

Isolamento térmico por cortinas de ar em expositores refrigerados - Comparação do desempenho térmico em ensaio laboratorial, loja aberta e loja fechada

S.M. Nascimento ¹, G.G. Heidinger ², P.D. Gaspar ³, P.D. Silva ⁴

^{1,2,3,4} Universidade da Beira Interior, Faculdade de Engenharia, Departamento de Engenharia Electromecânica

^{2,3} Eletrofrío Refrigeração Ltda, Brasil

¹ samuel@eletrofrío.com.br; ² gustavo@eletrofrío.com.br; ³ dinis@ubi.pt; ⁴ dinho@ubi.pt

Resumo

Os equipamentos comerciais de refrigeração abertos ao ar ambiente que fazem uso de cortinas de ar para promover a separação térmica e mássica entre os dois espaços contíguos com comportamentos diferenciados ar (zona de conservação de alimentos e ar ambiente externo) apresentam alterações do seu desempenho térmico e da eficiência energética devido a variações da temperatura, humidade e velocidade do ar ambiente externo, para além da movimentação de clientes na vizinhança da abertura frontal do equipamento assim como pela quebra da cortina de ar pelo seu atravessamento para extracção de produtos alimentares. A influência da infiltração de ar externo contabiliza aproximadamente 80% da carga térmica destes equipamentos.

Neste estudo são apresentados e comparados os resultados experimentais de testes realizados em laboratório para a classe climática n.º 3 (25°C e 60%) com os resultados obtidos em condições ambientais num supermercado nos períodos de abertura (loja aberta) e de encerramento ao público (loja fechada). O factor de interacção térmico e a carga de arrefecimento aumentam 1% e 20% respectivamente numa condição de loja aberta ao público em relação ao ensaio laboratorial. Em contrapartida, estes mesmos parâmetros decrescem respectivamente 3% e 12% numa condição de loja encerrada ao público. A comparação e análise destes resultados permite fornecer indicações sobre a variação do desempenho térmico dos equipamentos entre condições de cenários reais relativamente a ensaios de laboratoriais.

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

1. Introdução

Desde tempos imemoriais, o Homem tem a necessidade e a vontade de obter formas de arrefecimento que providenciem um valor da temperatura dos produtos alimentares abaixo da temperatura ambiental, a fim de preservá-los por longos períodos de tempo. Os produtos alimentares perecíveis, desde a produção até o consumidor final, são preservados e distribuídos através da cadeia de frio. De acordo com Rigot [1], a cadeia de frio pode ser descrita por cinco elos principais: frio na fase de produção; frio durante o armazenamento; Transporte refrigerado; Refrigeração na fase de distribuição; e Refrigeração/Arrefecimento no local de consumo. O quarto elo da cadeia de frio é comumente referido como refrigeração comercial. ASHRAE [2] indica que a percentagem da energia consumida num supermercado típico devido aos sistemas de refrigeração chega a 50%. Esta energia é consumida por compressores, expositores refrigerados, walk-ins e condensadores. Entre os expositores refrigerados instalados num supermercado, os que consomem mais energia são os do tipo vertical abertos ao ar ambiente. De acordo com ASHRAE [2], Faramarzi [3], e Gaspar *et al.* [4], a carga térmica devido à infiltração de ar ambiente para um expositor refrigerado aberto vertical (ORDC - *Open Refrigerated Display Cabinet*), corresponde, entre 67% a 81% da carga térmica total. Esta condição resulta da baixa eficácia da cortina de ar que 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. A aplicação de cortinas de ar advém da necessidade de inexistência de uma barreira física entre o produto alimentar conservado em frio e o consumidor, para que este possa ver e manusear sem constrangimentos o produto que pretende adquirir, aumentando o potencial de vendas. A eficácia desta barreira aerodinâmica é muito dependente das condições do ar ambiente, isto é, da sua temperatura (T_{amb}), humidade relativa (ϕ_{amb}) e velocidade - módulo (v_{amb}) e direcção (θ_{amb}). A interacção térmica está associada à variação destas grandezas, cujo

impacto no desempenho global dos equipamentos é significativo e diferenciado. Considerando que a procura mundial de equipamentos de refrigeração comercial aumente 4,6% anualmente até 2016 atingindo 32,5 mil milhões de dólares [5], 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 e da influência a que esta é sujeita na instalação em loja, 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 experimental visa investigar a influência das condições do ar ambiente na estabilidade das cortinas de ar instaladas em equipamentos expositores verticais abertos ao ar ambiente, assim como comparação o desempenho térmico em condições de laboratório (sem perturbações) com as condições *in-situ* de loja aberta e de loja fechada.

2. Cortinas de ar

Segundo a Norma AMCA Standard 220-91 [6], 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 no estudo experimental de avaliação da influência das condições do ar ambiente no desempenho térmico.

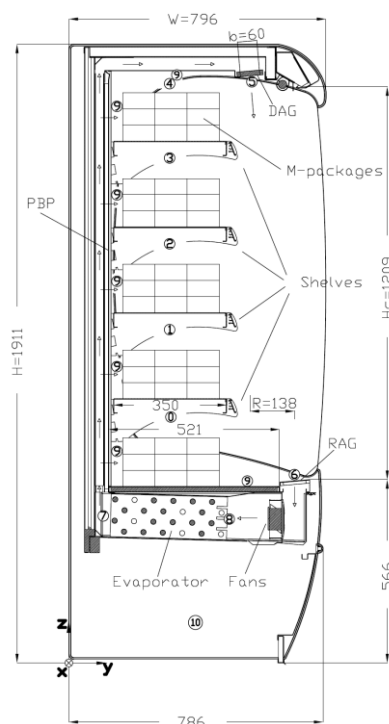


Figura 1 - Equipamento expositor refrigerado aberto ao ar ambiente de teste - Análise da influência das condições do ar ambiente.

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 D'Agaro *et al.* [7] e Gray *et al.* [8]. 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 [9] 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. 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. Os trabalhos de investigação de maior relevo para o presente estudo são de seguida sucintamente descritos.

