

# Optimização Numérica de Expositores Refrigerados Abertos

Pedro Dinis Gaspar<sup>1</sup>, Alexandre Miranda<sup>2</sup>, R. A. Pitarma<sup>3</sup>

<sup>1,2</sup> Universidade da Beira Interior  
Departamento de Engenharia Electromecânica  
Calçada do Lameiro –Edifício 1 das Engenharias, 6201-001 Covilhã, Portugal  
e-mail : <sup>1</sup> [dinis@demnet.ubi.pt](mailto:dinis@demnet.ubi.pt) , <sup>2</sup> [alexborg@demnet.ubi.pt](mailto:alexborg@demnet.ubi.pt)

<sup>3</sup> Instituto Politécnico da Guarda  
Escola Superior de Tecnologia e Gestão  
Departamento de Engenharia Mecânica  
Avenida Dr. Francisco Sá Carneiro, n.º 50, 6300-559 Guarda, Portugal  
e-mail : [rpitarma@ipg.pt](mailto:rpitarma@ipg.pt)

**Palavras Chave:** Métodos Numéricos, Mecânica de Fluidos, Termotecnia-Termodinâmica.

**Resumo:** O objectivo geral deste trabalho consiste no estudo numérico do desempenho térmico de equipamentos de refrigeração fazendo uso do código de DFC – PHOENICS<sup>®</sup>. Um estudo experimental complementar foi desenvolvido com o propósito de caracterizar as condições de fronteira e validar as previsões numéricas. São apresentados e discutidos os resultados numéricos correspondentes a simulações efectuadas para otimizar o desempenho térmico da unidade ensaiada. As previsões obtidas permitem evidenciar a aptidão do modelo computacional para o desenvolvimento futuro deste tipo de equipamentos.

**Abstract:** This work presents a thermal performance numerical study of refrigeration equipments making use of the CFD code – PHOENICS<sup>®</sup>. A complementary experimental study was developed with the purpose of boundary condition characterization and to validate the numerical predictions. The numerical results concerning the simulations of thermal performance development for the rehearsed unit are presented and discussed. The obtained forecasts allow evidencing the aptitude of the computational model for the future development of this type of equipments.

## 1. INTRODUÇÃO

Por motivos comerciais, a maioria dos estabelecimentos tem instalado equipamentos expositores refrigerados abertos (murais). Estes equipamentos baseiam-se em cortinas de ar para promoverem uma barreira térmica, mas não física, entre o consumidor e o produto. Porém, 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. A crescente evolução dos níveis de exigência dos empreendimentos comerciais, e dos consumidores, levou à necessidade de desenvolvimento de métodos de análise, experimentais e numéricos, que permitam minimizar o consumo energético dos equipamentos e melhorar o seu desempenho térmico. Usualmente, o desenvolvimento de equipamentos expositores refrigerados é feito por via experimental, com base na alteração física dos equipamentos existentes. Trata-se de uma prática com elevados custos económicos e humanos. Muitos dos estudos experimentais, focam-se em elementos essenciais dos equipamentos, como seja o estudo experimental aerodinâmico de aparelhos de cortina de ar desenvolvido por Silva *et al.* [1] que possui o objectivo de avaliar quantitativamente as prestações do aparelho e a sua influência no meio circundante com base no conhecimento dos fenómenos físicos que se processam na zona de interacção térmica da cortina de ar com o ar ambiente. Entre outros, também o centro de testes

