

# Análise experimental da estabilidade de cortinas de ar de equipamentos de refrigeração para diferentes condições do ar ambiente

Pedro Dinis Gaspar<sup>1</sup>, Luís Carrilho Gonçalves<sup>2</sup>, Rui Pitarma<sup>3</sup>

<sup>1,2</sup> Universidade da Beira Interior, Faculdade de Engenharia, Departamento de Engenharia Electromecânica

<sup>3</sup> Instituto Politécnico da Guarda, Escola Superior de Tecnologia e Gestão, Departamento de Engenharia Mecânica

<sup>1</sup> dinis@ubi.pt, <sup>2</sup> carrilho@ubi.pt, <sup>3</sup> rpitarma@ipg.pt

Área Científica - CT 25

## Resumo

Os equipamentos de refrigeração abertos ao ar ambiente apresentam alterações do seu desempenho térmico e da eficiência energética devido a variações da temperatura, humidade e velocidade do ar ambiente externo. Estes equipamentos utilizam cortinas de ar para promover a separação térmica e mássica entre os dois espaços contíguos com comportamentos diferenciados ar, a zona de conservação de alimentos e ar ambiente externo.

Neste estudo é analisada a estabilidade da cortina de ar presente num equipamento de teste, pela análise de resultados experimentais para diferentes condições do ar ambiente, fazendo uso de vários parâmetros adimensionais: módulo de deflecção e correlação do parâmetro de deflecção obtidos por outros autores em estudos sobre a mesma temática, assim como o cálculo da carga térmica de arrefecimento específica e dos números de Reynolds e de Richardson. Os resultados são comparados com os obtidos nesses estudos, sendo também discutida a velocidade de insuflação que garante a adequada barreira aerodinâmica à estabilidade da cortina de ar.

Palavras-chave: Cortina de ar, Análise experimental, equipamentos de refrigeração, parâmetros adimensionais.

## 1. Introdução

A aplicação de dispositivos de cortina de ar visa a separação térmica e mássica de dois espaços contíguos com ambientes térmicos distintos, cujos acessos devem ser mantidos abertos por razões operacionais e/ou comerciais. Uma destas aplicações é encontrada em equipamentos expositores refrigerados abertos ao ar ambiente, pois a inexistência de uma barreira física entre o produto alimentar conservado em frio e o consumidor, determina que este possa ver e manusear sem constrangimentos o produto que pretende adquirir, e aumenta o potencial de vendas. Porém, esta facilidade determina que a carga térmica mais significativa seja devida à infiltração do ar ambiente (67% a 77%) através da cortina de ar conforme indicado por Gaspar *et al.* [1]. A eficácia desta barreira aerodinâmica é muito dependente das condições do ar ambiente, isto é, da sua temperatura ( $T_{amb}$ ), humidade relativa ( $\phi_{amb}$ ) e velocidade - módulo ( $v_{amb}$ ) e direcção ( $\theta_{amb}$ ). A interacção térmica está associada à variação destas grandezas, cujo impacto no desempenho global dos equipamentos é significativo e diferenciado. Adicionalmente, esta solução de *merchandising* contribui para a maior parte do consumo de energia eléctrica relacionada com a refrigeração [2], indicando [3] que este tipo de equipamentos consome cerca de 50% da energia eléctrica do estabelecimento. Considerando que a procura mundial de equipamentos de refrigeração comercial aumente 5,2% anualmente até 2014 [4], pela análise conjunta destes dados, torna-se indispensável avaliar a influência das condições do ar ambiente na estabilidade da cortina de ar de equipamentos expositores refrigerados abertos ao ambiente, no sentido de desenvolver metodologias que promovam a redução do consumo energético, a melhoria do desempenho térmico e uma maior segurança alimentar. Este trabalho de natureza visa investigar a influência das condições do ar ambiente na estabilidade das cortinas de ar instaladas em equipamentos expositores verticais abertos ao ar ambiente.

## 2. Cortinas de ar

Segundo a Norma AMCA Standard 220-91 [5], uma cortina de ar é definida como um jacto de ar estabelecido segundo a altura e a espessura de uma abertura, com suficiente velocidade e volume para reduzir a infiltração de ar, isto é, a transferência de calor e de massa entre um ambiente exterior e um espaço com atmosfera controlada. Destinada a confinar espaços controlados, este dispositivo deverá simultaneamente, facilitar a passagem de pessoas e equipamentos, e inibir a passagem de insectos, pó ou detritos. Dada a sua versatilidade, assiste-se actualmente a uma crescente utilização deste tipo de equipamentos em espaços habitacionais, comerciais e industriais como vedação térmica. Todavia, face ao número de variáveis que influenciam o desempenho dos dispositivos, torna-se imprescindível desenvolver métodos que permitam otimizar o seu desempenho térmico e a sua eficiência energética. Antes de mais, há que salientar que os tipos de cortinas de ar dependem da sua aplicação específica. Relativamente aos tipos de cortinas de ar, fundamentalmente podem ser do tipo não recirculadas, frequentemente utilizadas em espaços comerciais e em câmaras frigoríficas, ou então do tipo recirculadas, usualmente encontradas nos equipamentos refrigerados destinados à exposição e conservação de produtos alimentares. Na Fig. 1 é apresentado um corte de um equipamento expositor refrigerado aberto ao ar ambiente, idêntico ao utilizado na experimentação.

