



FACULDADE DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE COIMBRA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

# ESTUDO DE SISTEMAS DE VEDAÇÃO AERODINÂMICA DO TIPO CORTINA DE AR

Por  
Luís Paulo Coelho Neto

COIMBRA  
2006

FACULDADE DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE COIMBRA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO DE SISTEMAS DE VEDAÇÃO  
AERODINÂMICA DO TIPO CORTINA DE AR

Por  
Luís Paulo Coelho Neto

Dissertação para Doutoramento em  
Engenharia Mecânica (Aerodinâmica)

COIMBRA  
2006

ISBN 972-8954-07-7

Em memória de meu Pai





*A realização deste trabalho beneficiou  
de co-financiamento do Fundo Social Europeu*

# I ndice

Agradecimentos .....	iii
Resumo .....	vii
Abstract .....	xi
Résumé .....	xiii
Índice .....	xvii
Índice de figuras .....	xxi
Índice de tabelas .....	xxix
Nomenclatura .....	xxxix

## **Capítulo 1 – INTRODUÇÃO**

1.1. Breve história da cortina de ar .....	1.01
1.2. Aplicações das cortinas de ar .....	1.02
1.3. Tipos de cortinas de ar .....	1.09
1.4. Objectivos e visão geral do trabalho .....	1.15
1.5. Plano do trabalho .....	1.21

## **Capítulo 2 – VEDAÇÃO AERODINÂMICA POR CORTINA DE AR BREVE REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

2.1. Introdução .....	2.01
2.2. Confinamento térmico de espaços climatizados .....	2.04
2.3. Confinamento térmico de espaços refrigerados .....	2.33

2.4. Utilização de métodos computacionais no estudo das cortinas de ar .....	2.49
2.5. Notas conclusivas .....	2.63

### **Capítulo 3 – INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL**

3.1. Introdução .....	3.01
3.2. Instalação e condições experimentais .....	3.02
3.2.1. Descrição geral da instalação experimental .....	3.02
3.2.2. O aparelho de cortina de ar utilizado (breve descrição) .....	3.04
3.3. Parâmetros de estudo considerados .....	3.06
3.3.1. Altura da porta, ( $H_{\text{porta}}$ ) .....	3.07
3.3.2. Altura de montagem da cortina em relação ao solo, ( $H_{\text{cortina}}$ ) .....	3.07
3.3.3. Diferença de temperatura entre compartimentos, ( $\Delta T$ ) .....	3.08
3.3.4. Velocidade inicial do jacto, ( $U_0$ ) .....	3.10
3.3.5. Inclinação inicial do jacto, ( $\alpha_0$ ) .....	3.11

### **Capítulo 4 – METODOLOGIAS EXPERIMENTAIS**

4.1. Considerações iniciais .....	4.01
4.2. Técnicas e metodologias experimentais .....	4.03
4.2.1. Introdução .....	4.03
4.2.2. Medição da velocidade e temperatura do ar .....	4.04
4.2.3. Técnica dos gases traçadores .....	4.16
4.2.3.1. O aparelho analisador de gases .....	4.17
4.2.3.2. O gás traçador .....	4.22
4.2.3.3. A metodologia .....	4.23
4.2.3.4. O software .....	4.25
4.2.3.5. Os parâmetros .....	4.27
4.2.4. Detecção do ponto de impacto do jacto no solo .....	4.31
4.2.5. Termografia por infravermelhos .....	4.35
4.2.6. Estudo da influência da passagem de pessoas pela porta .....	4.41

### **Capítulo 5 – RESULTADOS EXPERIMENTAIS**

5.1. Afinação da instalação .....	5.01
5.1.1. Ensaio exploratórios .....	5.01

5.1.2.	Calibração do variador de velocidades .....	5.08
5.1.3.	Desenvolvimento do jacto gerado pela dupla turbina .....	5.12
5.1.4.	Determinação da influência dos “flaps” na efectiva orientação do jacto .....	5.14
5.1.5.	Temperatura das salas com cortina plástica .....	5.16
5.2.	Regime permanente .....	5.17
5.2.1.	Caso de referência ( $U_0 = 0$ ) .....	5.17
5.2.2.	Configuração “isotérmica” (ISOT) .....	5.19
5.2.3.	Influência da velocidade inicial do jacto ( $U_0$ ) .....	5.25
5.2.4.	Influência do ângulo inicial do jacto ( $\alpha_0$ ) .....	5.26
5.2.5.	Influência do atravessamento da zona de acção dos jactos por pessoas .....	5.28
5.3.	Regime transitório ( $0 \text{ s} < t < 300 \text{ s}$ ) .....	5.31
5.4.	Transferência de energia através da porta .....	5.38

## **Capítulo 6 – CONCLUSÃO**

6.1.	Objectivos alcançados .....	6.01
6.2.	Perspectivas de desenvolvimento futuro .....	6.04

<b>BIBLIOGRAFIA</b> .....	<b>B.01</b>
---------------------------	-------------

# Agradecimentos

A materialização desta tese não teria sido possível sem o apoio de algumas pessoas que, através da sua amizade, disponibilidade e espírito de colaboração, de algum modo ajudaram a ultrapassar as várias contrariedades que foram surgindo. Ciente da impossibilidade em enumerar todos aqueles que, de uma forma directa ou indirecta, tornaram possível levar a bom termo o presente trabalho, gostaria ainda assim de me arriscar a exprimir o meu particular reconhecimento àqueles que nele tiveram maior influência.

O primeiro e mais óbvio agradecimento vai para o Professor Doutor Manuel Carlos Gameiro da Silva, amigo de longa data e orientador deste trabalho. A ele devo não só a iniciativa da escolha do tema que aqui vai ser abordado, mas também um encorajamento permanente que, aliado às valiosas sugestões teóricas e metodológicas, fizeram com que o mesmo fosse avançando.

Não menos importante foi o contributo do Eng<sup>o</sup> António Granjeira, Vice-Presidente para a Qualidade da CENTAURO (Portugal) SGPS, S.A. (Castelo Branco), ao qual quero manifestar o meu mais profundo reconhecimento pela confiança depositada aquando da encomenda do estudo dos aparelhos de cortina de ar produzidos naquela unidade fabril. As facilidades concedidas, não só através da disponibilização dos próprios aparelhos de cortina mas também das instalações laboratoriais da empresa, bem como o carinho e a atenção com que sempre fui recebido pelos demais colaboradores da CENTAURO, obrigam-me a expressar perante todos um sentido “bem-hajam”.

Gostaria igualmente de salientar o valioso contributo das inúmeras e longas discussões havidas com o Professor Doutor José Joaquim Costa. A sua abordagem ao problema pela via numérica permitiu, muitas das vezes, lançar um novo olhar sobre os resultados obtidos por via experimental, lançando novas pistas e aportando possíveis explicações. Também a sua amizade e as suas palavras de encorajamento trouxeram o ânimo necessário para vencer os revezes a que um trabalho de investigação desta natureza está sujeito.

Ao Gonçalo Brites, companheiro constante das longas noites passadas no laboratório, vai também uma palavra de muito apreço. O seu apoio em questões de manuseamento de equipamentos e de exploração de programas informáticos bem como o companheirismo que demonstrou ao comigo partilhar as alegrias e frustrações próprias deste tipo de trabalho, tornaram-no num “companheiro de armas” inestimável e muito considerado.

Aos antigos colegas, agora doutores, Almerindo Ferreira e António Gameiro o meu muito obrigado pelas significativas e generosas ajudas prestadas em circunstâncias diferentes: enquanto o Almerindo teve um papel primordial na obtenção de uma parte significativa da bibliografia utilizada, o Tó ajudou a compreender alguns dos comandos do programa de simulação numérica que foi utilizado. Por tudo isso e ainda pela companhia que me fizeram nas solitárias horas dos jantares nas cantinas, aqui expresso o meu muito obrigado.

Ao colega e amigo Raposo Soares um agradecimento muito especial pelas permanentes palavras de apoio e de incentivo. A sua grande experiência de campo e o seu sentido prático das coisas tornaram possível “ver” com clareza e “sentir” aquilo que parecia obscuro e sem solução em dado momento dos trabalhos.

Ao Doutor João Ramos e ao Mestre Nuno Martinho, ambos da Escola Superior de Tecnologia e Gestão de Leiria, pela inestimável ajuda no esclarecimento de dúvidas relacionadas com a operação de determinados equipamentos e programas informáticos mais específicos.

Desejo igualmente agradecer a todos os outros “membros” do Laboratório de Aerodinâmica Industrial que, de uma forma ou de outra, sempre se dispuseram a auxiliar-me. De entre eles a Ana Rosa e a D. Benilde são merecedoras de um carinho muito especial pela maneira como sempre se disponibilizaram, dentro das suas competências, para me aliviar das pequenas tarefas do dia a dia. Para aqueles que comigo compartilharam o último piso do LAI, Luís Mário, Luís Paulo, Nuno Luís e Pedro Palheiro, cumpre-me formular o mais sincero pedido

de desculpas. Com efeito, para além de os presentear diariamente com os ruídos e odores provenientes da instalação experimental, ainda os incomodei com os meus pedidos constantes de apoio na manipulação de equipamentos pesados. Também aos colegas Luís Serrano, Mário Mateus, Zé Barbosa e Bruno Martins é devido um agradecimento pela maneira sempre pronta com que acudiram às minhas “urgências”. Ao Carlos Alcobia devo as muitas horas passadas a discutir e a explorar os meandros das redes neuronais. À D. Fátima Guedes e ao Sr. António Trindade fica o meu agradecimento pela sempre eficiente e bem disposta colaboração.

A minha gratidão vai também para o Sr. Cardoso, pelo generoso e nunca negado auxílio na concepção e no fabrico esmerado de mil e um artefactos necessários à instalação experimental. As suas aptidões, tanto na oficina como na cozinha, foram por mim devidamente apreciadas e comprovadas.

Aos meus colegas da Escola Superior de Tecnologia de Castelo Branco pelo apoio e amizade com que me distinguiram desde que ali cheguei. Sem desconsideração para aqueles que não são aqui mencionados, quero aqui expressar a minha eterna gratidão a todos aqueles que, em diferentes fases do processo, me incentivaram a concluir este desafio: Rosa Luzia, Madalena Ribeiro, José Salvado, Válder Bouça, José Rechená, Ângela Gomes e D. Jú.

Ao Conselho de Administração da Associação para o Desenvolvimento da Aerodinâmica Industrial (ADAI), pela disponibilização das infra-estruturas do Laboratório de Aerodinâmica Industrial (LAI) e da maior parte do equipamento necessário à realização do trabalho experimental.

Ao Eng<sup>o</sup> João Carvalho da WMD ELECTRONICS (Coimbra) pela preciosa oferta de um controlador electrónico de velocidade para o motor do aparelho de cortina de ar. Sem esse apoio não teria sido possível alcançar os resultados agora apresentados.

Um agradecimento ainda ao grupo empresarial FETAL – MODA INTERNACIONAL (Leiria) na pessoa da D. Ana Paula. A sua pronta resposta ao meu pedido de ajuda resultou na amável oferta da “Roberta”, o manequim de montra que, além de executar impecavelmente a sua missão, despertou a curiosidade de todos os que visitaram a instalação experimental.

Ao Programa para o Desenvolvimento Educativo em Portugal (PRODEP) que, através da medida 5 – acção 5.3/2000, atribuiu uma comparticipação financeira ao Instituto Politécnico

de Castelo Branco de modo a permitir a minha dispensa do serviço docente, tornando exequível a concretização deste projecto.

Nesta já longa lista de agradecimentos há ainda lugar para falar da minha família. Uma palavra, talvez tardia, de gratidão aos meus pais, irmão e irmãs pela força e incentivo que me transmitiram desde o início desta caminhada. De entre eles destaco a minha irmã Rosa e o meu cunhado Olivier pela gentileza de me acolherem, noite após noite, no seio da sua casa, se bem que isso lhes diminuísse um pouco as comodidades e levasse a despesas acrescidas.

Menos compreendido por mim mas nem por isso menos real foi o esforço que a Georgina fez ao suportar sozinha e durante um longo período de tempo a sobrecarga das tarefas familiares que normalmente seriam executadas a dois. Apesar das contrariedades da vida que levaram à nossa separação, aqui lhe expresso as minhas desculpas bem como o meu reconhecimento e gratidão.

Iguais desculpas são devidas à minha filhota Mariana pelas inúmeras vezes que teve de prescindir dos carinhos do papá, suportando com grande coragem as minhas (quase) permanentes ausências e aceitando com resignação aqueles meus horários de trabalho roubados ao tempo que deveria ter passado na sua companhia.

E para finalizar uma saudação muito especial à Olívia. Com ela encontrei a paz de espírito tão necessária à boa conclusão desta importante tarefa.

A todos o meu muito obrigado.



# R<sub>esumo</sub>

Nos domínios comercial e industrial são frequentes as situações em que há necessidade de reduzir ou controlar as trocas de calor e de massa entre um espaço interior com atmosfera controlada – onde os parâmetros ambientais tais como temperatura, humidade, concentração de poluentes, etc. sejam mantidos em níveis compatíveis com a actividade aí exercida – e o ambiente exterior, exigindo-se, simultaneamente, facilidade de circulação de pessoas e/ou equipamentos.

Em termos práticos, o confinamento de ambientes específicos é normalmente conseguido com a utilização de barreiras aerodinâmicas – habitualmente designadas por cortinas de ar – constituídas por um ou vários jactos de ar.

A cada vez maior apetência da sociedade contemporânea por ambientes que possam proporcionar condições confortáveis (térmicas ou outras) aos seus utentes, conjugadas com as também prementes necessidades de optimização dos consumos energéticos, têm vindo a criar um vasto conjunto de situações em que se justifica a instalação deste tipo de aparelhos.

Neste trabalho apresenta-se o estudo experimental da influência de diversos parâmetros geométricos e dinâmicos sobre o desempenho de um aparelho de cortina de ar instalado por cima duma porta de comunicação entre duas salas contíguas, de igual dimensão, mantidas a temperaturas diferentes. Com esta configuração pretende-se simular a situação típica de vedação de um espaço comercial ou habitacional climatizado, no qual se pretendem manter

condições de conforto térmico, relativamente a um outro ambiente (interior ou exterior) que poderá estar mais quente ou mais frio.

Os ensaios foram realizados numa instalação experimental, à escala real, projectada e construída para o efeito e de entre os parâmetros geométricos e dinâmicos estudados encontram-se a altura da porta a vedar, a distância (em relação ao chão) a que se encontra instalado o aparelho de cortina de ar, a diferença de temperatura imposta às salas bem como a velocidade e o ângulo inicial do jacto.

Em todos os ensaios realizados foi determinada a eficiência de vedação proporcionada pelo aparelho de cortina de ar através de uma técnica de gases traçadores.

Para algumas das configurações estudadas foram também efectuados mapeamentos do escoamento em termos de velocidade e de temperatura do ar, quer na vizinhança da porta a vedar, quer noutras zonas consideradas de interesse, utilizando-se para esse efeito um conjunto de dezasseis termo-anemómetros de baixa velocidade. Alguns desses termo-anemómetros serviram igualmente para detectar a localização do ponto de impacto do jacto de ar no solo.

Num conjunto mais restrito das configurações estudadas foi utilizada uma câmara termográfica de infravermelhos para efectuar visualizações do comportamento do jacto gerado pela cortina bem como do movimento das massas de ar entre as duas salas.

Através dos resultados obtidos pode concluir-se que o conjunto dos métodos experimentais desenvolvidos no presente estudo permitem avaliar, de forma clara, o desempenho real de vedação aerodinâmica das cortinas de ar. Através da sua aplicação foi possível obter um conhecimento aprofundado dos campos do escoamento e da temperatura, o que se veio a revelar útil para uma boa compreensão dos fenómenos convectivos em jogo.

O subsequente estudo paramétrico detalhado veio demonstrar que, para um mesmo aparelho de cortina de ar, a eficiência de vedação pode ser maximizada se for encontrada a relação óptima entre a velocidade do ar à saída da cortina e a diferença entre as temperaturas dos compartimentos a vedar. Para a selecção e a instalação destes equipamentos é também importante o conhecimento detalhado da influência dos parâmetros geométricos, nomeadamente a altura de montagem da cortina e a inclinação inicial do jacto.

Outro aspecto que foi objecto de análise no presente trabalho (e que até à data não tinha sido estudado) tem a ver com as perturbações produzidas pela passagem de pessoas e/ou objectos pela porta que se pretendia vedar. A utilização de um manequim de montra acoplado a um sistema de movimentação contínuo permitiu quantificar a perda de eficiência deste tipo de sistemas quando a zona de acção dos jactos é atravessada com alguma frequência por pessoas.



# **A**bstract

In commercial and industrial activities, there is often a need for reducing or controlling the heat and mass transfer between the outside environment and an indoor compartment with controlled atmosphere – where environmental parameters such as air temperature, relative humidity, pollutants concentrations, etc. should be kept within limits compatible with human presence – warranting, simultaneously, an easy circulation of people and equipments.

In practical terms, the confinement of a given space can be achieved with aerodynamic barriers – usually named air curtains – constituted by one or more air jets. The reduction of the energy consumption and the people’s appetite for more comfortable environments create a broad set of conditions that justify the installation of this kind of devices.

This work presents the experimental study of the influence of several dynamic and geometric parameters on the performance of an air curtain device mounted between two equal and contiguous rooms kept with different temperatures.

With this configuration it is intended to simulate a situation where there is the intention of isolating a comfortable room from a warmer or colder outside environment.

Every experiment has done in a full scale experimental facility, especially conceived and built for this purpose.

The sealing efficiency provided by the air curtain was determined, for different inclination angles and initial velocities of the air jet, through the tracer gases technique. The velocity and

temperature fields were obtained, in interest zones, with a set of low velocity thermal anemometry probes. For some of the studied configurations, flow visualizations were carried out using an infrared thermographic camera.

The collected data leads to some interesting findings about the influence of the discharging angle of the air jet in the sealing performance of the air curtain device.

On the other hand, the use of a dummy attached to a mechanic swinging conveyor allowed to quantify the loss of efficiency of this type of sealing systems when the air jet is constantly crossed by people or objects.

# Résumé

Dans le secteur commercial et industriel, il y a souvent le besoin de réduire ou de contrôler les échanges de chaleur et de masse entre un espace intérieur avec une atmosphère contrôlée – où des paramètres environnementaux tels que la température de l'air, l'humidité relative, les concentrations en polluants, etc. sont maintenus dans des limites compatibles avec l'activité exercée dans cet espace – et l'espace extérieur, en exigeant, simultanément, la circulation aisée des personnes et des équipements.

Plus concrètement, l'isolation d'un espace donné est normalement obtenue par l'utilisation de barrières aérodynamiques – couramment appelés des rideaux d'air – constituées par un ou plusieurs jets d'air.

L'appétence de plus en plus grande de la société contemporaine pour des environnements qui offrent des conditions (thermiques ou autres) plus confortables aux utilisateurs, associée aux besoins aussi urgents d'optimisation de la consommation d'énergie, est actuellement à l'origine d'un vaste ensemble de situations qui justifient l'installation de ce genre de dispositifs.

Dans ce travail, on présente l'étude expérimentale de l'influence de plusieurs paramètres géométriques et dynamiques sur la performance d'un dispositif de rideau d'air monté au dessus d'une porte de communication entre deux pièces adjacentes, d'égales dimensions, tenues à des températures différentes. Avec cette configuration, l'on prétend simuler une situation typique d'isolation d'un espace commercial ou d'un logement climatisé où l'on veut

maintenir des conditions de confort thermique, relativement à un autre environnement (intérieur ou extérieur) qui peut être plus chaud ou plus froid.

Les expériences ont été réalisées dans un espace expérimental, projeté et conçu à une échelle réelle pour cet effet et parmi les paramètres géométriques et dynamiques étudiés l'on trouve la hauteur de la porte à isoler, la distance (par rapport au sol) à laquelle est installé le dispositif de rideau d'air, la différence de température imposée aux deux salles tout comme la vitesse et l'angle initial du jet d'air. Dans toutes les expériences réalisées on a déterminé l'efficacité de l'isolation offerte par le dispositif de rideau d'air au moyen d'une technique de gaz traceurs.

Pour certaines configurations l'on a aussi réalisé des cartes concernant la vitesse et la température d'écoulement de l'air, aussi bien à proximité de la porte à isoler que dans d'autres zones considérées importantes, et l'on a utilisé à cet effet un ensemble de seize thermo anémomètres de basse vitesse. Quelques uns de ces thermo anémomètres ont également servi à détecter la localisation du point d'impact du jet d'air au sol.

Dans un ensemble plus restreint des configurations étudiées, l'on a utilisé un appareil photo thermographique à infrarouges pour obtenir des visualisations du comportement du jet d'air causé par le rideau et du mouvement des masses d'air entre les deux pièces.

D'après les résultats obtenus, on peut conclure que l'ensemble des méthodes expérimentales développées au cours de cette étude permet d'évaluer, nettement, la performance réelle d'isolation aérodynamique des rideaux d'air. Au moyen de leur application, il a été possible d'obtenir des connaissances approfondies des champs d'écoulement et de la température, ce qui s'est avéré utile pour une bonne compréhension des phénomènes convectifs observés.

L'étude paramétrique détaillée qui s'en est suivi est venue montrer que, pour un même dispositif de rideau d'air, l'efficacité d'isolation peut être maximisée si l'on trouve un rapport optimal entre la vitesse de l'air à la sortie du rideau et la différence entre les températures des pièces à isoler. Pour la sélection et l'installation de ces dispositifs il est aussi important d'avoir des connaissances détaillées sur l'influence des paramètres géométriques, notamment la hauteur de montage du rideau d'air et l'inclinaison initiale du jet.

Un autre aspect qui a été analysé dans cette étude (et qui ne l'avait pas encore été auparavant) est lié aux perturbations causées par le passage de personnes et/ou d'objets par la porte que l'on veut isoler. L'utilisation d'un mannequin de vitrine accouplé à un système de mouvement



continu a permis de quantifier la perte d'efficacité de ce genre de dispositif quand la zone d'action des jets est fréquemment traversée par des personnes

# I ndice de figuras

## Capítulo 1

- Figura 1.01 Esquema simplificado de funcionamento de uma barreira aerodinâmica com recirculação do ar do jacto ..... 1.10
- Figura 1.02 Esquema simplificado de um aparelho de cortina de ar de jacto descendente, não recirculado ..... 1.11
- Figura 1.03 Esquema simplificado de um aparelho de cortina de ar de jacto ascendente, não recirculado ..... 1.12
- Figura 1.04 Esquemas simplificados de possíveis modos de instalação das cortinas de ar de jacto horizontal ..... 1.14

## Capítulo 2

- Figura 2.01 Representação esquemática de dois aparelhos de cortina de ar desenvolvidos especificamente pela Nippon Reizo K.K. para armazéns frigoríficos, ambos de instalação pelo lado de dentro da respectiva porta de acesso ..... 2.38
- Figura 2.02 Desempenho de várias configurações de cortinas de ar, de jacto descendente não recirculado, testadas por Longdill e Wyborn (1979) no processo de vedação de uma câmara frigorífica ..... 2.41
- Figura 2.03 Representação esquemática de um aparelho de cortina de ar, de jacto horizontal, recirculado, orientado diferentemente segundo três zonas distintas, destinado a ser instalado pelo lado das portas de acesso aos armazéns frigoríficos ..... 2.42
- Figura 2.04 Resultados obtidos por Longdill e Wyborn (1979) durante os ensaios de vedação de uma câmara frigorífica a funcionar à temperatura ( $t_i$ ) através

	de uma cortina de ar horizontal e interior, com o jacto orientado segundo diferentes ângulos de deflexão ( $\theta$ ) .....	2.43
Figura 2.05	Simulação numérica apresentada por Schaelin (1998), onde se pode verificar a entrada de ar frio exterior (mancha azul) devido ao excessivo afastamento do aparelho de cortina de ar em relação ao plano da porta .....	2.53
Figura 2.06	Campos de distribuição de a) velocidade e b) temperatura do ar, obtidos por Tang (1998) para o plano central vertical transversal às duas zonas .....	2.54
Figura 2.07	Trajectórias representativas do movimento do ar ao longo da câmara de ensaios simulada em Tang (1998) .....	2.55
Figura 2.08	Vista de cima do campo do escoamento de ar obtido por Tang (1998) junto à parte superior da câmara de ensaios, sendo visíveis os turbilhões gerados pela ombreira da porta .....	2.55
Figura 2.09	Configuração geométrica, dimensões do domínio de cálculo e principais condições de fronteira (situação típica de Verão) utilizadas por Costa et al. (2006) .....	2.59
Figura 2.10	Padrões de linhas de corrente obtidos por Costa et al. (2006) para a situação de Verão, com $H/b_0 = 44.4$ e $\alpha_0 = 0^\circ$ : a) $U_0 = 0$ m/s, b) $U_0 = 2$ m/s, c) $U_0 = 6.8$ m/s .....	2.61
Figura 2.11	Linhas de isovalores do módulo da velocidade obtidas por Costa et al. (2006) para a situação de Verão, com $H/b_0 = 44.4$ , $\alpha_0 = 0^\circ$ e $U_0 = 6.8$ m/s .....	2.62

### Capítulo 3

Figura 3.01	Distribuição do espaço original após a construção da parede divisória que contém a “porta” .....	3.03
Figura 3.02	Vistas exterior e interior do aparelho de cortina de ar utilizado nos ensaios .....	3.04
Figura 3.03	Pormenor dos apoios anti-vibratórios existentes nas extremidades de cada turbina .....	3.05
Figura 3.04	Dimensões gerais da cortina de ar CC120 utilizada nos ensaios .....	3.05
Figura 3.05	Vista geral do aparelho de cortina de ar utilizado ( $b_0 = 0.04$ m) .....	3.05
Figura 3.06	Módulo de comando original da velocidade do motor do aparelho de cortina de ar CC120, disponibilizando três regimes de funcionamento .....	3.06
Figura 3.07	Módulo electrónico de comando e controlo “CAPVAR8”, instalado em substituição do módulo de comando original de forma a permitir variar quasi-continuamente (100 escalões) a velocidade inicial do jacto .....	3.06
Figura 3.08	Aspecto geométrico das portas testadas exemplificado através de uma porta com $H_{porta} = 2.25$ m .....	3.07

Figura 3.09	Esquema da distância $h$ existente entre o bocal da cortina e o lintel da porta .....	3.08
Figura 3.10	Esquema da instalação da cortina de ar na configuração REFR .....	3.10
Figura 3.11	Esquema da instalação do aparelho de cortina de ar, com indicação da convenção adoptada para o sistema de eixos e de ângulos .....	3.11
Figura 3.12	Metodologia seguida para a marcação do ângulo de descarga do jacto de ar, $\alpha_0$ , com o auxílio de uma suta previamente ajustada (com um transferidor) para o ângulo pretendido .....	3.12

## Capítulo 4

Figura 4.01	Esquema de interligação do hardware utilizado com os módulos de software (VIs) desenvolvidos .....	4.02
Figura 4.02	Aspecto de uma das versões do módulo de aquisição de dados “LÊ SENSORES” .....	4.04
Figura 4.03	Elementos constituintes da cadeia de anemometria térmica SENSOR System Series HT-400™ .....	4.05
Figura 4.04	Esquema e dimensões das sondas HT-412 utilizadas nas medições da velocidade e temperatura do ar .....	4.05
Figura 4.05	Dimensões e aspecto geral do suporte das sondas (esq.) e do dispositivo de protecção dos sensores (dir.) das sondas SENSOR HT-412 .....	4.06
Figura 4.06	Diagrama simplificado do circuito da ponte Wheatstone utilizada nas pontes anemométricas de temperatura constante (CTA) com compensação automática da temperatura .....	4.07
Figura 4.07	Esquema e dimensões da unidade transdutora HT-428 .....	4.07
Figura 4.08	Conector (HT-440-5) com saída em tensão 0 a 5 V .....	4.08
Figura 4.09	Exemplo de uma curva típica de calibração de um termo-anemómetro HT-412 com o transdutor HT-428 .....	4.09
Figura 4.10	Resposta em frequência do transdutor HT-428 com a sonda HT-412 para baixas velocidades do escoamento. Por definição, $f_{up}$ é a mais elevada frequência das flutuações sinusoidais da velocidade para a qual o anemómetro térmico deve conseguir medir o desvio padrão da velocidade com uma certa exactidão (10%, por exemplo) .....	4.10
Figura 4.11	Exemplo de uma grelha de medida utilizada nas medições de velocidade e de temperatura do ar segundo planos transversais à porta .....	4.12
Figura 4.12	Vista parcial de um “porta-sondas” durante o mapeamento do escoamento do ar entre as duas salas segundo um plano análogo ao representado na Figura 4.11 .....	4.12

Figura 4.13	Pormenor do sistema mecânico que combina dois eixos motorizados controlados remotamente para posicionar a sonda anemométrica nos vários pontos que constituem a malha de medida predefinida .....	4.14
Figura 4.14	O incorrecto posicionamento do aro de protecção da sonda em relação à direcção principal do escoamento (vd. Posição 1) pode levar a erros grosseiros da velocidade média registada, os quais podem ser evitados se houver o cuidado de orientar o aro de outro modo (vd. Posição 0) .....	4.14
Figura 4.15	Aspecto geral do Brüel & Kjaer Photoacoustic Multi-gas Monitor type 1302™ utilizado nos ensaios .....	4.18
Figura 4.16	Esquema do sistema de medida do Brüel & Kjaer Multi-gas Monitor type 1302 (Adapt. de Multi-gas Monitor type 1302 Instruction Manual - Vol. 1 (Operation & Maintenance), 1990) .....	4.20
Figura 4.17	Aspecto de um carrossel que serve de suporte aos filtros ópticos através dos quais se mede a concentração de (até) cinco diferentes gases (mais um para o vapor de água), semelhante aquele que se encontrava instalado no Multi-gas monitor BK 1302. Cada carrossel tem 31 mm de diâmetro .....	4.20
Figura 4.18	Esquema da instalação experimental durante a realização de ensaios com gases traçadores .....	4.24
Figura 4.19	Alguns pormenores do módulo “MONITOR GT” .....	4.27
Figura 4.20	Exemplificação do decaimento típico da concentração do gás traçador no compartimento de estudo, em representações: a) linear e b) logarítmica .....	4.29
Figura 4.21	Painel frontal de interface com o utilizador (esq.) e exemplo de um ficheiro gerado pelo módulo “SATRAV X” (dir.) .....	4.33
Figura 4.22	Dois instantes do movimento do mecanismo de atravessamento comandado por computador utilizado para determinar a localização exacta do ponto de impacto do jacto no solo. Nas figuras pode ver-se ainda a a “sala fria” à esquerda e a “sala quente” à direita .....	4.34
Figura 4.23	Exemplo de uma evolução típica do módulo da velocidade do escoamento adimensionalizada pela velocidade inicial do jacto .....	4.34
Figura 4.24	Aspecto da câmara AGEMA THERMOVISION 550™ usada para o registo dos termogramas .....	4.36
Figura 4.25	Esquema da posição relativa da câmara de infravermelhos durante a captação dos termogramas ao longo do ecrã de medida (coincidente com o plano de medição anteriormente utilizado anteriormente) .....	4.36
Figura 4.26	Dois pormenores do ecrã de medida esticado entre as duas salas: (esq.) durante o período de pré aquecimento das salas, com a porta de madeira fechada; (dir.) no decurso de um ensaio. Nestas fotografias, tiradas sensivelmente da mesma posição da câmara de infravermelhos, podem ver-se igualmente as tiras de folha de alumínio que serviram de “marcadores” .....	4.38

Figura 4.27	Esquema da determinação da emissividade do papel cenário por recurso ao sistema de medida TESTO 860-T2™ constituído por: (esq.) termómetro de infravermelhos com mira laser para medição sem contacto; (dir.) sonda rápida de superfície (termopar tipo T) para medição por contacto .....	4.39
Figura 4.28	O manequim de montra Roberta utilizada nos ensaios tem a estatura de um mulher adulta (aproximadamente 1.65 m de altura) .....	4.42
Figura 4.29	Representação esquemática da instalação experimental utilizada para a determinação da influência do atravessamento frequente da zona de acção do jacto por uma pessoa em movimento .....	4.43
Figura 4.30	Duas fotografias tirada ao sistema de suporte da Roberta durante a montagem da instalação experimental. Na imagem da esquerda pode ver-se o fio de aço que a segura ao carrinho que circula por dentro da calha bem como o local na extremidade da mesma onde se encaixa o motor de passo que acciona todo o sistema. Na imagem da direita pode ver-se o modo como se apoia centralmente a calha de suporte da Roberta .....	4.43
Figura 4.31	Painel frontal de interface com o utilizador do módulo “ROBERTA CRUISE CONTROL” .....	4.44
Figura 4.32	Painel frontal de interface com o utilizador do módulo “POSICIONADOR DA ROBERTA” .....	4.44

## Capítulo 5

Figura 5.01	Esquema das salas utilizadas para simular a configuração AVAC .....	5.02
Figura 5.02	Representação a) linear e b) logarítmica do decaimento da concentração do gás traçador N <sub>2</sub> O lançado na sala fria da instalação experimental esquematizada em Figura 5.1 (configuração AVAC), para três velocidades do motor da cortina de ar CC 120 .....	5.03
Figura 5.03	Esquema da instalação da cortina de ar na configuração REFR .....	5.05
Figura 5.04	Decaimento da concentração do gás traçador na sala fria para a cortina CC 120, na situação REFR, em representações: a) linear e b) logarítmica .....	5.06
Figura 5.05	Decaimento da concentração do gás traçador na sala fria para a cortina CI 120, na situação REFR, em representações: a) linear e b) logarítmica .....	5.07
Figura 5.06	Unidade SwemaAir 300 e sonda SWA31 utilizadas para monitorizar a velocidade inicial do jacto durante a fase de calibração do módulo electrónico de comando e controlo da cortina CC 120 .....	5.09
Figura 5.07	Evolução da velocidade do jacto de ar ao longo dos primeiros 30 cm do eixo vertical X, para as três velocidades de funcionamento da cortina N1 (mínima), N2 (média) e N3 (máxima), em condições isotérmicas, $\Delta T = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	5.10

Figura 5.08	Parte da recta de calibração do módulo variador da velocidade do motor da cortina, CAPVAR8™ .....	5.11
Figura 5.09	Exemplo da recta de calibração do módulo electrónico de comando e controlo, CAPVAR8™, reveladora da relação linear existente entre a velocidade imposta ao motor da cortina (NXXX) e a velocidade de descarga do jacto ( $U_0$ ) .....	5.12
Figura 5.10	Vista parcial dos dois ventiladores tangenciais em alumínio e do motor monofásico que equipa o aparelho de cortina de ar estudado. São ainda visíveis os “flaps” direccionais, de afinação manual, para orientação inicial do jacto .....	5.12
Figura 5.11	Grelha de medida utilizada a) e campos da velocidade média do ar registados para a velocidade de rotação mínima b) e máxima c) do motor do aparelho de cortina de ar CC 120 .....	5.13
Figura 5.12	Perfil transversal de velocidade do jacto $U$ , adimensionalizado pela velocidade inicial do ar $U_0$ , medido a 300 mm de distância do bocal, para um ângulo de $-20^\circ$ imposto aos “flaps” e uma velocidade de rotação N030 imposta ao motor .....	5.15
Figura 5.13	Perfis transversais de velocidade do jacto, adimensionalizados pela velocidade inicial do ar, medidos para várias configurações estudadas .....	5.15
Figura 5.14	Registo da temperatura média do ar em cada uma das salas para uma configuração AVAC 20/25 quando a porta se encontra vedada através da cortina plástica .....	5.17
Figura 5.15	a) Registo do decaimento da concentração de gás traçador em ensaio efectuado com AVAC 20/30 ( $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ ), $H_{\text{cortina}} = 2.25\text{ m}$ , $h = 0.10\text{ m}$ ( $H_{\text{porta}} = 2.15\text{ m}$ ), N000; b) Identificação dos regimes e das taxas horárias de renovação do ar que lhes estão associadas .....	5.18
Figura 5.16	Malha de pontos de medida utilizados para efectuar as medições de velocidade (e de temperatura, quando aplicável) .....	5.20
Figura 5.17	Campos de velocidade do ar, obtidos em condições isotérmicas ( $\Delta T = 0^\circ\text{C}$ ), na vizinhança da porta ( $H_{\text{porta}} = H_{\text{cortina}} = 2.25\text{ m}$ ) e do próprio jacto, com: a) $U_0 = 6.0\text{ m/s}$ ; b) $U_0 = 6.8\text{ m/s}$ ; c) $U_0 = 7.8\text{ m/s}$ .....	5.21
Figura 5.18	Distribuições dos iso-contornos de velocidade adimensional do ar ( $U/U_0$ ) ao longo de um plano transversal à porta, obtidos para $\Delta T = 0^\circ\text{C}$ , $H_{\text{porta}} = H_{\text{cortina}} = 2.10\text{ m}$ , $U_0 \approx 5\text{ m/s}$ e $\alpha_0 = 0^\circ$ .....	5.22
Figura 5.19	Módulo adimensional da velocidade do ar ( $U/U_0$ ) medida a 10 mm do solo em função da distância ao plano central do bocal ( $Y$ ), para uma configuração isotérmica (ISOT) e para $\alpha_0 = 0^\circ$ .....	5.23
Figura 5.20	Variação da distância ( $Y$ ) entre o ponto de impacto do jacto no solo e o plano central do bocal, em função do módulo adimensional da velocidade do ar ( $U/U_0$ ), para uma configuração não-isotérmica ( $\Delta T =$	

	12 °C), com $H_{\text{porta}} = 2.00 \text{ m}$ , $H_{\text{cortina}} = 2.40 \text{ m}$ , $\alpha_0 = 0^\circ$ e para três velocidades iniciais do jacto (N027, N030 e N032) .....	5.24
Figura 5.21	Resumo das localizações do ponto de impacto do jacto no solo (d) em função da sua velocidade inicial ( $U_0$ ), tanto para casos isotérmicos (ISOT) como para casos não-isotérmicos (AVAC), com $\alpha_0 = 0^\circ$ .....	5.24
Figura 5.22	Sequência de termogramas obtidos para valores crescentes da velocidade inicial do jacto, $U_0$ , cinco minutos após o início de cada um dos ensaios efectuados para a configuração $H_{\text{cortina}} = 2.65 \text{ m}$ , $\Delta T = 15^\circ \text{C}$ , $\alpha_0 = 0^\circ$ .....	5.25
Figura 5.23	Efeito do ângulo ( $\tilde{\alpha}$ ) e velocidade ( $U_0$ ) inicial do jacto sobre a localização do ponto de impacto da cortina de ar no solo (d) e no valor máximo alcançado para a eficiência da vedação ( $E_v$ ) .....	5.26
Figura 5.24	Efeito da velocidade ( $U_0$ ) e do ângulo ( $\alpha_0$ ) inicial do jacto sobre a eficácia da vedação proporcionada ( $E_v$ ) .....	5.27
Figura 5.25	Rendimento da vedação aerodinâmica proporcionada pela cortina de ar para a configuração AVAC 20/25 ( $\Delta T = 5^\circ \text{C}$ ), $H_{\text{porta}} = 2.25 \text{ m}$ , $\alpha_0 = 0^\circ$ , com ( $U_{\text{Roberta}} = 0.5 \text{ m/s}$ ; $F_{\text{Roberta}} = 2.4 \text{ passagens/segundo}$ ) e sem movimento da Roberta ( $U_{\text{Roberta}} = 0.0 \text{ m/s}$ ) .....	5.30
Figura 5.26	Rendimento da vedação aerodinâmica proporcionada pela cortina de ar para a configuração AVAC 20/30 ( $\Delta T = 10^\circ \text{C}$ ), $H_{\text{porta}} = 2.25 \text{ m}$ , $\alpha_0 = 0^\circ$ , com ( $U_{\text{Roberta}} = 0.5 \text{ m/s}$ ; $F_{\text{Roberta}} = 2.4 \text{ passagens/segundo}$ ) e sem ( $U_{\text{Roberta}} = 0.0 \text{ m/s}$ ) movimento da Roberta .....	5.30
Figura 5.27	Malhas de medida utilizadas para o levantamento dos campos de temperatura e velocidade do ar nas proximidades da porta, em condições de regime transitório .....	5.32
Figura 5.28	Variação temporal das temperaturas locais instantâneas (T) adimensionalizadas pela respectiva temperatura inicial ( $T_i$ ) numa situação de não-funcionamento do aparelho de cortina de ar ( $U_0 = 0 \text{ m/s}$ ), nas condições (AVAC 25/35, $H_{\text{porta}} = 2.25 \text{ m}$ , $H_{\text{cortina}} = 2.65 \text{ m}$ ) .....	5.32
Figura 5.29	Termograma correspondente ao caso de referência ( $U_0 = 0 \text{ m/s}$ ) obtido para a configuração $H_{\text{porta}} = 2.25 \text{ m}$ , $\Delta T = 10^\circ \text{C}$ . (imagem captada após 5 minutos de ensaio) .....	5.33
Figura 5.30	Simulação numérica 3D do campo de temperatura do ar na proximidade da ombreira da porta, para uma configuração em que $\Delta T = 10^\circ \text{C}$ e $H_{\text{porta}} = 2.25 \text{ m}$ , para o caso de referência ( $U_0 = 0 \text{ m/s}$ ) .....	5.34
Figura 5.31	Padrões das linhas de corrente na ausência de funcionamento da cortina de ar ( $U_0 = 0 \text{ m/s}$ ), para uma configuração bidimensional equivalente à da figura 5.30 (adaptado de Costa e Oliveira (2002)) .....	5.35
Figura 5.32	Variação temporal das temperaturas locais instantâneas (T) adimensionalizadas pela respectiva temperatura inicial ( $T_i$ ) numa	



	situação de funcionamento da cortina de ar nas condições AVAC 25/35, $H_{\text{porta}} = 2.25 \text{ m}$ , $H_{\text{cortina}} = 2.65 \text{ m}$ , $U_0 = 4.5 \text{ m/s}$ e $\alpha_0 = 0^\circ$ .....	5.35
Figura 5.33	Evolução do campo de temperaturas na zona de influência do jacto da cortina de ar. Visualização obtida através de termografia por infravermelhos para a configuração AVAC 20/30, $H_{\text{porta}} = H_{\text{cortina}} = 2.65$ $\text{m}$ , $\alpha_0 = 0^\circ$ e $U_0 = 4.5 \text{ m/s}$ .....	5.36
Figura 5.34	Influência da velocidade inicial de descarga do jacto. Visualização obtida através de termografia por infravermelhos para a configuração AVAC 20/30, $H_{\text{porta}} = H_{\text{cortina}} = 2.65 \text{ m}$ , $\alpha_0 = 0^\circ$ , no instante $t = 300 \text{ s}$ .....	5.37
Figura 5.35	Grelha de medida utilizada para o levantamento dos perfis verticais de velocidade do ar na zona localizada por debaixo da ombreira da porta .....	5.41

# I ndice de tabelas

## Capítulo 2

Tabela 2.01	Resumo das configurações que serviram de base ao método de cálculo proposto por Hayes e Stoecker (1969a) .....	2.10
Tabela 2.02	Valores medidos e calculados de energia total transferida através de uma cortina de ar para vários níveis da intensidade de turbulência inicial .....	2.16
Tabela 2.03	Condições sazonais de operação da cortina de ar propostas em Howell e Shibata (1983) .....	2.19
Tabela 2.04	Dados climatéricos utilizados e valores apurados para a energia total perdida através da porta com 2.75 m × 0.91 m, deixada aberta entre as 09:00 horas e as 21:00 horas, entre Maio e Outubro .....	2.22
Tabela 2.05	Perdas de energia através da porta de 2.75 m × 0.91 m, ciclicamente aberta e fechada, estudada em Gosney e Olama (1975) .....	2.22
Tabela 2.06	Perda de energia total estimada para o período compreendido entre Maio e Outubro no caso da porta se encontrar protegida pelos diferentes tipos de aparelho de cortina de ar .....	2.23
Tabela 2.07	Poupanças resultantes da utilização de diferentes aparelhos de cortina de ar durante cada época de funcionamento do sistema (Maio a Outubro) .....	2.25
Tabela 2.08	Níveis de eficácia de alguns dos dispositivos inibidores de infiltração mais utilizados em câmaras frigoríficas .....	2.46
Tabela 2.09	Resumo dos principais resultados obtidos por Lam, Ruddick e Whittle (1990) usando métodos computacionais .....	2.51

## Capítulo 5

Tabela 5.01	Resumo dos valores do desempenho de vedação das cortinas CC 120 e CI 120 .....	5.08
Tabela 5.02	Ângulo real de inclinação inicial do jacto, $\alpha_0$ , imposto pela orientação dos “flaps” existentes no bocal da cortina .....	5.16
Tabela 5.03	Poupanças energéticas resultantes da instalação e operação de um aparelho de cortina de ar por cima de uma porta com 2.65 m de altura, para 10 °C de diferença de temperatura entre as duas salas .....	5.44
Tabela 5.04	Poupanças energéticas resultantes da instalação e operação de um aparelho de cortina de ar por cima de uma porta com 2.65 m de altura, para 15 °C de diferença de temperatura entre as duas salas .....	5.44

# Nomenclatura

Se bem que o significado de cada símbolo utilizado seja explicado, geralmente, na zona do texto onde pela primeira vez é referido, optou-se por agrupar de imediato a maior parte da simbologia que foi usada ao longo do presente trabalho, crendo-se que deste modo se facilita a sua consulta.

Convém observar que alguns dos símbolos abaixo indicados podem ser complementados através de um (ou mais) sub-índice(s) que também aqui se encontram listados e explicitados quanto ao seu significado. Por outro lado, se porventura a um mesmo símbolo corresponderem significados diferentes, a distinção entre eles decorrerá claramente do conteúdo em que se inserem. Deste modo, os símbolos mencionados nas páginas seguintes significam, salvo indicação em contrário:

## Símbolo gerais

Símbolo	Significado	Unidade
$A_{\text{porta}}$	área da porta de ligação entre os dois compartimentos ( $A_{\text{porta}} = H_{\text{porta}} \times W_{\text{porta}}$ )	[m <sup>2</sup> ]
$b_0$	largura da fenda que constitui o bocal de saída do jacto de ar	[m]
$b_{\text{porta}}$	espessura da ombreira da porta	[m]
$C$	concentração do gás traçador no compartimento em estudo	[mg/m <sup>3</sup> ]
$C_i$	concentração de gás traçador no compartimento em estudo no instante de tempo $t = t_i$	[mg/m <sup>3</sup> ]

$C_{\text{inicial}}$	concentração de gás traçador no compartimento em estudo no instante em que se inicia o período de medida $t = t_{\text{inicial}} = 0$	[mg/m <sup>3</sup> ]
$C_{\text{final}}$	concentração de gás traçador no compartimento em estudo no instante em que termina o período de medida $t = t_{\text{final}}$	[mg/m <sup>3</sup> ]
$c_p$	calor específico a pressão constante do ar do compartimento “interior”	[J/kg.°C]
$d$	distância medida desde o plano central da descarga do jacto ( $y = 0$ ) até ao local onde é detectado o ponto de impacto do jacto da cortina de ar com o solo (ponto de estagnação)	[m]
$D_m$	módulo de deflexão da cortina de ar ( <i>vd.</i> Números Adimensionais)	[-]
$D_{m,\text{min}}$	valor mínimo do módulo de deflexão para que a cortina de ar seja estável ( <i>cf.</i> Howell e Shibata, 1980)	[-]
$E_v$	eficácia do processo de vedação ( $E_v = 1$ corresponde a um efeito de vedação nulo (porta aberta e/ou cortina desligada) enquanto a vedação ideal (porta hermeticamente fechada) equivale a $E_v \rightarrow 1$ )	[-]
$F_{\text{Roberta}}$	frequência das passagens do manequim <i>Roberta</i> pela porta de ligação entre os dois compartimentos	[passagens/min]
$g$	aceleração da gravidade	[m/s <sup>2</sup> ]
$h$	dimensão da porção de parede existente entre o bocal da cortina e o lintel da porta ( $h = H_{\text{cortina}} - H_{\text{porta}}$ )	[m]
$h$	coeficiente de convecção	[W/m <sup>2</sup> .°C]
$H_{\text{cortina}}$	altura a que se encontra instalado o aparelho de cortina de ar, medida através da distância que vai desde o chão até ao bocal	[m]
$H_{\text{porta}}$	altura da porta de ligação entre os dois compartimentos	[m]
$IT$	nível da intensidade de turbulência inicial do jacto	[%]
$k$	condutibilidade térmica	[W/m.°C]
$L_{\text{cortina}}$	largura do bocal da cortina	[m]
$L_{\text{porta}}$	largura da porta de ligação entre os dois compartimentos	[m]
$\dot{m}$	caudal mássico	[kg/s]
$n$	taxa de renovação horária do ar no compartimento onde se monitoriza a concentração do gás traçador	[h <sup>-1</sup> ]
$n_0$	taxa de renovação horária de ar registada no compartimento em estudo, como consequência da ausência ou do não-funcionamento ( $U_0 = 0$ ) do aparelho de cortina de ar. Correspondente à situação de referência	[h <sup>-1</sup> ]
$n_j$	taxa de renovação horária de ar registada no compartimento em estudo, como consequência de um dado regime de funcionamento ( $N_j$ ) do motor do aparelho de cortina de ar	[h <sup>-1</sup> ]
$NX$	nível de intensidade da velocidade do motor do aparelho de cortina de ar imposto pelo comutador original $N0 =$ desligado; $N1 =$ mínima; $N2 =$ média; $N3 =$ máxima	[-]
$NXXX$	nível de intensidade da velocidade do motor do aparelho de cortina de ar imposto pelo comutador electrónico: $N000 =$ desligado; $N001$ (mínimo); $N100$ (máximo)	[-]
$P_{\text{atm}}$	pressão atmosférica	[Pa]
$\dot{Q}$	potência do calor em “fuga” pela porta	[W]

$\dot{Q}_0$	potência térmica (calor sensível) em “fuga” através da porta como consequência da ausência ou do não-funcionamento ( $U_0 = 0$ ) do aparelho de cortina de ar	[W]
$\dot{Q}_{cortina}$	potência absorvida pelo motor eléctrico que acciona a turbina do aparelho de cortina de ar (120 W no modelo testado)	[W]
$\dot{Q}_j$	potência térmica (calor sensível) em “fuga” através da porta para um dado regime de funcionamento ( $N_j$ ) do motor do aparelho de cortina de ar	[W]
$\dot{Q}_S$	taxa de transferência de calor sensível através da cortina de ar	[W]
$\dot{Q}_T$	taxa de transferência de calor total (sensível + latente) através da cortina de ar	[W]
$T$	temperatura do ar	[°C]
$T_0$	temperatura do ar à saída do bocal de descarga	[°C]
$T_{ext}$	temperatura do compartimento “exterior”	[°C]
$T_F$	temperatura do ar da sala “fria”	[°C]
$T_i$	valor médio da temperatura do ar registado por um termoanemómetro num determinado ponto da grelha de medida logo no início do período de aquisição de dados	[°C]
$T_{int}$	temperatura do compartimento “interior”	[°C]
$T_Q$	temperatura do ar da sala “quente”	[°C]
$T_R$	temperatura do ar junto à grelha de recolha	[°C]
$T_{ref}$	temperatura de referência	[°C]
$t$	tempo	[s]
$U$	velocidade do ar	[m/s]
$U$	coeficiente global de transmissão de calor	[W/m <sup>2</sup> .°C]
$U_0$	velocidade inicial de descarga do jacto de ar	[m/s]
$U_i$	valor médio da velocidade do ar registado por um termoanemómetro num determinado ponto da grelha de medida, no início do período de aquisição de dados	[m/s]
$U_{Roberta}$	velocidade do movimento da <i>Roberta</i> através da porta	[m/s]
$U_x$	velocidade média do escoamento na direcção $x$	[m/s]
$V_{sala}$	volume do compartimento em estudo	[m <sup>3</sup> ]
$\dot{V}$	caudal volúmico	[m <sup>3</sup> /s]
$W$	largura da porta de ligação entre os dois compartimentos	[m]
$X, Y, Z$	eixos principais do domínio experimental	[m/s]
$x, y, z$	coordenadas espaciais no domínio experimental	[m]
$X_{neutro}$	distância medida desde o cimo da porta até ao local onde a diferença de pressão entre os dois compartimentos é nula	[m]
$X_{RI}$	comprimento da região inicial de desenvolvimento do jacto, medido desde o bocal da cortina de ar	[m]

## Caracteres gregos

$\alpha_0$	ângulo inicial de descarga do jacto (em relação à vertical)	[°]
$\alpha_f$	ângulo de impacto do jacto com o solo (em relação à vertical)	[°]
$\Delta P_s$	diferença de pressão devida ao “stack effect” criado pela existência de uma diferença de densidade do ar dos dois lados da porta	[Pa]
$\Delta P_a$	diferença de pressão entre os dois compartimentos criada pelo funcionamento da cortina de ar	[Pa]
$\Delta T$	diferença de temperatura entre compartimento “exterior” e “interior” ou entre sala “quente” e “fria” ( $\Delta T = T_{\text{ext}} - T_{\text{int}} = T_Q - T_F$ )	[°C]
$\Delta t$	tempo decorrido entre os instantes $t = t_1$ e $t_2 = t_1 + \Delta t$	[s]
$\Delta t_{\text{Roberta}}$	intervalo de tempo entre dois inícios consecutivos do movimento do manequim <i>Roberta</i>	[s]
$\eta_v$	rendimento da vedação (tendo como referência a situação em que a cortina de ar está desligada)	[-]
$\rho$	massa específica	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\mu$	viscosidade dinâmica	[Pa.s]
$\nu$	viscosidade cinemática	[m <sup>2</sup> /s]

## Sub-índices

ext	relativo ao compartimento “exterior”
cortina	relativo ao aparelho de cortina de ar
F	relativo à sala “fria”
i, j, k	segundo uma das três direcções principais
int	relativo ao compartimento “interior”
j	correspondente a um dado regime de funcionamento ( $N_j$ ) do motor do aparelho de cortina de ar
porta	relativo à porta de ligação entre os dois compartimentos
Q	relativo à sala “quente”
ref	relativo a um valor de “referência”
Roberta	relativo ao manequim <i>Roberta</i>
i	relativo às condições iniciais
0	correspondente ao bocal da cortina de ar ou relativo a uma configuração em que o aparelho de cortina de ar está desligado ( $U_0 = 0$ ) ou ausente

## Siglas

AVAC	configuração correspondente à simulação de uma situação típica de vedação de um espaço habitacional climatizado, no qual se pretendem manter condições de conforto, relativamente a um ambiente exterior mais quente.
ISOT	configuração de ensaio em que se testa o desempenho da cortina na vedação de um espaço em relação a um ambiente exterior que está à mesma temperatura
REFR	configuração de ensaio em que se testa o desempenho da cortina na vedação de um espaço refrigerado (câmara frigorífica a baixa temperatura) em relação a um ambiente exterior que está a uma temperatura superior.

## Número adimensionais

Re número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho_0 \cdot b_0 \cdot U_0}{\mu}$$

Nu número de Nusselt

$$Nu = \frac{h \cdot H}{k}$$

Pr número de Prandtl

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k}$$

Gr número de Grashof

$$Gr = \frac{g \cdot \Delta\rho \cdot H^3}{\bar{\rho} \cdot \nu^2}$$

$D_m$  módulo de deflexão da cortina de ar

$$D_m = \frac{\rho_0 \cdot b_0 \cdot U_0^2}{g \cdot H^2 \cdot (\rho_f - \rho_q)}$$

$D_{m,\min}$  módulo de deflexão mínimo da cortina de ar

$$D_{m,\min} = \frac{(\rho_0 \cdot b_0 \cdot U_0^2)_{\min}}{g \cdot H^2 \cdot (\rho_f - \rho_q)}$$



# Capítulo 1 – Introdução

## 1.1. BREVE HISTÓRIA DA CORTINA DE AR

Com o despontar da climatização dos ambientes interiores, cedo começou também a surgir a necessidade de se arranjar uma solução para os elevados e crescentes custos resultantes desse “novo conforto térmico”. Pretendia-se então, tal como nos dias de hoje, obter soluções termicamente mais económicas, quer por via de uma maior eficácia, quer pela optimização dos consumos de energia. É sob estas linhas de pensamento que nascem as cortinas de ar no início do século passado.

Segundo a empresa canadiana Miniveil Air Systems (*vd.* "A Brief History of the Air Curtain")), em 1904 foi emitida a primeira patente Norte Americana para uma cortina de ar em nome de Theophilus Van Kennel<sup>1</sup>. No entanto, segundo a mesma fonte, a primeira instalação de que há registo só foi concretizada 12 anos mais tarde.

Desde essa altura as cortinas de ar tornaram-se cada vez mais populares, encontrando-se difundidas por toda a Europa por volta dos anos 40 e 50.

---

<sup>1</sup> U.S. Patent No. 774, 730, November 8.

Em 1956 o Sr. Miniveil levou a avançada tecnologia europeia dos aparelhos de cortina de ar para a América do Norte, formando então a empresa Miniveil Lda. As primeiras cortinas de ar de Miniveil foram vendidas no Canadá em 1958, para serem usadas nas portas das câmaras frigoríficas.

Antes de se abordarem os diferentes tipos e aplicações em que podem ser usadas, convém explicar que, de um modo geral, as cortinas de ar são dispositivos mecânicos projectados especificamente para gerar barreiras aerodinâmicas – constituídas por um ou vários jactos de ar – que ofereçam resistência ao escoamento de ar que passa através de uma porta (ou de qualquer outro tipo de abertura), sem que para isso seja necessário recorrer a qualquer tipo de barreira física. Com a sua utilização consegue-se reduzir ou controlar as trocas de calor e de massa entre um espaço com atmosfera controlada – onde os parâmetros ambientais tais como temperatura, humidade, concentração de poluentes, etc. sejam mantidos em níveis compatíveis com a actividade aí exercida – e o ambiente exterior, garantindo-se, simultaneamente, a facilidade de circulação de pessoas e/ou equipamentos.

## 1.2. APLICAÇÕES DAS CORTINAS DE AR

Embora a vedação térmica de espaços climatizados seja uma das áreas em que é vulgar recorrer-se à utilização de cortinas de ar (e, no âmbito deste trabalho, aquela que mais interessa aqui focalizar), são inúmeras as situações práticas em que se pode recorrer às barreiras aerodinâmicas como forma de controlo de determinados parâmetros em ambientes muito particulares. Nas linhas que se seguem apresenta-se uma breve panorâmica sobre as aplicações mais frequentes para os aparelhos de cortina de ar bem como das suas especificidades.

**Controlo de áreas e ambientes climatizados** – Atendendo a que as áreas climatizadas estão normalmente bem balanceadas e que raramente possuem pressões negativas em relação aos outros espaços não climatizados vizinhos, as cortinas de ar usadas em portas interiores apenas precisam de ser dimensionadas para a corrente de ar devida à diferença de temperaturas existente entre os dois lados da porta. Segundo Hayes (1968), nestas situações a cortina de ar deve ser instalada no compartimento não climatizado, inclinar-se o jacto de ar para longe

dessa área climatizada, devendo regular-se a intensidade e a inclinação do jacto de modo a que seja mínima a quantidade de ar derramada junto ao chão e a ir para o lado do espaço climatizado.

No caso de portas existentes entre zonas climatizadas e o ambiente exterior, o processo de selecção da cortina de ar deve ter em linha de conta uma eventual exposição aos ventos (Hayes (1968)). Nestas situações a cortina de ar deverá ser instalada no lado interior e o bocal de descarga deve ser ajustado de modo a minimizar a quantidade de ar climatizado retirado do interior. Este tipo de instalação (no lado de dentro) também permite que a cortina de ar possa ser usada no Inverno para impedir a entrada do ar frio exterior.

É também frequente a utilização de cortinas de ar para o controlo de áreas climatizadas em ambientes industriais, impedindo a entrada de ar exterior através das suas portas de acesso (Howell e Shibata (1983)). São disso exemplo as portas exteriores dos cais de expedição e de recepção de produtos acabados e de matérias-primas em fábricas e armazéns bem como as portas interiores existentes entre áreas fabris que estejam a temperaturas diferentes.

Obviamente que a penetração de ar exterior frio em edifícios industriais é um problema muito mais severo nos países que têm um clima frio, ártico ou sub-ártico. Segundo Sirén, Valkeapää e Hejazi-Hashemi (2000), o ar frio que penetra no edifício principalmente através das entradas abertas, causa desconforto aos trabalhadores, perturba o funcionamento do sistema da ventilação e aumenta os consumos de energia e os custos de manutenção do edifício. Mas, pior que isso, esta entrada de ar frio pode perturbar de tal modo o processo industrial (chegando mesmo a pará-lo), conduzindo sempre a elevadas perdas produtivas e financeiras.

Mais uma vez as cortinas de ar são utilizadas para impedir tais efeitos adversos, sendo frequente que, em edifícios industriais, as mesmas sejam do tipo “jacto de ar ascendente”, logo substancialmente diferentes das cortinas de ar utilizadas em portas de entrada de edifícios comerciais. O ar previamente aquecido ou o ar frio exterior é forçado a passar por um conjunto composto por um pleno e por um bocal, ambos situados abaixo do nível do solo, formando-se um jacto ascendente que percorre a totalidade da porta até alcançar a sua parte superior. Segundo Valkeapää, Hejazi-Hashemi e Sirén (2000), para se conseguir a quantidade de movimento necessária, a velocidade do ar à saída do bocal pode chegar a atingir os 40 m/s.

Em estabelecimentos comerciais climatizados (a ar quente no Inverno e a ar frio no Verão), manter-se a “porta aberta” é sinónimo de cargas térmicas adicionais (perdas ou ganhos de energia pelas portas devido à circulação de ar) que ocasionam um esforço suplementar aos equipamentos de climatização. O recurso a cortinas de ar para protecção das portas de entrada/saída deste tipo de estabelecimentos decorre dos múltiplos benefícios que a sua utilização pode trazer ao longo da vida útil da instalação em que as mesmas se encontram incorporadas. Alguns destes benefícios passam pela criação de um espaço comercial climatizado mais atractivo, simpático, confortável e rentável, uma vez que:

- Há uma redução dos consumos de energia relativos à climatização do espaço comercial, minimizando as perdas e ganhos térmicos devidos ao constante abrir e fechar de portas;
- A entrada e a saída dos clientes é franca e sem portas pelo meio, favorecendo quer a entrada de potenciais novos clientes (não existe uma barreira física que os impeça de entrar), quer a saída daqueles que já o são (o cliente não precisa de empurrar a porta quando tem as mãos ocupadas);
- O cliente não sofre choques térmicos no interior do estabelecimento comercial (existe uma maior uniformidade da temperatura ao longo de todo o espaço) levando a que se possa movimentar mais e melhor;
- Os funcionários que tenham o seu posto de trabalho localizado perto da porta de entrada/saída não estão sujeitos às correntes de ar (quente/fria) geradas de cada vez que é aberta a porta, aumentando, por consequência, o seu rendimento laboral (melhores condições de trabalho, menor número de baixas);
- Existe uma maior rapidez e segurança no tráfego de pessoas e/ou equipamentos, com o previsível aumento de produção daí decorrente, resultante da existência de portas de passagem permanentemente abertas;
- Existe uma redução dos custos de limpeza, mercê de uma diminuição significativa da entrada de fumos, odores, pó e insectos para o seu interior;
- A existência de uma área de conforto térmico é propícia à realização de negócios.

**Protecção de portas de acesso a espaços refrigerados** – Quando se abre a porta que separa uma área de armazenamento refrigerado (câmara frigorífica, por exemplo) da zona adjacente

exterior que está, necessariamente, mais quente, ocorre uma perda substancial de ar refrigerado ao mesmo tempo que o ar quente exterior vai fluir para a câmara fria através da parte inferior da porta. Daqui resulta não só uma perda de energia evidente mas também alguns problemas de segurança, de entre os quais se destaca a formação de gelo no chão e de névoa na entrada, levando à eventual deterioração dos produtos perecíveis ali armazenados. Para minorar estes efeitos nas câmaras de armazenamento de produtos refrigerados e/ou congelados, é usual utilizarem-se dispositivos fabricados com tiras de plástico mas estes não só prejudicam a visibilidade como são desagradáveis de passar devido à existência de condensados congelados e de sujidade acumulada. Segundo Longdill e Wyborn (1979), as cortinas de ar, quando devidamente dimensionadas e reguladas, conseguem controlar eficientemente o fluxo do ar através de portas de acesso a este tipo de câmaras. Quando instaladas do lado de fora dessas câmaras, as cortinas de ar geram um jacto de ar que atinge o chão segundo um determinado ângulo, separando-o em dois fluxos de ar diferentes. Através de uma adequada regulação – em termos de volume de ar e de ângulo do bocal de insuflação – um dos fluxos de ar vai contrapor-se à saída de ar da câmara refrigerada, enquanto o outro vai neutralizar o ar quente que tenta entrar (Van Male (1983)). De um modo geral as cortinas destinadas a este fim projectam um jacto estreito, de alta velocidade e de baixo caudal, sobre toda a largura da porta, criando uma cortina de ar suficientemente espessa (Takahashi e Inoh (1963), Gosney e Olama (1975)).

De um modo geral pode afirmar-se que ao proteger-se a porta de acesso de um espaço refrigerado com uma cortina de ar é expectável obter-se:

- Uma redução do consumo de energia do equipamento frigorífico devido não só à minimização das perdas térmicas decorrentes da abertura de portas, mas também pelo consequente menor número de descongelações do evaporador;
- Uma redução das perdas de peso, descongelação e formação de gelo nos produtos armazenados nas proximidades da porta, graças a uma maior uniformização da temperatura e da humidade dentro da câmara frigorífica;
- Um ambiente de trabalho mais higiénico (não há portas ou cortinas de plástico que se vão sujando ao longo do tempo) e rentável (mais fácil e rápido manuseamento dos produtos durante o período de carga e descarga dos produtos).

**Equipamentos expositores refrigerados abertos (murais)** – Embora, por questões de segurança alimentar, convenha que os produtos expostos em equipamentos expositores refrigerados abertos (usualmente vitrinas frigoríficas verticais) estejam separados do consumidor por um qualquer tipo de barreira física, razões comerciais ditam a necessidade do consumidor poder ver e manusear sem constrangimentos o produto que pretende adquirir. Este aparente conflito é ultrapassado com a colocação de uma ou mais cortinas de ar nos equipamentos expositores, as quais promovem uma barreira térmica, mas não física, entre o consumidor e o produto (*cf.* Adams (1985), Axel e Fahlén (2003)). Segundo estes investigadores, em armários de exposição verticais é comum utilizarem-se cortinas de ar não-isotérmicas, de jacto vertical recirculado, com o ar a ser fornecido pela parte superior e a ser extraído na parte inferior da vitrina. Porém, segundo Gaspar, Miranda e Pitarma (2003), a ineficácia do isolamento térmico promovido pela cortina de ar, traduz-se numa menor qualidade de conservação dos produtos alimentares e em relevantes custos energéticos. Segundo esta equipa de investigação portuguesa, a crescente evolução dos níveis de exigência dos empreendimentos comerciais e dos consumidores, tem levado à necessidade de desenvolvimento de métodos de análise, experimentais e/ou numéricos, que permitam minimizar o consumo energético dos equipamentos e melhorar o seu desempenho térmico.

Por não serem comparáveis com aquelas que se pretendem abordar no presente estudo, não se efectuará aqui qualquer tipo de análise ao modo de aplicação, de regulação e de funcionamento deste tipo de cortinas de ar. Contudo, quem pretender saber um pouco mais sobre este tema específico, pode encontrar informação adicional num conjunto de trabalhos de índole teórico, experimental ou de simulação numérica que foram publicados nos últimos anos e dos quais se destacam: Adams (1985), Stribling, Tassou e Marriott (1997), Faramarzi (1999), Ge e Tassou (2001), Navaz, Faramarzi, Gharib, Dabiri e Modarress (2002), Axel e Fahlén (2003), Gaspar, Miranda e Pitarma (2003), Cui e Wang (2004), Gaspar e Pitarma (2004), Chen e Yuan (2005), Gaspar, Pitarma e Gonçalves (2005), Navaz, Henderson, Faramarzi, Pourmovahed e Taugwalder (2005) e D'Agaro, Cortella e Croce (2006).

**Redução de perdas de calor pelas portas de fornos industriais** – A utilização de cortinas de ar para protecção das entradas dos fornos permite poupanças de combustível na ordem dos 40% do consumo total de combustível do forno. Normalmente são instaladas horizontalmente sobre a abertura do forno e o seu jacto é ligeiramente orientado para o interior do forno de

modo a conter o ar quente que está a tentar sair. Nalgumas situações poderá haver necessidade de proteger o motor de accionamento da cortina de ar de eventuais danos produzidos pelo escape accidental de ar quente proveniente do interior do forno, bastando para isso posicioná-lo numa zona lateral em relação à abertura desse mesmo forno.

Uma variante desta aplicação surge nos túneis de pintura/revestimento de funcionamento contínuo e automático, onde o uso de cortinas de ar verticais sobre as zonas de entrada e de saída das peças a pintar/revestir não só impedem a fuga do ar quente interior mas também servem de barreira à saída de fumos e de poeiras do seu interior. Segundo Aquino (2004), esta cortina de ar invisível, que não impede nem restringe o movimento contínuo das peças, pode reter até cerca de 90% do calor que se escaparia para o exterior caso as extremidades do túnel não estivessem assim protegidas.

**Controlo de poeiras e de humidade ambiental** – As cortinas de ar devem ser colocadas no lado limpo ou de humidade controlada, sendo reguladas de modo a que o seu jacto seja soprado em direcção à zona suja ou de humidade não-controlada, de modo a impedir o afluxo das partículas de poeira ou do vapor atmosférico. Crê-se que as cortinas de ar usadas para este fim têm uma eficiência de cerca de 70%, atribuindo-se os 30% da sua ineficiência ao facto de haver partículas que vão sendo arrastadas pelo próprio jacto de ar.

Ainda neste âmbito, Volkwein, Page e Thimons (1982) fazem referência à aplicação de aparelhos de cortina de ar individuais, como forma de proteger, a nível visual e a nível respiratório, os mineiros das poeiras emanadas pelas máquinas de perfuração.

**Controlo de fluxos de ar em minas** – Ainda dentro das explorações mineiras é frequente encontrarem-se cortinas de ar para controlar o fluxo do ar fresco que é introduzido na mina. Quando instaladas em diversos pontos ao longo da galeria principal de ventilação, as cortinas de ar deflectem algum do fluxo de ar fresco para os poços de ventilação, impedindo a sua mistura com as poeiras provenientes da zona de perfuração e/ou escavação.

**Controlo de insectos** – As cortinas de ar para controlo de insectos são usadas em instalações de processamento de alimentos ou de engarrafamento, em leitarias, em padarias, em restaurantes, em supermercados, em hospitais, em bares de escolas e em todas as outras áreas em que seja necessário impedir a entrada de insectos voadores. O poderoso jacto de ar que é produzido por este tipo de cortinas tem-se revelado um excelente inibidor para os insectos

voadores, uma vez que eles, de um modo geral, tendem a evitar esses jactos de ar devido à sua velocidade elevada, a qual não é comum na natureza.

Segundo os estudiosos da matéria, a cortina de ar mais eficaz no controlo de insectos é aquela que possui um bocal que consegue desviar o jacto de ar para longe da área que se pretende proteger. Geralmente basta deflectir o jacto cerca de 20° em relação à vertical para se conseguir o máximo efeito. O aparelho deve produzir um jacto de ar com 5 a 13 cm de espessura junto ao bocal de descarga e assegurar uma velocidade mínima do ar na ordem dos 8 m/s a cerca de um metro acima do nível do chão e ao longo da totalidade da abertura da porta. Por razões óbvias, é muito importante que a porta de entrada esteja totalmente protegida pela cortina de ar de modo que não haja nenhuma brecha por onde os insectos entrem.

A instalação da cortina de ar tanto pode ser feita do lado de dentro como do lado de fora da porta. Quando montada do lado de dentro, ela poderá igualmente servir de barreira térmica à entrada do ar frio no inverno. No entanto, se no edifício existirem odores que sejam atractivos para os insectos voadores, recomenda-se que a cortina de ar seja montada do lado de fora.

Quando existe uma pressão negativa no interior do edifício, uma de duas opções pode ser tomada para tornar a cortina de ar eficaz em manter os insectos voadores do lado de fora. Uma alternativa consiste em alterar ligeiramente a montagem da unidade, movendo-a para fora da parede de modo a aliviar a pressão na cortina de ar e permitindo que o ar exterior entre no edifício. O ar exterior será extraído do bocal de admissão da cortina de ar através da fresta existente entre a parede e o aparelho. Esta fresta deverá ficar protegida por uma rede, enquanto que as frestas laterais ao longo da ombreira da porta devem ficar tapadas por paredes laterais. A cortina de ar é igualmente efectiva montada horizontal ou verticalmente.

Muito recentemente, Carlson, Hogsette, Kline e Geden (2005) estudaram e aplicaram aparelhos de cortina de ar comerciais para criar barreiras de ar que impedem a entrada de moscas e de mosquitos no compartimento de passageiros nos aviões. Os resultados apresentados por aqueles autores mostraram que a instalação de aparelhos de cortina de ar verticais, com o fluxo de ar dirigido segundo um ângulo de 45° para o lado da ponte de embarque dos passageiros, constitui uma barreira altamente eficiente, impedindo de entrarem na cabine do avião entre 95 e 99% de mosquitos e entre 95 e 100% de moscas.