Southern California Edison [2] conduziu um trabalho experimental, cujo objectivo consistiu na avaliação do impacto da utilização de capas protectoras de alumínio, com baixa emissividade, no consumo energético e no desempenho térmico de um equipamento expositor refrigerado vertical aberto. Porém, a utilização de modelos computacionais têm ganho relevância crescente, já que se tornou num método expedito de previsão com fácil adaptação a novos casos. Na área da refrigeração foram já desenvolvidos alguns estudos numéricos que sustentam as vantagens da sua aplicação. Hu *et al.* [3] realizaram o estudo computacional da transmissão de calor convectiva turbulenta na região interior de um equipamento expositor refrigerado fechado. Wang *et al.* [4] apresentaram uma simulação numérica no sentido de avaliar o padrão tridimensional do escoamento num compartimento refrigerado preenchido por caixas de produtos. Bhattacharjee *et al.* [5] efectuaram simulações numéricas da interacção térmica entre a cortina de ar e o ar ambiente do compartimento, de modo a permitir o aprofundamento do conhecimento da transmissão turbulenta de calor e de quantidade de movimento nesta região de mistura. Pitarma [6] realizou a modelação matemática de diversos casos práticos de câmaras frigoríficas de veículos, com o propósito de avaliar o desempenho de distintos sistemas de distribuição de ar e averiguar as condições de frio proporcionadas por uma câmara de paredes finas face a um compartimento convencional. O presente estudo encontra-se detalhadamente exposto em Gaspar [7]. Consistiu, inicialmente, na realização de ensaios experimentais para a análise qualitativa do problema. Os ensaios experimentais preliminares tiveram, ainda, por finalidade, fornecer diversos valores experimentais necessários para especificação das condições de fronteira do modelo computacional. Posteriormente, desenvolveu-se o modelo computacional através da modelação física e matemática dos fenómenos físicos relevantes, a fim de efectuar as simulações numéricas do desempenho térmico do equipamento. Foram realizados ensaios experimentais adicionais com o objectivo de validar o modelo teórico. A concordância obtida, através da confrontação de valores medidos e calculados, é satisfatória para aplicação em engenharia. Por fim, com a finalidade de melhorar o desempenho térmico do equipamento, foram investigados diversos casos de estudo correspondentes a diversas configurações geométricas e funcionais.

## 2. ENSAIOS EXPERIMENTAIS

Os ensaios experimentais foram realizados na secção de I&D de um fabricante deste tipo de equipamentos (*JORDÃO Cooling Systems*<sup>®</sup>) que colaborou neste estudo. O equipamento expositor refrigerado vertical aberto utilizado no estudo tem, na versão de lacticínios, uma temperatura de funcionamento de 3 a 6 [°C]. A metodologia de realização dos ensaios experimentais foi suportada pela Norma ASHRAE [8] (complementada por Normas NP e DIN). As medições experimentais foram realizadas em diversos pontos do domínio físico coincidentes com os nós da malha do modelo numérico. A escolha destes pontos de medição reflecte a impossibilidade do levantamento da propriedade em causa em todo o domínio. Foram efectuados diversos ensaios experimentais de modo a reduzir a incerteza dos resultados e foi considerado o valor médio das grandezas físicas em função da repetibilidade das medições. As diversas grandezas medidas e correspondente técnica experimental utilizada foram: velocidade do ar através de termo-anemometria de fio quente a temperatura constante, com precisão de 0,1 [m/s]; temperatura do ar e temperatura superficial através de termometria por termopares com pontas de prova tipo T, cujas curvas de calibração apresentam uma precisão de 1 [°C] e 0,4 [°C], respectivamente. Os valores médios das medições da velocidade e da temperatura do ar junto às grelhas de insuflação/aspiração e junto à perfuração da parede frontal interior, foram introduzidos no modelo computacional como condições de fronteira. Este mesmo procedimento também foi realizado para a temperatura superficial das paredes interiores do equipamento, para incorporar, de um modo simplificado, os ganhos de calor por radiação térmica conforme exposto em Faramarzi [9]. Foram ainda utilizadas técnicas experimentais complementares: gases traçadores para investigar a taxa de renovação de ar; termografia por infravermelhos para medição e visualização da distribuição da temperatura superficial; injeção de fumo para

visualização do escoamento. Obtiveram-se através da técnica de gases traçadores 6 renovações de ar por hora, o que reflecte a entrada de ar ambiente pela abertura frontal (com o consequente efeito na temperatura de conservação dos produtos). Os ensaios de visualização realizados através do gerador de fumo, apresentados na *Figura 1*, demonstram a eficácia actual da cortina de ar, bem como sugerem como se processa a renovação de ar pela interacção do ar ambiente com o ar refrigerado. A interacção térmica do ar ambiente com o ar refrigerado também pode ser visualizada de um modo qualitativo na *Figura 2*, representativa da imagem termográfica obtida com a câmara de infravermelhos. O registo de imagem permite distinguir a entrada de ar quente e húmido do compartimento para o interior do espaço refrigerado em diversos pontos ao longo do plano da cortina de ar. Pela análise conjunta dos diversos tipos de ensaios, tanto de visualização como de medição, é perceptível a saída de ar refrigerado para o compartimento.



Figura 1 – Visualização do escoamento.