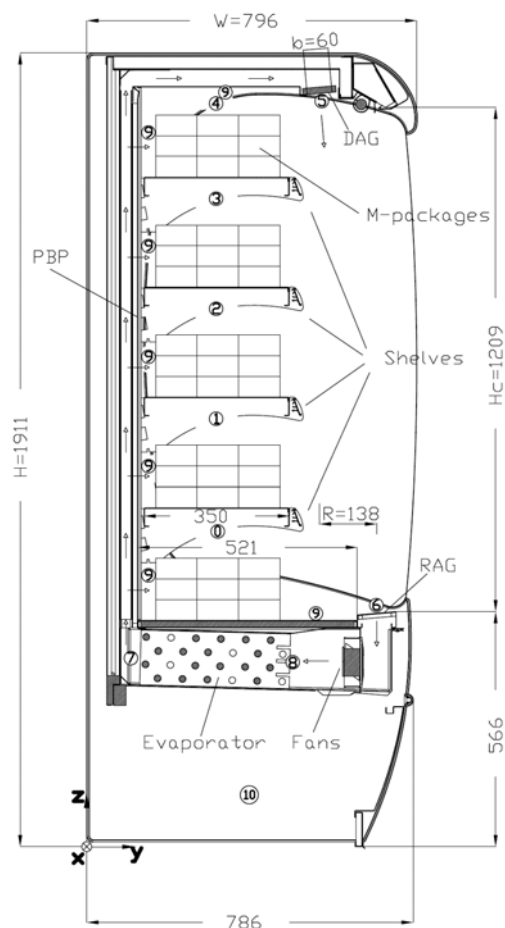


Figura 1 - Configuração de um equipamento expositor refrigerado aberto ao ar ambiente.

Este equipamento utiliza uma cortina de ar para impedir a entrada no seu interior, de ar ambiente a uma temperatura superior e com um conteúdo de humidade mais elevado. A cortina de ar desenvolve-se entre as grelhas de insuflação (DAG - *Discharge Air Grille*) e de

retorno (RAG - *Return Air Grille*), enquanto que através da parede frontal perfurada (PBP - *Perforated Back Panel*) se dá a entrada de ar refrigerado a velocidade reduzida. A eficácia desta barreira aerodinâmica depende de efeitos difusivos, térmicos e mássicos, que afectam a interacção térmica. Estes efeitos resultam de instabilidades do escoamento e efeitos de fronteira, entre outros, levando a uma menor qualidade de conservação de produtos alimentares, maior consumo de energia e consequentemente maiores custos energéticos.

O projecto empírico de cortinas de ar sem qualquer fundamentação sobre os fenómenos físicos que ocorrem na cortina de ar e na sua vizinhança pode resultar numa maior interacção térmica com o ar ambiente devido ao desequilíbrio da distribuição da massa de ar entre a DAG e o PBP e, consequentemente, na temperatura, velocidade e espessura da cortina de ar, conforme descrito por [6-7]. Adicionalmente, a fuga de ar refrigerado pela parte inferior da abertura frontal (*cold leg effect*) aumenta a perda de energia para o exterior. Estes factos sobrepostos às restantes componentes de ganhos de calor levam ao aumento da carga térmica e consequentemente do consumo energético. A ASHRAE [8] indica que a redução da carga térmica é o primeiro passo para uma melhor eficiência energética deste tipo de equipamentos, sendo conseguida pela optimização da cortina de ar, reduzindo a interacção térmica com o ar ambiente, bem como a temperatura do ar de retorno ao evaporador. A investigação iniciou-se sobre cortinas de ar do tipo não recirculadas, tendo sido desenvolvidos diversos estudos, experimentais e numéricos, sobre os fenómenos de transferência de calor e de massa que aí ocorrem. Os estudos mais relevantes sobre o desempenho de cortinas de ar, tanto as não recirculadas como as recirculadas analisam a influência de parâmetros geométricos e dinâmicos [6-7, 9-31]. As várias investigações realizadas sobre cortinas de ar revelam a importância deste dispositivo no desempenho térmico e na eficiência energética de equipamentos de refrigeração abertos ao ar ambiente. Adicionalmente, devido às muitas variáveis em jogo, o assunto requer pesquisa adicional de modo a ser convenientemente analisado.

### 3. Descrição físico-matemática dos fenómenos físicos em cortinas de ar

Este estudo destina-se a avaliar a estabilidade da cortina de ar face a diferentes condições do ar ambiente. Pretende ser uma contribuição e uma persecução dos estudos realizados por Gray *et al.* [6], D'Agaro *et al.* [7], de Ge e Tassou [31], entre outros. Para a descrição físico-matemática dos fenómenos físicos em cortinas de ar, diferentes formulações e correlações são utilizadas. Uma destas é oriunda do estudo desenvolvido por Hayes e Stoecker [9] que consistiu na medição da transferência de calor através de cortinas de ar não recirculadas, para várias combinações de ângulos do jacto de ar, velocidades iniciais e temperaturas do ar. Ainda, foram efectuadas medições da deflecção do jacto de ar à saída da grelha de insuflação devido à diferença de pressão lateral entre espaços contíguos. Estes autores indicam que as características do escoamento da cortina de ar são determinadas por forças viscosas, de quantidade de movimento e gravitacionais que podem ser expressas por parâmetros adimensionais. O módulo de deflecção,  $D_m$ , (Eq. 1) descreve a capacidade da cortina de ar em prover uma separação adequada entre ambientes. Este parâmetro adimensional representa a razão entre a quantidade de movimento da cortina de ar e o módulo das forças horizontais originadas pela diferença de temperatura dos ambientes contíguos, i.e., entre as temperaturas na zona de conservação,  $T_{cons}$ , e do ambiente exterior,  $T_{amb}$ . O modelo analítico desenvolvido por [9] indica que uma adequada barreira térmica é providenciado por uma cortina de ar que possua o  $D_m$  numa gama de valores entre 0,12 e 0,25, quando a intensidade de turbulência,  $I_t$ , é inferior a 1% e para rácios altura/espessura ( $H_c/b$ ) da cortina de ar entre 10 e 100.

$$D_m = \frac{(\rho b v^2)_{DAG}}{g H_c^2 (\rho_{cons} - \rho_{amb})} \quad (1)$$

