

Os valores da velocidade obtidos através do anemómetro de elemento quente para a situação com entrada logarítmica assemelham-se aos valores obtidos através da pressão dinâmica, com uma diferença máxima entre os valores de 0,2 m/s para velocidades abaixo dos 8 m/s (Figura 5.12).

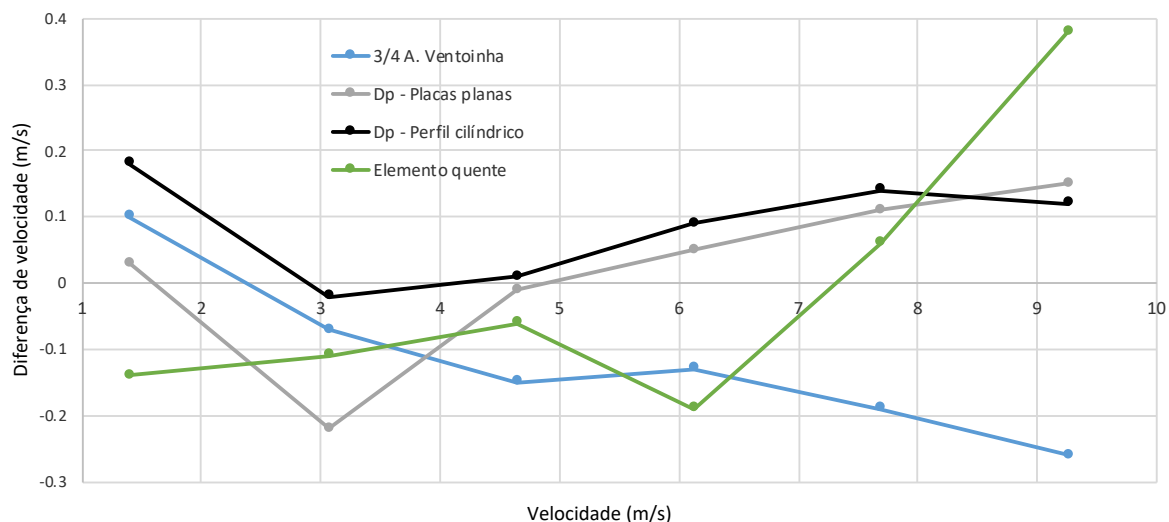


Figura 5.12 - Diferença das velocidades medidas em relação à velocidade medida pela pressão dinâmica para a entrada com perfil logarítmico (Testes A).

A semelhança dos valores sugere que a contração logarítmica proporciona um perfil de velocidades aproximadamente uniforme. Confirmou-se isso fazendo atravessamentos com o anemómetro de elemento quente como se descreve na Tabela 14, na Figura 5.13 e no gráfico da Figura 5.14.

Tabela 14 - Velocidade medida na secção de entrada, a uma distância de X(mm) da parede lateral.

Logarítmica						
KIMO HE100	$V (m/s) = f(E_{out}; T) ; Média(15s)$					
$\frac{3}{4} \cdot V(m/s)$	X= 50mm	X= 80mm	X= 100mm	X=120mm	X=150mm	X=170mm
3	2,94	3,1	3,03	3,11	3,12	2,96
4,5	4,27	4,53	4,4	4,52	4,57	4,77
6	5,86	6,48	6,4	5,9	6,2	6,36
7,5	7,46	7,99	7,2	7,43	7,72	7,75
9	9,3	9,13	10,3	10	9,73	10

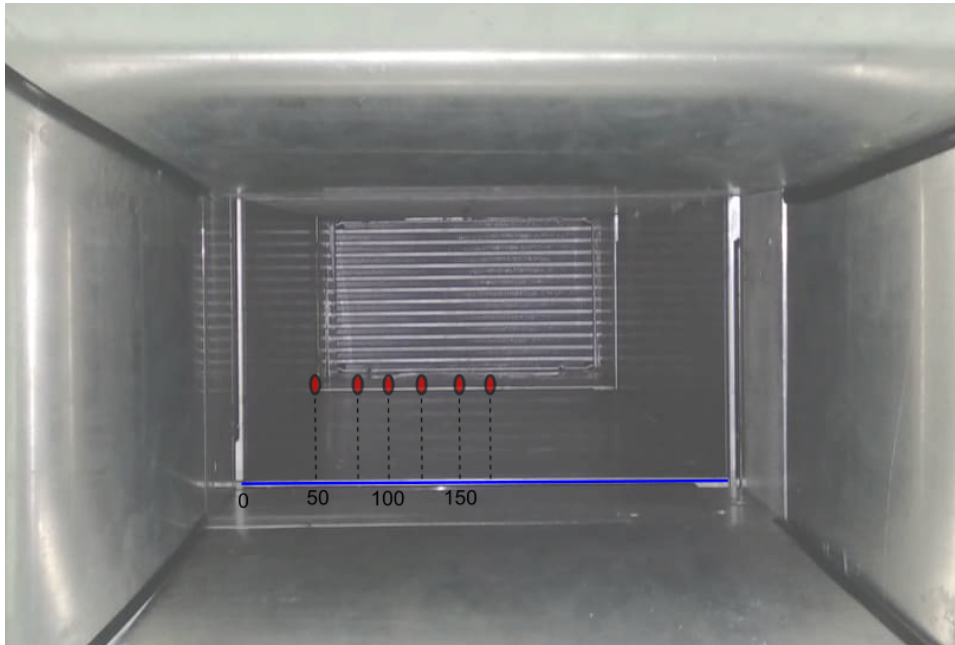


Figura 5.13 - Posição do anemómetro de elemento quente em vários pontos da secção de entrada.

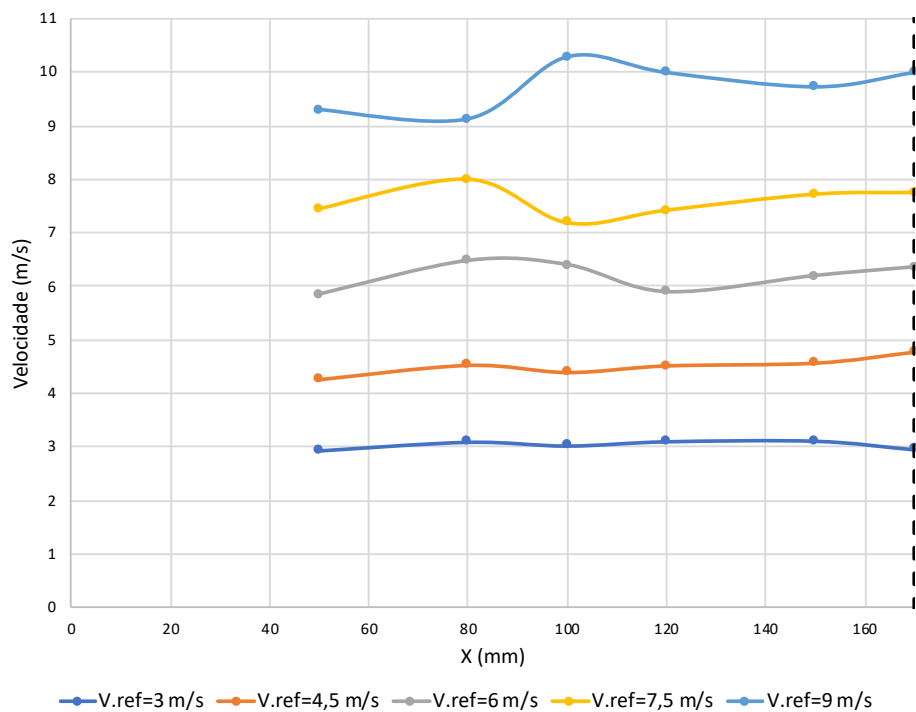


Figura 5.14 - Aproximação dos perfis de velocidades, obtidos através dos valores da Tabela 13.