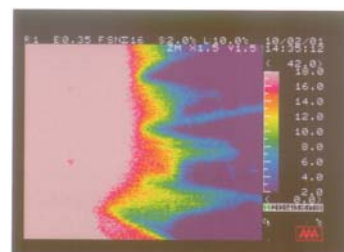


Figura 2 – Imagem termográfica de visualização.

### 3. MODELO FÍSICO-MATEMÁTICO

O modelo físico-matemático desenvolvido corresponde à configuração original do equipamento expositor refrigerado aberto, doravante denominado *Caso A*. A representação física e matemática dos fenómenos físicos que envolvem o escoamento de fluidos com transmissão de calor, é expressa por um conjunto de equações diferenciais exprimindo a conservação de massa, de quantidade de movimento e de energia. Todos os pormenores relativos ao modelo físico-matemático encontram-se detalhadamente expostos em Gaspar *et al.* [10]. O escoamento foi considerado turbulento, em regime estacionário, bidimensional e não isotérmico. O ar foi suposto um gás ideal, incompressível mas dilatável. Assim, à componente vertical das equações da conservação da quantidade de movimento, é adicionado o termo representativo do efeito da força de impulsão, associado às variações da massa específica. Para contabilizar as variações desta grandeza com os gradientes térmicos do escoamento foi utilizada como equação de estado a equação dos gases perfeitos. A equação da energia é desenvolvida para a temperatura sem geração interna de energia, por se admitir não haver conversão de qualquer outro tipo de energia em energia térmica. Além disso, foi considerado o calor específico e condutibilidade térmica constantes, e a dissipação viscosa foi desprezada devido às características do escoamento. O modelo de turbulência utilizado foi o modelo “k-ε standard”. O modelo é constituído por duas equações diferenciais, uma para a energia cinética turbulenta e outra para a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta. As vantagens e deficiências do modelo de turbulência k-ε, bem como as constantes utilizadas, são analisadas em pormenor por Launder *et al.* [11]. O modelo apresentado apenas é válido para escoamentos turbulentos completamente desenvolvidos. Na proximidade das paredes o número de Reynolds local é reduzido, pelo que os efeitos viscosos são predominantes sobre os efeitos turbulentos. Para levar em consideração os efeitos viscosos e os elevados gradientes das variáveis nas proximidades das paredes é utilizado o método das funções logarítmicas de equilíbrio. A descrição detalhada e os pormenores relativos à sua implementação, quer do modelo de turbulência como das leis de parede, pode ser encontrada em Rodi [12].

#### 4. MODELO NUMÉRICO

O modelo numérico é suportado pelo código PHOENICS<sup>®</sup>, resolvendo as equações diferenciais discretizadas segundo um esquema de diferenciação híbrido, através do método das diferenças finitas – formulação de volumes de controlo, tal como exposto por Patankar [13]. O sistema de equações algébricas de diferenças finitas é resolvido através do algoritmo SIMPLEST, segundo um processo numérico iterativo para a malha ortogonal deslocada não uniforme, com 50x240 volumes de controlo, do domínio computacional. As condições de fronteira adoptadas no modelo numérico para simular as características funcionais do equipamento são, respectivamente: para as paredes sólidas foi imposta a temperatura superficial e considerada a condição de não-deslizamento; nas aberturas de insuflação/aspiração foram impostas a temperatura, a velocidade,  $k$  e  $\epsilon$ ; na abertura ao ar ambiente foi imposta a temperatura e a pressão; por fim, para simular o ganho de calor inerente à iluminação interior foi considerada uma condição de fronteira do tipo fluxo de calor imposto correspondente ao valor da potência dissipada. As simulações numéricas efectuadas têm por objectivo avaliar a distribuição do campo de velocidades e de temperaturas no interior do equipamento, de modo a identificar eventuais deficiências dos equipamentos.

#### 5. VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL

A comparação dos valores experimentais com os resultados numéricos evidencia, para a temperatura, uma boa concordância qualitativa com ligeira discrepância quantitativa. Os desvios não se encontram uniformemente distribuídos no domínio, pois as maiores discrepâncias localizam-se na região próxima da abertura frontal, sendo o erro praticamente desprezável na zona interior. Em termos médios globais, o modelo computacional apresenta um erro absoluto de 2 [°C]. Dada a gama de temperaturas considerada ( 1,5 [°C] → 25 [°C]), pode-se atribuir uma eficácia considerável ao modelo computacional desenvolvido. Em Gaspar [7] pode ser encontrada a descrição pormenorizada dos diversos ensaios experimentais efectuados para validar o modelo numérico.