Howell e Shibata [10] desenvolveram um estudo que permitiu determinar qual a velocidade óptima do jacto de ar de uma cortina recirculada para "selar" devidamente a abertura e que minimize a transferência de calor, tendo em consideração a relação entre a transferência de calor através da cortina de ar e o seu módulo de deflecção. Concluíram que esta barreira térmica é garantida para um valor mínimo de  $D_m = 1,5$ . Também Axell e Fahlén [11] estenderam a análise deste tipo de resultados, fazendo uso de uma combinação de análise experimental e de simulação de um modelo computacional desenvolvido em DFC que permitiu desenvolver um método para avaliar a eficiência da cortina de ar em equipamentos de refrigeração verticais abertos ao ar ambiente, tendo em consideração a temperatura de armazenamento dos produtos e a estabilidade da cortina de ar. A influência da altura, da espessura e da velocidade de insuflação da cortina de ar foram também descritas. Genericamente, chegaram à conclusão que as cortinas com maior espessura e menor altura garantem uma eficiência mais elevada. Para a diversidade de ensaios experimentais e modelos computacionais desenvolvidos, determinaram que uma vedação aerodinâmica adequada é conseguida quando o valor módulo de deflecção está no intervalo  $0,1 < D_m < 1$ . Estes resultados permitem indicar qual a menor velocidade que assegura uma cortina de ar contínua e eficaz entre a DAG e a RAG. As previsões numéricas por DFC de cortinas de ar recirculadas obtidas por Chen e Yuan [12] permitem determinar o número de Richardson,  $Ri$ , crítico da cortina de ar com rácios  $H_c/b$  de 10 a 20 (Ver Eq. 2 em que  $Ri$  depende da altura da cortina de ar,  $H_c$ ).

$$Ri = \frac{g\beta(T_{amb} - T_{DAG})H_c}{V_{DAG}^2} \quad (2)$$

Também Field e Loth [13-14] avaliaram o desempenho de cortinas de ar recirculadas em termos dos números de Richardson, de Reynolds e de Grashof (respectivamente Eq. 3, Eq. 4 e Eq. 5 expressas em função da espessura da cortina de ar,  $b$ ). Indicam que para equipamentos expositores refrigerados, os valores típicos dos números de Richardson e de Reynolds para a cortina de ar são respectivamente  $Ri \approx 0,3$  e  $5000 < Re < 8000$ . Concluíram que à medida que  $Ri$  aumenta, existe uma tendência para a redução da espessura da cortina de ar logo após a grelha de insuflação e uma deflecção para a zona de temperatura mais baixa devido à aceleração da gravidade. Existe um valor mínimo de velocidade de insuflação,  $V_{DAG}$ , da cortina de ar que minimiza o ganho de calor por infiltração e maximiza o  $Ri$  da cortina. A interacção térmica diminui com o  $Re$ , todavia abaixo de um valor mínimo da velocidade de insuflação, a cortina de ar deflectirá em demasia para a zona de conservação, eventualmente perdendo a sua integridade e tornando-se ineficaz.

$$Re = \left( \frac{\rho b v}{\mu} \right)_{DAG} \quad (3)$$

$$Ri = \frac{(\rho_{DAG} - \rho_{amb})gb}{\rho_{amb} V_{DAG}^2} \quad (4)$$

$$Gr = Re^2 Ri \quad (5)$$

Hammond *et al.* [15] desenvolveram um estudo experimental e uma modelação computacional por DFC com o intuito de determinar uma correlação baseada no número de Richardson para cortinas de ar recirculadas em equipamentos expositores refrigerados não levando em consideração o escoamento através do painel perfurado posterior. O número de Richardson (modificado) é calculado através da Eq. 5, sendo um rácio entre as forças gravitacionais (número de Grashof) e as forças de quantidade de movimento (número de Reynolds). Comparativamente aos trabalhos de Chen e Yuan [12] e de Field e Loth [14], este estudo considerou a espessura da cortina de ar,  $b$ , como o comprimento característico para o cálculo do número de Reynolds (ver Eq. 3) e a altura da cortina de ar,  $H_c$ , como o

comprimento característico para o cálculo do número de Grashof (ver Eq. 6). Assim, uma correlação adimensional da deflecção da cortina de ar,  $x/H_c$ , foi desenvolvida que permite definir um nível aceitável para a estabilidade da cortina de ar (Eq. 7) sem recurso a computação intensiva, recorrendo somente a medições experimentais da temperatura e velocidade do ar nas diferentes zonas.

$$Gr = \frac{g\beta(T_{amb} - T_{DAG})H_c^3}{V_{DAG}^2} \quad (6)$$

$$\frac{x}{H_c} = [(0,00684 - 0,00025 \Delta T) Ri + (0,0032 \Delta T - 0,15799)] \quad (7)$$

Nesta correlação,  $\Delta T$  corresponde ao aumento admissível da temperatura (K) que depende dos valores experimentais da temperatura do ar na zona de conservação dos produtos,  $T_{cons}$ , e da temperatura máxima admissível de produtos alimentares em função da fileira alimentar em que se encontram. Segundo a norma ISO 23953 [32], os valores máximos das classes de temperatura de conservação de produtos em equipamentos expositores refrigerados são: M1:  $T_{max} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ ; M2  $T_{max} = 7 \text{ }^\circ\text{C}$  e H1/H2:  $T_{max} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ . Assim, o aumento admissível de temperatura será dado pela Eq. 8:

$$\Delta T = T_{max} - T_{cons} \quad (8)$$

Para além do cálculo da estabilidade da cortina, o valor do fluxo de calor através da abertura frontal é calculado e comparado com os resultados dos vários parâmetros e números adimensionais, para diferentes condições do ar ambiente. Para tal é utilizada a Eq. 9 correspondente à carga térmica de arrefecimento específica.

$$\dot{q} = \frac{(\rho bLv)_{DAG} (h_{DAG} - h_{RAG})}{LH_c} \quad (9)$$

## 4. Estudo experimental

### 4.1. Equipamentos experimentais

O equipamento expositor refrigerado aberto ao ar ambiente testado experimentalmente é um dispositivo em que as unidades de condensação e de controlo se encontram embutidas na estrutura ocupando toda a parte inferior. Possui dimensões 1900×796×1911 mm ( $L \times W \times H$ ). É composto por quatro prateleiras e por uma bandeja inferior, dispondo a sua abertura frontal de uma altura,  $H_c$ , de 1209 mm (ver Fig. 1.). Mais detalhes sobre o equipamento em teste encontram-se em [1].