3. Estado da arte

Os estudos desenvolvidos por vários investigadores centraram-se, para este tipo de equipamentos, na qualificação e quantificação das propriedades térmicas e físicas perceptíveis do jacto de ar que providencia a cortina de ar frio. Hayes e Stoecker [10] desenvolveram uma relação que descreve a capacidade da cortina de ar para proporcionar uma separação adequada entre os ambientes. A correlação é dada por um parâmetro adimensional denominado módulo de deflexão, D_m , que traduz a relação 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} . Faramarzi [3] determinou o peso relativo das componentes da carga de arrefecimento para ORDC, composto pelas cargas térmicas de infiltração, radiação, condução, da temperatura inicial do produto, equipamentos (iluminação e ventiladores), sistemas de descongelação e de anti-embaciamento, e da respiração dos produtos (vegetais). De acordo com a norma EN-ISO 23953 [11], a carga total de arrefecimento pode ser determinado pela Eq. 1.

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{m}_{ref} \cdot \Delta i \quad (1)$$

Howell e Shibata [12] 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 deflexão. Concluíram que esta barreira térmica é garantida para um valor mínimo de $D_m = 1,5$. Também Axell e Fahlén [13] estenderam a análise deste tipo de resultados, fazendo uso de uma combinação de análise experimental e de simulação de um modelo computacional desenvolvido em Dinâmica de

Fluidos Computacional (CFD - *Computational Fluid Dynamics*) que permitiu desenvolver um método para avaliar a eficiência da cortina de ar em ORDC, 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 deflexão 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 CFD de cortinas de ar recirculadas obtidas por Chen e Yuan [14] permitem determinar o número de Richardson, Ri , crítico da cortina de ar com rácios H_c/b de 10 a 20. Neste caso, Ri depende da altura da cortina de ar, H_c .

Também Field e Loth [15-16] avaliaram o desempenho de cortinas de ar recirculadas em termos dos números de Richardson, de Reynolds e de Grashof expressos 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 deflexão 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 interação 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.

Hammond *et al.* [17] desenvolveram um estudo experimental e uma modelação computacional por CFD com o intuito de determinar uma correlação baseada no Ri 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). Foi desenvolvida uma correlação adimensional da deflexão da cortina de ar, x/H_c , que permite definir um nível aceitável para a estabilidade da cortina de ar sem recurso a computação intensiva, recorrendo somente a medições experimentais da temperatura e velocidade do ar nas diferentes zonas. Esta correlação permite determinar o aumento admissível da temperatura 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 [11], os valores máximos das classes de temperatura de conservação de produtos em ORDC são: M1: $T_{max} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$; M2 $T_{max} = 7 \text{ }^\circ\text{C}$ e H1/H2: $T_{max} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$. Para além do cálculo da estabilidade da cortina, o valor do fluxo de calor através da abertura frontal é calculado por estes autores e comparado com os resultados dos vários parâmetros e números adimensionais, para diferentes condições do ar ambiente. Para tal é utilizada a Eq. 2 correspondente à carga térmica de arrefecimento específica.

$$\dot{q} = \frac{(\rho b L v)_{DAG} (h_{DAG} - h_{RAG})}{L H_c} \quad (2)$$

Chen *et al.* [14], Chen [18] e Chen e Xia [19] desenvolveram estudos utilizando códigos de CFD para avaliar os parâmetros termo-físicos de cortinas de ar em ORDC. O desempenho da cortina de ar foi avaliada pelos seguintes números adimensionais/parâmetros: número de Reynolds, número de Grashof, número de Richardson e temperatura adimensional, dados pelas Eq. 3 a Eq. 6 respectivamente, para diferentes relações de aspecto (altura/largura) da cortina de ar.

$$Re = \left(\frac{u \cdot b}{\nu} \right)_{DAG} \quad (3)$$

$$Gr = \frac{g \xi (T_{amb} - T_{DAG}) H^3}{\nu_{DAG}^2} \quad (4)$$

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

$$X_j = \frac{T_{RAG} - T_{DAG}}{T_{Amb} - T_{DAG}} \quad (6)$$

Navaz *et al.* [20] desenvolveram estudos usando a técnica DPIV (Digital Particle Image Velocimetry), concentrando-se principalmente em estudar a eficácia da cortina e mantendo a temperatura dos produtos alimentares para um valor predeterminado. A avaliação dos resultados indica que o valor de Re tem efeito directo na interacção com o ar ambiente, devido ao seu papel no desenvolvimento de turbulência. A melhor faixa de valores para o Re na DAG encontra-se entre 3200-3400. Nesse estudo, os autores definiram o fator de interacção térmica (TEF - *Thermal Entrainment Factor*), para quantificar a interacção térmica da cortina de ar com o ar ambiente, sendo $0 < TEF < 1$. A análise de correlação mostra que quanto menor for o valor de TEF, menor é a interacção térmica com o ar ambiente. A correlação descrita por Navaz *et al.* [20] não leva em conta o fluxo de ar através do PBP. Yu *et al.* [21] estenderam a equação de TEF para considerar este fluxo de ar. A nova correlação é dada pela Eq. 7 à Eq. 9, incluindo a temperatura adimensional dada pela Eq. 7.

$$TEF = (1 - \beta)X_j - \beta X_j X_{PBP} \quad (7)$$

$$\beta = \frac{\dot{m}_{PBP}}{\dot{m}_{PBP} + \dot{m}_{DAG}} \quad (8)$$

$$X_{PBP} = \frac{T_{PBP} - T_{DAG}}{T_{Amb} - T_{DAG}} \quad (9)$$

Os resultados obtidos por Yu *et al.* [21] mostram uma boa aproximação para TEF e valor de temperatura na RAG, com desvios de 0,9% e 0,1 °C, respectivamente. Estes desvios indicam que a correlação tem uma boa aproximação ao nível de engenharia e pode ser aplicada no projecto de ORDC.