É notável que os valores da velocidade, obtidos ao longo dos 15 segundos de aquisição tem mais oscilações quanto maior a velocidade, como se pode observar nos gráficos das Figura 5.14 até 5.20. Estas oscilações estão associadas à turbulência do escoamento na entrada da conduta, que é espectável que seja mais elevada quanto maior a velocidade. O ar reintroduzido na câmara de

estabilização em forma de jato com maior velocidade provoca níveis de turbulência mais elevados na sala, que também poderá ser uma das causas. A ação do ventilador também terá influência.

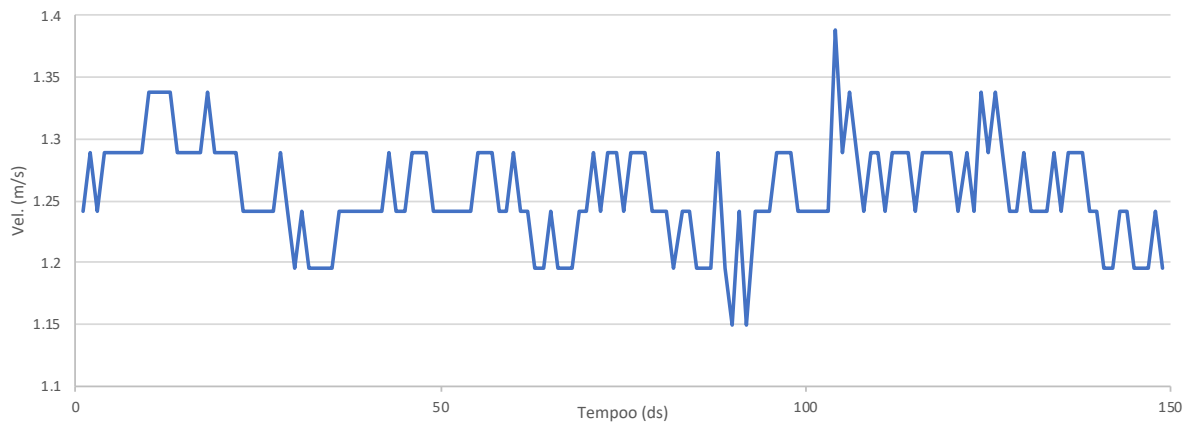


Figura 5.15 – Velocidade obtida pelo anemómetro de elemento quente para a velocidade do anemómetro de ventoinha de 1,5 m/s.

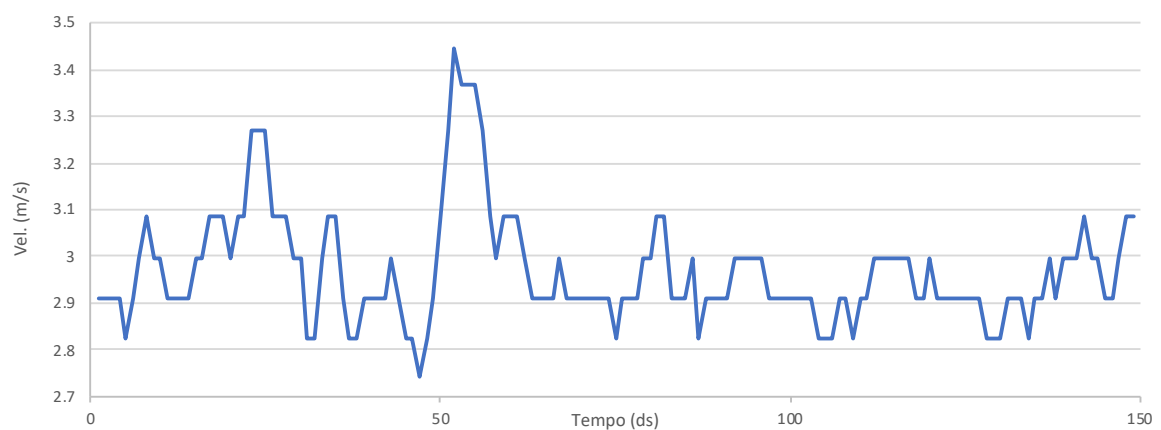


Figura 5.16 - Velocidade obtida pelo anemómetro de elemento quente para a velocidade do anemómetro de ventoinha de 3 m/s.

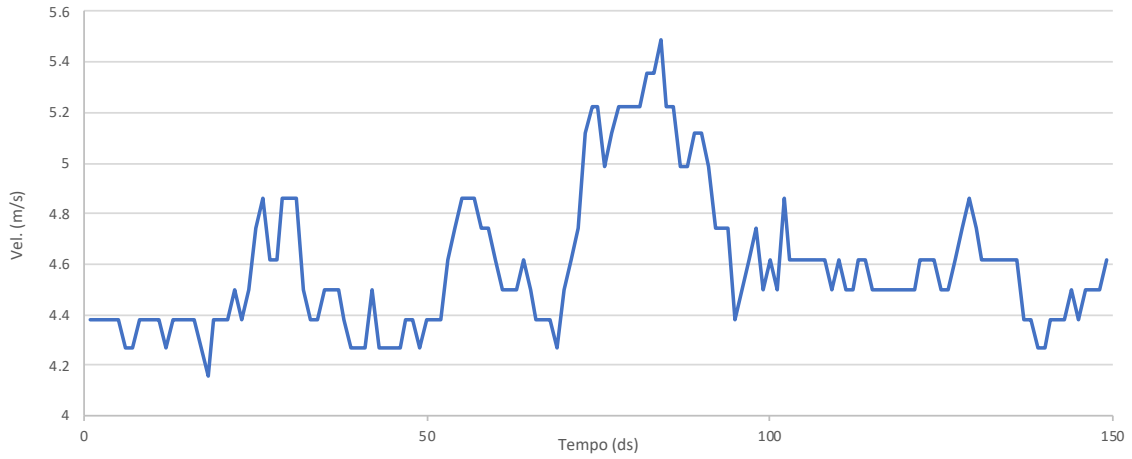


Figura 5.17 - Velocidade obtida pelo anemómetro de elemento quente para a velocidade do anemómetro de ventoinha de 4,5 m/s.

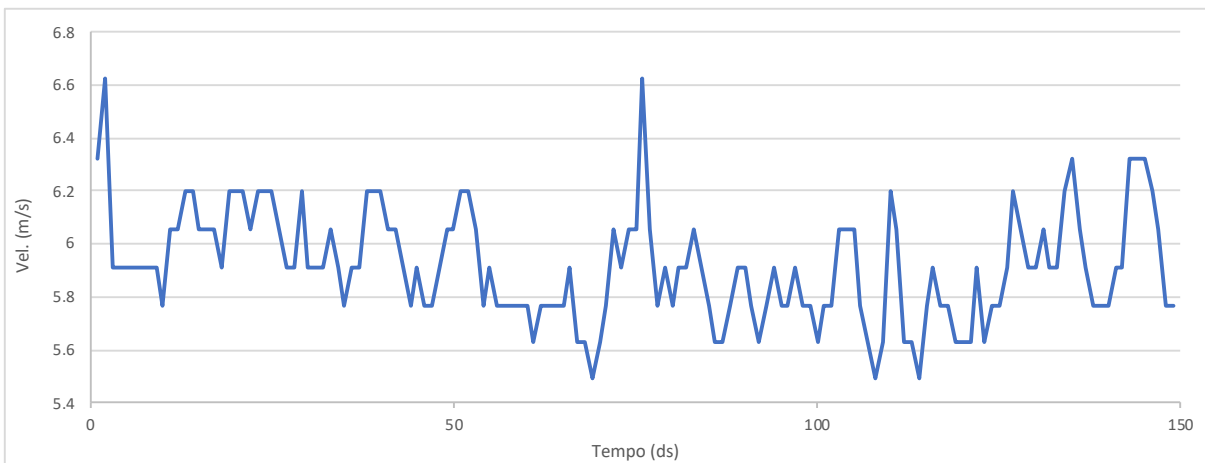


Figura 5.18 - Velocidade obtida pelo anemómetro de elemento quente para a velocidade do anemómetro de ventoinha de 6 m/s.