Os testes experimentais (TEX) foram realizados numa câmara climática Aralab - Fitoclima 650000 EDTU. Foi utilizado um sistema de aquisição de dados INTAB PC Logger-3100 com as pontas de provas descritas na Tabela 1 e colocadas no equipamento conforme indicado na Fig. 1. Um sistema de posicionamento de pontas de prova foi utilizado para avaliar os efeitos 3D da interacção térmica na cortina de ar e as variações de propriedades ao longo do comprimento e altura do espaço de conservação [1]. Os resultados experimentais obtidos com técnica de medição ponto a ponto ao longo da cortina de ar e do comprimento do espaço de conservação mostram um comportamento semelhante aos resultados experimentais obtidos por [6, 29]. Verifica-se que as variações médias da temperatura e da humidade relativa do ar não são significativas, apresentando respectivamente valores de 0,4 °C e 4,5%. Com base nestes resultados, as sondas foram distribuídas no plano médio do comprimento do equipamento.

Tabela 1 - Descrição das pontas de prova e sua localização (ver Fig. 1).

n.º	Sonda	Precisão	Grandeza medida	Ref.	Localização
0-4	Termopar tipo K	$\pm 0.5$ °C	Temperatura	$T_{\text{cons}}$	Espaço de conservação
	Higrómetro (posições ímpares)	$\pm 3\%$	Humidade relativa	$\phi_{\text{cons}}$	
5	Termopar tipo K	$\pm 0.5$ °C	Temperatura	$T_{\text{DAG}}$	DAG
	Anemómetro de fio quente	$\pm 0.1$ m s <sup>-1</sup> ( $\pm 10\%$ )	Velocidade	$V_{\text{DAG}}$	
	Higrómetro	$\pm 3\%$	Humidade relativa	$\phi_{\text{DAG}}$	
6	Termopar tipo K	$\pm 0.5$ °C	Temperatura	$T_{\text{RAG}}$	RAG
	Anemómetro de fio quente	$\pm 0.1$ m s <sup>-1</sup> ( $\pm 10\%$ )	Velocidade	$V_{\text{RAG}}$	
	Higrómetro	$\pm 3\%$	Humidade relativa	$\phi_{\text{RAG}}$	
7	Termopar tipo K	$\pm 0.5$ °C	Temperatura	$T_{\text{evap, out}}$	Saída do evaporador*
8	Termopar tipo K (contacto)	$\pm 0.5$ °C	Temp. (Superfície)	$T_{\text{evap, in}}$	Entrada do evaporador*
9	Termopar tipo K (contacto)	$\pm 0.5$ °C	Temp. (Superfície)	$T_{\text{surf}}$	Superfícies interiores
10	Pinça amperimétrica	$\pm 0.02$ A ( $\pm 2\%$ )	Corrente eléctrica	$I$	Alimentação

## 4.2. Procedimento experimental

Os ensaios experimentais seguem o procedimento definido pela norma ISO EN-23953 [32], especificamente no que diz respeito à classe M1 de temperatura dos simuladores de produtos (*M-package*) ( $-1$  °C  $\leq T_{\text{prod}} \leq 5$  °C). As temperaturas foram medidas de acordo com EN ISO 23953-4 e-23953-5. A norma especifica classes climáticas de teste, impondo a temperatura do ar,  $T_{\text{amb}}$ , e humidade relativa,  $\phi_{\text{amb}}$ , do ar ambiente, bem como a direcção da velocidade do ar paralela ( $\theta_{\text{amb}} = 0$  °) ao plano de abertura frontal do expositor refrigerado com um módulo de  $V_{\text{amb}} = 0,2$  m s<sup>-1</sup>. Os ensaios experimentais foram realizados para algumas destas classes climáticas. Foram também realizados ensaios experimentais para condições ambientais não descritas nas normas pela percepção das condições ambiente reais de funcionamento deste tipo equipamento prestada pelos fabricantes e instaladores. As condições ambientais dos testes experimentais encontram-se descritas na Tabela 2.

Tabela 2 - Condições ambientais dos ensaios experimentais e valores médios das grandezas físicas.

			Ensaio Experimental								
Classe climática (EN-ISO 23953)			1			2		3			
n.º	Grandeza	Unidade	TEX1	TEX2	TEX3	TEX4	TEX5	TEX6	TEX7	TEX8	TEX9
	$T_{\text{amb}}$	[°C]	16,0	20,0	21,0	22,0	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0
	$\phi_{\text{amb}}$	[%]	80.0	60.0	45.0	65.0	35.0	60.0	60.0	60.0	60.0
	$V_{\text{amb}}$	[m s <sup>-1</sup> ]	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.4
	$\theta_{\text{amb}}$	[°]	0	0	0	0	0	0	45	90	0
0 - 4	$T_{\text{cons}}$	[°C]	1,8	2,3	3,6	5,3	6,0	4,0	7,5	6,0	12,3
1, 3	$\phi_{\text{cons}}$	[%]	85.1	88.2	83.7	85.4	68.2	86.2	74.9	85.7	86.4
5	$T_{\text{DAG}}$	[°C]	0,7	2,0	1,2	2,0	1,7	2,9	3,7	4,8	10,9
	$\phi_{\text{DAG}}$	[%]	85.9	82.5	82.4	82.3	79.7	82.4	82.9	82.3	85.4
	$V_{\text{DAG}}$	[m s <sup>-1</sup> ]	1.4	1.3	1.5	1.4	1.4	1.5	1.5	1.5	1.6
6	$T_{\text{RAG}}$	[°C]	4,7	7,2	6,6	8,3	10,8	9,3	10,6	10,9	18,9
	$\phi_{\text{RAG}}$	[%]	96.2	93.9	82.5	97.8	67.4	88.1	84.3	91.9	83.7
	$V_{\text{RAG}}$	[m s <sup>-1</sup> ]	1.5	1.7	1.6	1.9	1.5	1.7	1.4	1.6	1.6
7	$T_{\text{evap, out}}$	[°C]	-1,1	-1,3	-0,1	-0,4	-2,8	-1,0	1,3	3,6	9,9
8	$T_{\text{evap, in}}$	[°C]	0,0	-1,3	-3,9	-1,6	-5,6	-0,8	-0,8	-1,8	3,3
9	$T_{\text{surf}}$	[°C]	7,1	6,4	7,1	2,8	3,3	7,1	7,1	7,1	7,1
10	$I$	[A]	3.7	5.4	7.0	5.9	7.6	8.6	8.9	8.9	9.0

\* À entrada do evaporador é efectuada a medição da temperatura da superfície dos tubos (lado do ar) enquanto que à saída do evaporador é medida a temperatura do ar.