Para além das situações anteriormente referidas, podem encontrar-se referências à utilização de aparelhos de cortina de ar para fins tão diversos tais como:

- criação de condições de conforto térmico para utentes de pequenos espaços climatizados (Shen, Wang e Zhang (1998));
- delimitação do ambiente a climatizar à zona específica ocupada pelos operários (Yamada, Kubota, Kurosawa, Yoshida e Hanaoka (1994));
- contenção da entrada de ar quente exterior no interior de veículos climatizados de transporte urbano durante a entrada e saída de passageiros (Poh, Tso e Yu (1998));
- separação invisível entre zonas de fumadores e de não-fumadores em restaurantes (Rydock, Hestad, Haugen e Skaret (2000));
- criação de barreiras que impeçam a deposição de dejectos de pombos (Qiang-min e Shia-hui (1994)) ou a deposição de gelo e de neve sobre as agulhas dos caminhos-de-ferro (Campagna (1997));
- formação de barreiras contra a propagação de poluentes, poeiras e contaminantes em ambientes de trabalho adversos (Volkwein, Page e Thimons (1982), Lam, Ruddick e Whittle (1990), Shia-hui, Peterson e Qiang-min (1994), Rouaud, Havet e Sollic (2003));
- criação de barreiras à propagação de fumo em caso de incêndios em túneis (Guyonnaud e Sollic (1998)).

Além destes, outros exemplos poderiam ser dados sobre as múltiplas aplicações possíveis para as cortinas de ar em diversos ambientes e sectores de actividade.

### **1.3. TIPOS DE CORTINAS DE AR**

Quem efectuar uma pesquisa sobre “cortinas de ar” vai deparar-se, decerto, com a existência de uma grande e variada oferta de aparelhos assim designados. Contudo, também rapidamente se aperceberá que esses aparelhos são muito diferentes entre si numa série de características, nomeadamente, quanto ao aspecto exterior, quanto à forma, localização e número de bocais de injeção do ar, no que diz respeito à posição em que os aparelhos são instalados e à consequente direcção principal do jacto gerado, relativamente ao género de ventilador

utilizado para a formação do jacto, no que concerne à posição relativa do motor em relação ao corpo do próprio aparelho, na existência ou não de dispositivos de aquecimento do ar da cortina, etc.

Embora estas características dependam muito de fabricante para fabricante, sendo apresentadas, muitas das vezes, como uma imagem de marca ou como uma mais valia em relação à concorrência, algumas delas podem ser essenciais para a aplicação específica a que se destina o aparelho.

De um modo geral as cortinas de ar podem dividir-se em dois tipos: **com** e **sem** recirculação de ar.

Nos aparelhos em que existe **recirculação de ar**, além do bocal de descarga que gera o jacto, existe igualmente uma grelha destinada à sua recolha. O ar que é utilizado para formar a barreira aerodinâmica funciona em circuito fechado, sendo aspirado, filtrado e eventualmente aquecido/arrefecido, antes de ser impulsionado através de uma ou mais condutas pelo(s) ventilador(es) existentes no interior do sistema, voltando a ser projectado pelo bocal de descarga (vd. Figura 1.1).

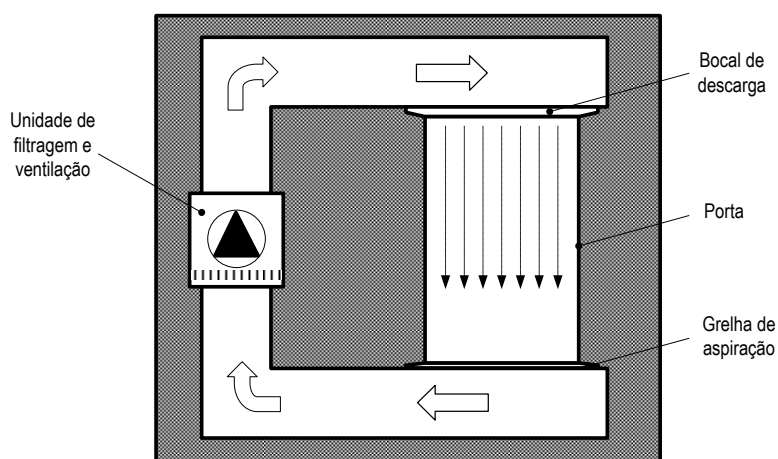


Figura 1.1 – Esquema simplificado de funcionamento de uma barreira aerodinâmica com recirculação do ar do jacto.

A existência de uma grelha de aspiração tem a vantagem de não haver propriamente um ponto de impacto do jacto de ar numa superfície sólida e o seu conseqüente espalhamento por um ou ambos os lados da porta a vedar. No entanto, a maior estabilidade da cortina de ar que daí advém pode não ser suficientemente vantajosa face aos eventuais problemas não resolvidos pelo sistema de filtragem.

Devido à maior complexidade e aos elevados custos que acarreta, quer de instalação (necessidade de implantar uma grelha de aspiração na soleira da porta e de a interligar, através de uma conduta, ao bocal de descarga do jacto situado no lado oposto), quer de manutenção (necessidade de filtrar eficazmente o ar que está a ser movimentado), em Portugal este tipo de cortina de ar só é aplicado nas portas de acesso a grandes superfícies comerciais climatizadas que tenham sido concebidas já com este tipo de solução em mente.

Nos aparelhos em que **não existe recirculação de ar** o modo de operação é muito mais simplificado: o ar é projectado com uma determinada velocidade, sob a forma de jacto plano, sem que haja o seu retorno imediato ao aparelho. A descarga do ar faz-se através de um bocal relativamente estreito, embora de comprimento suficiente para cobrir a totalidade da largura da porta a vedar. Para minimizar as perdas de energia (e aumentar a eficiência da vedação) recomenda-se que esta descarga seja feita num regime próximo do laminar e segundo um ângulo apropriado (a ver mais à frente). A maior das vezes o ar é aspirado através de uma grelha frontal, sendo depois impulsionado por um ou mais ventiladores através de um bocal de descarga situado na parte inferior do aparelho (vd. Figura 1.2). A não existência de uma grelha por onde se faça a recolha do jacto de ar leva a que o mesmo tenha de embater com alguma velocidade no chão (de outro modo nem sequer haveria lugar a uma completa vedação da porta), daí resultando o seu espalhamento com as inevitáveis perdas de energia daí resultantes.

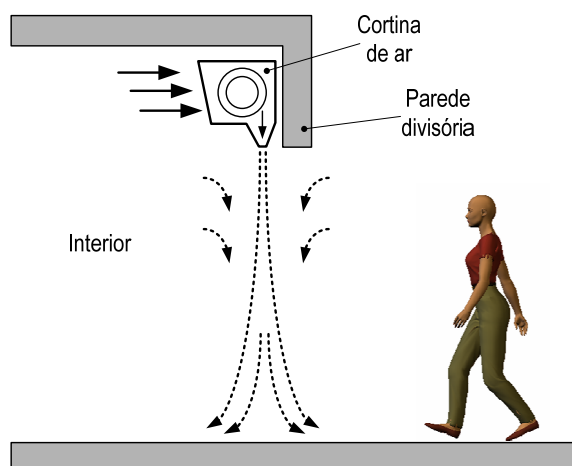


Figura 1.2 – Esquema simplificado de um aparelho de cortina de ar de jacto descendente, não recirculado.

Hoje em dia, pelo menos em Portugal, as cortinas sem recirculação de ar são bastante utilizadas devido ao facto dos custos de aquisição, de instalação e de manutenção serem consideravelmente mais baixos em relação ao outro tipo de cortinas de ar (com recirculação de ar).

Um outro aspecto que distingue os vários tipos de cortinas de ar é a posição em que as mesmas são instaladas que leva, por consequência, a diferentes direcções do jacto de ar: **vertical ou horizontal**.

Começemos pelas cortinas de jacto de ar **vertical**. Embora o mais comum (pelo menos em Portugal), seja a instalação do aparelho de cortina de ar por cima da porta a vedar de modo a gerar-se uma barreira de ar descendente, também há a possibilidade de fazer exactamente o contrário, isto é, o bocal da cortina de ar encontrar-se ao nível do solo e a barreira de ar ser ascendente (cf. Figura 1.3).

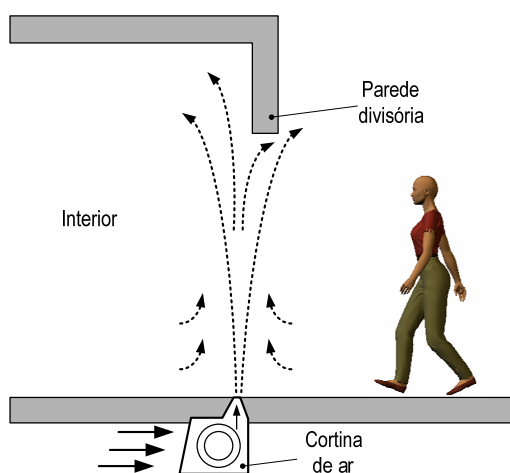


Figura 1.3 - Esquema simplificado de um aparelho de cortina de ar de jacto ascendente, não recirculado.

O facto do jacto de ar ser de baixo para cima causa alguns inconvenientes óbvios, como seja a obstrução do fluxo de ar quando episodicamente são assentados objectos sobre o bocal da cortina ou os eventuais incómodos para quem tem de lhe passar por cima. No entanto, em ambientes industriais e/ou em locais onde a temperatura ambiente exterior é muito baixa (países nórdicos, por exemplo), a utilização de jactos ascendentes faz algum sentido: a existência de uma maior quantidade de movimento do jacto exactamente onde é mais necessário contrabalançar as forças de impulsão originadas pelo ar frio proveniente do exterior. Ainda muito recentemente foram publicados artigos de índole científica envolvendo

exactamente este tipo de cortina de ar (*cf.* Valkeapää, Hejazi-Hashemi e Sirén (2000), Sirén (2003a) e Sirén (2003b)).

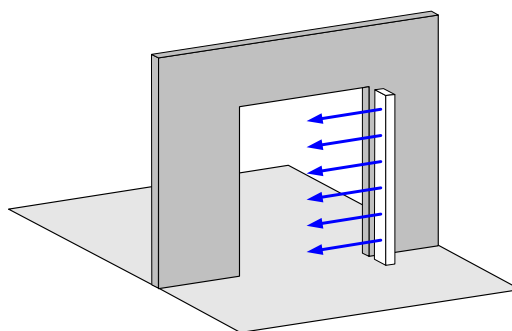
Já há alguns anos a esta parte que foram realizados e publicados os primeiros estudos experimentais dedicados à vedação aerodinâmica por cortinas de ar. Deles resultaram propostas de modelos matemáticos mais ou menos simplificados para quantificar as trocas de calor através da cortina de ar e para caracterizar o escoamento dos jactos de ar verticais descendentes, sem recirculação (*vd.*, por exemplo, Mott (1962), Hayes e Stoecker (1969a)) ou com recirculação do ar (*vd.*, por exemplo, Howell e Shibata (1980)).

Quanto às cortinas de jacto de ar **horizontal**, tanto podem ser instaladas apenas numa ou em ambas as extremidades laterais da porta a vedar. Esta última variante permite realizar instalações com ou sem recirculação de ar, sendo que, na primeira opção, o bocal de descarga colocado numa das extremidades laterais da porta impulsiona o ar em direcção à grelha de aspiração existente na extremidade oposta (*vd.* Figura 1.4b)), enquanto que, na segunda opção, ambos os bocais são de descarga e os jactos de ar são disparados obliquamente direcção ao exterior (*vd.* Figura 1.4c)).

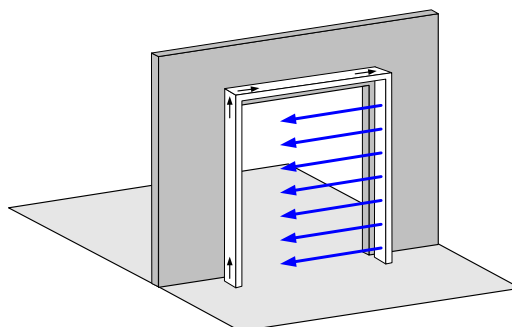
Existe ainda uma terceira opção, abordada experimentalmente em Valkeapää (2002), que consiste em construir uma passagem abrigada no acesso à porta, instalando aparelhos de cortina de ar em ambas as extremidades da mesma e, eventualmente, ajustando o bocal de descarga em relação ao plano da porta (*vd.* Figura 1.4d)).

Segundo Valkeapää (2002), o dimensionamento de uma cortina de ar horizontal instalada num ou em ambos os lados da porta baseia-se, de um modo geral, na satisfação dos requisitos em termos da quantidade de movimento a impor ao jacto de ar (função da diferença de pressão existente entre ambos os lados da porta), podendo encontrar-se informação mais detalhada sobre este assunto em Danielsson (1972) e em Goodfellow (1985).

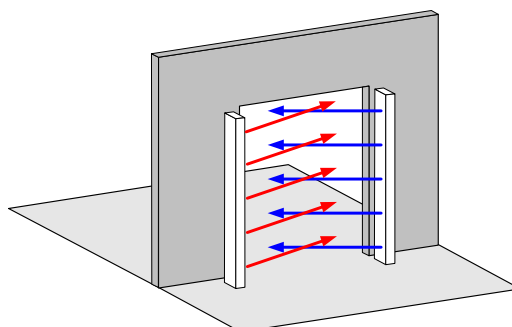
Para terminar esta breve panorâmica sobre os vários tipos de cortina de ar existentes, falta só referir que existe a possibilidade do próprio jacto de ar ser aquecido de modo a, durante o Inverno, tornar mais agradável e confortável a passagem de pessoas do exterior para o interior das zonas climatizadas. Além de se tentar, desta forma, reduzir eventuais choques de temperatura sofridos pelos utentes, muitas das vezes este tipo de cortina de ar funciona como uma fonte adicional de aquecimento do espaço interior durante aquela estação do ano.



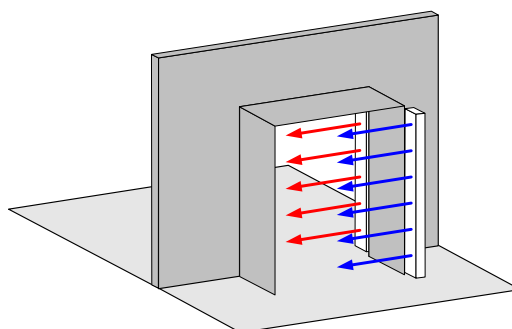
a) Cortina vertical de jacto de ar horizontal, sem recirculação do ar.



b) Cortina vertical de jacto de ar horizontal, com recirculação do ar por cima da porta a vedar.



c) Cortinas verticais, com jactos de ar horizontais orientados obliquamente em relação à porta a vedar.



d) Cortinas verticais "gémeas", de jacto de ar horizontal, instaladas em cada uma das extremidades de uma passagem abrigada construída em torno da porta a vedar.

Figura 1.4 – Esquemas simplificados de possíveis modos de instalação das cortinas de ar de jacto horizontal.

Dependendo do fabricante da cortina de ar, da potência pretendida, das temperaturas e das disponibilidades do local onde a cortina de ar vai ser instalada, assim o jacto de ar poderá ser aquecido por resistências eléctricas, por circulação de água quente ou até mesmo por vapor.

#### **1.4. OBJECTIVOS E VISÃO GERAL DO TRABALHO**

A utilização de sistemas de vedação aerodinâmica utilizando cortinas de ar resultantes da acção de jactos tem vindo a conhecer uma utilização crescente, quer para resolver problemas em edifícios, quer nalgumas aplicações industriais. Existem alguns trabalhos publicados sobre este tema, correspondentes, quer a estudos de carácter fundamental, quer a aplicações específicas em geometrias bem definidas. Embora remontem aos princípios da década de 60 os primeiros estudos teóricos e experimentais dedicados ao problema da vedação aerodinâmica por jactos planos (Hetsroni (1963), Hetsroni e Hall (1964), Hayes (1968), Hayes e Stoecker (1969a), Hayes e Stoecker (1969b)), ainda hoje são publicados resultados provenientes de trabalhos de investigação sobre esta matéria (Havet, Rouaud e Sollicec (2003), Sire'n (2003a), Sire'n (2003b)), alguns dos quais fazendo uso das crescentes potencialidades das ferramentas de mecânica dos fluidos computacional para a simulação deste tipo de escoamentos (Lam, Ruddick e Whittle (1990), Schaelin (1998), Costa e Oliveira (2002)).

No presente trabalho pretende-se estudar a utilização da vedação aerodinâmica como forma de vedar termicamente a porta de comunicação entre dois espaços interiores ou entre um espaço interior e o ambiente exterior. Estas configurações pretendem simular situações típicas da vedação de um espaço “interior” climatizado, seja ele do tipo habitacional ou do tipo comercial, no qual se pretendem manter condições de conforto térmico, relativamente a um ambiente “exterior” que poderá estar mais quente ou mais frio.

Ao longo desta investigação, de carácter eminentemente experimental, tenta-se fazer um estudo paramétrico tendo em vista determinar a influência de alguns parâmetros geométricos e dinâmicos sobre a eficácia da vedação conseguida, a partir dos quais se estabelecem algumas recomendações sobre a selecção, instalação e operação deste tipo de aparelho. Para a sua concretização efectuou-se um conjunto de medições numa instalação experimental à escala real na qual um aparelho comercial de cortina de ar foi instalado por cima de uma porta

que separa dois espaços contíguos que se pretendem manter com diferentes valores de temperatura.

Com excepção de um grupo muito limitado de ensaios, todo o trabalho foi desenvolvido numa zona existente no Laboratório de Aerodinâmica Industrial (LAI) da Universidade de Coimbra, a qual já estava projectada para servir de área laboratorial. Esta zona, inicialmente com 12 m de comprimento, 6 m de largura e 3.27 m de altura, foi dividida a meio, dando origem a duas salas contíguas e simétricas, cada uma delas com 6 m × 6 m × 3.27 m. No centro desta parede divisória foi deixada uma abertura com a largura típica de uma porta, rasgada desde o nível do pavimento até ao tecto, sendo rematada lateralmente por dois perfis de alumínio que lhe conferiram a rigidez e a estabilidade dimensional necessária. Através da fixação de placas de diferentes tamanhos na parte superior desta abertura foi possível formar “portas” de ligação entre aqueles dois espaços, todas da mesma largura ( $L_P = 1.12$  m) mas de diferentes alturas ( $2.00 \text{ m} < H_P < 2.65 \text{ m}$ ). Foi por cima da(s) porta(s) assim formadas que foi instalado um aparelho de cortina de ar (CA) dotado de um motor eléctrico monofásico central, o qual acciona um ventilador tangencial em alumínio. A admissão de ar faz-se através de grelhas plásticas amovíveis que cobrem toda a parte frontal da caixa do aparelho e o jacto de ar plano descendente é formado na parte inferior do aparelho, num bocal estreito ( $b_0 = 4$  cm) de comprimento ligeiramente superior à largura da porta que se pretende vedar ( $L_{CA} = 1.20$  m) e cujo eixo central dista 6 cm da parede divisória onde o aparelho se encontra apoiado.

Numa das configurações estudadas, correspondente a uma situação real típica “de Verão”, uma das salas foi considerada como compartimento “interior climatizado”, sendo mantida à temperatura  $T_F = 20$  °C, enquanto a outra sala foi considerada como compartimento “exterior não climatizado”, sendo aquecida até atingir uma temperatura superior ( $25$  °C  $< T_Q < 35$  °C), iniciando-se cada ensaio no instante em que a vedação térmica da porta fica exclusivamente a cargo da cortina de ar.

Embora esta tenha sido a configuração adoptada para a maior parte dos ensaios realizados, também foi estudado, ainda que em muito menor escala, o efeito de vedação de um espaço “interior” climatizado de um outro ambiente “exterior” que se encontra a mais baixa temperatura, naquilo a que se pode designar de situação típica “de Inverno”.

Como em ambas as situações a cortina de ar serve para vedar um espaço “interior”



climatizado relativamente a um ambiente exterior que poderá estar mais quente ou mais frio, a denominação dos respectivos ensaios será constituída pela sigla AVAC imediatamente seguida da indicação da temperatura “interior” e “exterior”. Por exemplo, AVAC 20/30 significa um ensaio efectuado tendo como ponto de partida uma temperatura de 20 °C no compartimento “interior” (onde se encontra instalado o aparelho de cortina de ar) e de 30° C no compartimento “exterior” (que lhe é contíguo).

Ainda do ponto de vista da temperatura, ou melhor, da diferença de temperatura, para cada uma das dimensões de porta consideradas foi igualmente estudado o desempenho da vedação proporcionada pelo jacto de ar quando tanto o ambiente “interior” como o ambiente “exterior” se encontram à mesma temperatura (i.e., condições isotérmicas), assinalando-se estes ensaios com a sigla ISOT. Esta configuração, embora pareça à primeira vista de pouco interesse prático, é muito rica em informações sobre o comportamento específico do tipo de aparelho de cortina de ar que se está a estudar. Como adiante se verá, o facto da cortina de ar aspirar o ar necessário à formação do jacto do mesmo compartimento onde depois o irá injectar induz um comportamento muito particular que, sendo nefasto, importa conhecer em detalhe para posteriormente se poder contrariar.

Como já se referiu, uma aplicação também comum na utilização dos aparelhos de cortina de ar diz respeito à sua aplicação como barreira invisível à entrada de carga térmica em câmaras de refrigeração. Se bem que não se enquadre directamente na linha das anteriores, foi ainda testada, ainda que sem grande desenvolvimento, a vedação de uma câmara frigorífica a baixa temperatura (-25°C) relativamente a um ambiente exterior que se encontrava a uma temperatura da ordem dos +30°C. Os ensaios em que foi simulada esta configuração, designada pela sigla REFR 30/-25, foram realizados nas instalações da empresa Castanheira, Henriques & C<sup>a</sup>. Lda. sitas em Castelo Branco. Os aparelhos de cortina de ar testados foram instalados por cima da porta de acesso à câmara de congelação, do lado exterior, de forma a garantir a vedação aerodinâmica do seu volume interior relativamente ao espaço laboratorial dentro do qual esta estava implementada.

Ao longo do plano de trabalhos que conduziu a esta tese, foram desenvolvidas, adaptadas e implementadas uma série de técnicas e metodologias experimentais que, sendo complementares entre si, ajudaram a melhor perceber os fenómenos físicos que estão em causa no processo de vedação aerodinâmica com aparelhos de cortina de ar.

De entre as técnicas utilizadas destaca-se o mapeamento do escoamento utilizando “racks” compostos por sondas de anemometria térmica de baixa velocidade especialmente vocacionadas para a realização de medições em escoamentos de ventilação. Esta técnica de medição ponto-a-ponto, habitualmente designada na literatura por “*point measuring technique*”, permitiu efectuar o levantamento detalhado dos campos de velocidade e temperatura do ar em zonas consideradas de interesse. Contudo, a morosidade e a complexidade da sua implementação, aliadas ao carácter vincadamente intrusivo que a mesma apresenta, levou a que não se aplicasse esta técnica a todas as configurações estudadas.

Para ultrapassar este obstáculo foi adaptada e desenvolvida uma técnica de medida do tipo “*whole field*” – envolvendo uma câmara de termografia por infravermelhos e um ecrã de baixa massa térmica que lhe serve de alvo – a qual permitiu obter, de uma forma expedita, imagens indiciadoras do movimento das massas de ar entre os dois compartimentos em zonas alargadas vizinhas à porta. Apesar desta técnica não poder ser considerada como absoluta quanto às temperaturas por ela registadas e de ser totalmente ineficaz no que diz respeito à quantificação do campo da velocidade do ar, ela trouxe, contudo, a grande vantagem do seu carácter pouco intrusivo aliado à rapidez e facilidade de implementação e obtenção de resultados. Os resultados assim obtidos constituem um auxiliar precioso para a compreensão do comportamento da cortina de ar quando sujeita às mais variadas solicitações.

Por outro lado, o recurso à técnica dos gases traçadores – através, nomeadamente, do método da concentração decrescente – permitiu obter um valioso conjunto de informações sobre a forma como se dão as trocas gasosas entre os dois compartimentos da presente instalação experimental. Um dos parâmetros de fácil obtenção nestes ensaios é a taxa de renovação do ar no compartimento onde se monitoriza a concentração do gás traçador. Por definição, a taxa de renovação do ar representa o número de vezes por unidade de tempo que o ar de um determinado compartimento fechado é substituído por ar vindo do seu exterior e é através dela que se consegue avaliar, de uma forma bastante exacta, o nível de desempenho do aparelho de cortina de ar como meio de vedação da porta de ligação entre dois compartimentos.

Em todas as configurações experimentais estudadas foi aplicada uma metodologia que visou determinar, com alguma exactidão, a localização do ponto de impacto do jacto de ar no solo. Para esse efeito, recorreu-se a um mecanismo de atravessamento accionado por um motor de passo para servir de suporte ao movimento transversal de um termo-anemómetro a escassos

10 mm de distância do chão. O comando por computador permitiu posicionar a extremidade da referida sonda num conjunto de pontos de medida pré-estabelecidos, de modo a efectuar o levantamento da velocidade do escoamento nas proximidades do solo ao longo de uma zona de medida que se estendeu até 750 mm para além do plano vertical médio da cortina de ar.

Conforme se verá ao longo deste trabalho, a utilização conjunta destas técnicas permitiu demonstrar e evidenciar uma suposição inicial: que a eficiência de vedação poderia ser maximizada se a velocidade e a orientação do jacto de ar à saída da cortina fossem adequadamente reguladas face à diferença de temperatura entre os compartimentos e à altura da porta que se quer vedar. Estes dois factores (orientação do ângulo de descarga e ajuste da velocidade inicial do jacto) tornam-se, pois, factores importantes a ter em consideração nas fases de selecção, instalação e operação deste tipo de aparelho pois da sua conjugação pode resultar uma dupla poupança energética: menor transferência de energia entre as duas salas devido à melhor eficácia da vedação; redução dos gastos energéticos inerentes ao próprio funcionamento do aparelho de cortina de ar.

Além de outros aspectos, é nosso entendimento que o presente trabalho se distingue dos demais por um conjunto de particularidades que o tornam mais próximo das condições reais de funcionamento deste tipo de aparelhos.

As primeiras diferenças residem no facto de uma boa parte dos trabalhos experimentais conhecidos terem sido efectuados em instalações de escala reduzida (Blomqvist e Sandberg (1998), por exemplo) ou em que determinados aspectos da construção do próprio aparelho de cortina de ar foram muito bem controlados. São exemplo disso alguns dos trabalhos fundamentais que foram desenvolvidos utilizando bocais especialmente concebidos para gerarem jactos planos verticais uniformes ao longo de toda a sua largura e/ou de muito baixa intensidade de turbulência inicial (por vezes inferior a 1%) (Howell e Shibata (1980), por exemplo). Contudo, razões de ordem técnico-económica impedem que os aparelhos de cortina de ar habitualmente comercializados sejam fabricados com esse nível de rigor no desenho e acabamento do bocal, o que leva a que o jacto formado não se encontre nas condições consideradas como ideais.

As diferenças em relação àqueles que fazem uso das potencialidades da simulação numérica dos escoamentos também são significativas, mercê das simplificações que por vezes têm de

ser aplicadas. São disso exemplo os trabalhos de Lam, Ruddick e Whittle (1990), Schaelin (1998) e Costa e Oliveira (2002), onde se recorre a configurações bidimensionais da instalação, com as óbvias limitações daí decorrentes.

Outra diferença substancial advém do facto da maior parte dos trabalhos de investigação até agora desenvolvidos – quer por via experimental, quer por via numérica – considerarem o funcionamento do aparelho de cortina de ar como ocorrendo em regime permanente, com a temperatura existente de ambos os lados do plano de vedação a não sofrer alterações ao longo do tempo. Contudo, sabe-se que, nos primeiros momentos após a sua entrada em funcionamento, a cortina de ar tenta encontrar um ponto de equilíbrio entre as diversas forças em presença, adaptando-se gradualmente às condições existentes, período durante o qual se dão trocas significativas de calor e massa entre os dois lados (*cf.* Hayes (1968)). Tendo este conceito em mente, foram efectuados alguns ensaios adicionais com o objectivo específico de explorar as trocas de calor e de massa que ocorrem entre os dois lados da porta (e, por conseguinte, o nível de eficácia da vedação) durante os cinco minutos iniciais após a entrada em funcionamento da cortina de ar. A análise dos resultados obtidos veio confirmar a existência de um longo período de tempo de adaptação da cortina de ar às condições existentes, o qual tende a agravar-se quando as condições de operação são mais severas.

Um outro problema que até agora não foi estudado diz respeito à perda de eficiência deste tipo de sistemas quando a zona de acção do jacto é atravessada com alguma frequência por pessoas e/ou veículos. Embora estes dispositivos sejam instalados exactamente para facilitar a sua circulação, não são conhecidos estudos anteriores sobre as perturbações que resultam do atravessamento da zona de acção do jacto por um corpo sólido. Para colmatar essa lacuna, a instalação experimental foi alterada de modo a permitir que um sistema mecânico comandado por computador controlasse o movimento de vaivém constante de um manequim entre as duas salas, simulando-se assim a passagem frequente de pessoas pela porta. Os resultados recolhidos nos ensaios efectuados permitiram obter novos valores para alguns dos parâmetros que servem de quantificadores do desempenho da cortina de ar – a eficácia e o rendimento da vedação – tendo ficado patente a existência de uma redução sistemática dos mesmos quando a cortina de ar é atravessada periodicamente por um objecto com a estatura de um ser humano adulto.

Para finalizar esta visão sumária do trabalho desenvolvido, resta dizer que, embora o estudo seja de carácter eminentemente experimental, houve ainda lugar para uma (muito) pequena abordagem do problema utilizando ferramentas de mecânica dos fluidos computacional. Para o efeito foi utilizado um programa comercial de simulação numérica de escoamentos de ventilação, o qual tem a particularidade de permitir a consideração de geometrias tridimensionais. Apesar da tentativa de simulação computacional do problema em estudo ter ficado muito aquém do inicialmente pretendido, os (poucos) resultados obtidos permitiram obter algumas respostas relativas a zonas mais afastadas do centro de atenção das experiências realizadas ou onde as técnicas de medida se revelaram ineficazes.

## **1.5. PLANO DO TRABALHO**

O presente trabalho está estruturado em seis capítulos, os quais, por sua vez, se podem ainda apresentar divididos em secções e subsecções de forma a facilitar a sua leitura e compreensão.

Neste capítulo introdutório, além de ser dada uma visão geral dos objectivos e do plano do trabalho, faz-se uma breve resenha sobre os diferentes tipos de cortinas de ar e suas aplicações práticas, desde os seus primórdios até aos dias actuais. Além de se explicitarem as vantagens da sua utilização, são tecidas considerações sobre as consequências que podem advir de uma má instalação ou de uma inadequada regulação do seu funcionamento, sobretudo para algumas das aplicações práticas mais correntes.

No capítulo 2 são referidos e analisados, ainda que de um modo sumário, um conjunto de trabalhos de índole experimental e/ou numérico que ao longo dos tempos foram desenvolvidos sobre esta matéria, dando-se particular atenção àqueles que envolveram cortinas de ar de jacto plano, descendente, não-recirculado.

Neste capítulo são igualmente expostos alguns dos modelos físicos utilizados para descrever o comportamento do jacto das cortinas de ar, tanto em casos isotérmicos, como em casos não-isotérmicos, bem como para explicar e quantificar as transferências de calor que ocorrem através das portas por elas protegidas.

O capítulo 3 é dedicado à descrição da instalação experimental que foi utilizada para a realização dos ensaios. São focadas as diversas transformações que a mesma teve de suportar

ao longo do tempo, não só para ultrapassar as contrariedades decorrentes da introdução de novas técnicas de medida mas também com o intuito de melhorar a sua operacionalidade. Nesta secção é feita ainda uma descrição técnica detalhada do aparelho de cortina de ar que foi utilizado.

Este capítulo termina com uma breve explicação sobre alguns dos parâmetros geométricos ou dinâmicos inicialmente considerados como influenciadores do desempenho de um aparelho de cortina de ar. Para cada um deles são apresentados os valores típicos a serem usados nos ensaios bem como o modo como os mesmos foram controlados.

No capítulo 4 descrevem-se as técnicas e metodologias que foram concebidas com o intuito de se obter uma melhor percepção do modo como se desenvolve o jacto gerado pelo aparelho de cortina de ar ou de como o mesmo reage face às diferentes condições de funcionamento que lhe são impostas. De entre estas, explica-se o modo como foi implementada uma técnica de *point measuring* envolvendo várias sondas de anemometria térmica de baixa velocidade para efectuar o levantamento do campo de velocidade e temperatura do escoamento num plano transversal à porta e de como se complementou a informação assim recolhida através de uma técnica de *whole-field measuring* envolvendo a termografia por infravermelhos.

Numa segunda parte deste capítulo é descrito o modo como, através de uma técnica de gases traçadores, se pode obter um conjunto de importantes informações sobre a forma como se dão as trocas gasosas entre os dois compartimentos que constituem a presente instalação experimental. Além de se descreverem os procedimentos seguidos para a sua implementação, são introduzidos alguns conceitos e definições que vão servir para avaliar e comparar as prestações da cortina de ar nas diferentes configurações em estudo.

Como complemento a cada uma das técnicas referidas, descrevem-se também as características e o modo de funcionamento dos aparelhos e instrumentos por elas requeridas, o mesmo se fazendo em relação aos módulos de aquisição de dados e/ou controlo de processos programados especificamente para o efeito em ambiente LabVIEW.

Na terceira e última parte deste capítulo é ainda descrita a metodologia seguida para se quantificar a redução da eficiência de vedação como consequência da passagem frequente de uma pessoa pela porta.

No capítulo 5 são apresentados e discutidos os resultados obtidos por via experimental para

cada um dos parâmetros de estudo considerados, cujos valores foram seleccionados a partir da observação de algumas situações reais: altura da porta a vedar (2.10 m, 2.25 m, 2.40 m e 2.65 m), diferença de temperatura entre o “interior” e o “exterior” (0 °C, 5 °C, 10 °C e 15°C), velocidade inicial do jacto (3.0 m/s a 6.5 m/s), ângulo inicial do jacto (0°, -10°, -15° e -20°). Para cada uma das condições paramétricas estudadas, é quantificado o efeito de vedação aerodinâmica proporcionado pela cortina de ar, determinando-se, sempre que possível, o regime de funcionamento a que corresponde o máximo efeito de vedação da porta.

Através da aplicação de diferentes técnicas experimentais, são também analisadas algumas das características dos campos de velocidade e temperatura do ar existentes na vizinhança da porta e do próprio jacto, o que de certo modo contribui para uma melhor compreensão dos fenómenos envolvidos.

Finalmente, com base nos resultados recolhidos, faz-se ainda uma avaliação da potência térmica “em fuga” pela porta, para diferentes regimes de funcionamento da cortina de ar. Através desta é feita ainda uma estimativa da poupança conseguida, em termos energéticos e financeiros, com a utilização de um aparelho de cortina de ar como meio de vedação de uma porta que se pretende manter sempre aberta e desimpedida.

No capítulo 6, apresentam-se os objectivos atingidos com a realização deste trabalho bem como as principais conclusões que dele foram retiradas.

Aproveitando a experiência e os conhecimentos adquiridos com este trabalho, apontam-se alguns factores a observar durante as fases de selecção, instalação e funcionamento deste tipo de aparelhos.

São ainda perspectivados os desenvolvimentos futuros desta investigação, quer através dos parâmetros que, não tendo sido estudados, se julga poderem exercer alguma influência sobre o desempenho da vedação, quer através da indicação das duas grandes áreas de intervenção (“simulação numérica de escoamentos” e “redes neuronais”) onde se considera valer a pena investir.

## Capítulo 2 – Vedação Aerodinâmica por Cortina de Ar – breve revisão bibliográfica

### 2.1. INTRODUÇÃO

Em virtude das múltiplas situações práticas em que são utilizadas, as cortinas de ar têm sido, desde o seu aparecimento, objecto de estudo e de investigação, tanto no que concerne à modelação física do(s) jacto(s) produzidos, como do ponto de vista da interacção deste(s) com o meio envolvente. Como a utilização mais comum para as cortinas de ar é, certamente, aquela que visa o confinamento de espaços tidos como “habitados e climatizados” – sejam eles residenciais, comerciais ou até mesmo industriais – de modo a reduzir ou controlar as trocas de calor e de matéria com o “exterior”, não é de estranhar que seja este o principal propósito da maior parte dos trabalhos apresentados em congressos ou publicados em revistas da especialidade.

Para um conveniente enquadramento cronológico do tema em apreço, talvez valha a pena fazer uma breve panorâmica sobre algumas das referências bibliográficas frequentemente encontradas, situando-as no tempo.



Tanto quanto foi possível apurar uma boa parte destes trabalhos surgiu na sequência de teses de doutoramento realizadas nas décadas de 60 e 70 em universidades norte-americanas. Seguindo esta perspectiva cronológica, são de destacar os trabalhos desenvolvidos por Gad Hetsroni (Hetsroni (1963), Hetsroni, Hall e Dhanak (1963), Hetsroni e Hall (1964)), por Floyd Corliss Hayes (Hayes (1968), Hayes e Stoecker (1969a), Hayes e Stoecker (1969b)) e por Nguyen Quang Van (Van (1975), Van e Howell (1976), Howell, Van e Smith (1976)), sucedendo-se a estes últimos os trabalhos efectuados uns anos mais tarde por Ronald H. Howell (Howell e Shibata (1980), Howell e Shibata (1983), Lawton e Howell (1995)).

Apesar de, pelas razões já anteriormente apontadas, as cortinas de jacto de ar plano vertical descendente não recirculado serem aquelas que se encontram mais disseminadas entre nós (e, por isso mesmo, de particular interesse para o presente trabalho), apenas alguns dos estudos considerados “fundamentais” tiveram por base este género de cortina de ar, como é o caso dos trabalhos desenvolvidos por Mott (1962), por Hayes e Stoecker (1969a) e por Lawton e Howell (1995). Já no que concerne às cortinas de ar de jacto plano descendente recirculado são conhecidos e frequentemente citados os estudos realizados por Howell e seus colaboradores (*vd.*, por exemplo, Howell, Van e Smith (1976), Howell e Shibata (1980) e Howell e Shibata (1983)).

Durante muitos anos muito pouco se soube sobre as cortinas de ar de jacto plano ascendente não recirculado, talvez devido ao facto de serem de aplicação pouco usual em países com climas mais ou menos temperados. No entanto, conforme se infere dos trabalhos recentemente publicados pelos finlandeses Aki Valkeapää e Kai Sirén, a sua utilização como forma de impedir que o ar frio exterior penetre pelas entradas desprotegidas dos edifícios industriais existentes nos países que têm um clima ártico ou subártico é bastante comum e eficaz, desde que se adoptem os procedimentos adequados para o seu dimensionamento técnico (*vd.* Sirén, Valkeapää e Hejazi-Hashemi (2000), Sirén (2003a), Sirén (2003b)).

Aki Valkeapää é também autor do único estudo experimental à escala real com cortinas de ar “gémeas, horizontais e não aquecidas, levado a cabo com o objectivo de reduzir não só a potência térmica transferida através da cortina de ar mas também as frequentes queixas de desconforto térmico (temperatura ambiente muito baixa e correntes de ar frio) feitas por todos aqueles que, por algum motivo, têm de permanecer nas imediações das porta de entrada de edifícios de escritórios, centros comerciais, lojas, armazéns, etc. vedadas por cortinas de ar

mais convencionais (*vd.* Valkeapää (2002)).

Como do ponto de vista da sua aplicação a cortina de ar não se esgota no confinamento térmico de espaços tidos como “habitados e climatizados”, existem também trabalhos publicados sobre a sua utilização como inibidor das infiltrações de ar quente exterior (e recíprocas fugas de ar frio interior) através das portas de acesso de espaços refrigerados (câmaras, armazéns frigoríficos e túneis de congelação). São disso exemplo os trabalhos publicados por Brown e Solvason (1962), Tamm (1963), Takahashi e Inoh (1963), Gosney e Olama (1975), Longdill e Wyborn (1979), Pham e Oliver (1983), Hendrix, Henderson e Jackson (1989), entre outros. A análise cuidada destes artigos permite obter não só uma perspectiva mais abrangente sobre a evolução e o modo de funcionamento das cortinas de ar, mas também recolher alguma informação adicional sobre os factores internos e externos que influenciam o seu desempenho.

Quanto à forma como os trabalhos de investigação têm sido realizados ao longo destes últimos quarenta anos, as abordagens ao desafio que constitui o estudo deste tipo de escoamentos e dos fenómenos de transporte de calor e massa a eles associados têm sido são as mais díspares, havendo no entanto a salientar a existência de desenvolvimentos significativos recentes, quer com a aplicação de novas e mais poderosas técnicas de medida, quer com a crescente utilização de métodos de modelação numérica.

Sobre este tipo de abordagem (por via da simulação numérica) muito haveria para dizer pois são numerosos os artigos e as comunicações científicas em que os investigadores recorrem a este tipo de ferramenta para examinarem minuciosamente alguns aspectos de certo modo relacionados com o tema aqui estudado: desenvolvimento de jactos, transferência de calor e de massa através de aberturas, etc.

Contudo, tendo em linha de conta o âmbito restrito dos objectivos do presente trabalho, apenas se salientam (e se analisarão com mais detalhe) os artigos publicados por Ronald H. Howell (Van e Howell (1976), Howell, Van e Smith (1976)), J. K-W Lam (Lam, Ruddick e Whittle (1990)), D. Tang (Tang (1998)), Tobias Törnström e B. Moshfegh (Törnström e Moshfegh (2003)) e por José Costa e Luís Oliveira (Costa e Oliveira (2001), Costa e Oliveira (2002), Costa, Oliveira e Silva (2006)).

## 2.2. CONFINAMENTO TÉRMICO DE ESPAÇOS CLIMATIZADOS

As maiores contribuições para a análise da transferência de calor através de cortinas de ar instaladas em espaços climatizados foram realizadas por Hayes (1968), Hayes e Stoecker (1969a), Hayes e Stoecker (1969b), Hetsroni (1963), Hetsroni, Hall e Dhanak (1963), Hetsroni e Hall (1964), Van (1975), Van e Howell (1976) e Howell, Van e Smith (1976).

Os trabalhos desenvolvidos por Gad Hetsroni iniciaram-se com a sua tese de doutoramento (vd. Hetsroni (1963)), não sendo conhecidos outros desenvolvimentos para além de dois artigos (vd. Hetsroni, Hall e Dhanak (1963) e Hetsroni e Hall (1964)).

O seu trabalho visou não só realizar uma análise teórica ao mecanismo de transferência de calor através de uma cortina de ar plana, descendente e com recirculação de ar, descrevendo-o em termos de quantidades adimensionais, mas pretendeu também determinar experimentalmente a taxa a que se processava essa transferência de energia.

Para a análise teórica considerou a cortina de ar como um jacto de ar bidimensional, emergindo de um bocal de descarga, que se ia desenvolvendo à medida que se ia afastando desse mesmo bocal, arrastando para dentro de si o ar circundante existente de ambos os lados.

Uma vez que nos aparelhos de cortina de ar que funcionam com recirculação de ar (ou seja, em circuito fechado), o caudal mássico de ar recolhido pela grelha existente no chão terá de ser igual ao caudal mássico de ar à saída do bocal de descarga, a quantidade de ar arrastada para dentro do jacto durante a totalidade do seu percurso (desde o bocal de descarga até à grelha de recolha existente no chão) acabará por ter de ser novamente derramada de volta a esses dois lados, num mecanismo que é frequentemente designado por “*the air entrainment-spill mechanism*”.

O aparelho de cortina de ar utilizado para a realização dos ensaios experimentais possuía um bocal de descarga de largura variável ( $3.5 \text{ cm} < b_0 < 10.4 \text{ cm}$ ), permitindo gerar à sua saída diferentes velocidades do jacto de ar ( $2.7 < U_0 < 10.7 \text{ m/s}$ ), estando colocado sobre uma porta com 1.35 m de largura mas de altura variável ( $1.5 \text{ m} < H < 2.1 \text{ m}$ )<sup>1</sup>, situada entre duas câmaras muito bem isoladas. Estas duas câmaras foram mantidas a temperaturas diferentes ( $\Delta T_{\text{máx}} = 15 \text{ °C}$ ) através da utilização de várias resistências eléctricas (caso da “câmara

---

<sup>1</sup> Por facilidade de escrita, neste capítulo utilizar-se-á o símbolo  $H$  para designar a altura da porta.

quente”) e de um aparelho de ar condicionado (na “câmara fria”), registando-se em cada ensaio apenas a quantidade de calor que era necessário fornecer à “câmara quente” de forma a manter a sua temperatura constante.

Como variáveis independentes foram estudadas a velocidade inicial do jacto,  $U_0$ , a espessura do bocal de descarga,  $b_0$ , e a altura da porta,  $H$ .

Os resultados experimentais obtidos foram apresentados sob a forma dos parâmetros adimensionais  $Re \cdot \sqrt{H/b_0}$  e  $(Nu \cdot Pr)$ , sendo o primeiro um parâmetro descritor da velocidade inicial do jacto e da sua geometria, enquanto que o segundo descreve o coeficiente global de transmissão de calor existente. Os números de Reynolds ( $Re$ ), de Nusselt ( $Nu$ ) e de Prandtl ( $Pr$ ) intervenientes nos parâmetros atrás referido são calculados através das seguintes expressões:

$$Re = \frac{\rho_0 \cdot b_0 \cdot U_0}{\mu} \quad (2.1)$$

$$Nu = \frac{h \cdot H}{k} \quad (2.2)$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad (2.3)$$

onde  $h$  [ $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ] representa o coeficiente de convecção,  $k$  [ $W/m \cdot ^\circ C$ ] a condutibilidade térmica,  $\rho$  [ $kg/m^3$ ] a massa específica,  $\mu$  [ $Pa \cdot s$ ] a viscosidade dinâmica e  $c_p$  [ $J/kg \cdot ^\circ C$ ] o calor específico a pressão constante do ar.

Segundo estes investigadores dentro da gama ( $51\,000 < Re \cdot \sqrt{H/b_0} < 141\,000$ ) a transferência de calor através da cortina de ar pode ser expressa pela correlação semi-teórica:

$$\frac{Nu}{Pr} = 0.0808 \cdot Re \cdot \sqrt{\frac{H}{b_0}} \quad (2.4)$$

a qual apresenta uma inexactidão de  $\pm 20\%$ .

Para valores de  $Re \cdot \sqrt{H/b_0} < 50\,000$  a cortina de ar deixa de actuar como agente inibidor da transferência de calor entre as duas câmaras, passando a dominar o regime de convecção natural.

Ainda segundo a mesma fonte, no caso (hipotético) de uma cortina de ar a descarregar um jacto com velocidade inicial nula (equivalente a porta aberta sem qualquer tipo de protecção), a transferência de calor seria descrita pela fórmula da convecção natural através de uma abertura rectangular numa parede divisória vertical sugerida por Brown e Solvason (1962):

$$\frac{Nu}{Pr} = 0.044 \cdot Gr^{0.59} \quad (2.5)$$

em que  $Gr$  representa o módulo de Grashof:

$$Gr = \frac{g \cdot \Delta\rho \cdot H^3}{\bar{\rho} \cdot \nu^2} \quad (2.6)$$

o qual é calculado com:

$$\Delta\rho = \rho_f - \rho_q \quad ; \quad \bar{\rho} = \frac{\rho_q + \rho_f}{2}$$

À semelhança dos trabalhos publicados por Gad Hetsroni, também os trabalhos publicados por Floyd Corliss Hayes surgem na sequência de uma tese de doutoramento (*vd.* Hayes (1968)) que visou, essencialmente, o desenvolvimento de um modelo matemático de previsão da potência térmica transferida através de uma cortina de ar. Tal modelo deveria ter em conta o efeito da espessura do bocal de descarga da cortina e da velocidade e ângulo iniciais do jacto, numa tentativa de estabelecer as combinações entre estes factores que resultassem na menor taxa de transferência de energia.

Num dos artigos publicados nas ASHRAE Transactions, Hayes e Stoecker (1969a) interpretam alguns dos resultados obtidos no decurso da investigação até então desenvolvida tendo por base cortinas de ar do tipo não recirculado, na altura muito comuns em aplicações industriais.

Começam por fazer uma explicação qualitativa sobre o comportamento de uma cortina de ar montada sobre a porta de uma câmara selada, explicando a diferença de pressão que se desenvolve nestas situações, mesmo que o compartimento em estudo e o espaço exterior estejam à mesma temperatura – a designada “*configuração isotérmica*”.

Segundo Hayes e Stoecker, com este tipo de aparelho e para esta configuração específica, o eixo do jacto deflecte e a sua trajetória depende quer do ângulo do bocal de descarga,  $\alpha_0$ ,

quer do facto de o ar ser aspirado no interior ou no exterior da câmara.

No caso do aparelho de cortina de ar se encontrar instalado do lado de fora daquele compartimento selado, quando o aparelho arranca, o jacto de ar divide-se igualmente junto ao chão, separando-se metade para cada lado. Uma vez que o ar primário do jacto é oriundo essencialmente do exterior do compartimento, a quantidade de ar que é derramado para dentro do compartimento é inicialmente maior do que a quantidade de ar que é arrastada para fora do compartimento. Este facto faz com que a pressão no interior do compartimento comece a aumentar, levando à deflexão do jacto e a uma desigual divisão do escoamento junto ao chão. A pressão irá aumentando até que o ângulo de impacto do jacto com o chão,  $\alpha_f$ , seja tal que a quantidade de ar que é arrastada para fora do compartimento seja compensada pela quantidade de ar que é derramada para dentro do compartimento.

Segundo estes autores, o valor exacto de  $\alpha_f$  depende da relação entre a altura da porta ( $H$ ) e a largura do bocal de descarga ( $b_0$ ), podendo ser expresso através de:

$$\sin \alpha_f = 2.4 \cdot \sqrt{\frac{b_0}{H}} \cdot \left[ 1 - 2.56 \cdot \left( \frac{b_0}{H} \right) \right] \quad (2.7)$$

Nesta expressão  $\alpha_f$  é definido como o ângulo existente entre uma tangente ao eixo central do jacto (junto ao chão) e uma linha perpendicular ao solo. Como consequência das hipóteses simplificadoras que estiveram na origem da equação (2.7), este ângulo é independente do ângulo inicial imposto ao jacto,  $\alpha_0$ . Note-se, no entanto, que a localização do ponto de impacto do jacto mover-se-á ao longo do chão à medida que o ângulo de descarga for alterado.

Também se chama a atenção para o facto da equação (2.7) ser válida apenas para configurações em que o aparelho de cortina de ar se encontra instalado do lado de fora do compartimento considerado selado, aspirando, por isso, ar exterior. Para a configuração oposta (cortina de ar instalada no lado de dentro) o ângulo de impacto do jacto no solo será simétrico do valor resultante da aplicação da equação (2.7).

Por último, faz-se notar que a concavidade do eixo do jacto depende dos valores relativos entre os ângulos de descarga e de impacto. Por exemplo, se os ângulos de descarga e de impacto forem iguais (i.e.,  $\alpha_0 = \alpha_f$ ), a trajectória do jacto será uma linha recta e não haverá

uma diferença de pressão ( $\Delta P_a$ ) através da cortina de ar. Esta mesma conclusão pode ser retirada da equação (2.8) proposta por Hayes (1968):

$$\Delta P_a = \frac{\rho \cdot b_0 \cdot U_0^2}{G \cdot H} (\sin \alpha_f - \sin \alpha_0) \quad (2.8)$$

onde  $G$  representa a constante universal de gravitação ( $G = 6.67 \times 10^{-11} \text{ N.m}^2/\text{kg}^2$ ).

Além da auto geração de uma diferença de pressão ( $\Delta P_a$ ) através da cortina no “*caso isotérmico*”, haverá ainda lugar a uma diferença de pressão adicional quando essa cortina de ar separar duas regiões a diferentes temperaturas (caso “*não isotérmico*”), tal como acontece quando o aparelho é instalado sobre a porta de um compartimento aquecido e/ou arrefecido em relação ao ambiente exterior. Esta diferença de pressão adicional ( $\Delta P_s$ ) é devida ao designado “*stack effect*”, o qual é criado pela diferença das densidades do ar dos dois lados da porta, resultando numa variação linear da pressão desde o cimo até ao fundo da abertura, podendo ser expressa por:

$$\Delta P_s = - \frac{(\rho_f - \rho_q)}{G} \cdot g \cdot (z - z_0) \quad (2.9)$$

em que  $z_0$  representa a distância medida desde o cimo da porta até ao local onde esta diferença de pressão é nula, na chamada “*zona neutra*”.

Segundo Hayes, a distância que medeia entre o bocal de descarga do jacto e o ponto  $z_0$  é função tanto da altura do compartimento como do nível da sua estanquicidade. No caso de compartimentos ou edifícios em que exista uma única abertura, a zona neutra localizar-se-á a meia altura daquela porta, ou seja, em  $z_0 = H/2$ .

Como consequência daquilo que acabou de ser dito, pode definir-se uma *diferença líquida de pressão* através da cortina de ar,  $\Delta P$ , como resultado da soma das diferenças de pressão  $\Delta P_a$  e  $\Delta P_s$  expressas em (2.8) e em (2.9):

$$\Delta P = \Delta P_a + \Delta P_s = \Delta P_a - \frac{g}{G} \cdot (\rho_f - \rho_q) \cdot (z - z_0) \quad (2.10)$$

Ao contrário do caso isotérmico em que a diferença de pressão é constante, esta diferença líquida de pressão vai variando consoante a distância em relação ao chão.

Ainda segundo Hayes, nas configurações não isotérmicas, se a velocidade de descarga do jacto,  $U_0$ , for demasiado baixa, pode acontecer que a quantidade de movimento inicial do jacto seja da mesma ordem de grandeza das forças transversais (geradas pela diferença de densidades do ar) que sobre ele actuam, deflectindo-o prematuramente e originando uma quebra do seu contacto com o chão. Como é evidente, deixando de estar garantida a continuidade da cortina de ar, perder-se-á o efeito de vedação inicialmente pretendido.

Um facto interessante que vale a pena salientar a este propósito advém dos cálculos apresentados em Hayes (1968), os quais demonstram que, se o jacto ultrapassar, sem quebrar, o ponto onde a diferença líquida de pressão é nula, a cortina de ar permanecerá intacta. A ser verdade, conclui-se de imediato que a quebra de uma cortina de ar ocorrerá sempre na sua parte superior.

Este tipo de raciocínio levou-os a tentar estabelecer uma série de critérios a observar para que uma cortina de ar permaneça intacta sem quebrar. Segundo aqueles autores, alguns dos parâmetros que devem ser especificados quando se concebe ou quando se aplica uma cortina de ar estão directamente dependentes da altura da porta,  $H$ , e da diferença de temperatura,  $\Delta T$ . São eles o ângulo de descarga do jacto,  $\alpha_0$ , a espessura do bocal de descarga,  $b_0$  e a velocidade inicial do jacto,  $U_0$ .

De acordo com a análise efectuada por Hayes e Stoecker (1969a), existem menos probabilidades da cortina de ar quebrar o contacto com o chão se o bocal de descarga estiver dirigido para o “lado quente” segundo um ângulo de  $15^\circ$  a  $30^\circ$  com a vertical. Aliás, com o ângulo de  $30^\circ$  consegue-se obter uma cortina de ar ligeiramente mais estável do que com um ângulo de  $15^\circ$ . Contudo, é preciso ter em linha de conta que um ângulo de descarga demasiado grande pode dirigir o jacto de ar para demasiado longe do plano da ombreira da porta, deixando-a desprotegida.

No que diz respeito à espessura do bocal de descarga,  $b_0$ , Hayes e Stoecker recomendam também a utilização de cortinas de ar “espessas” em vez de “finas” uma vez que, segundo o seu ponto de vista, dessa opção resulta uma (ligeiramente) menor transferência de calor.

Hayes e Stoecker estabelecem igualmente um procedimento de cálculo que permite determinar o valor mínimo a impor à velocidade inicial do jacto,  $U_0$ , de modo a que a cortina de ar fique no limiar da estabilidade. O método proposto é aplicável a configurações muito



específicas em que:

- o edifício e o ambiente exterior encontram-se em níveis de temperaturas diferentes (75 F (24 °C) e –10 F (–23 °C)), podendo haver trocar de posição relativa entre si (edifício aquecido ou arrefecido em relação ao ambiente exterior);
- o aparelho de cortina de ar encontra-se colocado por cima de uma porta com 7 pés de altura (2.1 m), aspirando ar frio ou ar quente consoante a sua posição de montagem (montagem pelo lado de dentro ou pelo lado de fora da porta a vedar);
- o jacto de ar é direccionado segundo um ângulo de 15° para o lado mais “quente”.

Embora os dois gráficos propostos por Hayes e Stoecker (1969a) apenas permitam a determinação do valor mínimo da velocidade inicial do jacto ( $U_0''$ ) para as configurações acima especificadas (que se encontram resumidas na Tabela 2.1), é possível corrigir  $U_0''$  face a eventuais desvios em relação às temperaturas  $T_q = 24\text{ °C}$  e  $T_f = -23\text{ °C}$  e a alturas de porta diferentes de 2.1 m. O valor de  $U_0'$  assim obtido pode (e deve) ser corrigido, multiplicando-o por um factor de segurança,  $F$ , que faça aumentar ligeiramente a velocidade inicial do jacto,  $U_0$ , de modo a proporcionar um rápido restabelecimento da cortina após esta ter sido perturbada pela passagem de pessoas ou veículos. Convém, contudo, não esquecer de manter a magnitude do factor de segurança  $F$  tão baixa quanto possível, uma vez que o aumento da velocidade da cortina leva ao aumento da taxa de transferência de calor. Assim, passou a ser comum entre os fabricantes de aparelhos de cortina de ar a adopção de  $F \approx 2.0$ .

**Tabela 2.1** – Resumo das configurações que serviram de base ao método de cálculo proposto por Hayes e Stoecker (1969a).

	<b>Tipo de edifício</b>	<b>T<sub>edifício</sub></b>	<b>T<sub>exterior</sub></b>	<b>Instalação da cortina</b>	<b><math>\alpha_0</math></b>
Aspiração de ar frio	Edifício aquecido	24 °C	-23 °C	lado exterior	-15°
	Edifício arrefecido	-23 °C	24 °C	lado interior	+15°
Aspiração de ar quente	Edifício arrefecido	-23 °C	24 °C	lado exterior	+15°
	Edifício aquecido	24 °C	-23 °C	lado interior	-15°

Um procedimento similar ao acabado de descrever é igualmente proposto para a determinação do coeficiente de convecção  $h$  requerido para o cálculo da taxa de transferência de calor

sensível através da cortina de ar, tendo em conta a área da porta a vedar,  $A_{porta}$ , e a diferença entre as temperaturas nominais de ambos existentes de ambos os lados da cortina,  $\Delta T$ :

$$\dot{Q}_s = h \cdot A_{porta} \cdot \Delta T = h \cdot (H \cdot W) \cdot (T_q - T_f) \quad (2.11)$$

onde  $\dot{Q}_s$  [W] representa a taxa de transferência de calor sensível e  $W$  [m] a largura da porta a vedar.

Os dois gráficos que servem de base ao cálculo de  $U_0$  servem igualmente para a determinação de um coeficiente de convecção  $h''$  válido para as condições neles expressas, o qual pode ser corrigido face a eventuais discrepâncias em relação à altura da porta ou às temperaturas vigentes, dando origem a um novo coeficiente de convecção,  $h'$ . Por fim, e de um modo análogo ao anteriormente descrito, o coeficiente de convecção a aplicar na equação (2.11) será obtido multiplicando este  $h'$  por um factor de segurança  $F$ .

Em Hayes e Stoecker (1969b) detalha-se um pouco mais o modelo analítico que permite prever (e, conseqüentemente, minorar) a potência térmica transferida através da cortina de ar face em consequência de uma dada combinação de espessura do bocal de descarga ( $b_0$ ), velocidade inicial do jacto ( $U_0$ ) e ângulo de descarga ( $\alpha_0$ ).

Partindo novamente da ideia de que a capacidade de vedação de uma cortina depende do equilíbrio entre a quantidade de movimento que é imprimido inicialmente ao jacto de ar e as forças transversais que se pretendem neutralizar com a sua aplicação, recorreram ao quociente entre estas duas forças como um indicador da regulação a efectuar ao aparelho, tendo em vista não só garantir a continuidade da cortina de ar, mas também minimizar as trocas de calor através dela. Esse quociente foi designado por *módulo de deflexão*,  $D_m$ , e, para uma cortina de um só jacto, vertical e sem recirculação de ar, pode ser avaliado pela expressão:

$$D_m = \frac{\rho_0 \cdot b_0 \cdot U_0^2}{g \cdot H^2 \cdot (\rho_f - \rho_q)} \quad (2.12)$$

onde  $(\rho_0 \cdot b_0 \cdot U_0^2)$  representa o fluxo de quantidade de movimento por unidade de comprimento do bocal de descarga, expresso em [N/m].

Uma vez que o denominador do módulo de deflexão é proporcional às forças transversais produzidas pela diferença de densidades do ar e sendo estas forças transversais as principais

responsáveis pela deflexão da cortina, baixos valores deste grupo adimensional indicam grandes deflexões enquanto que grandes valores de  $D_m$  indicam pequenas deflexões, ou seja, uma maior “firmeza” da cortina de ar.

A fim de assegurar um funcionamento estável da cortina, a velocidade do jacto deve ser superior à que corresponde a  $D_{m,min}$ :

$$D_{m,min} = \frac{(\rho_0 \cdot b_0 \cdot U_0^2)_{min}}{g \cdot H^2 \cdot (\rho_f - \rho_q)} \quad (2.13)$$

sob risco de deflexão da cortina de ar e de falha do efeito de vedação. Por outro lado, ao se utilizar uma velocidade de descarga muito superior àquele valor mínimo, resultará uma mistura excessiva do jacto com o ar exterior, implicando, desnecessariamente, trocas de calor demasiado elevadas através da cortina. Por conseguinte, o valor óptimo de projecto para a quantidade de movimento inicial do jacto requer o conhecimento de  $D_{m,min}$  para cada tipo de cortina de ar.

A quantidade de movimento mínima,  $(\rho_0 \cdot b_0 \cdot U_0^2)_{min}$ , pode ser determinada impondo um ângulo  $\alpha = 90^\circ$  ao ponto em que a diferença líquida de pressão através da cortina for nula. De acordo com a formulação de Hayes, tal corresponde a duas hipóteses:

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha_f \neq \alpha_0 : \quad D_{m,min} = \frac{-\sin \alpha_f - \sin \alpha_0 + 2 - 2 \cdot \sqrt{(1 - \sin \alpha_f)(1 - \sin \alpha_0)}}{2 \cdot (\sin \alpha_f - \sin \alpha_0)^2} \\ \alpha_f = \alpha_0 : \quad D_{m,min} = \frac{1}{8 \cdot (1 - \sin \alpha_0)} \end{array} \right. \quad (2.14)$$

com  $\alpha_f$  a ser calculado pela equação (2.7).

Além da previsão analítica, Hayes e Stoecker também investigaram por via experimental a transferência de calor através de cortinas de ar de jacto plano vertical, sem recirculação, para três diferentes relações de altura de porta e espessura do bocal de descarga ( $H/b_0 = 28, 42$  e  $84$ ). Para o efeito consideraram velocidades nominais de descarga variando desde os 2.5 m/s até um máximo de 14 m/s para uma diferença de temperatura entre os dois espaços na casa dos 20 °C. Um outro pormenor a ter em conta é que a cortina de ar usada nestes ensaios foi gerada com valores de intensidade de turbulência inicial inferiores a 1%, tendo sido

direccionada segundo ângulos de descarga variando desde os  $-30^\circ$  aos  $+30^\circ$ .

Os resultados experimentais foram apresentados graficamente sob a forma de uma relação entre números adimensionais do tipo:

$$\frac{Nu}{Re \cdot Pr} = f \left( \frac{H}{b_0}; D_m; \alpha_0 \right) \quad (2.15)$$

Face aos resultados obtidos concluíram que, embora pareça haver uma forte importância do parâmetro  $H/b_0$  na grandeza da taxa de transferência de calor, a partir de um determinado valor do módulo de deflexão,  $D_m$ , o parâmetro de transmissão de calor  $Nu/(Re \cdot Pr)$  tende para um valor constante, sendo muito pouco dependente quer do ângulo de descarga,  $\alpha_0$ , quer do módulo de deflexão,  $D_m$ . Todavia, para pequenos valores de  $D_m$ , ou seja, quando a cortina de ar se encontra a funcionar com taxas de transferência de calor mínimas, tanto o ângulo de descarga como o módulo de deflexão passam a ter uma influência considerável. O valor do parâmetro  $Nu/(Re \cdot Pr)$  aumenta bastante rapidamente à medida que se tende para o valor de  $D_{m,min}$ , ou seja, conforme nos aproximamos do ponto onde a cortina de ar quebra.

Hayes e Stoecker chamam a atenção para o facto de que, embora à primeira vista possa parecer que, para valores elevados do módulo de deflexão, o coeficiente de transferência de calor se aproxima de um valor constante, na verdade ele é directamente proporcional ao número de Reynolds do escoamento, ou seja, aumenta na razão directa da velocidade inicial do jacto.

Para a maior parte das configurações experimentais verificaram ainda que, dirigindo o jacto para o "lado quente" segundo um ângulo de cerca de  $15^\circ$  com a vertical, resultava um valor mínimo para o parâmetro  $Nu/(Re \cdot Pr)$ .

Um outro ponto salientado por Hayes e Stoecker tem a ver com a importância do nível de turbulência do jacto de ar, uma vez que o mecanismo de transferência de calor através da cortina é basicamente um processo de transferência turbulenta. Segundo o seu ponto de vista, a potência térmica transferida através de uma cortina de ar gerada com um alto nível de turbulência à saída do bocal de descarga (8%, por exemplo) será significativamente maior do que para uma cortina de ar com um nível de turbulência mais baixa (inferior a 1%, por exemplo). Deste modo, Hayes e Stoecker chegam mesmo a aconselhar quem queira

minimizar a taxa de transferência de calor através da cortina a manter a intensidade de turbulência à saída do bocal de descarga tão baixa quanto possível.

Em 1975, Nguyen Quang Van apresenta igualmente a sua tese de doutoramento (*vd.* Van (1975)) nela explorando e analisando a importância do efeito da intensidade de turbulência inicial, quer sobre o desenvolvimento do jacto de ar que constitui a cortina, quer sobre a quantidade de calor transferida através dela. Trabalhando em parceria com Ronald H. Howell (seu orientador) e com C. E. Smith, a investigação desenvolvida repartiu-se tanto por estudos teóricos como pela realização de ensaios experimentais com cortinas de ar do tipo recirculatório, tendo dado origem às referências Van e Howell (1976) e Howell, Van e Smith (1976).

As 33 experiências descritas em Howell, Van e Smith (1976) foram realizadas numa instalação experimental à escala real, envolvendo cortinas de ar de jacto plano vertical descendente, com recirculação da maior parte do jacto através de uma grelha de recolha existente no chão antes de voltar a uma unidade de processamento onde o ar é novamente arrefecido e desumidificado, sendo depois novamente descarregado através do bocal da cortina. A abertura a vedar por esta cortina de ar possuía uma largura fixa de 1.57 m mas a sua altura (imposta pela distância ao solo a que se encontrava colocado o bocal da cortina) podia ser livremente variada desde 0 m até 1.75 m. Também a espessura do bocal de descarga podia ser variada entre 0 m e 0.5 m, embora a maior parte dos ensaios tenha sido realizada com  $b_0 = 76$  mm.

Do ponto de vista prático, a intensidade de turbulência inicial pode ser reduzida a valores inferiores a 1% desde que haja um adequado condicionamento da zona a montante do bocal de descarga. Contudo, para a maior parte das aplicações comerciais e/ou industriais, questões relacionadas com espaço e custo impedem que se reduza a intensidade de turbulência a valores tão baixos.

De facto, segundo Van (1975), os valores típicos da intensidade de turbulência inicial nas cortinas de ar à data existentes situavam-se numa gama compreendida entre os 2% e os 20%.

Esta gama de valores foi de algum modo tida em conta aquando da ponderação das configurações a implementar e a estudar. De forma a gerar os diversos níveis de intensidade de turbulência inicial do jacto (entre 1% e 33%), usou chapas perfuradas contendo fitas de

diferentes larguras combinadas com uma ou mais malhas de rede metálica, instalando esses conjuntos a montante do bocal de descarga.

Para além da intensidade de turbulência inicial, também foram medidos os seguintes parâmetros: velocidade e temperatura do jacto (obtenção de perfis de velocidade e de temperatura do jacto através de varrimentos transversais em diferentes pontos ao longo do seu comprimento), viscosidade turbulenta (em várias posições ao longo da cortina de ar), caudal de ar fornecido ao bocal de descarga e temperaturas (de bolbo seco e de bolbo húmido) em vários pontos da câmara de ensaios.

Estes investigadores começam por criticar o facto dos modelos matemáticos desenvolvidos tanto por Floyd Hayes como por Gad Hetsroni pressuporem uma intensidade de turbulência (IT) inicial do jacto de ar muito baixa (inferior a 1%) o que, do seu ponto de vista, pode ser válido para cortinas de ar muito longas ( $H/b_0 > 20$ ) mas não para cortinas de ar curtas ( $H/b_0 < 10$ ).

Os resultados por eles obtidos evidenciam que, tanto a espessura como a extensão da região de desenvolvimento do jacto de ar da cortina, são fortemente afectadas pelo nível da intensidade de turbulência (IT) inicial do jacto. Assim, ficou demonstrado nesta investigação que quando a intensidade de turbulência inicial é menor do que 1%, a *região inicial* do jacto (também conhecida por *zona de transição* ou de *desenvolvimento do escoamento*, caracterizando-se por uma velocidade constante ao longo do plano central do jacto) tem uma extensão de aproximadamente  $5.2 \times b_0$ , tal como já tinha sido evidenciado por Hayes (1968). À medida que a intensidade de turbulência inicial vai aumentando, esta região inicial do jacto vai encurtando progressivamente, podendo chegar a  $1.45 \times b_0$  para uma intensidade de turbulência de 15% e chegando mesmo a ser eliminada para valores da intensidade de turbulência próximas de 20%. Em Van e Howell (1976) é apresentada a equação (2.16) que permite determinar o comprimento da região inicial do jacto ( $Z_{RI}$ ) em função do nível da intensidade de turbulência inicial (IT) expressa em percentagem:

$$Z_{RI} = 5.39 - 0.266 \cdot IT \quad (2.16)$$

Da análise teórica e experimental desenvolvida, também concluíram que quantidades significativas de energia (entre 30% e 40%) podem ser poupadas através da redução de 15% para 1% na intensidade de turbulência inicial do jacto. Por exemplo, numa configuração

experimental em que  $\Delta T \approx 10 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $b_0 = 76.2 \text{ mm}$ ,  $U_0 = 3.5 \text{ m/s}$  e para uma cortina de ar com  $1.73 \text{ m} \times 1.5 \text{ m}$ , foi medida a energia total (calor sensível + calor latente) transferida através da cortina para vários níveis de intensidade de turbulência. Conforme se pode constatar através da Tabela 2.2, esta cortina de ar está sujeita a uma taxa de transferência de calor total na ordem dos 4.8 kW quando a intensidade de turbulência inicial é de 12.9%, o qual é 33% superior ao valor de 3.6 kW registado com a mesma cortina de ar quando a sua intensidade de turbulência inicial foi atenuada para valores próximos de 1%.

**Tabela 2.2** – Valores medidos e calculados de energia total transferida através de uma cortina de ar para vários níveis da intensidade de turbulência inicial (*cf.* Howell, Van e Smith (1976)).

IT [%]	$Q_{\text{experimental}}$ [kW]	$Q_{\text{calculado}}$ [kW]
0	0.000	3.385
1.4	3.587	3.600
3.3	4.275	3.880
5.3	4.626	4.161
8.9	4.392	4.421
12.9	4.787	4.800

Já no que diz ao valor calculado de aproximadamente 3.4 kW para a energia total transferida através da cortina de ar para uma intensidade de turbulência inicial de 0% (*vd.* Tabela 2.2), foi estimado que à volta de 1.9 kW correspondem a calor sensível e os restantes 1.5 kW a calor latente. Deste modo, um cálculo de  $Nu/(Re \cdot Pr)$  para a energia sensível envolvida numa configuração em que  $H/b_0 = 22.7$ , resulta:

$$\frac{Nu}{Re \cdot Pr} = \frac{\left(\frac{h \cdot H}{k}\right)}{\left(\frac{\mu \cdot c_p}{k}\right) \cdot \left(\frac{\rho_0 \cdot b_0 \cdot U_0}{\mu}\right)} = \frac{\dot{Q}}{W \cdot \Delta T \cdot c_p \cdot b_0 \cdot U_0} = 0.46$$

o qual é muito próximo do valor  $Nu/(Re \cdot Pr) = 0.41$  obtido por Hayes (1968) utilizando uma cortina de ar com  $H/b_0$  similar mas de jacto não recirculado.

No princípio da década de 80, Ronald Howell juntamente com Masaru Shibata retomam a investigação sobre a transferência de calor em cortinas de ar de jacto plano recirculado em

Howell e Shibata (1980), mas desta vez com um número de ensaios experimentais incomparavelmente maior (123 ensaios, 33 dos quais já anteriormente analisados em Howell, Van e Smith (1976)).