#### 6. APLICAÇÃO PRÁTICA

Para além da configuração original (*Caso A*), foram considerados dois novos casos de estudo (*Caso B* e *Caso C*) para o eventual aperfeiçoamento do desempenho térmico do equipamento. O *Caso B* corresponde ao aumento diâmetro dos orifícios perfurados na parede frontal interior ( $H_{\min} = 155$  [mm] →  $H_{\max} = 1277$  [mm]), ao aumento do caudal mássico de ar refrigerado introduzido por estes elementos no espaço condicionado e à redução do caudal mássico introduzido pela grelha de insuflação que forma a cortina de ar. O *Caso C* consiste na mesma configuração do *Caso B*, mas com modificações na geometria das prateleiras. As características geométricas e funcionais do equipamento, bem como dos casos de estudo encontram-se expostas na *Tabela I*.

Tabela I - Características geométricas e funcionais dos diversos casos de estudo.

Características	Zonas	Unidades	Caso A	Caso B	Caso C
Dimensões Gerais	Altura:	H [mm]	2000	2000	2000
	Largura:	L [mm]	865	865	865
	Comprimento:	W [mm]	2500	2500	2500
Perfuração $H_{\min} \rightarrow H_{\max}$	Diâmetro:	$\varnothing$ [mm]	4,25	8,50	8,50
	N.º de orifícios:	N	4160	4160	4240
Velocidade do ar	Grelha de insuflação:	U [m/s]	2,5	2,1	2,0
	Grelha de aspiração:		1,7	1,7	1,7
	Perfuração: $H_{\min} \rightarrow H_{\max}$		0,16 → 0,08	0,16 → 0,08	0,16 → 0,08
Temperatura do ar	Grelha de insuflação:	T [°C]	1,5	1,5	1,5
	Grelha de aspiração:		9,1	9,1	9,1
	Perfuração: $H_{\min} \rightarrow H_{\max}$		1,5 → 1,5	1,5 → 1,5	1,5 → 1,5
Prateleiras	Largura:	L [mm]	L	L	L – 50
	Perfuração:	$\varnothing$ [mm]	-	-	10,0

## 7. APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DE RESULTADOS

As previsões do campo de velocidades na globalidade do domínio computacional são apresentadas na *Figura 3*. A comparação do campo de temperaturas no interior do equipamento, para os três casos de estudo, pode ser observada na *Figura 4*. Em termos gerais, são visíveis as baixas velocidades nas zonas entre as prateleiras (*Figura 3*), em contraste com a velocidade máxima presente na zona relativa à insuflação. O *Caso B* apresenta uma melhor distribuição do escoamento e o *Caso C* indica um aumento significativo da circulação de ar refrigerado entre as prateleiras.

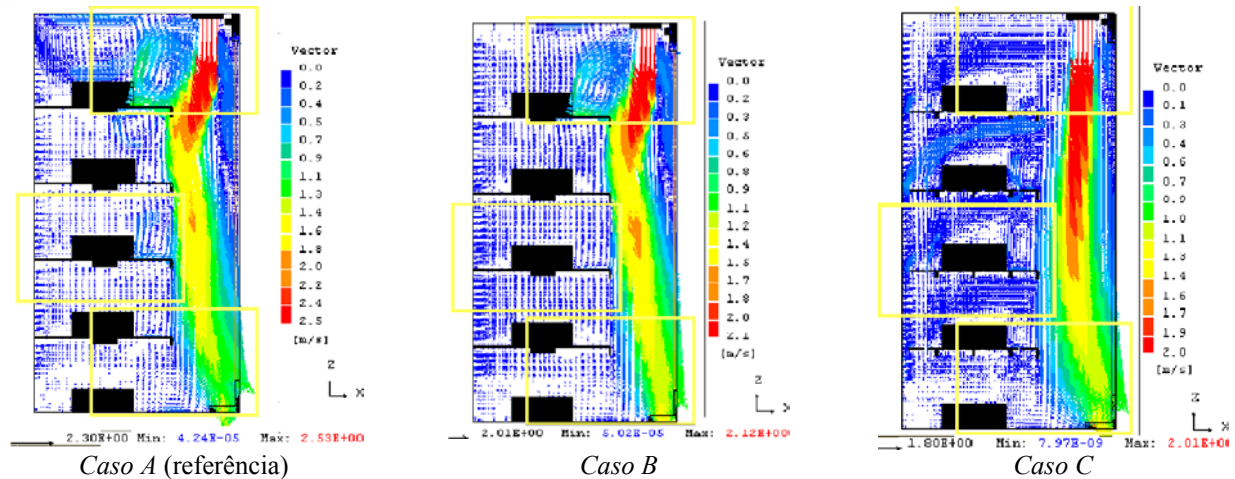


Figura 3 – Campo de velocidades [m/s] : Domínio Computacional.