Os ensaios experimentais decorreram durante 24 h no equipamento abastecido até ao limite de carga com simuladores de produtos, após 24 h de funcionamento na classe climática especificada com a cortina nocturna estendida para garantir uma condição de funcionamento estável (variação de temperatura do ar limitada a um intervalo de  $\pm 0,5$  °C em torno do valor médio). Esta condição foi verificada para todos os testes, à excepção dos ensaios TEX7 e TEX9 que consideram direcção e módulo da velocidade do ar ambiente diferente da norma. Somente os dados experimentais obtidos durante as últimas 12 h do teste de 24 h (iniciado após a temperatura dos simulares dos produtos atingir um estado estacionário) foram considerados. A Tabela 2 contém os valores médios (espaciais e temporais) das grandezas medidas durante este período.

## 5. Análise e discussão de resultados

Nesta secção são descritos e comparados os resultados dos parâmetros e números adimensionais determinados com base nas expressões descritas na secção 3 para os distintos ensaios experimentais. A variação de cada um destes parâmetros relativamente a cada uma das grandezas físicas que caracterizam o ar ambiente, temperatura, humidade, velocidade (módulo e direcção) também serão analisadas e discutidas no decurso da exposição de resultados.

### 5.1. Carga de arrefecimento específica

A carga de arrefecimento específica conforme descrita pela Eq. 9 é expressa em função da área da abertura frontal do equipamento, já que a taxa de extracção de calor se encontra directamente relacionada com a dimensão da abertura. Para além disso, esta formulação permite comparar os resultados com cortinas de ar com diferentes alturas e comprimentos. Na Fig. 2 é apresentada a comparação das cargas (sensível + latente) de arrefecimento específicas do equipamento sujeito a diferentes condições climáticas. Salienta-se que os ensaios TEX1 a TEX6 são efectuados com  $v_{amb} = 0,2$  m s<sup>-1</sup> e  $\theta_{amb} = 0^\circ$  e que os ensaios TEX7 a TEX9 são variações ao TEX6 em termos destas grandezas.

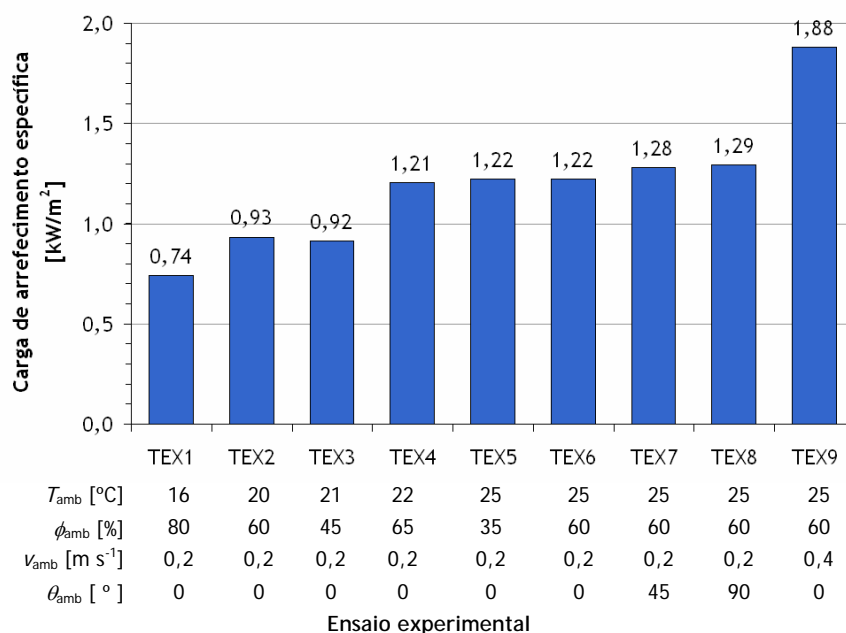


Figura 2 - Comparação da carga de arrefecimento específica para diferentes condições climáticas de teste.

Da Fig. 2 verifica-se que para os ensaios realizados com  $v_{amb} = 0,2 \text{ m s}^{-1}$  e  $\theta_{amb} = 0^\circ$ , a variação da carga de arrefecimento específica é de  $480 \text{ W/m}^2$  denotando a relevância que a temperatura do ar externo tem no desempenho térmico do equipamento e conseqüentemente no seu consumo energético. Para os ensaios realizados à mesma humidade relativa, TEX2 e TEX6, constata-se que o aumento de  $5^\circ\text{C}$  da temperatura do ar ambiente reflecte-se num aumento de carga de arrefecimento específica de  $290 \text{ W/m}^2$ . Pela comparação dos resultados para os ensaios TEX6, TEX7 e TEX8, verifica-se também que a variação da direcção da velocidade do ar ambiente relativamente à abertura frontal do equipamento de  $0^\circ$  até  $90^\circ$  incrementa a carga de arrefecimento específica em  $70 \text{ W/m}^2$ . O aumento mais significativo da carga de arrefecimento ( $660 \text{ W/m}^2$ ) é detectado quando o módulo da velocidade do ar ambiente é duplicado ( $v_{amb} = 0,4 \text{ m s}^{-1}$ ), i.e., alteração das condições do ensaio TEX6 para TEX9, destacando a influência da velocidade do ar ambiente na estabilidade da barreira aerotermodinâmica proporcionada pela cortina de ar.

## 5.2. Módulo de deflecção

A Fig. 3 apresenta o módulo de deflecção,  $D_m$ , (Eq. 1) para os diferentes ensaios experimentais conforme proposto por Hayes e Stoecker [9]. Tal como na sub-secção anterior, o módulo de deflecção mais elevado é determinado para o caso em que o módulo da velocidade do ar ambiente é  $v_{amb} = 0,4 \text{ m s}^{-1}$ .