As experiências foram realizadas com uma cortina de ar possuindo um bocal de descarga com espessura  $b_0 = 76.2$  mm e para apenas duas alturas de porta ( $H = 1.75$  m e  $1.14$  m), a que correspondem valores de  $(H/b_0)$  de 23 e de 15 respectivamente. As velocidades nominais de descarga ( $U_0$ ) estiveram compreendidas entre  $0.75$  m/s e  $5.25$  m/s e a intensidade de turbulência inicial ( $IT$ ) foi variada entre 1% e 33%. Quanto à diferença de temperatura entre os dois lados da porta ( $\Delta T = T_q - T_f$ ), o máximo aplicado foi de  $16$  °C.

Considerando o calor específico como constante e valores médios para as restantes propriedades do ar, apresentaram graficamente os resultados experimentais obtidos sob a forma de uma relação entre números adimensionais do tipo:

$$\frac{Nu}{Re \cdot Pr} = f \left( \frac{H}{b_0}; IT; U_0; D_m \right) \quad (2.17)$$

A análise efectuada aos resultados obtidos indicou que, tanto o comprimento da cortina de ar (i.e., a altura da porta) como a intensidade de turbulência inicial, têm influência sobre a potência térmica transferida através da cortina, embora para este último parâmetro, essa influência seja moderada. Desde que a velocidade inicial do jacto seja suficiente para manter a cortina de ar contínua até ao solo, a um aumento da intensidade de turbulência inicial corresponde um aumento da taxa de energia sensível transferida,  $\dot{Q}_s$ . Esta conclusão veio, de certo modo, contrariar as recomendações feitas por Hayes e Stoecker (1969b) para cortinas de ar de jacto não recirculado.

Embora o que foi dito anteriormente seja válido até mesmo no ponto em que a cortina de ar está à beira de deixar de garantir a vedação da porta, logo que cortina de ar deixa de poder garantir essa vedação (i.e., logo que ocorre a sua “quebra”), a intensidade de turbulência passa a ser muito importante, deixando igualmente de haver uma relação linear entre a taxa de transferência de calor sensível e a diferença de temperatura existente entre ambos os lados da porta.

Atendendo ao facto de se tratar de uma cortina em que o jacto de ar é recirculado, estes



investigadores efectuaram uma análise à taxa de transferência do calor total (sensível + latente) através do jacto da cortina em função da diferença de temperatura do ar entre o bocal de descarga ( $T_0$ ) e a grelha de recolha ( $T_R$ ), tendo obtido:

$$\dot{Q}_T = 141 \cdot U_0 \cdot (T_R - T_0) \quad (2.18)$$

Os resultados experimentais demonstraram igualmente a existência de uma relação linear entre a diferença de temperatura do ar de ambos os lados da porta ( $T_q - T_f$ ) e a elevação de temperatura sofrido pelo ar do jacto desde o bocal de descarga até á grelha de recolha ( $T_R - T_0$ ) do tipo:

$$T_q - T_f = 1.81 \cdot (T_R - T_0) \quad (2.19)$$

o que a ser verdade, permite que a equação (2.18) seja reescrita de modo a tornar a sua utilização mais expedita:

$$\dot{Q}_T = 77.9 \cdot U_0 \cdot (T_q - T_f) \quad (2.20)$$

Uma outra correlação foi estabelecida entre a diferença de temperatura do ar de ambos os lados da porta ( $T_q - T_f$ ) e a diferença de temperatura entre o ar do compartimento em estudo e a temperatura do ar à saída do bocal de descarga ( $T_f - T_0$ ):

$$T_q - T_f = 2.45 \cdot (T_f - T_0) \quad (2.21)$$

a qual veio simplificar o processo de determinação da temperatura de descarga do jacto ( $T_0$ ) mais adequada às condições térmicas existentes no local.

Em Howell e Shibata (1983) são retomados os trabalhos anteriormente iniciados em Van e Howell (1976) envolvendo o desenvolvimento e a aplicação de uma técnica de diferenças finitas para calcular os perfis de várias grandezas ao longo do eixo longitudinal de uma cortina de ar (de jacto plano recirculado) que se encontra a separar um espaço com ambiente térmico condicionado em relação ao ambiente circundante. O objectivo desta publicação foi o de disponibilizar “curvas de projecto” que os projectistas pudessem utilizar para, de um modo expedito, avaliarem não só a taxa total de transferência de calor através de cortinas de ar deste tipo, mas também a proporção entre calor sensível e calor latente que lhe está associada.

As taxas de transferência de calor sensível e de calor latente através da cortina de ar foram determinadas a partir das distribuições de velocidade, temperatura e concentração de humidade obtidas para uma secção transversal do jacto situada imediatamente antes da grelha de recolha. Partindo de um conjunto de condições muito específicas em termos de velocidade inicial do jacto ( $U_0 = 2.54, 5.08, 10.2$  e  $15.2$  m/s), espessura inicial do jacto ( $b_0 = 0.152, 0.305, 0.610, 0.914$  e  $1.22$  m), intensidade de turbulência inicial do jacto ( $IT = 3\%$ ) e de altura da porta a vedar ( $H$  até  $6.1$  m), foram gerados vários gráficos contendo conjuntos de “curvas de projecto” para as condições de operação de “Verão” e de “Inverno” discriminadas na Tabela 2.3.

**Tabela 2.3** – Condições sazonais de operação da cortina de ar propostas em Howell e Shibata (1983).

Condições sazonais	Espaço condicionado			Ambiente circundante			Jacto	
	Temperatura	Humidade		Temperatura	Humidade		Temperatura	Humidade Específica
		Relativa	Específica		Relativa	Específica		
Verão	23.9 °C	50%	0.0093 kg/kg	35 °C	45%	0.016 kg/kg	19.4 °C	0.0093 kg/kg
Inverno	23.9 °C	20%	0.0037 kg/kg	-15 °C	50%	0.00051 kg/kg	39.8 °C	0.00051 kg/kg

Dez dos dozes gráficos apresentados mostram como é que a potência térmica total transferida através da cortina,  $\dot{Q}_T$ , vai variando ao longo de todo o seu comprimento, o qual é expresso pela relação  $L/b_0$  em que  $0 < L < H$ . Um aspecto interessante que merece ser destacado é o da existência de um aumento brusco na inclinação da curva da potência térmica total transferida a partir do ponto em que  $L/b_0 \approx 4.6$ , ou seja, a partir do ponto onde se dá a transição da região inicial do jacto para a região de escoamento plenamente desenvolvido, tal como se pode aferir pela equação (2.16) proposta em Van e Howell (1976). Dependendo das condições específicas (velocidade inicial do jacto, espessura inicial e comprimento do jacto e condições de operação), assim esta alteração de inclinação será mais ou menos pronunciada e evidente.

Um outro aspecto importante tem a ver com o modo como foram feitos os diversos gráficos apresentados nesta publicação. Segundo os seus autores, os incrementos impostos a cada uma das grandezas ali representadas foram criteriosamente seleccionados de modo a tornar possível obter resultados satisfatórios com a aplicação de interpolações lineares não só entre as curvas existentes dentro de um dado gráfico mas também entre curvas existentes em vários

gráficos.

Os dois últimos gráficos apresentados neste artigo permitem fazer uma estimativa da forma como a potência térmica total transferida através da cortina se encontra repartida entre as componentes de energia sensível e de energia latente consoante as condições de operação de “Verão” e de “Inverno”.

O exemplo prático de cálculo ali apresentado a título demonstrativo (efectuado para as condições  $H = 3.05$  m,  $W = 3.05$  m,  $b_0 = 0.61$  m,  $U_0 = 5.08$  m/s), é bastante interessante pois indica que, em condições de operação de “Verão”, dos 39040 W estimados como sendo a potência térmica total transferida através da cortina, 44% (17080 W) correspondem à componente de energia sensível enquanto os restantes 56% (21960 W) correspondem à componente de energia latente, havendo ainda a registar uma pequena quantidade de arrefecimento (6100 W) que a cortina de ar exerce sobre o interior do compartimento em estudo.

Já para as condições de operação de “Inverno”, a potência térmica total transferida através da cortina foi avaliada em 70150 W, dos quais 87% (61000 W) correspondem à componente de energia sensível enquanto os restantes 13% (9150 W) correspondem à componente de energia latente. Neste caso há ainda a considerar 15250 W de aquecimento efectuado pela cortina de ar sobre o interior do compartimento em estudo.

Para finalizar este resumo há ainda que chamar a atenção para o facto do valor considerado para o nível da intensidade de turbulência inicial utilizado em todas as configurações estudadas acarretar algumas limitações. A primeira limitação é que, segundo estes mesmos investigadores, este valor ( $IT = 3\%$ ) é representativo de um bocal de descarga “bem desenhado”. A segunda limitação tem a ver com uma eventual influência deste parâmetro sobre a taxa de transferência de calor ali registada. É que, tal como foi demonstrado por Howell, Van e Smith (1976), embora em cortinas de ar longas (i.e., em que a região de escoamento plenamente desenvolvido abrange a maior parte do jacto de ar), níveis elevados de intensidade de turbulência inicial têm efeitos mínimos sobre a taxa de transferência de energia, já no caso de cortinas de ar curtas (em que a região inicial abrange a maior porção do comprimento do jacto de ar), níveis elevados de intensidade de turbulência inicial dão origem a maiores taxas de transferência de energia.

Mais recentemente, em Lawton e Howell (1995), é apresentado um estudo pormenorizado sobre a viabilidade técnica e económica de instalação/funcionamento de uma cortina de ar de jacto plano não recirculado como meio de vedação térmica de uma porta com  $2.75 \text{ m} \times 0.91 \text{ m}$  que serve de entrada a um estabelecimento comercial com elevada circulação de peões.

O caso de estudo foi baseado num edifício comercial situado na Florida, aberto ao público continuamente entre as 09:00 e as 21:00 horas no período compreendido entre o dia 1 de Maio e o dia 31 de Outubro.

Foram consideradas como condições nominais de funcionamento um ambiente interior mantido a  $24 \text{ }^\circ\text{C}$  com 50% de humidade relativa, para um ambiente exterior cuja temperatura seca variou entre os  $25 \text{ }^\circ\text{C}$  e os  $36 \text{ }^\circ\text{C}$ , conforme se veio a verificar através dos dados recolhidos na estação meteorológica local durante aquele período de tempo.

Atendendo às vantagens comerciais decorrentes daquela porta permanecer aberta durante o período de funcionamento do estabelecimento comercial, este estudo visou a determinação da quantidade total de energia térmica transferida, comparando entre si os seguintes casos:

- A – porta totalmente aberta e desprotegida durante a totalidade das 1952 horas de duração do estudo;
- B – porta aberta periodicamente (15, 30, 45 ou 60 vezes por hora), mantendo-se aberta 10 segundos em cada vez;
- C – porta aberta continuamente mas protegida por um aparelho de cortina de ar;

Para a determinação das perdas de energia através da porta do estabelecimento comercial deixada aberta continuamente (caso A) foi aplicada a fórmula (2.68) expressa em Gosney e Olama (1975) – que se apresentará em detalhe, mais à frente, nesta revisão bibliográfica – tendo sido apurado um valor de 18142 kWh para a totalidade do período em estudo.

Na Tabela 2.4 apresentam-se, a título exemplificativo, os resultados obtidos para o caso A.

A perda de energia correspondente ao caso B também pode ser determinada pela equação (2.68) de Gosney e Olama (1975) desde que devidamente multiplicada por um factor  $\Phi$  que tem em conta o facto da porta só ser aberta ciclicamente durante curtos períodos de tempo. Ao valor assim apurado, haverá ainda a acrescentar o resultante da aplicação da equação de

forma a contabilizar a energia térmica transferida durante os períodos em que a porta esteve efectivamente fechada:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (2.22)$$

em que  $U$  representa o coeficiente global de transmissão de calor da porta considerada.

Na Tabela 2.5 apresentam-se, a título exemplificativo, os resultados obtidos para o caso B.

**Tabela 2.4** – Dados climatéricos utilizados e valores apurados para a energia total perdida através da porta com 2.75 m × 0.91 m, deixada aberta entre as 09:00 horas e as 21:00 horas, entre Maio e Outubro (cf. Lawton e Howell (1995)).

Temperatura exterior		Nº de horas decorridas	Energia total perdida entre Maio e Outubro através de uma porta de 2.75 m x 0.91 m deixada aberta
(bolbo seco)	(bolbo húmido)		
[°C]	[°C]	[ h ]	[kWh]
36.1	25.0	1	18
36.1	25.6	1	20
36.1	26.1	1	21
33.3	22.8	8	84
33.3	24.4	31	454
33.3	25.0	68	1 086
33.3	25.6	42	741
30.6	22.2	66	525
30.6	23.3	51	530
30.6	24.4	206	2 628
30.6	25.0	239	3 340
27.8	21.7	117	643
27.8	22.2	93	607
27.8	23.9	230	2 253
27.8	24.4	237	2 496
25.0	21.1	106	340
25.0	21.7	108	413
25.0	22.8	186	955
25.0	23.3	161	988
<b>1 952 h</b>			<b>18 142 kWh</b>

**Tabela 2.5** – Perdas de energia através da porta de 2.75 m × 0.91 m, ciclicamente aberta e fechada, estudada em Lawton e Howell (1995)

Número de vezes que a porta é aberta em cada hora	Duração de cada abertura de porta	Energia total perdida enquanto a porta esteve aberta (Maio a Outubro)	Energia total perdida enquanto a porta esteve fechada (Maio a Outubro)	Energia total perdida devido à abertura cíclica da porta (Maio a Outubro)
[ --- ]	[segundos]	[kWh]	[kWh]	[kWh]
15	10	253	81	334
30	10	543	77	620
45	10	848	74	922
60	10	1 164	70	1 234

Para o caso C foram estudados vários tipos de aparelhos de cortina de ar, variando entre si em termos de orientação do jacto de ar (vertical ou horizontal), espessura do jacto ( $b_0 = 89, 178$  e  $356$  mm) e velocidade inicial de descarga ( $U_0 = 2.54, 5.08$  e  $7.62$  m/s). A avaliação da energia total transferida através das várias cortinas de ar foi efectuada com recurso aos modelos e métodos de cálculo desenvolvidos e apresentados em Van e Howell (1976), Howell, Van e Smith (1976) e em Howell e Shibata (1983), devidamente adaptados ao caso de cortinas de ar de jacto não recirculado. Na Tabela 2.6 apresentam-se, a título exemplificativo, os resultados obtidos para o caso C.

**Tabela 2.6** – Perda de energia total estimada para o período compreendido entre Maio e Outubro no caso da porta se encontrar protegida pelos diferentes tipos de aparelho de cortina de ar.

Jacto da cortina de ar		$U_0$ [m/s]	Perdas de energia através da
Orientação [ -- ]	$b_0$ [mm]		cortina de ar, entre Maio e Outubro [kWh]
Vertical	89	2.54	1 857
Vertical	89	5.08	3 714
Vertical	89	7.62	5 570
Vertical	178	2.54	1 231
Vertical	178	5.08	2 461
Vertical	178	7.62	3 692
Vertical	356	2.54	302
Vertical	356	5.08	606
Vertical	356	7.62	909
Horizontal	89	2.54	675
Horizontal	89	5.08	1 350

Uma rápida análise aos resultados obtidos revela que o caso A (porta permanentemente aberta) representa, de longe, a maior perda de energia possível (18142 kWh).

Já no caso B (porta aberta ciclicamente por períodos de 10 segundos), a perda de energia aumenta, como seria de esperar, com o número de vezes que a porta for aberta em cada hora.

Surpreendentemente (ou talvez não), verifica-se que, para algumas das configurações utilizadas para as cortinas de ar, estão associadas perdas de energia menores do que os 1234 kWh apurados para o caso mais adverso da porta ciclicamente aberta 60 vezes em cada hora. Este facto indica-nos que certos tipos de cortinas de ar podem proporcionar poupanças de energia mesmo quando instaladas em portas que são abertas e fechadas muito frequentemente.

Por outro lado também se pode verificar que, tanto as cortinas de ar mais espessas bem como

as velocidades iniciais de jacto mais baixas, dão origem a menores transferências de energia. Por exemplo, para uma velocidade inicial do jacto  $U_0 = 2.54$  m/s, a cortina de ar com espessura  $b_0 = 89$  mm permite uma transferência de energia maior (mais 626 kWh) do que a registada com uma cortina de ar de espessura  $b_0 = 178$  mm.

Também é curioso observar o excepcional desempenho das cortinas de ar de jacto horizontal testadas, as quais ficaram classificadas em 3º e em 6º lugares em termos da menor perda de energia permitida. Malgrado esse bom desempenho e mesmo sabendo-se que necessitam de uma menor velocidade inicial de jacto (por terem de vencer uma menor distância), as cortinas de ar de jacto horizontal não são de utilização muito frequente pois a sua instalação acarreta algumas inconveniências (dimensão do aparelho, estética da instalação, obstrução total do jacto da cortina aquando do seu atravessamento por pessoas ou veículos, etc.).

O trabalho de Lawton e Howell (1995) termina com a realização de um estudo acerca das poupanças económicas conseguidas com a aplicação de alguns dos aparelhos de cortina de ar.

Partindo da diferença entre a energia transferida através da porta aberta desprotegida (Tabela 2.4) e a energia transferida através da porta aberta protegida pelos diferentes aparelhos de cortina de ar (Tabela 2.6), dividindo essa diferença pelo coeficiente de desempenho (COP) da unidade de condicionamento do ar interior do estabelecimento (assumido igual a 2.9). Os resultados assim obtidos foram multiplicados pelo custo unitário da energia eléctrica (na altura tomada como valendo \$0.075/kWh), daí resultando valores para as poupanças conseguidas em cada época de funcionamento do sistema (de Maio a Outubro), tal como se pode constatar na última coluna da Tabela 2.7.

É interessante ver que, mesmo havendo diferenças tão substanciais entre as perdas de energia apuradas para cada tipo de aparelho de cortina de ar, são relativamente pequenas as diferenças entre as poupanças monetárias conseguidas.

Em jeito de conclusão, Lawton e Howell (1995) juntam ainda aos valores acima apurados os custos resultantes da aquisição/instalação do aparelho de cortina de ar (\$490.00) e do consumo energético do próprio motor que a equipa (0.5 hp, \$60.35/época), para uma simulação em que o funcionamento era de 12 horas por dia, 7 dias por semana, durante a época compreendida entre Maio e Outubro. Concluem assim que, naquelas condições, um aparelho de cortina de ar, de jacto plano vertical com 89 mm de espessura e 7.62 m/s de

velocidade inicial, pagar-se-ia a si próprio em menos de duas épocas completas de funcionamento.

**Tabela 2.7** – Poupanças resultantes da utilização de diferentes aparelhos de cortina de ar durante cada época de funcionamento do sistema (Maio a Outubro).

Aparelho de cortina de ar			Perdas de energia através das diversas cortinas de ar (Maio a Outubro)	Perda de energia através da porta deixada aberta, (Maio a Outubro)	Poupança registada em cada época, (Maio a Outubro)
Orientação	$b_0$	$U_0$	[kWh]	[kWh]	[\$/época]
[--]	[mm]	[m/s]			
Vertical	89	2.54	1 857	18 142	421
Vertical	89	5.08	3 714	18 142	373
Vertical	89	7.62	5 570	18 142	325
Vertical	178	2.54	1 231	18 142	437
Vertical	178	5.08	2 461	18 142	406
Vertical	178	7.62	3 692	18 142	374
Vertical	356	2.54	302	18 142	461
Vertical	356	5.08	606	18 142	454
Vertical	356	7.62	909	18 142	446
Horizontal	89	2.54	675	18 142	452
Horizontal	89	5.08	1 350	18 142	434

Muito recentemente foram publicados dois artigos onde o finlandês Kai Sirén apresenta informações muito interessantes sobre o dimensionamento de cortinas de ar de jacto vertical ascendente, as quais são comuns nos países nórdicos, sobretudo em grandes portas industriais destinadas à circulação de veículos.

Embora este tipo de cortina de ar possua algumas características muito particulares, não só devido ao facto do jacto ser ascendente mas também no que diz respeito às condições físicas existentes na extremidade oposta (onde não há um ponto de impacto físico do jacto sobre uma superfície sólida como no caso das cortinas de ar descendentes), na análise que é feita existem alguns pontos que são comuns ou que são adaptáveis e que vale a pena aqui referenciar.

No primeiro dos dois artigos, Sirén (2003a) foca a sua atenção em aspectos particulares, mas simples, da mecânica dos fluidos que rege este tipo de aparelho, demonstrando através deles que, para além da dimensão da porta e da diferença de temperatura do ar, existem outros factores – tais como a envolvente do edifício e o sistema de ventilação existente – que também exercem uma forte influência sobre a diferença de pressão gerada através da porta e, por consequência, sobre o comportamento da cortina.

Desprezando o efeito da distribuição vertical da temperatura interior, a diferença de pressão estática  $\Delta p_s$  através da fachada do edifício torna-se uma função linear da coordenada vertical



$z$ , podendo ser expressa por:

$$\Delta p_s(z) = p_i(z) - p_e(z) = (\rho_e - \rho_i) \cdot g \cdot z + (p_{is} - p_{es}) \quad (2.23)$$

em que  $p_i(z)$  e  $p_e(z)$  representam as pressões absolutas interior e exterior em cada ponto de altura  $z$  (medida desde o nível do solo),  $\rho_i$  e  $\rho_e$  representam as respectivas massas específicas médias do ar, representando  $p_{is}$  e  $p_{es}$  as pressões interior (incluindo o efeito da ventilação) e exterior (incluindo o efeito do vento) registadas ao nível do solo. A inclinação da recta representativa desta diferença de pressão é função apenas das massas específicas do ar interior e exterior, as quais podem ser facilmente determinadas através das respectivas temperaturas do ar.

Sirén (2003a) caracteriza o nível de pressão nula como sendo a altura para a qual a diferença de pressão através da fachada do edifício é igual a zero, estabelecendo que o seu valor pode ser calculado através de:

$$z_n = \frac{p_{is} - p_{es}}{(\rho_e - \rho_i) \cdot g} \quad (2.24)$$

Embora Sirén considere que, do ponto de vista prático, o nível neutro possa situar-se em qualquer ponto situado entre o plano do chão e o nível do tecto, acaba por admitir que num edifício completamente estanque o nível neutro situar-se-á muito próximo da meia altura do edifício.

Quanto ao efeito do vento sobre a fachada do edifício, Sirén propõe que a diferença de pressão daí resultante seja calculada através de:

$$\Delta p_w = \frac{1}{2} \cdot C_p \cdot \rho_0 \cdot v_w^2 \quad (2.25)$$

na qual  $v_w$  representa a velocidade do vento e  $C_p$  o coeficiente de pressão na fachada, o qual toma valores dentro da gama -1 a 1 dependendo da geometria do edifício e da orientação do vento, sendo positivo na apenas na fachada exposta ao vento e negativo em todas as outras.

A existência de um desequilíbrio nos escoamentos originados pelo sistema de ventilação também vai afectar a distribuição de pressão. Por exemplo, se o escoamento de exaustão de ar para o exterior de um edifício for superior ao escoamento de ar que é fornecido ao seu interior, gerar-se-á uma diferença de pressão negativa, a qual dará origem a um escoamento

de infiltração, passando-se o oposto na situação inversa. Baseando-se numa lei de potência, acaba por propor uma equação para a determinação da diferença de pressão induzida pelo sistema de ventilação,  $\Delta p_v$ .

Embora Sirén reconheça que a diferença de pressão total através da fachada (e da porta) deva ser calculada por sobreposição destas três componentes, ou seja:

$$\Delta p_t = \Delta p_s + \Delta p_w + \Delta p_v \quad (2.26)$$

este investigador acaba, no entanto, por desprezar o último termo da equação anterior em todos os cálculos que efectuou, assumindo, desse modo, a existência de condições moderadas para o funcionamento da cortina de ar.

Partindo de um método de dimensionamento baseado no equilíbrio do momento das quantidades de movimento de um volume de controlo em torno da porta, propõe uma expressão que permite determinar a coordenada transversal (horizontal) do ponto de impacto do jacto (ao nível do lintel, ou seja, na parte superior da porta) para uma condição de escoamento líquido nulo através da porta:

$$x_e = \pm 0.208 \cdot \sqrt{b_0 \cdot H} \quad (2.27)$$

Nesta expressão o sinal positivo é usado nos casos em que o ar primário da cortina é oriundo da parte exterior do edifício e o sinal negativo no caso do jacto ser constituído essencialmente por ar proveniente do interior.

Recorrendo à mesma metodologia, propõe igualmente uma nova expressão para o cálculo do ângulo de descarga do jacto:

$$\tan \alpha_0 = \frac{x_1 + 4 \cdot x_2}{H} \quad (2.28)$$

em que  $x_1$  representa a distância medida na horizontal, desde o ponto de impacto do jacto até ao plano da porta ( $x_1 = x_e$ ) e  $x_2$  a deflexão do eixo do jacto verificada (ou permitida) a meia altura da porta.

Neste trabalho este investigador considera ainda importante haver um parâmetro  $R_b$  que caracterize a tolerância da cortina de ar face a perturbações súbitas internas ou externas tais como variações da pressão exercida pelo vento ou da pressão reinante no interior do edifício.

Propõe que o mesmo seja quantificado pela razão entre a quantidade de movimento inicial imposta ao jacto e a quantidade de movimento mínima que o mesmo deve possuir para que não ocorra a sua quebra, podendo ser calculado através da equação (2.29) nos casos em que o ângulo de descarga é simétrico do ângulo de impacto ( $\alpha_0 = -\alpha_f$ ) e em que o jacto acaba deflectido para o lado quente (lado interior, no caso estudado por Sirén):

$$R_b = \frac{\sin \alpha_0 + 1}{2 \cdot \sin \alpha_0} \quad (2.29)$$

Esta expressão mostra que, para este caso em particular, o parâmetro  $R_b$  depende apenas do ângulo de descarga  $\alpha_0$ , correspondendo a pequenos valores do ângulo de descarga valores elevados daquele parâmetro e, por conseguinte, uma boa tolerância da cortina de ar. Quando o ângulo de descarga é elevado a razão tende para  $R_b = 1$ , significando que a quantidade de movimento imposta ao jacto se aproxima (perigosamente) da quantidade de movimento mínima e que qualquer perturbação da cortina pode ser-lhe prejudicial.

Embora a equação (2.29) apenas seja válida para as condições específicas acima descritas, Sirén afirma que outras equações similares (mas mais complexas) podem ser deduzidas e que o ângulo de descarga continua a ser o factor dominante em todas elas.

No segundo artigo, Sirén (2003b) preocupa-se apenas com os aspectos térmicos relacionados com aquele tipo de cortina de ar, tentando, através de uma aproximação teórica, determinar a perda de calor através de uma porta assim protegida.

Neste artigo Sirén começa por considerar que a perda de calor que ocorre através de uma porta deixada aberta e com o aparelho de cortina de ar activo deve-se, essencialmente, à turbulência do próprio jacto e ao escoamento líquido de ar que atravessa a porta. Depois chama a atenção para o facto de uma cortina de ar – em que, tal como já se viu, o ar é arrastado desde ambos os lados do jacto, misturando-se parcialmente com o ar primário que o compõe, acabando por espalhar-se de volta quando colide com a extremidade oposta dessa porta – nunca conseguir impedir completamente o transporte (perdas) de calor ou de massa através de uma porta. Contudo, tal como também frisa, a cortina de ar pode reduzir extraordinariamente essas perdas em relação a uma porta aberta que não esteja protegida por cortina de ar.

Um dos principais objectivos durante o dimensionamento de uma cortina de ar é eliminar o

fluxo líquido de ar que atravessa a porta. Obviamente que ao conseguir-se isso estar-se-á automaticamente a reduzir as tais perdas de calor e de massa, podendo mesmo atingir-se um nível mínimo se a mistura do jacto com o ar que o rodeia for também minimizada. Note-se que o grau desta mistura depende bastante das características impostas ao escoamento à saída do bocal de descarga, *i.e.*, da velocidade e da intensidade de turbulência inicial da cortina de ar.

Sirén (2003b) recorre a modelos já conhecidos para os perfis de velocidade ao longo do jacto (solução de Goertler já anteriormente utilizada por Tamm (1963)) e de temperatura do jacto (solução idêntica à deduzida por Tamm (1963) só que com o ambiente “quente” situado do lado direito da cortina), apresentando as equações (2.30) e (2.31):

$$\frac{U}{U_{\text{eixo}}} = \frac{1}{\cosh^2 \eta} \quad ; \quad \frac{U_{\text{eixo}}}{U_0} = 2.40 \cdot \sqrt{\frac{b_0}{z}} \quad (2.30)$$

$$\frac{T - T_e}{T_i - T_e} = 1 + \frac{4}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{\sigma b_0}{3z}} \cdot \frac{T_0 - (T_i + T_e/2)}{T_i - T_e} \frac{1}{\cosh \eta} - \frac{2}{\pi} \cdot \arctan e^\eta \quad (2.31)$$

nas quais  $\eta$  representa uma coordenada transversal adimensional do tipo:

$$\eta = \sigma \cdot \frac{x}{z} \approx 7.67 \cdot \frac{x}{z} \quad (2.32)$$

Assumindo o calor específico  $c_p$  do ar como constante e restringindo a análise efectuada apenas à parte de calor sensível, Sirén (2003b) começa por expressar a perda de calor total ocorrida através de uma porta protegida por uma cortina de ar:

$$\dot{Q}_{\text{ta}} = l_0 c_p \frac{z}{7.67} \cdot \left( T_i \int_{-\infty}^{\eta_e} \rho U d\eta - \int_{-\infty}^{\eta_e} \rho T U d\eta - T_{ie} \int_{\eta_e}^{\infty} \rho U d\eta \right) \quad (2.33)$$

$$\text{com } \begin{cases} T_{ie} = T_i & \text{se } \eta_i \geq \eta_e \\ T_{ie} = T_e & \text{se } \eta_i < \eta_e \end{cases}$$

em que  $\dot{Q}_{\text{ta}}$  [W] representa a potência térmica total que atravessa a porta e  $l_0$  [m] o comprimento do bocal da cortina de ar (note-se que, idealmente,  $l_0$  deverá ser maior do que a largura da própria porta de modo a evitar fugas de ar pelas extremidades da cortina de ar). Quanto à coordenada transversal adimensional  $\eta_e$  correspondente ao escoamento líquido nulo quando o jacto atinge o plano definido pelo lintel da porta (*i.e.*,  $z = H$ ), ela pode ser calculada

através da expressão:

$$\eta_e = \pm \sqrt{\frac{\sigma \cdot b_0}{3 \cdot H}} \quad (2.34)$$

mas, ao contrário do estabelecido na equação (2.27), o sinal positivo é usado nos casos em que o ar primário da cortina é oriundo da parte interior do edifício e o sinal negativo no caso do jacto ser constituído essencialmente por ar proveniente do exterior.

Tal como se referiu anteriormente, Sirén (2003b) considera que existe sempre uma perda de calor (ainda que mínima) através de uma porta que esteja protegida por uma cortina de ar, mesmo que essa cortina de ar esteja regulada para condições óptimas de funcionamento. Segundo o mesmo investigador, essa potência térmica mínima  $\dot{Q}_{ma}$  [W] que atravessa a porta pode ser calculada através da expressão:

$$\dot{Q}_{ma} = h_{ma} \cdot (H \cdot l_0) \cdot (T_i - T_e) \quad (2.35)$$

tendo designado de “*perda térmica mínima específica através da cortina de ar*” o factor  $h_{ma}$  [W/m<sup>2</sup>.K], o qual faz parte do grupo adimensional:

$$Nu = \frac{h_{ma} \cdot H}{k} \quad (2.36)$$

Para a determinação de  $h_{ma}$  este investigador propõe um procedimento de cálculo que envolve a utilização da equação:

$$h_{ma} = C_t \cdot c_p \cdot \rho_m \cdot U_0 \cdot \sqrt{\frac{b_0}{H}} \quad (2.37)$$

onde  $C_t$  representa o chamado “*coeficiente de perda térmica*”, o qual pode ser avaliado através da consulta de um gráfico (figura 4 em Sirén (2003b)) ou através da expressão:

$$C_t = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{3}{\sigma}} \cdot \left[ \tanh \eta_e \arctan e^{\eta_e} + \frac{1}{2 \cosh \eta_e} - \sqrt{\frac{\sigma b_0}{3 H}} \cdot \left( a - \frac{1}{2} \right) \cdot \left( \frac{\tanh \eta_e}{\cosh \eta_e} + 2 \arctan e^{\eta_e} \right) \right] \quad (2.38)$$

em que o “*factor de temperatura*”,  $a$ , é dado determinado por:

$$a = \frac{T_0 - T_e}{T_i - T_e} \quad (2.39)$$

Da junção das equações (2.37), (2.38) e (2.39) resulta:

$$h_{ma} = \sqrt{\frac{3}{\sigma}} c_p \rho_m U_0 \sqrt{\frac{b_0}{H}} \cdot \left[ \frac{1}{\pi} \tanh \eta_e \arctan e^{\eta_e} + \frac{1}{2\pi \cosh \eta_e} - \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{\sigma b_0}{3 H}} \cdot \left( \frac{T_0 - (T_i + T_e)/2}{T_i - T_e} \right) \cdot \left( \frac{\tanh \eta_e}{\cosh \eta_e} + 2 \arctan e^{\eta_e} \right) \right] \quad (2.40)$$

Uma outra forma, mais simples, de determinar o valor de  $h_{ma}$  e de relacionar o fluxo de quantidade de movimento imposto pela descarga com a perda térmica através da porta daí resultante é através da expressão:

$$h_{ma} = C_t \cdot \frac{\rho_m}{\sqrt{\rho_0}} \cdot c_p \cdot \sqrt{\frac{M'_0}{H}} \quad (2.41)$$

onde  $M'_0$  representa o fluxo de quantidade de movimento por unidade de comprimento do bocal de descarga ( $M'_0 = \rho_0 b_0 U_0^2$ ). Repare-se que, segundo esta expressão, a perda de calor através da cortina de ar é proporcional ao coeficiente de perda térmica e à raiz quadrada da quantidade de movimento inicial do jacto.

Há que ter em atenção que o valor de  $\dot{Q}_{ma}$  expresso pela equação (2.35) corresponde a uma perda térmica mínima espectável de se obter em condições laboratoriais bem definidas, sendo por isso inferior à perda térmica mínima verificada em condições de funcionamento reais.

Também importa aqui referir que, de modo a ser possível comparar o coeficiente teórico de perdas térmicas e os valores empíricos estipulados por outros investigadores, a equação (2.37) também pode ser escrita sob a forma modificada:

$$\frac{Nu}{Re Pr} = C_t \cdot \sqrt{\frac{H}{b_0}} \quad (2.42)$$

Uma outra situação analisada por Sirén (2003b) diz respeito à situação de uma porta que se encontra igualmente aberta mas desta vez sem estar protegida por uma cortina de ar. Para essa circunstância propõe que a correspondente perda térmica seja avaliada pela expressão:

$$\dot{Q}_{td} = \text{máx} \{ \dot{m}_{\text{baixo}} ; \dot{m}_{\text{cima}} \} \cdot c_p \cdot (T_i - T_0) \quad (2.43)$$

em que  $\dot{m}_{\text{baixo}}$  representa o caudal mássico de ar que atravessa a porta aberta pela região situada abaixo do nível de pressão neutro e  $\dot{m}_{\text{cima}}$  o correspondente caudal mássico de ar que atravessa a porta aberta pela região situada acima do nível de pressão neutro.

No caso de  $\rho_e > \rho_i$ , estes caudais mássicos podem ser avaliados através de:

$$\begin{aligned} 0 \leq z_{no} \leq H : & \begin{cases} \dot{m}_{\text{baixo}} = \frac{2}{3} \cdot C_d \cdot W \cdot z_{no}^{3/2} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \rho_e \cdot (\rho_e - \rho_i)} \\ \dot{m}_{\text{cima}} = \frac{2}{3} \cdot C_d \cdot W \cdot (H - z_{no})^{3/2} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \rho_i \cdot (\rho_e - \rho_i)} \end{cases} \\ z_{no} \geq H : & \begin{cases} \dot{m}_{\text{baixo}} = \frac{2}{3} \cdot C_d \cdot W \cdot (z_{no}^{3/2} - (z_{no} - H)^{3/2}) \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \rho_e \cdot (\rho_e - \rho_i)} \\ \dot{m}_{\text{cima}} = 0 \end{cases} \end{aligned} \quad (2.44)$$

em que  $z_{no}$  representa o nível de pressão neutra verificado quando a porta se encontra aberta (nele se incorporando o efeito do vento já descrito pela equação (2.25)). Refira-se que, segundo este investigador, o coeficiente de descarga empírico  $C_d$  já tem em conta as perdas do escoamento, possuindo valores que normalmente se situam entre 0.6 e 0.7.

Para finalizar, Sirén (2003b) introduz ainda o parâmetro  $\eta_t$  da “*eficiência térmica da vedação*” que tem como finalidade caracterizar o desempenho térmico de uma cortina de ar por comparação com a situação de uma porta aberta não equipada com este tipo de aparelho:

$$\eta_t = 1 - \frac{\dot{Q}_{ta}}{\dot{Q}_{td}} \quad (2.45)$$

Nesta equação  $\dot{Q}_{ta}$  representa a potência térmica perdida através de uma porta totalmente aberta e protegida por uma cortina de ar enquanto que  $\dot{Q}_{td}$  representa a potência térmica que seria perdida através dessa mesma porta caso esta não estivesse protegida pela cortina de ar (por não existir ou por estar desligada).

Recorrendo às equações anteriormente apresentadas e simplificando, para a situação em que  $z_{no} \geq H$  obtém-se:

$$\eta_t = 1 - \frac{3}{4} \cdot \frac{C_t}{C_d} \cdot \frac{H}{\sqrt{\sin \alpha_0}} \cdot \frac{\sqrt{z_{nc} - (1/3) \cdot H}}{\left(z_{no}^{3/2} - (z_{no} - H)^{3/2}\right)} \quad (2.46)$$

onde  $z_{nc}$  é o nível de pressão neutra correspondente a uma situação de porta fechada (embora incluindo o efeito do vento). Expressão similar seria obtida para a situação em que  $0 \leq z_{no} \leq H$ . Quer numa quer noutra pode-se verificar que, de entre os parâmetros de dimensionamento de uma cortina de ar, aqueles que vão ter alguma influência (embora relativamente pequena) sobre a eficiência térmica da cortina de ar são o ângulo de descarga  $\alpha_0$  e o coeficiente de perda térmica  $C_t$ , o qual é, por sua vez, dependente da razão entre a altura da porta e a espessura do bocal de descarga,  $H/b_0$ .

De acordo com a equação (2.46), os parâmetros que parecem dominar a eficiência térmica da cortina de ar são aqueles que estão relacionados com as características específicas do edifício tais como a altura da porta, a altura do próprio edifício e o grau da impermeabilidade da sua envolvente exterior, uma vez que todos eles estão de algum modo relacionados com a posição do nível de pressão neutra.

### 2.3. CONFINAMENTO TÉRMICO DE ESPAÇOS REFRIGERADOS

De um modo análogo ao efectuado no capítulo anterior, far-se-á agora uma breve revisão bibliográfica, por ordem cronológica, da evolução dos estudos experimentais realizados e dos modelos matemáticos que têm vindo a ser propostos para os sistemas de vedação aerodinâmica por cortina de ar aplicados em portas de acesso a espaços refrigerados.

Ao contrário da situação descrita no capítulo 2.2, este tipo particular de aplicação envolve frequentemente a existência de temperaturas negativas no espaço interior (câmara ou armazém frigorífico), tornando muito elevadas as diferenças de temperatura em relação ao ambiente exterior.

Com a aplicação de aparelhos de cortina de ar pretende-se minimizar, tanto quanto possível, a carga térmica adicional imposta ao espaço, ao seu conteúdo bem como ao sistema de refrigeração, resultante da infiltração de ar exterior mais quente através de uma porta que, por razões operacionais, tem de permanecer aberta ainda que por breves instantes.



Faz agora 80 anos que Emswiler (1926) expressou uma teoria elementar que tentava explicar o movimento de convecção natural que ocorria entre duas zonas contendo ar com diferentes densidades sempre que as mesmas estavam separadas por uma parede divisória contendo múltiplas fendas. Embora a sua análise fosse muito simples e baseada apenas na equação de Bernoulli para fluidos ideais, Emswiler introduziu o conceito fundamental do “nível neutro” localizado verticalmente algures sobre a parede, num local onde as pressões existentes de ambos os lados eram iguais. Naquela altura Emswiler não tratou sequer dos aspectos relacionados com a transferência de calor e de massa em processos de convecção natural, mas de então para cá vários têm sido os investigadores a focalizarem a atenção nestes assuntos e a proporem modelos analíticos melhorados.

O primeiro desses modelos, proposto por Brown e Solvason (1962) para uma única abertura, considera a existência de um nível neutro na porta, para o qual a pressão  $P_i$  reinante no interior de um armazém frigorífico iguala a pressão  $P_e$  existente do lado exterior. A teoria desenvolvida por estes autores assenta ainda na premissa de que, em condições normais, este nível neutro se encontra localizado exactamente a meia altura da porta, ou seja, à distância  $z_N = H/2$  do solo. Para um qualquer ponto situado à distância  $z$  abaixo deste nível neutro, a diferença de pressão entre o interior e o exterior será dada por:

$$\Delta P = P_i - P_e = g z (\rho_i - \rho_e) \quad (2.47)$$

em que  $\rho_i$  e  $\rho_e$  são, respectivamente, as massas específicas do ar interior e exterior. Para qualquer ponto situado a uma distância  $z$  acima do nível neutro  $z_N$ , a diferença de pressão será dada por uma expressão análoga:

$$\Delta P = P_e - P_i = g z (\rho_e - \rho_i) \quad (2.48)$$

Considerando-se uma faixa da porta em estudo, de largura  $W$  e altura  $dz$ , como sendo um orifício, a expressão seguinte determina a velocidade do escoamento através desse orifício, quer esse escoamento corresponda a um afluxo ou a um efluxo:

$$v(z) = \sqrt{2 \cdot \frac{g z (\rho_i - \rho_e)}{\rho_{ref}}} \quad (2.49)$$

Brown e Solvason optaram por considerar  $\rho_{ref}$  como sendo igual a  $\rho_{médio} = (\rho_i + \rho_e)/2$  devido

ao facto da diferença de densidades ser pequena face ao valor da densidade média, vindo então que:

$$v(z) = \sqrt{2 \cdot \frac{g z (\rho_i - \rho_e)}{\rho_{\text{médio}}}} \quad (2.50)$$

A diferença de densidades do ar patente nas equações anteriores resulta da diferença de temperatura e de humidade entre o interior e o exterior do compartimento em estudo. Todavia, segundo estes autores e atendendo a que a diferença de humidade tem muito pouca influência, aquela diferença de densidades acaba por ser quase só função da diferença de temperatura através da porta.

O caudal volúmico que atravessa a faixa de porta acima referida pode ser calculado através de:

$$d\dot{V} = C_D \sqrt{2 \cdot \frac{g z (\rho_i - \rho_e)}{\rho_{\text{médio}}}} W dz \quad (2.51)$$

em que  $C_D$  é um coeficiente de descarga a ser determinado experimentalmente. Integrando esta equação entre os limites  $z = 0$  e  $z = H/2$  obtém-se o caudal volúmico que se escapa pela parte inferior da porta:

$$\dot{V} = \frac{C_D}{3} (W H) (g H)^{0.5} \left[ \frac{(\rho_i - \rho_e)}{\rho_{\text{médio}}} \right]^{0.5} \quad (2.52)$$

Segundo Foster, Swain, Barrett e James (2003), o modelo de Brown e Solvason também pode ser expresso através da expressão:

$$\dot{V} = 0.343 A (g H)^{0.5} \left[ \frac{(\rho_i - \rho_e)}{\rho_{\text{médio}}} \right]^{0.5} \left[ 1 - 0.498 \left( \frac{b_{\text{porta}}}{H} \right) \right] \quad (2.53)$$

em que  $b_{\text{porta}}$  representa a espessura da ombreira da porta.

Apenas um ano mais tarde, Tamm (1963) apresentou no 11º Congresso Internacional da Refrigeração (Munique) um modelo teórico que permite prever o caudal volúmico de troca de ar através da porta de ligação entre uma área quente e uma área fria:

$$\dot{V} = \frac{2(WH)}{3} \sqrt{\frac{2gH(1-S)}{(1+\sqrt[3]{S})^3}} \quad (2.54)$$

Nesta equação  $S$  representa a razão entre as densidades do ar quente (exterior) e do ar frio (interior), ou seja:

$$S = \frac{\rho_e}{\rho_i} \quad (2.55)$$

pelo que, no modelo de Tamm, a taxa de infiltração também pode ser expressa através de:

$$\dot{V} = 0.333 A (gH)^{0.5} \left[ 1 - \frac{\rho_e}{\rho_i} \right]^{0.5} \left( \frac{2}{1 + (\rho_e/\rho_i)^{0.333}} \right)^{1.5} \quad (2.56)$$

Segundo Pham e Olivier (1983), a equação (2.56) representa uma melhoria ao modelo de Brown e Solvason não só devido ao facto de Tamm ter considerado  $\rho_i$  em vez de  $\rho_{médio}$ , mas também por incorporar um cálculo mais exacto para a altura a que ocorre o nível neutro:

$$z_N = \frac{H}{1 + \sqrt[3]{\rho_e/\rho_i}} \quad (2.57)$$

fazendo com que o mesmo se situe ligeiramente acima de  $z_N = H/2$ .

Presumindo a existência de continuidade em termos de caudal volúmico e fazendo uma análise à distribuição da velocidade do ar em portas de armazéns frigoríficos de um único andar, Tamm apresenta também fórmulas para os perfis de velocidade do ar frio que delas escapa (equação (2.58)) e do ar quente que nelas entra (equação (2.59)):

$$0 \leq z_e < z_N \rightarrow U_e = \sqrt{2g(z_N - z_e)(1-S)} \quad (2.58)$$

$$z_N < z_i \leq H \rightarrow U_i = \sqrt{2g(z_i - z_N) \left( \frac{1}{S} - 1 \right)} \quad (2.59)$$

Ainda segundo a teoria de Tamm, em condições normais, a velocidade máxima do escoamento surge perto do chão e junto à parte superior da porta, sendo função apenas da altura da porta (e não da altura do compartimento frigorífico) e podendo ser determinada com alguma aproximação através de:

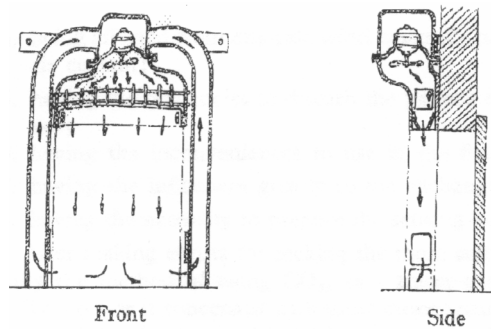
$$U_{mf} = \sqrt{\frac{2 g H (1-S)}{1 + \sqrt[3]{S}}} \quad (2.60)$$

Curiosamente, o trabalho de Takahashi e Inoh (1963), engenheiros na empresa japonesa Nippon Reizo K.K., também foi divulgado nesse 11º Congresso Internacional da Refrigeração. Ao longo da comunicação então apresentada descrevem uma série de experiências levadas a cabo com êxito ao utilizarem um método de gases traçadores modificado – empregando CO<sub>2</sub> proveniente de gelo seco como gás traçador – para medir e comparar a eficiência de diversos tipos de cortina de ar (de jacto horizontal e/ou vertical descendente, com e sem recirculação de ar) quando aplicadas nas portas de acesso a armazéns frigoríficos.

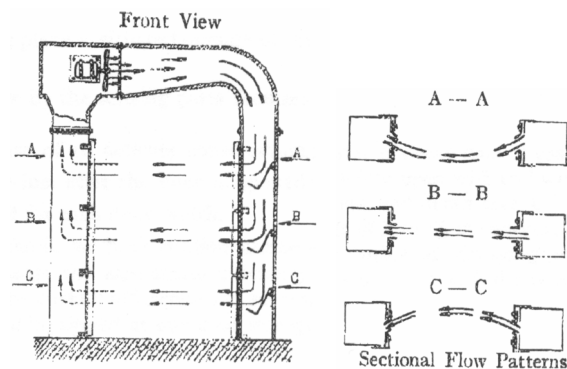
Entre os vários aparelhos de cortina de ar testados, encontravam-se dois modelos desenvolvidos na própria empresa e que vale a pena aqui mencionar. O primeiro, ilustrado na Figura 2.1 a), destinava-se a ser colocado no lado de dentro da porta de acesso ao espaço refrigerado, selando-a com um poderoso jacto de ar descendente recirculado através de duas condutas laterais. No segundo aparelho, ilustrado na Figura 2.1 b), se bem que também fosse instalado no lado interior da zona refrigerada, a barreira de ar era de desenvolvimento horizontal, podendo ser manualmente configurada para ter três comportamentos distintos ao longo da altura da porta: convexa para o exterior na parte superior, direita na zona central e côncava na parte inferior. Estes dois tipos de cortina de ar acabaram mais tarde por ser abandonados, quer devido aos problemas causados pela formação de gelo na soleira da porta, quer devido à dificuldade em ajustar adequadamente as lâminas deflectoras do ar.

Partindo do decaimento da concentração do gás traçador previamente libertado no interior do espaço refrigerado e com a ajuda de um diagrama psicrométrico, relacionaram o caudal volumico de ar transferido através de uma porta aberta com a perda de calor por unidade de tempo ( $\dot{Q}$ ) daí resultante. De igual modo estabeleceram aquilo a que chamaram a eficiência da cortina de ar ( $\eta$ ) relacionando as perdas de calor através da porta em situações com ( $\dot{Q}_{ac}$ ) e sem funcionamento ( $\dot{Q}_{no}$ ) da cortina de ar:

$$\eta = 1 - \frac{\dot{Q}_{ac}}{\dot{Q}_{no}} \quad (2.61)$$



a) Cortina de jacto de ar descendente recirculado.



b) Cortina de jacto de ar lateral recirculado.

Figura 2.1 – Representação esquemática de dois aparelhos de cortina de ar desenvolvidos especificamente pela Nippon Reizo K.K. para armazéns frigoríficos, ambos de instalação pelo lado de dentro da respectiva porta de acesso.

Segundo aqueles autores, este procedimento veio colmatar uma lacuna existente na maioria dos trabalhos publicados até então, pois os efeitos resultantes da aplicação de cortinas de ar só eram discutidos qualitativamente e não quantitativamente.

A principal conclusão retirada por Takahashi e Inoh foi que a maioria dos aparelhos de cortina de ar testados conseguia reduzir em cerca de 20 a 40% a perda de calor através da porta, significando que as suas eficiências rondariam os 80 a 60%. Contudo, estes valores foram considerados relativamente baixos face aos resultados que tinham sido recentemente publicados por W. R. Michael.

Ao constatarem que não existiam diferenças significativas entre os vários tipos de aparelho de cortina de ar testados, acabam por recomendar a utilização daqueles que forem “mais baratos e mais simples”, ou seja, os de jacto de ar descendente a serem instaladas do lado de fora dos espaços refrigerados (conhecidos pelo nome comercial “Miniveil”).

Fritzsche e Lilienblum (1968) utilizaram anemómetros de molinete para efectuar varrimentos

transversais em portas com 2.5 m de altura por 1.8 m de largura sujeitas a diferenças de temperatura entre os 12 °C e os 41.5 °C. Os resultados obtidos levaram-nos a concluir pela necessidade de adicionarmos um factor de correcção,  $K_{F\&L}$ , à equação de Tamm (expressa pela equação (2.56)) de modo a nela incorporar um coeficiente que tenha em conta os efeitos térmicos e viscosos sofridos pelo escoamento na vizinhança da porta:

$$\dot{V} = 0.333 K_{F\&L} A (g H)^{0.5} \left[ 1 - \frac{\rho_e}{\rho_i} \right]^{0.5} \left( \frac{2}{1 + (\rho_e/\rho_i)^{0.333}} \right)^{1.5} \quad (2.62)$$

$$K_{F\&L} = 0.48 + 0.004 (T_e - T_i) \quad (2.63)$$

Gosney e Olama (1975) recorreram a modelos à escala de câmaras frigoríficas tendo neles injectado misturas de gás relativamente densas para simular o ar frio. Todavia, ao contrário de Fritzsche e Lilienblum que também tinham partido do pressuposto da igualdade entre os caudais volúmicos de ar que entra e que sai do compartimento em estudo (assumpção apenas válida se o ar que se infiltra no compartimento não for arrefecido), estes autores estabeleceram uma nova expressão para o caudal volúmico (que entra ou que sai) tendo por base a igualdade de caudais mássicos:

$$\dot{V} = 0.221 A (g H)^{0.5} \left[ 1 - \frac{\rho_e}{\rho_i} \right]^{0.5} \left( \frac{2}{1 + (\rho_i/\rho_e)^{0.333}} \right)^{1.5} \quad (2.64)$$

Conforme se pode ver, o balanceamento de caudais mássicos traduz-se essencialmente pela troca do designado “factor de densidade em volume”,  $F_v$ , presente no último termo das equações (2.56) e (2.62):

$$F_v = \left( \frac{2}{1 + (\rho_e/\rho_i)^{0.333}} \right)^{1.5} \quad (2.65)$$

por um “factor de densidade em massa”,  $F_m$ , em que  $\rho_e/\rho_i$  é substituído por  $\rho_i/\rho_e$ :

$$F_m = \left( \frac{2}{1 + (\rho_i/\rho_e)^{0.333}} \right)^{1.5} \quad (2.66)$$

A partir da expressão (2.64) é fácil expressar as trocas de energia sensível e latente que ocorrem através de uma porta aberta:

$$\dot{Q} = 0.221 A \rho_i c_p (t_e - t_i) (g H)^{0.5} \left[ 1 - \frac{\rho_e}{\rho_i} \right]^{0.5} \left( \frac{2}{1 + (\rho_i/\rho_e)^{0.333}} \right)^{1.5} \quad (2.67)$$

$$\dot{Q} = 0.221 A \rho_i (h_e - h_i) (g H)^{0.5} \left[ 1 - \frac{\rho_e}{\rho_i} \right]^{0.5} \left( \frac{2}{1 + (\rho_i/\rho_e)^{0.333}} \right)^{1.5} \quad (2.68)$$

No entanto, tal como Gosney e Olama também acabaram por constatar experimentalmente, estas expressões só são válidas para portas que se mantêm abertas durante tempo suficiente para se estabelecer um regime de escoamento aproximadamente permanente, não sendo por isso aplicáveis aos casos em que a porta é aberta durante curtos períodos de tempo, ainda que ciclicamente. Por outro lado, estes autores ressaltam ainda o facto de ser necessário efectuar alguma extrapolação para se passar dos resultados obtidos em modelo à escala para portas de dimensão normal.

Convém ainda sublinhar que da condição imposta por Gosney e Olama resulta um nível neutro:

$$z_N = \frac{H}{1 + \sqrt[3]{\rho_i/\rho_e}} \quad (2.69)$$

que se situa um pouco abaixo de  $z_N = H/2$  proposto por Brown e Solvason.

Longdill e Wyborn (1979) verificaram a validade das equações propostas por Tamm (1963) ao servirem-se delas para determinar o desempenho de vários tipos de cortina de ar quando aplicadas numa porta de 1.65 m de altura por 0.53 m de largura de um armazém frigorífico de 177 m<sup>3</sup>.

A primeira conclusão que retiraram foi que o caudal de ar que passava através da porta era cerca de 15% inferior ao estimado pela equação (2.60) devido à existência de uma ligeira redução da velocidade do ar junto aos pilares da dita porta. Em consequência disso, recomendam que se estime a velocidade máxima do ar que passa pela porta através do valor médio de várias leituras efectuadas com anemómetros colocados a cerca de 150 mm de distância do chão.

Estes autores também usaram CO<sub>2</sub> como gás traçador para comparar as trocas gasosas ocorridas, com e sem funcionamento da cortina, durante o tempo em que a porta do armazém

frigorífico esteve aberta (2 a 10 minutos consoante os ensaios). A eficiência das cortinas testadas foi definida em função do nível de redução dessas trocas gasosas.

Na maior parte das experiências efectuadas por estes autores o aparelho de cortina de ar foi montado do lado de fora da porta a vedar, aspirando o ar ambiente exterior (à temperatura média de 21 °C) para a formação de um jacto vertical descendente, não recirculado, que fizesse a vedação em relação ao ambiente interior (à temperatura de 0 °C ou de -20 °C).

A Figura 2.2 resume os efeitos que as variações de velocidade e de espessura do jacto têm sobre o desempenho desse tipo de cortina de ar. Conforme se pode observar, para cada espessura de jacto,  $b$ , e para cada temperatura reinante no interior do armazém frigorífico,  $t_i$ , existe uma velocidade óptima para o jacto,  $U_{op}$ .

Conforme se pode observar, a eficiência óptima das cortinas testadas situou-se entre os 70% e os 83%, aumentado significativamente com a diferença de temperatura através da porta. A análise desta figura também revela outro facto importante: é que a eficiência óptima de uma cortina de ar só ocorre numa gama relativamente limitada de velocidades do jacto. Este aspecto veio chamar a atenção para a importância de se efectuar uma afinação da velocidade do jacto em cada instalação.

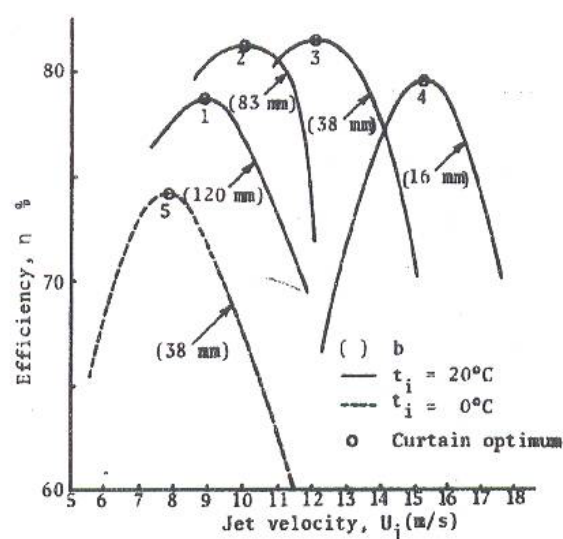


Figura 2.2 – Desempenho de várias configurações de cortinas de ar, de jacto descendente não recirculado, testadas por Longdill e Wyborn (1979) no processo de vedação de uma câmara frigorífica.

Segundo aqueles autores, numa cortina de ar funcionando com um jacto regulado para o valor óptimo, assim como qualquer redução do caudal de ar fará que a maior parte do ar da cortina



seja empurrado para dentro pelo ar quente que tenta entrar, assim também um aumento do caudal de ar originará uma mistura de ar desnecessária nas proximidades da porta.

Longdill e Wyborn mostraram que para o ponto óptimo de funcionamento se pode escrever:

$$U_{op} = K \cdot U_{mf} \cdot \sqrt{\frac{H}{b}} \quad (2.70)$$

em que  $K$  é função do número de Reynolds do escoamento e  $U_{mf}$  é expresso pela equação (2.60) de Tamm. Segundo aqueles autores, a curva que melhor ajusta a equação anterior com os resultados indicados na Figura 2.2 pode ser descrita pela equação:

$$U_{op} = 0,7 \cdot \log(121 \cdot U_{op} \cdot b) \cdot U_{mf} \cdot \sqrt{\frac{H}{b}} \quad (2.71)$$

Estes autores também desenvolveram e testaram uma cortina de ar de desenvolvimento horizontal, com recirculação de ar, a qual foi construída de modo a adaptar-se ao lado de dentro de uma porta com 1.22 m de altura por 1.96 m de largura. O aparelho, esquematicamente representado na Figura 2.3, registou uma eficiência de apenas 60% quando o jacto de ar foi dirigido directamente de um lado ao outro da porta. Todavia, recorrendo à estratégia já referida em Takahashi e Inoh (1963) – i.e., dirigindo, segundo um ângulo  $\theta$ , a parte superior do jacto na direcção do ar quente que entra e a parte inferior do jacto na direcção do ar frio que sai e orientando a zona central do jacto directamente para o outro lado da porta – obtiveram melhores resultados, conforme se pode constatar pela Figura 2.4.

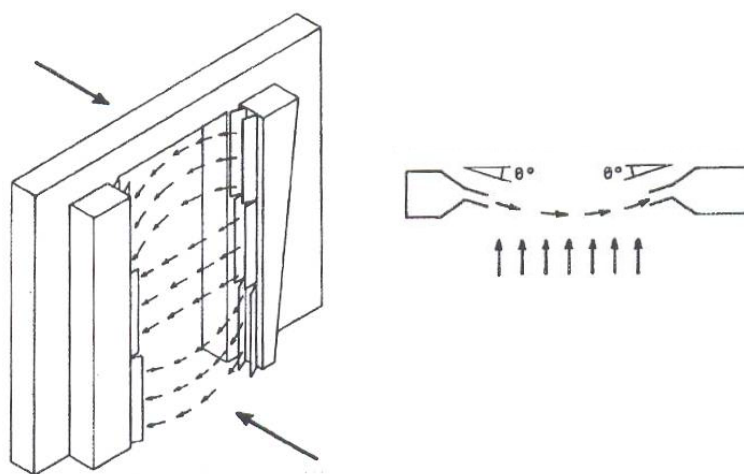


Figura 2.3 – Representação esquemática de um aparelho de cortina de ar, de jacto horizontal, recirculado, orientado diferentemente segundo três zonas distintas, destinado a ser instalado pelo lado das portas de acesso aos armazéns frigoríficos.

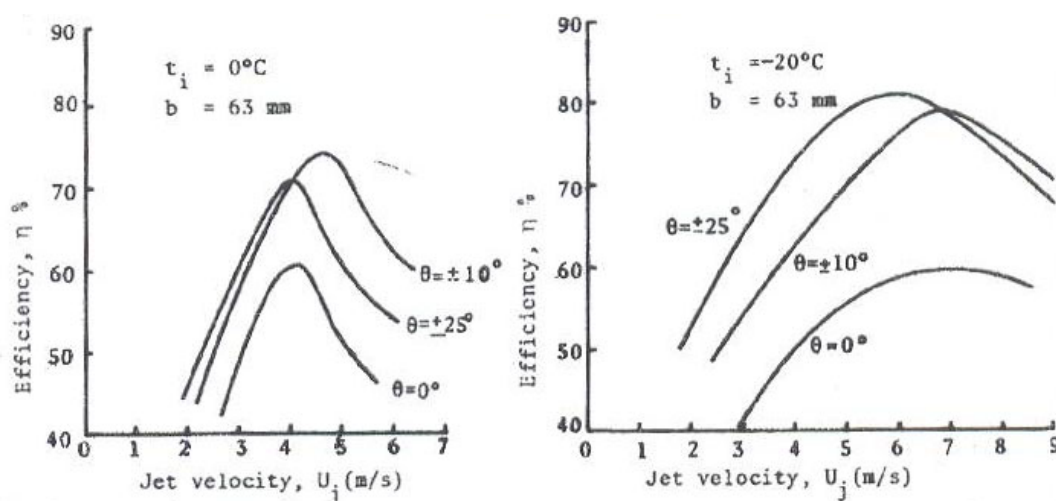


Figura 2.4 – Resultados obtidos por Longdill e Wyborn (1979) durante os ensaios de vedação de uma câmara frigorífica a funcionar à temperatura ( $t_i$ ) através de uma cortina de ar horizontal e interior, com o jacto orientado segundo diferentes ângulos de deflexão ( $\theta$ ).

Estes mesmos autores já tinham demonstrado em 1974 que, equacionando a quantidade de movimento do escoamento através da porta devido a uma velocidade  $U_f$  com a componente do escoamento do jacto em direcção ao chão  $U_j$ , se podia obter:

$$\frac{U_j}{U_f} = \sqrt{\frac{1}{4 \cdot S \cdot \sin \theta} \cdot \frac{W}{b}} \quad (2.72)$$

pelo que, para optimizarem a cortina de ar horizontal utilizaram uma equação do tipo:

$$U_{op} = K_2 \cdot \sqrt{\frac{1}{4 \cdot S \cdot \sin \theta} \cdot \frac{W}{b}} \cdot U_{mf} \quad (2.73)$$

Para os ângulos de deflexão  $\theta = 10^\circ$  e  $\theta = 25^\circ$  o valor de  $K_2$  foi calculado para o caso óptimo como sendo 0.78 e 0.99, respectivamente, não se tendo verificado qualquer dependência deste parâmetro em relação à temperatura do ar frio existente no interior da câmara frigorífica.

Neste trabalho foram ainda avaliados os efeitos resultantes da acção do vento e das correntes de ar sobre o desempenho de cortinas de ar (verticais e horizontais) reguladas para o seu ponto óptimo de funcionamento. Enquanto no caso das cortinas de ar verticais se verificou uma redução drástica da eficiência mesmo para ventos e correntes de ar moderadas, já no caso das cortinas de ar horizontais, a acção directa do vento sobre a porta fez com que a eficiência da cortina ficasse reduzida praticamente a zero. Para esta última configuração, uma corrente de ar de somente 0.15 m/s originou uma redução da eficiência da cortina em cerca de 30%.

No início da década seguinte Pham e Oliver (1983) tiraram partido de desenvolvimentos recentes nos métodos de gases traçadores para, recorrendo ao SF<sub>6</sub>, testarem 6 portas com dimensões desde 1.08 × 1.98 m até 3.05 × 3.60 m (largura × altura), colocadas em armazéns frigoríficos com 177 m<sup>3</sup> a 37 000 m<sup>3</sup> de volume e com 3.8 m até 21.2 m de altura, sujeitas a diferenças de temperatura desde os 19.5 °C até aos 34 °C.

Usando um anemómetro de molinete calibrado em túnel de vento registaram também os perfis verticais da velocidade do escoamento no plano de cada porta testada, tendo concluído que os valores por si medidos eram manifestamente inferiores aos previstos pela fórmula (2.56) de Tamm. Essa discrepância, bem como o facto da metade inferior do perfil de velocidades ser mais achatado que o previsto do ponto de vista teórico, foi por aqueles autores justificado pela eventual predominância dos efeitos viscosos junto ao solo. Para obviar esta situação, propuseram aquilo a que designaram por “*fórmula modificada de Tamm*”, multiplicando o membro direito da equação (2.56) por um factor empírico de 0.68 ± 0.04, resultando em:

$$\dot{V} = 0.226 A (g H)^{0.5} \left[ \frac{(\rho_i - \rho_e)}{\rho_i} \right]^{0.5} \left( \frac{2}{1 + (\rho_e / \rho_i)^{0.333}} \right)^{1.5} \quad (2.74)$$

Tendo em conta o regime normal de funcionamento dos armazéns frigoríficos, foram realizados alguns testes adicionais com um empilhador carregado de paletes, movimentando-se para dentro e para fora, à cadência de uma passagem por minuto, através de uma porta com 3.0 m de largura por 3.6 m de altura.

Nos ensaios efectuados com a porta totalmente desprotegida foi registada uma diminuição de cerca de 20% da taxa de infiltração de ar, provavelmente devida a um efeito de bloqueio da porta. Pelo contrário, quando a porta se encontrava protegida por cortinas de ar / cortinas de plástico, esse mesmo movimento do empilhador pareceu induzir um aumento da taxa de infiltração. No entanto, e de acordo com as justificações apresentadas pelos próprios autores, o facto dos dados recolhidos serem muito dispersos devido à pequena magnitude dos valores registados, não lhes permitiu indicar valores percentuais para este incremento.

Passados seis anos, Hendrix, Henderson e Jackson (1989) conduziram um vasto estudo com o objectivo de obterem uma melhor percepção do processo de convecção natural responsável pela troca de significativas massas de ar frio e quente através de portas de armazéns frigoríficos durante as operações de carga e descarga.

O estudo envolveu a realização de medições experimentais com anemómetros de fio quente e termopares do tipo T colocados de modo a registar a velocidade e a temperatura do ar ao longo e nas imediações de portas de armazéns frigoríficos de tamanho real operando sob as mais diversas condições de funcionamento.

Para a determinação dos caudais em escoamento (mássicos e volúmicos) e respectivos fluxos de calor, estes autores utilizaram os valores da velocidade e da temperatura do ar medidos no plano da porta, partindo também da presunção que a troca de ar quente e frio era igual em termos volúmicos. O caudal volúmico foi determinado através da integração do perfil de velocidades, abaixo do nível neutro para o escoamento de saída e acima do nível neutro para o escoamento de entrada. Do mesmo modo, as trocas mássicas foram determinadas por integração do perfil densidade – velocidade. Já as quantidades de calor transportadas quer pelo ar frio, quer pelo ar quente, foram obtidas por integração do perfil densidade – velocidade – diferença de entalpia, acima e abaixo da linha neutra, sendo que esta diferença de entalpia foi tomada em relação às condições da sala fria.

Segundo estes autores, o comportamento do escoamento é praticamente ideal em quase todos os pontos da porta excepto nas proximidades do chão, local onde a fricção retarda o escoamento do ar frio que sai da câmara de congelação. Assim, os efeitos viscosos devidos às ombreiras lateral e superior da porta são considerados desprezáveis. Devido a este comportamento, Hendrix, Henderson e Jackson sugerem que as expressões usadas para a determinação do caudal volúmico do escoamento de saída da câmara fria devem conter um factor de correcção semelhante a um coeficiente de descarga. Chegam igualmente à conclusão que o ganho térmico resultante da infiltração de ar na câmara pode ser determinado sabendo-se apenas as velocidades e temperaturas do ar ao longo da porta durante a fase de regime permanente.

O confronto dos resultados experimentais por eles obtidos com os modelos teóricos anteriormente descritos levam-nos a afirmar que, apesar de todos eles sobrestimarem o caudal volúmico em trânsito através da porta, o modelo de Gosney e Olama é o que exhibe a melhor capacidade para predizer os valores experimentalmente observados de caudal volúmico, caudal mássico e calor infiltrado.

Um outro aspecto interessante do trabalho destes autores tem a ver com a investigação por

eles efectuada a alguns dos dispositivos vulgarmente comercializados para reduzir as infiltrações de calor através das portas de acesso a câmaras frigoríficas, nomeadamente as cortinas feitas com tiras de plástico, os aparelhos de cortina de ar e as antecâmaras. Definindo uma Eficácia da Vedação ( $\varepsilon$ ) baseada na redução do caudal volúmico, efectuaram a comparação entre o caudal volúmico de ar que atravessava a porta em estudo quando o dispositivo de inibição da infiltração estava instalado e a funcionar e o caudal volúmico de ar quando o dispositivo estava ausente ou desligado:

$$\varepsilon (\%) = \left( 1 - \frac{\dot{V}_{\text{com dispositivo}}}{\dot{V}_{\text{sem dispositivo}}} \right) \times 100 \quad (2.75)$$

A Tabela 2.8, apresentada por aqueles autores, resultou da aplicação desta metodologia aos resultados publicados por Takahashi e Inoh (1963), Longdill e Wyborn (1979), Pham e Oliver (1983) e van Male (1983).

**Tabela 2.8** – Níveis de eficácia de alguns dos dispositivos inibidores de infiltração mais utilizados em câmaras frigoríficas, segundo Hendrix, Henderson e Jackson (1989).

Dispositivo	Tipo	Eficácia (%)	Fonte	
Tiras de Plástico	---	93	Pham e Olivier (1983)	
Cortina de Ar	Vertical, sem recirculação	54 – 81	Takahashi e Inoh (1963)	
		68 – 83	Longdill e Wyborn (1979)	
	Vertical, dupla, sem recirculação	79 ± 3	Pham e Olivier (1983)	
		60 – 93	Van Male (1983)	
	Vertical, com recirculação	36 – 80	Takahashi e Inoh (1963)	
		(dentro do compartimento)	58	Takahashi e Inoh (1963)
		(lado de dentro da porta)	59	Takahashi e Inoh (1963)
		Horizontal, com recirculação	82	Longdill e Wyborn (1979)
			76 ± 3	Pham e Olivier (1983)
	Cortina de ar + Tiras de plástico	---	91 ± 1	Pham e Olivier (1983)

Embora seja pouco profunda, esta análise veio revelar que, enquanto a eficácia da vedação resultante da utilização das antecâmaras ronda os 75%, os sistemas de vedação constituídos por cortinas de plástico podem chegar a atingir valores superiores a 90%. Já no caso das cortinas de ar a eficácia da vedação é muito mais moderada, sendo dependente do tipo de aparelho considerado, variando desde valores tão baixos quanto 36% (vertical, com

recirculação) até valores tão altos quanto 83% (vertical, dupla, sem recirculação). Embora este cenário não pareça muito animador, convém não perder de vista os inconvenientes resultantes da adopção de qualquer uma das duas primeiras soluções.

De há uns anos a esta parte que a ASHRAE incorpora no seu “ASHRAE Refrigeration Handbook” uma expressão que permite determinar o ganho de calor devido à infiltração de ar através da porta de uma câmara fria (*vd.* ASHRAE (2002)):

$$\dot{Q}_t = \dot{Q} \cdot D_t \cdot D_f \cdot (1 - E) \quad (2.76)$$

em que:

$\dot{Q}_t$  ganho médio de calor num período de 24 horas (ou num qualquer outro período), [kW]

$\dot{Q}$  carga de refrigeração (sensível e latente) para um escoamento de convecção natural, completamente estabelecido, através da porta, [kW]

$D_t$  factor associado ao tempo-de-porta-aberta

$D_f$  factor do escoamento através da porta

$E$  eficiência do dispositivo de protecção da porta aberta

Segundo a ASHRAE, a equação (2.68) desenvolvida por Gosney e Olama (1975) é bastante adequada para o cálculo da carga de refrigeração sensível e latente,  $\dot{Q}$ .