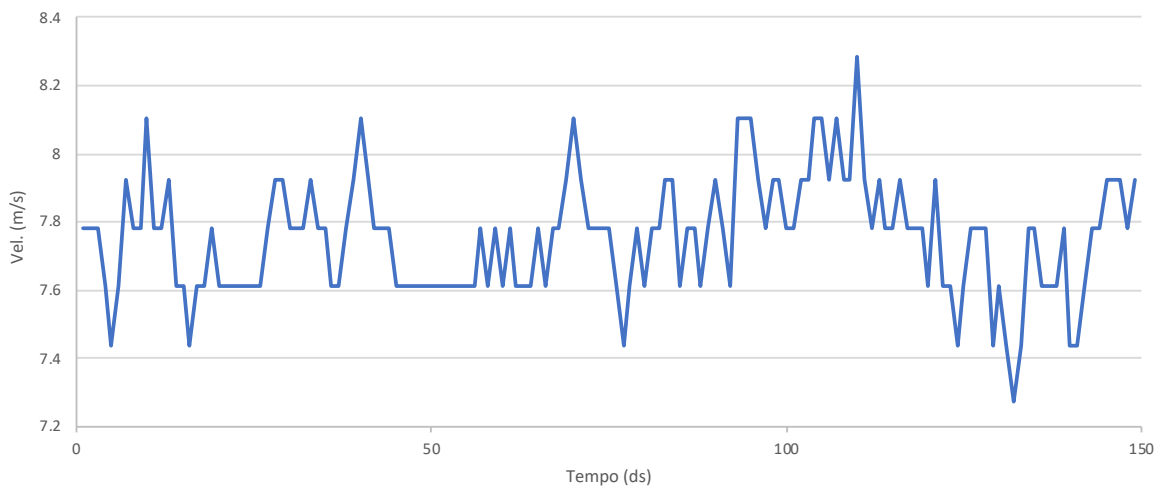


Figura 5.19 - Velocidade obtida pelo anemómetro de elemento quente para a velocidade do anemómetro de ventoinha de 7,5 m/s.

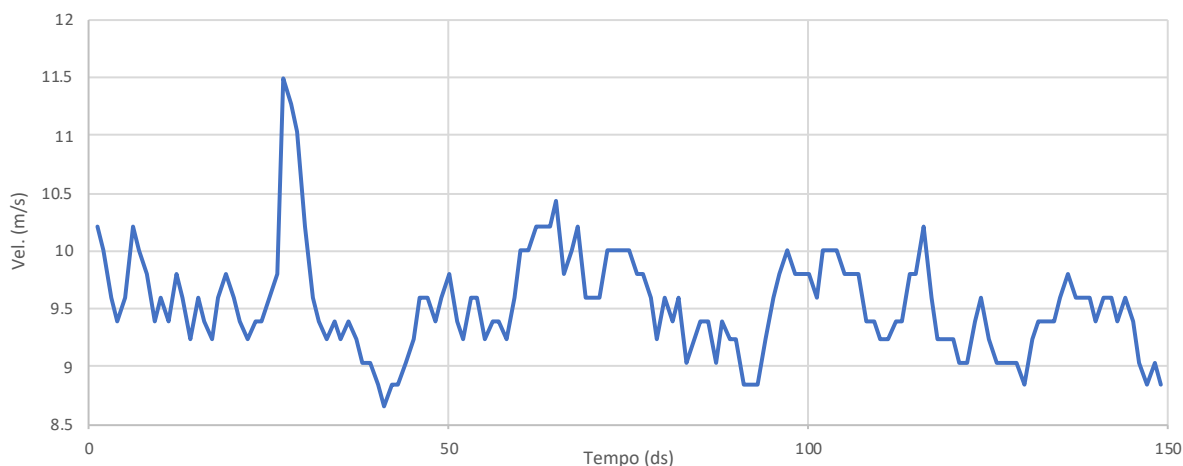


Figura 5.20 - Velocidade obtida pelo anemômetro de elemento quente para a velocidade do anemômetro de ventoinha de 9 m/s.

- **Testes B**

Tabela 15 - Velocidade do ar externo calculada pela pressão dinâmica e medida através do anemômetro de elemento quente.

Placas planas			Logarítmica		
KIMO HE100		$V (m/s) = f(\Delta P_{entrada}; \xi)$		$V (m/s) = f(E_{out}; T)$	
$V(m/s)$	$\frac{3}{4} \cdot V(m/s)$	$\xi = 0$	$\xi = 0,535$	$\xi = 0$	<i>Média(15s)</i>
2	1,5	1,75	1,41	1,24	1,15
4	3	3,72	3,0	2,96	2,71
6	4,5	5,64	4,55	4,48	4,38
8	6	7,54	6,09	6,04	5,66
10	7,5	9,76	7,88	7,82	7,3
12	9	11,53	9,31	9,29	9,05

Os resultados obtidos nestes testes, em que o anemômetro de elemento quente é colocado na zona final da contração, a velocidade registada pelo anemômetro de elemento é mais baixa em relação à velocidade medida pela pressão dinâmica para a entrada com perfil logarítmico nos testes A (Figura 5.21), que pode estar relacionado com o seu posicionamento numa zona mais próxima da contração, onde a velocidade média poderá ser mais baixa que a velocidade média dentro da conduta.

Os resultados da velocidade obtido pela pressão dinâmica no caso das placas planas e da entrada de perfil logarítmico, apresentam resultados semelhantes com uma diferença consistente em toda a gama de velocidades (Figura 5.21).

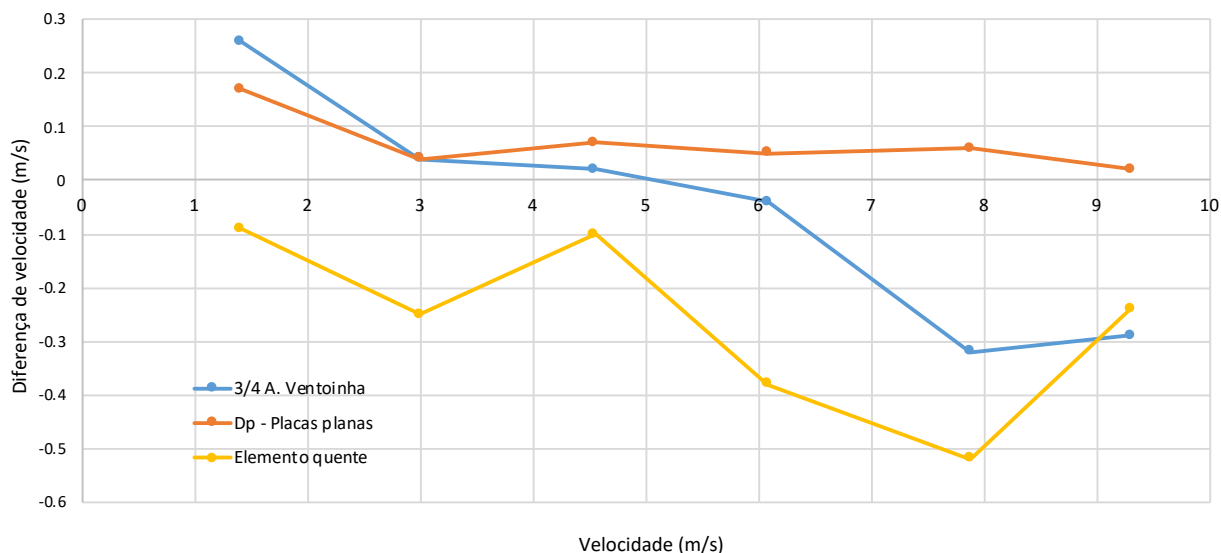


Figura 5.21 - Diferença das velocidades medidas em relação à velocidade medida pela pressão dinâmica para a entrada com perfil logarítmico (Testes B).