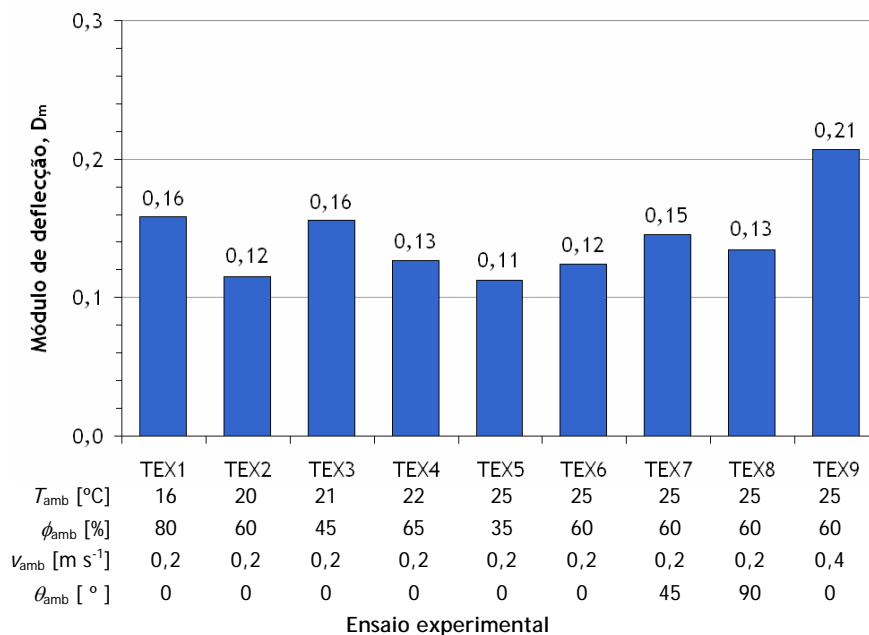


Figura 3 - Comparação do módulo de deflecção para diferentes condições climáticas de teste.

Os valores do módulo de deflecção para todas as condições climáticas testadas nos ensaios experimentais encontram-se na gama  $0,1 < D_m < 1$ , o que segundo indicado por Axell e Fahlén [11] reflecte que a cortina de ar instalada neste equipamento providencia já uma barreira térmica adequada. Porém, recorrendo ao gráfico proposto por Hayes e Stoecker [9] que indica qual a quantidade de movimento mínima requerida para manter uma cortina de ar estável, obtém-se  $D_m = 0,18$ . Assumindo o valor para o módulo de deflecção e rearranjando a Eq. 1, é possível prever qual a velocidade mínima que providencia uma adequada barreira térmica. Tendo por base os resultados experimentais, o valor médio da velocidade de insuflação que melhora a estabilidade da cortina de ar é  $v_{DAG} = 1,7 \pm 0,09 \text{ m s}^{-1}$ .

### 5.3. Números de Reynolds e de Richardson

Dependendo da abrangência dos estudos citados anteriormente, os números de Reynolds e de Richardson são calculados considerando a espessura da cortina de ar,  $b$ , (Field e Loth [14]) ou a altura da cortina de ar,  $H_c$ , (Chen e Yuan [12]) como os comprimentos característicos. À luz deste último estudo, para os distintos ensaios experimentais os valores de  $Re$  variam na gama  $1,2 \times 10^5 < Re_{(H_c)} < 1,4 \times 10^5$  enquanto que os valores de  $Ri$  variam na gama  $0,3 < Ri_{(H_c)} < 0,5$ . Comparando com os resultados obtidos por estes autores, para a razão  $H_c/b = 20$ , uma melhor barreira aerodinâmica para esta cortina seria obtida com uma velocidade de insuflação superior capaz de promover uma redução do valor de  $Ri$ , já que este parâmetro aumenta com a altura da cortina levando à quebra da sua estabilidade.

No caso do cálculo de  $Re$  considerar como comprimento característico a espessura da cortina de ar,  $b$ , para os ensaios experimentais, os valores variam na gama  $5,9 \times 10^3 < Re_{(b)} < 6,9 \times 10^3$  e  $0,01 < Ri_{(b)} < 0,03$  encontrando-se na faixa definida por Field e Loth [13-14] para uma barreira adequada. Todavia, é de realçar que tal como no estudo anterior, estes autores consideraram as particularidades inerentes ao escoamento de ar em equipamentos expositores refrigerados verticais abertos ao ar ambiente.

### 5.4. Parâmetro de deflecção de cortinas de ar

Segundo a correlação (Eq. 7) desenvolvida por Hammond *et al.* [15] que faz uso de um número de Richardson modificado calculado através da Eq. 5, determina-se um parâmetro adimensional,  $x/H_c$ , que reflecte o quanto a cortina de ar é deflectida para o lado frio, i.e., para a zona de conservação dos produtos, tendo como origem deste referencial a extremidade horizontal interior da cortina de ar. O cálculo deste número de Richardson modificado a partir dos resultados dos diferentes ensaios experimentais fornece valores compreendidos entre  $131 < Ri_{(mod)} < 202$ , que não se encontram no âmbito de testes efectuados pelos referidos autores. A aplicação da correlação aos resultados experimentais e tendo em consideração o aumento admissível de temperatura para cada uma das classes de produtos produz os resultados apresentados na Tabela 3, que são incorrectos para o equipamento em estudo.

Tabela 3 - Variação do parâmetro de deflecção,  $x/H_c$ , para os ensaios experimentais e classes de temperatura.

Classe de temperatura de conservação	$x/H_c$	
	Valor mínimo	Valor máximo
M1	0,64	1,23
M2	0,58	1,17
H1/H2	0,49	1,03

Os valores apresentados na Tabela 4 correspondem à aplicação desta correlação no sentido de determinar a velocidade mínima de insuflação que providencia uma deflecção da cortina para o interior do espaço refrigerado de somente uma distância máxima de  $R = 138$  mm (ver Fig. 1). Os valores obtidos para a velocidade de insuflação adequada, que chegam a atingir valores superiores ao dobro do que foi medido nos ensaios experimentais ( $v_{DAG} = 1,3$  a  $1,6$  m s<sup>-1</sup>).