Na zona periférica da grelha de insuflação (área superior seleccionada) destaca-se a visualização da entrada de ar ambiente para o interior do equipamento e a sua interacção com o ar refrigerado insuflado pela grelha. É evidente uma grande recirculação na prateleira superior que vai sendo atenuada com a redução da velocidade de insuflação e consequentemente do caudal mássico de ar refrigerado introduzido pela cortina de ar. No entanto, devido ao aumento do caudal mássico introduzido através da parede perfurada, com os casos de aperfeiçoamento é prevista uma crescente uniformização do campo. Na área inferior seleccionada correspondente à zona periférica da grelha de aspiração, a visualização numérica da previsão do campo de velocidades indica uma perda substancial de ar para o ambiente. Neste caso, é evidente a perda de capacidade de bloqueio da cortina de ar devido à interacção com o ar ambiente, já que a velocidade desta é bastante inferior. A comparação dos diversos casos apenas indica uma melhor distribuição do campo de velocidades. Numa zona periférica à insuflação pela parede perfurada (área central seleccionada) são previstas as baixas velocidades que caracterizam o escoamento no espaço condicionado. Com os casos de aperfeiçoamento há um aumento substancial da circulação de ar refrigerado e uma redução da temperatura entre prateleiras. De um modo geral, é esperada uma maior conformidade do escoamento em todo o espaço refrigerado.

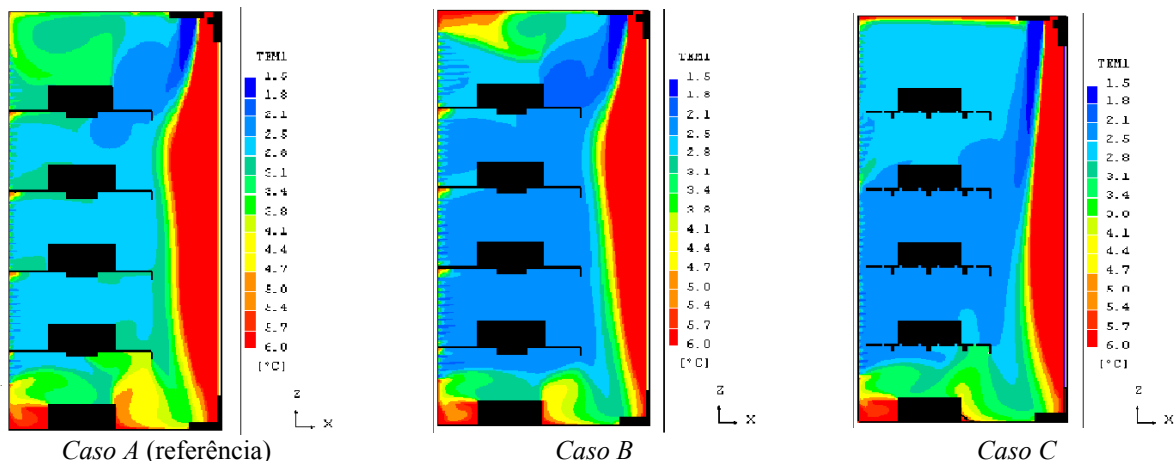


Figura 4 – Campo de temperaturas [°C] : Escala de visualização do contorno interior de temperatura.