Enquanto que nos Testes A, a velocidade medida pelo anemómetro de elemento quente em relação à velocidade medida pela pressão dinâmica, para a entrada com perfil logarítmico, têm uma diferença máxima de 0,2 m/s para velocidades abaixo dos 8 m/s, nos Testes B essa situação apenas acontece em dois pontos de velocidade (1,5 e 4,5 m/s).

O posicionamento do anemómetro de elemento quente no interior da conduta permite obter resultados mais semelhantes com os outros métodos de medição da velocidade à entrada da conduta, o que sugere que este posicionamento seja o melhor de entre os dois. No entanto, era de esperar que ambos os locais resultassem em valores de velocidade semelhantes, pois a contração deve proporcionar um perfil de velocidades uniforme à saída. Apesar de o sensor nos Testes B estar mais chegado à parede, esta distância não é suficientemente pequena para se fazerem sentir os efeitos da camada limite. Como foi referido anteriormente estes valores de velocidades inferiores podem estar relacionados com o seu posicionamento numa zona mais próxima da contração, onde a secção poderá ser ligeiramente maior que no interior da conduta, resultando numa velocidade média ligeiramente mais baixa que a velocidade média dentro da conduta.

Visto que o posicionamento utilizado nos Testes B tem uma montagem mais fácil deveriam ser feitos novos testes para verificar com exatidão se o posicionamento do anemómetro tem uma influência significativa.

5.3 Teste Completo

Um teste completo neste banco de ensaios é aquele que existe caudal interno através do *intercooler* (descrito na secção 3.1.1) e, portanto, trocas de calor e variação de temperatura.

Neste capítulo compara-se um ensaio feito na instalação primitiva, apenas com as placas planas, sem carnagem de entrada (Figura 5.10-a), com um ensaio em que a entrada tem perfil logarítmico (Figura 5.10-c). Em ambos os casos, por questões de segurança, só foi possível medir a velocidade através da diferença entre a pressão estática nas paredes da conduta e a pressão total, que é a pressão atmosférica da sala de ensaios, medida pelo transdutor Hubba699 (equação (10)). A massa volúmica foi calculada a partir da temperatura e pressão absoluta.

O ensaio na instalação primitiva consta de:

- Medição da velocidade à entrada com o anemómetro de ventoinha e da perda de carga exterior com o *intercooler* à temperatura ambiente (sem caudal interno);
- Aplicação de um fator de correção da velocidade de $\frac{3}{4}$ e obtenção da relação entre a velocidade e a perda, preenchendo a Tabela 10;
- Ensaio do *intercooler* com caudal interno, ajustando o caudal externo de forma a repor a perda de carga externa, de acordo com a relação obtida anteriormente.
- Posteriormente ao ensaio, é calculada a velocidade à entrada através da diferença entre a pressão total e estática segundo a equação (10) com $\xi = 0,535$.

O ensaio com a entrada de perfil logarítmico consta de:

- Ensaio do *intercooler* com caudal interno, ajustando o caudal externo de forma a obter a velocidade média do caudal externo pretendida à entrada, medida a partir da diferença entre a pressão de estagnação na sala e a pressão estática nas paredes do canal de entrada. Isso corresponde a usar a equação (10) com $\xi = 0$.

Em ambos os testes, e semelhante aos testes a “frio”, para cada ponto de velocidade são registados cinco pontos de medição quando a velocidade está estabilizada.

Os testes foram realizados com caudal interno de 200, 300, 400 e 600 kg/h, a uma temperatura de 180°C.

No caso do ensaio comum na instalação primitiva, em que a velocidade média do caudal externo é controlada pela perda de carga no intercooler, o que se mantém não é a velocidade à entrada mas uma espécie de velocidade média ao longo da peça, definida como aquela que produz igual perda de carga. Deste modo, a variação do caudal interno e das trocas de calor tem influência nas medições, uma vez que, para manter a mesma perda de carga é preciso alterar a velocidade à entrada.

Ao efetuar o cálculo da velocidade à entrada através da equação (10) verifica-se que uma mesma perda de carga corresponde a diferentes velocidades à entrada para caudais de ar interno diferentes (Figura 5.22).

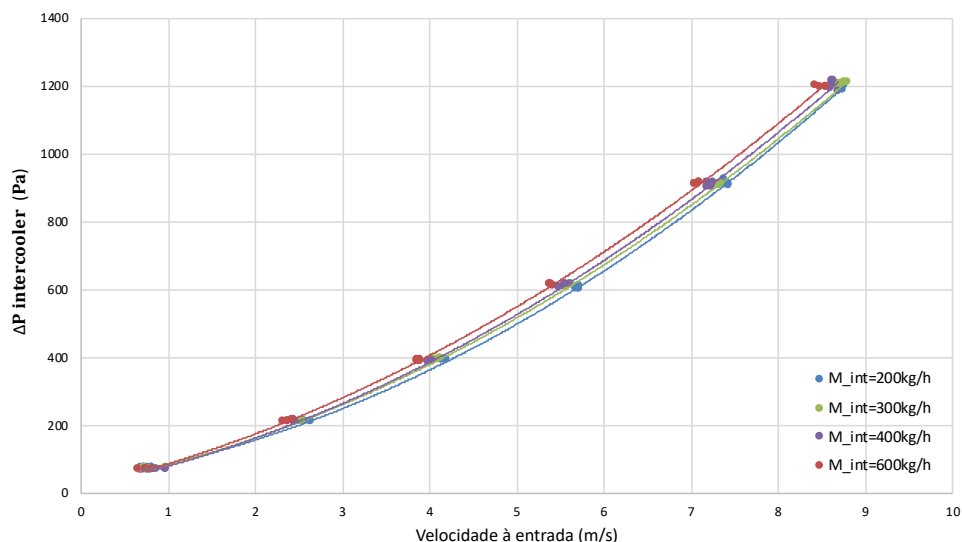


Figura 5.22 - Perda de carga no *intercooler* em função da velocidade à entrada do ar externo, medida pela pressão dinâmica, para vários caudais internos.

Fazendo relacionar a velocidade à entrada medida pelo método atual, que se trata da velocidade a que corresponde uma igual perda de carga num ensaio isotérmico (medida com o anemómetro de ventoinha antes do ensaio), e a velocidade à entrada medida pela pressão dinâmica ao longo do ensaio, é possível observar a diferença de valores para os diferentes caudais (Figura 5.23).

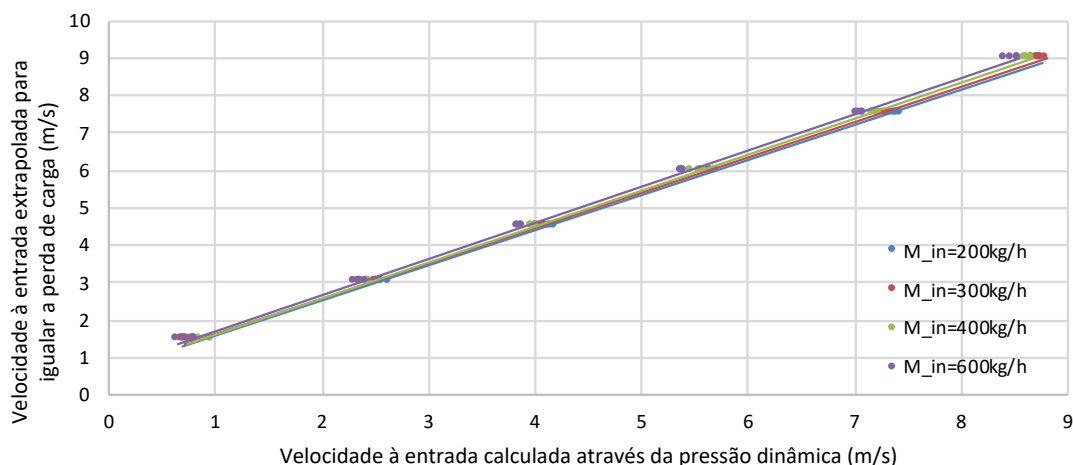


Figura 5.23 – Relação entre a velocidade à entrada medida pelo método atual e através da pressão dinâmica.