Tabela 4 - Valores mínimos e máximos do Número de Richardson e velocidade de insuflação passível de promover a estabilidade da cortina de ar para os diferentes ensaios experimentais e classes de temperatura.

Classe de temperatura de conservação	$Ri$		$v_{DAG}$ [m s <sup>-1</sup> ]	
	Valor mínimo	Valor máximo	Valor mínimo	Valor máximo
M1	40	43	2,4	2,9
M2	40	46	2,4	3,0
H1/H2	43	51	2,2	2,9

### 5.5. Considerações finais

Tendo sido o módulo de deflecção,  $D_m$ , desenvolvido para cortinas de ar não recirculadas, e embora os fenómenos físicos assentem nas mesmas leis, a maneira como se desenvolvem apresenta diversas particularidades que influenciam drasticamente a operação da cortina de ar. Os resultados indicam que melhorias na estabilidade da cortina de ar poderiam ser

conseguidas com um pequeno aumento da velocidade de insuflação para  $v_{DAG} \approx 1,7 \text{ m s}^{-1}$ . Da comparação com os resultados obtidos Chen e Yuan [12], também se conclui que uma barreira aerodinâmica mais eficaz para a cortina de ar em estudo seria obtida com uma velocidade de insuflação superior. Comparando os valores dos números adimensionais de Reynolds e Richardson com os obtidos no estudo de Field e Loth [13-14], pode-se sugerir que a cortina de ar promove já uma barreira adequada. A correlação desenvolvida por Hammond *et al.* [15] é usada para determinar a velocidade de insuflação que garante a estabilidade da cortina providenciando uma deflexão máxima desta para o interior do equipamento de um valor  $R = 138 \text{ mm}$ . Este valor foi assumido face às características geométricas do equipamento de teste. Os valores obtidos que sugerem uma velocidade de insuflação adequada, chegam a atingir valores superiores ao dobro dos valores medidos nos ensaios experimentais. Estes valores de velocidade  $v_{DAG}$  evitam sem qualquer dúvida a quebra da cortina de ar, porém, irão aumentar a interacção térmica devido à mistura na interface da cortina de ar com o ar ambiente. Para além disso, tendo em consideração o escoamento através do PBP, estes valores elevados de velocidade irão deflectir a cortina de ar para o ambiente exterior o que se traduz numa perda de energia. Todavia, estes autores referem que a velocidade de insuflação irá sempre depender das condições do ar ambiente, da disposição da carga de produtos na zona de conservação e do comprimento da cortina de ar, devendo o seu cálculo e previsão ser analisado para cada caso específico.

Há que salientar que todos os parâmetros adimensionais e sua gama de variação para definir a estabilidade da cortina de ar, foram obtidos pelos acima citados autores por meio de estudos experimentais e numéricos em instalações e modelos apenas semelhantes a equipamentos expositores refrigerados, já que não contemplam as prateleiras, os produtos dispostos sobre estas e tão pouco não levam em consideração o escoamento através do PBP. O escoamento de ar refrigerado a baixa velocidade que é introduzido na zona de conservação através do PBP pode alterar o valor de velocidade de insuflação que garante uma adequada barreira aerodinâmica. Este escoamento funciona como um "plug flow", forçando a cortina de ar a deflectir para o exterior. Neste contexto, Chen e Yuan [12] referem que pode ser antecipada uma redução dos valores críticos de  $Re_{(H_c)}$  que sugerem uma barreira térmica adequada, para o caso específico de cortinas de ar instaladas em equipamentos expositores refrigerados verticais abertos ao ar ambiente devido às suas particularidades acima descritas. Assim, ressalta-se a necessidade de estudos experimentais e numéricos adicionais que forneçam uma formulação de cálculo da velocidade de insuflação que garante uma eficaz barreira aerodinâmica para equipamentos expositores refrigerados, tendo em consideração as suas particularidades, no sentido de comprovar os resultados aqui descritos e auxiliar no projecto destes dispositivos.

## 6. Conclusão

Este estudo experimental destina-se a discutir a estabilidade da cortina de ar presente num equipamento expositor refrigerado aberto ao ar ambiente para diferentes condições do ar ambiente. Para tal são calculados a carga térmica de arrefecimento específica e os números de Reynolds e de Richardson. Os valores destes parâmetros adimensionais são comparados com os obtidos por diferentes autores que desenvolveram estudos nesta temática. Adicionalmente são calculados dois parâmetros adimensionais: módulo de deflexão e correlação do parâmetro de deflexão que permitem determinar a velocidade de insuflação que garante uma adequada barreira aerodinâmica assegurando a estabilidade da cortina de ar. Da comparação dos resultados com outros estudos é revelada a necessidade de aumentar ligeiramente o valor actual da velocidade de insuflação com o objectivo de providenciar uma ainda melhor barreira aerodinâmica. Porém, os estudos experimentais desenvolvidos pelas referências bibliográficas utilizadas não contemplam pormenores específicos ao escoamento da cortina de ar nesta aplicação em particular. As simplificações realizadas nos estudos destes autores pode levar a uma sobreestimação da velocidade de insuflação. Revela-se então a necessidade de estudos complementares neste tipo de equipamentos que providenciem um método expedito e preciso de cálculo da velocidade de insuflação que garanta uma eficaz barreira aerodinâmica.