Laguerre *et al.* [22] desenvolveram um modelo analítico simplificado baseado nas equações de transferência de calor para determinar os valores da temperatura do ar e do produto em vários locais de um ORDC. A carga térmica por radiação é mais significativa para os produtos localizados na parte frontal (parte superior e parte inferior) e a carga térmica de infiltração de ar é mais significativa para os produtos situados na parte traseira (dianteira e traseira). Cao *et al.* [23-25] desenvolveram uma nova estratégia para a concepção e optimização no projeto cortinas de ar para ORDC. A estratégia baseia-se no modelo de transferência de calor entre dois fluidos desenvolvido com base num algoritmo SVM (*Support Vector Machine*). Mousset e Libsig [26] desenvolveram a correlação descrita pela Eq. 10 que quantifica, para qualquer condição do ar ambiente, o incremento da carga de arrefecimento relativamente à carga de arrefecimento na classe climática n.º 3 (25 °C/60% HR) da ISO 23953 [11].

$$\Phi_{24 (CLASS_x)} = \Phi_{24 (CLASS_3)} \frac{Enthalpy(CLASS_x)}{Enthalpy(CLASS_3)} \quad (10)$$

Onde, $\Phi_{24 (CLASS_x)}$ [W] é a taxa de extração de calor na classe climática x da ISO 23953, enquanto que $\Phi_{24 (CLASS_3)}$ [W] é a taxa de extração de calor na classe climática n.º 3 da ISO 23953. Da mesma forma, a $Enthalpy(CLASS_x)$ [kJ/kg] é a entalpia do ar húmido calculada com a temperatura e humidade da classe climática x e $Enthalpy(CLASS_3)$ [kJ/kg] é a entalpia do ar húmido calculada para as condições da classe climática n.º 3, i.e. temperatura do ar ambiente a 25 °C e humidade relativa de 60%.

4. Técnicas e equipamentos experimentais

4.1 Análise da influência das condições do ar ambiente

O ORDC 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 $1900 \times 796 \times 1911 \text{ mm}^3$ ($L \times W \times H$). 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). Este equipamento é fabricado pela Jordão Cooling Systems®.

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.

Tabela 1 - Influência das condições do ar ambiente no desempenho térmico - Descrição das pontas de prova e sua localização (ver Fig. 1).

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

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 Gray *et al.* [8] e Navaz *et al.* [20]. Verifica-se que as variações médias da temperatura e da humidade relativa do ar não são significativas, apresentando respectivamente valores de $0,4 \text{ }^\circ\text{C}$ e $4,5\%$. Com base nestes resultados, as sondas foram distribuídas no plano médio do comprimento do equipamento.

Os ensaios experimentais seguem o procedimento definido pela norma ISO EN-23953 [11], especificamente no que diz respeito à classe M1 de temperatura dos simuladores de produtos (*M-package*) ($-1 \text{ }^\circ\text{C} \leq T_{\text{prod}} \leq 5 \text{ }^\circ\text{C}$). 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_{amb} , e humidade relativa, ϕ_{amb} , do ar ambiente, bem como a direcção da velocidade do ar paralela ($\theta_{\text{amb}} = 0^\circ$) ao plano de abertura frontal do expositor refrigerado com um módulo de $v_{\text{amb}} = 0,2 \text{ m/s}$. 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.

* 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.

Tabela 2 - Influência das condições do ar ambiente no desempenho térmico - Condições ambientais dos ensaios experimentais.

Classe climática (EN-ISO 23953)		Ensaio Experimental								
		1			2		3			
Grandeza	Unidade	TEX1	TEX2	TEX3	TEX4	TEX5	TEX6	TEX7	TEX8	TEX9
T_{amb}	[°C]	16,0	20,0	21,0	22,0	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0
ϕ_{amb}	[%]	80,0	60,0	45,0	65,0	35,0	60,0	60,0	60,0	60,0
V_{amb}	[m/s]	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,4
θ_{amb}	[°]	0	0	0	0	0	0	45	90	0

Os ensaios experimentais decorreram durante 24 horas no equipamento abastecido até ao limite de carga com simuladores de produtos, após 24 horas 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 horas do teste de 24 horas (iniciado após a temperatura dos simulares dos produtos atingir um estado estacionário) foram considerados.

4.2. Comparação do desempenho térmico em ensaio laboratorial e *in-situ* (loja aberta e loja fechada)

O ORDC fornecido pela Eletrofrío Refrigeração Ltda - Brasil tem $2500 \times 1100 \times 2100$ m³ ($L \times W \times H$) (ver Fig. 2). Trata-se de um equipamento com dupla cortina de ar. A temperatura na zona de conservação de produtos é conseguida pela massa de ar frio oriunda do DAG e PBP e que retorna à RAG para ser novamente arrefecida no evaporador. O fluxo de ar que sai pela DAG forma a cortina de ar que protege o interior do compartimento refrigerado. O dispositivo tem quatro ventiladores, com 53 W cada para fornecer um caudal de $0,4$ m³/s à DAG e PBP. O ar, antes de atingir o DAG, passa através de um evaporador com dimensões $2200 \times 130 \times 350$ mm³ constituído por 222 alhetas com 3 linhas de tubos na direcção do escoamento de ar e 8 linhas de tubos perpendiculares a este. A DAG tem uma largura total, b , de 140 mm, igualmente distribuída para formar a cortina de ar primária (PAC - *Primary Air Curtain*) ($b_{PAC} = 70$ mm) e a cortina de ar secundária (SAC - *Secondary Air Curtain*) ($b_{SAC} = 70$ mm).

A comparação do desempenho térmico foi realizada com valores da temperatura e humidade relativa do ar adquiridos durante seis meses para a unidade instalada numa loja com 532 m² de área de vendas, sem ar condicionado. O supermercado encontra-se localizado em São Paulo - SP, Brasil.

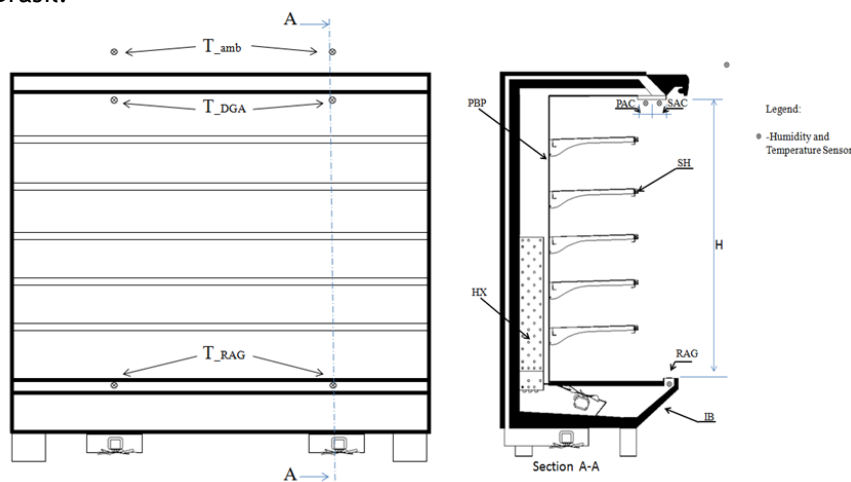


Figura 2 - Equipamento expositor refrigerado aberto ao ar ambiente de teste - Comparação do desempenho térmico em ensaio laboratorial e *in-situ* (loja aberta e loja fechada).