Ao sobrepor os resultados obtidos a partir dos dois métodos de medição é possível observar a influência que as trocas de calor com o circuito de ar interno têm sobre a perda de carga, comparativamente com um ensaio isotérmico. (Figura 5.24).

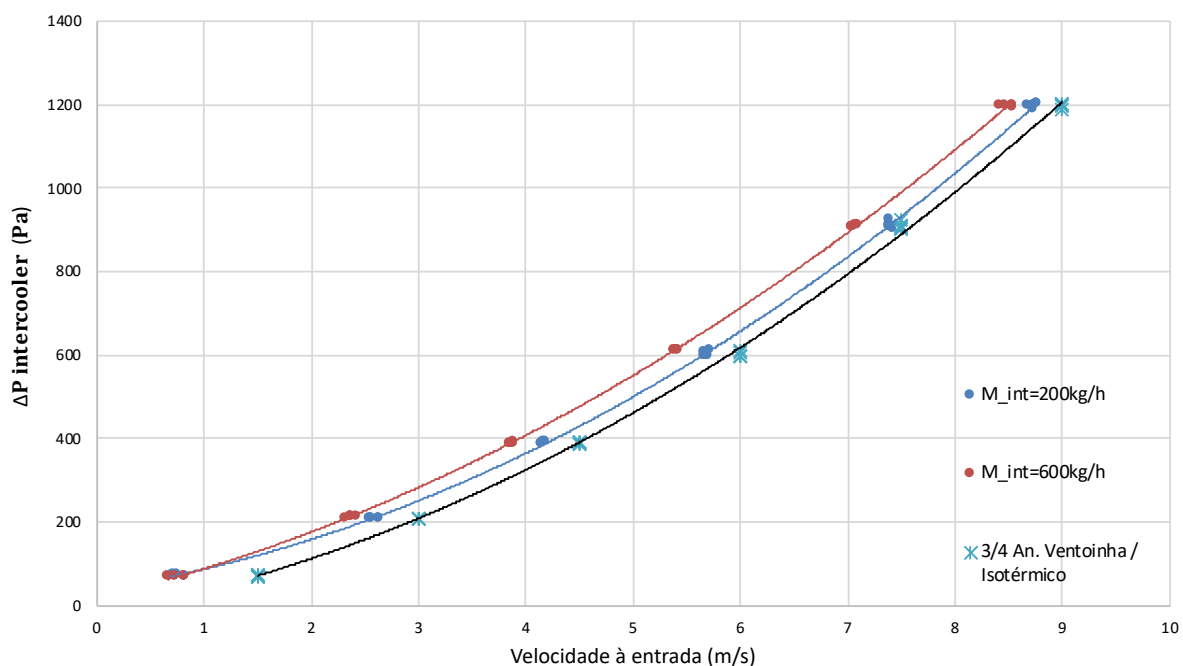


Figura 5.24 - Sobreposição dos resultados obtidos através do método atual e através da pressão dinâmica.

O erro da medição da velocidade através do método atual tem um erro elevado nas velocidades baixas. À medida que o caudal de ar interno aumenta, também o erro da medida da velocidade à entrada aumenta (Figura 5.25).

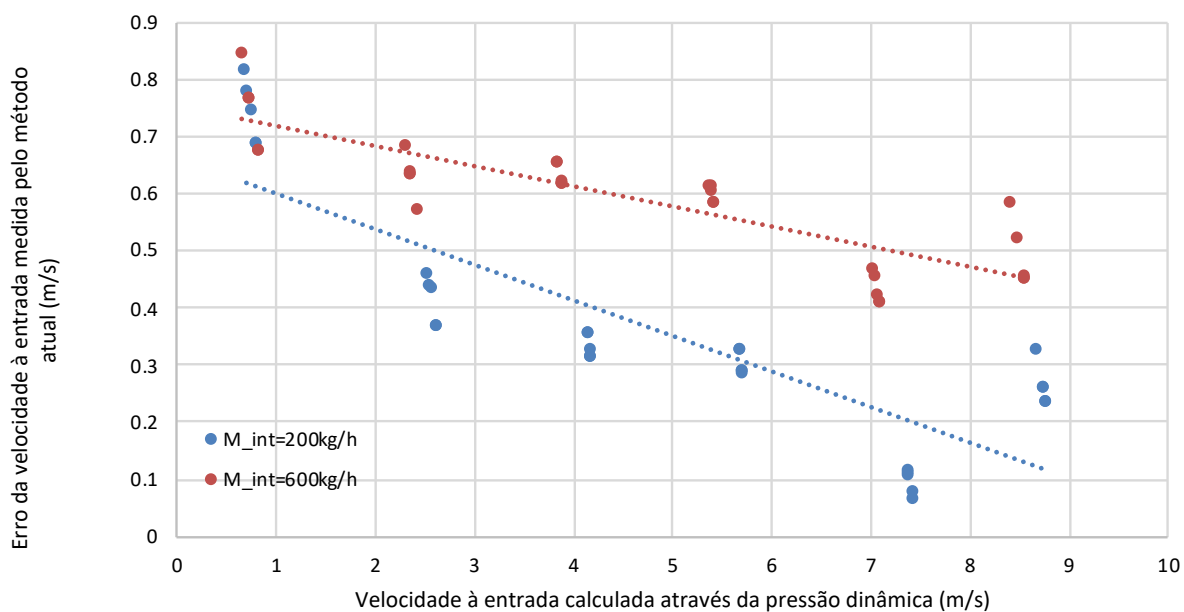


Figura 5.25 - Erro da velocidade medida à entrada pelo método atual.

Os resultados obtidos no ensaio com a entrada com perfil logarítmico, em que a velocidade de controlo é a velocidade à entrada obtida através da pressão dinâmica são apresentados no gráfico da Figura 5.26.