A *Figura 4* apresenta a previsão do campo de temperaturas no interior do equipamento, evidenciando a eficácia da cortina de ar como “barreira” à entrada de ar ambiente para o interior do equipamento. Do mesmo modo, visualiza-se a interação do ar refrigerado injectado pela grelha de insuflação com o ar ambiente e a posterior saída da mistura pela zona inferior da abertura ao ar ambiente. É perceptível o escoamento do ar refrigerado insuflado pela grelha de insuflação, bem como a sua entrada através da parede perfurada. É representada uma zona crítica na parte inferior de exposição do equipamento, onde a temperatura prevista encontra-se no limite superior da temperatura de funcionamento do equipamento. Esta previsão é também função das temperaturas superficiais impostas para as paredes interiores do equipamento. No *Caso B*, o campo de temperaturas previsto é muito mais uniforme, correspondendo o desvio médio de temperatura a uma redução de aproximadamente 0,7 [°C]. É também previsível que com a redução da velocidade de insuflação, haja uma ligeira subida da temperatura na zona da prateleira superior do equipamento e uma redução de recirculação de ar. Com as modificações adicionais efectuadas no *Caso C*, embora não haja uma uniformização muito acentuada do campo de temperaturas, prevê-se uma redução em termos globais de cerca de 0,8 [°C] relativamente ao modelo computacional de referência – *Caso A*.

## 8. CONCLUSÃO

Foi desenvolvido e validado um modelo computacional que simula os fenómenos associados à refrigeração de produtos em equipamentos expositores refrigerados abertos. Procurou-se estabelecer uma complementaridade entre a análise experimental e a modelação numérica, tendo sido aplicadas diversas técnicas experimentais para avaliação e caracterização do escoamento e transmissão de calor, com o objectivo de apreciar o funcionamento real do equipamento e efectuar medições de várias grandezas físicas a serem prescritas no modelo computacional. Pretendeu-se que a avaliação dos resultados numéricos indicasse orientações com vista à melhoria do desempenho térmico dos equipamentos. Com base nestes resultados, foram considerados dois novos casos de estudo que permitiram, em termos gerais, uma redução e uniformização da temperatura e uma maior conformidade do escoamento em todo o espaço refrigerado. No entanto, outros casos de aplicação podem, e devem, ser testados. O estudo evidenciou, através da previsão do campo de velocidades na zona periférica da grelha de aspiração, uma perda substancial de ar refrigerado para o ambiente. A alteração da geometria da zona inferior do equipamento proporcionará, possivelmente, a entrada através da grelha de aspiração de um caudal maior de ar arrefecido. Este e outros casos serão objecto de investigação em trabalho futuro.

## 9. REFERÊNCIAS

- [1] M. C. G. Silva, L. P. Neto, G. V. Brites, “Vedação aerodinâmica por cortina de ar – Ensaio experimentais”, I Jornadas Técnicas de Primavera da EFRIARC, 2001.
- [2] Southern California Edison. Energy Efficiency Division. Refrigeration Technology and Test Center - Effects of the low emissivity shields on the performance and power use of a refrigerated display case. 1997.
- [3] Shih C. Hu, Nai W. Fan, Yie-Zu R. Hu, “Optimization of the display design using numerical models”, PHOENICS Journal of CFD & its applications, vol. 7, n.º 1, 1994.
- [4] H. W. Wang, A. H. Visser, “3D flow patterns in refrigerated stores”, PHOENICS Journal of CFD & its applications, vol. 4, n.º 2, 1991.
- [5] P. Bhattacharjee, E. Loth, “Simulation of air-curtain thermal entrainment”, Proceedings of ASME - Fluids Engineering Division Summer Meeting, June 2001.
- [6] R. A. Pitarma, “Modelação matemática e experimental de câmaras frigoríficas de veículos”, Tese de Doutoramento, Instituto Superior Técnico, Universidade Técnica de Lisboa, Lisboa, Julho 1997.
- [7] Pedro Dinis Gaspar, “Estudo Numérico e Experimental do Desempenho Térmico de Equipamentos Expositores Refrigerados”, Dissertação de Mestrado, Universidade da Beira Interior, Covilhã, Julho 2002.
- [8] ASHRAE - ASHRAE Standard 72-1998. Method of testing open refrigerators, 1999.
- [9] Ramin Faramarzi, “Efficient display case refrigeration”, ASHRAE Journal, vol. 41, n.º 11, November 1999.
- [10] Pedro Dinis Gaspar, Alexandre Miranda, R. A. Pitarma, “Numerical Study of Air Flow and Thermal Patterns in Refrigerated Display Cases”. V Congresso de Métodos Numéricos en Ingeniería, Madrid, Junho 2002.
- [11] B. E. Launder, D. B. Spalding, “The numerical computation of turbulent flows”, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, vol. 3, 1974.
- [12] Wolfgang Rodi, “Turbulence models and their application in hydraulics – A state of the art review”, IAHR, 1980.
- [13] S. V. Patankar, “Numerical Heat Transfer and Fluid Flow”, Hemisphere Publishing Corporation, 1980.