Quanto ao factor de tempo-de-porta-aberta,  $D_t$ , para uma porta que seja aberta constantemente, cíclica ou irregularmente, pode ser calculado através de:

$$D_t = \frac{(P \cdot \theta_p + 60 \cdot \theta_0)}{3600 \cdot \theta_d} \quad (2.77)$$

onde:

$D_t$  parte decimal da porção de tempo que a porta esteve aberta

$P$  número de vezes que a porta foi aberta

$\theta_p$  duração do período de abertura-fecho da porta, [seg]

$\theta_0$  tempo total decorrido com a porta já aberta, [min]

$\theta_d$  período de tempo diário (ou outro), [horas]

Embora os tempos  $\theta_0$  e  $\theta_d$  sejam ditados pelo modo como a porta é utilizada (ou seja, dependente do seu utilizador), já o tempo  $\theta_p$  depende da rapidez do mecanismo de abertura/fecho que estiver instalado na porta. Segundo a ASHRAE, o tempo  $\theta_p$  pode variar entre os 15 e os 25 segundos no caso das portas mais convencionais, ou entre os 5 (ou até mesmo os 3) e os 10 segundos no caso das portas dotadas de mecanismo de abertura/fecho de alta velocidade. Como de acordo com Hendrix, Henderson e Jackson (1989), o escoamento só se torna completamente estabelecido 3 segundos após a porta da câmara de refrigeração ter sido aberta, a influência de  $\theta_p$  na equação (2.77) pode ser bastante reduzida, especialmente nos casos das portas dotadas de mecanismo de abertura/fecho de alta velocidade.

O factor  $D_f$  estabelece a relação entre a troca de ar real e a que resultaria de um escoamento completamente desenvolvido. No entanto, o regime de escoamento completamente desenvolvido só ocorre na situação (rara) de uma porta que se mantém aberta para um espaço grande ou para o ambiente exterior e desde que o escape de ar frio não seja impedido (por paletes ou quaisquer outras obstruções) que se encontrem dentro ou adjacentes à trajectória do escoamento. Nestas circunstâncias  $D_f = 1.0$ , o que contraria as conclusões de Gosney e Olama (1975) (e mais recentemente as de Azzouz (1987)) segundo as quais  $D_f$  só é igual a 1.0 cerca de 20 a 30 segundos após a abertura da porta. Gosney e Olama (1975) sugerem mesmo que durante aquele período inicial de 20 a 30 segundos após a abertura da porta, o valor de  $D_f$  se situe entre 0.50 e 0.60. Contudo, partindo das conclusões de Hendrix, Henderson e Jackson (1989) e de Downing e Meffert (1993), a ASHRAE acaba por recomendar a adopção de um factor de escoamento  $D_f = 1.1$  para portas funcionando ciclicamente com uma diferença de temperatura menor do que 11 °C ou  $D_f = 0.8$  quando aquela diferença de temperatura for superior.

Por último, a eficiência do dispositivo de protecção da porta aberta,  $E$ , varia consoante o tipo de dispositivo de protecção que tiver sido aplicado, sendo óbvio que  $E = 0$  para uma porta destituída de qualquer protecção. Como já se referiu, no caso do dispositivo de protecção da porta aberta ser um aparelho de cortina de ar, esta eficiência pode variar significativamente,

desde o “muito pobre” até valores superiores a 0.7.

Muito recentemente, Foster, Swain, Barrett e James (2003) também recorreram a ensaios experimentais com três tamanhos de porta de uma câmara frigorífica à escala real (4.8 m × 5.8 m × 3.8 m), com o intuito de estabelecer qual dos modelos analíticos anteriormente descritos (“Brown”, “Tamm”, “Fritzsche”, “Gosney” e “Tamm modificado”) poderia ser usado para prever a infiltração ocorrida para duas temperaturas iniciais da câmara.

O caudal volúmico de ar que se escapa do interior de uma câmara frigorífica, de volume interior  $V$ , através de uma porta deixada aberta durante um pequeno período de tempo,  $t$ , foi obtido através do registo da concentração de  $\text{CO}_2$  em dois momentos distintos: imediatamente antes da porta ser aberta ( $C_1$ ) e logo após o fecho da porta ( $C_2$ ):

$$\dot{V} = \frac{V}{t} \ln \left( \frac{C_1}{C_2} \right) \quad (2.78)$$

Com os resultados obtidos também concluíram que os modelos analíticos propostos por Fritzsche e Lilienblum e por Gosney e Olama eram os que forneciam as melhores previsões (embora algo sobrestimadas), embora este último modelo se comportasse melhor do que o primeiro quando analisadas todas as configurações estudadas.

## **2.4. UTILIZAÇÃO DE MÉTODOS COMPUTACIONAIS NO ESTUDO DAS CORTINAS DE AR**

Embora esteja fora das perspectivas de actuação do presente trabalho, resta ainda fazer uma breve referência à forma como os métodos computacionais foram utilizados para a investigação e desenvolvimento das cortinas de ar nas últimas duas décadas.

Se bem que se possa indexar aos trabalhos apresentados em Van e Howell (1976) e em Howell, Van e Smith (1976) as primeiras tentativas de utilização de métodos computacionais para a resolução de diferenças finitas, transformando as equações da quantidade de movimento de forma a usar a função de corrente como variável independente, só alguns anos mais tarde, com a evolução dos meios de computacionais de cálculo, é que surgem os primeiros trabalhos em que este tipo de ferramenta é aplicado a casos de estudo reais.



É o caso de Lam, Ruddick e Whittle (1990), onde este tipo de ferramenta numérica serviu para estudar o desempenho da vedação proporcionada por uma cortina de ar colocada sobre a porta de 2.5 m de altura que servia de entrada/saída de um centro comercial climatizado ( $T_{int} = 16\text{ °C}$ ) durante o período do Inverno ( $T_{ext} = -1\text{ °C}$ ). Como, tanto a porta, como a cortina de ar de jacto plano descendente e aquecido, se estendiam ao longo da totalidade dos 4 m de largura do edifício (com 15 m de comprimento por 4 m de altura), o estudo numérico foi considerado como sendo bidimensional. Além desta foram ainda adoptadas outras simplificações ao problema: à excepção das ocorridas pela porta em estudo, todas as outras fugas de ar e de calor do centro comercial para o exterior foram consideradas insignificantes; não foram tidos em conta os efeitos adversos da acção do vento sobre o plano da porta; foi especificada uma viscosidade turbulenta constante e uniforme em todo o domínio.

As seis simulações efectuadas incluíram uma para avaliar o desempenho da cortina de ar em condições isotérmicas e outra para averiguar o que sucederia caso a porta não estivesse protegida pela cortina de ar. Nas quatro restantes simulações o desempenho da cortina de ar foi avaliado para diferentes combinações de temperatura ( $T_0 = 20\text{ °C}$  e  $30\text{ °C}$ ) e de velocidade inicial do jacto de ar ( $U_0 = 3\text{ m/s}$ ,  $3.5\text{ m/s}$  e  $4\text{ m/s}$ ). Em todas estas simulações considerou-se que o aparelho de cortina de ar aspirava o ar pela parte superior, aquecia-o e projectava-o para baixo em direcção ao interior do centro comercial segundo um ângulo de  $15^\circ$  com a vertical, através de um bocal com 100 mm de espessura.

As condições de conforto térmico para os utentes do centro comercial foram avaliadas através dos valores máximo e mínimo da velocidade e da temperatura do ar, ao longo de um plano vertical, afastado 5 m da porta, e até à altura de 1.8 m.

Na Tabela 2.9 resumem-se alguns dos resultados obtidos neste trabalho para as três principais condições de operação: porta totalmente desprotegida, porta protegida por um aparelho de cortina de ar mal regulado (jacto deflectido para o lado exterior) e porta protegida por um aparelho de cortina de ar adequadamente regulado.

Apesar das limitações e simplificações impostas ao método, os resultados obtidos foram considerados plausíveis e suficientemente detalhados. Embora a velocidade mínima de descarga para um correcto funcionamento da cortina de ar seja significativamente superior à indicada pelo método de projecto proposto por Hayes e Stoecker (1969a), a generalidade dos

resultados obtidos é comparável aos dados experimentais anteriormente publicados.

**Tabela 2.9** – Resumo dos principais resultados obtidos por Lam, Ruddick e Whittle (1990) usando métodos computacionais.

Velocidade, espessura e temperatura inicial do jacto			Temperatura interior e exterior do centro comercial		Perda de calor pela porta	Temperatura média na zona ocupada	Coefficiente de transferência de calor	Observação
$U_0$	$b_0$	$T_0$	$T_{int}$	$T_{ext}$	$Q$	$T_{@5m}$	$h$	
[m/s]	[m]	[°C]	[°C]	[°C]	[kW/m]	[°C]	[kWh]	
0.0	0.1	20	16	-1	1.96	0.9	0.85	Porta desprotegida
≈ 3.0	0.1	20	16	-1	7 - 9	≈ 1.2	3.6	Cortina de ar mal regulada
3.5 - 4.0	0.1	20	16	-1	2.2	16.3	0.051	Cortina de ar bem regulada

Em Ho e Goodfellow (1994) é explicada a metodologia seguida para a aplicação de um modelo de mecânica dos fluidos computacional (CFD) tendo em vista estudar a trajectória dos gases expelidos por uma máquina extrusora existente numa fábrica de polímeros, os quais eram irritantes para as vias respiratórias dos trabalhadores adjacentes.

O modelo CFD utilizado permitiu efectuar não só uma visualização da trajectória desses gases na vizinhança da máquina extrusora, mas serviu também para efectuar uma avaliação do desempenho das diferentes soluções consideradas para controlar estes contaminantes. Um sistema composto por duas cortinas de ar de alta velocidade foi a solução encontrada, servindo estas de barreira à propagação, controlando e confinando os gases irritantes a uma zona muito restrita.

Tendo em conta que o escoamento das cortinas de ar era uniforme segundo a direcção longitudinal, a simulação numérica foi simplificada considerando-se o problema como bidimensional e em regime permanente. O domínio de cálculo seleccionado abrangue a vizinhança da máquina extrusora e do seu operador, ambos modelados como blocos rectangulares, sendo discretizado por um sistema de grelha variável, com  $70 \times 36$  células, de modo a haver uma maior resolução na vizinhança de ambos.

Utilizando a função de corrente como variável independente foram realizadas várias simulações correspondentes a diferentes conjugações de velocidade inicial do jacto, espessura do bocal de descarga do jacto e de pressão do escoamento junto à campânula de exaustão, até ser encontrada a solução final.

Schaelin (1998) dá conta de um projecto desenvolvido com o intuito de obter alguma orientação para a optimização das entradas das lojas da cidade de Zurique no que diz respeito

ao conforto dos seus utentes e às necessárias poupanças de energia. As ferramentas numéricas foram utilizadas como forma de obter resultados complementares às investigações de campo realizadas em 12 lojas cujas entradas se encontravam protegidas das mais variadas formas (portas simples e automáticas, portas duplas sucessivas, portas rotativas, portas equipadas com diferentes tipos de aparelho de cortina de ar, etc.).

Ao contrário dos trabalhos anteriores, a simulação numérica não foi utilizada para calcular os parâmetros de regulação do funcionamento da cortina de ar mas antes para determinar as interacções entre as diferentes soluções técnicas aplicadas para minimizar as perdas térmicas através das portas das citadas lojas com outros factores importantes tais como a ventilação mecânica existente no edifício, o grau de impermeabilidade da envolvente exterior e a combinação desta com outras aberturas existentes no edifício.

A modelação numérica foi efectuada com um código comercial (TASCflow™) e incidiu sobre uma “loja tipo”, com  $12 \times 25 \text{ m}^2$  de área, 3 m de pé direito e vários pisos, cuja porta de entrada, independentemente da configuração escolhida, possuía sempre 1.6 m de largura por 2.1 m de altura. Em todas as situações simuladas foi considerada uma diferença de temperatura de 20 °C entre o interior e o exterior da loja.

Num dos casos estudados (caso 1), foi simulada a existência de uma cortina de ar de jacto vertical descendente, descarregando um caudal fixo de 3000 m<sup>3</sup>/h mas regulada em termos de velocidade e ângulo inicial do jacto de modo a providenciar uma boa vedação da porta de entrada. As perdas de energia foram estimadas em cerca de 10 kW, em oposição aos 19.5 kW resultantes da não utilização de cortina de ar. A simulação numérica também permitiu observar que, caso fosse aberta uma porta exterior num dos pisos superiores, a cortina de ar deixava imediatamente de conseguir atingir o chão, sendo deflectida para dentro da loja. Como consequência disso, verificou-se que o ar frio passava a entrar livremente na loja junto ao chão, ao mesmo tempo que o ar quente escapava do interior da loja pela tal porta aberta no piso superior. Para este caso específico apurou-se que as perdas de energia referidas anteriormente ascendiam a 29 kW e 36 kW, respectivamente.

Num outro caso estudado (caso 4), a porta estava igualmente protegida por uma cortina de ar de jacto vertical descendente mas o centro do bocal de descarga encontrava-se afastado 60 cm da parede divisória. A simulação numérica levou à descoberta da existência de uma entrada

livre de ar frio para o interior da loja através das duas extremidades laterais da cortina de ar, levantando a questão da importância deste parâmetro geométrico (Figura 2.5).

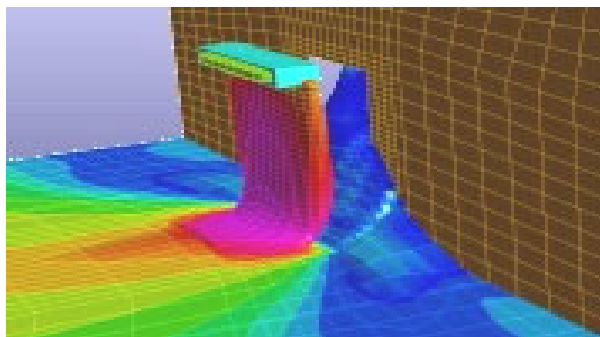


Figura 2.5 – Simulação numérica apresentada por Schaelin (1998), onde se pode verificar a entrada de ar frio exterior (mancha azul) devido ao excessivo afastamento do aparelho de cortina de ar em relação ao plano da porta.

Este investigador suíço defende que não existem diferenças significativas entre as cortinas de ar de jacto vertical e as cortinas de ar de jacto horizontal, desde que cubram adequadamente a abertura da porta. A sua experiência neste domínio leva-o a estabelecer que, quando aplicadas em portas com cerca de 1.6 m de largura e em edifícios relativamente estanques, ambas permitem perdas de calor na casa dos 7 a 13 kW, o que é significativamente inferior aos 19.5 kW determinados para aberturas protegidas apenas por portas de correr e aos 18 kW encontrados em portas protegidas por guarda-ventos.

Em Tang (1998) a simulação numérica de escoamentos foi usada para prever os fluxos de ar e as transferências convectivas de calor entre dois espaços adjacentes de um edifício. O caso de estudo baseou-se numa instalação experimental à escala real (com  $5.5 \times 2.5 \times 2.5 \text{ m}^3$ ) em que uma parede divisória contendo uma abertura de  $2.055 \text{ m} \times 1.25 \text{ m}$  separava a câmara de ensaios em duas zonas, uma quente e outra fria.

Embora o software de simulação numérica utilizado (MICROFOLO CFD™) fosse de aplicação geral, tinha a possibilidade de modelar escoamentos de ar em regime transiente e em espaços tridimensionais (internos ou externos a edifícios), mesmo quando sujeitos a fenómenos de impulsão térmica, turbulência, etc.

Ao longo do trabalho Tang (1998) apresenta diversas figuras elucidativas sobre os campos de velocidade e de temperatura do ar obtidos para alguns locais de particular interesse, nomeadamente segundo o plano central vertical transversal às duas zonas (*vd.* Figura 2.6).

Tirando partido da técnica de seguimento e animação de partículas – através da qual as linhas de corrente são animadas de modo a dar a ilusão de se tratar de linhas 3D em movimento – são apresentadas algumas trajetórias representativas do movimento do ar ao longo de todo o volume da câmara de ensaios bem como através da abertura (vd. Figura 2.7). Estas trajetórias “virtuais” são interessantes de observar uma vez que nos indicam não só a velocidade e a direcção das partículas de ar, mas também as mudanças de temperatura sofridas ao longo dos seus trajectos.

A este respeito vale a pena salientar uma observação interessante feita por este investigador e que diz respeito ao movimento do ar pela parte superior da abertura. Apesar desta abertura ocupar uma boa parte da área transversal da câmara de ensaios, através da Figura 2.8 pode verificar-se que o escoamento de ar não é totalmente unidireccional devido aos grandes turbilhões causados pela restrição imposta pela ombreira da porta.

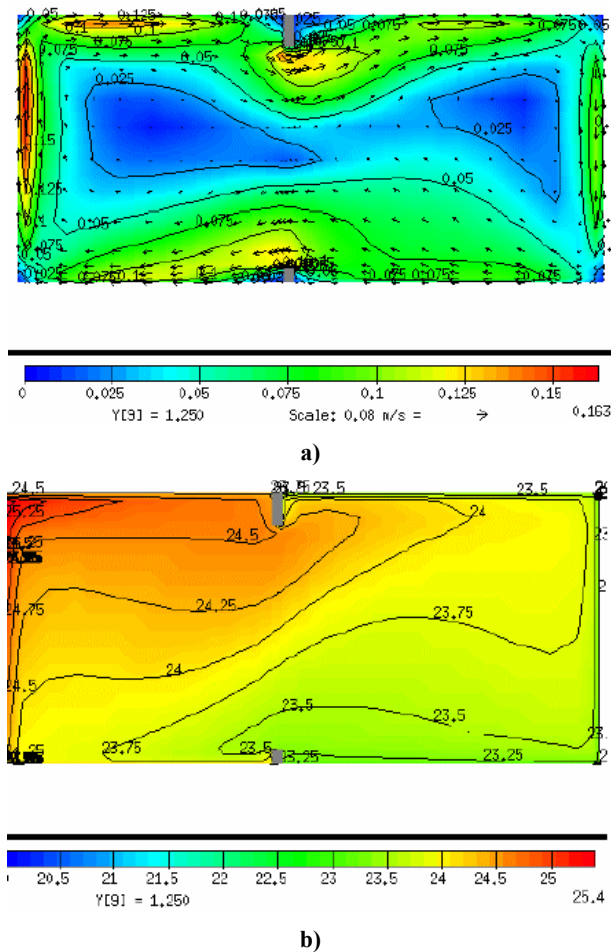


Figura 2.6 – Campos de distribuição de a) velocidade e b) temperatura do ar, obtidos por Tang (1998) para o plano central vertical transversal às duas zonas.

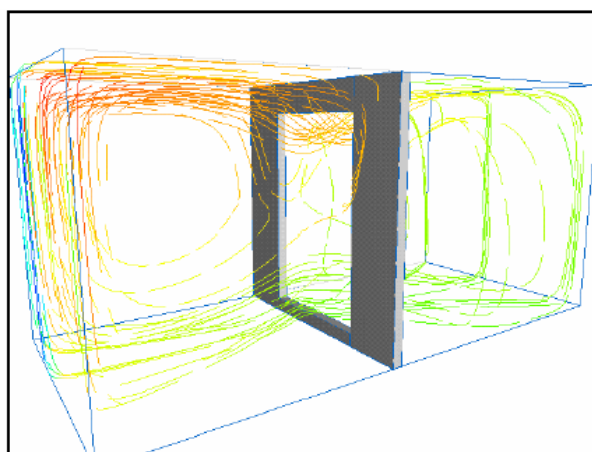


Figura 2.7 – Trajectórias representativas do movimento do ar ao longo da câmara de ensaios simulada em Tang (1998).

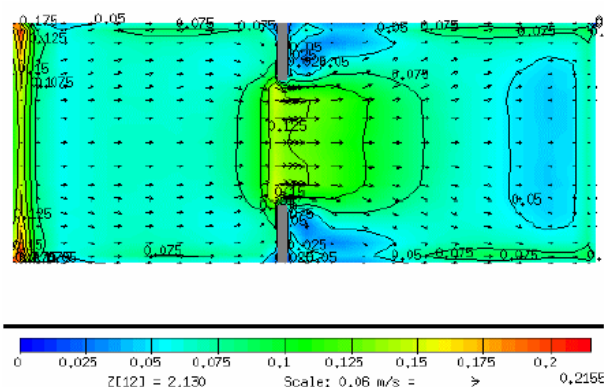


Figura 2.8 – Vista de cima do campo do escoamento de ar obtido por Tang (1998) junto à parte superior da câmara de ensaios, sendo visíveis os turbilhões gerados pela ombreira da porta.

Segundo Tang (1998), o comportamento do escoamento de ar obtido por simulação numérica está em boa concordância com as observações experimentais efectuadas na câmara de ensaios. Tal leva-o a perspectivar um conjunto de novas simulações numéricas de modo a melhor compreender os fenómenos de transferência de calor entre compartimentos adjacentes, sobretudo para os casos em que as condições impostas tornam difícil obter resultados por via da experimentação.

Em 2003 surge um trabalho interessante de aplicação de ferramentas numéricas como forma de simular escoamentos bidireccionais através das portas de edificios protegidas (ou não) por cortinas de ar. O objectivo estabelecido inicialmente por Törnström e Moshfegh (2003) era o de analisar soluções apropriadas para obviar os inconvenientes resultantes da entrada incontrolada de ar frio através da porta de entrada de um edificio: clima interior desagradável

e gastos supérfluos de energia.

O programa FLUENTE 6.0™ foi usado para simular o escoamento e o comportamento térmico num domínio de cálculo de dimensões  $L = 7.30$  m e  $H = 5.025$  m, abrangendo uma sala de  $3.65$  m  $\times$   $3.65$  m, aquecida apenas num dos seus lados e separada do ambiente exterior por uma parede divisória na qual se encontra uma abertura vertical (porta) com  $2.75$  m de altura e  $1$  m de largura, a qual poderá estar ou não protegida por um aparelho de cortina de ar.

Do ponto de vista das condições térmicas, foram analisadas três diferenças de temperatura entre a parede interior do compartimento ( $35^\circ\text{C}$ ) e o ambiente exterior ( $-5$ ,  $5$  e  $15^\circ\text{C}$ ).

Nas situações em que a porta não se encontrava protegida pela cortina de ar, estes investigadores verificaram um aumento do caudal de ar em escoamento através da porta com o aumento da diferença de temperatura:  $388$  m<sup>3</sup>/h no caso 1 ( $20^\circ\text{C}$  de diferença de temperatura),  $450$  m<sup>3</sup>/h no caso 2 ( $\Delta T = 30^\circ\text{C}$ ) e  $509$  m<sup>3</sup>/h no caso 3 ( $\Delta T = 40^\circ\text{C}$ ). Também confirmaram que o ar frio entrava no edifício junto ao chão, formando um perfil de velocidades suave na parte inferior daquela abertura, contrastando claramente com o perfil de velocidades em forma de jacto formado pelo ar quente que se escapa do edifício pela parte superior da porta. Em todos estes três casos, o nível neutro foi localizado a  $1.4$  m acima do chão, sensivelmente a meio da altura da porta.

Nos restantes seis casos de estudo (casos 4 a 9) foi considerada a presença de um aparelho de cortina de ar localizado por cima da porta, descarregando um jacto de ar vertical descendente à temperatura fixa de  $T_0 = 20^\circ\text{C}$ , através de um bocal de espessura variável  $b_0 = 0.03$ ,  $0.05$  ou  $0.1$  m, daí resultando velocidades e caudais compreendidos entre  $5$  a  $10$  m/s e  $540$  a  $3600$  m<sup>3</sup>/h (por metro de largura da porta), respectivamente.

Uma das primeiras conclusões retiradas por Törnström e Moshfegh (2003) foi que o perfil vertical de temperaturas no centro da sala ( $x = 1.825$  m) variava com a espessura do bocal de descarga. Assim, quando  $b_0 = 0.1$  m, registaram uma temperatura no centro da sala próxima da temperatura inicial do jacto ( $20^\circ\text{C}$ ), quando  $b_0 = 0.05$  m a temperatura baixava  $3^\circ\text{C}$ , voltando a baixar mais  $2^\circ\text{C}$  quando  $b_0 = 0.03$  m. No entanto, e segundo os mesmos investigadores, o efeito da velocidade inicial do jacto sobre a temperatura da sala não parece ser tão evidente quanto a espessura do jacto, uma vez que apenas registaram uma variação de cerca de  $0.5^\circ\text{C}$  com a mudança de  $U_0$ .

Um levantamento dos perfis horizontais de velocidade do ar efectuado a 0.1 m acima do chão revelou a existência de valores tão altos quanto 4 m/s (caso 5:  $b_0 = 0.1$  m,  $U_0 = 10$  m/s e  $\dot{V}_0 = 3600$  m<sup>3</sup>/h) e tão baixos como 1.5 m/s (caso 8:  $b_0 = 0.03$  m,  $U_0 = 5$  m/s e  $\dot{V}_0 = 540$  m<sup>3</sup>/h). Resultados obtidos a 1.5 m de distância do chão revelaram uma tendência semelhante: a espessura do bocal produz um maior efeito sobre a distribuição de temperatura no interior da sala do que a velocidade inicial do jacto.

Como forma de estabelecer os eventuais benefícios decorrentes da utilização de uma cortina de ar, Törnström e Moshfegh (2003) compararam ainda os resultados obtidos para o caso n° 2 (porta sem cortina,  $\Delta T = 30^\circ\text{C}$ ) com os obtidos no caso n° 6 (porta com cortina,  $b_0 = 0.05$  m,  $U_0 = 5$  m/s e  $\dot{V}_0 = 900$  m<sup>3</sup>/h). A representação da distribuição de temperaturas ao longo do domínio de cálculo revelou que, quando não existe a vedação térmica proporcionada pela cortina de ar, com excepção de uma zona localizada junto ao tecto (mais concretamente desde o lintel da porta até ao tecto), a temperatura interior da sala tende rapidamente para o valor da temperatura do ambiente exterior.

A simulação numérica efectuada com a cortina de ar a funcionar nas condições acima referidas revelou um aumento substancial da temperatura média interior, denotando o facto daquele compartimento estar termicamente isolado do exterior. Contudo, uma análise mais atenta à figura apresentada permite igualmente verificar que uma parte significativa do jacto é descarregada directamente para o exterior da sala, o que a ser verdade, significa uma perda considerável de energia.

Estes investigadores acabam por concluir que, embora uma cortina de ar proporcione um bom clima interior (pelo menos no que diz respeito à temperatura), causa igualmente velocidades do ar significativamente elevadas, as quais podem causar desconforto aos utilizadores sobretudo nas proximidades da porta. Apontam como pista para futuros estudos e desenvolvimentos a incorporação do ângulo inicial de descarga do jacto.

Em Portugal também houve quem desenvolvesse alguns estudos numéricos no âmbito da vedação aerodinâmica, quer no âmbito de processos industriais (Oliveira, Costa e Carvalho (1989) e Oliveira, Costa, Carvalho, Gerhardt e Kramer (1991)), quer em aplicações comerciais (Oliveira, Penot e Costa (1996) e Oliveira, Penot, Costa e Mousset (1997)). Tirando partido da vasta experiência acumulada ao longo dos anos, José J. Costa e Luís A.



Oliveira começaram recentemente a dedicar a sua atenção à determinação, por via de simulação numérica, da influência de diversos parâmetros geométricos e dinâmicos (altura da cortina, ângulo de descarga e velocidade inicial do jacto) sobre o desempenho de um aparelho de cortina de ar de jacto vertical, descendente e não recirculado.

As configurações estudadas em Costa e Oliveira (2001), em Costa e Oliveira (2002) e em Costa *et al.* (2006) correspondem a situações típicas da vedação de um espaço habitacional ou comercial climatizado, no qual se pretendem manter condições de conforto térmico, relativamente a um ambiente exterior, que poderá estar mais quente ou mais frio. A geometria implementada em todos estes estudos numéricos é constituída por um aparelho comercial de cortina de ar montado por cima de uma porta com uma abertura de 1.2 m de largura por 2 m de altura, a qual separa duas salas contíguas iguais ( $6 \times 6 \times 3.27 \text{ m}^3$  cada uma) com temperaturas ambientais distintas.

As simulações foram efectuadas para o caso de uma cortina de ar possuindo um bocal de descarga com espessura  $b_0 = 4.5 \text{ cm}$  e para apenas duas alturas de porta ( $H = 2.0 \text{ m}$  e  $2.5 \text{ m}$ ), a que correspondem valores de  $(H/b_0)$  de 44.4 e de 55.6 respectivamente. Enquanto uma das salas foi assumida como estando inicialmente à temperatura uniforme de  $25 \text{ }^\circ\text{C}$ , a outra sala foi considerada como sendo o “ambiente exterior”, à temperatura de  $35 \text{ }^\circ\text{C}$  (num dia de Verão) ou à temperatura de  $15 \text{ }^\circ\text{C}$  (num dia de Inverno).

De forma a conseguirem captar as transições de regime de escoamento, Costa *et al.* (2006) optaram por efectuar as simulações para uma gama de velocidades de descarga do jacto suficientemente vasta ( $U_0 = 0 - 9 \text{ m/s}$ ), considerando, no entanto, uma intensidade de turbulência inicial constante e igual a 5%. Além disso, para um valor fixo da velocidade de descarga ( $V_j = U_0 = 6.8 \text{ m/s}$ ), estudaram também o efeito da variação do ângulo de descarga do jacto  $\gamma = \alpha_0$ , de  $-30^\circ$  até  $+30^\circ$ , para ambas as configurações típicas “de Verão” e “de Inverno”, acima referidas.

A Figura 2.9 exemplifica a configuração geométrica, as dimensões do domínio de cálculo e as condições de fronteira mais relevantes utilizadas por Costa *et al.* (2006) para uma situação típica “de Verão”, chamando-se desde já a atenção para o facto da mesma ser rigorosamente equivalente a uma das configurações experimentais estudadas mais à frente no presente trabalho.

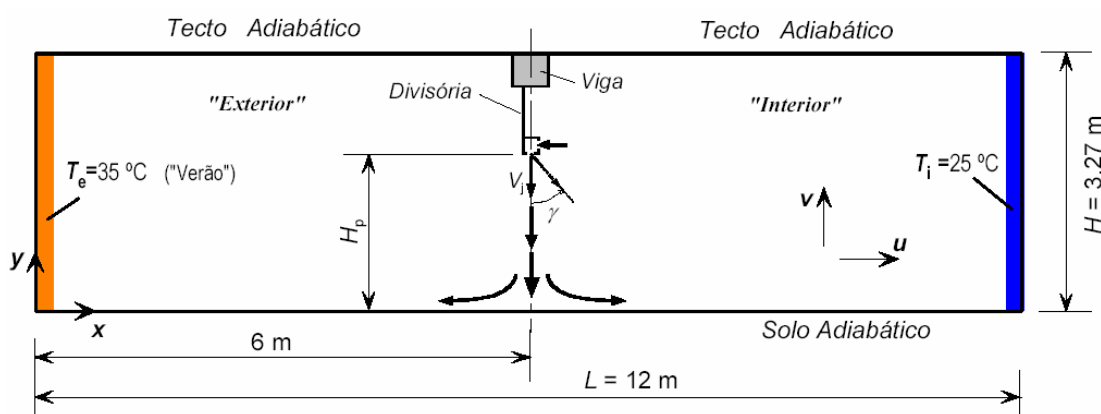


Figura 2.9 – Configuração geométrica, dimensões do domínio de cálculo e principais condições de fronteira (situação típica de Verão) utilizadas por Costa *et al.* (2006).

O método numérico utilizado baseou-se na resolução das equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia térmica, em formulação bidimensional, usando o modelo de turbulência  $k-\epsilon$  para altos números de Reynolds, com leis de parede. Segundo os autores, a simulação numérica do escoamento turbulento, ainda que sob a hipótese 2-D por eles assumida, permite analisar com significativo detalhe as características principais dos campos do escoamento e da temperatura, contribuindo para uma fácil interpretação dos fenómenos convectivos envolvidos. Assim, ao longo destes três trabalhos é feita não só uma caracterização dos escoamentos recirculatórios gerados pela cortina de ar em ambos os compartimentos, mas também é analisado, com mais pormenor, o escoamento do próprio jacto.

Com base na avaliação dos fenómenos convectivos envolvidos, estes investigadores definiram e utilizaram parâmetros de Eficácia ( $E_Q$ ) e de Rendimento ( $\eta_Q$ ) de Vedação que exprimem o desempenho da cortina de ar e que quantificam as poupanças energéticas conseguidas com a sua aplicação:

$$E_Q = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{Q}} \quad (2.79)$$

$$\eta_Q = \frac{\dot{Q}_0 - \dot{Q}}{\dot{Q}_0} = 1 - \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_0} \quad (2.80)$$

Nestas expressões  $\dot{Q}$  representa a potência térmica “em fuga” transferida através da cortina de ar (expressa em Watts por metro de largura da porta) e o índice “0” significa ausência de

cortina ou do seu funcionamento ( $U_0 = 0$ ). Deste modo,  $E_Q$  representa o factor de redução na potência transferida entre os compartimentos, resultante da utilização da cortina de ar. Por outras palavras,  $E_Q = 1$  corresponde a um efeito de vedação nulo, enquanto a vedação ideal equivalerá a  $E_Q \rightarrow \infty$ . Já o rendimento (ou eficiência) de vedação,  $\eta_Q$ , traduz, de certo modo, a razão entre a vedação real conseguida e a ideal, tomando como referência a situação de “porta aberta”. Este parâmetro de vedação é entendido como a redução da transferência de calor,  $(\dot{Q}_0 - \dot{Q})$ , obtida com a cortina de ar. Assim sendo, um efeito de vedação nulo equivalerá a  $\eta_Q = 0$  enquanto o efeito de vedação ideal corresponderá a  $\eta_Q = 1$  (ou seja,  $\dot{Q} = 0$ ).

Apesar da limitação imposta pela bidimensionalidade adoptada para a geometria, o confronto dos resultados numéricos obtidos com alguns dos dados experimentais conhecidos revelou uma boa concordância, tanto em termos de transferência de calor como em termos de regime mínimo (e óptimo) de funcionamento. Animados com estes sucessos, Costa *et al.* (2006) fazem uma caracterização global do escoamento e fornecem indicações importantes para a operação deste tipo de equipamentos.

Tirando partido das potencialidades da simulação numérica, fizeram percorrer, no sentido crescente, toda a gama considerada de velocidades de descarga do jacto,  $U_0$ . Curiosamente, à medida que iam aumentando a velocidade de descarga da cortina de ar, foram visualizando os mesmos três regimes de escoamento (convecção natural, mista e forçada) bem como estruturas globais de escoamento qualitativamente muito semelhantes, quer se tratasse de uma situação típica de Verão ou de Inverno.

No primeiro destes regimes, que ocorre para velocidades de descarga muito baixas, o campo do escoamento parece ser caracterizado por uma só célula de recirculação que percorre todo o espaço conjunto das duas salas, sem qualquer restrição a não ser a presença da parede divisória (*vd.* Figura 2.10 a)).

Já para valores superiores de  $U_0$  (acima do correspondente a  $D_{m,min}$ ), no chamado regime de convecção forçada, a cortina de ar é estável e contínua e o padrão do escoamento é praticamente independente do número de Reynolds (*vd.* Figura 2.10 b)).

No caso limite correspondente à ausência ou ao não-funcionamento da cortina de ar (*vd.* Figura 2.10 a)) – situação em que a transferência de calor através da cortina será máxima – foram determinados dois valores distintos para a potência térmica em fuga para a

configuração paramétrica  $H/b_0 = 44.4$  e  $\alpha_0 = 0^\circ$ :  $\dot{Q}_0 = 3879$  W na situação típica de Inverno contra  $\dot{Q}_0 = 4123$  W para uma situação típica de Verão. Já para o caso da porta ser mais alta ( $H/b_0 = 55.6$ ) aqueles valores sobem para 4850 W e 4725 W, respectivamente.

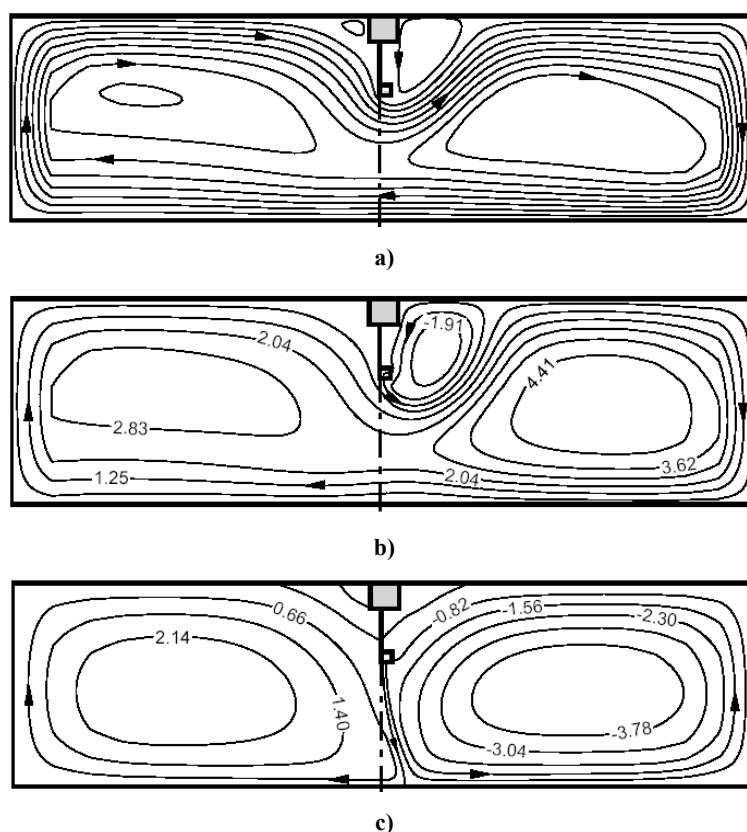


Figura 2.10 – Padrões de linhas de corrente obtidos por Costa *et al.* (2006) para a situação de Verão, com  $H/b_0 = 44.4$  e  $\alpha_0 = 0^\circ$ : a)  $U_0 = 0$  m/s, b)  $U_0 = 2$  m/s, c)  $U_0 = 6.8$  m/s.

Ainda para esta configuração paramétrica, numa situação típica de Verão e para  $U_0 = 6.8$  m/s, o ponto de impacto do jacto no solo parece localizar-se a cerca de 33 cm de distância do plano central da descarga do ar (*i.e.*,  $x_0 = 0.33$  m), correspondendo a uma deflexão ( $x_0/b_0 \approx 7.3$ ), a qual é bastante inferior à prevista analiticamente por Hayes (1968) ( $x_0/b_0 \approx 12.1$ ) para condições geométricas e dinâmicas do jacto semelhantes (*vd.* Figura 2.11).

Digno de nota é o facto de, apesar da inversão dos gradientes horizontais de temperatura, a cortina de ar apresentar também na configuração de Inverno a típica deflexão para o lado “interior” (onde se encontra instalado o aparelho), porém, ligeiramente menos acentuada. A análise dos resultados obtidos leva os autores a concluir que a deflexão da cortina para o lado interior é uma característica intrínseca do campo do escoamento, tornando-se menor ou maior,

consoante o sentido das forças transversais (de origem térmica, neste caso) que sobre ela actuam, ao nível da descarga. Com o aumento da velocidade da cortina de ar, a localização do ponto de impacto tenderá para o valor característico do escoamento isotérmico, em qualquer das situações típicas estudadas ( $x_0 = 0.276$  m a que corresponde  $x_0/b_0 \approx 6.1$ ).

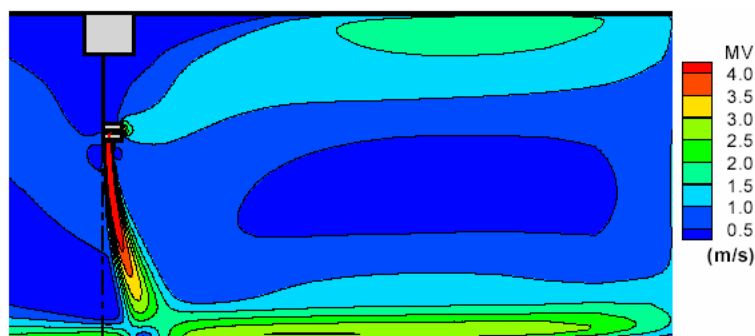


Figura 2.11 – Linhas de isovalores do módulo da velocidade obtidas por Costa *et al.* (2006) para a situação de Verão, com  $H/b_0 = 44.4$ ,  $\alpha_0 = 0^\circ$  e  $U_0 = 6.8$  m/s.

As simulações numéricas efectuadas também indiciam que, tanto de Verão como de Inverno, o parâmetro adimensional de transmissão de calor,  $Nu/(Re \cdot Pr)$ , tende, no regime de convecção forçada, para um valor constante e próximo de 0.46, ao qual corresponde um módulo de deflexão mínimo  $D_{m,min} \approx 0.6$ . Por outras palavras:

$$\frac{Nu}{Re Pr} \approx 0.46 \quad (2.81)$$

Isto revela a existência de uma dependência proporcional do coeficiente de convecção  $h$  com a velocidade de descarga do jacto,  $U_0$ , a qual se deve considerar como válida apenas para o tipo específico de aparelho de cortina de ar e dentro dos limites paramétricos considerados nestes estudos numéricos.

Atendendo a que qualquer cortina de ar deve ser regulada de modo a trabalhar próximo das condições óptimas (correspondentes a  $D_m \approx D_{m,min} \approx 0.6$  no presente estudo) mas havendo sempre necessidade de impor uma margem de segurança de modo a precaver a existência de eventuais perturbações externas, as simulações efectuadas permitem concluir que, mesmo impondo  $D_m = 1$ , é possível reduzir para cerca de 1/3 ( $E_Q \approx 3$ ) as trocas de calor ou, por outras palavras, conseguir uma poupança de cerca de 70% ( $\eta_Q \approx 0.7$ ) em relação à energia que seria perdida através da porta caso não estivesse a ser usado um aparelho de cortina de ar.

Outra conclusão interessante tem a ver com o facto de ter sido confirmado que, independentemente da direcção dos gradientes de temperatura, a descarga do jacto poderá estar sempre orientada 15° a 20° para o lado “exterior”, conseguindo-se ainda assim uma melhoria de cerca de 70% no efeito de vedação proporcionado pela cortina de ar relativamente a uma descarga vertical do jacto. No entanto, aqueles investigadores também chamam a atenção para o facto da orientação excessiva do jacto poder levar ao decréscimo da estabilidade da cortina de ar, sobretudo para os regimes mais baixos de funcionamento e para condições de “Inverno”. Para esses casos, recomendam a utilização de  $D_{m,min} = 1$  como forma de assegurar que a cortina de ar não seja perturbada por factores externos como a passagem de pessoas.

## **2.5. NOTAS CONCLUSIVAS**

Neste capítulo foi efectuada uma breve revisão bibliográfica dos trabalhos de investigação que, ao longo dos últimos 40 anos, incidiram sobre a questão da vedação aerodinâmica por cortina de ar para confinamento térmico de espaços climatizados e/ou refrigerados.

Embora seja escassa a informação técnica detalhada sobre as características e comportamento específico das cortinas de ar de jacto plano, vertical, descendente e não recirculado que se pretendem estudar, tanto quanto foi possível apurar, existem alguns parâmetros comuns que devem ser tidos em conta aquando da concepção e/ou instalação deste tipo de aparelho.

O primeiro (e quiçá o mais importante) destes parâmetros é a velocidade inicial,  $U_0$ , a impor ao jacto. A sua escolha deve ser criteriosa, devendo ter-se em consideração quer a altura da porta a vedar,  $H$ , quer a diferença de temperatura entre compartimentos,  $\Delta T$ , de modo a conciliar o ténue equilíbrio entre a quantidade de movimento que é necessário imprimir ao jacto de ar e as forças transversais que se pretendem neutralizar com a sua aplicação. Se, por um lado, há que impor uma quantidade de movimento mínima que garanta a continuidade do jacto de ar até ao solo, evitando a ocorrência da sua prematura deflexão e da consequente falha do efeito de vedação, também é sabido que uma velocidade de descarga muito alta resultará uma mistura excessiva do jacto com o ar exterior, implicando, desnecessariamente, trocas de calor demasiado elevadas através da cortina. É entre estes dois extremos que se situa

uma das premissas do bom dimensionamento de uma cortina de ar: encontrar a velocidade óptima do jacto de ar que minimize as trocas de calor através da porta que se está a tentar vedar. Outra das premissas tem a ver com a estabilidade da própria cortina, uma vez que também há que assegurar (ainda que há custo de um ligeiro decréscimo da eficiência da vedação) que a cortina de ar não fique permanentemente perturbada por súbitas variações da pressão reinante no interior do edifício ou pelas inevitáveis passagens de pessoas pela porta. Se juntarmos a tudo isto o facto da eficiência óptima de uma cortina de ar só ocorrer numa gama relativamente limitada de velocidades do jacto, fica-se com uma ideia clara da importância crucial de se efectuar uma afinação da velocidade do jacto em cada instalação.

O segundo parâmetro que ressalta da revisão bibliográfica efectuada é o ângulo de descarga do jacto,  $\alpha_0$ . É do consenso geral que existem menos probabilidades da cortina de ar quebrar o contacto com o chão se o bocal de descarga estiver dirigido para o lado oposto da aspiração, segundo um ângulo de 15° a 30° com a vertical. Se por um lado a influência de  $\alpha_0$  parece ser mais notória quando a cortina de ar se encontra a funcionar com taxas de transferência de calor mínimas, também parece razoável aceitar que a imposição de ângulos de descarga exageradamente elevados leve a que o jacto de ar seja atirado para longe do plano da ombreira da porta, deixando-a desprotegida.

O terceiro parâmetro a ter em conta é a espessura inicial do jacto plano que constitui a cortina de ar. São vários os trabalhos em que se tenta relacionar a taxa de transferência de calor através da cortina com a relação  $H/b_0$  entre a altura da porta e a espessura do bocal de descarga. Embora os valores utilizados pelos investigadores sejam muito diferentes entre si, de um modo geral todos acabam por recomendar a utilização de cortinas de ar “espessas” em vez de cortinas de ar “finas” quando se pretendem obter menores transferências de energia.

Não tão unânime é a influência da intensidade de turbulência inicial do jacto de ar,  $IT$ , sobre o desempenho da cortina de ar. Enquanto alguns investigadores aconselham que, de forma a minimizar a taxa de transferência de calor através da cortina, a intensidade de turbulência à saída do bocal de descarga seja mantida tão baixa quanto possível, outros investigadores concluem que aquele parâmetro tem apenas uma influência moderada sobre a potência térmica transferida. De qualquer modo pode-se genericamente afirmar que, a um aumento da intensidade de turbulência inicial, corresponde um aumento da taxa de energia sensível

transferida. Em todo o caso, há que ter em conta que, embora seja possível reduzir a intensidade de turbulência inicial a valores iguais ou inferiores a 1% (normalmente apenas para a realização de ensaios em condições de funcionamento muito bem controladas), os custos de fabrico mais elevados não possibilitam a obtenção de intensidades de turbulência tão baixas nos bocais de descarga das cortinas de ar fabricadas em série. Esta limitação torna-se um pouco mais severa na medida em que se acabou de verificar que alguns dos modelos matemáticos anteriormente apresentados foram desenvolvidos no pressuposto da existência de uma intensidade de turbulência inicial do jacto de ar inferior a 1%.

Embora se saiba que uma cortina de ar nunca consegue impedir completamente as perdas de calor (e de massa) que ocorrem através de uma porta, ao longo desta revisão bibliográfica pôde verificar-se que a utilização deste tipo de aparelho pode reduzir significativamente essas perdas em relação a uma porta que se encontre aberta e desprotegida. Como esta configuração (porta aberta e desprotegida) constitui o caso de referência para todas as demais configurações que se queiram analisar, ao longo dos últimos 40 anos ela tem sido alvo das mais diversas investigações. Actualmente parece ser consensual que o modelo analítico proposto, em 1975, por Gosney e Olama, é o que exhibe a melhor capacidade de predição dos caudais volúmicos e mássicos de ar em trânsito através de uma porta sujeita aquelas condições. Embora, a partir daqui, seja relativamente fácil determinar as trocas de energia sensível e latente que ocorrem através de uma porta aberta e desprotegida, alguns investigadores restringem a sua análise apenas à parte de calor sensível.

Do ponto de vista experimental, a determinação do caudal do escoamento em trânsito através de uma porta aberta e desprotegida pode ser conseguida através do levantamento do perfil vertical de velocidades do ar, efectuado num plano próximo da ombreira dessa porta. Fragmentando o perfil de velocidades em duas partes, consoante os dados tenham sido recolhidos acima ou abaixo do nível neutro, e integrando cada uma delas, podem avaliar-se os caudais volúmicos dos escoamentos de saída e de entrada. Caso se esteja na presença de um compartimento com uma envolvente exterior relativamente impermeável, não sujeito a acções externas ou internas consideráveis, tais como as decorrentes do vento ou da ventilação mecânica, pode razoavelmente admitir-se que o nível neutro se situa muito próximo da meia altura da porta que se está a estudar.



Em alternativa à utilização da metodologia anteriormente descrita, de realização complexa e demorada, pode recorrer-se aos métodos que envolvem a utilização de gases traçadores ( $\text{CO}_2$  ou  $\text{SF}_6$ , na maior parte das vezes), os quais, para além da sua menor complexidade e mais rápida execução, permitem fazer a comparação das trocas gasosas ocorridas através de uma porta, com e sem funcionamento da cortina. É, aliás, em função do nível de redução dessas trocas gasosas que se avalia o nível de eficácia da vedação ( $\epsilon_v$ ) das cortinas testadas.

Do ponto de vista financeiro, a poupança conseguida com a utilização de um aparelho de cortina de ar pode ser convenientemente avaliada através do conhecimento da energia transferida através da porta em ambas as situações (situação de referência com a cortina de ar desligada e situação de estudo com a porta protegida pelo aparelho), do nível de desempenho da unidade de condicionamento do ambiente interior que se pretende preservar e do custo unitário da energia consumida para esse fim, dos custos relacionados com a aquisição, instalação e funcionamento do próprio aparelho de cortina de ar, bem como do número de horas de funcionamento da instalação.

Duas chamadas de atenção, antes de terminar.

A primeira para frisar que as expressões deduzidas por alguns dos investigadores (em Gosney e Olama, nomeadamente) só são válidas para portas que se mantêm abertas durante tempo suficiente para se estabelecer um regime de escoamento aproximadamente permanente, havendo que proceder com cuidado no caso de se quererem avaliar situações em que essas condições não estejam reunidas.

A segunda para advertir para o facto de alguns valores apresentados nesta revisão bibliográfica corresponderem a perdas mássicas e/ou térmicas determinadas em condições laboratoriais bem definidas, sendo, por isso, inferiores às verificadas em condições de funcionamento reais. Para além da influência (negativa, na maior parte das vezes) exercida pelos factores internos e externos descritos anteriormente (vento, pressão, etc.), deveria igualmente ser avaliada a perturbação resultante da inevitável passagem de pessoas e/ou objectos pela porta.

## Capítulo 3 – Instalação Experimental

### 3.1. INTRODUÇÃO

Neste capítulo descreve-se a instalação experimental que foi utilizada para a realização da maior parte do trabalho adiante apresentado. É, contudo, de ressaltar que, ao longo do tempo, a mesma sofreu diversas transformações de forma a corrigir problemas que foram sendo detectados, ultrapassar dificuldades decorrentes da introdução de novas técnicas de medida ou somente com o intuito de melhorar a sua operacionalidade.

A realização de um estudo paramétrico, de carácter experimental e à escala real, pressupunha a existência de uma instalação que tivesse as dimensões adequadas e onde fosse relativamente fácil modificar a configuração do ensaio, tanto do ponto de vista geométrico (alteração das dimensões da porta, por exemplo), como do ponto de vista térmico (imposição de uma diferença de temperatura entre os dois lados da porta). Por outro lado, o plano inicial de ensaios a realizar já fazia prever um “uso” praticamente constante ao longo do tempo.

É neste contexto que surge a ideia de se utilizar uma zona existente no segundo piso do edifício do Laboratório de Aerodinâmica Industrial (LAI), em Coimbra, e que a seguir se

descreve mais em detalhe. Além das vantagens atrás referidas, foi também decisivo para a sua escolha o facto de haver facilidade em aceder a equipamentos e a instrumentos de medida pertencentes a outras áreas de investigação ali sediadas, bem como a proximidade física das oficinas de mecânica e de carpintaria.

## **3.2. INSTALAÇÃO E CONDIÇÕES EXPERIMENTAIS**

### **3.2.1. DESCRIÇÃO GERAL DA INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL**

Para a simulação de uma configuração geométrica representativa de uma situação prática de utilização de aparelhos de cortina de ar recorreu-se a uma divisão existente no segundo piso do LAI, a qual já estava projectada para servir de área laboratorial. Ambos os topos desta divisão – inicialmente com 12 m de comprimento, 6 m de largura e 3.27 m de altura – confrontam com dois outros espaços similares. Uma das paredes laterais faz parte da fachada do edifício, nela se situando quatro janelas com vista para o exterior. Já a parede oposta estende-se ao longo do corredor que percorre a totalidade do piso e é nas extremidades dela que se situam as duas únicas portas de acesso àquela divisão.

Quatro painéis constituídos por perfis metálicos de aço galvanizado e por placas de PLADUR® – placas de gesso laminado, formadas por uma alma de gesso de origem natural, revestidas por duas celuloses multi-folha especiais e que se apresentam em forma de chapas com uma largura standard de 1.20 m e vários comprimentos e espessuras diferentes – serviram para dividir a meio o espaço original, criando-se assim duas salas contíguas e simétricas, cada uma delas com 6 m × 6 m × 3.27 m (*vd.* Figura 3.1).

No centro desta parede divisória (com 75 mm de espessura) foi deixada uma abertura com a largura típica de uma porta, rasgada desde o nível do pavimento até ao tecto, sendo rematada lateralmente por dois perfis de alumínio de secção rectangular que lhe conferiram a rigidez e a estabilidade dimensional necessária.

Através da fixação (e posterior substituição) de placas de poliestireno extrudido na parte superior desta abertura foi gerada uma porta de ligação entre aqueles dois espaços, de altura variável ( $2.00\text{ m} < H_{porta} < 2.65\text{ m}$ ) mas sempre com a mesma largura ( $L_{porta} = 1.12\text{ m}$ ).

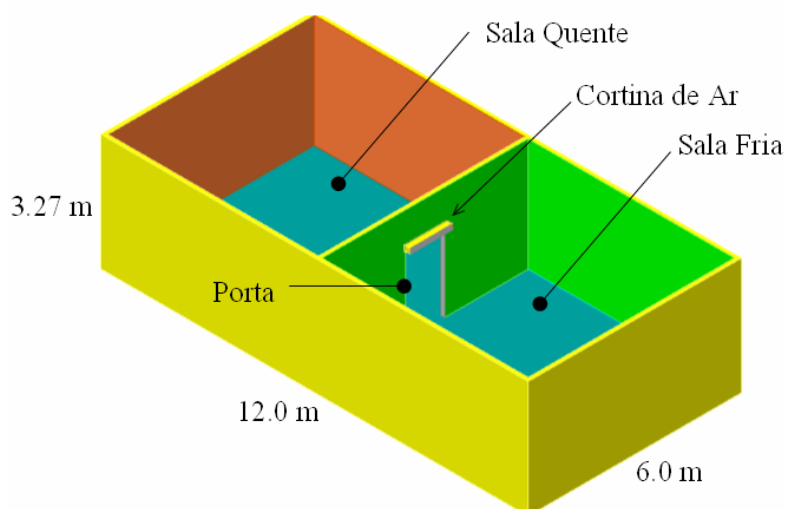


Figura 3.1 – Distribuição do espaço original após a construção da parede divisória que contém a “porta”.

Por cima desta(s) porta(s) foi instalado um aparelho de cortina de ar comercial – *vd.* descrição técnica mais pormenorizada já a seguir – o qual gera um jacto de ar plano, descendente e não-recirculado, através de um bocal de largura ligeiramente superior à da porta que se pretende vedar (*vd.* Figura 3.1).

De forma a permitir uma rápida alteração da posição vertical da cortina de ar, a sua base de suporte foi alterada de modo a ser possível fixar o aparelho aos perfis de alumínio que formam a ombreira da porta. Para tal, foram previamente efectuados alguns furos nesses perfis de alumínio, fixando-se a cortina de ar e respectivo suporte através de um par de parafusos, anilhas e porcas. Com esta modificação o centro do bocal da cortina de ar passou a estar afastado 60 mm da face da parede divisória onde o aparelho se encontrava apoiado.

Com o intuito de eliminar as trocas gasosas entre os dois compartimentos, todas as juntas existentes entre a parede divisória, o chão, o tecto e as paredes laterais, foram seladas com fita adesiva. Por outro lado, as quatro janelas existentes foram tapadas com placas de poliestireno extrudido de forma a reduzir as trocas térmicas com o exterior.

Durante a fase preparatória de cada um dos ensaios foram igualmente minimizadas as trocas térmicas e gasosas entre os dois compartimentos através do espaço vazio correspondente à porta. Esta vedação foi assegurada por um plástico espesso e transparente que, quando encaixado nos entalhes efectuados em duas guias de madeira fixadas à ombreira, deslizava verticalmente até ficar preso na parte superior da mesma. Esta “porta” física, além de permitir

ser manuseada por uma única pessoa, tinha também a vantagem de não promover o arrastamento do ar de um compartimento para o outro aquando da sua abertura.

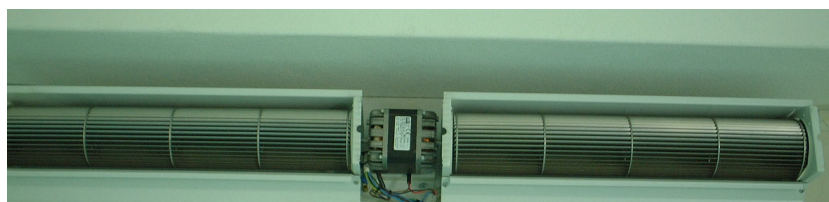
### 3.2.2. O APARELHO DE CORTINA DE AR UTILIZADO (BREVE DESCRIÇÃO)

Para a realização dos ensaios foi utilizada a cortina de ar modelo *CC120* da marca CENTAURO<sup>®</sup> produzida pela empresa Castanheira Henriques & C.<sup>a</sup> Lda. de Castelo Branco. Segundo o gabinete técnico do fabricante (*cf.* Centauro (2000) e Centauro (2004)), esta cortina de ar pertence à gama das que são especialmente vocacionadas para aplicações de AVAC (climatização). Segundo a mesma fonte, o aparelho, com 15 kg de peso, produz um caudal de 0.40 m<sup>3</sup>/s à velocidade máxima do motor e a sua instalação é recomendada para portas cuja largura se situe entre 0.90 m e 1.20 m.

Uma observação ao invólucro exterior revela que este aparelho é constituído por uma caixa exterior executada em chapa de ferro pintada a epoxy (*vd.* Figura 3.2).



a) Aspecto geral do aparelho de cortina de ar utilizado nos ensaios.



b) Vista interior do aparelho de cortina de ar.

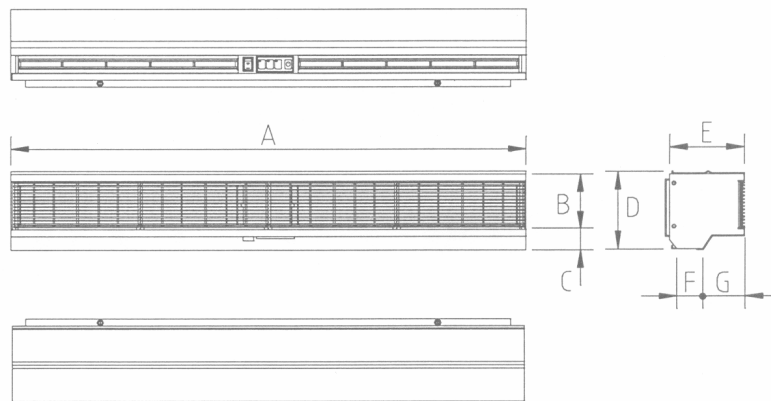
Figura 3.2 – Vistas exterior e interior do aparelho de cortina de ar utilizado nos ensaios.

No seu interior encontra-se um motor eléctrico monofásico de 120 W com carcaça em alumínio alhetado, o qual acciona duas turbinas de tipo “tangencial”, executadas totalmente em alumínio (*vd.* Figura 3.2 b)) e que são apoiadas nos extremos em rolamentos suportados por dispositivos anti-vibrações (*vd.* Figura 3.3).

O esquema e os dados apresentados na Figura 3.4 permitem obter uma noção global das dimensões exteriores deste aparelho.



Figura 3.3 – Pormenor dos apoios anti-vibratórios existentes nas extremidades de cada turbina.



Dimensões	A	B	C	D	E	F	G
[mm]	1200	145	32	185	175	83	92

Figura 3.4 – Dimensões gerais da cortina de ar CC120 utilizada nos ensaios.

A admissão de ar faz-se através de quatro grelhas plásticas amovíveis que cobrem toda a parte frontal da caixa de ventilação. Depois de passar pelas turbinas, o ar é expelido pela parte inferior do aparelho através de um bocal com 0.04 m de espessura e com quase 1.20 m de largura, ou seja, de largura ligeiramente superior à da porta que se pretende vedar (vd. Figura 3.5).

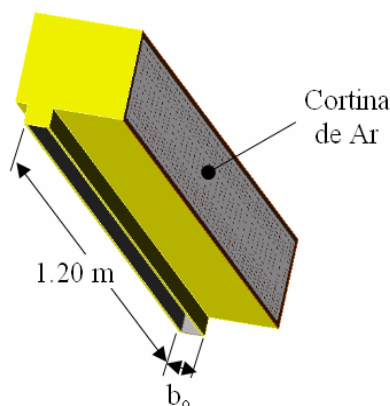


Figura 3.5 – Vista geral do aparelho de cortina de ar utilizado ( $b_0 = 0.04$  m).

Um conjunto de lâminas reguláveis existentes no interior do bocal faz o guiamento do jacto de ar assim gerado, alterando o seu ângulo de descarga.

Este aparelho de cortina de ar estava, originalmente, dotado de um comutador de velocidade do motor com 3 posições seleccionáveis pelo utilizador (vd. Figura 3.6), às quais correspondiam três níveis de velocidade inicial do jacto ( $U_0 = 6.0$  m/s, 6.8 m/s e 7.8 m/s, respectivamente).

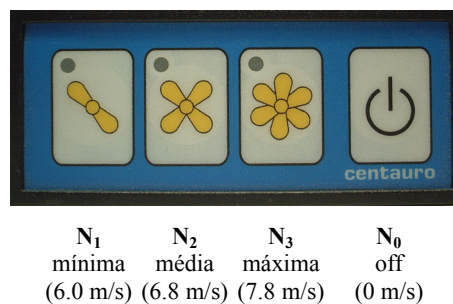


Figura 3.6 – Módulo de comando original da velocidade do motor do aparelho de cortina de ar CC120, disponibilizando três regimes de funcionamento.

Por motivos que se explicarão no capítulo 5, este comutador de velocidade acabou por ser retirado, tendo sido substituído por um dispositivo electrónico de comando e controlo, “CAPVAR8”, que permite ao utilizador seleccionar e impor, de entre 100 escalões disponíveis, a velocidade de rotação mais adequada para o motor da cortina (vd. Figura 3.7).

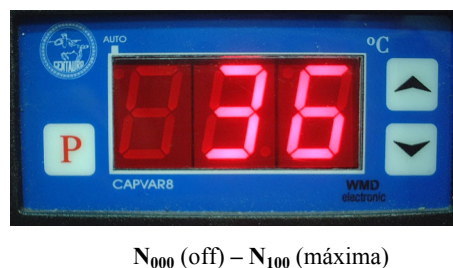


Figura 3.7 – Módulo electrónico de comando e controlo “CAPVAR8”, instalado em substituição do módulo de comando original de forma a permitir variar quasi-continuamente (100 escalões) a velocidade inicial do jacto.

### 3.3. PARÂMETROS DE ESTUDO CONSIDERADOS

O objectivo principal do trabalho agora apresentado estava inicialmente focalizado na realização de um estudo paramétrico que apurasse a influência efectivamente exercida por

diversos parâmetros geométricos e dinâmicos no desempenho de um aparelho de cortina de ar. De entre um leque inicial mais vasto houve alguns parâmetros que logo se destacaram pela sua evidente importância, outros houve que acabaram por ser “abandonados” ao longo do estudo e outros ainda que, apesar de não terem sido inicialmente ponderados, acabaram por ser considerados. De entre os primeiros, destacam-se:

### 3.3.1. ALTURA DA PORTA, ( $H_{porta}$ )

Tal como já foi anteriormente referido, a dimensão vertical da porta de ligação entre os dois compartimentos é variável, podendo atingir uma altura máxima de 2.65 m (vd. Figura 3.8). Todavia, apenas foram realizados ensaios para portas com 2.10 m, 2.25 m, 2.40 m e 2.65 m de altura, o que, se atendermos à largura da fenda de saída do jacto ( $b_0 = 0.04$  m), corresponde a relações geométricas ( $H_{porta}/b_0$ ) de 52.50, 56.25, 60,00 e 66.25, respectivamente.

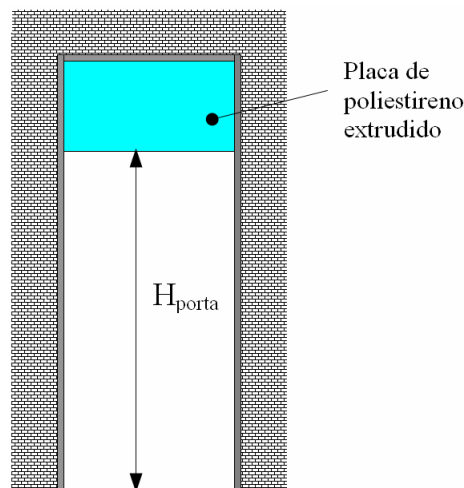


Figura 3.8 – Aspecto geométrico das portas testadas exemplificado através de uma porta com  $H_{porta} = 2.25$  m.

### 3.3.2. ALTURA DE MONTAGEM DA CORTINA EM RELAÇÃO AO SOLO, ( $H_{cortina}$ )

Do ponto de vista da sua distância ao solo, o aparelho de cortina de ar foi sempre montado de modo que o bocal de saída do jacto de ar nunca se situasse abaixo do lintel da porta. Embora também tenham sido usadas outras configurações, na maior parte das vezes a cortina de ar ficou posicionada  $h$  centímetros acima da porta, tal como se esquematiza na Figura 3.9.

A existência deste bocado de parede, de dimensão  $h = H_{cortina} - H_{porta}$ , além de se aproximar mais de uma instalação real, serve, supostamente, de guia e protecção ao jacto na sua fase



inicial de desenvolvimento. De um modo geral utilizaram-se configurações em que  $h = 10$  cm.

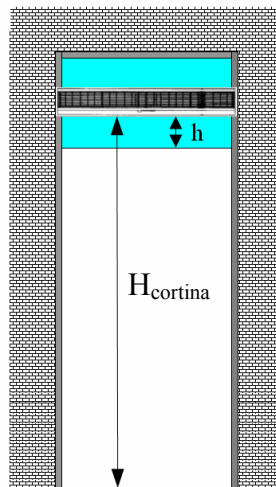


Figura 3.9 – Esquema da distância  $h$  existente entre o bocal da cortina e o lintel da porta.

### 3.3.3. DIFERENÇA DE TEMPERATURA ENTRE COMPARTIMENTOS, ( $\Delta T$ )

Demonstrar-se-á que, para um mesmo aparelho, a eficiência de vedação pode ser maximizada, se for encontrada a relação óptima entre a velocidade do ar à saída da cortina e a diferença entre as temperaturas dos compartimentos a vedar.

Para realizar este estudo a diferença de temperatura entre os dois compartimentos,  $\Delta T = T_{ext} - T_{int}$ , foi conseguida aquecendo um dos compartimentos até à temperatura pré-definida  $T_{ext}$  (num máximo de 35°C) enquanto no outro a temperatura era mantida num valor de referência constante  $T_{int}$  (geralmente 20°C).

Para o aquecimento do compartimento doravante designado por “sala quente” utilizaram-se dois aquecedores catalíticos a gás auxiliados por um convector eléctrico. A potência e o tempo necessário para o aquecimento da sala quente variaram ao longo das diferentes épocas do ano, sendo, obviamente, maiores nas estações frias do que nas quentes. Na maior parte das vezes uma adequada combinação dos escalões de potência de aquecimento destes três equipamentos permitiu atingir e manter a temperatura da “sala quente” no valor pré-estabelecido,  $T_Q$ . Todavia, nos dias mais quentes do ano ou após a execução de uma série de ensaios, chegou a haver necessidade de abrir a porta de ligação ao corredor e/ou mesmo ligar o aparelho de ar condicionado existente na própria sala de forma a fazer baixar a sua temperatura.

No outro compartimento, daqui em diante designado por “sala fria”, a temperatura  $T_F$  foi mantida constante por uma unidade de ar condicionado existente no local, tirando-se partido igualmente dos seus diferentes níveis de potência e do facto desta unidade funcionar também como bomba de calor.

A maior parte dos ensaios foram realizados impondo 5°C, 10°C ou 15°C de diferença de temperatura entre os dois compartimentos. Qualquer destas configurações corresponde à simulação de uma situação típica de vedação de um espaço habitacional climatizado no qual se pretendem manter condições de conforto ( $T_{int} = 20^\circ\text{C}$ ) relativamente a um ambiente exterior que está mais quente ( $T_{ext} = 25^\circ\text{C}; 30^\circ\text{C}; 35^\circ\text{C}$ ). Por conveniência de escrita estas configurações passarão a ser designadas pelas siglas AVAC 20/25, AVAC 20/30 e AVAC 20/35 em que os primeiros dois dígitos correspondem à temperatura imposta à “sala interior” (local onde se encontra instalado o aparelho de cortina de ar) enquanto os outros dois dígitos referem-se à temperatura da “sala exterior”.

Deste modo, a designação AVAC 30/20 corresponde a uma outra configuração estudada, em que a cortina de ar foi instalada no lado da “sala quente” ( $T_{int} = 30^\circ\text{C}$ ), mantendo-se a “sala exterior” a uma temperatura inferior ( $T_{ext} = 20^\circ\text{C}$ ). Contudo, para esta configuração foram realizados, comparativamente, muito pouco ensaios.

Para cada uma das dimensões de porta consideradas foi igualmente estudado o desempenho da vedação pelo jacto de ar quando as duas salas são mantidas à mesma temperatura uma da outra (i.e.,  $\Delta T = T_{ext} - T_{int} = 0^\circ\text{C}$ ), designando-se estes ensaios pela sigla ISOT.

Se bem que não se enquadre directamente na linha das anteriores, foi ainda testada, ainda que sem grande desenvolvimento, a vedação de uma câmara frigorífica a baixa temperatura ( $T_{int} = -25^\circ\text{C}$ ) relativamente a um ambiente exterior a uma temperatura da ordem dos 30°C. Os ensaios em que foi simulada esta configuração, designada por REFR 30/-25, foram realizados em Castelo Branco, na firma Castanheira, Henriques e C<sup>a</sup>. Ld<sup>a</sup>., recorrendo-se à câmara frigorífica existente nas instalações da empresa. O aparelho de cortina de ar foi colocado por cima da porta de entrada da câmara, do lado exterior, de forma a garantir a vedação aerodinâmica do seu volume interior relativamente ao pavilhão dentro do qual esta está construída (vd. Figura 3.10).

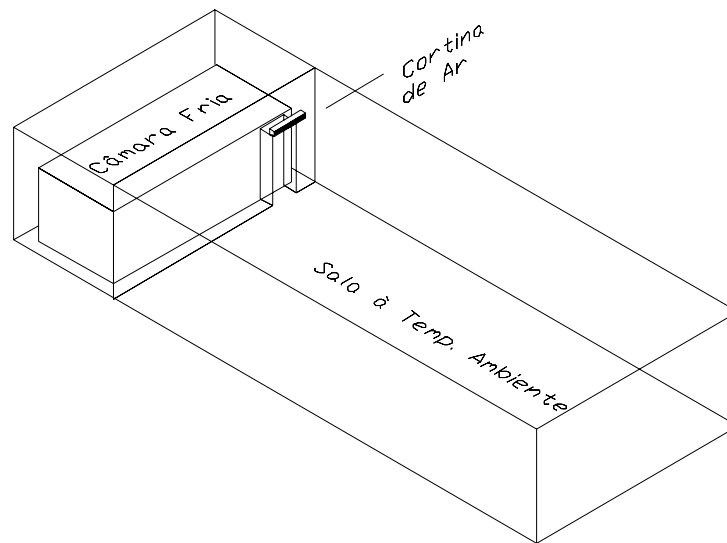


Figura 3.10 – Esquema da instalação da cortina de ar na configuração REFR.

Para concluir resta dizer que este parâmetro foi, talvez, um dos que mais limitou o andamento dos trabalhos uma vez que houve alguma dificuldade em colocar e/ou manter as salas que constituem a instalação experimental às temperaturas requeridas para a realização de ensaios – dificuldade em manter a “sala quente” a temperaturas superiores a 25°C durante o período de Inverno e em manter a “sala fria” à temperatura de 20°C durante o período de Verão.