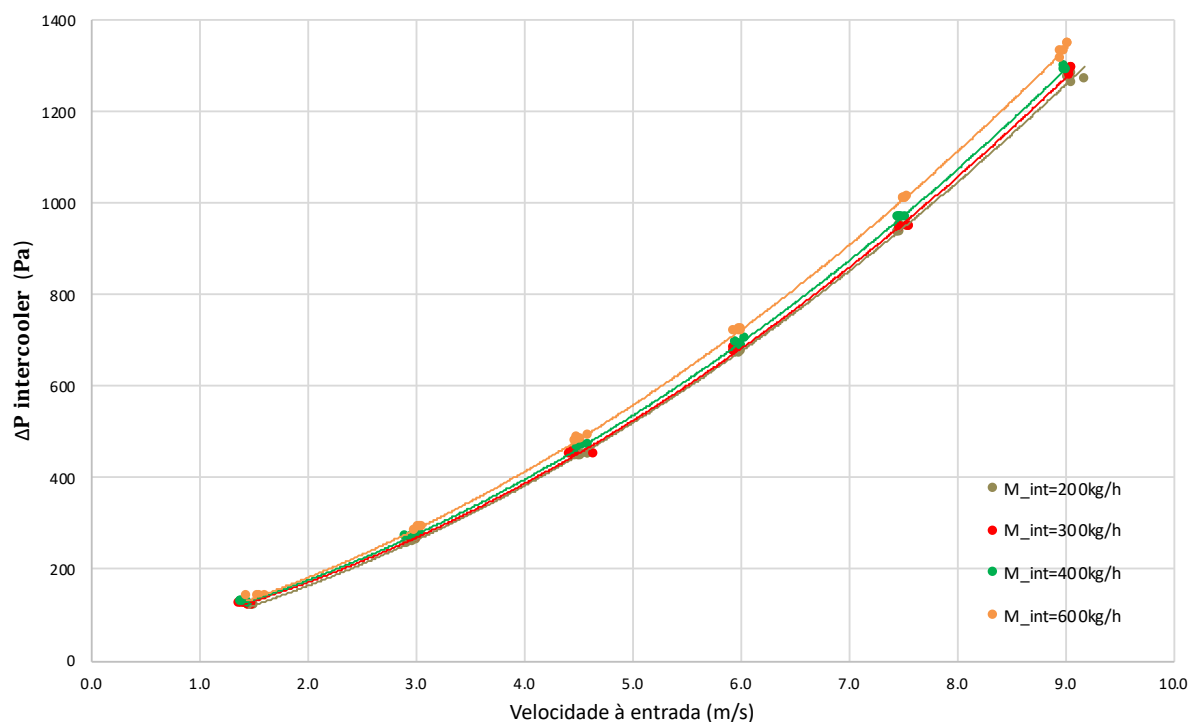


Figura 5.26 - Perda de carga no *intercooler* em função da velocidade do ar externo à entrada, medida pela pressão dinâmica, com carenagem de perfil logarítmico.

É possível verificar que ambos os resultados das velocidades à entrada da conduta, com a instalação primitiva e com a contração montada, estão em conformidade quando calculados através da pressão dinâmica (Figura 5.27). A velocidade média medida à entrada a que corresponde uma igual perda de carga num ensaio isotérmico apresenta valores mais altos, que se afastam dos valores da velocidade à entrada medidos através da pressão dinâmica.

Nos ensaios com caudal interno a massa volúmica varia e também a velocidade. Deste modo, a mesma perda de carga corresponde a uma velocidade à entrada diferente do que num ensaio em que não existe caudal interno (Figura 5.28).

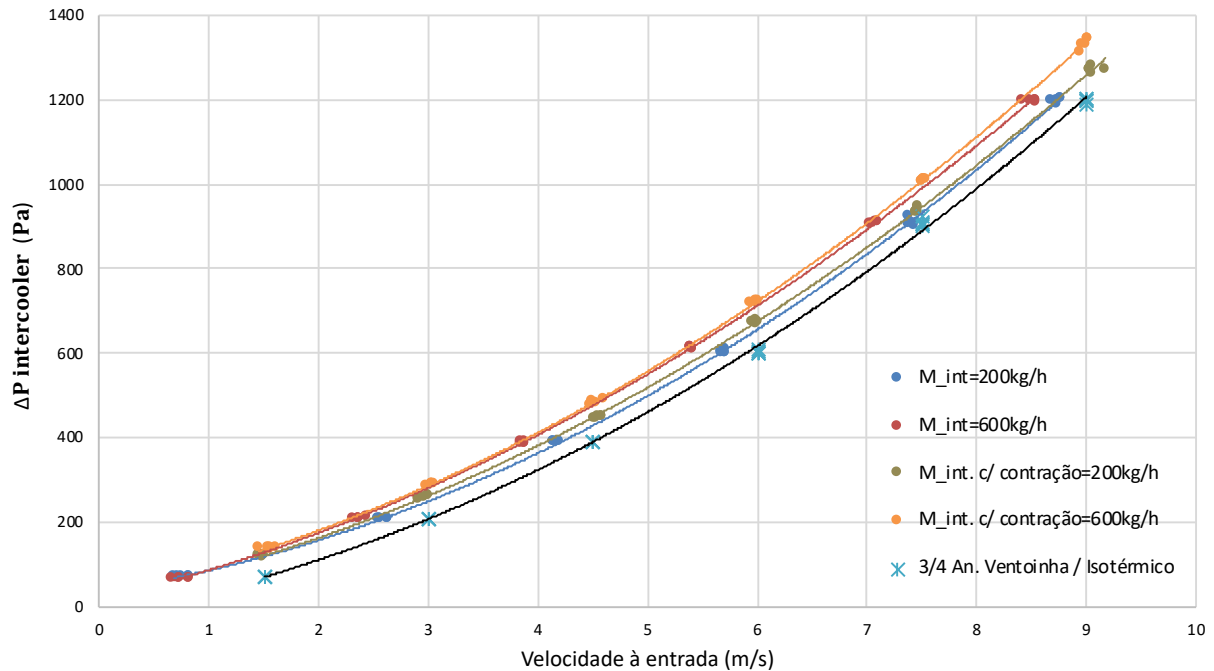


Figura 5.27 – Perda de carga em função da velocidade à entrada calculada através da pressão dinâmica e da perda de carga da instalação primitiva ($\xi = 0,535$), velocidade à entrada calculada através da pressão dinâmica e sem perda de carga ($\xi = 0$) na instalação equipada com a nova contração logarítmica e velocidade a que corresponde uma igual perda de carga num ensaio isotérmico .

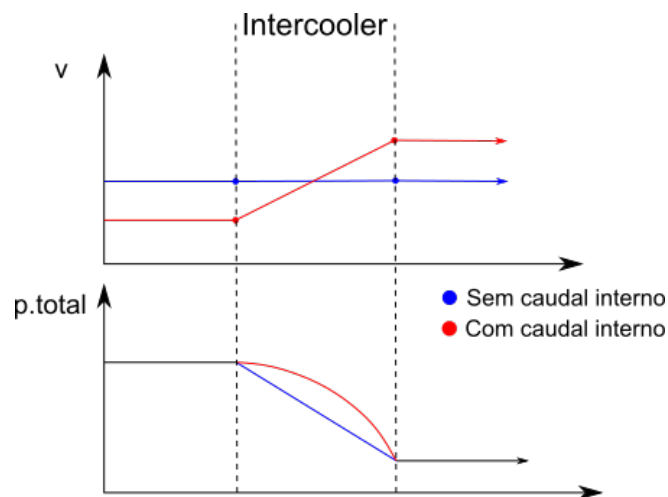


Figura 5.28 - Velocidade e pressão total ao longo do intercooler, com e sem caudal de ar interno.

Este erro de medição da velocidade média à entrada da conduta terá influência quando se avalia a eficiência do intercooler (Tabela 16 e Figura 5.29). O erro em termos da eficiência é mais alto para baixas velocidades de ar externo à entrada e para caudais de ar interno mais altos, chegando a um erro de 13,3% no caso mais extremo. Para as velocidades mais elevadas, a partir de 4,5 m/s , o erro da velocidade não tem tanto impacto na eficiência do intercooler, apresentando no máximo um erro de 2,6%, que corresponde à velocidade de ar externo à entrada de 4,5 m/s e um caudal de ar interno de 600 kg/h.

Tabela 16 - Eficiência do intercooler em função da velocidade a que corresponde uma igual perda de carga num ensaio isotérmico e da velocidade à entrada calculada através da pressão dinâmica e sem perda de carga ($\xi = 0$) na instalação equipada com a nova contração logarítmica.