A aquisição de dados foi realizada a cada 30 segundos, todos os dias durante 24 horas. Os períodos de interesse para a avaliação e comparação do desempenho térmico do ORDC levam em conta as horas de abertura do estabelecimento comercial para atendimento ao consumidor. Os valores de temperatura e humidade relativa do ar foram adquiridos perto da DAG e RAG num ORDC para carnes embaladas. A Tabela 3 apresenta as técnicas experimentais e sondas / dispositivos de medição experimentais usados para aquisição das propriedades físicas relevantes. As sondas foram localizados no ORDC como mostrado na Fig. 2.

Tabela 3 - Comparação do desempenho térmico em ensaio laboratorial e *in-situ* - Técnicas experimentais e sondas/equipamentos de medição.

Técnica experimental	Modelo	Gama de medida	Precisão
Termometria	MT 530 Super	-10°C to 70°C	± 1.5 °C
Higrometria	MT 530 Super	20% to 85%	± 5%

5. Análise e discussão de resultados

5.1 Análise da influência das condições do ar ambiente

Este estudo visa avaliar a estabilidade da cortina de ar para as classes climáticas n.º 1, n.º 2 e n.º 3, de acordo com a norma EN-ISO 23953 [11] e outras classes climáticas fora da norma. A avaliação é feita por meio de testes experimentais e numericamente usando modelos CFD. A Tabela 3 contém os valores médios (espaciais e temporais) das grandezas medidas nos ensaios experimentais.

A carga de arrefecimento específica conforme descrita pela Eq. 2 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. 3 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 $v_{amb} = 0,2 \text{ m/s}$ e $\theta_{amb} = 0^\circ$ e que os ensaios TEX7 a TEX9 são variações ao TEX6 em termos destas grandezas.

Tabela 3 - Influência das condições do ar ambiente no desempenho térmico - Valores médios das grandezas físicas.

Classe climática (EN-ISO 23953)			Ensaio Experimental								
			1	2	3	4	5	6	7	8	9
n.º	Grandeza	Unidade	TEX1	TEX2	TEX3	TEX4	TEX5	TEX6	TEX7	TEX8	TEX9
0 - 4	T_{cons}	[°C]	1,8	2,3	3,6	5,3	6,0	4,0	7,5	6,0	12,3
1, 3	ϕ_{cons}	[%]	85.1	88.2	83.7	85.4	68.2	86.2	74.9	85.7	86.4
5	T_{DAG}	[°C]	0,7	2,0	1,2	2,0	1,7	2,9	3,7	4,8	10,9
	ϕ_{DAG}	[%]	85.9	82.5	82.4	82.3	79.7	82.4	82.9	82.3	85.4
	v_{DAG}	[m/s]	1.4	1.3	1.5	1.4	1.4	1.5	1.5	1.5	1.6
6	T_{RAG}	[°C]	4,7	7,2	6,6	8,3	10,8	9,3	10,6	10,9	18,9
	ϕ_{RAG}	[%]	96.2	93.9	82.5	97.8	67.4	88.1	84.3	91.9	83.7
	v_{RAG}	[m/s]	1.5	1.7	1.6	1.9	1.5	1.7	1.4	1.6	1.6
7	$T_{evap,out}$	[°C]	-1,1	-1,3	-0,1	-0,4	-2,8	-1,0	1,3	3,6	9,9
8	$T_{evap,in}$	[°C]	0,0	-1,3	-3,9	-1,6	-5,6	-0,8	-0,8	-1,8	3,3
9	T_{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

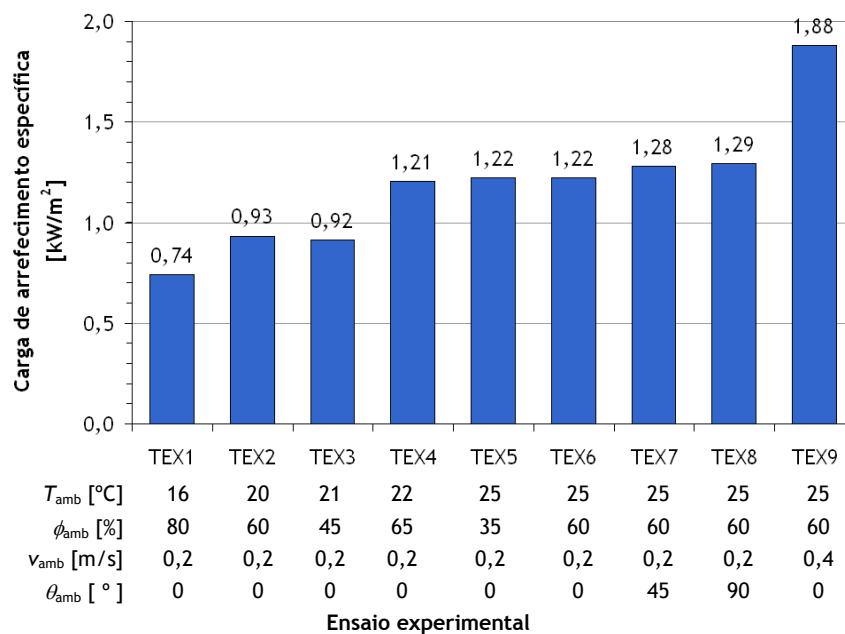


Figura 3 - Influência das condições do ar ambiente no desempenho térmico - Carga de arrefecimento específica.

Da Fig. 3 verifica-se que para os ensaios realizados com $v_{amb} = 0,2$ m/s e $\theta_{amb} = 0^\circ$, a variação da carga de arrefecimento específica é de 480 W/m² 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°C da temperatura do ar ambiente reflecte-se num aumento de carga de arrefecimento específica de 290 W/m². 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° até 90° incrementa a carga de arrefecimento específica em 70 W/m². O aumento mais significativo da carga de arrefecimento (660 W/m²) é detectado quando o módulo da velocidade do ar ambiente é duplicado ($v_{amb} = 0,4$ m/s), i.e., alteração das condições do ensaio TEX6 para TEX9, destacando a influência da velocidade do ar ambiente na estabilidade da barreira aerodinâmica proporcionada pela cortina de ar. Detalhes adicionais podem ser encontrados em Gaspar *et al.* [27-30].