#### 3.3.4. VELOCIDADE INICIAL DO JACTO, ( $U_0$ )

A velocidade inicial de descarga do jacto,  $U_0$ , é um dos parâmetros que maior efeito tem sobre o desempenho de um aparelho de cortina de ar de tal modo que a sua monitorização e controlo são obrigatórios durante a execução do plano de ensaios.

Após a realização de alguns testes preliminares de avaliação da uniformidade do jacto ao longo da largura do bocal e de determinação da extensão da zona inicial do seu desenvolvimento (*vd.* pormenores e resultados obtidos no Capítulo 5), o comutador eléctrico original foi substituído por um outro electrónico capaz de impor um maior número de velocidades ao motor da cortina e, por conseguinte, ao jacto de ar.

Resolvida a questão do controlo e com a informação recolhida nos ensaios preliminares, foi efectuada uma calibração deste novo dispositivo comutador, permitindo assim passar a prever o valor da velocidade inicial do jacto,  $U_0$ , em função do nível de rotação imposto ao motor da

cortina,  $N$ . Não obstante a existência desta calibração, de modo a se poderem detectar e corrigir eventuais flutuações, a velocidade inicial do jacto foi também monitorizada durante a maioria dos ensaios realizados. Para esse efeito uma sonda anemométrica foi posicionada a curta distância do bocal (10 cm), sendo os seus valores registados simultaneamente com os demais.

De um modo geral e salvo raras excepções, as velocidades de descarga do jacto utilizadas estiveram sempre compreendidas entre os 3 e os 6.5 m/s.

### 3.3.5. INCLINAÇÃO INICIAL DO JACTO, ( $\alpha_0$ )

A par da velocidade inicial do jacto de ar, o seu ângulo de descarga ( $\alpha_0$ ) é, como adiante se provará, outro dos parâmetros cruciais que influencia decisivamente o desempenho de uma cortina de ar. Por esse motivo, a maior parte dos aparelhos de cortina de ar já estão dotados de um qualquer mecanismo que permite modificar o ângulo de descarga do jacto dentro de certos limites. No caso da cortina de ar testada isso é conseguido através de um conjunto de lâminas plásticas ajustáveis existentes no interior do próprio bocal, as quais permitem ao utilizador ajustar manualmente o ângulo de descarga do jacto, desde  $+15^\circ$  até  $-20^\circ$ .

A propósito destes valores de  $\alpha_0$ , convém esclarecer que, no presente texto, se adoptou a seguinte convenção (*cf.* Figura 3.11): o ângulo de descarga é considerado positivo quando o jacto de ar está dirigido para a própria sala em que o aparelho se encontra instalado, negativo quando está direccionado para a sala oposta, sendo considerado nulo quando o jacto é impelido perpendicularmente ao solo.

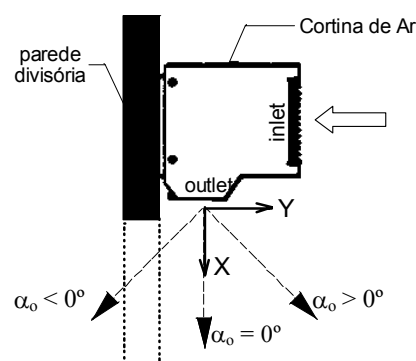


Figura 3.11 – Esquema da instalação do aparelho de cortina de ar, com indicação da convenção adoptada para o sistema de eixos e de ângulos.

Uma vez que este aparelho de cortina de ar não possui qualquer tipo de marcação que permita controlar o ângulo de descarga do jacto de ar, foi necessário recorrer a uma suta metálica para o conseguir. Depois de, com a ajuda de um transferidor, o ângulo pretendido estar devidamente configurado, um dos “braços” da suta era apoiado na face superior do próprio aparelho enquanto a lâmina deslizante de aço servia de referência para o ajuste manual das lâminas orientadoras do jacto (vd. Figura 3.12).

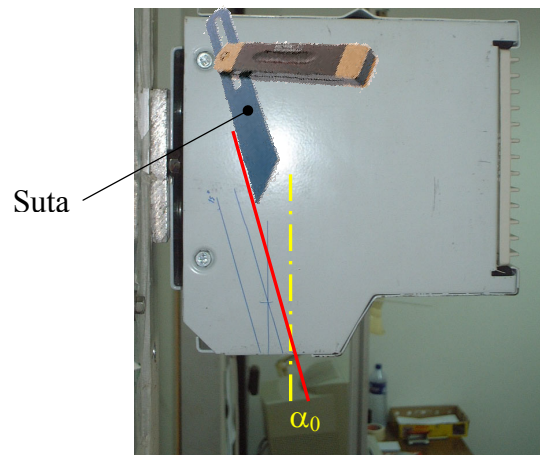


Figura 3.12 – Metodologia seguida para a marcação do ângulo de descarga do jacto de ar,  $\alpha_0$ , com o auxílio de uma suta previamente ajustada (com um transferidor) para o ângulo pretendido.

Para finalizar resta dizer que, à parte os ensaios realizados especificamente para determinar a influência do ângulo de descarga no desempenho da cortina de ar, todos os outros ensaios foram efectuados para um ângulo inicial do jacto  $\alpha_0 = 0^\circ$ .

## Capítulo 4 – Metodologias Experimentais

### 4.1. CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Neste capítulo descrevem-se as técnicas e metodologias que foram desenvolvidas e aplicadas de modo a obter uma boa percepção dos fenómenos físicos em causa e uma avaliação exacta das prestações da cortina de ar em estudo, cujos resultados se apresentam no Capítulo 5.

Entre outros, tiveram de ser desenvolvidos e implementados métodos experimentais que permitissem, não só conhecer com algum pormenor o movimento do ar na zona da porta, mas também avaliar, através de um conjunto de parâmetros indiciadores, o nível de eficácia de vedação alcançada pelo aparelho de cortina de ar face às diferentes condições de funcionamento que lhe eram impostas – diferença de temperaturas, dimensão da porta, velocidade e orientação inicial do jacto, etc.

Enquanto o primeiro objectivo se consegue, basicamente, com um levantamento suficientemente detalhado dos valores de velocidade e temperatura do ar no jacto e nas suas imediações, o segundo objectivo já implica o recurso a outras técnicas experimentais mais elaboradas que envolvem a recolha de informações sobre a forma como se dão as trocas de ar

entre os dois compartimentos ou sobre a deflexão sofrida pelo jacto de ar.

Em qualquer dos casos foi necessário utilizar aparelhos, instrumentos e sensores adequados (que se particularizarão mais adiante), a maior parte das vezes ligados a uma cadeia automática de aquisição de dados. Esta era constituída por um computador pessoal (Pentium III, 128 Mb de Ram, 8 Gb de disco, Windows 98, monitor de 17”) equipado com uma placa de aquisição de dados multifunção *NI 6011E (PCI-MIO-16XE-50)* da *NATIONAL INSTRUMENTS*, a qual permite dezasseis entradas analógicas-digitais simples ou oito entradas analógicas-digitais diferenciais, com uma resolução de 16 bit e uma taxa de amostragem de 20000 amostras/segundo.

De forma a concentrar e sincronizar os dados gerados por cada uma das técnicas experimentais que se descreverão mais à frente, usou-se o pacote de software *LABVIEW™*<sup>1</sup> 6i, também da *NATIONAL INSTRUMENTS*, para criar uma biblioteca de *VI*s<sup>2</sup> especialmente concebidos para a execução de algumas tarefas específicas.

Embora estes *VI*s (doravante designados de “módulos”) sejam independentes, a maior parte do tempo funcionaram interligados entre si, partilhando dados através de um *Data Socket Server*<sup>3</sup>, tal como se esquematiza na Figura 4.1.

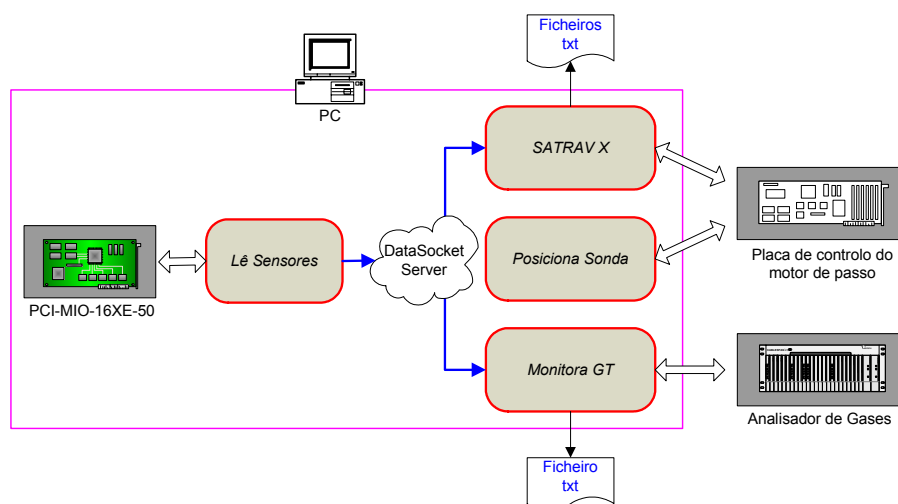


Figura 4.1 – Esquema de interligação do hardware utilizado com os módulos de software (*VI*s) desenvolvidos.

<sup>1</sup> Acrónimo de “Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench”. Pacote de software desenvolvido pela National Instruments® para a realização de testes e medidas.

<sup>2</sup> Abreviatura de “Virtual Instrument”, conceito utilizado pela National Instruments® para designar um conjunto de sub-rotinas de programação que combinam a aquisição de dados com os algoritmos de software, criando algo com a funcionalidade de um verdadeiro instrumento. Um *VI* é constituído um diagrama de ligações (a programação propriamente dita) e um painel dianteiro (a interface com o utilizador).

<sup>3</sup> Tecnologia de programação que simplifica a troca de dados entre aplicações ou entre computadores e aplicações.

Em Neto (2002) encontra-se uma descrição técnica mais detalhada não só sobre os diversos “módulos” desenvolvidos em ambiente LabVIEW™ mas também sobre o modo de funcionamento do sistema informático de aquisição e processamento de dados implementado.

## 4.2. TÉCNICAS E METODOLOGIAS EXPERIMENTAIS

### 4.2.1. INTRODUÇÃO

Antes de se tecerem quaisquer considerações sobre os métodos experimentais utilizados para avaliar a influência dos vários parâmetros considerados neste estudo, explica-se a estratégia que foi adoptada para se ter a certeza que estavam reunidas as condições requeridas para a realização desses mesmos testes. Tal como foi referido no capítulo anterior, uma dessas condições tem a ver com a existência (ou não) de uma determinada diferença de temperaturas entre as duas salas. Uma segunda condição diz respeito à velocidade inicial do jacto (nos casos aplicáveis). Vejamos a primeira.

De modo a se ter uma clara percepção da evolução da temperatura das salas durante as fases de aquecimento e de ensaio, as mesmas foram continuamente monitorizadas. Para esse efeito foram colocados dois mastros sensivelmente no centro de cada uma das salas, servindo assim de suporte aos termopares do tipo K que registavam a temperatura do ar a três distâncias do solo (0.30 m, 1.30 m e 2.15 m, respectivamente). A recolha e processamento dos valores registados por estes seis termopares ficaram a cargo do sistema de aquisição de dados acima referido.

A leitura, em permanência<sup>4</sup>, destes (e doutros) sensores que estão ligados à placa de aquisição foi efectuada com o VI denominado “LÊ SENSORES” desenvolvido propositadamente para o efeito. Este VI disponibiliza ao utilizador os valores médios da temperatura de cada uma das salas através de grandes indicadores digitais de fácil leitura, ao mesmo tempo que informa da existência ou não das condições requeridas para o início de mais um ensaio através de LED’s de diferentes cores (*vd.* Figura 4.2).

---

<sup>4</sup> Após ajuste manual dos valores da pressão atmosférica local e das temperaturas pretendidas para ambas as salas, é iniciada uma aquisição contínua dos sinais dos sensores, a uma cadência de 10 amostras por segundo em cada canal, a qual só termina quando o utilizador assim o determina. Todos os dados recolhidos são disponibilizados para as outras aplicações através da função *Publish & Subscribe* existente nesta versão do LabVIEW.



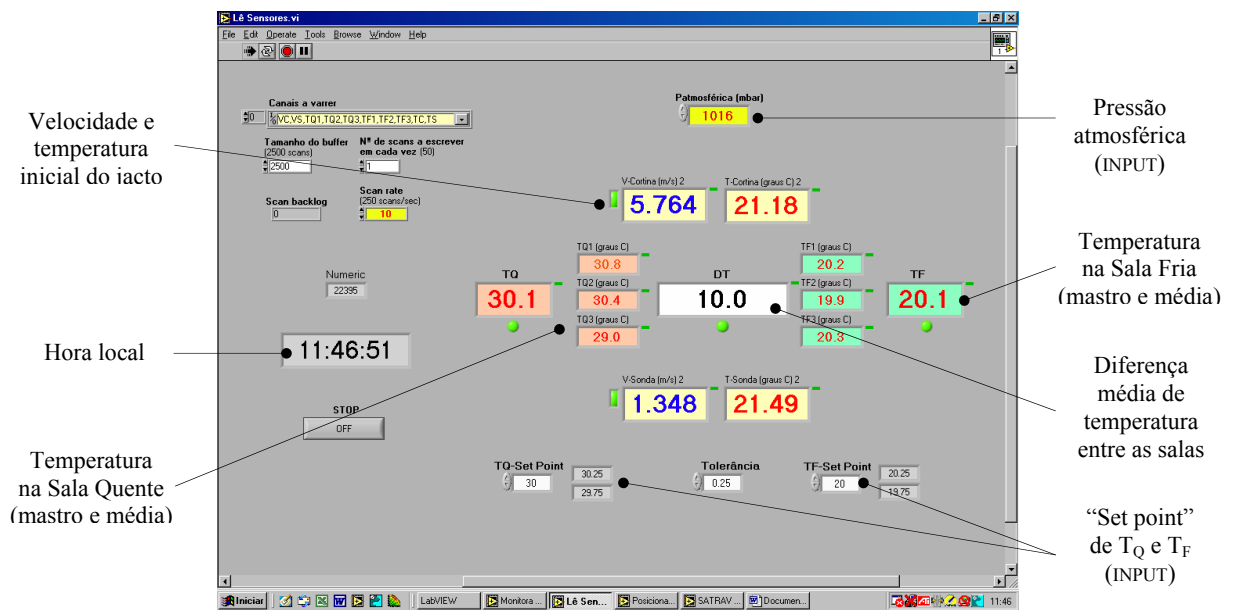


Figura 4.2 – Aspecto de uma das versões do módulo de aquisição de dados “LÊ SENSORES”.

É também através deste VI que se faz a monitorização contínua da velocidade ( $U_0$ ) e temperatura inicial ( $T_0$ ) do jacto, registando-se, com esse intuito, os sinais fornecidos por um dos anemómetros térmicos descritos na secção seguinte, fixado a curta distância do bocal de descarga do aparelho de cortina de ar.

#### 4.2.2. MEDIÇÃO DA VELOCIDADE E TEMPERATURA DO AR

A medição dos valores de velocidade e de temperatura do ar em zonas considerados de interesse para a percepção dos fenómenos em causa foi inicialmente efectuada através de uma técnica de “*point measuring*”<sup>5</sup>. Para este efeito, utilizou-se o sistema de aquisição de dados descrito anteriormente para adquirir os sinais registados por várias sondas pertencentes à cadeia de anemometria térmica de baixa velocidade *SENSOR System Series HT-400*<sup>TM</sup>. Este sistema, fabricado na Polónia pela *SENSOR Electronic & Measurement Equipment*, caracteriza-se por oferecer um elevado nível de exactidão e de sensibilidade, o que o torna particularmente vocacionado para a análise de escoamentos de ventilação.

Para realizar a medição simultânea da velocidade e temperatura do ar em diversos locais, até um máximo de 16 pontos de medida, são utilizadas outras tantas unidades, cada uma delas

<sup>5</sup> Técnica de mapeamento do campo do escoamento envolvendo a medição “ponto a ponto” da velocidade e temperatura do ar.

constituída por (vd. Figura 4.3): sonda anemométrica (*HT-412*), transdutor (*HT-428-0*), conector (*HT-440-5*), fonte de alimentação (*HT-431*) e respectivos cabos de interligação.

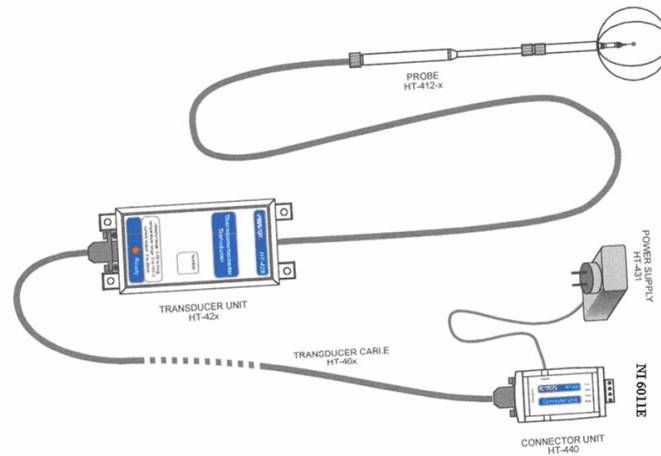


Figura 4.3 – Elementos constituintes da cadeia de anemometria térmica *SENSOR System Series HT-400™*.

Cada sonda *HT-412* (vd. Figura 4.4) inclui um sensor (aquecido) omnidireccional de velocidade e um sensor (não aquecido) de temperatura. O sensor de velocidade do ar é feito de fio de cobre esmaltado prensado sob a forma de uma esfera de 2 mm de diâmetro. Já o sensor de temperatura do ar é constituído por fio fino de níquel e a sua forma é cilíndrica. Ambos os sensores foram cobertos, em vácuo, com um revestimento especial de alumínio que lhes aumenta a resistência à contaminação, diminuindo ainda o efeito da radiação térmica na exactidão da medida da velocidade.

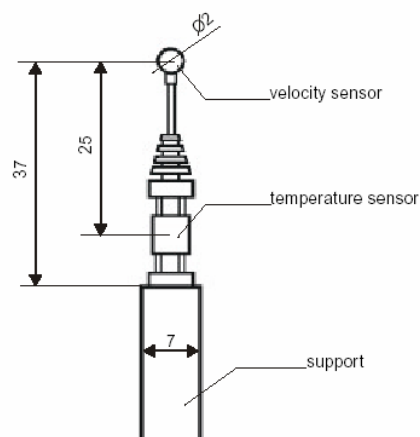


Figura 4.4 – Esquema e dimensões das sondas *HT-412* utilizadas nas medições da velocidade e temperatura do ar.

Os sensores estão colocados na extremidade de um suporte com 185 mm de comprimento e são protegidos por quatro arames robustos que se cruzam em torno do sensor de velocidade (vd. Figura 4.5).

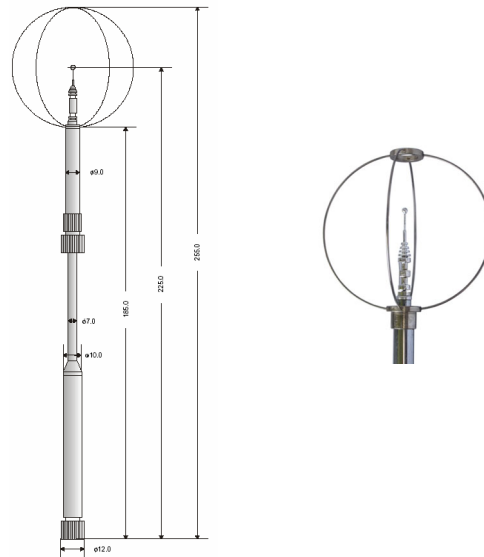


Figura 4.5 – Dimensões e aspecto geral do suporte das sondas (esq.) e do dispositivo de protecção dos sensores (dir.) das sondas *SENSOR HT-412*.

Estes sensores constituem dois braços opostos de uma ponte Wheatstone semelhante à da Figura 4.6. O sensor de temperatura mede a temperatura do ar ambiente adjacente e comanda, através de adequada electrónica de controlo, o aquecimento do sensor da velocidade do ar, obrigando-o a permanecer num nível de sobreaquecimento predeterminado. O circuito força a igualdade de tensão nos pontos A e B através de um amplificador operacional. O fluxo de ar que passa pelo sensor de velocidade tende a arrefecê-lo, diminuindo-lhe a resistência, levando o amplificador operacional a responder imediatamente com o fornecimento de mais potência à ponte de modo a mantê-la em equilíbrio. Quanto maior for a velocidade do escoamento de ar através do sensor, mais potência será necessária para manter a ponte equilibrada e vice-versa, podendo estabelecer-se uma relação entre estas duas grandezas.

O sensor não aquecido é utilizado igualmente para corrigir a velocidade medida quando a temperatura do ar é diferente da temperatura do ar aquando da calibração e é através dele que se determina a temperatura do escoamento.

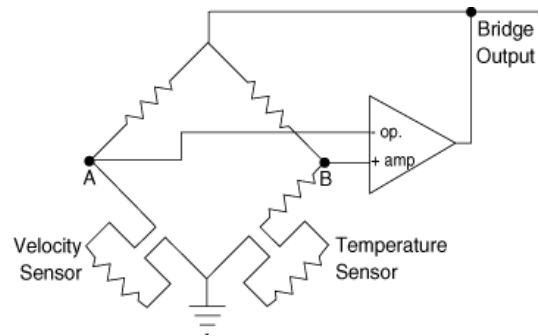


Figura 4.6 – Diagrama simplificado do circuito da ponte Wheatstone utilizada nas pontes anemométricas de temperatura constante (CTA) com compensação automática da temperatura.

O transdutor *HT-428* (vd. Figura 4.7) contém a ponte anemométrica, o termómetro de resistência e dois circuitos analógicos de saída em corrente (posteriormente convertidos em tensão pelo conector *HT-440*):

$$\begin{cases} I_T = 0 - 20 \text{ [mA]} \\ I_V = 0 - 20 \text{ [mA]} \end{cases} \quad (4.1)$$

Embora a saída analógica de temperatura seja linearizada, a saída de velocidade é não-linear, pelo que esta última terá de ser obtida através de um conjunto de equações do tipo apresentado em (4.2):

$$\begin{cases} T \text{ [}^\circ\text{C]} = 2.5 \times I_T \text{ [mA]} \\ V \text{ [m/s]} = f(0.25 \times I_V \text{ [mA]}) \end{cases} \quad (4.2)$$

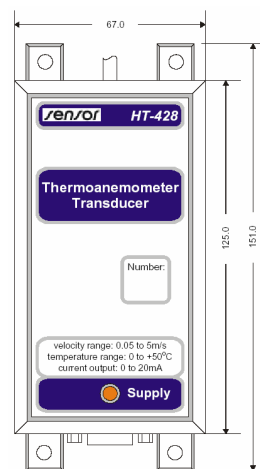


Figura 4.7 – Esquema e dimensões da unidade transdutora *HT-428*.

A sonda e o transdutor estão permanentemente ligados entre si através de um cabo adequado e cada um destes conjuntos é individualmente calibrado em túnel de vento, utilizando um Anemómetro de Laser Doppler (LDA) como referência.

Por sua vez, cada conector *HT-440-5* (vd. Figura 4.8), ao mesmo tempo que alimenta o respectivo transdutor, converte o sinal de corrente 0–20 [mA] de saída deste em sinais de tensão 0–5 [V]:

$$\begin{aligned} U_T \text{ [V]} &= 0.25 \times I_T \text{ [mA]} \\ U_V \text{ [V]} &= 0.25 \times I_V \text{ [mA]} \end{aligned} \quad (4.3)$$

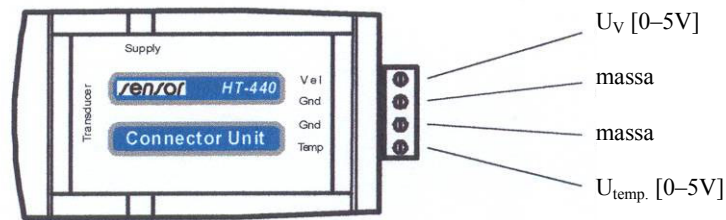


Figura 4.8 – Conector (*HT-440-5*) com saída em tensão 0 – 5 V.

Deste modo, a temperatura do ar pode ser calculada através da expressão (4.4):

$$T \text{ [}^\circ\text{C]} = 10 \times U_T \text{ [V]} \quad (4.4)$$

enquanto a velocidade do escoamento é determinada pelo sistema de equações (4.5):

$$\begin{cases} U_V = 0.25 \cdot I_V < U_0 & \rightarrow V_{\text{nom}} = 0 \text{ m/s} \\ U_V = 0.25 \cdot I_V < U_C & \rightarrow V_{\text{nom}} = (a_0 + a_1 \cdot U_V^2 + a_2 \cdot U_V^4 + a_3 \cdot U_V^6 + a_4 \cdot U_V^8)^2 \text{ m/s} \\ U_V = 0.25 \cdot I_V > U_C & \rightarrow V_{\text{nom}} = (b_0 + b_1 \cdot U_V^2 + b_2 \cdot U_V^4 + b_3 \cdot U_V^6 + b_4 \cdot U_V^8)^2 \text{ m/s} \end{cases} \quad (4.5)$$

em que  $V_{\text{nom}}$  é a velocidade do escoamento para uma pressão atmosférica  $P_{\text{nom}} = 1013 \text{ hPa}$ . Para uma pressão barométrica  $P_b$  diferente daquele valor de referência, é efectuada uma correcção ao valor da velocidade do escoamento através da relação:

$$V = \frac{V_{\text{nom}} \times 1013}{P_b} \quad (4.6)$$

Embora estas três últimas expressões sejam de aplicação comum a todas as sondas utilizadas, os coeficientes  $a_0, \dots, a_4$  e  $b_0, \dots, b_4$  bem como os valores limite  $U_0$  e  $U_C$  que aparecem em (4.5) são distintos para cada uma delas.

Na Figura 4.9, apresenta-se, a título de exemplo, uma curva de calibração de um dos termo-anemómetros (e respectivo transdutor) utilizados, podendo ver-se em (4.7) e em (4.8) os correspondentes coeficientes (fornecidos de fábrica) para o sistema de equações referido em (4.5).

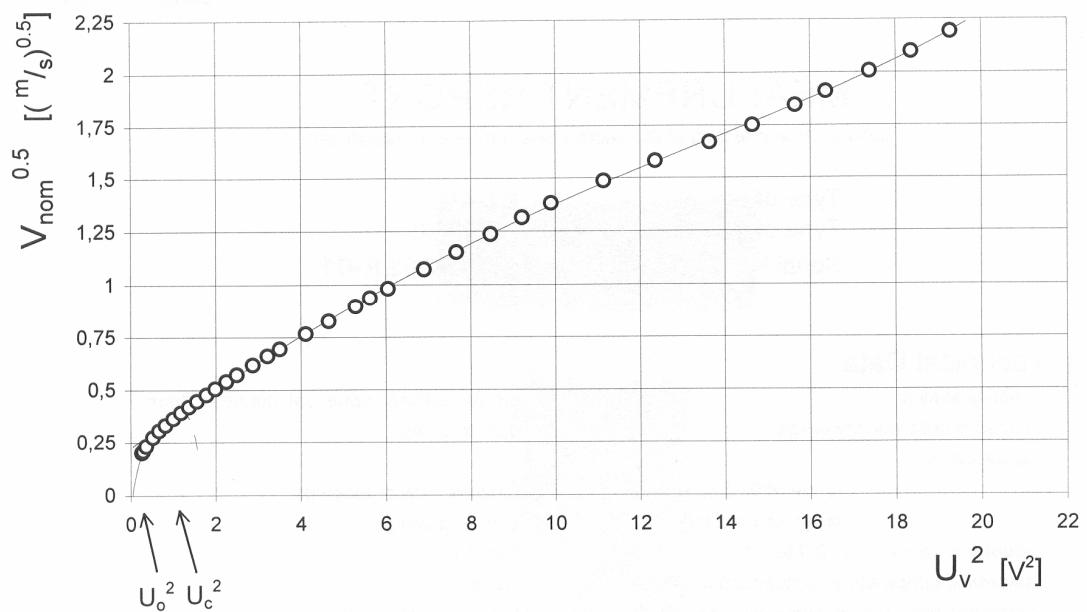


Figura 4.9 – Exemplo de uma curva típica de calibração de um termo-anemómetro HT-412 com o transdutor HT-428.

$$\begin{cases} U_0 = 0.200 \text{ V} \\ U_C = 0.989 \text{ V} \end{cases} \quad (4.7)$$

$$\begin{cases} a_0 = -5.5967567E-2 \\ a_1 = 1.5309181E+0 \\ a_2 = -2.7808842E+0 \\ a_3 = 2.4641296E+0 \\ a_4 = -7.9204021E-1 \end{cases} ; \begin{cases} b_0 = 2.2477514E-1 \\ b_1 = 1.4229127E-1 \\ b_2 = -2.0471299E-3 \\ b_3 = -1.3548668E-4 \\ b_4 = 6.9272380E-6 \end{cases} \quad (4.8)$$

Como se disse anteriormente, este sistema de anemometria é particularmente vocacionado para a análise de escoamentos de ventilação, possibilitando a realização de medições da

velocidade na gama de 0.05 a 5 m/s com uma reprodutibilidade de 0.02 m/s  $\pm$ 1% do valor lido (gama de 0.05 a 1 m/s) ou de  $\pm$ 3% dos valores lidos (gama de 1 a 5 m/s). É ainda possível efectuar medições da temperatura do ar na gama de  $-10$  a  $+50$  °C com uma precisão de  $\pm$  0.2 °C. A cadeia de medida, constituída pelo sistema de aquisição de dados e pelas unidades de anemometria, possui uma reprodutibilidade de 0.02 m/s  $\pm$ 2% do valor lido, em velocidade, e uma precisão de  $\pm$ 0.3 °C.

Segundo dados fornecidos pelo próprio fabricante, (vd. "Air temperature and low velocity measurements system Series HT-400 manual" (2001)), o sistema de medida composto pela sonda *HT-412* e pelo transdutor *HT-428* cumpre todos os requisitos exigidos para as características dos instrumentos de medição de baixa velocidade enumerados em Melikov, Popiolek, Finkelstein, Sefker e Care (1998). Entre outros, é de referir a sua resposta dinâmica,  $f_{up}$ <sup>6</sup>, que se situa acima do valor mínimo requerido de 1 Hz proposto por aqueles autores, conforme se pode verificar através da Figura 4.10.

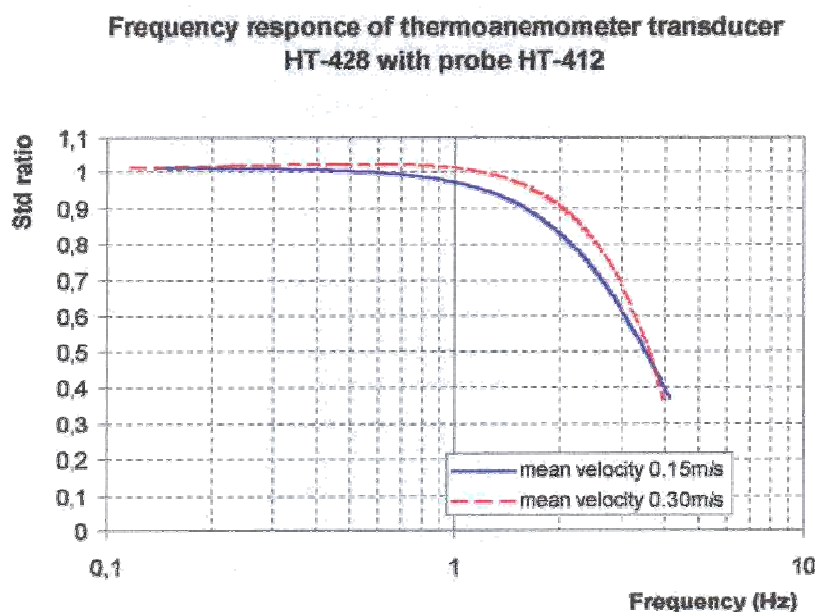


Figura 4.10 – Resposta em frequência do transdutor *HT-428* com a sonda *HT-412* para baixas velocidades do escoamento. Por definição,  $f_{up}$  é a mais elevada frequência das flutuações sinusoidais da velocidade para a qual o anemómetro térmico deve conseguir medir o desvio padrão da velocidade com uma certa exactidão (10%, por exemplo)

<sup>6</sup> A  $f_{up}$  (*upper frequency* no original) é um parâmetro que descreve a resposta dinâmica dos anemómetros de baixa velocidade. É definido como a mais elevada frequência das flutuações da velocidade do escoamento para a qual a razão entre o desvio padrão da velocidade registada pelo anemómetro testado e o desvio padrão da velocidade medida pelo anemómetro de fio quente utilizado como referência permanece dentro dos limites de 0.9 a 1.1 (cf. Melikov, Popiolek e Jorgensen (1998)).

Também a sensibilidade direccional deste sistema de medida é assegurada e está dentro dos valores presentemente requeridos para este tipo de medições uma vez que o conjunto transdutor e sonda possui uma sensibilidade direccional da velocidade média<sup>7</sup> de – 4% e uma sensibilidade direccional da intensidade de turbulência<sup>8</sup> de 7%.

Outra das condições referidas em Melikov, Popiolek, Finkelstein, Sefker e Care (1998) diz respeito à compensação de temperatura do anemómetro, a qual deve ser feita de modo que a variação da temperatura do ar em relação à temperatura de calibração tenha um impacto na exactidão da velocidade medida de não mais do que 1% por grau centígrado, para uma gama de temperaturas compreendida entre 15 e 35 °C. No presente sistema essa condição está igualmente assegurada uma vez que a exactidão da compensação automática de temperatura é melhor do que 0.1%/°C.

Referiu-se, logo no início deste sub-capítulo, que se recorreu a medidas pontuais da velocidade e temperatura do ar para se mapear o campo do escoamento nas zonas consideradas de interesse. Dependendo da sua extensão e/ou da maior ou menor proximidade entre pontos de medida, assim se utilizaram uma ou mais sondas do sistema de anemometria térmica já mencionado. Por exemplo, a investigação das zonas adjacentes à porta de união entre os dois compartimentos envolveu a utilização da totalidade das 16 sondas comportadas pelo sistema. Contudo, razões de ordem prática e/ou de logística levaram a que uma segunda fase dessa parte do trabalho fosse realizada apenas com metade das sondas ou que o estudo mais detalhado de determinadas zonas fosse executado apenas com uma, conforme se explicará já de seguida. Em qualquer dos casos, a versatilidade do software LABVIEW™ utilizado para efectuar a aquisição de dados permitiu adaptar rapidamente o sistema a cada nova situação, tornando possível seleccionar as sondas a utilizar em cada ensaio uma vez que os parâmetros de calibração próprios de cada uma delas estavam armazenados em memória.

Nos casos em que foi necessário utilizar todas as sondas em simultâneo (investigação em planos verticais perpendiculares à porta, por exemplo, *cf.* Figura 4.11), formaram-se grelhas de pontos de medida dispostos de forma a haver uma maior densidade nos locais onde eram

---

<sup>7</sup> *Mean velocity directional sensitivity* (MDS) é uma medida do erro máximo introduzido na velocidade média medida por um anemómetro equipado com uma sonda omnidireccional, recomendando-se que o seu valor se situe dentro da gama de  $\pm 5\%$  (*cf.* Stannov, Melikov, Popiolek e Jorgensen (1998)).

<sup>8</sup> *Turbulence intensity directional sensitivity* (TDS) é definida como a razão, em percentagem, entre o desvio padrão criado pelas variações de velocidade induzidas direccionalmente e a velocidade média, recomendando-se que o seu valor seja inferior a  $\pm 10\%$  (*cf.* Melikov, Popiolek, Finkelstein, Sefker e Care (1998)).



esperados gradientes mais elevados (pormenores mais detalhados serão fornecidos quando forem analisados estes casos).

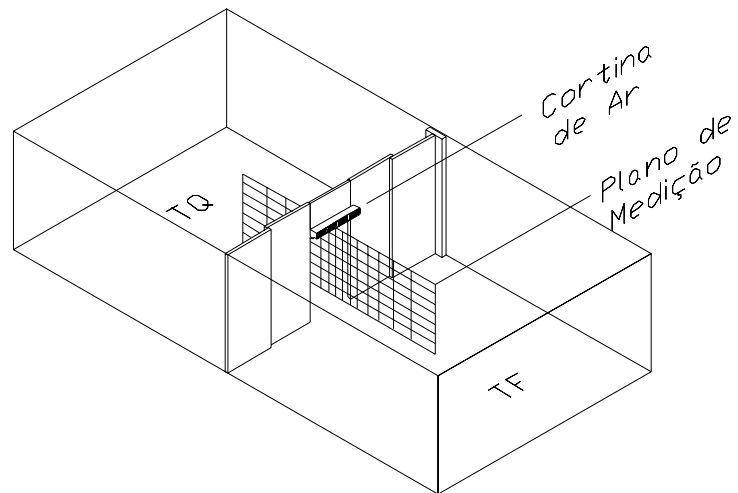


Figura 4.11 – Exemplo de uma grelha de medição utilizada nas medições de velocidade e de temperatura do ar segundo planos transversais à porta.

As sondas foram então estrategicamente fixadas ao longo de um perfil de alumínio *BOSCH*<sup>TM</sup> de forma que os respectivos sensores coincidissem com a malha de medição já estabelecida, (vd. Figura 4.12). O “porta-sondas” assim constituído percorreu, uma a uma, cada fiada horizontal de pontos de medição, alterando-se manualmente a altura dos suportes em que se apoiavam as suas extremidades.

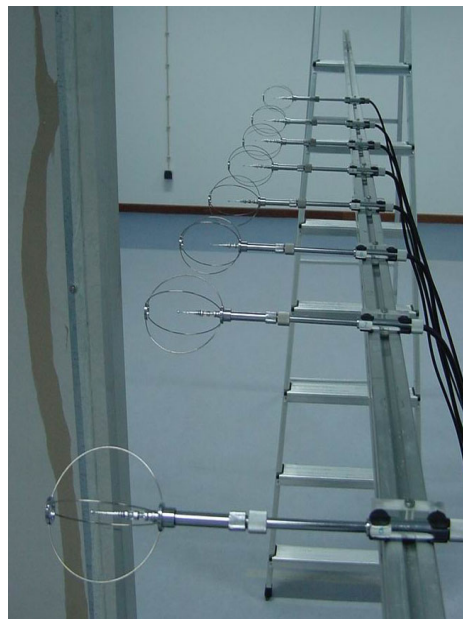


Figura 4.12 – Vista parcial de um “porta-sondas” durante o mapeamento do escoamento do ar entre as duas salas segundo um plano análogo ao representado na Figura 4.11.

Todavia, devido às menores distâncias entre pontos de medida, esta técnica foi considerada inadequada aquando da realização do estudo detalhado da zona de desenvolvimento do jacto em condições isotérmicas (mais detalhes serão fornecidos mais à frente, quando esta configuração for comentada). Nessa altura usou-se um sistema mecânico que combina dois eixos motorizados (um horizontal e o outro vertical) de modo a movimentar uma única sonda (móvel), posicionando-a em cada um dos pontos da malha de medida previamente estabelecida durante o tempo necessário para se fazer a aquisição de sinal. Simultaneamente, uma segunda sonda (fixa) monitorizava a velocidade de descarga do jacto.

Também aqui se combinaram as potencialidades do LABVIEW™, não só para recolher e sincronizar os dados registados por essas duas sondas (por meio do módulo “LÊ SENSORES” já anteriormente referido), como também para controlar os dois motores de passo do dispositivo de posicionamento (vd. Figura 4.13) com o módulo “SATRAV XY” especialmente concebido para o efeito. Este último, uma vez iniciado e de uma forma totalmente automática procedia sequencialmente à:

- Inicialização da placa de controlo dos motores de passo do dispositivo de atravessamento, transmitindo-lhe a configuração em que aqueles deveriam operar (velocidades, rampas de arranque/paragem, etc.);
- Leitura do ficheiro de texto previamente gerado e gravado pelo utilizador, contendo as coordenadas  $x$  e  $y$  de todos os pontos da grelha de medida;
- Execução do “plano de ensaio”, deslocando a sonda móvel para cada uma das posições de medida, gravando em ficheiros apropriados, após um curto período de estabilização, os valores dos sinais registados e disponibilizados via *Data Socket Server* pelo módulo “LÊ SENSORES”. Cada um dos ficheiros assim gerados continha ainda uma indicação das coordenadas espaciais a que dizia respeito bem como outros dados considerados relevantes para uma fase posterior de processamento.

De modo a haver uma correcta e adequada utilização deste sistema de medida, houve o cuidado de adoptar um conjunto de recomendações práticas, a maior parte delas provenientes de recentes trabalhos de investigação apresentados em Melikov, Popiolek, Finkelstein, Sefker e Care (1998).

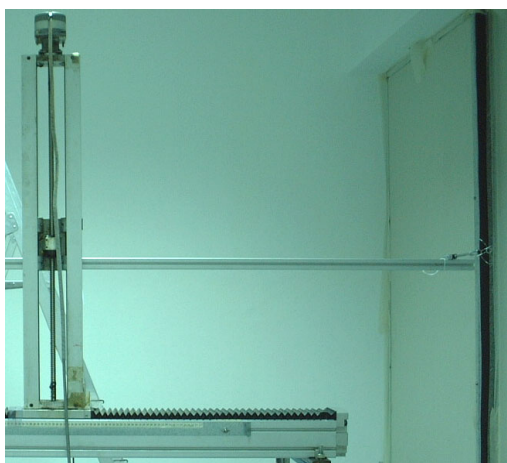


Figura 4.13 – Pormenor do sistema mecânico que combina dois eixos motorizados controlados remotamente para posicionar a sonda anemométrica nos vários pontos que constituem a malha de medida predefinida.

A primeira delas tem a ver com o cuidado que se deve ter em posicionar adequadamente os sensores de velocidade de modo a que a sua orientação relativamente à direcção média do escoamento fosse tão próxima quanto possível àquela que eles tinham quando foram inicialmente calibrados. Tendo essa preocupação em mente, em todos os ensaios realizados as sondas foram posicionadas horizontalmente, mantendo o seu eixo perpendicular à direcção principal do escoamento. Por outro lado, tendo em consideração que os duplos aros de arames que servem de protecção contra danos acidentais nos sensores podem influenciar, negativamente, a exactidão das medidas de velocidade, a posição de cada um deles foi cuidadosamente ajustada de forma a evitar que o respectivo sensor ficasse na esteira de um dos arames. Em casos extremos, essas protecções foram mesmo removidas durante a realização dos ensaios.

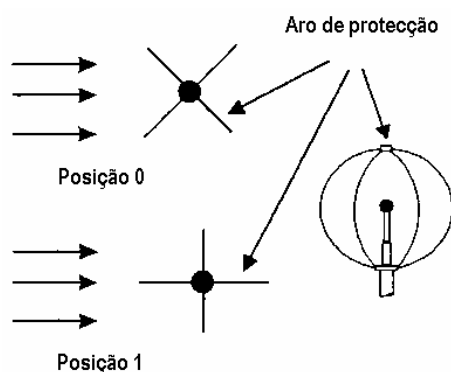


Figura 4.14 – O incorrecto posicionamento do aro de protecção da sonda em relação à direcção principal do escoamento (*vd.* Posição 1) pode levar a erros grosseiros da velocidade média registada, os quais podem ser evitados se houver o cuidado de orientar o aro de outro modo (*vd.* Posição 0).

Uma outra recomendação adoptada tem a ver com o número de amostras a recolher e a taxa de amostragem a utilizar durante a aquisição dos sinais provenientes deste tipo de sondas. Tal como descrito por Melikov, Popiolek, Finkelstein, Sefker e Care (1998), a velocidade média e o desvio padrão da velocidade devem ser calculados a partir de registos dos valores instantâneos da velocidade do escoamento recolhidos durante um período de 3 minutos, com uma taxa de amostragem de 5 ou mais amostras por segundo. A recolha de 900 amostras em intervalos uniformemente distribuídos durante um período de medida de 180 segundos proporciona estatísticas suficientemente exactas nos escoamentos interiores de baixa velocidade, conseguindo-se garantir uma exactidão melhor do que 1% na velocidade média e na intensidade de turbulência medidas se o número de amostras for igual ou superior a 900. A maior parte dos resultados experimentais que se apresentam ao longo do presente trabalho foram obtidos a partir dos sinais de temperatura e velocidade do ar obtidos de cada uma das sondas utilizadas, a uma taxa de 10 amostras por segundo e ao longo de períodos de aquisição de 3 minutos.

A correcção das variações de pressão atmosférica através da relação (4.6) também foi prevista e implementada. Imediatamente antes do início de cada ensaio experimental conferiu-se o valor da pressão atmosférica local através de um barómetro incorporado numa estação meteorológica portátil (modelo *BA-888* da *OREGON SCIENTIFIC*), inserindo-se manualmente o respectivo valor no programa de aquisição de dados de forma a corrigir o valor da velocidade do escoamento registado pelas sondas activas.

Para terminar, resta dizer que após cada ensaio, os sinais recolhidos foram gravados no disco rígido do computador conjuntamente com uma série de outras informações essenciais, tais como: data e hora do início do ensaio (preenchimento automático pelo sistema), anotações sobre a posição relativa de cada uma das sondas utilizadas (previamente introduzidas pelo utilizador para cada nova configuração ou de preenchimento automático pelo sistema) e um breve resumo sobre as condições de execução do ensaio (preenchida pelo utilizador antes de dar início à aquisição dos dados). Os ficheiros assim gerados foram posteriormente exportados para outras aplicações informáticas para processamento, análise e representação gráfica.

### 4.2.3. TÉCNICA DOS GASES TRAÇADORES

A utilização da técnica dos gases traçadores permite obter um conjunto importante de informações sobre a forma como, em condições normais de operação, se dão as trocas gasosas entre o interior e o exterior de um edifício ou entre dois (ou mais) compartimentos situados dentro desse edifício – o que é o caso do presente trabalho.

Nas últimas duas décadas os gases traçadores têm sido largamente utilizados para medir taxas de ventilação em edifícios uma vez que a medição de um gás traçador, combinada com as leis da conservação e da continuidade, permite efectuar uma determinação quantitativa do mecanismo do seu transporte (isto é, uma medida do fluxo de ar). A sua crescente importância neste (e noutros) domínio tem sido de tal ordem que as técnicas experimentais baseadas na diluição de um gás traçador já se encontram devidamente regulamentadas através da ASTM Standard E 741 (*vd.* ASTM (2000)).

A ideia que está subjacente à técnica dos gases traçadores consiste em traçar (ou seguir) uma determinada massa de ar por recurso à monitorização de um gás inerte – gás traçador<sup>9</sup> – que estando nela homogeneamente misturado, acompanha o seu movimento. Supervisionando a injeção e/ou a evolução temporal da concentração do gás traçador, podem determinar-se um conjunto de parâmetros (taxa de renovação, por exemplo) através dos quais se pode inferir sobre a troca de ar que está a ocorrer entre duas zonas distintas.

Tal como é salientado na ASTM Standard E 741, um bom gás traçador deve possuir uma densidade próxima da do ar ambiente onde vai ser inserido, deve ser incolor, inodoro e não deve ser absorvível pelas superfícies ou acessórios existentes no interior do compartimento em estudo. Contudo, por razões óbvias, não pode ser tóxico ou inflamável. Embora a concentração do gás traçador deva poder ser mensurável com uma boa precisão, ela não pode ter efeitos nefastos para a saúde dos eventuais ocupantes e/ou utilizadores dos espaços onde ele é libertado. Entre outros<sup>10</sup>, é habitual utilizar-se Hexafluoreto de Enxofre (SF<sub>6</sub>), Metano (CH<sub>4</sub>), Dióxido de Carbono (CO<sub>2</sub>) ou Protóxido de Azoto (N<sub>2</sub>O) como gases traçadores.

---

<sup>9</sup> Diz-se traçador um gás cuja concentração num determinado ambiente é nula ou muito baixa. Quando introduzido e misturado com o ar do compartimento que se pretende estudar, este ficará marcado com algo facilmente identificável, podendo ser seguido o seu movimento.

<sup>10</sup> A norma ASTM E741 (2000) descreve os gases traçadores que podem ser utilizados, aí se incluindo, além dos já mencionados, gases como o hidrogénio, o hélio, o monóxido de carbono, etc.

Também de acordo com a ASTM Standard E 741, existem três métodos experimentais que envolvem a utilização dos gases traçadores, sendo a opção por cada uma deles ditada por critérios que têm a ver com as características específicas dos compartimentos onde ocorrem as medições e do próprio escoamento que se pretende avaliar.

O método mais simples de aplicar é o da concentração decrescente<sup>11</sup> – também designado por método do decaimento da concentração – o qual é usado quando se pretende efectuar uma só medição da taxa de renovação de ar, durante um período de tempo relativamente curto McWilliams (2002). Antes do ensaio é libertada uma pequena quantidade de gás traçador no interior do compartimento em estudo, sendo promovida, por meios mecânicos, a sua mistura com o ar de uma forma tão homogênea quanto possível e (idealmente) sem que haja gás traçador fora dessa zona. Após o início do ensaio não se adiciona mais gás traçador à zona de medida, registando-se apenas a evolução do decaimento da sua concentração, durante um dado período de tempo, numa ou em várias localizações.

A utilização de um gás traçador para seguir o escoamento do ar e as trocas gasosas entre dois espaços separados por uma cortina de ar não é nova. Já na década de 60, por exemplo, Takahashi e Inoh (1963) aplicaram esta técnica para determinar a eficiência das cortinas de ar quando usadas como meio de vedação nas portas de entrada de câmaras refrigeradas. Mais recentemente, Guyonnaud e Sollicec (1998) recorreram também a esta técnica para testar cortinas de ar servindo de barreira à propagação de fumos nos casos de incêndios em túneis.

#### 4.2.3.1. O APARELHO ANALISADOR DE GASES

No caso específico do presente trabalho utilizou-se o aparelho analisador de gases da *BRÜEL & KJÆR – Multi-gas monitor type 1302<sup>TM</sup>* – o qual faz a análise das concentrações dos gases seleccionados por meio de um processo de espectroscopia fotoacústica de radiação infravermelha (vd. Figura 4.15).

---

<sup>11</sup> Os outros dois métodos são designados por Método da Emissão Constante e Método da Concentração Constante, respectivamente.



Figura 4.15 – Aspecto geral do *Brüel & Kjær Photoacoustic Multi-gas Monitor type 1302™* utilizado nos ensaios.

A espectroscopia fotoacústica (geralmente conhecida pela sigla PAS, do inglês photoacoustic spectroscopy) é uma técnica baseada num efeito de absorção de luz descoberto por Alexander Graham Bell em 1880: “um som audível pode ser produzido expondo um gás, contido num recipiente fechado a volume constante, transparente à radiação infravermelha proveniente da luz solar modulada em intensidade”<sup>12</sup>.

O efeito fotoacústico é observado quando uma amostra de gás, encerrada numa câmara fechada, é irradiada com um feixe de luz emitida num comprimento de onda que seja absorvido pelo gás<sup>13</sup>. Parte da radiação incidente é absorvida pela amostra<sup>14</sup>, excitando algumas moléculas de gás para um estado mais elevado de energia vibratória. Este súbito aumento de energia (e de actividade) daquelas moléculas é momentâneo, pois um processo de desexcitação não radiativo transfere esta energia adicional para as moléculas vizinhas através das múltiplas colisões que entretanto vão ocorrendo, forçando estas últimas a deslocar-se mais rapidamente. O aumento do movimento de translação aleatório destas moléculas leva a um aumento de temperatura no interior da câmara de medida e, como esta é selada, a um aumento da pressão. Se a fonte de luz que irradia a amostra de gás for modulada em intensidade (através de um chopper mecânico, por exemplo), a amostra de gás sofrerá uma variação de temperatura com a mesma frequência de modulação da luz pulsada incidente. Isto dá origem a um processo cíclico de expansão/contracção de uma parte das moléculas de gás, as quais funcionarão como um pistão vibratório sobre o resto da amostra<sup>15</sup>. As variações de pressão

<sup>12</sup> Este efeito foi considerado apenas como uma curiosidade durante quase um século, tendo apenas uma limitada utilização por volta de 1930 na detecção de poluentes em gases. A partir do início da década de 70 esta técnica ganhou um grande impulso, sendo hoje considerada como uma das principais técnicas de análise e caracterização de materiais.

<sup>13</sup> Quando um feixe de luz de espectro largo atravessa um gás, algumas das frequências são absorvidas pelas moléculas de gás enquanto as outras frequências são transmitidas sem serem absorvidas. As frequências que são absorvidas correspondem às frequências naturais dos modos de vibração das moléculas de gás ou a uma harmónica dessas vibrações.

<sup>14</sup> O gás absorve a luz de forma proporcional à sua concentração.

<sup>15</sup> Este processo é muitas vezes referido pela designação de “modelo do pistão simples”.

(correspondentes à frequência do chopper) criam uma onda de pressão que pode ser detectada por um microfone sensível que se encontra acoplado à câmara de ensaio. A seguir, o sinal amplificado proveniente do microfone, proporcional à concentração do gás, é enviado para um microprocessador onde é processado e analisado, sendo posteriormente apresentado o resultado da medição (*cf.* "Photoacoustic in gas detection" (1991)).

Segundo o "Multi-gas Monitor type 1302 Instruction Manual - vol. 1 (Operation & Maintenance)" (1990), cada ciclo de medida deste aparelho é composto pelos seguintes passos (*vd.* Figura 4.16):

1. Uma bomba interna aspira para a célula de medida uma pequena amostra de ar através de um tubo flexível de Teflon™ cuja extremidade se situa no ponto onde se quer monitorizar o gás traçador. Durante esta fase o aparelho deita fora a amostra de ar “antiga”, substituindo-a por uma amostra de ar “nova”;
2. Com o fecho das válvulas de entrada e de saída, a “nova” amostra de gás é hermeticamente selada na célula de medida;
3. Luz proveniente de uma fonte de luz infravermelha<sup>16</sup> é reflectida num espelho côncavo, passando depois por um chopper mecânico que a pulsa, passando de seguida por um dos filtros ópticos que se encontra num carrossel;
4. A luz transmitida pelo filtro óptico é absorvida selectivamente pelo gás que está a ser monitorizado, dando origem a um aumento da sua temperatura. Uma vez que a luz está continuamente a ser pulsada, a temperatura do gás vai aumentando e diminuindo em consonância, levando ao conseqüente aumento e diminuição da pressão do gás dentro da célula de medida;
5. Dois microfones instalados na parede da célula de medida medem o sinal acústico correspondente à flutuação da pressão no interior da câmara, o qual é directamente proporcional à concentração do gás que está nesse momento a ser monitorizado;
6. O carrossel de filtros roda de forma que a luz infravermelha seja transmitida através do filtro óptico seguinte, sendo então produzidos e medidos novos sinais. O número

---

<sup>16</sup> A luz infravermelha é absorvida quando a frequência da sua radiação é da mesma ordem de magnitude da vibração molecular dos gases (aproximadamente  $10^{13}$  Hz).



de vezes que este passo é repetido é dependente do número de gases que estão a ser analisados.

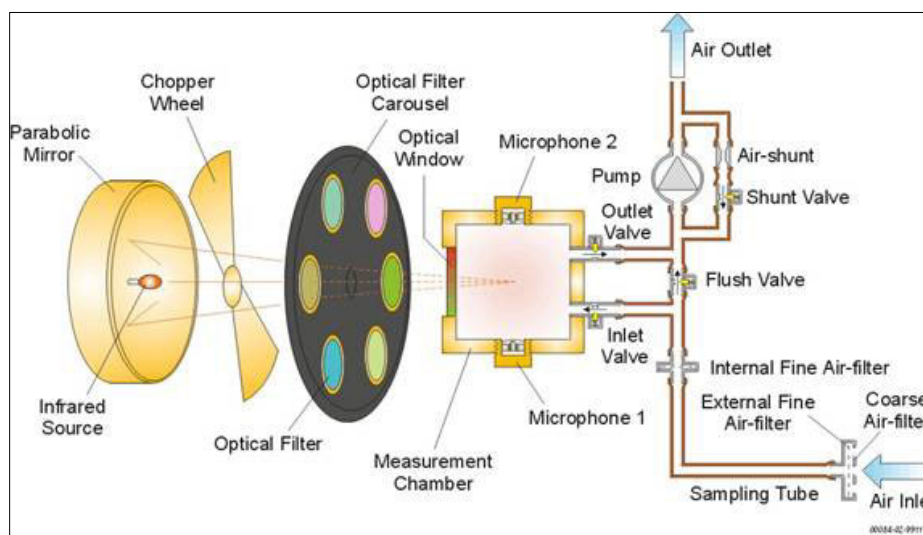


Figura 4.16 – Esquema do sistema de medida do *Brüel & Kjaer Multi-gas Monitor type 1302* (*Adapt.* de *Multi-gas Monitor type 1302 Instruction Manual - Vol. 1 (Operation & Maintenance)*, 1990).

Devido ao seu princípio de funcionamento, este aparelho pode medir praticamente qualquer gás ou vapor<sup>17</sup> desde que o mesmo absorva luz infravermelha. A particularidade de cada carrossel ter capacidade para cinco filtros ópticos (*vd.* Figura 4.17) confere-lhe a capacidade de medir, em simultâneo, as concentrações de até um máximo de 5 gases diferentes, além de vapor de água, como se verá seguidamente.

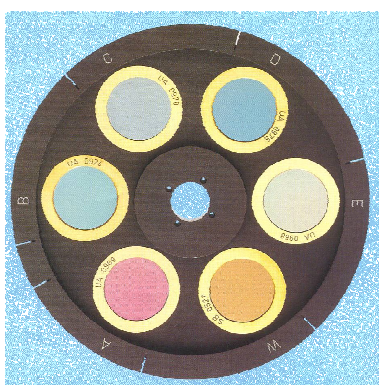


Figura 4.17 – Aspecto de um carrossel que serve de suporte aos filtros ópticos através dos quais se mede a concentração de (até) cinco diferentes gases (mais um para o vapor de água), semelhante aquele que se encontrava instalado no *Multi-gas monitor BK 1302*. Cada carrossel tem 31 mm de diâmetro.

<sup>17</sup> Não mede gases de moléculas biatómicas.

Como o vapor de água (quase sempre presente no ar ambiente) absorve luz infravermelha em quase todos os comprimentos de onda, independentemente do filtro óptico que estiver a ser utilizado, a sua presença na amostra de ar recolhida vai contribuir para o sinal acústico total gerado na célula de medida. Obviamente que quanto maior for a concentração do vapor de água, maior será a sua contribuição para o sinal medido. De modo a resolver este problema, além dos cinco filtros ópticos anteriormente mencionados, o *Multi-gas monitor BK 1302* possui ainda um sexto filtro óptico especial permanentemente instalado no carrossel. Através dele é possível medir separadamente a contribuição do vapor de água em cada ciclo de medida, compensando-se assim, caso se queira, a sua interferência.

O tempo necessário para o *Multi-gas monitor BK 1302* completar um ciclo completo de medida depende de vários factores (cf. "1302 Photoacoustic Multi-gas Monitor Product Data" (1990)). Um deles é o número de gases/vapores a serem medidos simultaneamente, uma vez que tal implica um maior ou menor número de filtros ópticos que o sistema precisa de utilizar. Depois, o próprio comprimento do tubo de Teflon<sup>TM</sup> por onde se faz a recolha das amostras. Quanto maior for o tubo, mais tempo demora a esvaziá-lo entre cada ciclo de medida. O grau de limpeza dos dois filtros<sup>18</sup> por onde se faz a admissão das amostras de ar recolhidas altera o tempo que a bomba necessita para puxar uma amostra de ar "novo" para o interior da célula de medida. Por último, o grau de flutuação da concentração dos vários gases medidos em ciclos de medida consecutivos afecta o tempo que o sistema necessita para ajustar o ganho do amplificador que está associado aos microfones.

Quanto ao tempo de integração de uma amostra de gás, neste aparelho esse valor encontra-se fixado nos 5 segundos, contrariamente aos modelos mais recentes (modelos 1312 ou 1412, por exemplo) em que o mesmo já pode ser ajustado desde os 0.5 até aos 50 segundos.

A configuração dos parâmetros requeridos para definir uma determinada tarefa de monitorização faz-se através dos botões de pressão que se encontram no painel frontal do *Multi-gas monitor BK 1302*. Além de se seleccionarem, de entre os filtros existentes no carrossel, os que vão ser utilizados, estabelece-se também como o aparelho se deve comportar no que diz respeito à periodicidade da recolha das amostras e à duração da amostragem: de

---

<sup>18</sup> Um dos filtros (o mais grosseiro) está localizado na extremidade do tubo flexível por onde se recolhem as amostras de ar; o outro, mais fino, situa-se à entrada do aparelho.

um modo contínuo, terminada pelo utilizador, ou limitada no tempo, em que é o próprio sistema que a termina à hora pré-estabelecida.

Ao longo de todo o período de monitorização, o aparelho vai fazendo uma análise estatística às concentrações de gás que estão a ser medidas, calculando, para cada um dos gases monitorizados, o seu valor médio e desvio padrão bem como o valor mínimo e máximo registado até esse momento. À medida que vão ficando disponíveis estes valores são actualizados, sendo constantemente apresentados no visor do próprio aparelho, expressos em ppm ou em  $\text{mg}/\text{m}^3$ , consoante a vontade do utilizador.

A este respeito importa referir que a conversão entre estas duas unidades é feita através da equação (4.9), a qual só é válida quando a concentração de gás é determinada à pressão de 1 atmosfera e à temperatura de 20 °C. Para outras condições de temperatura e pressão terá, obviamente, de ser feita a devida correcção.

$$\text{Concentração } [\text{mg}/\text{m}^3] = \frac{\text{Concentração } [\text{ppm}] \times \text{Peso molecular } [\text{g}/\text{mol}]}{24.04 \text{ l/mol}} \quad (4.9)$$

Embora o *Multi-gas monitor BK 1302* determine a concentração de gás em unidades absolutas de  $\text{mg}/\text{m}^3$  – uma unidade que é independente da temperatura – ele também pode expor o valor da concentração expresso em unidades de partes por milhão (ppm), desde que lhe seja introduzida uma temperatura de normalização.

A confiança nos resultados das medidas efectuadas é garantida não só pelas calibrações a que se sujeita o aparelho mas também através dos auto-testes que o mesmo realiza com alguma frequência.

#### 4.2.3.2. O GÁS TRAÇADOR

Os resultados que se apresentam no Capítulo 5 foram obtidos utilizando Protóxido de Azoto ( $\text{N}_2\text{O}$ ) como gás traçador. Se bem que este gás seja habitualmente conhecido como gás anestésico<sup>19</sup>, ele é também frequentemente utilizado como gás traçador (*cf.* McWilliams (2002)). De entre várias propriedades destaca-se o seu peso específico (em relação ao ar) de

---

<sup>19</sup> O Protóxido de Azoto ou Óxido Nitroso ( $\text{N}_2\text{O}$ ), também chamado gás hilariante, é um gás incolor, não inflamável e de odor ligeiramente doce. É obtido pela decomposição térmica do nitrato de amónio ou da hidroxilamina e possui propriedades anestésicas e analgésicas quando usado em proporções elevadas (*fonte:* GASIN – Gases Industriais S.A. / Divisão Médica).

1.53 e o seu peso molecular de 44.013 g/mol. De forma a facilitar o seu acondicionamento e manuseamento, o gás encontrava-se armazenado em estado gasoso numa garrafa metálica, sendo libertado, quando necessário, através de um regulador de pressão e de caudal colocado na sua saída.

Para a sua detecção o *Multi-gas monitor BK 1302* foi equipado com um carrossel contendo filtros ópticos apropriados para o Protóxido de Azoto (*UA 0984*), Dióxido de Carbono (*UA 0983*), Monóxido de Carbono (*UA 0984*), Metano (*UA 0987*) e Vapor de Água (*SB0527*).

Segundo "Gas Detection Limits of Bruel & Kjaer BK 1302 gas-monitor using various optical filters" (1990), o filtro óptico *UA 0984* opera numa região do espectro infravermelho centrada num comprimento de onda de 4.7  $\mu\text{m}$  com uma largura de banda de 3%. Como nesta região do espectro o vapor de água tem uma interferência forte, o filtro *UA 0984* é muito sensível à sua presença, sendo necessário activar o filtro *SB0527* responsável pelas medidas do vapor de água<sup>20</sup>. Segundo a mesma fonte, aos 20 °C e à pressão de 1 atmosfera, este filtro possui um limite de detecção<sup>21</sup> de  $\text{N}_2\text{O}$  de 0.5 ppm, o que, se atendermos ao peso molecular deste gás e à fórmula (4.9), corresponde a 0.915  $\text{mg}/\text{m}^3$ .

#### 4.2.3.3. A METODOLOGIA

Os procedimentos seguidos para aplicação desta metodologia experimental foram os seguintes:

Durante a fase preparatória de cada um dos ensaios a porta de ligação entre os dois compartimentos foi selada com um plástico espesso de forma a evitar as trocas gasosas entre aqueles dois espaços. Com a porta assim vedada procede-se ao aquecimento da sala "quente" até à temperatura predefinida, ao mesmo tempo que se tenta manter constante a temperatura da sala "fria". Após se terem atingido as condições requeridas em termos de temperatura de ambas as salas, liberta-se uma pequena quantidade de gás traçador na sala "fria" (entre 300 e 400  $\text{mg}/\text{m}^3$ ), procedendo-se de imediato, com a ajuda de um ventilador, à sua completa e uniforme mistura com o ar existente nesse compartimento (*vd.* Figura 4.18). É nesse momento que se inicia igualmente o processo de monitorização contínua da concentração do  $\text{N}_2\text{O}$  na mesma sala onde ele foi lançado (ou seja, na sala "fria"). Para esse efeito o *monitor Multi-gas*

---

<sup>20</sup> O limite de detecção deste filtro é de 50 ppm.

<sup>21</sup> Mínima concentração de uma substância que produz uma resposta "observável".

*BK 1302* foi configurado para recolher, de minuto a minuto, amostras de ar num ponto situado sensivelmente a meio da sala e a cerca de 1.60 m de altura em relação ao solo<sup>22</sup>.

Durante esta fase o ar na outra sala era também fortemente agitado por meios mecânicos, não só para uniformizar a temperatura ao longo de todo o compartimento (evitando-se, igualmente, a formação de gradientes térmicos entre o chão e o tecto), mas também para precaver o eventual surgimento de uma diferença de pressão adicional entre os dois lados da porta.

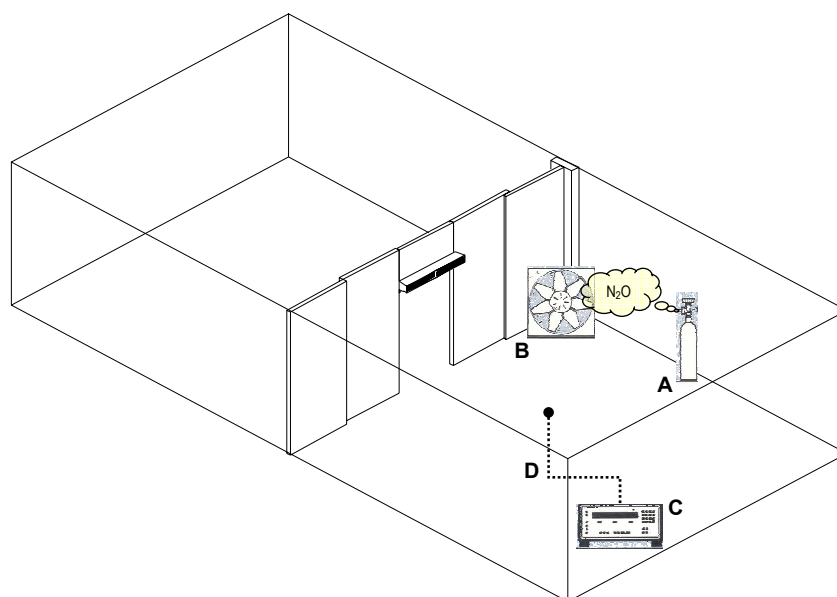


Figura 4.18 – Esquema da instalação experimental durante a realização de ensaios com gases traçadores: A – Garrafa de Protóxido de Azoto; B – Ventilador para promover a mistura homogénea do gás traçador com o ar ambiente da sala “fria”; C – *Multi-gas monitor BK 1302*, D – Tubo flexível para recolha das amostras de  $N_2O$ .

Decorrido o tempo suficiente (cerca de 5 minutos, na maior parte da vezes) e após uma observação atenta da invariabilidade dos valores registados, quer em termos das temperaturas médias em ambas as salas, quer na concentração de gás traçador na sala “fria”, desligam-se todos os ventiladores de modo a que cesse o movimento de ar nas duas salas. Contudo, se nesta fase de repouso (entre 1 e 3 minutos) que antecede o início do ensaio propriamente dito forem detectadas variações significativas da temperatura do ar das salas e/ou na concentração do gás traçador, retorna-se a uma das fases anteriores ou, no limite, o ensaio é abortado.

<sup>22</sup> O *Multi-gas monitor BK 1302* foi igualmente configurado para proceder à compensação da interferência provocada pelo vapor de água presente no ar ambiente.

Cada ensaio inicia-se no preciso momento em que é removido o plástico que faz as vezes de “porta”<sup>23</sup>, ficando a vedação daquela abertura a cargo do aparelho de cortina de ar, o qual já se encontra em funcionamento, devidamente regulado em termos de velocidade e de ângulo inicial do jacto. Atendendo a que o aparelho analisador de gases funciona também como “data-logger”, registando em memória<sup>24</sup> todos os dados medidos durante um ensaio, faz com que ao operador apenas reste a tarefa de esperar pela normal evolução do processo de decaimento da concentração do gás traçador, registando adequadamente<sup>25</sup> eventos importantes ou eventuais anomalias surgidas no seu decurso.

O ensaio é dado por terminado quando já não forem observáveis variações assinaláveis na concentração do gás traçador.

Antes de se avançar para um novo ensaio (retomando-se, então, os passos atrás descritos), procede-se à “lavagem” das duas salas de forma a eliminar delas qualquer vestígio de gás traçador. Normalmente a expulsão do gás traçador para o exterior dos compartimentos é conseguida abrindo as portas que dão acesso ao corredor e fazendo funcionar os ventiladores na velocidade máxima. A monitorização dos níveis de concentração do N<sub>2</sub>O ainda presente naquele espaço permite saber quando se deve dar por terminada a operação.

#### 4.2.3.4. O SOFTWARE

Apesar do aparelho analisador de gases *BK 1302* permitir que se vá acompanhando a evolução temporal da concentração do gás traçador que está a ser monitorizado – percorrendo manualmente e visualizando, um a um, todos os valores já registados em memória – entendeu-se por bem desenvolver um software específico que auxiliasse o utilizador durante todo o ensaio. Isso foi conseguido com o auxílio de uma ligação via porta RS232 entre o computador e o aparelho analisador de gases *BK 1302*, recorrendo-se, mais uma vez, ao

---

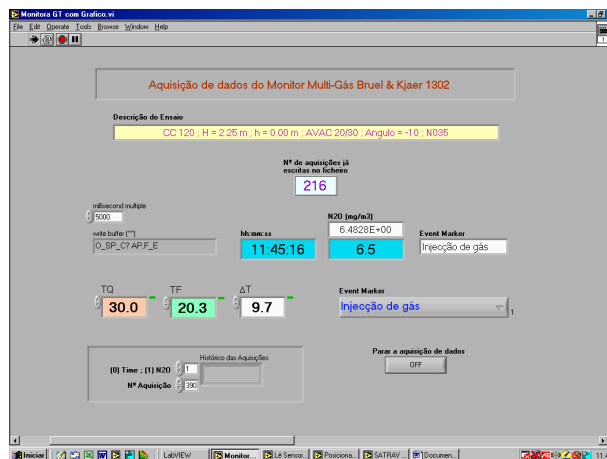
<sup>23</sup> Devido ao facto desta “porta” de plástico deslizar verticalmente, a sua abertura não provoca arrastamento de ar de um compartimento para o outro.

<sup>24</sup> Qualquer uma das 10 memórias disponíveis no aparelho assegura que os dados aí guardados estejam salvaguardados durante 5 anos, apenas podendo ser eliminados por ordem directa do operador. A porta RS232 existente na parte traseira do aparelho permite efectuar a impressão em papel e/ou a transferência para um computador pessoal dos dados contidos nessas memórias.