Ef. (%)	V = 1,5 m/s			V = 3 m/s			V = 4,5 m/s		
	Atual	P.Din	Erro	Atual	P.Din	Erro	Atual	P.Din	Erro
M int									
200 kg/h	70,3	79,2	8,9	86,6	88	1,4	91,3	92	0,7
300 kg/h	64,7	74,9	10,2	82,1	84,8	2,7	88,1	89,3	1,2
400kg/h	56,3	68,2	11,9	75,6	79,3	3,7	83,3	85	1,8
600 kg/h	43,1	56,2	13,3	62,8	68,2	5,4	72,5	75,1	2,6

Os valores da eficiência em função da velocidade do ar à entrada são semelhantes em ambos os testes, com e sem a contração montada, quando calculados através da pressão dinâmica (Figura 5.29)

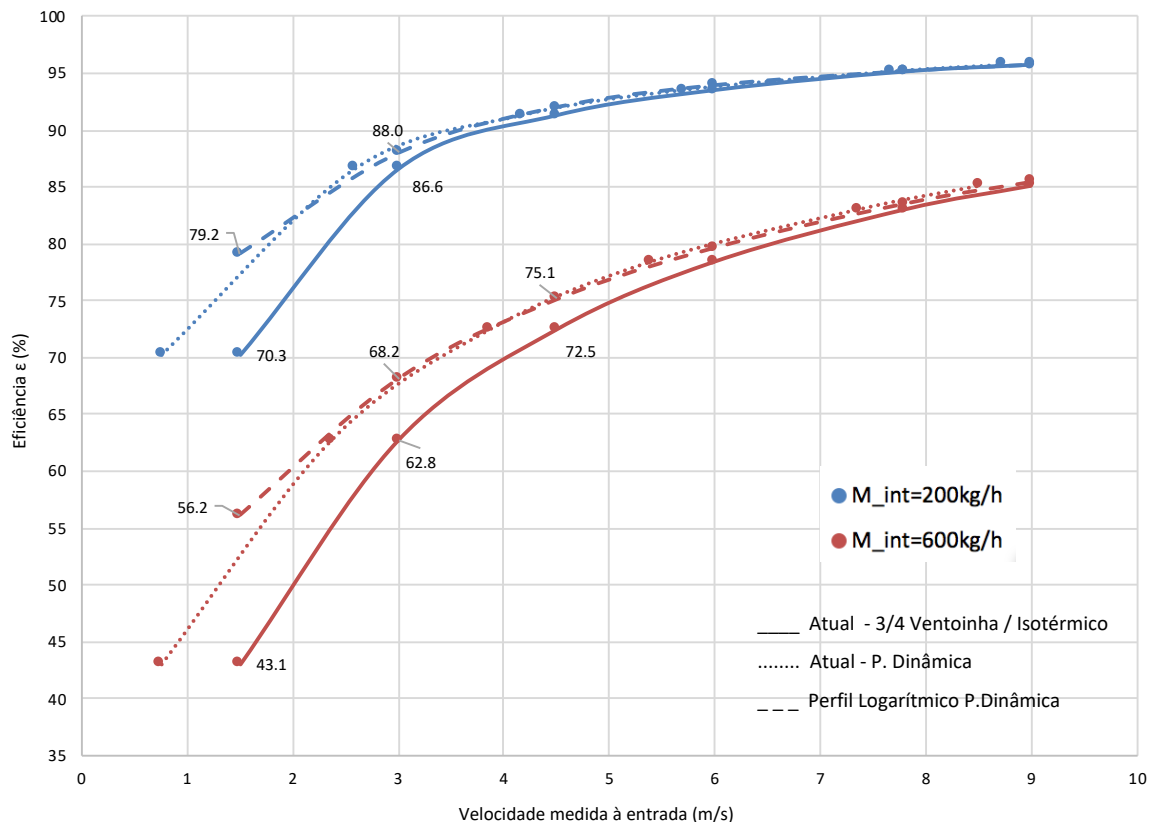


Figura 5.29 - Eficiência do intercooler em função da velocidade a que corresponde uma igual perda de carga num ensaio isotérmico, da velocidade do ar externo à entrada da conduta calculada através da pressão dinâmica e da perda de carga da instalação primitiva ($\xi = 0,535$) e da velocidade à entrada calculada através da pressão dinâmica e sem perda de carga ($\xi = 0$) na instalação equipada com a nova contração logarítmica.

6. Conclusões

A aplicação da contração com o perfil logarítmico à entrada da conduta melhora o escoamento à entrada da conduta, garantido uma perda de carga na entrada praticamente nula e um perfil de velocidades aproximadamente uniforme, o que permite a medição da velocidade de entrada do escoamento em melhores condições, tanto através da diferença de pressões, estática e total, como através de anemómetros de elemento quente. A uniformidade do perfil de entrada também é benéfica para tornar comparáveis ensaios de diferentes intercoolers. A utilização permanente da contração será uma mais valia nos ensaios futuros, qualquer que seja a tipologia do *intercooler*.

A utilização de anemómetros de elemento quente demonstrou melhorar a sensibilidade da medição sobretudo nas velocidades baixas. A eficácia deste método pode ser bastante melhorada com uma calibração devidamente realizada numa instalação apropriada, projetada na secção 4.2.2.1, e a utilização de um sistema de aquisição com uma resolução de 12 *bits* ou superior.

Nos testes a “frio” a velocidade medida pelos diferentes métodos apresentam uma diferença entre eles de menos de 0,4 m/s para velocidades inferiores a 5m/s e no máximo de 0,6 m/s para as restantes velocidades. Não é possível concluir nada em relação ao rigor das medições. Para tal seria necessário uma calibração mais rigorosa dos anemómetros de elemento quente e realizar mais testes.

A melhor solução para medir rigorosamente a velocidade do escoamento será uma combinação dos dois métodos, em que se utiliza o anemómetro de elemento quente para medir as velocidades baixas (inferiores a 6m/s) e o cálculo da velocidade através da pressão dinâmica nas restantes velocidades (acima de 6m/s). A não utilização do anemómetro nas velocidades altas deve-se ao facto dos níveis de turbulência serem mais elevados o que se traduz numa maior oscilação nas medições ao longo do tempo de aquisição. Isto pode ser o facto da sala/câmara de estabilização não estar bem projetada, ao ponto da turbulência se dissipar até à entrada da conduta, ou do tempo de aquisição dos anemómetros de elemento quente não ser suficientemente grande.

Devido à dificuldade da integração imediata dos sensores de elemento quente na instalação e conectá-los ao sistema de aquisição e de controlo utilizado pela JDEUS não foi possível testá-los a presença de caudal de ar interno. Assim, a melhor solução, para já, será substituir o método de medição atual pelo método do cálculo através da pressão dinâmica com a contração montada na instalação. Este método, apesar de ter uma incerteza que ronda os 20% para baixas velocidades, é mais correto que o atual na medição da velocidade ao considerar as trocas de calor entre o ar interno e o ar externo, que têm influência na perda de carga externa de um *intercooler*. Para além de melhorar a medição da velocidade, face ao método atual, também o processo de medição é facilitado, não sendo necessário realizar medições com o anemómetro de ventoinha *a priori* dos ensaios.

A medição da velocidade média à entrada na configuração apenas com as placas planas, considerando a perda de carga local e utilizando os coeficientes de perda de carga sugeridos por Idel'chik (1966), apresentam resultados fidedignos para o *intercooler* ensaiado. No entanto, não

garante que apresente bons resultados para as diferentes tipologias de *intercoolers*. Idel'chik (1966) refere que os coeficientes de perda de carga que apresenta se adequam apenas para condutas com secção quadrangular com uma razão entre os lados de $0,6 \leq l/h \leq 1,7$.

7. Sugestões para Trabalho Futuro

Construção do túnel de calibração proposto, que permitirá obter uma precisão na medição dos anemómetros de elemento quente bastante boa.

Utilização de um sistema de aquisição do sinal dos anemómetros de elemento quente de 12 *bits* ou superior.

Realização de novos ensaios com a contração montada, fazendo a medição da velocidade à entrada através de ambos os métodos de medição abordadas, para as restantes tipologias de *intercoolers*, de forma a fazer uma validação dos resultados para todos os tipos de *intercoolers*.