5.2 Comparação do desempenho térmico em ensaio laboratorial e *in-situ* (loja aberta e loja fechada)

Durante o período em que a loja se encontra aberta ao público, a cortina de ar do ORDC que promove uma vedação aerodinâmica entre o ambiente húmido e quente e a zona de conservação no interior do ORDC ar frio está sujeita à manipulação de produtos alimentares pelos clientes e repositores. De acordo com Faramarzi [3], esta condição faz com que a diferença de temperatura entre DAG e RAG aumente, e conseqüentemente, o consumo de energia. A eficácia da cortina de ar pode ser avaliada pelo valor de TEF calculado pelas Eq. 6 a Eq. 9.

As variações diárias da temperatura do ar e da humidade relativa (média anual) na DAG, na RAG e no ambiente da loja encontram-se apresentadas na Fig. 4 e Fig. 5 respectivamente. Estas variações médias apresentam-se para dias em que a loja se encontrava fechada (*Store Closed* - SC) tais como período nocturno, domingos e feriados e quando se encontrava aberta (*Store Open* - SO), respectivamente. A Fig. 6 apresenta a variação diária da temperatura e humidade do ar recolhidos nos testes de laboratório (LAB), de acordo com a norma EN ISO 23953 (2005). Na Fig. 7 apresentam-se os valores de TEF para as diferentes situações, bem como a sua tendência linear. Finalmente, a Fig. 8 apresenta a variação percentual da carga de arrefecimento calculado de acordo com a Eq. 10 e a sua tendência linear.

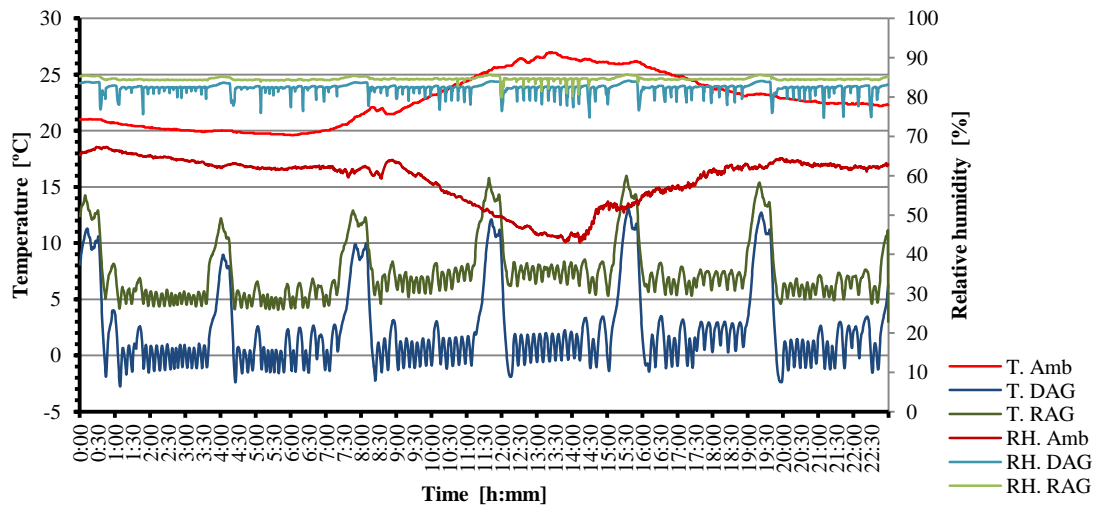


Figura 4 - Valores experimentais da temperatura e humidade relativa do ar (média anual) - Caso de estudo: Loja Fechada (SC).

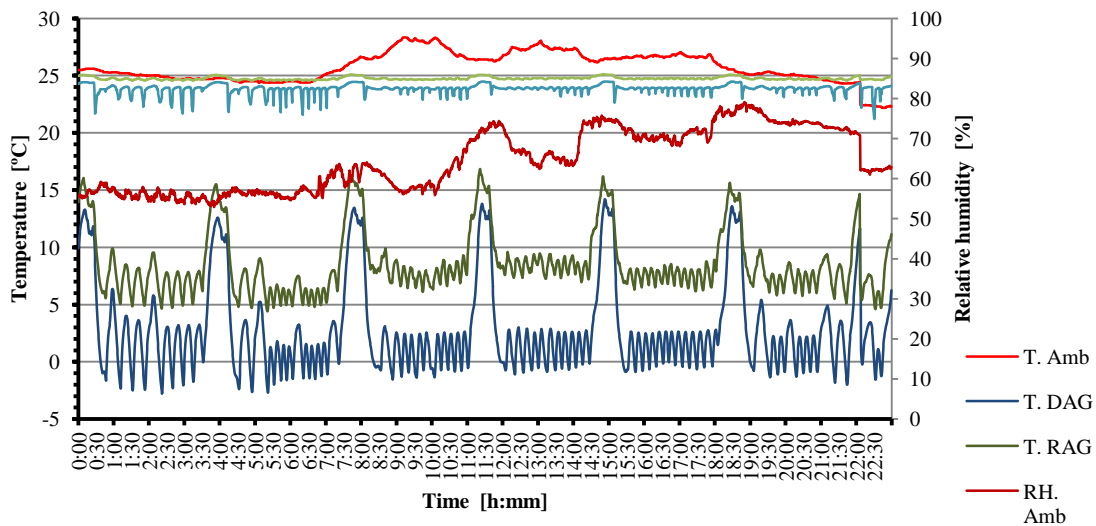


Figura 5 - Valores experimentais da temperatura e humidade relativa do ar (média anual) - Caso de estudo: Loja Aberta (SO).