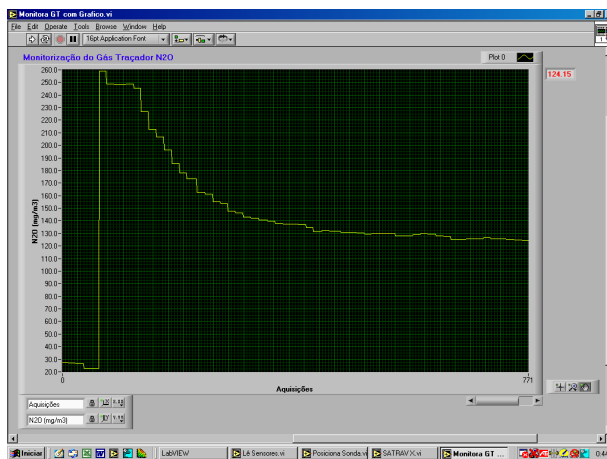
<sup>25</sup> Se um acontecimento não habitual (ou interessante) ocorrer durante o período de monitorização, o operador pode “marcar” a hora da sua ocorrência pressionando o botão “Event Marker” situado no painel frontal do aparelho. A cada “Event Marker” é atribuído um número de série, registado conjuntamente com os restantes dados, que pode servir posteriormente como referência. Esta potencialidade foi usada com regularidade para assinalar o momento exacto em que a cortina de plástico era removida da porta.

ambiente de programação LABVIEW™. O módulo “MONITOR GT” que foi desenvolvido possui as seguintes funcionalidades:

- Possibilidade do utilizador consultar, através de uma janela de interface de fácil leitura, não só o valor mais recente da concentração de gás traçador, mas também a hora exacta a que a respectiva amostra foi recolhida. Por recurso ao *Data Socket Server* e ao módulo “LÊ SENSORES” (vd. Figura 4.1), são simultânea e permanentemente mostrados nesta janela os valores médios da temperatura do ar em cada uma das salas (vd. Figura 4.19 – A).
- Acesso ao “histórico” da evolução temporal da concentração de gás traçador na sala em estudo por:
  - Verificação do valor numérico de cada resultado já registado e hora a que foi recolhida a amostra que lhe deu origem;
  - Representação gráfica dos valores registados até ao momento (vd. Figura 4.19 – B), permitindo ao utilizador ter uma percepção imediata e clara da fase em que se encontra o ensaio;
- Criação simplificada e padronizada de “Event Markers” para registo de ocorrências que surgem frequentemente durante os ensaios (“injecção de gás”, “ventiladores desligados”, “abertura da porta”, etc.) através de um menu deslizante onde aqueles comentários já se encontram predefinidos;
- Geração de ficheiros finais contendo os dados recolhidos, minuto a minuto, durante a totalidade do ensaio (concentração de gás traçador registada em cada uma das amostras recolhidas; eventuais ocorrências participadas ao sistema; temperatura média do ar em cada uma das salas). Estes ficheiros contêm ainda um cabeçalho onde é feito um resumo das condições em que o ensaio foi realizado, estando formatados de modo a facilitar o seu posterior processamento numa folha de cálculo (vd. Figura 4.19 – C).



A



B

CC 120, H = 2.25 m, h = 0.00 m, AVAC 20/30, Angulo = -20, N027 quarta-feira, 1 de Maio de 2002, 15:58:45				
hh:mm:ss	N20 (mg/m3)	Observações	TQ	TF
15:58:53	12.9		33.9	20.5
15:58:53	12.5		33.4	20.4
15:59:57	180.6	Injecção de Gás	33.1	20.2
16:01:36	176.5		33.1	20.2
16:02:39	175.8		32.9	20.4
16:03:44	173.6		32.9	20.7
16:04:49	173.0		32.0	20.3
16:05:54	172.4		31.9	20.1
16:06:58	172.1		32.1	19.7
16:08:03	171.3		32.3	20.1
16:09:07	170.3		32.4	20.3
16:10:11	168.7		32.1	20.3
16:11:36	169.0		32.8	20.6
16:12:41	167.7		33.2	20.6
16:13:45	167.4		33.1	20.7
16:14:49	165.9		32.5	20.8
16:15:54	165.3		32.5	20.2
16:16:58	164.4		32.2	20.0
16:18:03	164.0		32.3	20.0
16:19:08	161.5		32.2	19.7
16:20:12	160.1		31.9	20.0
16:21:29	161.5		32.1	20.3
16:22:32	159.6		32.7	20.4
16:23:36	157.5		31.5	20.5
16:24:40	156.4		30.0	20.6
16:25:45	156.4		29.8	20.7
16:26:50	155.0		30.2	20.3
16:27:53	153.0		30.9	20.1
16:28:57	152.2		31.1	19.8
16:30:02	151.3	Abertura da cortina	30.7	20.4
16:31:38	148.7		29.7	20.3

C

Figura 4.19 – Alguns pormenores do módulo “MONITOR GT”: A – Janela de visualização dos valores instantâneos da concentração de gás traçador e temperaturas médias do ar nas duas salas; B – Gráfico contendo a “história” da evolução da concentração do gás traçador desde o início do processo; C – Exemplo de ficheiro de texto gerado pelo módulo “MONITOR GT”.

#### 4.2.3.5. OS PARÂMETROS

Um dos parâmetros de fácil obtenção nos ensaios de concentração decrescente é a taxa de renovação do ar,  $n$ , no compartimento onde se monitoriza a concentração do gás. Por definição, a taxa de renovação do ar representa o número de vezes, por unidade de tempo, que o ar de um determinado compartimento fechado é substituído por ar vindo do seu exterior<sup>26</sup>.

O número de renovações do ar é expresso em  $[h^{-1}]$  e é dado pela razão entre o caudal volúmico de ar que entra,  $Q$ , e o volume efectivo desse compartimento,  $V$ , isto é:

<sup>26</sup> No presente estudo, considera-se que a sala “quente” funciona como ambiente exterior em relação à sala “fria”, que é o compartimento fechado onde decorre a análise.



$$n = \frac{Q \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]}{V \left[ \text{m}^3 \right]} \quad (4.10)$$

Este caudal volúmico de renovação do ar,  $Q$ , representa, por sua vez, o fluxo de ar que passa através dos limites ou fronteiras do compartimento em causa.

A equação da conservação do gás traçador no interior de um compartimento é dada por Sherman (1989) e por Grieve (1991):

$$\underbrace{V \cdot \frac{dC(t)}{dt}}_{\text{variação da quantidade de gás traçador no compartimento}} = \underbrace{[S(t) + Q(t) \cdot C_{\text{ext}}]}_{\text{quantidade de gás traçador introduzido no compartimento}} - \underbrace{[Q(t) \cdot C(t)]}_{\text{quantidade de gás traçador que sai do compartimento}} \quad (4.11)$$

onde:

$V$  volume de ar do compartimento,  $[\text{m}^3]$

$C(t)$  concentração de gás traçador existente no ar do compartimento,  $[\text{m}^3/\text{m}^3]$

$t$  tempo,  $[\text{h}]$

$S(t)$  caudal volúmico de gás traçador injectado no compartimento,  $[\text{m}^3/\text{h}]$

$C_{\text{ext}}$  concentração de gás traçador existente no ar exterior ao compartimento,  $[\text{m}^3/\text{m}^3]$

$Q(t)$  caudal volúmico de ar através do compartimento,  $[\text{m}^3/\text{h}]$

Atendendo a esta equação, o caudal volúmico de renovação do ar pode ser determinado através de:

$$Q(t) = \frac{S(t) - V \cdot \frac{dC(t)}{dt}}{[C(t) - C_{\text{ext}}]} \quad (4.12)$$

Antes de se continuar esta análise, convém recordar que o método da concentração decrescente, utilizado ao longo do presente trabalho, se baseia num conjunto de condições das quais se destaca: a) a existência de uma boa mistura do gás traçador com o ar ambiente do compartimento em estudo; b) a não existência de gás traçador no ambiente “exterior”; c) a não introdução de gás traçador no compartimento de estudo durante a realização do ensaio. Tendo estas particularidades em consideração, a equação (4.12) simplifica-se para:

$$Q(t) = \frac{-V \cdot \frac{dC(t)}{dt}}{C(t)} \quad (4.13)$$

Embora esta equação não possa ser usada para determinar o caudal instantâneo, ela pode servir para calcular a sua média durante o período de medida,  $\Delta T$ , de modo obter-se um valor médio para o caudal:

$$\bar{Q} = -\frac{V}{\Delta t} \cdot \ln\left(\frac{C_{\text{final}}}{C_{\text{inicial}}}\right) \quad (4.14)$$

em que (vd. Figura 4.20):

$C_{\text{inicial}}$  concentração de gás no instante  $t = t_1$  em que se inicia o período de medida

$C_{\text{final}}$  concentração de gás no instante  $t_2 = t_1 + \Delta t$ , quando termina o período de medida

$\Delta(t)$  tempo total decorrido entre os instantes  $t_1$  e  $t_2$ , i.e.,  $\Delta t = t_2 - t_1$

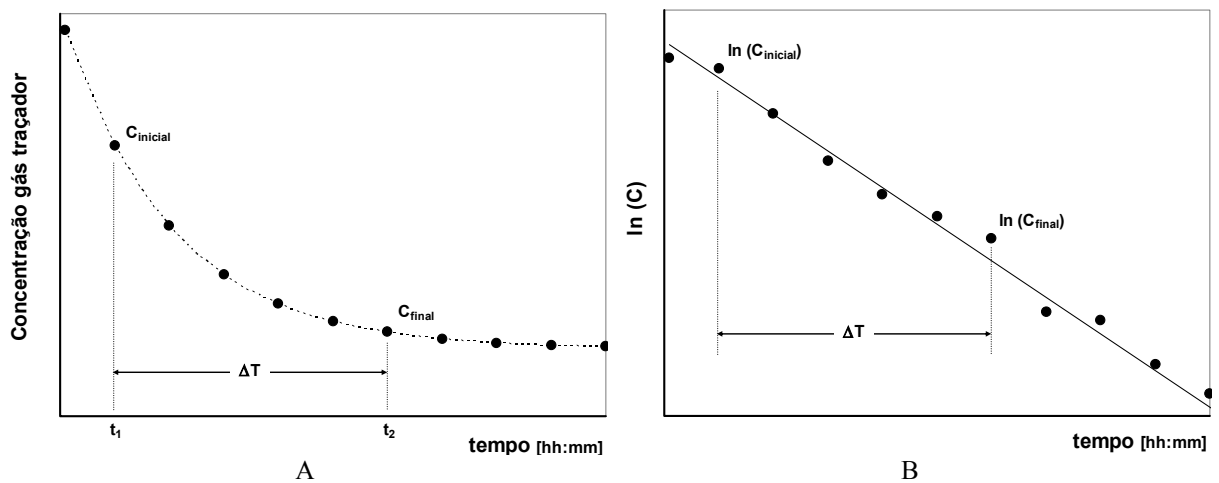


Figura 4.20 – Exemplificação do decaimento típico da concentração do gás traçador no compartimento de estudo, em representações: A – Linear; b – Logarítmica..

Partindo da equação (4.14) já se pode determinar agora o valor médio de renovações do ar no compartimento em estudo:

$$\bar{n} = -\frac{1}{\Delta t} \cdot \ln\left(\frac{C_{\text{final}}}{C_{\text{inicial}}}\right) \quad (4.15)$$

ou então

$$\bar{n} = \frac{\ln C_{\text{inicial}} - \ln C_{\text{final}}}{\Delta t} \quad (4.16)$$

Na prática, para se determinar o valor médio do número de renovações, podem-se usar três metodologias:

A primeira metodologia consiste em utilizar os resultados obtidos durante um ensaio e determinar a média de todos os valores de  $n$  que forem obtidos aplicando a equação (4.16) a pares de pontos de medida consecutivos.

Para a segunda metodologia basta fazer uma regressão exponencial aos dados originais, obtendo-se o número de renovações através do expoente da equação de regressão.

A terceira metodologia baseia-se na observação de que a equação (4.16) não é mais do que o simétrico do declive da recta traçada entre quaisquer dois pontos experimentais quando se representa o decaimento do logaritmo da concentração do gás traçador ao longo do tempo (*vd.* Figura 4.20). Por outras palavras, fazendo-se uma regressão, em que se utilizam como ordenadas os logaritmos das concentrações, o valor médio do número de renovações de ar,  $n$ , será calculado através do simétrico do declive da linha recta que melhor se ajusta aos pontos experimentais<sup>27</sup>. Foi esta terceira metodologia que se aplicou no presente trabalho, apenas variando numa pequena particularidade: como os ficheiros de dados recolhidos durante os ensaios efectuados com gases traçadores têm os valores do tempo expressos na unidade “dia”, para se obter o número de renovações por hora foi necessário dividir os simétricos dos declives por 24.

Segundo McWilliams (2002), o método da concentração decrescente é apropriado para medir taxas de renovação de ar relativamente baixas (menos de 6 renovações de ar por hora), caso contrário as concentrações do gás traçador terão de ser medidas muito rapidamente, antes que todo o gás se escape da zona de medida. Também segundo a mesma fonte, o erro esperado nos resultados obtidos com os gases traçadores está compreendido entre os 5 e os 10%.

Voltando à instalação experimental que foi usada neste trabalho, é de esperar que os caudais volúmicos de renovação do ar sejam mais fortes quando a porta de ligação entre os dois compartimentos se encontra aberta e totalmente desprotegida. Esta configuração, frequentemente designada por “porta aberta”, reveste-se de particular interesse pois servirá de referência na avaliação do desempenho da vedação produzida pela cortina de ar. Deste modo,

---

<sup>27</sup> As situações em que não se consegue obter uma linha aproximadamente recta podem dever-se ao facto do gás traçador não estar bem misturado com o ar do compartimento. Nesses casos os resultados obtidos poderão não ser válidos.

designaremos por  $n_0$  a taxa de renovação correspondente à situação de não funcionamento do aparelho de cortina de ar,  $U_0 = 0$  m/s.

Se denominarmos por  $n_j$  o valor da taxa de renovação de ar registada para um dado regime de funcionamento  $N_j^{28}$  da cortina de ar, pode-se definir um rendimento de vedação,  $\eta_v$ , baseado nos caudais volumétricos, tendo como referência a situação em que a cortina de ar está desligada ( $N_0$ ):

$$\eta_v = \frac{n_0 - n_j}{n_0} \quad (4.17)$$

A partir do rendimento, pode-se definir ainda uma eficácia do processo de vedação,  $E_v$ , como:

$$E_v = \frac{1}{1 - \eta_v} \quad (4.18)$$

sendo que  $E_v = 1$  corresponde a um efeito de vedação nula (porta aberta e/ou cortina desligada), enquanto a vedação ideal (porta hermeticamente fechada) equivaleria a  $E_v \rightarrow \infty$ .

#### 4.2.4. DETECÇÃO DO PONTO DE IMPACTO DO JACTO NO SOLO

É sabido (*cf.* Hayes (1968)), que a capacidade de vedação de uma cortina vertical com recirculação de ar depende do equilíbrio entre a quantidade de movimento inicial do jacto e as forças transversais que se pretendem neutralizar com a cortina. Isto significa, no limite, que quando a velocidade inicial do jacto da cortina é insuficiente face às condições existentes (diferença de temperatura entre os dois compartimentos, altura da porta a vedar, etc.), o jacto deverá ser deflectido pelas forças transversais devidas à impulsão térmica, levando à sua “quebra”. Quando esta situação extrema acontece, o jacto não chega a atingir o chão e a ter lá uma zona de impacto. Aumentando-se a velocidade inicial do jacto e, conseqüentemente, a sua quantidade de movimento, é lícito conjecturar que o ponto de impacto do jacto de ar no solo tenda a aproximar-se da ombreira da porta. Assim, a determinação da extensão da deflexão sofrida pelo jacto de ar, avaliada através do desvio do seu ponto de impacto no solo

<sup>28</sup> Segundo a notação que tem vindo a ser utilizada,  $N_j$  serve para referenciar uma determinada velocidade de rotação imposta ao motor do aparelho de cortina de ar:  $N_0$  a  $N_3$  no comutador original;  $N_{000}$  a  $N_{100}$  no comutador electrónico que o substituiu.

relativamente ao plano central da descarga do ar, pode constituir um bom indicador da maior ou menor eficácia da vedação promovida pela cortina de ar.

Tendo este intuito em mente, em todas as configurações experimentais estudadas foi aplicada uma metodologia que visou determinar, com alguma exactidão, a localização do ponto de impacto do jacto no solo. Para isso, foi concebido um sistema que, de um modo automático, faz com que um termo anemómetro de baixa velocidade vá varrendo transversalmente o jacto a curta distância do chão (10 mm), registando a velocidade do escoamento em pontos distribuídos ao longo de uma linha transversal que passa pelo centro da porta.

Este sistema, constituído por um mecanismo de atravessamento de um só eixo, accionado por um motor de passo e comandado por computador, permite posicionar com precisão a referida sonda nos pontos de medida pré-estabelecidos, varrendo uma zona do compartimento que se pode estender até 750 mm de distância em relação ao plano vertical que passa pelo centro do bocal da cortina de ar.

Após testes preliminares e num claro compromisso entre rapidez de execução dos ensaios contra número de pontos analisados por unidade de comprimento, optou-se por trabalhar com pontos de medida espaçados 10 mm entre si.

A implementação do módulo “SATRAV X” (vd. Figura 4.21) desenvolvido igualmente em ambiente LABVIEW™, permitiu controlar o movimento da sonda, sincronizando-o com a adequada aquisição de dados. Uma vez iniciado o “SATRAV X” efectua de uma forma totalmente automática o seguinte conjunto de operações:

- Inicialização da placa de controlo do motor de passo, transmitindo-lhe a configuração em que deve operar (velocidade e direcção dos movimentos, rampas de arranque/paragem, etc.);
- Leitura de um ficheiro, previamente gerado e gravado pelo utilizador, contendo as coordenadas dos pontos em que se pretendem efectuar as medidas com o termo-anemómetro ( $0 \text{ mm} < y_{\text{pontos}} < 750 \text{ mm}$ );
- Execução do “plano de ensaio”, deslocando o termo-anemómetro para cada uma das posições de medida e, decorrido um período de estabilização, registando em cada uma delas e durante um período de tempo predefinido, os valores disponibilizados, via *Data*

Socket Server, pelo módulo “LÊ SENSORES”<sup>29</sup>;

- Emissão de um alerta ao utilizador, através de um sinal sonoro, quando o “plano de ensaio” se encontra concluído;
- Geração e exportação de um ficheiro (em formato *txt*, para facilitar o seu processamento posterior) contendo em cabeçalho uma indicação da coordenada a que diz respeito, data e hora de início da aquisição e uma descrição sumária das condições em que foi realizado o ensaio.

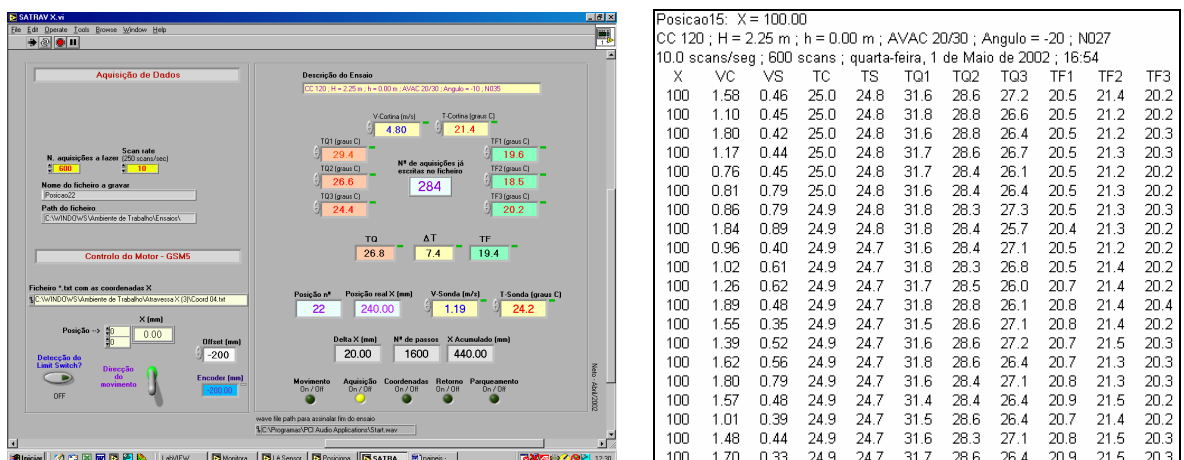


Figura 4.21 – Painel frontal de interface com o utilizador (esq.) e exemplo de um ficheiro gerado pelo módulo “SATRAV X” (dir.).

Na Figura 4.22 podem ver-se fotografias tiradas em dois momentos diferentes de um ensaio efectuado seguindo esta metodologia. Em ambas as imagens a “sala fria” encontra-se do lado esquerdo, podendo ver-se igualmente um pouco da “sala quente” do lado direito da ombreira da porta. Atendendo a que, na maior parte dos ensaios efectuados, o aparelho de cortina de ar se encontrava instalado do lado da “sala fria” e que o seu bocal se encontra afastado alguns centímetros da parede divisória, assinala-se a tracejado a localização (aproximada) do local onde  $y = 0$ , correspondente à projecção no solo do plano vertical que passa pelo centro do bocal.

<sup>29</sup> Além da velocidade e temperatura (se aplicável) do escoamento junto ao chão, o módulo “LÊ SENSORES” foi configurado para disponibilizar igualmente a velocidade e temperatura (se aplicável) inicial do jacto (registado por um segundo termopar), bem como os valores registados pelos termopares acoplados aos mastros de monitorização das temperaturas das salas.

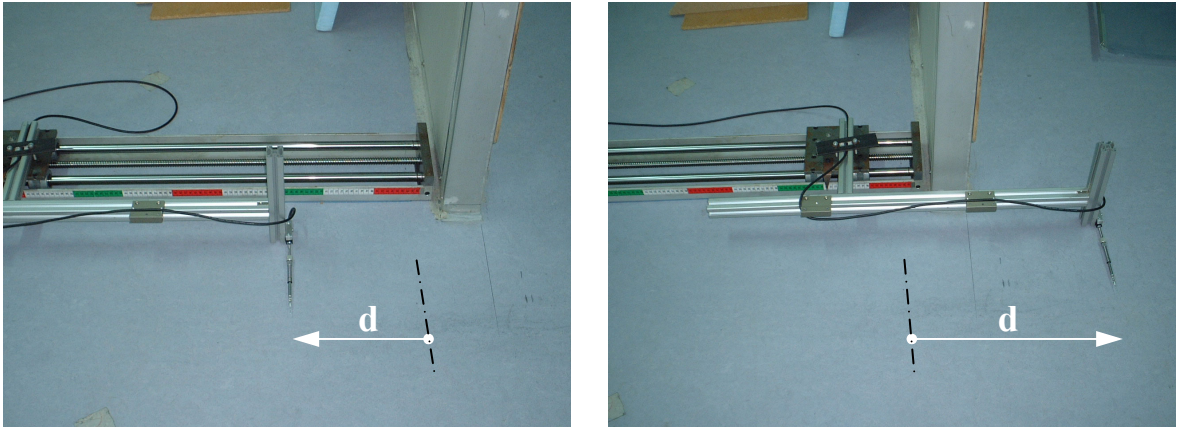


Figura 4.22 – Dois instantes do movimento do mecanismo de atravessamento comandado por computador utilizado para determinar a localização exacta do ponto de impacto do jacto no solo. Nas figuras pode ver-se ainda a a “sala fria” à esquerda e a “sala quente” à direita.

Após processamento, os dados recolhidos em cada um dos pontos de medida são evidenciados representando graficamente a razão entre a velocidade média do escoamento registada junto ao solo e a velocidade média do jacto registada junto ao bocal da cortina no mesmo período. O local de impacto da cortina de ar no solo é determinado pelo ponto de medida onde se regista o valor mínimo daquele quociente (*vd.* Figura 4.23). Por uma questão de facilidade de escrita, doravante designar-se-á por  $d$  a distância que vai desde o ponto de coordenada  $y = 0$  até ao local onde é detectado cada ponto de impacto do jacto da cortina de ar com o solo (*vd.* Figura 4.22 e Figura 4.23).

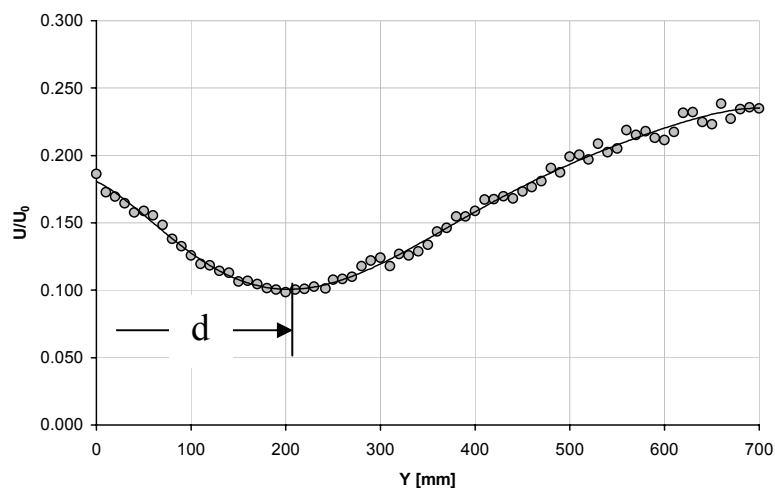


Figura 4.23 – Exemplo de uma evolução típica do módulo da velocidade do escoamento adimensionalizada pela velocidade inicial do jacto.

#### 4.2.5. TERMOGRAFIA POR INFRAVERMELHOS

De entre os vários métodos experimentais que foram utilizados para tentar obter uma melhor percepção dos fenómenos físicos em causa, foi dada especial atenção ao mapeamento simultâneo da temperatura e da velocidade do ar, quer na zona de desenvolvimento do jacto, quer nas imediações da porta a vedar. No entanto, o mapeamento destas quantidades físicas por recurso às tradicionais técnicas de “*point measuring*”<sup>30</sup> é limitador na medida em que implica um grande dispêndio de tempo para a sua concretização, além de que, por consequência, obriga a cuidados acrescidos com a reposição mais frequente das condições iniciais de ensaio.

Para ultrapassar estes inconvenientes foi usada uma técnica de medida do tipo “*whole-field*”<sup>31</sup> de forma a visualizar e registar as temperaturas do ar na vizinhança do jacto gerado pelo aparelho de cortina de ar. Com este método, descrito detalhadamente em Cehlin, Moshfegh e Sandberg (2000), o campo de temperaturas do ar é medido indirectamente através de um ecrã de baixa massa térmica que serve de alvo a uma câmara termográfica de infravermelhos. Este método tem como principal vantagem o facto de permitir obter, rápida e facilmente, sequências de imagens instantâneas (termogramas) que são indiciadoras do campo de temperaturas e do movimento das massas de ar na vizinhança da porta estudada.

Seguindo as recomendações feitas por aqueles autores, como ecrã de medida usou-se uma folha de papel cenário com  $3\text{ m} \times 2\text{ m} \times 0.25\text{ mm}$ , mantida perfeitamente esticada na direcção perpendicular à porta sobre a qual estava colocado o aparelho de cortina de ar e paralela à direcção principal do escoamento<sup>32</sup> (vd. Figura 4.25 e Figura 4.26).

Para registar a radiação infravermelha emitida pelo ecrã de medida foi usada uma câmara de infravermelhos *AGEMA THERMOVISION 550*<sup>TM</sup> (vd. Figura 4.24). Este tipo de câmara possui

---

<sup>30</sup> Técnica intrusiva pela qual a medição de determinadas variáveis físicas (por exemplo a temperatura e/ou a velocidade do ar) são feitas ponto a ponto, utilizando-se para esse efeito uma ou mais sondas.

<sup>31</sup> Técnica não intrusiva em que nenhum sensor é colocado no ponto de medida mas que permite a captura instantânea da distribuição de uma determinada variável ao longo de uma grande zona.

<sup>32</sup> Atendendo à particularidade, já mencionada anteriormente, do aparelho de cortina de ar estudado ser composto por dois ventiladores lineares, e à semelhança do que tinha acontecido aquando do mapeamento do campo de velocidades e temperaturas do ar com sondas anemométricas, também este plano de medida foi desviado cerca de 15 cm para um dos lados.



como detector um microbolómetro refrigerado, do tipo FPA<sup>33</sup>, com  $320 \times 240$  pixéis, sensível à radiação de grande comprimento de onda ( $3.6 - 5 \mu\text{m}$ ) e com uma sensibilidade térmica inferior a  $0.1 \text{ }^\circ\text{C}$ <sup>34</sup>, apropriado para a detecção de níveis de temperatura próximas do ambiente, quando operado na gama  $-20 \text{ }^\circ\text{C}$  a  $+250 \text{ }^\circ\text{C}$ .



Figura 4.24 – Aspecto da câmara *AGEMA THERMOVISION 550™* usada para o registo dos termogramas.

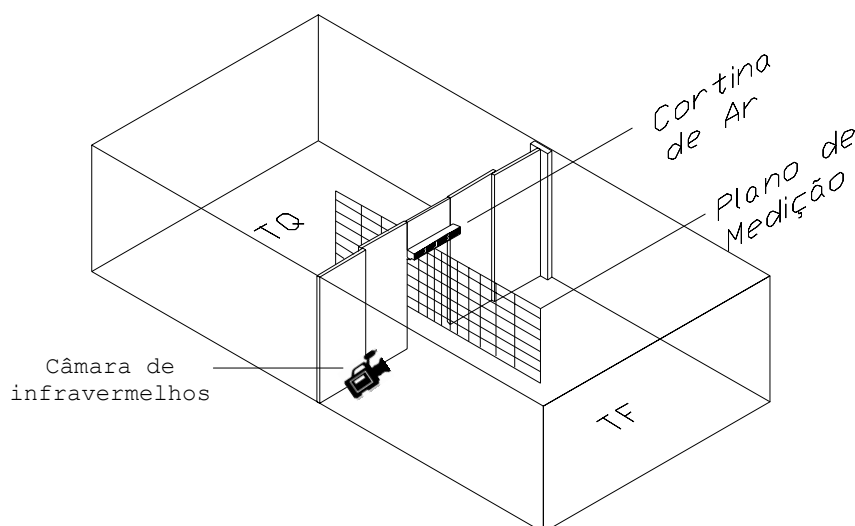


Figura 4.25 – Esquema da posição relativa da câmara de infravermelhos durante a captação dos termogramas ao longo do ecrã de medida (coincidente com o plano de medição anteriormente utilizado anteriormente).

Para que os termogramas fossem registados com um mínimo de distorção, a câmara de IR foi posicionada, tanto quanto possível, na perpendicular ao ecrã alvo (*vd.* esquema na Figura 4.25). Contudo, devido ao pouco espaço disponível e às características técnicas desta câmara,

<sup>33</sup> A tecnologia de plano focal conhecida como FPA (Focal Plane Array), consiste na utilização de um detector de elementos múltiplos em forma de matriz sobre o qual se focaliza a radiação emitida desde a superfície, o qual regista simultaneamente todos os pontos da imagem.

<sup>34</sup> Diferença mínima de temperaturas que o sistema é capaz de distinguir, para uma temperatura padrão do objecto de  $30 \text{ }^\circ\text{C}$ .

foi necessário proceder a duas alterações: Por um lado, e de modo a aumentar o campo de visão da câmara de infravermelhos, foi colocada uma lente de 40° por cima da lente de 20° que está fixa em permanência à câmara. Segundo "Thermovision 550 - Manual de Operação" (1990), esta solução permite dotar a máquina de um campo de visão (H × V) de 40° × 30°. Depois, para que os termogramas registassem a quase totalidade da altura da porta, a imagem captada pela câmara teve de ser rodada 90° para a esquerda, fixando-se a câmara no tripé de modo a funcionar deitada de lado. Assim, atendendo a que a câmara estava, em média, a 4 metros de distância da porta, os termogramas obtidos correspondem a zonas do alvo com 2.2 m × 2.9 m (H × V), com uma resolução espacial de 7 mm × 9 mm.

Por outro lado, de modo a identificar, à posteriori, a localização do eixo central do jacto de ar gerado pela cortina bem como outros pontos de referência julgados de interesse, pequenas tiras de folha de alumínio foram coladas no ecrã alvo de modo a servirem de "marcadores".

A realização deste tipo de ensaios obrigou a uma alteração importante na instalação experimental. A existência da folha de papel cenário (alvo térmico) permanentemente esticada entre as duas salas inviabilizou a continuação do uso do plástico espesso que até então servia para minimizar as trocas térmicas (e gasosas) entre os dois compartimentos durante o período de tempo que precede cada ensaio. A situação foi resolvida com o recurso a duas placas de madeira (a azul, na Figura 4.26) que, deslizando lateralmente, se unem junto ao papel cenário. Todo o conjunto é fortemente pressionado, quer contra o papel cenário, quer contra a ombreira da porta. Testes realizados previamente demonstraram que esta solução permite vedar eficazmente a zona da porta durante o período de pré aquecimento das salas.

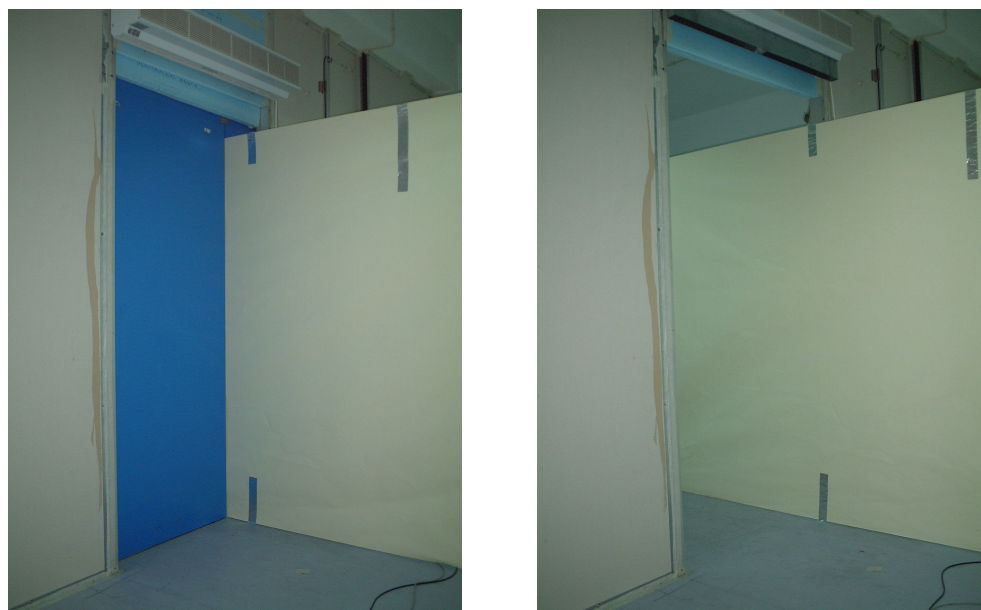


Figura 4.26 – Dois pormenores do ecrã de medida esticado entre as duas salas: (esq.) durante o período de pré aquecimento das salas, com a porta de madeira fechada; (dir.) no decurso de um ensaio. Nestas fotografias, tiradas sensivelmente da mesma posição da câmara de infravermelhos, podem ver-se igualmente as tiras de folha de alumínio que serviram de “marcadores”.

É sabido que a radiação infravermelha emitida por um objecto é função da sua temperatura superficial. Contudo, a câmara de infravermelhos mede não só esta radiação mas também a proveniente da vizinhança e que se reflecte sobre o objecto. A radiação procedente do objecto e a radiação reflectida serão também influenciadas pela emissividade deste e pela absorção da atmosfera que os rodeia. Assim, para medir temperatura com precisão é necessário compensar os efeitos de um grande número de diferentes fontes de radiação. Isto é feito automaticamente e em tempo real pela câmara de IR, desde que a emissividade, a temperatura da vizinhança e a distância ao objecto lhe sejam correctamente fornecidos (*cf.* "Thermovision 550 - Manual de Operação" (1990)).

Um dos parâmetros fulcrais no processo de medição com a câmara de infravermelhos é a emissividade do objecto cuja temperatura se está a tentar medir. Apesar de existirem tabelas contendo os valores típicos da emissividade dos materiais de utilização mais comum, optou-se por se efectuar a sua determinação através do método prático proposto em "Termografia Infrarroja - Principios Básicos"), após as necessárias adaptações, e que a seguir se descreve resumidamente.

Começou por se medir a temperatura em vários pontos da zona central do papel cenário

utilizando, simultaneamente, a sonda rápida de superfície (medição por contacto) e o termómetro de infravermelhos (medição sem contacto) que fazem parte do equipamento *TESTO 860-T2™*. Entretanto, através de botão adequado existente naquele equipamento, a suposta emissividade do papel cenário foi ajustada continuamente<sup>35</sup> até se obter uma total concordância entre os dois valores de temperatura registados por aquele aparelho (vd. Figura 4.27).

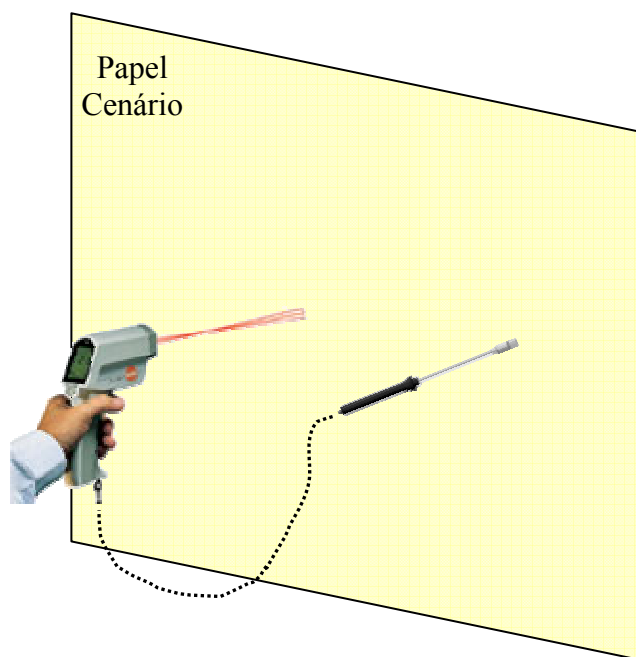


Figura 4.27 – Esquema da determinação da emissividade do papel cenário por recurso ao sistema de medida *TESTO 860-T2™* constituído por: (esq.) termómetro de infravermelhos com mira laser para medição sem contacto; (dir.) sonda rápida de superfície (termopar tipo T) para medição por contacto.

Este procedimento foi posteriormente repetido, só que usando desta vez a própria câmara de infravermelhos. O valor anteriormente apurado para a emissividade do papel cenário ( $\approx 0.90$ ) foi introduzido nos parâmetros de funcionamento da câmara de infravermelhos e a temperatura da folha daquela folha de papel foi novamente medida pelos dois sistemas (*AGEMA THERMOVISION 550™* e *TESTO 860-T2™*), verificando-se uma boa concordância entre os valores registados por ambos.

É de referir que, seguindo igualmente as recomendações expressas em "Termografia Infrarroja - Principios Básicos", este ensaio foi realizado a uma temperatura semelhante àquela que o papel cenário teria em condições normais de utilização e, pelo menos, 10 °C

<sup>35</sup> Neste aparelho, a emissividade pode ser ajustada livremente desde 0.10 até 1.00.

acima da temperatura ambiente de modo, evitando-se assim efeitos concorrentes entre emissão e reflexão que não permitem obter um valor correcto para a emissividade.

Como, em geral, um sistema de termografia é muito mais preciso que um termopar, a precisão da emissividade assim calculada corresponde à precisão do termómetro de contacto utilizado, o que, no presente caso, equivale a  $\pm 0.2 \text{ }^\circ\text{C}$ <sup>36</sup>.

Em termos de metodologia de ensaio seguiu-se um procedimento muito semelhante àquele que já foi descrito para as outras técnicas experimentais, embora, obviamente, com as devidas adaptações. De início, mantém-se a porta vedada com a ajuda das placas de madeira anteriormente referidas enquanto se faz o aquecimento/arrefecimento das duas salas até às temperaturas predefinidas. Estando reunidas as condições exigidas, e já com a câmara de infravermelhos devidamente configurada e a funcionar, retiram-se as placas de madeira fazendo-as deslizar lateralmente de modo a não provocar o arrastamento do ar adjacente.

A partir desse momento, com a porta aberta e desprotegida ou vedada pelo jacto produzido pelo aparelho de cortina de ar, inicia-se o registo de termogramas daquela zona, à cadência de um em cada minuto e durante o período de tempo entendido como adequado<sup>37</sup>.

O arquivo digital a 12 bits dos termogramas assim recolhidos é feito em cartões de memória PCMCIA o que facilita a sua transferência para o computador onde irão ser processadas. Aí, através de programas informáticos adequados<sup>38</sup>, pode-se visualizar, a cores ou em níveis de cinzento, a distribuição superficial da temperatura na zona-alvo. Com alguns destes programas é possível ainda efectuar análises térmicas mais detalhadas sobre as imagens recolhidas, determinando máximos e mínimos dos valores da temperatura, realçando zonas de interesse através da criação de linhas isotérmicas, etc. Em caso de necessidade pode-se mesmo corrigir total ou parcialmente os parâmetros próprios de cada um dos termogramas capturados (emissividade do objecto e sua distância em relação à câmara, temperatura e humidade relativa do ambiente, etc.), quer para a imagem completa, quer para uma ou mais zonas independentes.

---

<sup>36</sup> Segundo a TESTO<sup>®</sup>, este equipamento utiliza como sonda de contacto um termopar tipo T feito de material especialmente seleccionado que, quando operado na gama  $-20 \text{ }^\circ\text{C}$  a  $+70 \text{ }^\circ\text{C}$  permite um nível de precisão de  $\pm 0.2 \text{ }^\circ\text{C}$ .

<sup>37</sup> Com base na experiência adquirida com a realização dos mesmos ensaios mas aplicando outras técnicas experimentais.

<sup>38</sup> De entre os softwares utilizados especificamente para o processamento e visualização de termogramas destaca-se o IRWin 5.1 da Agema Infrared Systems (Suécia) e o ThermaCAM<sup>™</sup> Reporter 99, ThermaCAM<sup>™</sup> Explorer 99 e ThermaCAM<sup>™</sup> Report Viewer 99 da FLIR Systems AB (Suécia).

Para finalizar resta dizer que a técnica de medida “*whole-field*” que aqui foi descrita, além de permitir obter, de uma forma expedita, imagens instantâneas indiciadoras do campo de temperaturas existente na vizinhança da porta, apresenta ainda outras vantagens, nomeadamente no que concerne à facilidade e rapidez da sua implementação, ao seu carácter pouco intrusivo, bem como à fiabilidade dos resultados obtidos. Todavia, é preciso que se note que esta nova técnica acarreta ainda alguns problemas, quer ao nível prático (o ecrã de medida pode perturbar o escoamento, o campo de visão da câmara é relativamente apertado, etc.), quer ao nível de fiabilidade dos resultados obtidos (em regime transiente o ecrã de medida não atinge a mesma temperatura que o correspondente ar local, os termogramas são tanto mais “nítidos” quanto maiores forem as diferenças de temperatura em jogo, etc.), os quais podem ser limitadoras da sua aplicabilidade.

Conforme se verá mais adiante no Capítulo 5, tomando as devidas precauções é possível visualizar/confirmar o comportamento do jacto de ar (deflexões sofridas, ângulo de impacto no solo, comportamento nos minutos iniciais) perante as diferentes condições de operação a que o aparelho de cortina de ar está sujeito (altura da porta, diferença de temperatura existente entre os dois compartimentos, velocidade inicial do jacto, etc.). Tudo isto faz da termografia por infravermelhos um meio complementar ideal para a análise e visualização dos fenómenos físicos presentes no processo de vedação da porta pela cortina de ar.

#### **4.2.6. ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA PASSAGEM DE PESSOAS PELA PORTA**

Embora os aparelhos de cortina de ar sejam instalados essencialmente para facilitar a circulação de pessoas e/ou veículos pelas portas, não são conhecidos estudos anteriores que se debrucem sobre as implicações negativas decorrentes da interacção entre um corpo sólido (humano ou não) e aquele tipo de jacto de ar.

Mais à frente neste trabalho, mais concretamente no Capítulo 5, apresentar-se-ão alguns resultados recolhidos em ensaios experimentais efectuados com o propósito de tentar quantificar a redução da eficiência de vedação como consequência da passagem frequente de uma pessoa pela porta.

Para esse efeito foi concebido e instalado um sistema mecânico controlado por computador

que impôs um movimento de vaivém constante entre as duas salas a uma boneca<sup>39</sup> – apelidada de *Roberta*<sup>40</sup> – com feições e estatura semelhante à de um ser humano adulto do sexo feminino (vd. Figura 4.28).



Figura 4.28 – O manequim de montra *Roberta* utilizada nos ensaios tem a estatura de um mulher adulta (aproximadamente 1.65 m de altura).

Através de um fino cabo de aço prendeu-se a cabeça da *Roberta* a um carrinho que desliza no interior de uma calha de alumínio em forma de “U” invertido que se encontra suspensa no ar a cerca de 2.10 m de distância do chão. O centro desta calha, com cerca de 7 m de comprimento, está firmemente amarrado à ombreira da porta através de um tirante metálico ajustável e as suas extremidades apoiam-se em cavaletes colocados no centro de cada uma das salas. Deste modo consegue-se que a *Roberta* faça um movimento entre as duas salas isento de obstáculos e com os pés praticamente a roçar o chão (vd. Figura 4.29). Para evitar que a *Roberta* entrasse em auto-rotação durante o seu movimento de “caminhada” os seus braços foram atados com fio de nylon a um tirante existente por baixo do carrinho (vd. Figura 4.30).

Para accionar o movimento deste carrinho utilizou-se um motor de passo preso a uma das extremidades da calha. Ao seu eixo foi acoplado um disco de alumínio contendo um sulco em “V” no seu contorno periférico. Um fio de aço com 1.5 mm de diâmetro foi esticado por dentro da calha, sendo obrigado a passar por roletes colocados nas suas extremidades e a encaixar-se numa grande parte do referido sulco em “V” antes de ser firmemente unido às extremidades do carrinho.

<sup>39</sup> Este tipo de boneca, vulgarmente designada por “manequim de montra”, é utilizado para assentar trabalhos de costura ou para exposição de peças de vestuário em vitrinas de estabelecimentos comerciais ou outros.

<sup>40</sup> A manequim *Roberta* foi amavelmente ofertado pelo grupo empresarial FETAL MODA INTERNACIONAL (Leiria).

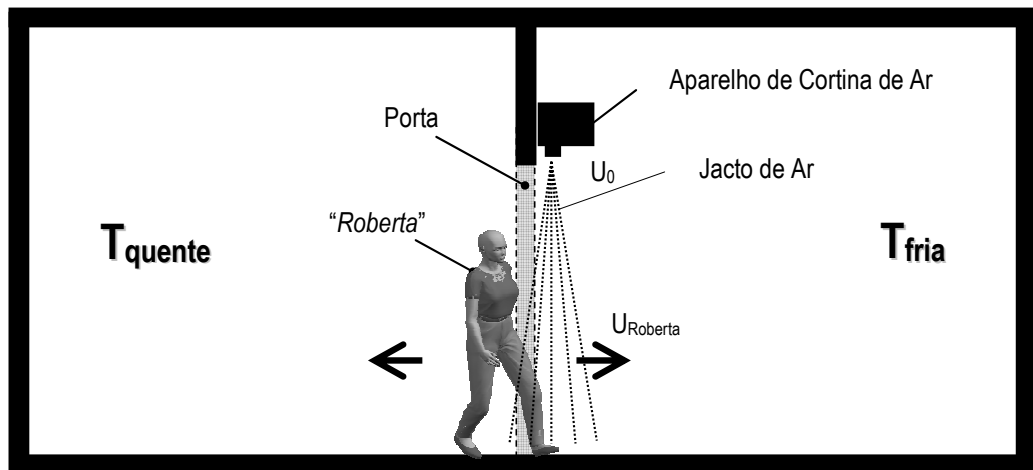


Figura 4.29 – Representação esquemática da instalação experimental utilizada para a determinação da influência do atravessamento frequente da zona de ação do jacto por uma pessoa em movimento.



Figura 4.30 – Duas fotografias tirada ao sistema de suporte da *Roberta* durante a montagem da instalação experimental. Na imagem da esquerda pode ver-se o fio de aço que a segura ao carrinho que circula por dentro da calha bem como o local na extremidade da mesma onde se encaixa o motor de passo que acciona todo o sistema. Na imagem da direita pode ver-se o modo como se apoia centralmente a calha de suporte da *Roberta*.



O controlo do movimento da *Roberta* foi efectuado pelo módulo “ROBERTA CRUISE CONTROL” desenvolvido em ambiente LABVIEW™ (vd. Figura 4.31). Através deste é possível impor:

- A distância a percorrer em cada sentido pela *Roberta*, (m);
- A velocidade de cruzeiro com que a *Roberta* cruza a porta; (m/s);
- A frequência com que a *Roberta* atravessa da porta, (passagens/minuto);
- Rampas de aceleração/desaceleração da *Roberta* no início e final de cada movimento.

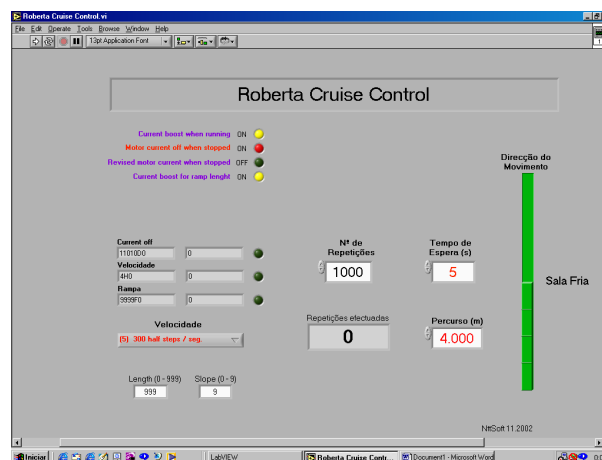


Figura 4.31 – Painel frontal de interface com o utilizador do módulo “ROBERTA CRUISE CONTROL”

Em caso de necessidade de se procederem a acertos de posição da *Roberta*, recorreu-se a um outro módulo denominado “POSICIONADOR DA ROBERTA” (vd. Figura 4.32).

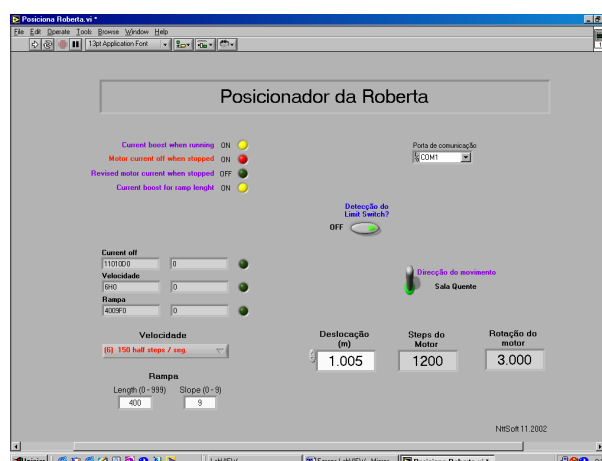


Figura 4.32 – Painel frontal de interface com o utilizador do módulo “POSICIONADOR DA ROBERTA”.

Em termos de metodologia de ensaio seguiram-se os procedimentos já utilizados com a aplicação da técnica dos gases traçadores, ou seja, após se atingirem as condições requeridas para a realização de um ensaio, procedeu-se à abertura das portas de madeira. Nesse momento, já com a monitorização do gás traçador a decorrer, dá-se início ao movimento de vaivém da *Roberta* entre as duas salas. Este tipo de ensaios, ainda de carácter exploratório, foram realizados apenas para uma dimensão da porta (devido a um obstáculo imposto pelo apoio central da calha de suporte da *Roberta*) e para duas velocidades impostas ao movimento da *Roberta*: 0.0 m/s (imobilizada) e 0.5 m/s. Em Neto, Silva e Costa (2006) podem recolher-se mais alguns pormenores sobre a implementação física deste tipo de ensaio.

## Capítulo 5 – Resultados Experimentais

Nos dois capítulos anteriores foram descritos os aspectos essenciais da instalação experimental e das metodologias de medida utilizadas neste trabalho. O presente capítulo é dedicado à apresentação e à discussão dos resultados obtidos. Contudo, antes de se levar por diante esse objectivo, far-se-á uma breve incursão por um conjunto de ensaios preparatórios e/ou de afinação da instalação que foram previamente realizados.

### **5.1. AFINAÇÃO DA INSTALAÇÃO**

#### **5.1.1. ENSAIOS EXPLORATÓRIOS**

Os primeiros ensaios foram efectuados no âmbito de um estudo efectuado pela Associação para o Desenvolvimento da Aerodinâmica Industrial (ADAI) para a firma Castanheira, Henriques e C<sup>a</sup>., Ld<sup>a</sup>., tendo em vista o “*estudo, a análise e a optimização do desempenho das cortinas de ar*” fabricadas por aquela empresa (vd. Silva, Costa, Oliveira, Neto, Brites e Barbosa (2000) para mais pormenores sobre o âmbito e conclusões do trabalho realizado).

Nessa altura foram estudadas duas configurações geométricas diferentes, representativas de situações práticas de utilização de aparelhos de cortina de ar.

Tal como já se teve a oportunidade de se apresentar anteriormente, a primeira delas correspondeu à simulação de uma situação típica de vedação de um espaço habitacional climatizado, no qual se pretendem manter condições de conforto, relativamente a um ambiente exterior mais quente.

Esta situação, que daqui em diante se designará pela abreviatura AVAC, foi simulada no edifício do Laboratório de Aerodinâmica Industrial (LAI), em Coimbra, tendo o aparelho de cortina de ar sido montado entre duas salas contíguas e iguais, cada uma com  $6 \times 6 \times 3.27 \text{ m}^3$ . Uma das salas foi aquecida até uma temperatura de  $35 \text{ }^\circ\text{C}$ , utilizando-se para tal dois aquecedores catalíticos a gás e um convector eléctrico, enquanto a outra sala foi mantida a  $25 \text{ }^\circ\text{C}$  pela unidade de ar condicionado nela instalada (*cf.* Figura 5.1). Para esta parte do estudo recorreu-se a um aparelho de cortina de ar da gama comercial (CC 120), cujas características dimensionais e técnicas já foram pormenorizadamente descritas no Capítulo 3.

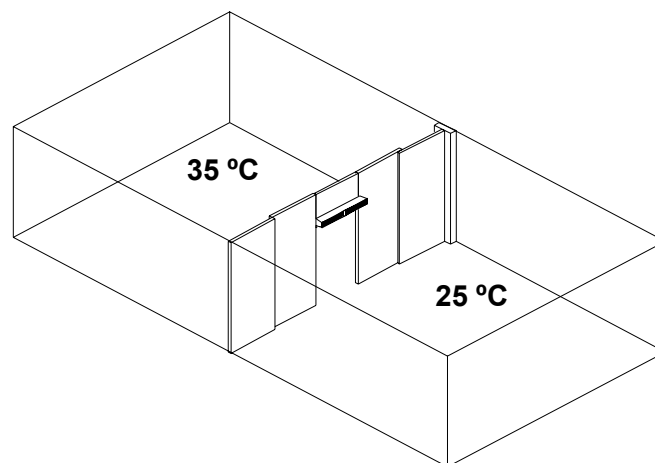


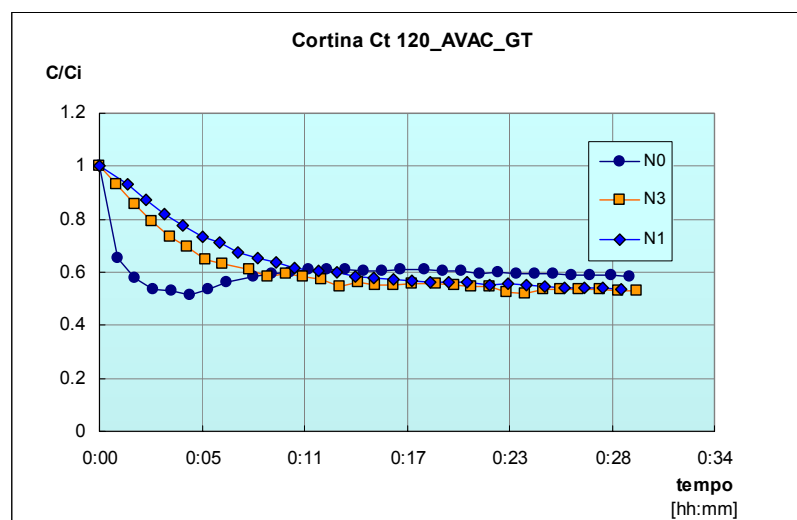
Figura 5.1 – Esquema das salas utilizadas para simular a configuração AVAC.

Na Figura 5.2 a) representam-se as evoluções temporais do valor da concentração instantânea ( $C$ ) do gás traçador  $\text{N}_2\text{O}$ , adimensionalizada pela concentração inicial ( $C_i$ ), registadas para esta configuração.

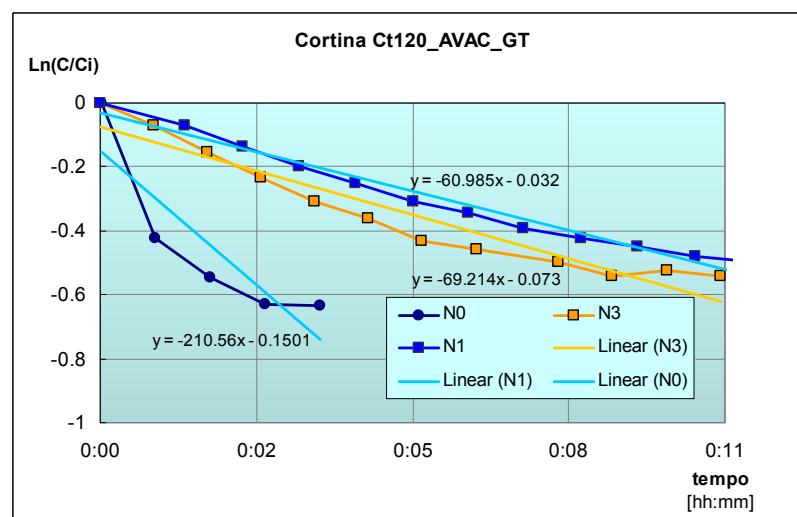
A curva do caso de referência  $N0$ , correspondente à situação de não funcionamento do aparelho de cortina de ar (*i.e.*, para  $U_0 = 0 \text{ m/s}$ ), apresenta uma evolução particular, com um decréscimo inicial mais acentuado até cerca de  $C/C_i \approx 0.35$ , seguido de uma recuperação da concentração para valores próximos de 0.6. Este fenómeno deve-se ao facto de o escape do ar da sala fria para a sala quente, que se verifica junto ao chão, ocorrer de uma forma mais fácil

do que a entrada de ar da sala quente para a sala fria. Com efeito, no início do ensaio, esta circulação é bloqueada pela porção de parede existente acima do aparelho de cortina de ar.

Uma vez vencido o bloqueio inicial, entra-se num regime caracterizado por uma só célula de recirculação que percorre todo o espaço conjunto das duas salas, sem qualquer restrição a não ser a resultante da presença da parede divisória, permitindo que haja alguma recuperação do valor da concentração do gás traçador na sala fria. Este fenómeno foi posteriormente confirmado por Costa e Oliveira (2002) através de simulação numérica dos campos do escoamento e da temperatura para uma configuração geométrica bidimensional equivalente.



a) Escala linear



b) Escala logarítmica

Figura 5.2 – Representação linear a) e logarítmica b) do decaimento da concentração do gás traçador  $N_2O$  lançado na sala fria da instalação experimental esquematizada em Figura 5.1 (configuração AVAC), para três velocidades do motor da cortina de ar CC 120: N0 – desligada, N1 – mínima e N3 – máxima.

Os valores registados no gráfico da Figura 5.2 a) permitem identificar dois regimes diferentes. Numa primeira fase há um decaimento acentuado que estabiliza próximo de  $C/C_i = 0.5$ , valor que se justifica pelo facto de o gás se estar a diluir num volume total que é o dobro do volume inicial. A partir de determinada altura, o decaimento passa a ser muito menor, dado que é só devido às fugas do conjunto das duas salas para o exterior e não às trocas entre elas. Através desta figura é fácil perceber que a melhor vedação ocorre para a velocidade mais baixa do jacto,  $NI$ , dado que é para esta regulação do motor da cortina que há um decaimento mais lento na primeira fase.

Na Figura 5.2 b) representam-se apenas os primeiros minutos do decaimento da concentração do gás traçador, sendo os valores do quociente  $C/C_i$  substituídos, no eixo das ordenadas, pelos respectivos logaritmos. Deste modo, tendo em consideração a equação 4.16, a partir dos dados patentes nesta figura é possível determinar, para cada velocidade do motor estudada, a consequente e correspondente taxa de renovação do ar na sala em estudo,  $n$ . De acordo com a metodologia descrita no capítulo 4, o valor de  $n$  foi obtido através do simétrico do declive da respectiva recta de regressão. Contudo, uma vez que o ficheiro Excel a partir do qual foi feita a representação, tem os valores do tempo na unidade dia, para obter o número de renovações por hora é necessário dividir por 24 os simétricos dos declives apresentados na Figura 5.2 b).

A segunda situação prática estudada diz respeito à vedação de uma câmara frigorífica a baixa temperatura ( $-25\text{ }^\circ\text{C}$ ) relativamente a um ambiente exterior a uma temperatura da ordem de  $+30\text{ }^\circ\text{C}$ . Os ensaios em que foi simulada esta segunda situação, doravante designada pela abreviatura REFR, foram realizados em Castelo Branco, na firma Castanheira, Henriques e C<sup>a</sup>. Ld<sup>a</sup>., recorrendo-se à câmara frigorífica existente nas instalações da empresa. O aparelho de cortina de ar foi colocado por cima da porta de entrada da câmara frigorífica, do lado exterior, de forma a garantir a vedação aerodinâmica do seu volume interior relativamente ao pavilhão dentro do qual esta está construída (vd. Figura 5.3). Para esta configuração, além do aparelho CC 120, foi também testado um modelo de cortina de ar da gama industrial (CI 120), o qual difere do primeiro apenas pelo facto de funcionar com velocidades de injeção mais elevadas. Em ambos os casos, o aparelho de cortina de ar foi montado por cima da porta, para que a saída do jacto descendente ocorresse a 2.10 m de altura do chão.

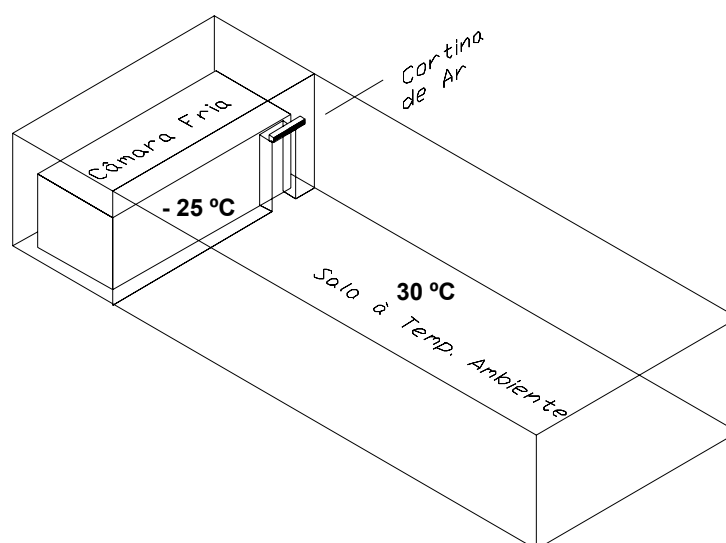


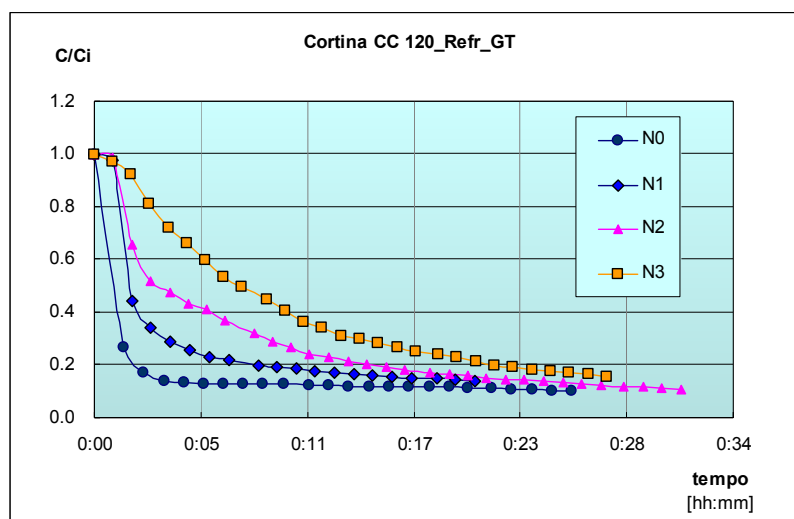
Figura 5.3 – Esquema da instalação da cortina de ar na configuração REFR.

Na Figura 5.4 apresentam-se os resultados obtidos durante os ensaios feitos com a cortina CC 120 na situação REFR.

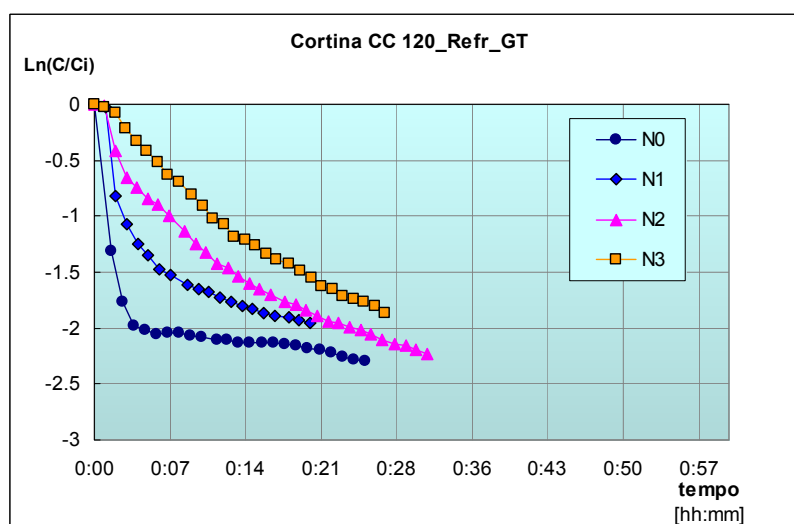
O comportamento particular, atrás descrito para a configuração AVAC, não se verifica agora no caso de referência, *N0*, dadas as diferenças de geometria e nas relações entre os volumes sala fria/sala quente.

A primeira fase do ensaio, correspondente às trocas entre as duas salas, resulta num decaimento do quociente  $C/C_i$  até valores próximos de 0.16, o que será aproximadamente a relação entre os volumes dos dois compartimentos.

Neste caso, a situação de maior eficiência da cortina CC 120 verifica-se para a velocidade de rotação *N3* (máxima), sendo o comportamento inverso relativamente à situação AVAC, para o mesmo aparelho. A justificação estará provavelmente no facto de, na situação de vedação de uma câmara de refrigeração, ser necessário um jacto descendente com maior velocidade inicial para contrariar a maior tendência de escape do ar frio pela zona inferior da porta devido à sua maior densidade.



a) Escala linear



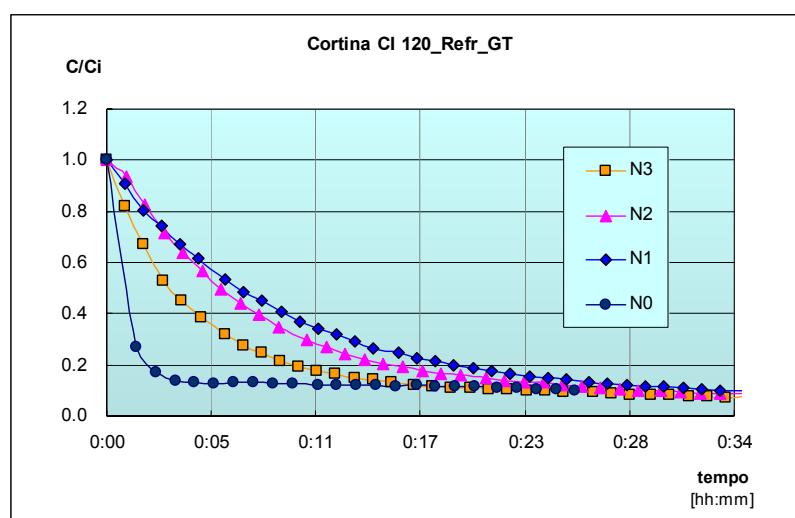
b) Escala logarítmica

Figura 5.4 – Decaimento da concentração do gás traçador na sala fria para a cortina CC 120, na situação REFR, em representações: a) linear e b) logarítmica.

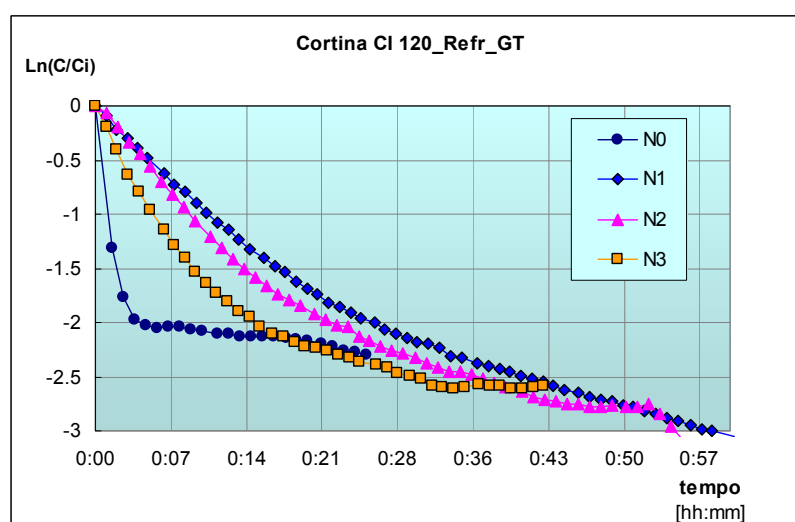
Ao contrário do que se verificou com a cortina comercial CC 120, os dados obtidos apresentados na Figura 5.5 a), correspondentes ao modelo industrial CI 120, mostram uma tendência para o decréscimo da eficiência de vedação com o aumento da velocidade da cortina de ar. Conclui-se daqui a necessidade de otimizar a relação entre a velocidade inicial do jacto e o diferencial de temperatura das salas.

Na Figura 5.5 b) são bem patentes as duas fases do decaimento das concentrações do gás traçador, verificando-se que o segundo declive, correspondente às perdas do conjunto das duas salas para o exterior, é comum aos vários registos, correspondendo-lhe uma taxa de renovação da ordem de 1 por hora.





a) Escala linear



b) Escala logarítmica

Figura 5.5 – Decaimento da concentração do gás traçador na sala fria para a cortina CI 120, na situação REFR, em representações: a) linear e b) logarítmica.

Na Tabela 5.1 apresenta-se um resumo dos valores do desempenho de vedação obtidos nas duas situações analisadas (AVAC e REFR) com as cortinas CC 120 e CI 120.

Através destes primeiros ensaios ficou demonstrado que, para uma dada configuração, a eficiência de vedação pode ser maximizada através de um correcto ajustamento da velocidade do ar à saída da cortina. A regulação deste parâmetro torna-se ainda mais crítico quando se pensa nas múltiplas configurações possíveis de encontrar numa aplicação real dos aparelhos de cortina de ar, nomeadamente com a altura da porta a vedar, com a altura em relação ao solo a que está colocada a cortina ou mesmo com a diferença de temperaturas entre o interior e o exterior do compartimento que se pretende proteger.

Tabela 5.1 – Resumo dos valores do desempenho de vedação das cortinas CC 120 e CI 120.

		CC 120				CI 120			
		N0	N1	N2	N3	N0	N1	N2	N3
AVAC	$n$ [ $h^{-1}$ ]	8.773	2.541	–	2.880	–	–	–	–
	$\eta_v$	0	0.710	–	0.671	–	–	–	–
	$E_v$	1	3.45	–	3.04	–	–	–	–
REFR	$n$ [ $h^{-1}$ ]	30	12.8	8.6	5	30	5	5.7	8.6
	$\eta_v$	0	0.573	0.713	0.833	0	0.833	0.810	0.713
	$E_v$	1	2.33	3.48	5.98	1	5.98	5.26	3.48

Por outro lado, e como se acaba de verificar, é para a velocidade mínima de rotação do motor da cortina de ar modelo CC 120, quando a funcionar em situação de AVAC, que ocorre a maior eficiência de vedação. Este facto levantou a hipótese de ainda se conseguirem obter melhores prestações com a redução da velocidade inicial do jacto para valores inferiores ao correspondente à regulação *NI*.

Foi com este cenário em mente que se procedeu à substituição do comando original do motor da cortina de ar CC 120 (*vd.* Figura 3.6) pelo módulo electrónico de comando e controlo CAPVAR8™ (*vd.* Figura 3.7). De facto, como se verá de seguida, esta alteração veio permitir ao utilizador seleccionar e impor, de entre 100 escalões disponíveis, a velocidade de rotação mais adequada para o motor da cortina, regulando quasi-continuamente a velocidade inicial do jacto ( $U_0$ ) desde os 0 m/s até ao valor máximo permitido pelo motor do aparelho (aproximadamente 8 m/s).

### 5.1.2. CALIBRAÇÃO DO VARIADOR DE VELOCIDADES

Com o objectivo de conhecer a velocidade inicial do jacto imposta por cada um dos escalões de funcionamento do novo módulo de variação de velocidade (modelo CAPVAR8™ da WMD Electronic), foi efectuada uma calibração do mesmo adoptando a metodologia e as precauções que a seguir se descrevem.

Segundo Hayes (1968), para um aparelho de cortina de ar operando em condições isotérmicas, o jacto de ar encontra-se normalmente dividido em duas zonas. Numa primeira, a

que chamaremos de “zona de transição (inicial)” e que se situa próxima do bocal de descarga, a velocidade do ar no centro do jacto permanece constante. Na segunda, logo a jusante, na chamada “zona de escoamento estabelecido”, essa característica deixa de existir e a velocidade do ar no centro do jacto começa a decair.