Bibliografia

- Bell, J. H., & Mehta, R. D. (1988). Contracton Design for Small Low Speed Wind Tunnels. *Joint Institute for Aeronautics and Acoustics - Stanford University*, (April).
- C. Baker, R. (2016). *Flow Measurement Handbook*. (C. U. Press, Ed.) (2nd ed.).
- Cattafesta, L., Bahr, C., & Mathew, J. (2010). Fundamentals of Wind-Tunnel Design. In *Encyclopedia of Aerospace Engineering*. Chichester, UK: John Wiley & Sons, Ltd. <https://doi.org/10.1002/9780470686652.eae532>
- Comte Bellot, G. (1976). Hot-Wire Anemometry Anemometry. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 209–231.
- Fang, F.-M., Chen, J. C., & Hong, Y. T. (2001). Experimental and analytical evaluation of flow in a square-to-square wind tunnel contraction. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 89(3–4), 247–262. [https://doi.org/10.1016/S0167-6105\(00\)00080-5](https://doi.org/10.1016/S0167-6105(00)00080-5)
- Fang, F. M. (1997). A design method for contractions with square end sections. *Journal of Fluids Engineering*, 119(June 1997), 454–458. <https://doi.org/10.1115/1.2819156>
- How a Turbo Works. (2018). Retrieved August 25, 2018, from <https://www.carfinderservice.com/car-advice/how-a-turbo-works>
- Idel'chik, I. E. (1966). *Handbook of Hydraulic Resistance* (1st ed.).
- JCGM. (2008). Evaluation of measurement data — Guide to the expression of uncertainty in measurement. *International Organization for Standardization Geneva*, 50(September), 134. <https://doi.org/10.1373/clinchem.2003.030528>
- João de Deus & Filhos, S.A. (2014). Retrieved August 31, 2018, from <http://www.jdeus.com>
- King, L. V. (1914). On the Convection of Heat from Small Cylinders in a Stream of Fluid: Determination of the Convection Constants of Small Platinum Wires with Applications to Hot-Wire Anemometry. *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 214(509–522), 373–432. <https://doi.org/10.1098/rsta.1914.0023>
- Mehta, R. D., & Bradshaw, P. (1979). Design Rules for Small low Speed Wind Tunnels. *The Aeronautical Journal of the Royal Aeronautical Society*, (November), 443–449. <https://doi.org/10.1017/S0001924000031985>
- Morel, T. (1975). Comprehensive Design of Axisymmetric Wind Tunnel Contractions. *Journal of Fluids Engineering*, 97(2), 225. <https://doi.org/10.1115/1.3447255>

- Morel, T. (1977). Design of Two-Dimensional Wind Tunnel Contractions. *Journal of Fluids Engineering*, 99(2), 371. <https://doi.org/10.1115/1.3448764>
- PWR. (n.d.). Wind Tunnel Facility. Retrieved August 29, 2018, from <https://www.pwr.com.au>
- Ramaseshan, S., & Ramaswamy, M. A. (2002). A Rational Method to Choose Optimum Design for Two-Dimensional Contractions. *Journal of Fluids Engineering*, 124(2), 544. <https://doi.org/10.1115/1.1456463>
- Rodríguez Lastra, M., Fernández Oro, J. M., Galdo Vega, M., Blanco Marigorta, E., & Santolaria Morros, C. (2013). Novel design and experimental validation of a contraction nozzle for aerodynamic measurements in a subsonic wind tunnel. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 118, 35–43. <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2013.04.008>
- Shah, R. K., & Sekulic, D. P. (2003). *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. John Wiley & Sons, Inc.
- Simon, T. W., Goldstein, R. J., Hokenson, G. J., Bowersox, R. D. W., Lourenco, L. M., Krothapalli, A., ... George, W. K. (2009). Instrumentation for Fluid Dynamics. In *Handbook of Fluid Dynamics and Fluid Machinery* (pp. 921–1132). Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, Inc. <https://doi.org/10.1002/9780470172643.ch15>
- Vicente, R. (2015). *Industrial wind tunnel analysis based on current modeling and future outlook*. IST.
- Wind Sensor Rev. P. (n.d.). Retrieved from <https://moderndevise.com/product/wind-sensor-rev-p/>
- Yavuzkurt, S. (1984). A Guide to Uncertainty Analysis of Hot-Wire Data. *Journal of Fluids Engineering*, 106(2), 181. <https://doi.org/10.1115/1.3243096>

Anexo A

CPV



Design estético e moderno

Ventiladores centrífugos anticorrosivos de aspiração simples fabricados em polipropileno



Ventilador:

- Revestimento em polipropileno
- Turbina com pás para a frente, em polipropileno

Motor:

- Motores eficiência IE-2, excepto potências inferiores a 0,75 kw, monofásicos e 2 velocidades
- Motores da classe F, com rolamentos de esferas, protecção IP55
- Trifásicos 230/400 V-50 Hz (até 5,5 CV) e 400/690 V-50 Hz (potências superiores a 5,5 CV)
- Temperatura máxima do ar a transportar: -20 °C +70 °C

Acabamento:

- Anticorrosivo em material plástico

Características técnicas

Modelo	Velocidade (r/min)	Intensidade máxima admissível (A)			Potência instalada (kW)	Caudal máximo m ³ /h	Nível de pressão sonora dB (A)	Peso aprox. (Kg)
		230 V	400 V	690 V				
*CPV-720-2T	2710	1,92	1,11		0,37	525	75	10
CPV-815-2T	2710	1,92	1,11		0,37	950	75	14
CPV-815-4T	1350	1,52	0,88		0,25	450	58	14
*CPV-825-2T IE3	2830	4,03	2,34		1,10	1140	79	18
*CPV-930-2T IE3	2910	7,32	4,21		2,20	1750	84	29
CPV-1020-2T IE3	2825	2,80	1,62		0,75	2000	81	25
CPV-1020-4T	1350	1,52	0,88		0,25	1250	65	20
CPV-1020-6T	900	1,51	0,87		0,25	750	53	20
CPV-1160-4T IE3	1470		20,90	12,10	11,00	8000	83	268
CPV-1325-2T IE3	2910	7,32	4,21		2,20	3250	87	32
CPV-1325-4T	1370	2,02	1,17		0,37	2300	69	27
CPV-1325-6T	900	1,51	0,87		0,25	1400	59	27

Dimensões mm

CPV-720...1942

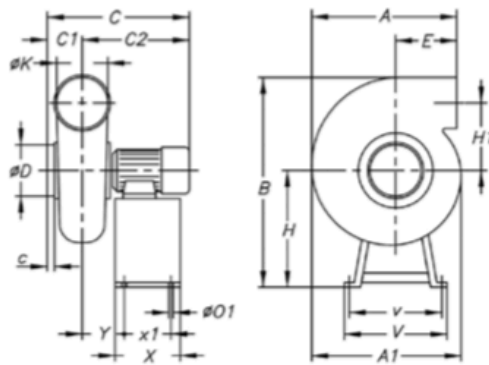


Fig.	A	A1	B	C	C1	C2	c	øD	E	H	H1	øK	øO1	V	v	X	x1	Y	
CPV-720	1	375	-	486	350	80	270	45	90	212	311	130	90	6	340	320	180	160	92
CPV-815	1	307	335	521	360	100	260	30	125	100	281	177,5	125	8	355	335	180	160	90
CPV-825	1	445	-	552	433	110	323	55	125	218	320	170	125	6	340	320	180	160	103
CPV-930	1	540	-	678	477	100	377	40	160	262	390	205	160	6	420	400	240	160	137
CPV-1020-2T	1	340	397	593	445,5	116	329,5	32	160	100	290	223	160	8	355	335	180	160	127,5
CPV-1020-4/6T	1	340	397	584	422,5	116	306,5	32	160	100	281	223	160	8	355	335	180	160	122,5
CPV-1325-2T	1	413	505	735	494	130	364	35	200	103	370	265	200	8	400	380	180	160	125
CPV-1325-4/6T	1	413	505	716	432,5	130	302,5	35	200	103	351	265	200	8	400	380	180	160	113,5

Curvas das características