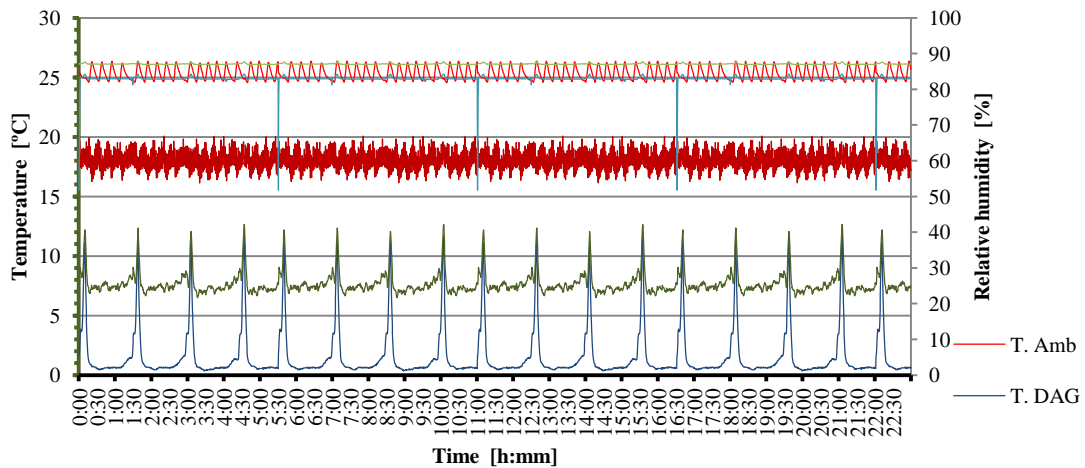


Figura 6 - Valores experimentais da temperatura e humidade relativa do ar (média anual) - Caso de estudo: Teste de laboratório (LAB) à classe climática n.º 3 ($T_{amb} = 25^{\circ}\text{C}$, $\phi_{amb} = 60\%$, $v_{amb} = 0,2\text{ m/s}$, $\theta_{amb} = 0^{\circ}$).

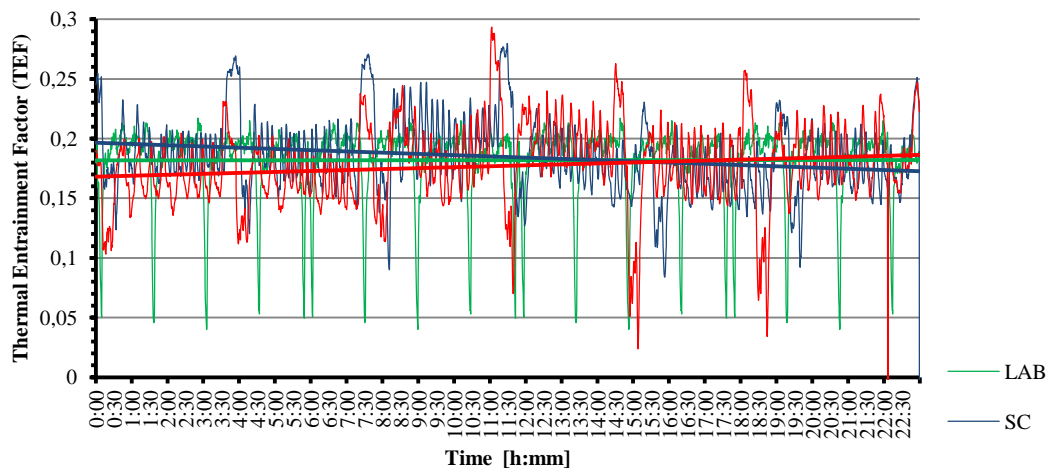


Figura 7 - Valores do Factor de Interação Térmica (TEF) e a sua tendência linear para os diferentes casos de estudo: Loja Fechada (SC), Loja Aberta (SO) e Laboratório (LAB).

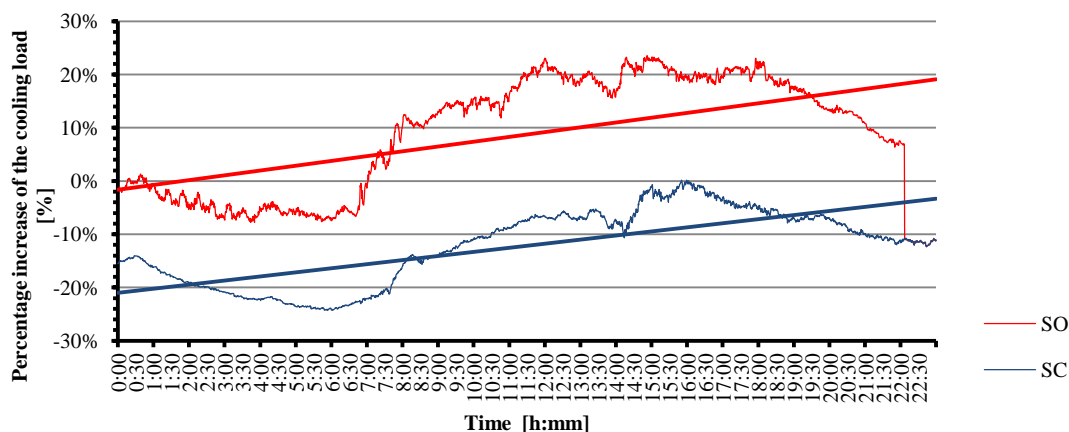


Figura 8 - Incremento percentual da carga de arrefecimento: Casos de estudo Loja Fechada (SC) e Loja Aberta (SO) em relação ao caso de estudo em Laboratório (LAB).

O aumento da carga de arrefecimento devido à sua quebra é uma condição aceite por todos os investigadores, mas o aumento de carga devido à perturbação da cortina de ar provocada passagem de consumidores e repositores junto à abertura frontal do equipamento é uma componente pequena e de difícil medição em ensaios de campo. Como apresentado nas Fig. 4 e 5, o período de tempo em que a diferença dos valores de temperatura entre a DAG e RAG é maior coincide com o período de tempo em que a temperatura do ar ambiente aumenta. A Fig. 6 mostra a variação do valor da temperatura do ar no teste de laboratório realizado de acordo com a norma EN ISO 23953 [11]. Na Fig. 6 verifica-se um funcionamento cíclico do ORDC, período a período, uma vez que o ambiente da sala de teste é controlado. Com estes resultados, conclui-se que para avaliar a perturbação da cortina de ar, devido à extracção de produtos alimentares e do movimento de pessoas junto à abertura frontal do ORDC, é necessário o desenvolvimento de testes específicos em um ambiente controlado.