Atendendo a este facto, antes de se poder efectuar a calibração do módulo de variação de velocidade, foi necessário determinar a extensão da zona de transição de forma a se escolher o local adequado onde se deveriam recolher os valores da velocidade do ar.

Para este efeito, recorreu-se a um equipamento composto pelo aparelho multi-funções *SwemaAir 300*<sup>TM</sup> equipado com uma sonda telescópica contendo o anemómetro de fio quente *SWA31* (vd. Figura 5.6). Esta sonda é um anemómetro de fio quente com compensação de temperatura, medindo a velocidade do ar na gama dos 0,10 aos 10 m/s com uma exactidão de  $\pm 0,04$  m/s (0,10 – 1,33 m/s) ou de  $\pm 3\%$  do valor lido (1,33 – 10 m/s). Este equipamento, especialmente vocacionado para medições na área da ventilação do ar condicionado, foi interligado através da sua interface RS232 a um computador pessoal de forma a facilitar a aquisição dos dados recolhidos.



Figura 5.6 – Unidade *SwemaAir 300* e sonda *SWA31* utilizadas para monitorizar a velocidade inicial do jacto durante a fase de calibração do módulo electrónico de comando e controlo da cortina CC 120.

De modo a reduzir quaisquer influências extrínsecas ao processo de desenvolvimento do jacto, o aparelho de cortina de ar foi colocado numa posição suficientemente afastada do solo (por cima de uma porta com 2.25 m de altura) e testado em condições isotérmicas (ambas as salas à mesma temperatura).

Para uma dada velocidade de funcionamento do motor, a sonda *SWA31* foi sucessivamente posicionada nas coordenadas (vd. sistema de eixos coordenados na Figura 3.11)  $X = 1$  cm,

5 cm, 10 cm, 15 cm, 20 cm, 25 cm e 30 cm;  $Y = 0$  cm;  $Z = 32$  cm<sup>1</sup>, fazendo-se a aquisição de dados à taxa máxima permitida pelo aparelho (40 Hz), durante 3 minutos. O processo foi depois repetido para as outras duas velocidades de funcionamento do motor.

O processamento dos resultados obtidos permitiu concluir que, para qualquer das três velocidades  $N1$ ,  $N2$  e  $N3$  impostas ao motor ainda pelo comando original, a zona inicial de desenvolvimento do jacto – caracterizada pela existência de uma velocidade constante ao longo do seu eixo central – estende-se até quase 15 cm de distância do bocal da cortina, conforme se pode verificar através da Figura 5.7.

Daí em diante, na chamada zona de escoamento principal ou estabelecido, essa característica deixa de existir, verificando-se um decaimento da velocidade ao longo do eixo central do jacto da cortina.

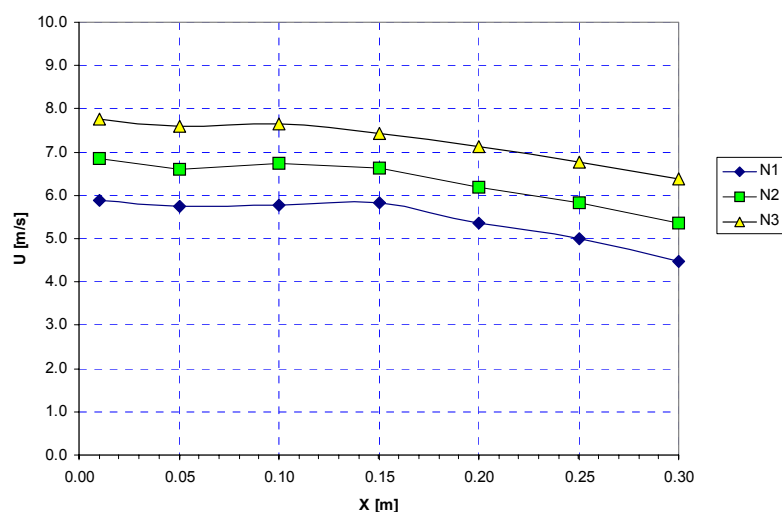


Figura 5.7 – Evolução da velocidade do jacto de ar ao longo dos primeiros 30 cm do eixo vertical X, para as três velocidades de funcionamento da cortina  $N1$  (mínima),  $N2$  (média) e  $N3$  (máxima), em condições isotérmicas,  $\Delta T = 0$  °C

Esta informação foi tida em conta durante a execução do levantamento dos valores da velocidade inicial do jacto,  $U_0$ , em função do nível de rotação imposto ao motor da cortina,  $N_{XXX}^2$ , pelo novo controlador CAPVAR8<sup>TM</sup>.

Ao longo desses ensaios a sonda *SWA31* passou a estar posicionada a uma distância de 10 cm do bocal (ou seja, manteve-se posicionada no ponto de coordenadas  $X = 10$  cm,  $Y = 0$  cm e

<sup>1</sup> A justificação para o uso de  $Z = 32$  cm será dada em 5.1.3.

<sup>2</sup> Doravante designar-se-á cada regulação de velocidade imposta ao motor da cortina através da sigla  $N_{XXX}$ , em que  $XXX$  representa um dos 100 patamares de regulação disponíveis ( $N001 - N100$ ) e  $N000$  significa cortina de ar desligada.

$Z = 32$  cm, bem dentro da zona inicial de desenvolvimento do jacto), enquanto decorria a aquisição dos valores para o cálculo da velocidade média do jacto de ar.

Todos estes ensaios foram igualmente efectuados em condições isotérmicas de forma a não haver interferências de eventuais impulsões térmicas.

Na Figura 5.8 apresenta-se uma parte dos resultados obtidos, correspondentes à gama de velocidades do jacto compreendida entre os 3 e os 8 m/s.

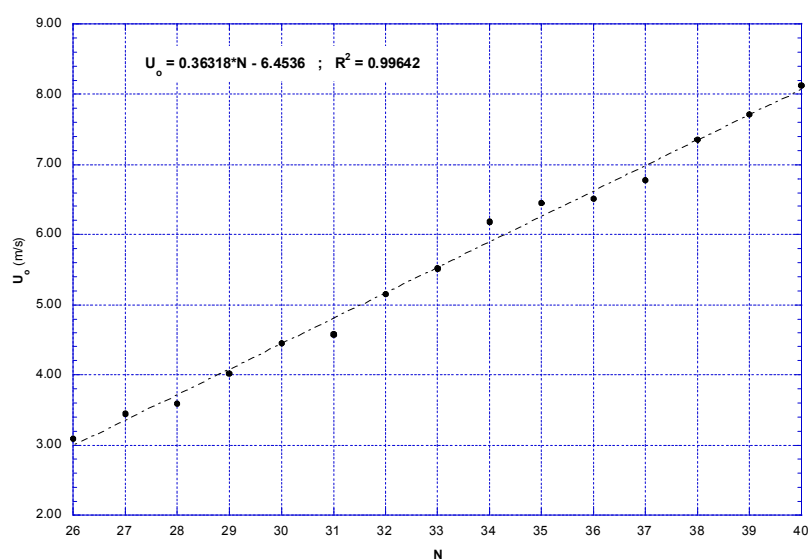


Figura 5.8 – Parte da recta de calibração do módulo variador da velocidade do motor da cortina, CAPVAR8™.

Conforme se pode constatar, escolhendo regulações menores que  $N034$ , conseguem-se obter valores para a velocidade inicial do jacto de ar,  $U_0$ , iguais ou inferiores aos 6 m/s impostos pela posição  $N1$  (mínimo) do comutador de velocidade que equipava inicialmente esta cortina de ar.

Os ensaios efectuados para determinar a eficácia da vedação para as diferentes configurações de trabalho, foram executados, salvo algumas excepções, dentro desta gama de velocidades iniciais do jacto.

Através do gráfico da Figura 5.9 pode ter-se uma ideia da velocidade de descarga do jacto da cortina de ar quando a velocidade do motor está compreendida entre as posições  $N027$  e  $N035$ .

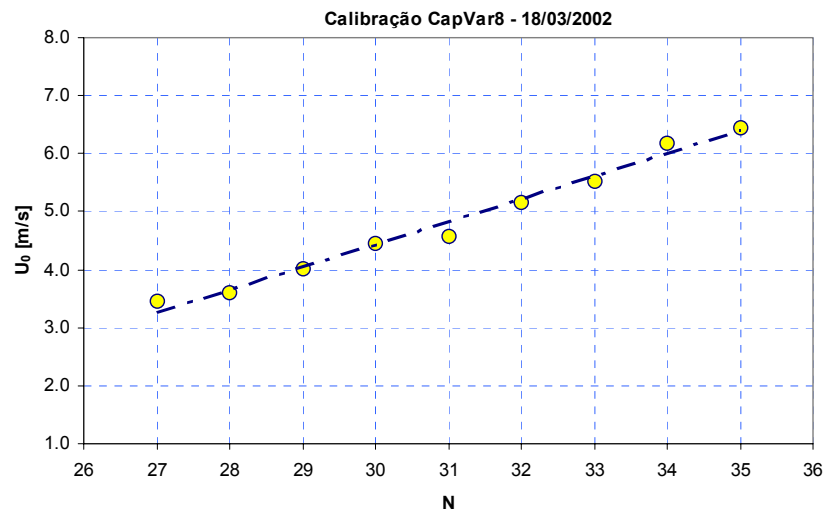


Figura 5.9 – Exemplo da recta de calibração do módulo electrónico de comando e controlo, CAPVAR8™, reveladora da relação linear existente entre a velocidade imposta ao motor da cortina ( $NXXX$ ) e a velocidade de descarga do jacto ( $U_0$ ).

Embora este gráfico permita estabelecer, com alguma segurança, uma relação directa entre cada um dos níveis seleccionados no módulo electrónico de comando ( $NXXX$ ) e a velocidade inicial imposta ao jacto ( $U_0$ ), de modo a acautelar a ocorrência de eventuais variações instantâneas, em todos os ensaios efectuados posteriormente, optou-se por monitorizar e registar continuamente a velocidade inicial do jacto.

### 5.1.3. DESENVOLVIMENTO DO JACTO GERADO PELA DUPLA TURBINA

O facto do aparelho de cortina de ar estudado possuir o motor eléctrico numa posição central (*cf.* Figura 5.10) suscitou dúvidas sobre a uniformidade do campo de velocidades do escoamento no plano vertical, nomeadamente relativamente à possibilidade de existência de uma zona “morta” situada imediatamente abaixo do mesmo e no modo como se efectua a união dos jactos gerados pelas duas turbinas.

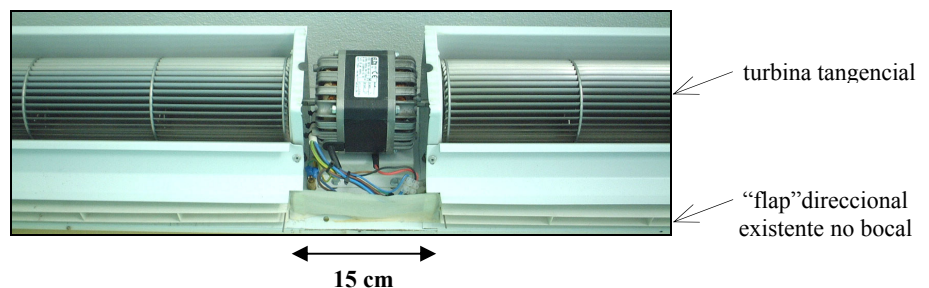


Figura 5.10 – Vista parcial dos dois ventiladores tangenciais em alumínio e do motor monofásico que equipa o aparelho de cortina de ar estudado. São ainda visíveis os “flaps” direccionais, de afinação manual, para orientação inicial do jacto.

Para esclarecer estas dúvidas foi efectuado um levantamento da velocidade média do jacto ao longo do plano  $XZ$ , para a coordenada  $Y = 0$ . A grelha de pontos de medida, representada na Figura 5.11 a), foi percorrida por um sistema expedito de posicionamento vertical composto por um perfil de alumínio *BOSCH*<sup>TM</sup> apoiado em ambas as extremidades, onde as sondas anemométricas foram dispostas de modo a cobrir a totalidade da largura da porta para cada posição de medida. Os ensaios foram efectuados em condições isotérmicas, com o aparelho de cortina de ar colocado a 2.25 m do solo e com um ângulo de descarga do jacto  $\alpha_0 = 0^\circ$ .

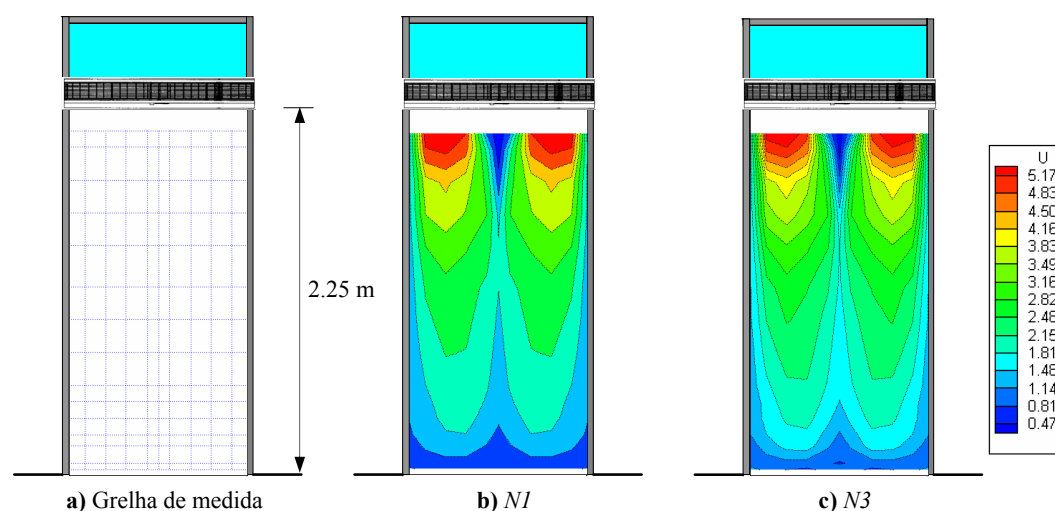


Figura 5.11 – Grelha de medida utilizada a) e campos da velocidade média do ar registados para a velocidade de rotação mínima b) e máxima c) do motor do aparelho de cortina de ar CC 120.

Os gráficos de isolinhas dos campos de velocidade média confirmam a influência da dupla turbina no desenvolvimento de uma cortina de ar que se desejaria homogénea. Mesmo para a velocidade mínima ( $N1$ ) de rotação do motor seleccionável através do comando original do aparelho são registadas diferenças significativas (até 32%) entre a velocidade média do ar na zona central da cortina e o centro de cada um dos jactos gerados. Este efeito torna-se mais pronunciado com o aumento da velocidade de rotação do motor, atingindo uma diferença máxima de 36% entre aquelas duas zonas para a rotação máxima do motor ( $N3$ ), apenas se esbatendo já muito perto do chão, local onde os jactos acabam por se fundir.

Devido a esta singularidade, todos os levantamentos dos campos de velocidade e de temperatura do ar (incluindo os registos termográficos, como adiante se verá) foram efectuados segundo um plano vertical e perpendicular ao da porta, desviado em cerca de 32 cm para um dos lados, de modo a coincidir, tanto quanto possível, com o centro de um dos jactos.

#### 5.1.4. DETERMINAÇÃO DA INFLUÊNCIA DOS “FLAPS” NA EFECTIVA ORIENTAÇÃO DO JACTO

Sabe-se, e mostrar-se-á mais adiante neste trabalho, que o bom desempenho de um aparelho de cortina de ar depende em muito de uma correcta inclinação inicial do jacto,  $\alpha_0$ . Contudo, antes de se tentar provar a influência deste parâmetro sobre a eficiência da vedação, houve que proceder a um conjunto de ensaios preliminares que tiveram como objectivo determinar a relação entre a inclinação dos “flaps” existentes no interior do bocal do aparelho e o ângulo que estes efectivamente impunham ao jacto de ar.

Assim, para cada ângulo imposto aos “flaps”, foram efectuados levantamentos dos perfis de velocidade a duas distâncias diferentes do bocal ( $X = 300$  mm e  $X = 500$  mm) e para a velocidade de funcionamento da cortina N030 ( $U_0 \approx 4.5$  m/s). Estes levantamentos foram executados em condições isotérmicas, com um termoanemómetro deslocando-se transversalmente ao jacto, medindo o valor da velocidade do ar em pontos distantes 10 mm entre si, durante 1 minuto e a uma taxa de 10 Hz. Um outro termoanemómetro, mantido fixo a 10 cm do bocal, serviu para monitorizar e registar continuamente a velocidade inicial do jacto,  $U_0$ .

Através da localização do valor máximo da velocidade,  $Y_{U,máx}$ , e uma vez conhecido o valor de  $X$ , consegue-se determinar o ângulo  $\alpha_0$  efectivo do jacto de ar através da equação (5.1):

$$\alpha_0 = \arctg\left(\frac{Y_{U,máx}}{X}\right) \quad (5.1)$$

Os ângulos impostos aos “flaps” foram ajustados manualmente com a ajuda de uma suta aferida por um goniómetro, conseguindo-se cobrir uma gama de valores que vai desde os  $+22^\circ$  até aos  $-20^\circ$ , inclusive.

Na Figura 5.12 mostra-se o exemplo de um perfil transversal obtido a 300 mm de distância do bocal (i.e.,  $X = 300$  mm), com os “flaps” inclinados de um ângulo de  $-20^\circ$ , demonstrando-se que, para esta configuração, resulta um ângulo inicial do jacto  $\alpha_0 = -18.4^\circ$ .

Na Figura 5.13 encontram-se representados alguns resultados obtidos em ensaios realizados em diferentes condições de funcionamento.



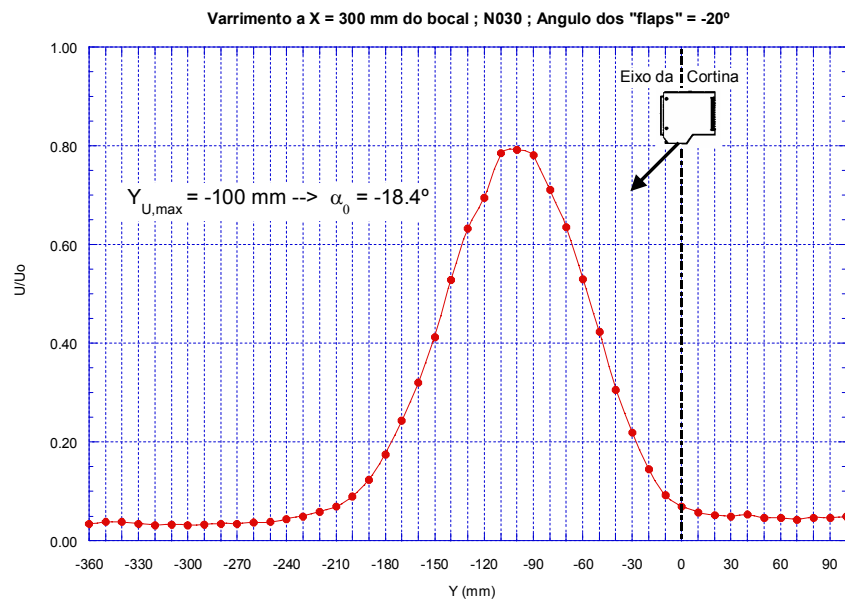


Figura 5.12 – Perfil transversal de velocidade do jacto  $U$ , adimensionalizado pela velocidade inicial do ar  $U_0$ , medido a 300 mm de distância do bocal, para um ângulo de  $-20^\circ$  imposto aos “flaps” e uma velocidade de rotação N030 imposta ao motor.

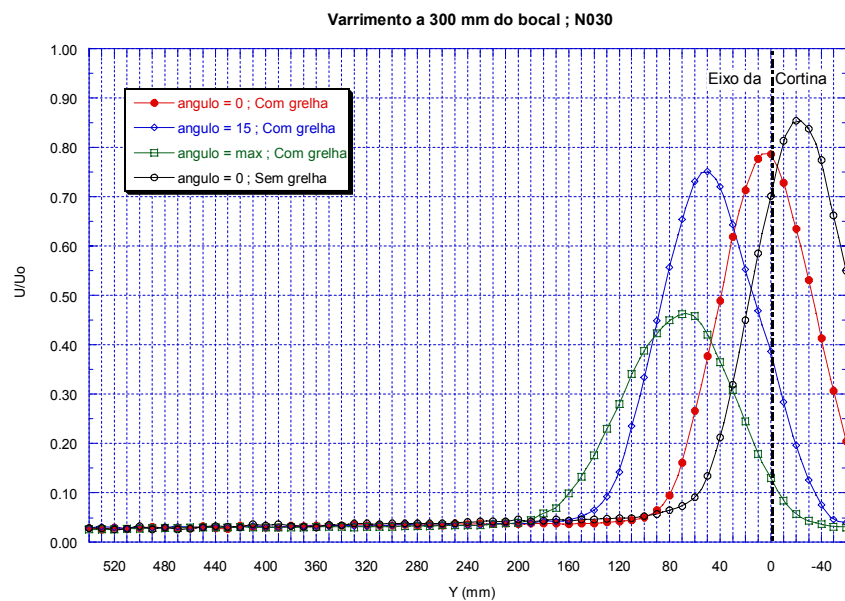


Figura 5.13 – Perfis transversais de velocidade do jacto, adimensionalizados pela velocidade inicial do ar, medidos para várias configurações estudadas.

Na Tabela 5.2 é apresentado um resumo dos valores apurados para os seis ângulos que foram estudados. Atendendo aos pequenos desvios existentes entre os valores impostos e os valores reais, de modo a facilitar a escrita, daqui em diante passaremos a referir-nos a  $\alpha_0$  apenas através do valor que foi imposto aos “flaps”.

**Tabela 5.2** – Ângulo real de inclinação inicial do jacto,  $\alpha_0$ , imposto pela orientação dos “flaps” existentes no bocal da cortina.

	Ângulo imposto aos "flaps"					
	+20°	+15°	0°	-10°	-15°	-20°
Ângulo real do jacto, $\alpha_0$	+16.0°	+12.5°	0.0°	-9.5°	-13.0°	-18.4°
Desvio	20%	17%	0%	5%	13%	8%

### 5.1.5. TEMPERATURA DAS SALAS COM CORTINA PLÁSTICA

Durante a fase preparatória de cada ensaio o espaço da porta sob a cortina foi selado através de uma película de plástico. Tal como já se referiu anteriormente, enquanto uma das salas foi mantida à temperatura  $T_F$  por uma unidade de ar condicionado, a outra sala foi mantida a uma temperatura superior,  $T_Q$ , através de aquecedores eléctricos e a gás. O ar de ambas as salas foi permanentemente agitado por potentes ventiladores de forma a uniformizar a sua temperatura e evitar a formação de gradientes térmicos entre o chão e o tecto.

Dois mastros, colocados no centro de cada uma das salas, serviram de suporte a um conjunto de termopares que registaram em permanência a temperatura do ar a três distâncias ao solo: 0.30 cm, 1.30 cm e de 2.15 cm, respectivamente.

A aquisição e processamento destes valores da temperatura do ar através do módulo de software “LÊ SENSORES” (já descrito no Capítulo 4) permite acompanhar a evolução da temperatura média do ar de cada uma das salas (média aritmética dos valores das três sondas) e determinar quando estão reunidas as condições requeridas para o início de mais um ensaio.

Na Figura 5.14 apresenta-se um registo da evolução da temperatura média do ar das salas durante uma hora, para uma configuração AVAC 20/25 e com a porta vedada através da cortina de plástico, nele se podendo verificar que as condições iniciais de ensaio podem ser asseguradas por longos períodos de tempo.

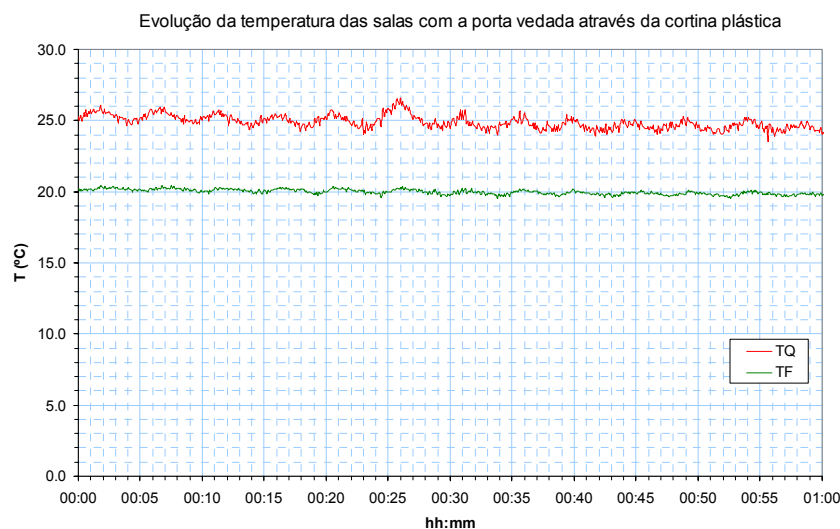


Figura 5.14 – Registo da temperatura média do ar em cada uma das salas para uma configuração AVAC 20/25 quando a porta se encontra vedada através da cortina plástica.

## 5.2. REGIME PERMANENTE

### 5.2.1. CASO DE REFERÊNCIA ( $U_0 = 0$ )

Segundo Hayes e Stoecker (1969b), a melhor maneira de se quantificar o efeito da vedação aerodinâmica proporcionada pelas diferentes condições de operação de um aparelho de cortina de ar é normalmente conseguida através da comparação de resultados com uma “*situação de referência*” equivalente, na qual a porta é deixada aberta e totalmente desprotegida, i.e., correspondente à ausência de funcionamento do aparelho ( $U_0 = 0$  m/s).

Neste sub-capítulo não se vão caracterizar todas as situações de referência equivalentes aos casos adiante apresentados, mas sim estudar, de um modo detalhado, um caso em particular de modo a exemplificar a metodologia de trabalho e o tipo de resultados que podem ser obtidos.

Na Figura 5.15 a) representam-se as evoluções temporais do valor do logaritmo do quociente entre a concentração instantânea ( $C$ ) e a concentração inicial ( $C_i$ ) do gás traçador  $N_2O$ . Neste gráfico é possível identificar dois regimes totalmente distintos.

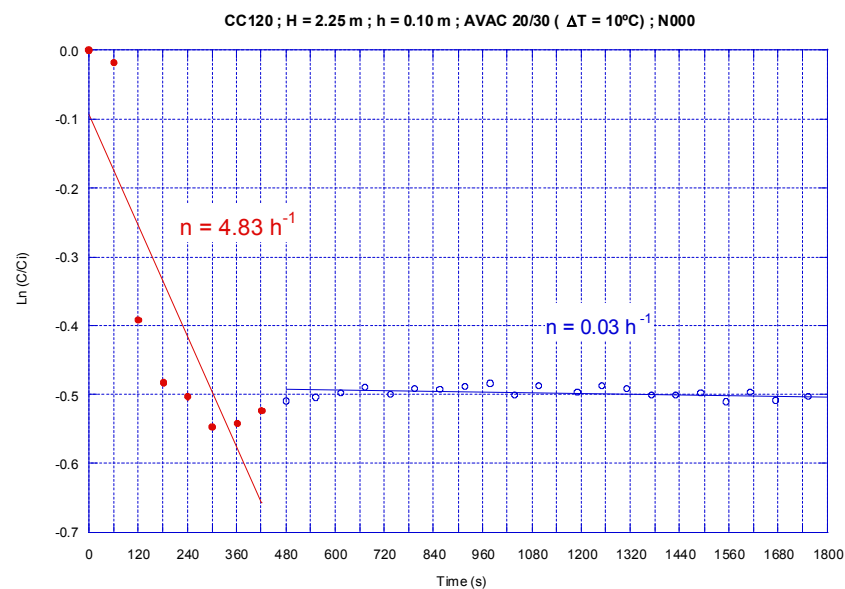
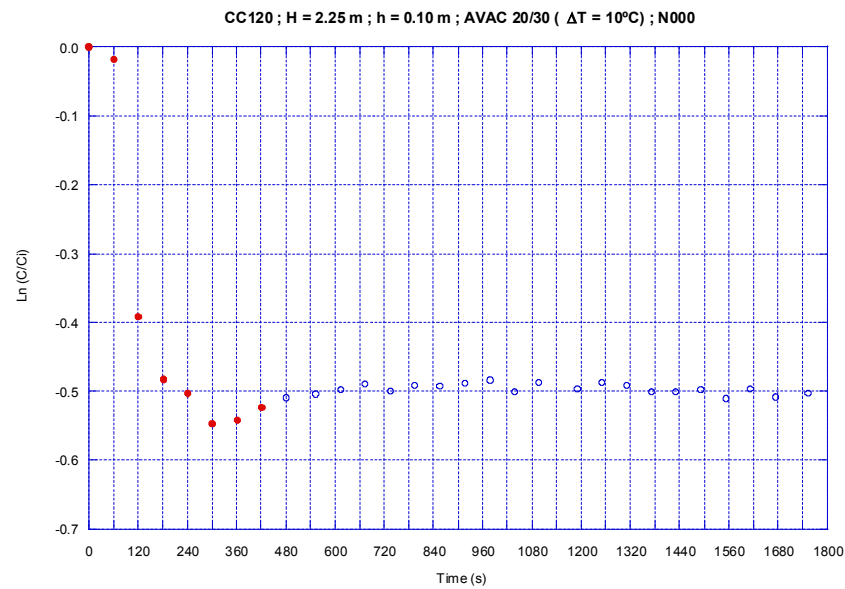


Figura 5.15 – a) Registo do decaimento da concentração de gás traçador em ensaio efectuado com AVAC 20/30 ( $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ ),  $H_{\text{cortina}} = 2.25\text{ m}$ ,  $h = 0.10\text{ m}$  ( $H_{\text{porta}} = 2.15\text{ m}$ ), N000; b) Identificação dos regimes e das taxas horárias de renovação do ar que lhes estão associadas.

O primeiro regime (símbolos “●”) começa logo após a remoção da cortina plástica que assegura a vedação da porta. Este período inicial, no qual ocorrem fugas de gás da sala “fria” para a sala “quente”, caracteriza-se por um decaimento acentuado de  $\ln(C/C_i)$ , acabando por estabilizar num valor daquele quociente próximo de 0.5. Tal como se explicou anteriormente, este comportamento é justificado pelo facto de o gás se estar a diluir num volume total que é praticamente o dobro do volume inicial. Embora este comportamento seja análogo em todas

as configurações estudadas, as curvas correspondentes aos casos de referência ( $U_0 = 0$  m/s) apresentam sempre uma evolução particular em que o decréscimo inicial da concentração do gás é ainda mais acentuado uma vez que não existem obstáculos à sua diluição. Por outro lado, o escape do ar da sala “fria” para a sala “quente”, que se verifica junto ao chão, ocorre de uma forma mais fácil do que a entrada de ar da sala “quente” para a sala “fria”. Com efeito, no início do ensaio, esta circulação de ar é bloqueada pela porção de parede existente por cima da ombreira da porta o que leva a uma diminuição excessiva do valor da concentração do gás traçador na sala “fria” (local onde está a ser monitorizado). Uma vez vencido o bloqueio inicial, entra-se num regime de circulação entre as duas salas que permite alguma recuperação do valor da concentração do gás traçador na sala “fria”.

Numa segunda fase (símbolos “o”) surge um regime em que o decaimento da concentração do gás traçador passa a ser muito mais lento uma vez que corresponde apenas às fugas de ar do conjunto das duas salas para o exterior e não às trocas entre elas. É de salientar que os valores apurados para a taxa de renovação horária de ar ( $n$ ) neste regime são praticamente constantes e independentes das condições em que são efectuados os ensaios. Esta particularidade serviu igualmente de aferidor da validade dos ensaios efectuados, sendo motivo de rejeição dos mesmos quando os valores resultantes são demasiado díspares em relação aos demais.

A partir dos pontos considerados para o primeiro regime da figura anterior, é possível, tendo em conta a equação 4.16, determinar a taxa de renovação horária do ar na sala fria para a situação de referência ( $n_0$ ), a qual, por sua vez, serve de base ao cálculo do rendimento de vedação ( $\eta_v$ ) e da eficácia de vedação ( $E_v$ ) para os restantes regimes de funcionamento do aparelho de cortina de ar. Para o caso acima apresentado, tal corresponde a obtermos  $n_0 = 4.83$  renovações/hora<sup>3</sup>,  $\eta_v = 0$  e  $E_v = 1$ .

### 5.2.2. CONFIGURAÇÃO “ISOTÉRMICA” (ISOT)

A análise do comportamento da cortina de ar funcionando sem a influência de uma diferença de temperatura entre os dois compartimentos é muito reveladora acerca das características fundamentais do jacto gerado por este tipo de aparelhos.

<sup>3</sup> Contrastando claramente com o valor  $n = 0.03$  h<sup>-1</sup> apurada para a segunda fase.

A primeira abordagem ao estudo da configuração isotérmica (ISOT) foi efectuada através do levantamento dos campos de velocidade do ar ( $U$ ) na vizinhança da porta e do próprio jacto. Para este efeito, um “rack” de 16 termo-anemómetros omnidireccionais de baixa velocidade percorreu a grelha de pontos de medida representada na Figura 5.16, a qual possui uma maior densidade na sua zona média, onde os gradientes de velocidade são naturalmente mais elevados. Esta grelha de medida foi igualmente utilizada nos levantamentos dos campos de velocidade e temperatura do ar para as configurações estudadas mais adiante.

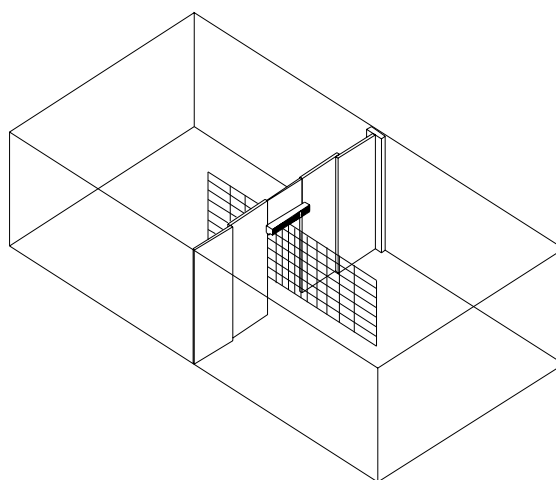
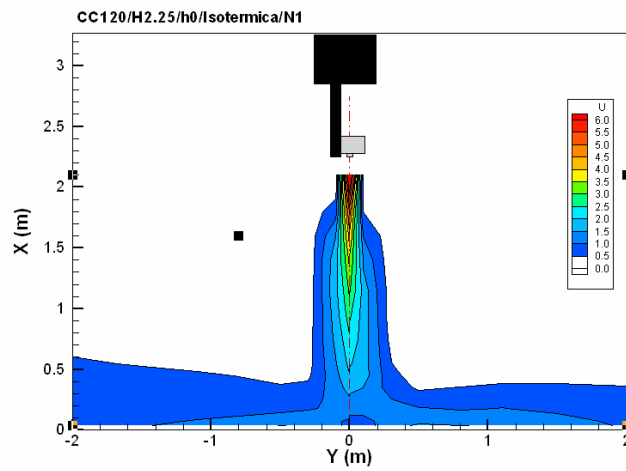


Figura 5.16 – Malha de pontos de medida utilizados para efectuar as medições de velocidade (e de temperatura, quando aplicável).

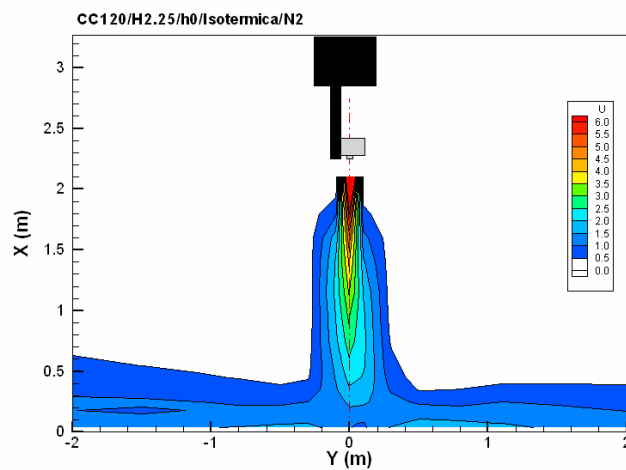
Na Figura 5.17 apresentam-se os resultados obtidos para uma configuração isotérmica em que  $H_{porta} = H_{cortina} = 2.25$  m, para três velocidades iniciais do jacto ( $U_0$ ): 6.0 m/s, 6.8 m/s e 7.8 m/s, respectivamente.

À medida que se vai aumentando a velocidade inicial ( $U_0$ ) é cada vez mais clara uma deflexão do jacto em direcção ao compartimento onde o aparelho de cortina de ar se encontra instalado. Por outro lado, também é notório que o ar que é inicialmente arrastado da sala oposta pela cortina de ar é para ela novamente derramado junto ao chão.

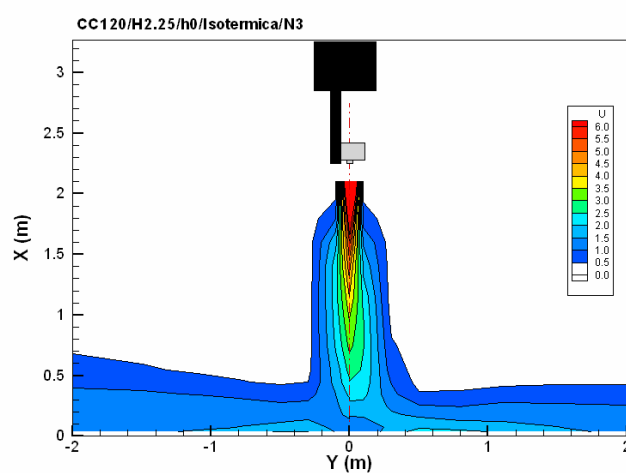
Ambos os comportamentos são, aliás, típicos dos aparelhos de cortina de ar de jacto de ar plano, descendente, não-recirculado (*cf.* Hayes e Stoecker (1969a)), pois os efeitos cumulativos de injeção (geração de uma diferença de pressão entre os dois compartimentos) e de aspiração (impressão de um maior momento angular no compartimento onde se dá a aspiração) fazem o jacto deflectir para o compartimento onde o aparelho se encontra instalado.



a)



b)



c)

Figura 5.17 – Campos de velocidade do ar, obtidos em condições isotérmicas ( $\Delta T = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$ ), na vizinhança da porta ( $H_{porta} = H_{cortina} = 2.25 \text{ m}$ ) e do próprio jacto, com: a)  $U_0 = 6.0 \text{ m/s}$ ; b)  $U_0 = 6.8 \text{ m/s}$ ; c)  $U_0 = 7.8 \text{ m/s}$ .

Esta deflexão natural da cortina de ar está também bem patente na Figura 5.18, obtida após um mapeamento mais detalhado do campo de velocidades ao longo e nas proximidades do jacto, igualmente para uma configuração isotérmica e para um ângulo de descarga  $\alpha_0 = 0^\circ$ , levando, por consequência, a que o ponto de impacto do jacto no chão se desloque para o lado do compartimento “interior”. Nesta figura o ponto de impacto do jacto no solo pode ser estimado como estando a uma distância  $d = 2.5 \times b_0$  para a direita do plano vertical que passa pela vertical do bocal do aparelho de cortina de ar.

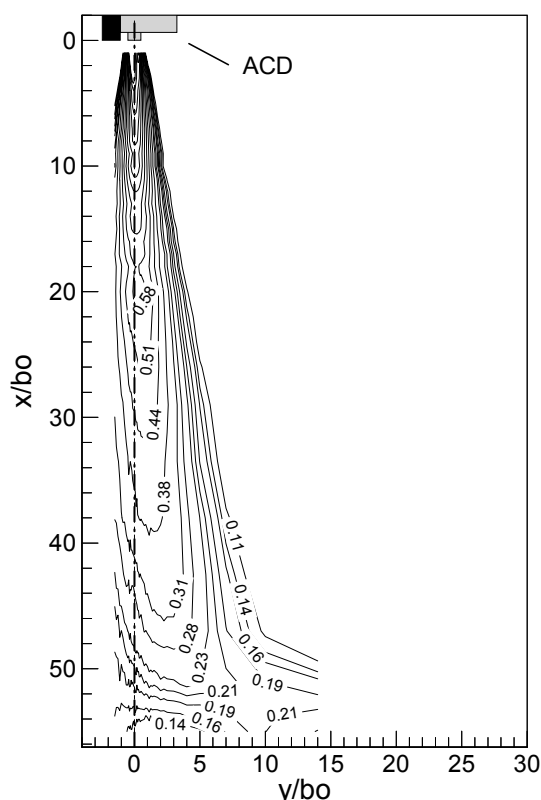


Figura 5.18 – Distribuições dos iso-contornos de velocidade adimensional do ar ( $U/U_0$ ) ao longo de um plano transversal à porta, obtidos para  $\Delta T = 0^\circ\text{C}$ ,  $H_{\text{porta}} = H_{\text{cortina}} = 2.10\text{ m}$ ,  $U_0 \approx 5\text{ m/s}$  e  $\alpha_0 = 0^\circ$ .

Este valor é ligeiramente inferior ao calculado por Costa e Oliveira (2002), embora tal discrepância possa ser entendida face à diferença de metodologia seguida por aqueles autores, que, ao considerarem uma configuração 2D para a simulação numérica, estão a impor uma maior quantidade de movimento ao escoamento.

De modo a determinar, com alguma precisão, a localização do ponto de impacto do jacto no solo, foi efectuado um conjunto de testes complementares, tanto para condições isotérmicas (ISOT), como para condições não-isotérmicas (AVAC), com um único termo-anemómetro



varrendo transversalmente o jacto a pequena distância do chão (10 mm), conforme metodologia experimental descrita no Capítulo 4.

Os resultados obtidos para um conjunto de ensaios realizados em condições isotérmicas e para várias alturas da porta ( $H_{porta}$ ) são apresentados na Figura 5.19, sendo que, para cada uma destas configurações, a localização do ponto de impacto no solo corresponde ao valor mínimo detectado para o módulo da velocidade do ar. Esta figura confirma que a localização do ponto de impacto ( $d$ ) em condições isotérmicas (ISOT) é praticamente invariável com a velocidade inicial do jacto ( $U_0$ ), tal como já fora reportado por Costa e Oliveira (2002).

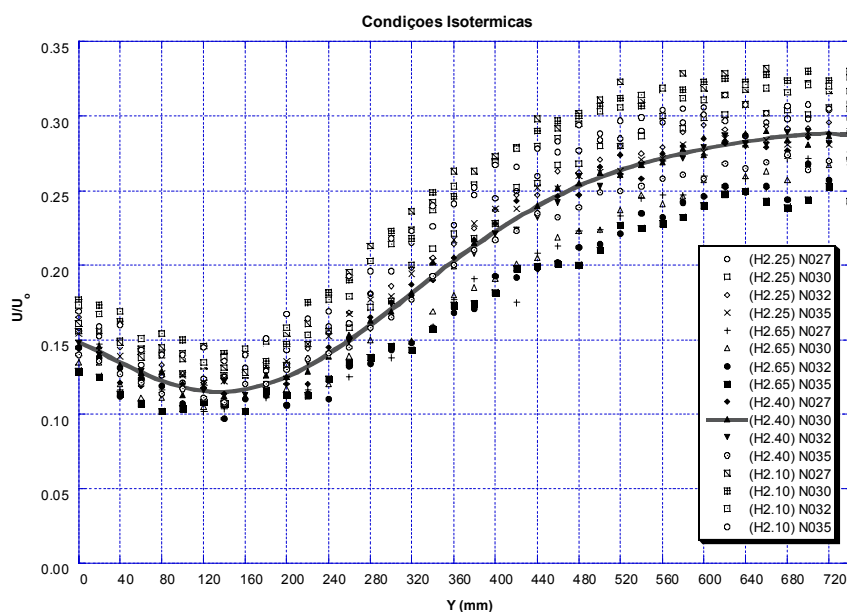


Figura 5.19 – Módulo adimensional da velocidade do ar ( $U/U_0$ ) medida a 10 mm do solo em função da distância ao plano central do bocal ( $Y$ ), para uma configuração isotérmica (ISOT) e para  $\alpha_0 = 0^\circ$ .

Contudo, ensaios idênticos realizados em condições não-isotérmicas já não revelam o mesmo comportamento, sendo notório que o ponto de impacto tende a aproximar-se da ombreira da porta com o aumento da velocidade inicial do jacto (vd. Figura 5.20).

De facto, o “*stack -effect*” criado pela diferença de densidades de ar entre os dois lados da porta gera uma diferença de pressão adicional através da cortina de ar quando a mesma separa duas regiões que estão a temperaturas diferentes. A conjugação destes dois fenómenos amplifica a deflexão do jacto e, por consequência, pode levar a um afastamento do ponto de impacto em relação ao plano central do bocal, sobretudo se a velocidade inicial do jacto for pequena.

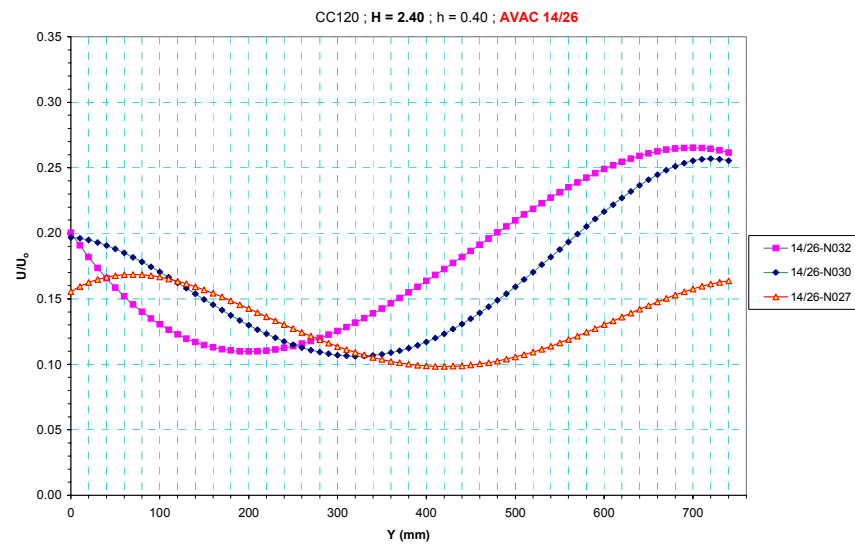


Figura 5.20 – Variação da distância ( $Y$ ) entre o ponto de impacto do jacto no solo e o plano central do bocal, em função do módulo adimensional da velocidade do ar ( $U/U_0$ ), para uma configuração não-isotérmica ( $\Delta T = 12\text{ }^\circ\text{C}$ ), com  $H_{porta} = 2.00\text{ m}$ ,  $H_{cortina} = 2.40\text{ m}$ ,  $\alpha_0 = 0^\circ$  e para três velocidades iniciais do jacto (N027, N030 e N032).

O resumo de um conjunto de resultados obtidos para ambas as configurações é apresentado na Figura 5.21, através da qual se pode inferir que o caso isotérmico (ISOT) parece constituir um limite assintótico do caso não-isotérmico (AVAC).

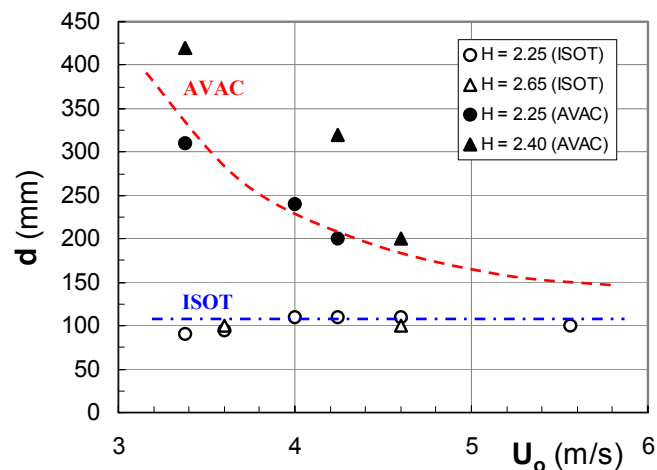


Figura 5.21 – Resumo das localizações do ponto de impacto do jacto no solo ( $d$ ) em função da sua velocidade inicial ( $U_0$ ), tanto para casos isotérmicos (ISOT) como para casos não-isotérmicos (AVAC), com  $\alpha_0 = 0^\circ$ .

Tal já fora descrito em Hayes (1968) e em Hayes e Stoecker (1969a), há a possibilidade de que o jacto não se estenda completamente até ao solo e que tenha lá um ponto de impacto.

Para evitar tal situação é recomendável que a velocidade inicial do jacto ( $U_0$ ) seja escolhida de modo a providenciar a necessária estabilidade da cortina de ar e que o ângulo de descarga do bocal seja orientado para o lado “exterior” de um ângulo  $\alpha_0$  entre  $15^\circ$  a  $30^\circ$ .

No sub-capítulo seguinte mostrar-se-á a influência do primeiro destes parâmetros sobre o desempenho de um aparelho de cortina de ar.

### 5.2.3. INFLUÊNCIA DA VELOCIDADE INICIAL DO JACTO ( $U_0$ )

Segundo Hayes (1968), a capacidade de vedação de uma cortina de ar deste tipo depende do equilíbrio entre a quantidade de movimento inicial do jacto e as forças transversais que se pretendem neutralizar com a cortina. A sequência de imagens apresentada na Figura 5.22 é composta por termogramas capturados cinco minutos após o início de cada um dos ensaios efectuados para a configuração  $H_{cortina} = 2.65$  m,  $\Delta T = 15$  °C,  $\alpha_0 = 0^\circ$ . O primeiro dos termogramas mostra o que acontece quando a velocidade inicial do jacto,  $U_0$ , é demasiado baixa face à altura da porta a vedar e à diferença de temperatura existente entre as duas regiões. Como se pode ver, o jacto é quase imediatamente deflectido pelas forças transversais devidas à impulsão térmica, levando à sua “quebra”, não chegando a atingir o chão e a ter lá uma zona de impacto. Para esta condição de operação, a técnica de gases traçadores revelou que não há qualquer efeito de vedação e que, de facto, a taxa de renovação do ar na sala “fria” acaba mesmo por ser 25% superior à verificada para a situação de não-funcionamento do aparelho de cortina de ar ( $U_0 = 0$  m/s). À medida que se aumenta a velocidade inicial do jacto, o funcionamento da cortina vai-se tornando cada vez mais estável, sendo notório que o ponto de impacto do jacto de ar no solo tende a aproximar-se da ombreira da porta.

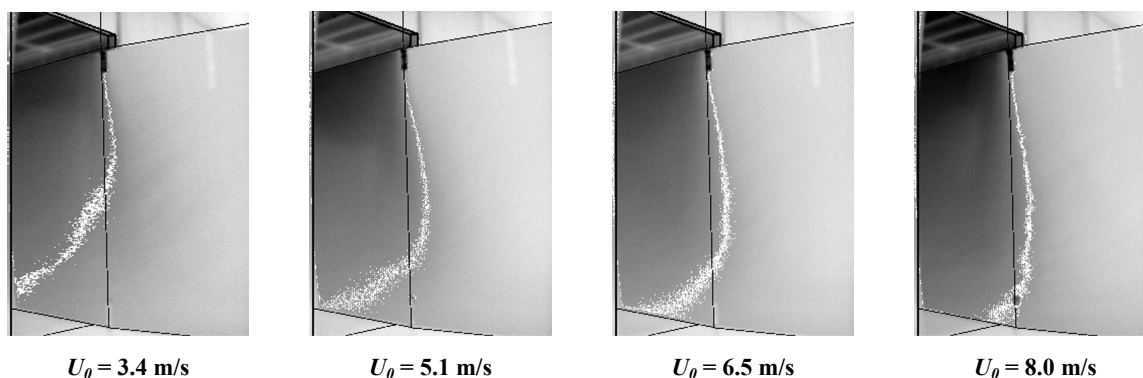


Figura 5.22 – Sequência de termogramas obtidos para valores crescentes da velocidade inicial do jacto,  $U_0$ , cinco minutos após o início de cada um dos ensaios efectuados para a configuração  $H_{cortina} = 2.65$  m,  $\Delta T = 15$  °C,  $\alpha_0 = 0^\circ$ .

#### 5.2.4. INFLUÊNCIA DO ÂNGULO INICIAL DO JACTO ( $\alpha_0$ )

De modo a avaliar a influência da inclinação inicial do jacto sobre o desempenho da cortina de ar foi efectuado um conjunto de ensaios experimentais para a configuração  $H_{cortina} = 2.25$  m e  $\Delta T = 10$  °C, para diferentes velocidades iniciais do jacto  $U_0$  e para valores de  $\alpha_0$  compreendidos entre  $0^\circ$  e  $-20^\circ$ , explorados em passos de  $5^\circ$ .

Na Figura 5.23 ilustra-se o efeito conjugado da variação da inclinação ( $\alpha_0$ ) e da velocidade ( $U_0$ ) inicial do jacto sobre a localização do ponto de impacto da cortina de ar no chão ( $d$ ) bem como sobre o valor máximo alcançado para a eficiência da vedação ( $E_v$ ) do aparelho estudado.

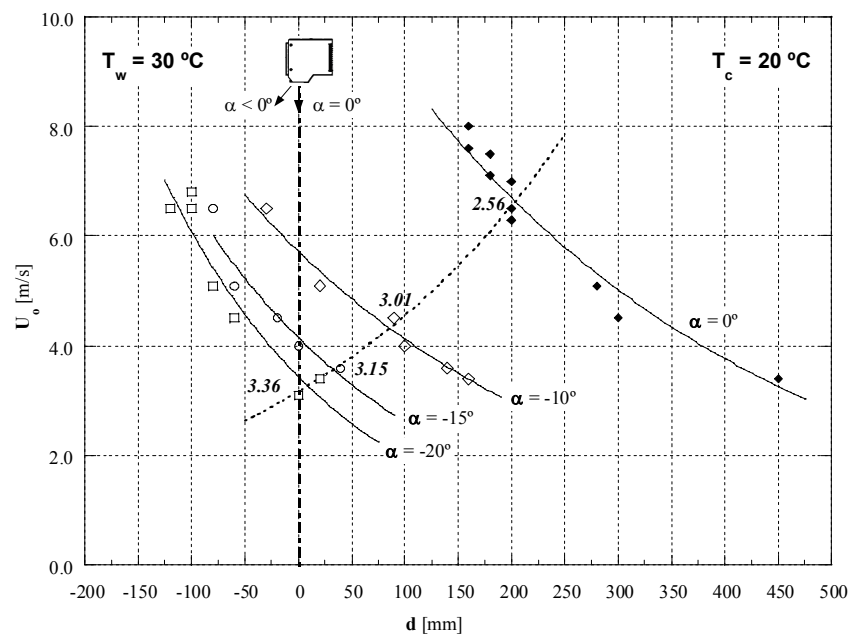


Figura 5.23 – Efeito do ângulo ( $\alpha_0$ ) e velocidade ( $U_0$ ) inicial do jacto sobre a localização do ponto de impacto da cortina de ar no solo ( $d$ ) e no valor máximo alcançado para a eficiência da vedação ( $E_v$ ).

Para  $\alpha_0 = 0^\circ$  e para velocidades de injeção do jacto de ar ( $U_0$ ) muito baixas, a distância  $d$  do ponto de impacto, medida a partir da projecção vertical da linha média do centro do bocal, atinge os 450 mm. Este valor diminui progressivamente à medida que se aumenta  $U_0$ , mas, mesmo para a velocidade máxima que foi possível obter com este aparelho, fica sempre situado ligeiramente acima dos 150 mm. Para esta configuração ( $\alpha_0 = 0^\circ$ ), a máxima eficácia de vedação foi  $E_v = 2.56$ , atingida para  $U_0 = 6.5$  m/s e  $d = 200$  mm (cf. ponto assinalado na Figura 5.23).

Inclinando o jacto  $10^\circ$  para o lado da sala “exterior” (i.e.,  $\alpha_0 = -10^\circ$ ), é possível encurtar, de uma maneira significativa, a distância do ponto de impacto em relação à porta. Não só a máxima eficácia de vedação é superior ( $E_v = 3.0$ ) como também o seu valor é atingido para velocidades iniciais do jacto mais baixas ( $U_0 \approx 4.0$  m/s).

O máximo efeito de vedação ( $E_v = 3.4$ ) foi alcançado para o ângulo máximo que foi possível impor a este aparelho de cortina de ar ( $\alpha_0 = -20^\circ$ ) e para uma velocidade inicial do jacto tão baixa como 3.4 m/s.

Estas mesmas conclusões podem ser confirmadas na Figura 5.24, na qual se pode ver que, para cada um dos ângulos de inclinação inicial do jacto, existe uma velocidade óptima de injeção de ar que proporciona as condições de máximo efeito de vedação, ou seja, que minimiza a transferência de calor entre as duas salas, conforme já tinha sido estipulado por Hayes e Stoecker (1969b) e por Costa e Oliveira (2002).

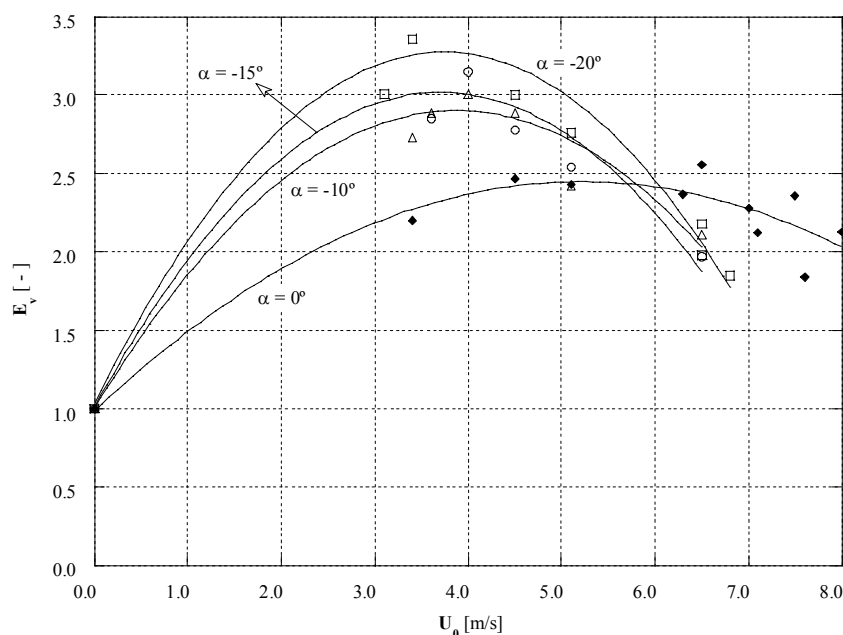


Figura 5.24 – Efeito da velocidade ( $U_0$ ) e do ângulo ( $\alpha_0$ ) inicial do jacto sobre a eficácia da vedação proporcionada ( $E_v$ ).

Estas duas últimas figuras confirmam claramente a vantagem de se orientar a descarga do jacto de ar para o lado oposto ao da montagem do aparelho, com um ângulo compreendido entre  $15^\circ$  e  $20^\circ$ , uma vez que melhora em cerca de 25 a 30% a máxima eficácia de vedação conseguida para a configuração em estudo. O facto de tal ser conseguido, cumulativamente, com uma redução da velocidade inicial de injeção do ar, resulta numa dupla poupança

energética: uma menor transferência de energia entre as duas salas devido à melhor eficácia da vedação e uma redução dos gastos energéticos inerentes ao funcionamento permanente do aparelho de cortina de ar.

Com esta orientação da descarga do jacto de ar também se verificou uma diminuição significativa (40% – 45%) da velocidade de injeção de ar, da qual resultam menores riscos de desconforto térmico local porventura sentidos pelas pessoas aquando do atravessamento das portas assim vedadas.

Registou-se ainda uma diminuição da possibilidade de haver perda de contacto da cortina com o chão, ao mesmo tempo que se verificou uma aproximação significativa do ponto de impacto no solo com a ombreira da porta. Este último facto também pode ser importante, sobretudo se pensarmos que quando se restringe a zona inferior de desenvolvimento do jacto também se está a diminuir o risco de criação de zonas de desconforto local na proximidade da porta devido a níveis excessivos da velocidade do ar junto ao solo (com uma forte componente horizontal) bem como a possibilidade de haver uma perturbação do jacto de ar devido à existência de objectos na vizinhança da porta.

Embora não se tenham efectuado ensaios para valores de  $\alpha_0$  superiores a  $20^\circ$ , pode-se afirmar que o seu aumento indiscriminado pode levar a que o jacto seja atirado muito para lá da ombreira da porta, permitindo que haja massas de ar a escapar-se pelas suas extremidades. Por outro lado, analisando a Figura 5.24 pode-se extrapolar que, com o aumento de  $\alpha_0$ , a zona óptima de operação da cortina de ar é mais restrita em termos das gamas de velocidade inicial do jacto.

### **5.2.5. INFLUÊNCIA DO ATRAVESSAMENTO DA ZONA DE ACÇÃO DOS JACTOS POR PESSOAS**

O dispositivo mecânico de movimentação periódica de um “manequim de montra” – *Roberta* – com a estatura de um ser humano adulto do sexo feminino (*vd.* descrição detalhada no Capítulo 4), foi usado como uma primeira tentativa de quantificar a perda de eficiência dos aparelhos de cortinas de ar quando a zona de acção dos jactos é atravessada com alguma frequência por pessoas.

O mecanismo de movimentação foi ajustado de modo a que a *Roberta* efectuasse movimentos

de vaivém periódicos entre as duas salas, deslocando-se 4 m em cada uma das direcções. Cada percurso do manequim teve três fases:

- Rampa de aceleração constante durante 1 metro;
- Velocidade constante ( $U_{Roberta} = 0.5$  m/s) durante 2 metros, enquanto passa através da porta;
- Rampa de desaceleração constante durante 1 metro.

Entre cada um dos movimentos a *Roberta* efectuou uma pausa de modo a controlar-se não só a sua frequência de passagem pela porta ( $F_{Roberta}$ ) mas também o intervalo de tempo ( $\Delta t_{Roberta}$ ) entre dois inícios de movimento consecutivos.

Este último parâmetro é especialmente importante para a configuração em que o ar nas salas se encontra em repouso ( $U_0 = 0$  m/s), uma vez que, segundo Mattsson e Sandberg (1996), se os vórtices criados em cada “caminhada” da *Roberta* não se dissiparem durante este período de espera, a sua interacção com os vórtices gerados na “caminhada” seguinte pode originar flutuações na velocidade do ar ambiente várias vezes superiores aquelas que resultariam de um único movimento isolado. Para o evitar, utilizou-se  $\Delta t_{Roberta} = 25$  segundos, valor situado acima do valor crítico de 15 segundos encontrado por aqueles autores para uma velocidade do “dummy” de 1.5 m/s.

Ambas as configurações estudadas correspondem a situações típicas de “Verão”, existindo uma diferença de temperatura ( $\Delta T$ ) entre os dois compartimentos, os quais comunicam entre si através de uma porta com  $H_{porta} = 2.25$  m.

Após serem alcançadas as condições requeridas – em termos de temperaturas impostas para as duas salas e de concentração constante de gás traçador previamente libertado e misturado na sala “fria” – deu-se início ao ensaio com a remoção da película plástica que veda os dois espaços, começando os movimentos da *Roberta* e a monitorização da concentração do  $N_2O$ .

Na Figura 5.25 pode-se observar um conjunto de valores do rendimento da vedação aerodinâmica ( $\eta_v$ ) proporcionada pela cortina de ar quando operada a diferentes velocidades iniciais do jacto ( $U_0$ ), para duas configurações de movimento da *Roberta*: imobilizada ( $U_{Roberta} = 0$  m/s) e em movimento ( $U_{Roberta} = 0.5$  m/s,  $F_{Roberta} = 2.4$  passagens/minuto). A diferença de temperaturas entre as duas salas é  $\Delta T = 5$  °C.

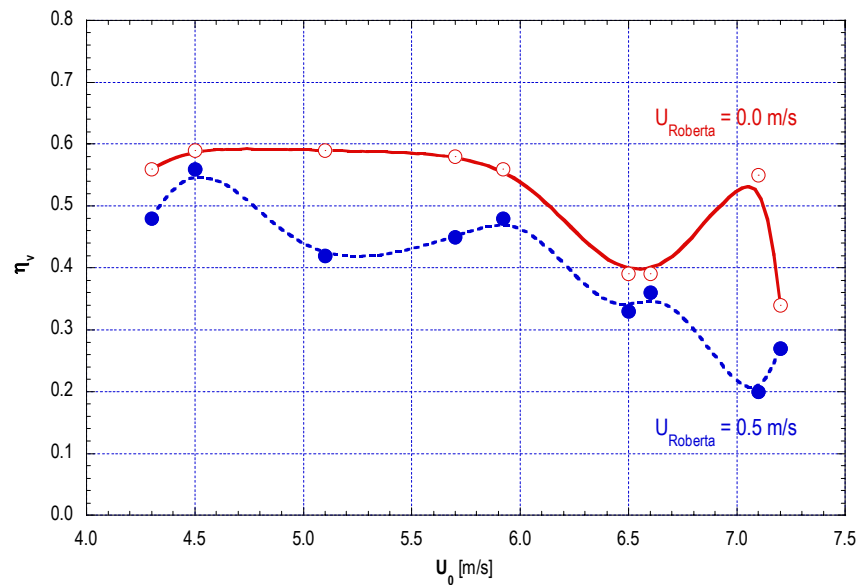


Figura 5.25 – Rendimento da vedação aerodinâmica proporcionada pela cortina de ar para a configuração AVAC 20/25 ( $\Delta T = 5$  °C),  $H_{porta} = 2.25$  m,  $\alpha_0 = 0^\circ$ , com ( $U_{Roberta} = 0.5$  m/s;  $F_{Roberta} = 2.4$  passagens/minuto) e sem movimento da Roberta ( $U_{Roberta} = 0.0$  m/s).

Os valores registados indiciam a existência de uma redução sistemática – compreendida entre 15% e 20% – do rendimento da vedação proporcionada pela cortina de ar quando esta é atravessada periodicamente por um objecto com a estatura de uma pessoa. Um comportamento idêntico é observado quando se aumenta de 5 °C para 10 °C a diferença de temperatura entre os dois compartimentos (*cf.* Figura 5.26).

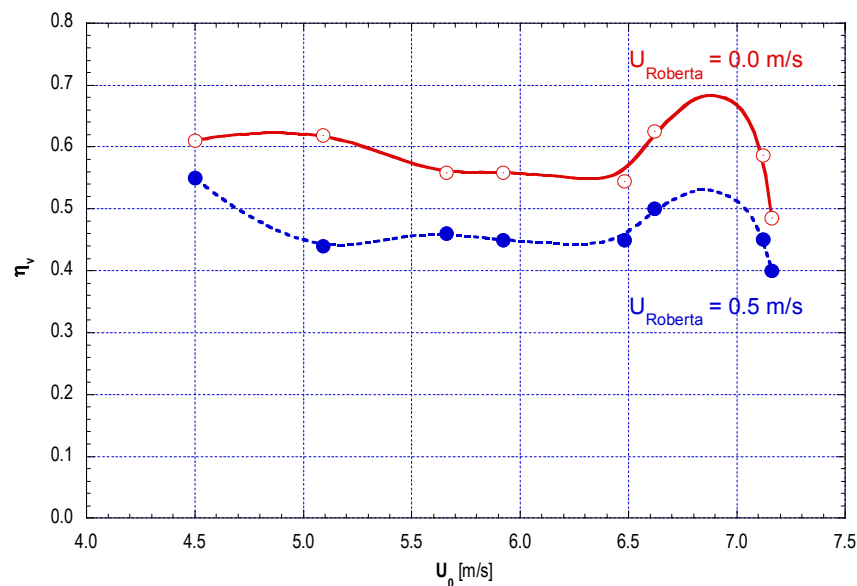


Figura 5.26 – Rendimento da vedação aerodinâmica proporcionada pela cortina de ar para a configuração AVAC 20/30 ( $\Delta T = 10$  °C),  $H_{porta} = 2.25$  m,  $\alpha_0 = 0^\circ$ , com ( $U_{Roberta} = 0.5$  m/s;  $F_{Roberta} = 2.4$  passagens/minuto) e sem ( $U_{Roberta} = 0.0$  m/s) movimento da Roberta.



### 5.3. REGIME TRANSITÓRIO ( $0 \text{ s} < t < 300 \text{ s}$ )

Nos trabalhos de investigação até agora desenvolvidos, quer por via numérica, quer por via experimental, quase sempre se considerou o funcionamento dos aparelhos de cortina de ar em regime permanente. Contudo, sabe-se que a cortina de ar tenta encontrar um ponto de equilíbrio entre as diversas forças em presença nos primeiros momentos após a sua entrada em funcionamento, adaptando-se gradualmente às condições existentes (*cf.* Hayes (1968)), período durante o qual podem ocorrer trocas significativas de calor e de massa entre os dois lados (*cf.* Hayes (1968) e Lawton e Howell (1995)).

Para melhor se compreender este período inicial de funcionamento, procedeu-se ao levantamento dos campos de velocidade e de temperatura do ar nas proximidades da porta com a cortina de ar em funcionando num regime próximo do ideal (determinado anteriormente pela técnica dos gases traçadores) e com a cortina de ar desligada (porta aberta e totalmente desprotegida). O aparelho de cortina de ar foi instalado por cima de uma porta com 2.25 m de altura ( $H_{cortina} = 2.65 \text{ m}$ ,  $H_{porta} = 2.25 \text{ m}$ ) e, à semelhança dos ensaios efectuados em regime permanente, analisou-se uma configuração típica de Verão ( $T_F = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_Q = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

A utilização de um “rack” contendo oito termo-anemómetros dispostos horizontalmente, percorrendo, uma a uma, as quatro malhas de medida esquematizadas na Figura 5.27, permitiu que, após a remoção da película plástica que assegurava a vedação da porta, se procedesse à aquisição simultânea dos respectivos sinais a uma taxa de 10 amostras/segundo em cada canal, durante 300 segundos.

Devido à necessidade de repor frequentemente as condições iniciais do ensaio, os valores da temperatura do ar registados por cada uma das oito sondas foram, *a posteriori*, adimensionalizados através da equação (5.2):

$$\frac{T - T_i}{T_i} \quad (5.2)$$

onde  $T$  representa os valores da temperatura do ar adquiridos pela sonda ao longo da totalidade do período de aquisição dos dados e  $T_i$  é o valor médio da temperatura do ar nos primeiros 5 segundos de cada sessão de aquisição de dados, registado por cada umas das sondas.

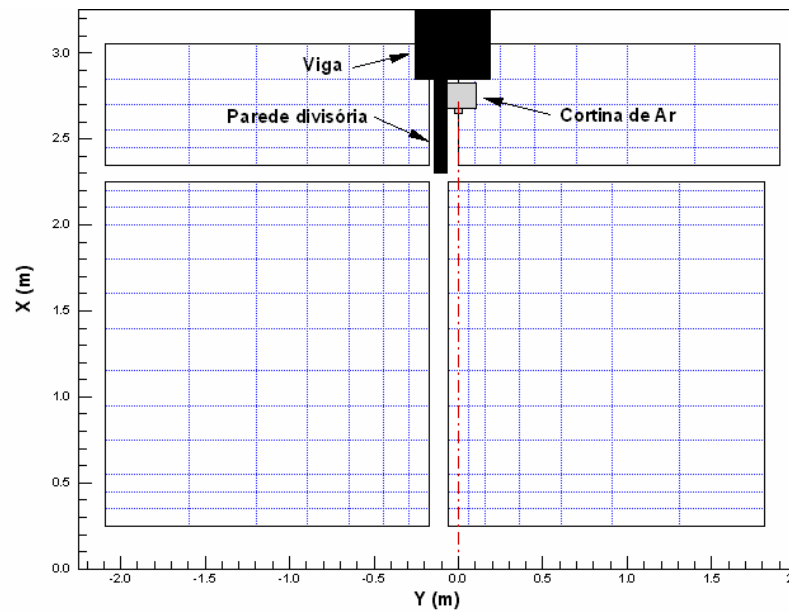


Figura 5.27 – Malhas de medida utilizadas para o levantamento dos campos de temperatura e velocidade do ar nas proximidades da porta, em condições de regime transitório.

Na sequência de imagens apresentadas na Figura 5.28 pode avaliar-se o que se passa numa situação de não-funcionamento da cortina de ar ( $U_0 = 0$  m/s) através da análise da evolução de alguns “instantâneos” do respectivo campo de temperaturas.