## Referências

- [1] Gaspar, P.D., Gonçalves, L.C.C., Pitarma, R.A.: "Experimental analysis of the thermal entrainment factor of air curtains in vertical open display cabinets for different ambient air conditions", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, n.º 5 (2011), pp. 961-969.
- [2] D. Westphalen, R. Zogg, A. Varon, M. Foran, Energy savings potential for commercial refrigeration equipment. in: Arthur D. Little (Ed.), *Final Report Prepared for Building Equipment Division Office of Building Technologies*. U.S. Department of Energy e DOE, Cambridge, Mass, 1996.
- [3] Faramarzi, R.: "Efficient display case refrigeration", *ASHRAE Journal*, Vol. 41 n.º 11 (1999).
- [4] Freedonia, *World Commercial Refrigeration Equipment - Industry Study with Forecasts to 2014 & 2019*. The Freedonia Group Inc. Cleveland, USA, 2011.
- [5] AMCA, "AMCA Standard 220-91 - Test methods for air curtain units", AMCA(AMCA Standard 220-91), 1991.
- [6] Gray, I. et al.: "Improvement of air distribution in refrigerated vertical open front remote supermarket display cases", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 31 n.º 5 (2008), pp. 902-910.
- [7] D'Agaro, P., Cortella, G., Croce, G.: "Two- and three-dimensional CFD applied to vertical display cabinets refrigeration", *International Journal of Refrigeration*, vol. 29 n.º 2 (2006), pp. 178-219.
- [8] ASHRAE, *ASHRAE Handbook: Applications*. ASHRAE Inc, 2006.
- [9] Hayes, F.C., Stoecker, W.F.: "Design data for air curtains", *ASHRAE Trans*, Vol. 75 n.º 2 (1969), pp 168-180.
- [10] Howell, R.H., Shibata, M.: "Optimum heat transfer through turbulent recirculated plane air curtains" *ASHRAE Transactions*, Vol. 86, part 1 (1980), pp. 188-200.
- [11] Axell, M., Fahlén, P.: "Design criteria for energy efficient vertical air curtains in display cabinets", 21st IIR International Congress of Refrigeration, Washington DC, August, 2003.
- [12] Chen, Y.-G., Yuan, X.-L.: "Simulation of a cavity insulated by a vertical single band cold air curtain", *Energy Conversion and Management*, Vol. 46 n.º 11-12 (2005), pp. 1745-1756.
- [13] Field, B.S., Loth, E.: "An air curtain along a wall with high inlet turbulence", *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 126 n.º 3 (2004), pp. 391-398.
- [14] Field, B.S., Loth, E.: "Entrainment of refrigerated air curtains down a wall", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 30 n.º 3 (2006), pp. 175-184.
- [15] Hammond, E., Quarini, J., Foster, A.: "Development of a stability model for a vertical single band recirculated air curtain sealing a refrigerated cavity", *Int. J of Ref.* (2011), doi: 10.1016/j.ijrefrig.2011.05.001
- [16] Guyonnaud, L., Solliec, C., "Mass transfer analysis of an air curtain system", *Advances in Fluid Mechanics*, Vol. 21, (1998), pp. 139-148.
- [17] Loehrke, R.I., Nagib, H.M.: "Control of free-stream turbulence by means of honeycombs: A balance between suppression and generation", *Trans. of ASME, Journal of Fluids Engineering*, (1976), pp 342-353.
- [18] Neto, L.P.C., Silva, M.C.G., Costa, J.J.: "On the use of infrared thermography in studies with air curtain devices", *Energy and Buildings*, Vol. 38 n.º 10 (2006), pp. 1194-1199.
- [19] Costa, J.J., Oliveira, L.A., Silva, M.C.G.: "Energy savings by aerodynamic sealing with a downward-blowing plane air curtain - A numerical approach", *Energy and Buildings*, Vol. 38 n.º 10 (2006), pp. 1182-1193.
- [20] Havet, M., Rouaud, O., Solliec C.: "Experimental investigations of an air curtain device subjected to external perturbations", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, n.º 24 (2003), pp. 928-930.
- [21] Rouaud, O., Havet, M., Solliec C.: "Influence of draughts on the behaviour of a dynamic air barrier used in na open protection device", *ICHMT - International Symposium on transient convective heat and mass transfer in single and two-phase flows*, Turkey, (2003).
- [22] Van, N.Q., Howell, R.H.: "Influence of initial turbulence intensity on the development of plane air curtain jets", *ASHRAE Transactions*, Vol. 82 n.º 1 (1976), pp. 208-228.
- [23] Bhattacharjee, P., Loth, E.: "Simulations of laminar and transitional cold wall jets", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 25, n.º 1 (2004), pp. 32-43.
- [24] Cortella, G., Manzan, M., Comini, G.: "CFD simulation of refrigerated display cabinets", *International Journal of Refrigeration*, vol. 24 n.º 3 (2001), pp. 250-260.
- [25] Navaz, H.K., Faramarzi, R., Gharib, M., Dabiri, D., Modarress, D., "The application of advanced methods in analyzing the performance of the air curtain in a refrigerated display case", *Transactions of ASME Journal of Fluids Engineering*, vol. 124 (2002), pp. 756-764.
- [26] Navaz, H.K., Henderson, B.S., Faramarzi, R., Pourmovahed, A., Taugwalder, F.: "Jet entrainment rate in air curtain of open refrigerated display cases", *Int. Journal of Refrigeration*, vol. 28 n.º 2 (2005), pp. 267-275.
- [27] Foster, A.M., Madge, M., Evans, J.A.: "The use of CFD to improve the performance of a chilled multi-deck retail display cabinet", *International Journal of Refrigeration*, vol. 28 n.º 5 (2005), pp. 698-705.
- [28] Chen, Y.-G.: "Parametric evaluation of refrigerated air curtains for thermal insulation", *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 48 n.º 10 (2009), pp. 1988-1996.
- [29] Chen, Y.-G., Yuan, X.-L.: "Experimental study of the performance of single-band air curtains for multi-deck refrigerated display cabinet", *Journal of Food Engineering*, vol. 69 n.º 3 (2005), pp. 261-267.
- [30] Yu, K.-Z., Ding, G.-L., Chen, T.-J.: "A correlation model of thermal entrainment factor for air curtain in a vertical open display cabinet", *Applied Thermal Engineering*, vol. 29 n.º 14-15 (2009), pp. 2904-2913.
- [31] Ge, Y.T., Tassou, S.A.: "Simulation of the performance of a single jet air curtains for vertical refrigerated display cabinets", *International Journal of Refrigeration*, vol. 21 n.º 2 (2001), pp. 201-209.
- [32] EN-ISO Standard 23953, *Refrigerated Display Cabinets, Parts 1 and 2*. ISO - International Organization for Standardization, 2005.