Pela análise das Fig. 4 (loja fechada) e Fig. 5 (loja aberta) em comparação à Fig. 6 (teste de laboratório), verifica-se que quando a loja se encontra aberta ao público, a temperatura do ar na DAG aumenta 79%. No caso da loja se encontrar fechada, embora também seja determinado um incremento da temperatura do ar na DAG, o aumento é de apenas 40%. Porém, a temperatura do ar na RAG sofre uma redução de 3% no caso de loja fechada. Esta situação advém da colocação da cortina de proteção nocturna. Quando a loja se encontra aberta ao público, a temperatura do ar na RAG aumenta 11%. As variações dos valores da humidade relativa do ar junto à RAG e a DAG para os casos de estudo de loja aberta e loja fechada relativamente ao teste em laboratório não são significativos.

Na Fig. 7 é possível avaliar o desempenho da cortina de ar pelos valores de TEF. Existem flutuações nos valores de TEF quando o ORDC está exposto às condições reais de uma loja sem ar condicionado, em ambas condições de loja fechada ou aberta. Quando comparados os valores de TEF com os obtidos em teste laboratorial, no caso de loja aberta ao público, o valor do TEF aumenta 1% enquanto que quando a loja se encontra encerrada, este valor diminui 3%. Além disso, a tendência linear do TEF aumenta quando a loja se encontra aberta ao público. O período de tempo em que o valor TEF é maior também coincide com o período de tempo em que o valor da temperatura do ar ambiente é mais elevado.

A Fig. 8 apresenta a percentagem de variação da carga de arrefecimento quando a loja está aberta ou fechada em relação à condição de teste de laboratório. As duas curvas mostram oscilações ao longo do período de tempo. Quando a loja se encontra aberta ao público, a carga de arrefecimento aumenta de 9% em relação ao valor determinado pelo teste de laboratório realizados de acordo com a norma EN ISO 23953 [11]. Por sua vez, quando a loja se encontra fechada, a carga de arrefecimento diminui 12% relativamente ao teste laboratorial. Tomando este ensaio como referência, conclui-se que a carga de arrefecimento necessário aumenta 20% quando se passa de uma situação de loja fechada para loja aberta ao público. Em ambos casos de estudos, loja fechada ou aberta, a carga de arrefecimento aumenta ao longo do tempo. Assim, verifica-se que o consumo de energia do ORDC é muito dependente das condições do ar ambiente e a utilização de sistemas AVAC para controlar o ar ambiente da loja é crucial para a redução da carga de arrefecimento. Detalhes adicionais podem ser encontrados em Gaspar *et al.* [31-32], Nascimento *et al.* [33-34] e Heidinger *et al.* [35].

6. Conclusões

A instalação de equipamentos expositores refrigerados abertos ao ar ambiente não exige que o local possua condicionamento de ar. Porém, face à variabilidade das condições climáticas consoante a região onde o equipamento for instalado, o seu desempenho térmico e eficiência energética serão fortemente influenciados.

Este estudo experimental analisou a estabilidade da cortina de ar presente num equipamento expositor refrigerado aberto ao ar ambiente para diferentes condições do ar ambiente e destinou-se a comparar os resultados dos valores de temperatura e humidade do ar, factor de interacção térmico e carga de arrefecimento para condições *in-situ* de loja aberta e fechada ao público relativamente a testes laboratoriais.

Do estudo experimental destinado a analisar a influência das condições do ar ambiente, os resultados mostram que o desempenho do ORDC depende fortemente das condições do ar ambiente, tais como temperatura, humidade, velocidade e direcção do fluxo de ar ambiente, em relação à abertura frontal do ORDC. Verifica-se que (1) a carga de arrefecimento aumenta com a temperatura do ar e humidade relativa do ambiente externo, (2) o aumento da velocidade do ar ambiente aumenta de forma mais significativa o consumo de energia do ORDC que a mudança de direcção do escoamento de ar paralelamente ao perpendicular em relação à abertura frontal do ORDC, (3) a magnitude do módulo de deflexão, D_m , requerido para fornecer um impulso mínimo necessário para manter uma cortina de ar estável é entre 0,12 e 0,25, (4), a carga de arrefecimento, devido à infiltração de ar é de 78% - 81% e (5) o valor de TEF não é constante ao longo do comprimento de escoamento de ar paralelo à abertura frontal do equipamento. Além disso, o valor de TEF aumenta quando a orientação do escoamento de ar ambiente se modifica de paralela para perpendicular, sendo o pior caso para $\theta_{amb} = 45^\circ$. No caso de estudo, TEF = 0,25, 0,32, 0,30 para $\theta_{amb} = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ$, respectivamente.

Do estudo experimental destinado à analisar a comparação do desempenho térmico em condição de loja aberta e loja fechada ao público em relação a teste laboratorial, verifica-se que numa condição de loja aberta ao público a perturbação e quebra da cortina de ar traduzem-se num aumento significativo da temperatura do ar e carga de arrefecimento. Contrariamente, numa condição de loja fechada e considerando a colocação das cortinas nocturnas de protecção, o desempenho do equipamento é mais adequado do que numa condição de ensaio laboratorial. Estes resultados revelam quanto o desempenho térmico é afectado numa condição real de funcionamento e poderão ser utilizados pelos fabricantes

numa fase de projecto para considerarem a influência que a perturbação e quebra da cortina de ar terão no desempenho térmico dos equipamentos expositores abertos ao ar ambiente.