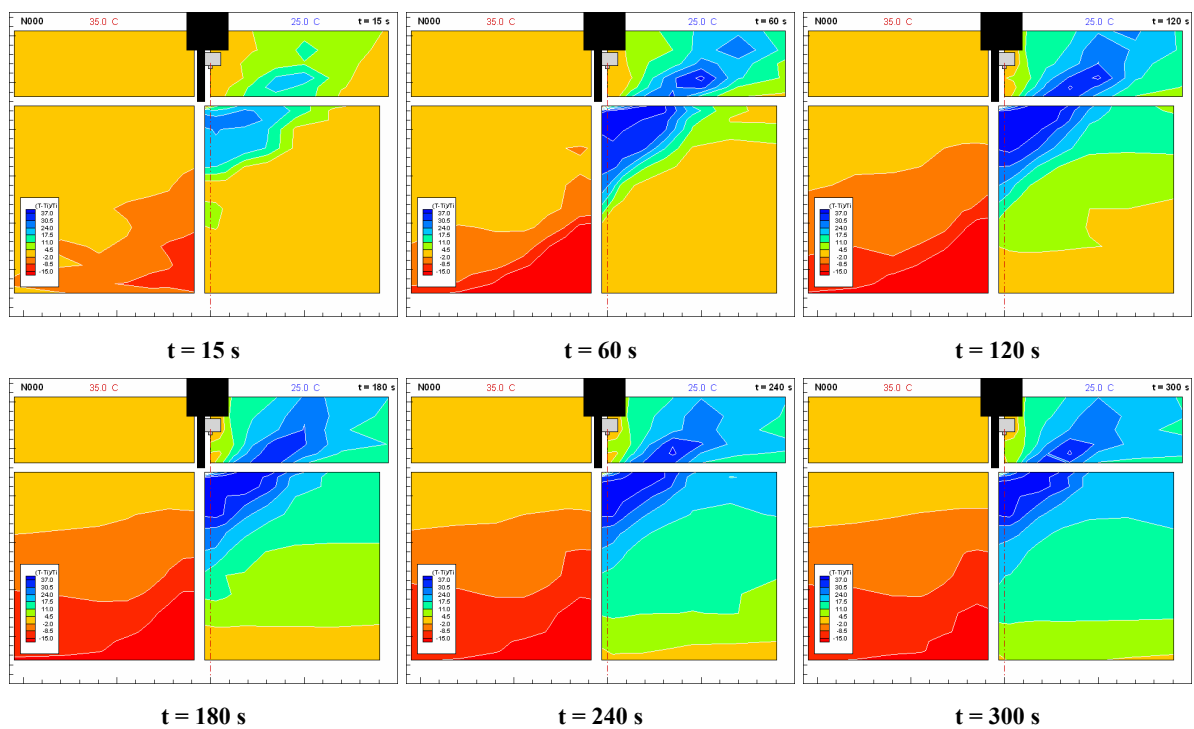


Figura 5.28 – Variação temporal das temperaturas locais instantâneas ( $T$ ) adimensionalizadas pela respectiva temperatura inicial ( $T_i$ ) numa situação de não-funcionamento do aparelho de cortina de ar ( $U_0 = 0$  m/s), nas condições (AVAC 25/35,  $H_{porta} = 2.25$  m,  $H_{cortina} = 2.65$  m).

Nesta situação, considerada como de referência para avaliar o desempenho da vedação, é perceptível o desenvolvimento de um regime em que o escoamento é dominado, apenas ou essencialmente, pelas forças de impulsão de origem térmica. Um exame mais atento revela ainda que o escape do ar da sala fria para a sala quente, junto ao chão, ocorre logo desde o primeiro instante, o mesmo não se passando com o movimento oposto de passagem de ar da sala quente para a sala fria junto ao tecto. De facto este último movimento é travado, durante algum tempo, pela porção de parede existente por cima da ombreira da porta, fazendo com que a zona superior da sala quente funcione como um local onde o ar vai sendo aprisionado à medida que o ar frio, oriundo da sala oposta, vai aquecendo e subindo.

A imagem termográfica de infravermelhos apresentada na Figura 5.29 foi obtida para idênticas condições de ensaio ( $\Delta T = 8\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $U_0 = 0\text{ m/s}$ ) mas para uma porta de 2.40 m de altura. Nela também se pode observar que as maiores variações de temperatura ocorrem do lado da sala “interior”. Embora o campo de visão seja relativamente apertado, já há indícios claros do regime de recirculação das massas de ar entre as duas salas.

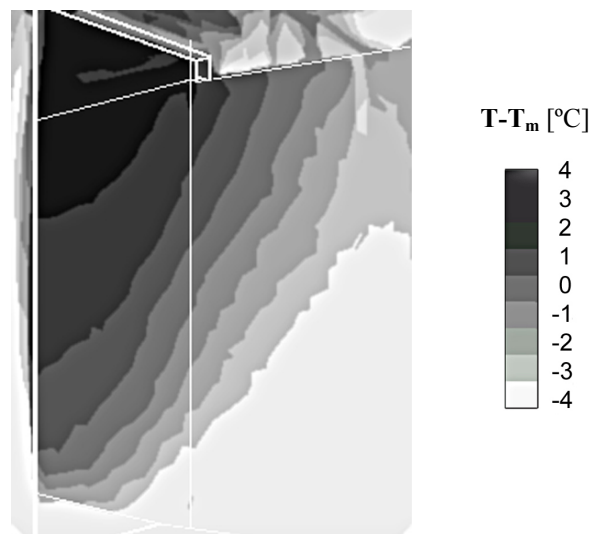


Figura 5.29 – Termograma correspondente ao caso de referência ( $U_0 = 0\text{ m/s}$ ) obtido para a configuração  $H_{porta} = 2.25\text{ m}$ ,  $\Delta T = 8\text{ }^\circ\text{C}$ . (imagem captada após 5 minutos de ensaio).

Face às grandes dimensões longitudinais das salas em estudo e/ou aos pouco apreciáveis gradientes de temperatura do ar existentes quando nos afastamos da porta, as técnicas experimentais que deram origem às figuras anteriores (*point measuring* e *whole field techniques*) revelaram-se de aplicabilidade muito reduzida ou mesmo nula para o estudo destas zonas.

A solução para este problema passou pela modelação numérica do espaço tridimensional<sup>4</sup> composto por ambas as salas, nele se simulando as condições anteriormente descritas ( $H_{porta} = 2.25$  m,  $\Delta T = 10$  °C,  $U_0 = 0$  m/s).

Na Figura 5.30 apresenta-se a distribuição de temperaturas ao longo do plano longitudinal passando pelo centro da porta.

É interessante notar a boa concordância entre os resultados obtidos pelas duas metodologias (termografia e simulação numérica). Nesta figura é visto claramente o efeito da parede existente por cima da porta, “aprisionando” e “acumulando” o ar quente junto ao tecto (lado esquerdo da figura) e amortecendo o seu movimento em direcção à sala fria (lado direito da figura).

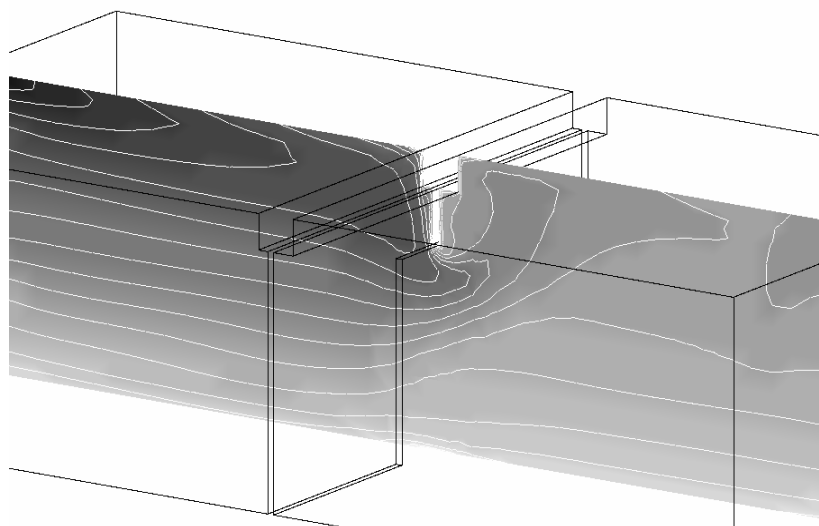


Figura 5.30 – Simulação numérica 3D do campo de temperatura do ar na proximidade da ombreira da porta, para uma configuração em que  $\Delta T = 10$  °C e  $H_{porta} = 2.25$  m, para o caso de referência ( $U_0 = 0$  m/s).

Cerca de 2 minutos após o início do ensaio este bloqueio inicial é vencido, entrando-se num regime caracterizado por uma só célula de recirculação que percorre todo o espaço conjunto das duas salas, sem qualquer restrição a não ser a resultante da presença da parede divisória, tal como já fora previsto por Costa e Oliveira (2002), através de simulação numérica dos campos do escoamento e da temperatura para uma configuração geométrica bidimensional equivalente (vd. Figura 5.31).

<sup>4</sup> Através do pacote de software comercial composto pelos módulos FAME (Flexible Automatic Meshing Environment), SWIFT (Multi-Purpose 3D Computational Fluid Dynamics) e IMPRESS (Result Evaluation), da empresa Austriaca AVL List GmbH – Advanced Simulation Technologies, especialmente vocacionado para a área de aerodinâmica externa e interna.

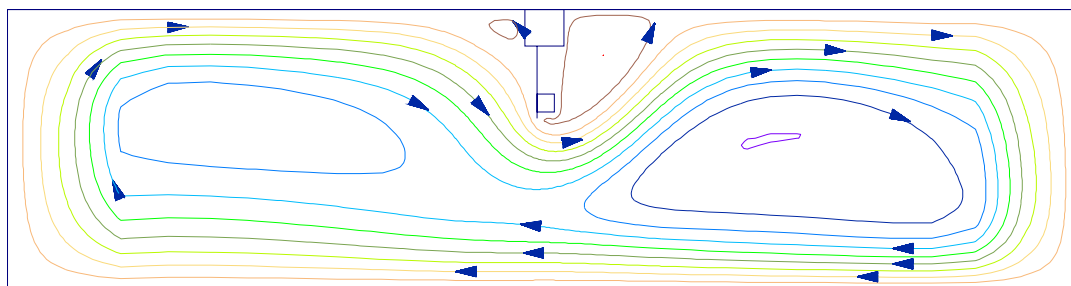


Figura 5.31 – Padrões das linhas de corrente na ausência de funcionamento da cortina de ar ( $U_0 = 0$  m/s), para uma configuração bidimensional equivalente à da figura 5.30 (adaptado de Costa e Oliveira (2002)).

A sequência de imagens da Figura 5.32, obtidas pela técnica de *whole field*, ilustra a evolução do campo de temperaturas quando o aparelho de cortina de ar funciona, nas mesmas condições da Figura 5.28, com uma velocidade de descarga do jacto  $U_0 = 4.5$  m/s.

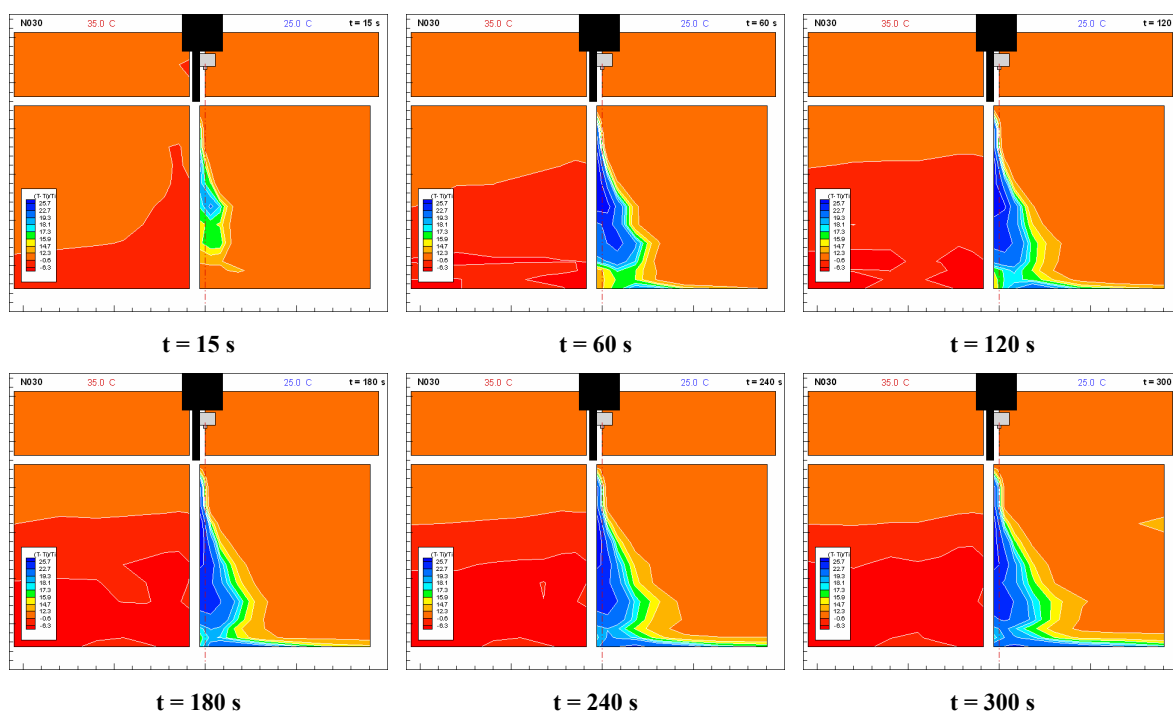


Figura 5.32 – Variação temporal das temperaturas locais instantâneas ( $T$ ) adimensionalizadas pela respectiva temperatura inicial ( $T_i$ ) numa situação de funcionamento da cortina de ar nas condições AVAC 25/35,  $H_{porta} = 2.25$  m,  $H_{cortina} = 2.65$  m,  $U_0 = 4.5$  m/s e  $\alpha_0 = 0^\circ$ .

A análise dos dados recolhidos mostra-nos que nos primeiros minutos após a entrada em funcionamento do aparelho de cortina de ar, o jacto por ele gerado é muito instável, não conseguindo de imediato atingir completamente o solo. É neste período de tempo que se dão as mais significativas trocas de calor e massa entre os dois compartimentos.

A deflexão da cortina para o lado interior é igualmente notória – é uma característica intrínseca deste tipo de aparelho, como se viu anteriormente – sendo, contudo, mais acentuada devido às forças transversais (de origem térmica) que sobre ela actuam. À excepção de uma pequena zona ao nível do solo, o espaço ocupado “interior” permanece praticamente isotérmico e os gradientes horizontais de temperatura ficam limitados à região de desenvolvimento da cortina, próximo do plano da porta.

Para esta condição de operação, e a título de exemplo, o recurso à técnica de gases traçadores revelou a existência de uma taxa de renovação do ar na sala “fria” inferior em 75.2% em relação à verificada para a situação de não-funcionamento do aparelho de cortina de ar, o que significa que a eficácia de vedação é 4.03 vezes superior à situação de referência.

Este bom desempenho da cortina de ar também é fruto da existência do “efeito Coanda” proporcionado pela porção de parede existente desde o cimo da ombreira da porta até à extremidade inferior do bocal da cortina. De facto, nesta configuração específica o valor de  $(H_{cortina} - H_{porta})$  encontra-se maximizado, sendo claramente visível, junto à parte superior da porta, a sua influência sobre o desenvolvimento inicial do jacto.

A termografia por infra-vermelhos foi utilizada como uma forma expedita de obter algumas imagens indiciadoras da evolução do campo de temperaturas e do desenvolvimento do jacto para uma configuração experimental análoga à anterior ( $H_{cortina} = 2.65$  m,  $\Delta T = 10$  °C,  $U_0 = 4.5$  m/s,  $\alpha_0 = 0^\circ$ ) mas dotada de uma porta de dimensão superior ( $H_{porta} = 2.65$  m).

Na sequência de imagens da Figura 5.33 apresentam-se alguns dos termogramas registados após a entrada em funcionamento da cortina de ar.

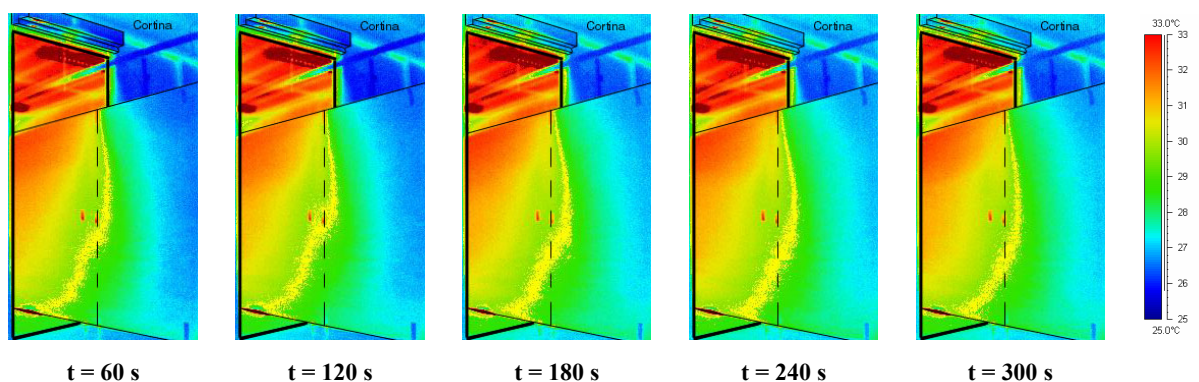


Figura 5.33 – Evolução do campo de temperaturas na zona de influência do jacto da cortina de ar. Visualização obtida através de termografia por infravermelhos para a configuração AVAC 20/30,  $H_{porta} = H_{cortina} = 2.65$  m,  $\alpha_0 = 0^\circ$  e  $U_0 = 4.5$  m/s.

Durante o período inicial de adaptação às condições existentes pode observar-se um arqueamento imperfeito do jacto resultante da instabilidade a que o mesmo está sujeito, verificando-se, igualmente, uma oscilação da localização do seu ponto de impacto no solo. Para esta configuração a estabilização do jacto só acontece cerca de 180 segundos após o início do ensaio. Convém frisar que, para esta configuração, apesar do aparelho de cortina de ar continuar a estar montado à mesma distância do solo (2.65 m), deixou de se poder contar com a contribuição do “efeito Coanda” para o guiamento inicial do jacto. Por outro lado, encontra-se minimizado o obstáculo físico à circulação da massa de ar quente que tenta entrar na sala fria pela parte superior das salas. A acção conjunta destes dois fenómenos tornam esta configuração muito mais “severa” do que a analisada anteriormente, acabando por se reflectir numa menor eficácia de vedação alcançada ( $E_v = 3.50$ ).

O segundo dos termogramas da Figura 5.34 demonstra-nos o que acontece quando a velocidade inicial do jacto é demasiado baixa face à altura da porta a vedar e à diferença de temperatura existente entre as duas regiões. Como se pode ver, o jacto é quase imediatamente deflectido pelas forças transversais devidas à impulsão térmica, levando à sua “quebra”, não chegando a atingir o chão e a ter lá uma zona de impacto.

À medida que se aumenta a velocidade de descarga, o jacto de ar torna-se cada vez mais estável, aumentando de igual modo a eficácia da vedação conseguida. Contudo, após se ultrapassar a velocidade óptima de descarga – que é próxima dos 5 m/s, neste caso – começa a ocorrer uma mistura excessiva do jacto com o ar exterior, o que vai implicar trocas de calor e de massa demasiado elevadas através da cortina.

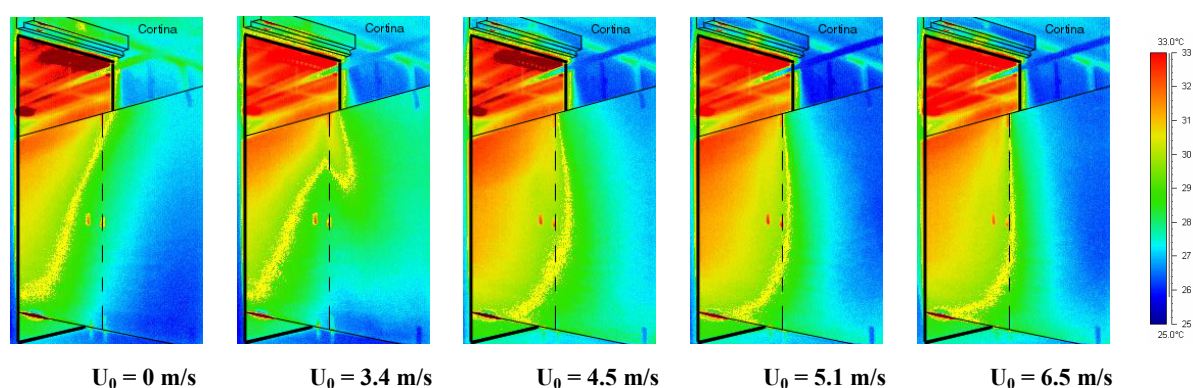


Figura 5.34 – Influência da velocidade inicial de descarga do jacto. Visualização obtida através de termografia por infravermelhos para a configuração AVAC 20/30,  $H_{porta} = H_{cortina} = 2.65$  m,  $\alpha_0 = 0^\circ$ , no instante  $t = 300$  s.

## 5.4. TRANSFERÊNCIA DE ENERGIA ATRAVÉS DA PORTA

Uma forma de avaliar o “benefício” resultante das diferentes condições de funcionamento de um aparelho de cortina de ar é estimar a quantidade de energia térmica transferida através da porta assim protegida, comparando-a com a energia que seria transferida no caso da porta permanecer aberta e desprotegida (situação de referência).

Se pensarmos na “sala fria” como um espaço interior climatizado no qual se pretendem manter condições de conforto térmico relativamente a um ambiente exterior que está a uma temperatura superior, a troca de energia térmica entre estes dois espaços resulta da combinação de dois fenómenos físicos distintos: Por um lado, este tipo de aparelho, quando em funcionamento, arrasta o ar que se encontra em repouso nas proximidades da cortina. Segundo Lawton e Howell (1995), uma parte do ar que é arrastado do exterior mistura-se com o ar do próprio jacto e, eventualmente, acaba por ser derramado de volta aos espaços adjacentes. Uma vez que o ar que é arrastado do exterior está mais quente que o ar do próprio jacto, a temperatura deste último vai aumentando à medida que se aproxima da soleira da porta. Assim sendo, uma maior velocidade do jacto resulta numa maior quantidade de ar que é arrastado e, por consequência, numa maior transferência de energia até ao derramamento final junto ao chão. Por outro lado, temos que a própria diferença de densidades do ar é responsável pelo escape do ar da sala fria para a sala quente, que se verifica junto ao chão, bem como pelo movimento de ar quente no sentido inverso, junto ao tecto. Este movimento de ar através da porta pode ser considerado como sendo o principal responsável pela transferência de energia térmica entre os dois espaços.

Para as condições em que normalmente são utilizados este tipo de aparelhos, a perda de energia total devida a esta “fuga” de ar pela porta pode ser estimada através do correspondente calor sensível (*cf.* Sirén (2003)). Se tomarmos como constante o calor específico do ar,  $c_p$ , a perda térmica total pode ser calculada através da equação (5.3):

$$\dot{Q} = \rho_i \cdot \left( \frac{n \cdot V_{\text{sala}}}{3600} \right) \cdot c_p \cdot (T_Q - T_F) \quad (5.3)$$

em que:

$\dot{Q}$       potência do calor em “fuga” pela porta, [W]

$\rho_i$       massa específica do ar do compartimento “interior”, [kg/m<sup>3</sup>]



- $n$  número de renovações horárias de ar na sala “interior”, [ $\text{h}^{-1}$ ]
- $V_{\text{sala}}$  volume da sala “interior”, [ $\text{m}^3$ ]
- $c_p$  calor específico do ar do compartimento “interior”, [ $\text{J}/\text{kg}\cdot^\circ\text{C}$ ]
- $T_Q-T_F$  diferença de temperaturas entre as duas salas, [ $^\circ\text{C}$ ]

Tal como se referiu no capítulo 2, a teoria necessária à determinação das perdas de energia que ocorrem através de portas permanentemente abertas foi desenvolvida por Gosney e Olama em 1975 (Gosney e Olama (1975)), continuando a ser válida e aplicada nos dias de hoje (*vd.* Lawton e Howell (1995), Hendrix, Henderson e Jackson (1989), Downing e Meffert (1993), ASHRAE (2002)). Partindo de medições calorimétricas efectuadas em modelos à escala, estes dois autores comprovaram que a equação (5.4) permitia calcular, com algum rigor, a perda de energia através de uma porta permanentemente aberta.

$$\dot{Q}_0 = F_c \cdot A \cdot c_p \cdot (t_e - t_i) \cdot \rho_i \cdot \left(1 - \frac{\rho_e}{\rho_i}\right)^{0.5} \cdot (g \cdot H)^{0.5} \cdot \left(\frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_i}{\rho_e}\right)^{1/3}}\right)^{1.5} \quad (5.4)$$

em que:

- $\dot{Q}_0$  potência do calor transferido através de uma porta aberta, [ $\text{kW}$ ]
- $F_c$  factor de correcção que incorpora o coeficiente de descarga da porta e os efeitos térmicos resultantes da mistura entre os fluxos de entrada e de saída (0.221 para unidades SI)
- $A$  área de passagem da porta, [ $\text{m}^2$ ]
- $c_p$  calor específico a pressão constante do ar seco, [ $\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$ ]
- $t_e$  temperatura do ar “exterior”, [ $^\circ\text{C}$ ]
- $t_i$  temperatura do ar “interior”, [ $^\circ\text{C}$ ]
- $\rho_e$  massa específica do ar do compartimento “exterior”, [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]
- $\rho_i$  massa específica do ar do compartimento “interior”, [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]
- $H$  altura da porta, [ $\text{m}$ ]

Contudo, a aplicação desta última equação às várias configurações estudadas revelou valores muito mais elevados para a potência térmica perdida através da porta aberta e desprotegida do que os obtidos por aplicação da equação (5.3) aos resultados experimentais realizados com gases traçadores em idênticas condições.

A explicação para esta aparente discrepância foi encontrada após alguma reflexão sobre a metodologia seguida para avaliar o número de renovações horárias de ar na sala “interior”,  $n$ . Nos ensaios efectuados com protóxido de azoto, para a determinação de  $n$  registou-se a evolução do decaimento do gás traçador durante intervalos de tempo que chegaram a ultrapassar os 30 minutos após o início do ensaio. Mercê da inevitável mistura das duas massas de ar a diferentes temperaturas, a “força motriz” de origem térmica que impulsiona o movimento do ar entre as duas salas vai-se desvanecendo, dando origem a um valor de  $n$  muito inferior ao que seria obtido caso a diferença de temperaturas entre as duas salas se mantivesse constante ao longo do tempo (ou seja, em condições análogas aquelas em que foi verificada a validade da equação (5.4)).

Um modo de se ultrapassar este obstáculo consiste em recalcular o valor da taxa de renovação do ar para cada uma das configurações estudadas, utilizando para isso os valores das concentrações instantâneas de gás traçador, adimensionalizadas pela respectiva concentração inicial, recolhidas nos primeiros dois minutos após o início do ensaio. Foi o que se fez com os resultados experimentais obtidos para a configuração AVAC 20/30,  $H_{porta} = 2.25$  m e  $U_0 = 0$  m/s. Deste novo cálculo resultou um valor de 13.94 renovações de ar por hora o qual é cerca de 3.5 vezes superior ao valor  $n = 4.03$  h<sup>-1</sup> inicialmente calculado. A aplicação da equação (5.3) aponta para uma taxa de renovação correspondente a uma perda de 5.412 kW de calor pela porta.

De modo a aferir os caudais de ar em circulação entre as duas salas foram analisados os perfis verticais de velocidade do escoamento que haviam sido recolhidos na região situada por baixo da ombreira da porta, para uma configuração de ensaio igual à referida no parágrafo anterior (*i.e.*, AVAC 20/30 e  $H_{porta} = 2.25$  m). Atendendo ao facto da cortina de ar se encontrar desligada ( $U_0 = 0$  m/s), pressupõe-se que, naquela região, o escoamento do ar seja efectuado predominantemente na direcção horizontal. Estes perfis foram obtidos por recurso a uma unidade de anemometria térmica de baixa velocidade, adquirindo-se os valores instantâneos

da velocidade do ar em cada um dos pontos da grelha de medida representada na Figura 5.35, durante 5 minutos a uma taxa de 10 Hz.

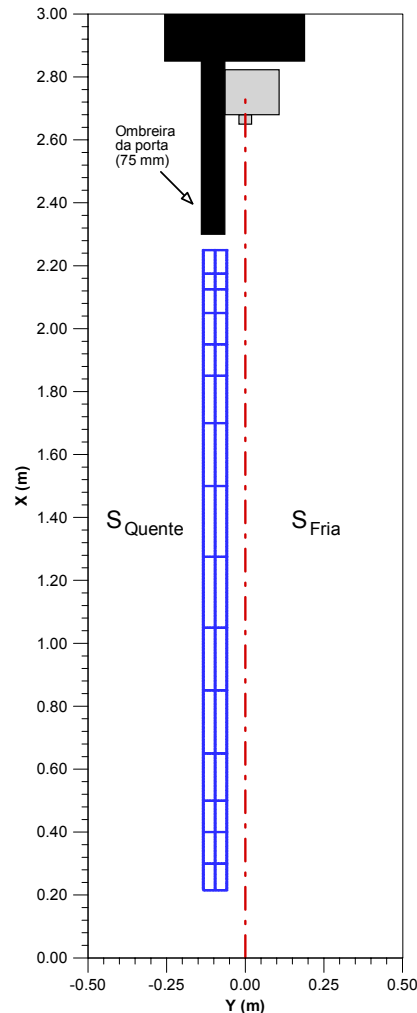


Figura 5.35 – Grelha de medida utilizada para o levantamento dos perfis verticais de velocidade do ar na zona localizada por debaixo da ombreira da porta.

Uma vez que segundo o eixo vertical ( $X$ ) os 16 pontos de medida não se encontram igualmente espaçados, o caudal volúmico  $\dot{V}_i$  que passa em cada ponto de cota ( $x_i$ ) foi calculado através do produto da velocidade média ( $U_i$ ) do escoamento registada nesse local pela correspondente área de passagem ( $A_i$ ) de altura variável e com a mesma largura da porta:

$$\dot{V}_i = U_i \times \left[ \left[ \left( \frac{x_{i+1} + x_i}{2} \right) - \left( \frac{x_i + x_{i-1}}{2} \right) \right] \times L_{\text{porta}} \right] \quad (5.5)$$

Apesar do carácter omnidireccional da sonda utilizada não permitir detectar a direcção do escoamento, verificou-se que havia uma quase igualdade entre os caudais volúnicos de

entrada e de saída através da porta desde que fossem atribuídos valores negativos aos valores instantâneos da velocidade do ar registados nos 8 pontos de medida inferiores (correspondentes à fuga de ar da sala fria para a sala quente) e valores positivos aos valores instantâneos da velocidade do ar registados nos restantes 8 pontos de medida superiores (correspondentes ao movimento de entrada de ar quente para a sala fria). Esta hipótese faz com que o nível neutro – para o qual a pressão no compartimento “interior” iguala a pressão no compartimento “exterior” – se situe um pouco acima do valor  $H_{\text{porta}}/2$  frequentemente utilizado, mas tal já fora descoberto Gosney e Olama (1975) quando, a partir da igualdade de caudais mássicos de entrada e de saída, estabeleceu que a altura do nível neutro ocorre a:

$$X_{\text{neutro}} = \frac{H_{\text{porta}}}{1 + \left(\frac{\rho_i}{\rho_e}\right)^{1/3}} \quad (5.6)$$

Na equação (5.5) utilizou-se para  $U_i$  a velocidade média do ar determinada em cada intervalo de 10 segundos, determinando-se o caudal volúmico em trânsito pela porta por integração espacial de  $U_i \times A_i$  para cada um daqueles períodos. Os valores assim obtidos foram posteriormente integrados ao longo dos 120 segundos iniciais em que a porta esteve aberta de forma a obter uma taxa média da renovação do ar na sala fria para aquele intervalo de tempo.

Para os três perfis de velocidade representados na Figura 5.35 obtiveram-se valores de  $n$  compreendidos entre  $13.82 \text{ h}^{-1}$  (nos perfis laterais) e  $14.19 \text{ h}^{-1}$  (no perfil central da ombreira da porta), o que, de acordo com a equação (5.3), corresponde a uma “fuga” de calor situada entre os 5.456 kW e os 5.602 kW.

Por último, a utilização da fórmula (5.4) de Gosney e Olama (1975) permite prever um valor de 5.695 kW para a potência térmica em fuga pela porta para esta mesma configuração.

Pelo que acabou de se apresentar, existe uma variação percentual inferior a 5% entre os diversos valores de  $\dot{Q}_0$  previstos por estas três metodologias (re-avaliação da taxa de decaimento da concentração dos gases traçadores, integração espacial e temporal dos perfis verticais de velocidade do ar na ombreira da porta e aplicação da fórmula de Gosney e Olama (1975)).

Para uma dada condição de funcionamento  $j$  do aparelho de cortina de ar – correspondente a uma velocidade inicial do jacto de ar  $U_j$  – pode-se definir uma eficácia de vedação ( $E_v$ ) calculada a partir das taxas de renovação do ar da situação de referência ( $n_0$ ) e da situação analisada ( $n_j$ ):

$$E_v = \frac{n_0}{n_j} \quad (5.7)$$

Se atendermos à equação (5.3), também se pode escrever que:

$$E_v = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{Q}_j} \quad (5.8)$$

estando subjacente o conceito de que o efeito de vedação conseguido é inversamente proporcional à potência térmica  $\dot{Q}$  “em fuga” entre os dois compartimentos. Deste modo,  $E_v$  representa o factor de redução na potência transferida entre os compartimentos, resultante da utilização da cortina de ar.

Confirmando-se a validade da equação (5.4) para o cálculo de  $\dot{Q}_0$  e tomando-se como correctos os valores obtidos para  $E_v$  nos testes efectuados com gases traçadores para avaliação do desempenho da vedação para cada configuração  $j$  estudada, os “custos energéticos” inerentes a ambas as situações podem ser comparados através do quociente expresso na equação (5.9), onde  $\dot{Q}_{\text{cortina}}$  representa a potência eléctrica necessária ao funcionamento do motor do aparelho de cortina de ar (120 W no modelo testado):

$$\frac{\dot{Q}_j + \dot{Q}_{\text{cortina}}}{\dot{Q}_0} \times 100 \quad (5.9)$$

Na Tabela 5.3 encontram-se compilados os resultados obtidos para os ensaios efectuados com uma porta de 2.65 m de altura (valor máximo possível de obter na instalação experimental) e para uma diferença de temperatura entre as duas salas de 10 °C (AVAC 20/30). Apesar de se tratar de uma porta de grande dimensão vertical, verifica-se que o funcionamento da cortina de ar consegue reduzir significativamente a energia térmica em “fuga”, mesmo quando não está adequadamente regulada. Como seria de esperar, as poupanças energéticas são ainda mais significativas quando a velocidade inicial do jacto se aproxima do valor óptimo.

**Tabela 5.3** – Poupanças energéticas resultantes da instalação e operação de um aparelho de cortina de ar por cima de uma porta com 2.65 m de altura, para 10 °C de diferença de temperatura entre as duas salas.

	$U_0$ [m/s]				
	0.0	3.4	4.5	5.1	6.5
$\dot{Q}_0$ [W]	7 280	–	–	–	–
$E_v$ [-]	1.00	1.50	3.50	3.12	2.99
$\dot{Q}_j$ [W]	7 280	4 853	2 080	2 333	2 435
$\dot{Q}_{cortina}$ [W]	–	120	120	120	120
[%]	100	68	30	34	35

Na Tabela 5.4 pode observar-se o que acontece quando se aumenta de 10 °C para 15 °C a diferença de temperatura entre as duas salas para a mesma altura de porta a vedar (configuração AVAC 20/35;  $H_{porta} = 2.65$  m).

**Tabela 5.4** – Poupanças energéticas resultantes da instalação e operação de um aparelho de cortina de ar por cima de uma porta com 2.65 m de altura, para 15 °C de diferença de temperatura entre as duas salas.

	$U_0$ [m/s]				
	0.0	3.4	4.5	5.1	6.5
$\dot{Q}_0$ [W]	13 210	–	–	–	–
$E_v$ [-]	1.00	0.80	2.78	3.04	1.84
$\dot{Q}_j$ [W]	13 210	16 513	4 752	4 345	7 179
$\dot{Q}_{cortina}$ [W]	–	120	120	120	120
[%]	100	126	37	34	55

Uma primeira chamada de atenção vai para o aumento significativo da potência térmica em fuga quando a porta se encontra desprotegida, a qual passa a ser 1.81 vezes superior à situação anterior.

A segunda chamada de atenção diz respeito às implicações energéticas decorrentes do funcionamento da cortina com uma velocidade inicial do jacto insuficiente face à grande diferença de temperatura entre as duas regiões e à considerável altura da porta a vedar. É o que ocorre quando  $U_0 = 3.4$  m/s, dando origem a uma cortina de ar “quebrada” que não chega a atingir o solo e a ter lá uma zona de impacto. A deflexão da cortina para o lado da sala “quente” provoca um excessivo arrastamento do ar da sala “fria” pela metade inferior da

porta, fazendo com que a taxa de renovação do ar naquela sala seja 25% superior aquela que é registada quando o aparelho de cortina de ar se encontra desligado. Entrando em consideração com o valor da energia requerida pelo motor da cortina, este regime de funcionamento caracteriza-se por um desperdício de energia que é 26% superior ao do caso de referência.

A questão que importa agora esclarecer é a da viabilidade económica da utilização de um aparelho de cortina de ar como forma de vedação térmica de uma porta que se pretende manter totalmente aberta durante longos períodos de tempo, como acontece, por exemplo, nos estabelecimentos comerciais. Utilizando os resultados experimentais apresentados na Tabela 5.3, pode-se ver o que aconteceria se este aparelho de cortina de ar fosse utilizado como meio de vedação térmica de um espaço comercial aberto ao público durante várias horas em cada dia. Para tal, suponha-se que, em média, a diferença de temperatura entre esse espaço e o ambiente exterior é de 10 °C.

A economia nos custos de energia conseguida pelo aparelho de cortina de ar é achada calculando-se a diferença entre a energia que é transferida através duma porta aberta ( $\dot{Q}_0$ ) e a energia que é transferida através dessa mesma porta quando ela se encontra protegida pela cortina de ar ( $\dot{Q}_j$ ), dividindo esta diferença pelo coeficiente de eficiência (COP) da unidade de ar condicionado utilizada para a climatização do espaço interior (considerado aqui como sendo 2,9) e multiplicando o resultado final pelo preço da energia eléctrica (tomado como sendo 0.1 €/kWh). Deste modo, regulando-se a velocidade do jacto de modo a que o aparelho de cortina de ar opere no ponto de máxima eficiência de vedação, cada hora do seu funcionamento representa uma poupança de 0.18 € em relação à situação em que a porta se encontra aberta e desprotegida. Como a este valor há a acrescentar um custo de 0.012 €/hora devido ao consumo do motor da cortina, a factura horária aparecerá diminuída em 0.167 €. Atendendo a que o aparelho de cortina de ar testado tem um preço de venda ao público na ordem dos 220 €<sup>5</sup> e que o seu custo de instalação é considerado desprezável, o investimento inicial fica amortizado após 1195 horas de utilização (o que corresponde a pouco mais de 6 meses se este estabelecimento estiver continuamente aberto ao público 8 horas por dia, 22 dias por mês).

---

<sup>5</sup> 160 € na EXPOCLIMA 2004!

Caso a diferença de temperatura entre o espaço climatizado e o ambiente exterior se eleve a 15 °C (situação severa mas não impossível de acontecer durante algumas horas nos meses quentes de Verão em Portugal), os resultados experimentais expressos na Tabela 5.4 permitem concluir que o retorno do investimento sobrevém após 680 horas de funcionamento naquelas condições.

Como se viu anteriormente, os resultados experimentais obtidos para  $H_{porta} = 2.25$  m e  $\Delta T = 10$  °C demonstraram que, orientando o jacto de ar para o lado oposto ao da montagem do aparelho, se pode aumentar em 30% o valor máximo da eficácia de vedação alcançada para aquela configuração. Aplicando a linha de raciocínio descrita nos parágrafos anteriores verifica-se que a imposição de um ângulo inicial de descarga  $\alpha_0 = -20^\circ$  reduz a factura energética em 0.02 €/hora, encurtando o período de retorno do investimento daquela configuração em 269 horas.

Embora os valores agora apresentados possam, à primeira vista, não parecer financeiramente muito atractivos, há que não perder de vista o objectivo da colocação e da utilização dos aparelhos de cortina de ar: limitar, tanto quanto possível, as inevitáveis perdas de energia térmica através de uma porta que se pretende manter sempre aberta e desimpedida, retirando daí todos os benefícios que lhe são subsequentes e que não são aqui contabilizáveis – a estética, a facilidade de acesso ao estabelecimento e o conforto interno encorajam a circulação de clientes e potenciam o aumento das receitas.



## Capítulo 6 – Conclusão

### **6.1. OBJECTIVOS ALCANÇADOS**

Ao longo desta Tese apresentou-se um conjunto de trabalho que, embora seja substancial, não é de todo completo. Não obstante essa lacuna desde cedo ser adivinhada, devido à premência dos prazos e à escassez dos meios, ainda assim foram atingidos os objectivos a que nos propuséramos no início dos trabalhos.

O primeiro objectivo alcançado diz respeito à própria instalação experimental utilizada. O facto de se ter trabalhado num modelo à escala real facilitou em muito a obtenção de resultados plausíveis. Obviamente que, tal como está projectada e construída, não reflecte na totalidade o que se passa numa instalação real mas tal também não era o pretendido.

O segundo objectivo atingido diz respeito à metodologia seguida. Através dos resultados obtidos no presente estudo, pode concluir-se que o conjunto dos métodos desenvolvidos permite avaliar, de forma clara, o desempenho real de vedação aerodinâmica das cortinas de ar, permitindo comparar com uma configuração de referência e entre si diferentes regulações do funcionamento do aparelho de cortina de ar. O cruzamento de informação proveniente de

diferentes métodos experimentais veio ajudar a obter um conhecimento mais aprofundado dos campos do escoamento e da temperatura, proporcionando uma boa compreensão dos fenómenos convectivos em jogo.

Parte deste sucesso provém da utilização da termografia por infra-vermelhos como técnica “*whole-field*” de captação, em tempo real, de imagens indiciadoras da topologia do escoamento e do campo de temperaturas existentes na vizinhança da porta em estudo.

A sua facilidade de implementação e de operação face às tradicionais e morosas técnicas do tipo “*point measuring*”, tornam-na um meio complementar ideal de análise e visualização dos fenómenos físicos presentes. É certo que esta nova técnica ainda acarreta alguns problemas e não pode ser tomada como absoluta. Contudo, tomando as devidas precauções, através dela é possível visualizar/confirmar o comportamento do jacto de ar perante as diferentes condições de operação a que o aparelho de cortina de ar está sujeito.

Ainda nas metodologias experimentais, é de destacar a importância que teve o processo de determinação do ponto de impacto do jacto no solo. Através da análise dos resultados obtidos conseguiu estabelecer-se um padrão indiciador do maior ou menor grau de eficácia da vedação: A velocidade inicial do jacto deve ser superior a um certo valor de modo a evitar o escape de importantes massas de ar por debaixo de um jacto “quebrado” ou através das extremidades de um jacto que atinja o solo num ponto demasiado afastado da ombreira da porta. Se bem que o aumento da velocidade inicial do jacto resulte, geralmente, numa cortina de ar mais estável, o seu aumento indiscriminado, para além de um determinado valor, dá origem a um excessivo arrastamento de ar quente e a um maior espalhamento do jacto junto ao solo, originando, por consequência, uma maior transferência de energia através da porta

Nesta tese ficou demonstrado que, para um mesmo aparelho, a eficiência de vedação pode ser maximizada, se for encontrada a relação óptima entre a velocidade do ar à saída da cortina e a diferença entre as temperaturas dos compartimentos a vedar. Para a escolha e a instalação destes equipamentos, é também importante o conhecimento detalhado da influência dos parâmetros geométricos, nomeadamente a altura de montagem da cortina e a inclinação inicial do jacto.

Ainda no que diz respeito à velocidade inicial do jacto, ficou patente que os aparelhos de cortina de ar que habitualmente são usados em aplicações reais idênticas às testadas não estão

preparados em termos de versatilidade da sua regulação, chegando mesmo a acontecer que a velocidade mínima disponível para aquele parâmetro seja demasiado elevada face às condições existentes.

Através dos resultados obtidos no presente estudo ficou demonstrado que a tendência natural do jacto para deflectir em direcção ao compartimento onde se encontra instalado o aparelho de cortina de ar pode ser parcialmente contrariada orientando a descarga do jacto de ar para o lado oposto ao da montagem do aparelho, de um ângulo entre 15° e 20°.

Ficou igualmente demonstrada a necessidade de haver uma selecção criteriosa da velocidade de descarga da cortina em função da altura da porta e da diferença de temperatura entre os compartimentos a vedar.

Da aplicação conjunta destas práticas provou-se ser possível haver uma melhoria em cerca de 25 – 30% na máxima eficácia de vedação conseguida para uma das configurações em estudo, aliada a uma diminuição significativa (40% – 45%) da velocidade de injeção de ar. Este facto resulta numa dupla poupança energética (menor transferência de energia entre as duas salas devido à melhor eficácia da vedação; redução dos gastos energéticos inerentes ao funcionamento permanente do aparelho de cortina de ar). Estes dois factores (orientação do ângulo de descarga e ajuste da velocidade inicial do jacto) tornam-se, pois, factores importantes a ter em consideração nas fases de selecção, instalação e operação deste tipo de aparelho.

Um aspecto que merece ser salientado e que foi deveras encorajador, tem a ver com a boa concordância dos valores apurados experimentalmente da energia “em fuga” pela porta aberta e desprotegida com os valores resultantes da aplicação da fórmula de Gosney e Olama (1975).

Um outro aspecto que foi realçado com esta Tese diz respeito aos primeiros instantes após a entrada em funcionamento do aparelho de cortina de ar. A análise conjunta dos valores recolhidos pelas sondas de anemometria térmica e pelos termogramas registados em ensaios equivalentes, indiciou a possibilidade de ocorrerem trocas significativas de calor e de massa entre os dois compartimentos devido ao facto do jacto de ar ser bastante instável durante os primeiros dois a três minutos de funcionamento. Para muitas das instalações reais esta constatação pode não ter um impacto significativo, mas o mesmo decerto não acontecerá

naquelas em que, por exemplo, a entrada em funcionamento da cortina de ar esteja sincronizada com a abertura de uma porta automática activada com o aproximar de pessoas.

Para finalizar realça-se o carácter inovador dos ensaios realizados com a *Roberta*. Apesar dos ensaios terem sido muito limitados em termos de configurações estudadas, os resultados obtidos são indiciadores do grau de perturbação provocado pelo movimento constante de uma pessoa pela porta.

## 6.2. PERSPECTIVAS DE DESENVOLVIMENTO FUTURO

Em tempo de balanço nesta recta conclusiva, surgem questões que, não tendo sido objecto de estudo no presente trabalho, se julga serem merecedoras de uma análise futura mais cuidada com o intuito de clarificar a sua real importância no processo de vedação por cortina de ar.

Uma dessas questões tem a ver com a influência da espessura do bocal de descarga do jacto,  $b_0$ , a qual, recorde-se, foi mantida constante e igual a 0.04 m em todas as experiências realizadas.

Por outro lado, no que concerne à intensidade de turbulência inicial do jacto,  $IT$ , embora ela tenha sido determinada em todas as configurações estudadas (podendo afirmar-se que, genericamente, rondou os 5%), não foram testadas outras configurações que permitissem avaliar o efeito resultante da alteração daquele valor.

Outro parâmetro que foi mantido constante e que, porventura, merece uma análise mais profunda, é o relativo ao afastamento do bocal da cortina em relação à face da parede divisória onde o aparelho se encontrava apoiado (6 cm, no presente trabalho). Os resultados simulados numericamente por Schaelin (1998), o trabalho de campo levado a cabo à margem deste trabalho (*vd. Neto et. al. (2005a) e Neto et. al. (2005b)*) além do próprio senso comum, sugerem a existência de um limite máximo admissível para além do qual todo o esforço de vedação se torna inútil.

Por outro lado, seria bastante interessante conjugar este afastamento com a distância que vai desde o bocal da cortina até ao lintel da porta,  $h = H_{cortina} - H_{porta}$ , de modo a verificar até que ponto é que o efeito Coanda daí resultante seria benéfico para o desempenho da vedação. Recorde-se que ao longo dos ensaios experimentais efectuados, o valor de  $h$  foi variado desde

0 até um máximo de 0.65 m, sem que se detectassem variações significativas nos resultados obtidos.

Seria igualmente interessante verificar a relevância de outros parâmetros geométricos inerentes à própria porta, tais como a proporção entre a sua dimensão vertical e horizontal ( $H_{porta}/W_{porta}$ ) ou mesmo a espessura da sua ombreira,  $b_{porta}$ , que se manteve fixada nos 75 mm na presente instalação experimental.

No que concerne ao aparelho de cortina de ar, seria curioso tentar implementar algumas das técnicas utilizadas para promover a vedação térmica de equipamentos expositores refrigerados abertos, cujo uso é cada vez mais comum em superfícies comerciais para a conservação e exposição em frio de produtos alimentares perecíveis. De entre outras, sugere-se a utilização de jactos de ar duplos e/ou triplos paralelos, cada um deles sendo gerado com ar de diferentes proveniências e funcionando com espessuras e velocidades de descarga desiguais.

Classifica-se como muito importante o desenvolvimento do trabalho já iniciado com a *Roberta*. Além de deverem ser testadas muitas mais configurações geométricas e dinâmicas da instalação experimental, seria importante explorar os próprios parâmetros intrínsecos ao movimento da *Roberta*.

Para finalizar, ainda dentro das perspectivas de desenvolvimento futuro deste trabalho, apontam-se duas grandes áreas de intervenção onde se julga valer a pena investir:

- Apesar das tentativas de abordagem por esta via não terem sido coroadas de sucesso (não sendo, por esse motivo, mencionadas nesta Tese), a aplicação sistemática de ferramentas de simulação numérica de escoamentos 3D ao caso em estudo parece constituir uma forma rápida e eficaz (após as necessárias afinações e validações) de realizar estudos paramétricos abrangentes, fornecendo dados úteis sobre zonas e/ou configurações impossíveis de estudar pelas vias tradicionais.
- A segunda área de intervenção diz respeito ao recurso às redes neuronais como forma de ultrapassar a aparente não-linearidade existente entre os diversos parâmetros estudados e/ou a estudar. Os testes provisórios efectuados sobre um conjunto restrito de dados experimentais, apesar de não terem sido mencionados nesta Tese, revelaram-se promissores em termos de desempenho e aplicabilidade. Crê-se que a concretização deste

objectivo pode levar à criação de um protótipo de “*cortina de ar inteligente*”, municiada com uma base de dados contendo os resultados obtidos em ensaios experimentais e/ou simulações numéricas, dotada da capacidade de se auto-ajustar às condições existentes em termos de diferença de temperatura, altura da porta a vedar, existência de golpes de vento ou outras perturbações pontuais e/ou cíclicas, etc.

# Bibliografia

"A Brief History of the Air Curtain" em <http://www.miniveil.com/history.html>

Adams, P.J. (1985), "The intereffect of supermarket refrigeration and air conditioning", ASHRAE Transactions, 91(Part 1B), pp. 423-433.

AGEMA INFRARED SYSTEMS, (1990), "Thermovision 550 - Manual de Operação", Agema Infrared Systems, 72 páginas.

ALAVA INGENIEROS, "Termografia Infrarroja - Principios Básicos", 38 páginas.

Aquino, R. (2004), "Advanced Oven Technology - The Air Barrier Heat Seal", Paint & Coatings Industry, Janeiro 2004,

ASHRAE (2002), "Infiltration air load" in 2002 ASHRAE Refrigeration Handbook, Chapter 12 - Refrigeration Load: 12.3 - 12.5.

ASTM, (2000), "ASTM Standard E 741", ASTM - American Society for Testing and Materials, 16 páginas.

Axel, M. e Fahlén, P. (2003), "Design criteria for energy efficient vertical air curtains in display cabinets", Proc. International Congress of Refrigeration 2003, p. 9, Washington D.C., USA.

Blomqvist, C. e Sandberg, M. (1998), "Transition from bi-directional to unidirectional flow in a doorway", Proc. 6th International Conference on Air Distribution in Rooms (RoomVent'98), Vol. 2, pp. 539-546, Stockholm, Sweden.

\*Brown, W.G. e Solvason, K.R. (1962), "Natural convection through rectangular openings in partitions. I - Vertical partitions", International Journal of Heat and Mass Transfer, 5, pp. 859-868 [citado por Gosney e Olama (1975)].

- BRÜEL & KJAER, (1990), "1302 Photoacoustic Multi-gas Monitor Product Data", Ballerup, Denmark, 3 páginas.
- BRÜEL & KJAER, (1990), "Multi-gas Monitor type 1302 Instruction Manual - Vol. 1 (Operation & Maintenance)", Naerum, Denmark
- BRÜEL & KJAER, (1991), "Measuring ventilation using tracer-gases", Brüel & Kjaer Technical Review, Naerum, Denmark, 33 páginas.
- BRÜEL & KJAER, (1991), "Photoacoustic in gas detection", Brüel & Kjaer, Naerum, Denmark, 27 páginas.
- Carlson, D., Hogsette, J., Kline, D. e Geden, C.M. (2005), "Prevention of Mosquitoes and House Flies from Entering Simulated Aircraft with Commercial Air Curtain Units", *Journal of Economic Entomology*,
- Cehlin, M., Moshfegh, B. e Sandberg, M. (2000), "Visualization and measurement of air temperature using infrared thermography", *Proc. 7th International Conference on Air Distribution In Rooms (RoomVent'2000)*, Vol. I, pp. 339-347, Reading, UK.
- CENTAURO, (2000), "Catálogo das cortinas de ar séries CC/CI/CIE - Ano 1999/0", Departamento Técnico e de Qualidade, 22 páginas.
- CENTAURO, (2004), "Manual instruções técnicas - Cortinas de Ar", 12 páginas.
- Chen, Y.-G. e Yuan, X.-L. (2005), "Experimental study of the performance of single-band air curtains for a multi-deck refrigerated display cabinet", *Journal of Food Engineering*, 69(3), pp. 261-267.
- Costa, J.J. e Oliveira, L.A. (2001), "Vedação Aerodinâmica por Cortina de Ar - Estudo Numérico", *Proc. I Jornadas Técnicas de Primavera da EFRIARC - Climatização & Refrigeração em Portugal*, pp. 143-158, Porto.
- Costa, J.J. e Oliveira, L.A. (2002), "Vedação aerodinâmica: parametrização numérica do isolamento de duas divisões", *Proc. V Congresso de Métodos Numéricos em Engenharia*, Madrid, Spain.
- Costa, J.J., Oliveira, L.A. e Silva, M.C.G (2006), "Energy savings by aerodynamic sealing with a downward-blowing plane air curtain - A numerical approach", *Energy and Buildings*, 38(10), pp. 1182-1193.
- Cui, J. e Wang, S. (2004), "Application of CFD in evaluation and energy-efficient design of air curtains for horizontal refrigerated display cases", *International Journal of Thermal Sciences*, 43(10), pp. 993-1002.
- D'agaro, P., Cortella, G. e Croce, G. (2006), "Two- and three-dimensional CFD applied to vertical display cabinets simulation", *International Journal of Refrigeration*, 29(2), pp. 178-190.



- \*Danielsson, P.O. (1972), "Luftridåer och luftportar", VVS, nº 7, pp. 21-23 e 25-26 [citado por Valkeapää (2002)].
- Downing, C.C. e Meffert, W.A. (1993), "Effectiveness of cold-storage door infiltration protective devices", ASHRAE Transactions, 99(2), pp. 356-366.
- \*Emswiler, J.E. (1926), "The neutral zone in ventilation", Journal of the American Society of Heating and Ventilation Engineers, 32(1), pp. 1-16 [citado por Foster (2002)].
- Faramarzi, R. (1999), "Efficient Display Case Refrigeration", ASHRAE Journal, 41(11), pp. 46-52.
- Foster, A.M., Swain, M.J., Barrett, R. e James, S.J. (2003), "Experimental verification of analytical and CFD predictions of infiltration through cold store entrances", International Journal of Refrigeration, 26, pp. 918-925.
- Gaspar, P.D. e Pitarma, R.A. (2004), "Isolamento térmico por cortina de ar - aplicação a instalações e equipamentos frigoríficos", Proc. Encontro Nacional de Isolamento Térmico e Acústico (ENITA), Estoril, Portugal.
- Gaspar, P.D., Miranda, A. e Pitarma, R.A. (2003), "Optimização numérica de expositores refrigerados abertos", Proc. VI Congresso Ibero-Americano de Engenharia Mecânica (CIBEM6), Vol. 1, pp. 687-692, Coimbra.
- Gaspar, P.D., Pitarma, R.A. e Gonçalves, L.C.C. (2005), "Influência das Condições Ambientais no Desempenho Térmico e Energético de Expositores Refrigerados", Proc. 3ª Conferência de Engenharia, Inovação e Desenvolvimento (Engenharia'2005), UBI, Covilhã.
- Ge, Y.T. e Tassou, S.A. (2001), "Simulation of the performance of single jet air curtains for vertical refrigerated display cabinets", Applied Thermal Engineering, 21, pp. 201-219.
- \*Goodfellow, H.D. (1985), "Advanced Design of Ventilation Systems or Contaminant Control", Amsterdam, Elsevier Science Publisher [citado por Valkeapää (2002)].
- Gosney, W.B. e Olama, H.A.L. (1975), "Heat and enthalpy gains through cold room doorways", Proc. Proceedings of the Institute of Refrigeration 72, London.
- Guyonnaud, L. e Sollic, C. (1998), "Mass transfer analysis of an air curtain system", Advances in Fluid Mechanics, 21, pp. 139-148.
- Havet, M., Rouaud, O. e Sollic, C. (2003), "Experimental investigations of an air curtain device subjected to external perturbations", International Journal of Heat and Fluid Flow, 24(6), pp. 928-923.
- Hayes, F.C. (1968). "Heat transfer characteristics of the air curtain: A plane jet subjected to transverse pressure and temperature gradients", Tese de Doutorado, Department of Mechanical Engineering, University of Illinois, USA, 120 páginas.

- Hayes, F.C. e Stoecker, W.F. (1969a), "Design data for air curtains", ASHRAE Transactions, 75(2), pp. 168-180.
- Hayes, F.C. e Stoecker, W.F. (1969b), "Heat transfer characteristics of the air curtain", ASHRAE Transactions, 75(2), pp. 153-167.
- Hendrix, W.A., Henderson, D.R. e Jackson, H.Z. (1989), "Infiltration heat gains through cold storage room doorways", ASHRAE Transactions, 95(2), pp. 1155-1168.
- Hetsroni, G. (1963). "Heat transfer through an air curtain", Tese de Doutorado, Department of Mechanical Engineering, Michigan State University, USA, 91 páginas.
- Hetsroni, G. e Hall, C.W. (1964), "Further studies of the air curtain", Quarter Bull., Michigan Agric. Experiment Sta., 46(3), pp. 438-452.
- \*Hetsroni, G., Hall, C.W. e Dhanak, A.M. (1963), "Heat transfer properties of an air curtain", Proc. Trans ASRAE, pp. 328-334, [citado por Denis Flick, Jean Moureh e Ying Ding (1997)].
- Ho, F.C.M. e Goodfellow, H.D. (1994), "The application of computational fluid dynamics to predict contaminant concentration in a polymer manufacturing facility", Proc. 4th International Symposium on Ventilation for Contaminant Control (Ventilation'94), Vol. I, pp. 173-180, Stockholm.
- HOVEY INDUSTRIES, (1997), "Horizontal Air Curtain - Installation and Operation Manual"
- Howell, R.H. e Shibata, M. (1980), "Optimum heat transfer through turbulent recirculated plane air curtains", ASHRAE Transactions, 86(1), pp. 188-200.
- Howell, R.H. e Shibata, M. (1983), "Heat transfer thru air doors on heated and cooled buildings", Proc. The Fourth International Symposium on the Use of Computers for Environmental Engineering Related to Buildings, pp. 140-145, Tokyo.
- Howell, R.H., Van, N.Q. e Smith, C.E. (1976), "Heat and moisture transfer through turbulent recirculated plane air curtains", ASHRAE Transactions, 82(2), pp. 191-205.
- INNOVA, (1990), "Gas Detection Limits of Bruel & Kjaer BK 1302 gas-monitor using various optical filters", Naerum, Denmark, 8 páginas.
- Lam, J.K.-W., Ruddick, K.G. e Whittle, G.E. (1990), "Air curtains for infiltration control - A computational fluid dynamics analysis", Proc. 11th AIVC Conference, pp. 301-324, Belgirate, Italy.
- Lawton, E.B. e Howell, R.H. (1995), "Energy savings using air curtains installed in high-traffic doorways", ASHRAE Transactions, 101(2), pp. 136-143.
- Longdill, G.R. e Wyborn, L.G. (1979), "Performance of air curtains in single storey cold stores", Proc. XV International Congress of Refrigeration, pp. 77-88, Venice.

- Male, J.V. (1983), "A new vertical air curtain design for cold-storage doors", Proc. Proceedings of 16th International Congress of Refrigeration, Vol. IV, pp. 74-82, Paris.
- Mattsson, M. e Sandberg, M. (1996), "Velocity field created by moving objects in rooms", Proc. 5th International Conference on Air Distribution in Rooms (RoomVent'96), Vol. 1, pp. 547-554, Yokohama, Japan.
- McWilliams, J. (2002), "Review of airflow measurement techniques", Environmental Energy Technologies Division - Lawrence Berkeley National Laboratory, p. 116.
- Melikov, A.K., Popiolek, Z. e Jorgensen, F.E. (1998), "New method for testing dynamic characteristics of low-velocity thermal anemometers", ASHRAE Transactions, 104(Part 1), pp. 1490-1506.
- Melikov, A.K., Popiolek, Z., Finkelstein, W., Sefker, T. e Care, I. (1998), "Requirements and guidelines for low-velocity measurements", ASHRAE Transactions, 104(Part 1), pp. 1529-1539.
- \*Mott, L.F. (1962), "Design for protection by air curtain", Heating and Air Conditioning, Vol. 28(2), pp. 164-166 [citado por Valkeapää (2002)].
- Navaz, H.K., Faramarzi, R., Gharib, M., Dabiri, D. e Modarress, D. (2002), "The application of advanced methods in analyzing the performance of the air curtain in a refrigerated display case", Journal of Fluids Engineering, 124, pp. 756-764.
- Navaz, H.K., Henderson, B.S., Faramarzi, R., Pourmovahed, A. e Taugwalder, F. (2005), "Jet entrainment rate in air curtain of open refrigerated display cases", International Journal of Refrigeration, 28(2), pp. 267-275.
- Neto, L.P.C. (2002), "O LabVIEW e os ensaios experimentais de cortinas de ar", WEB site da National Instruments, Artigos técnicos e Aplicações de Utilizadores em Portugal,
- Neto, L.P.C. e Silva, M.C.G. (2003a), "Análise de um aparelho de cortina de ar a funcionar em condições de regime permanente e transitório", Proc. 3as Jornadas Politécnicas de Engenharia Mecânica, Automóvel, Organização e Gestão Industrial, Energia e Ambiente, ISEC, Coimbra.
- Neto, L.P.C. e Silva, M.C.G. (2003b), "Estudo da vedação aerodinâmica de espaços climatizados - alguns resultados", Proc. VI Congresso Ibero-Americano de Engenharia Mecânica (CIBEM6), Vol. 1, pp. 647-652, Coimbra.
- Neto, L.P.C. e Silva, M.C.G. (2003c), "Influence of the jet initial inclination angle on the performance of an air curtain device", Proc. 7th International Conference on Energy-Efficient Healthy Buildings (Healthy Buildings 2003), Vol. 2, pp. 314-320, Singapore.

- Neto, L.P.C. e Silva, M.C.G. (2003d), "Utilização da termografia por infra-vermelhos na avaliação do desempenho de cortinas de ar", Proc. II Jornadas Técnicas de Primavera da EFRIARC - Climatização e Refrigeração em Portugal, Coimbra.
- Neto, L.P.C. e Silva, M.C.G. (2003e), "Utilização da termografia por infra-vermelhos na avaliação do desempenho de cortinas de ar", O INSTALADOR - Revista Técnica de Edifícios, Energia e Ambiente, 89, pp. 27-33.
- Neto, L.P.C. e Silva, M.C.G. (2004a), "Utilização da termografia por infra-vermelhos na avaliação do desempenho de cortinas de ar", Climatização - Revista bimestral de Aquecimento, Ar Condicionado, Ventilação, Refrigeração e Energia, nº 35 (ano IV), pp. 46-54.
- Neto, L.P.C. e Silva, M.C.G. (2004b), "Utilização de um aparelho de cortina de ar no isolamento térmico de duas divisões", Proc. Encontro Nacional de Isolamento Térmico e Acústico (ENITA), Estoril.
- Neto, L.P.C., Silva, M.C.G.D. e Costa, J.J. (2005), "Visualização da topologia do escoamento na vizinhança de uma porta vedada por um aparelho de cortina de ar", Proc. 1º Encontro Nacional de Visualização Científica (ENVC'2005), Espinho.
- Neto, L.P.C., Centeio, A.F.B., Sequeira, S.M.M. e Silva, M.C.G. (2005a), "Uma visão crítica sobre a utilização de cortinas de ar em estabelecimentos comerciais climatizados", Proc. 2º Encontro Nacional de Isolamento Térmico e Acústico (ENITA-2), Espinho.
- Neto, L.P.C., Centeio, A.F.B., Sequeira, S.M.M. e Silva, M.C.G. (2005b), "Utilização de cortinas de ar em estabelecimentos comerciais climatizados - análise crítica", Proc. 3ª Conferência de Engenharia, Inovação e Desenvolvimento (Engenharia'2005), UBI, Covilhã.
- Neto, L.P.C., Silva, M.C.G.D. e Costa, J.J. (2006a), "Influence of seesaw permanent movement of a person on the performance of an air curtain device (POSTER)", Proc. Healthy Buildings 2006 (HB2006), Vol. A, p. A-302, Lisboa.
- Neto, L.P.C., Silva, M.C.G.D. e Costa, J.J. (2006b), "Influence of seesaw permanent movement of a person on the performance of an air curtain device (POSTER)", Proc. Healthy Buildings 2006 (HB2006), Vol. A, p. A-302, Lisboa.
- Neto, L.P.C., Silva, M.C.G. e Costa, J.J. (2006c), "On the use of infrared thermography in studies with air curtain devices", Energy and Buildings, 38(10), pp. 1194-1199.
- Oliveira, L.A., Costa, J.J. e Carvalho, M.D.G. (1989), "Numerical prediction of aerodynamic sealing by jet flow", Proc. 8th Colloquium on Industrial Aerodynamics, Aachen, Alemanha.
- Oliveira, L.A., Costa, J.J., Carvalho, M.D.G., Gerhardt, H.J. e Kramer, C. (1991), "On aerodynamic sealing for industrial applications", Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 37, pp. 255-268.

- \*Oliveira, L.A., Penot, F. e Costa, J.J. (1996), "Aerodynamic sealing through a double jet curtain: a parametric numerical study", Proc. 5th International Conference on Air Distribution in Rooms (RoomVent'96), Vol. I, pp. 437-444, Yokohama, Japão [citado por J. Costa e L. Oliveira (2002)].
- Oliveira, L.A., Penot, F., Costa, J.J. e Mousset, S. (1997), "Étude Numérique 2D de l'Isolation Dynamique par Double Rideau d'Air, incluant lês Effets Thermiques et un Modele de Turbulence (POSTER)", Proc. 13eme Congrès Français de Mécanique, Futuroscope, França.
- Pham, Q.T. e Oliver, D.W. (1983), "Infiltration of air into cold stores", Proc. 16th International Congress of Refrigeration, Vol. IV, pp. 67-72, Paris.
- Poh, H.J., Tso, C.P. e Yu, S.C.M. (1998), "Effects of air-curtain to the heat and mass transfer in a typical urban transport vehicle", Proc. Ventilation Technologies in Urban Areas (19th Annual Conference), pp. 101-109, Oslo, Norway.
- Qiang-Min, L. e Shia-Hui, P. (1994), "Duck down pollution control with recycle air curtain", Proc. 4th International Symposium on Ventilation for Contaminant Control, pp. 423-428, Stockholm, Sweden.
- Rouaud, O., Havet, M. e Sollic, C. (2003), "Influence of draughts on the behaviour of a dynamic air barrier used in an open protection device", Proc. International Symposium on Transient Convective Heat and Mass Transfer in Single and Two-Phase Flows, Cesme, Turkey.
- Rydock, J.P., Hestad, T., Haugen, H. e Skaret, J.E. (2000), "An isothermal air curtain for isolation of smoking areas in restaurants", Proc. 7th International Conference on Air Distribution In Rooms (RoomVent'2000), Vol. I, pp. 663-668, Reading, UK.
- Schaelin, A. (1998), "Comfort problems and energy losses at shop entrances field investigations and numerical simulations", Proc. 6th International Conference on Air Distribution in Rooms (RoomVent'98), Vol. 2, pp. 335-342, Stockholm, Sweden.
- SENSOR ELECTRONIC, (2001), "Air temperature and low velocity measurements system Series HT-400 manual", Sensor Electronic & Measurement Equipment, Gliwice, Polónia, 42 páginas.
- Shen, Y.N., Wang, Z. e Zhang, F.C. (1998), "The characteristic research into the air conditioning umbrella with an air curtain", Proc. Proceedings of the Conference on Cryogenics & Refrigeration, pp. 286-289,
- Sherman, M.H. (1989), "Air infiltration measurement techniques", Proc. 10th AIVC Conference, Vol. 1, pp. 63-88, Espoo, Finland.
- Shia-Hui, P., Peterson, F. e Qiang-Min, L. (1994), "Performance of a laboratory fume hood with an air curtain", Proc. 4th International Symposium on Ventilation for Contaminant Control (Ventilation'94), Vol. I, pp. 270-275, Stockholm.

- Silva, M.C.G., Costa, J.J., Oliveira, L.A., Neto, L.P.C., Brites, G.J.V.N. e Barbosa, J.I.F.P. (2000), "Estudo aerodinâmico de cortinas de ar - Relatório final do projecto PRODIBETA elaborado para a empresa Castanheira, Henriques & C<sup>a</sup> Lda." ADAI,
- Sirén, K. (2003a), "Technical dimensioning of a vertically upwards blowing air curtain - part I", *Energy and Buildings*, 35, pp. 681-695.
- Sirén, K. (2003b), "Technical dimensioning of a vertically upwards-blowing air curtain - part II", *Energy and Buildings*, 35, pp. 697-705.
- Sirén, K., Valkeapää, A. e Hejazi-Hashemi, S. (2000), "Prevention of cold air flow penetration into industrial buildings - a design guide", *Proc. 6th International Symposium on Ventilation for Contaminant Control (Ventilation 2000)*, Vol. 2, pp. 3-5, Helsinki, Finland.
- Stannov, T., Melikov, A.K., Popiolek, Z. e Jorgensen, F.E. (1998), "Test method for describing directional sensitivity of anemometers for low-velocity measurements indoors", *ASHRAE Transactions*, 104(Part 1), pp. 1481-1489.
- Stribling, D., Tassou, S.A. e Marriott, D. (1997), "A two-dimensional CFD model of a refrigerated display case", *ASHRAE Transactions*, 103(1), pp. 88-94.
- Takahashi, K. e Inoh, M. (1963), "Some measurements on air curtain efficiency for cold rooms", *Proc. 11th International Congress of Refrigeration*, Vol. II, pp. 1035-1039, Munich.
- \*Tamm, W. (1963), "Airflow within air curtains to protect cold rooms", *Proc. 11th International Congress of Refrigeration*, Vol. I, pp. 1025-1033, Munich [citado por Pham e Olivier 1983].
- Tang, D. (1998), "CFD modelling and experimental validation of air flow between spaces", *Proc. 6th International Conference on Air Distribution in Rooms (RoomVent'98)*, Vol. 2, Stockholm, Sweden.
- Törnström, T. e Moshfegh, B. (2003), "Numerical study on airflow through large openings", *Proc. 4th International Conference on Cold Climate: Heating, Ventilation and Air-Conditioning (Cold Climate HVAC 2003)*, Trondheim, Norway.
- Valkeapää, A. (2002), "Effect of design parameters of unheated twin air jets on thermal conditions near the doorway", *Proc. 8th International Conference on Air Distribution in Rooms (RoomVent'2002)*, pp. 677-680, Copenhagen, Denmark.
- Valkeapää, A., Hejazi-Hashemi, S. e Sirén, K. (2000), "Experimental study on upwards blowing air curtain jet", *Proc. 6th International Symposium on Ventilation for Contaminant Control (Ventilation 2000)*, Vol. 2, pp. 84-87, Helsinki, Finland.
- Van Male, J. (1983), "A new vertical air curtain design for cold-storage doors", *Proc. Proceedings of 16th International Congress of Refrigeration*, Vol. IV, pp. 74-82, Paris.

- Van, N.Q. (1975). "Influence of initial turbulence intensity on the heat and moisture transfer through a recirculated air curtain", Tese de Doutorado, Department of Mechanical Engineering, University of Missouri - Rolla, USA, 168 páginas.
- Van, N.Q. e Howell, R.H. (1976), "Influence of initial turbulence intensity on the development of plane air curtains jets", ASHRAE Transactions, 82(1), pp. 208-228.
- Volkwein, J.C., Page, S.J. e Thimons, E.D. (1982), "Canopy-air curtain dust reductions on a gathering-arm loader", Report of Investigations - United States, Bureau of Mines. 1982,
- Yamada, N., Kubota, H., Kurosawa, K., Yoshida, Y. e Hanaoka, Y. (1994), "Local space heating by covering with a warm plane jet", Proc. 4th International Conference on Air Distribution in Rooms (RoomVent'94), Vol. 2, Kraków, Poland.

Referências assinaladas com “\*” não foram directamente consultadas.