Referências

- [1] Rigot, G.: *Meubles et Vitrines Frigorifiques*, PYC DITION, Paris, France, 1991.
- [2] ASHRAE: "ASHRAE Handbook: Refrigeration", American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (ASHRAE), Inc, 2010.
- [3] Faramarzi, R.: "Efficient display case refrigeration", *ASHRAE Journal* 41(11) (1999), 46-52.
- [4] 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* 31(5) (2011), 961-969.
- [5] Freedonia: *World Commercial Refrigeration Equipment to 2016- Industry Study with Forecasts to 2016 & 2021*. The Freedonia Group Inc. Cleveland, USA, 2012.
- [6] AMCA: *AMCA Standard 220-91 - Test methods for air curtain units*, AMCA, 1991.
- [7] D'Agaro, P., Cortella, G., Croce, G.: "Two- and three-dimensional CFD applied to vertical display cabinets refrigeration", *Int. Journal of Refrigeration* 29(2) (2006), 178-219.
- [8] Gray, I. *et al.*: "Improvement of air distribution in refrigerated vertical open front remote supermarket display cases", *International Journal of Refrigeration* 31(5) (2008), 902-910.
- [9] ASHRAE: *ASHRAE Handbook: Applications*. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (ASHRAE), Inc., 2006.
- [10] Hayes, F.C., Stoecker, W.F.: "Design data for air curtains", *ASHRAE Trans.* 75(2) (1969), 68-180.
- [11] EN-ISO Standard 23953: *Refrigerated Display Cabinets, Parts 1 and 2*, ISO - International Organization for Standardization, 2005.
- [12] Howell, R.H., Shibata, M.: "Optimum heat transfer through turbulent recirculated plane air curtains", *ASHRAE Transactions* 86(1) (1980), 188-200.
- [13] Axell, M., Fahlén, P.: "Design criteria for energy efficient vertical air curtains in display cabinets", *21st IIR Int. Congress of Refrigeration*, Washington DC, August, 2003.
- [14] Chen, Y.-G., Yuan, X.-L.: "Simulation of a cavity insulated by a vertical single band cold air curtain", *Energy Conversion and Management* 46(11-12) (2005), 1745-1756.
- [15] Field, B.S., Loth, E.: "An air curtain along a wall with high inlet turbulence", *ASME Journal of Fluids Engineering* 126(3) (2004), 391-398.
- [16] Field, B.S., Loth, E.: "Entrainment of refrigerated air curtains down a Wall", *Experimental Thermal and Fluid Science* 30(3) (2006), 175-184.
- [17] Hammond, E., Quarini, J., Foster, A.: "Development of a stability model for a vertical single band recirculated air curtain sealing a refrigerated cavity", *International Journal of Refrigeration* 34(6) (2011), 1455-1461.
- [18] Chen, Y.: "Parametric evaluation of refrigerated air curtains for thermal insulation", *International Journal of Thermal Sciences* 48(10) (2009), 1988-1996.
- [19] Chen, Y., Xia, D.H.: "The flow characteristics analyses of refrigerated air curtains in multi-deck display cabinets", *23rd Int. Congress of Refrigeration*, Prague, Czech Republic, 2011.
- [20] Navaz, H.K., Henderson, B.S., Faramarzi, R., Pourmovahed, A., Taugwalder F.: "Jet entrainment rate in air curtain of open refrigerated display cases", *International Journal of Refrigeration* 28(2) (2005), 267-275.
- [21] Yu, K., Ding, G., Chen, T.: "A correlation model of thermal entrainment factor for air curtain in a vertical open display cabinet", *Applied Thermal Engineering* 29(14-15) (2009), 2904-2913.
- [22] Laguerre, O., Hoang, M.H., Flick, D.: "Heat transfer modelling in a refrigerated display cabinet: the influence of operating conditions", *J. of Food Eng.* 108(2) (2012), 353-364.
- [23] Cao, Z., Gu, B. Mills, G., Han, H.: "A novel strategy for predicting the performance of open vertical refrigerated display cabinets based on the MTF model and ASVM algorithm", *International Journal of Refrigeration* 33(7) (2010), 1413-1424.
- [24] Cao, Z., Gu, B. Mills, G., Han, H.: "Application of an effective strategy for optimizing the design of air curtains for open vertical refrigerated display case", *Int. Journal of Thermal Sciences* 49(6) (2010), 976-983.

- [25] Cao, Z., Gu, G., Han, H.: "A novel optimization strategy for the design of air curtains for open vertical refrigerated display cases", *Applied Thermal Eng.* 31(16) (2011), pp. 3098-3105.
- [26] Mousset, S., Libsig, M.: "Energy consumptions of display cabinets in supermarket", *23rd International Congress of Refrigeration*, IIR, Prague, Czech Republic, 2011.
- [27] Gaspar, P.D., Gonçalves, L.C.C., Ge, X.: "CFD parametric study of ambient air velocity magnitude influence in thermal behaviour of open refrigerated display cabinets", *European Conference on Computational Fluid Dynamics*, 5rd ed., Lisbon, Portugal, 2010.
- [28] Gaspar, P.D., Gonçalves, L.C.C., Ge, X.: "Influence of ambient air velocity orientation in thermal behaviour of open refrigerated display cabinets", *ASME 2010 10th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis*, Istanbul, Turkey, July, 2010.
- [29] Gaspar, P.D., Gonçalves, L.C.C., Pitarma, R.A.: "Análise Experimental da estabilidade de cortinas de ar de equipamentos de refrigeração para diferentes condições do ar ambiente", *International Conference on Engineering UBI2011*, 28-30 Nov Universidade of Beira Interior - Covilhã, Portugal, 2011.
- [30] Gaspar, P.D., Gonçalves, L.C.C., Vogeli, A.: "Dependency of air curtain performance on discharge air velocity (grille and back panel) in open refrigerated display cabinets", *ASME Int. Mechanical Eng. Congress and Exposition*, Lake Buena Vista, Florida, U.S.A, 2009.
- [31] Gaspar, P.D., Gonçalves, L.C.C., Pitarma, R.A.: "CFD parametric studies for global performance improvement of open refrigerated display cabinets", *Modelling and Simulation in Engineering*, Hindawi Publishing Corporation (2012).
- [32] Gaspar, P.D., Gonçalves, L.C.C., Pitarma, R.A.: "Detailed CFD modelling of open refrigerated display cabinets", *Modelling and Simulation in Engineering*, Hindawi Publishing Corporation, 2012.
- [33] Nascimento, S.M., Heidinger, G.G., Gaspar, P.D., Silva, P.D.: "Experimental quantitative evaluation of thermal performance in refrigerated displays case with variation of the thickness of the air curtain and perforation density of the back panel", *2nd IIR Int. Conference on Sustainability and the Cold Chain*, IIR, Paris, France, April 2-4, 2013.
- [34] Nascimento, S.M., Heidinger, G.G., Gaspar, P.D., Silva, P.D.: "Experimental evaluation and qualitative increase of thermal load in open refrigerated display cases due to breakage of the air curtain", *2nd IIR International Conference on Sustainability and the Cold Chain*, IIR, Paris, France, April 2-4, 2013.
- [35] Heidinger, G.G., Nascimento, S.M., Gaspar, P.D., Silva, P.D.: "Impact of environmental conditions on the performance of open multideck display case evaporators", *2nd IIR International Conference on Sustainability and the Cold Chain*, International Institute of Refrigeration (IIR), Paris, France, April 2-4, 2013.