

MODELAGEM NUMÉRICA DO ESCOAMENTO DE AR NO INTERIOR DE UM BALCÃO EXPOSITOR REFRIGERADO

Leticia M. Hood¹; Elizaldo D. dos Santos²; Anderson F. Porte³; Marcelo M. Galarça⁴

Resumo

Neste trabalho é estudada a modelagem numérica do escoamento de ar por convecção natural, turbulento, no interior de um balcão expositor refrigerado. A solução das equações de transporte é feita através do Método dos Volumes Finitos (MVF) pelo software ANSYS/FLUENT. O escoamento é considerado bidimensional, incompressível, turbulento e em regime transiente. Inicialmente, o modelo numérico é verificado para o problema de cavidades quadradas com convecção natural em regime turbulento encontrado na literatura. No procedimento numérico, o algoritmo SIMPLEC (*Semi Implicit Linked Equations-Consistent*) é utilizado para tratar o acoplamento pressão-velocidade e o esquema *Upwind* de Segunda Ordem para o tratamento dos termos advectivos. O modelo *k-ε standard* é utilizado para resolver o escoamento turbulento. Os campos de temperatura, velocidade e linhas de corrente são avaliados para a temperatura do evaporador de -10°C com as temperaturas ambiente de 25°C e 35°C. Além do comportamento dos campos, é avaliado o número de Nusselt médio no evaporador. Os números de Rayleigh para os casos estudados são respectivamente, $1,43 \times 10^9$ e $1,70 \times 10^9$. Os resultados obtidos para cada experimento numérico mostram que o aumento da diferença de temperatura entre a temperatura imposta para o evaporador e a temperatura ambiente, provoca a alteração do comportamento da distribuição de temperatura e velocidade, além de influenciar na variação do número de Nusselt.

Palavras-chave: Convecção Natural, Equipamento Expositor Refrigerado, Modelagem.

Abstract

The present work aims to study a numerical modelling of the turbulent air flow by natural convection into a refrigerated display case. The transport equations solution is done by using the Finite Volume Method (FVM) with the ANSYS/FLUENT solver. A two dimensional, incompressible, turbulent and steady flow is considered. First, the numerical model is verified for the square cavity classical natural convection problem under turbulent regime, presented in the literature. With respect to the numerical procedure, the SIMPLEC (*Semi Implicit Linked Equations-Consistent*) algorithm is applied on treating the pressure-velocity coupling, adding the Second Order Upwind Scheme for handling the advective terms. The *k-ε standard* model is adopted for solving the turbulent flow. The temperature and velocity fields, besides the stream lines are evaluated considering -10°C for the evaporator and for the room temperature, 25° and 35°C are taken into account. Moreover, the mean Nusselt number on the evaporator is observed. Two Rayleigh numbers are considered on each case: 1.43×10^9 and 1.70×10^9 . The results achieved for each numerical experiment show that when the difference between the

¹ Mestre em Modelagem Computacional pela Universidade Federal do Rio Grande-FURG. E-mail: letcahood@gmail.com.

² Professor Doutor do Programa de Pós Graduação em Modelagem Computacional pela Universidade Federal do Rio Grande-FURG. E-mail: elizaldodossantos@gmail.com.

³ Professor Doutor do Instituto Federal do Rio Grande do Sul-FURG; e-mail: anderson.porte@riogrande.ifrs.edu.br.

⁴ Professor Doutor do Programa de Pós Graduação em Modelagem Computacional pela Universidade Federal do Rio Grande-FURG; e-mail: marcelo.galarca@riogrande.ifrs.edu.br.

evaporator and room temperatures increases, a change on the temperature and velocity topologies can be observed, adding a variation on the mean Nusselt numbers.

Keywords: Natural convection, Refrigerated display case, Numerical modeling.

Introdução

A necessidade de manter a qualidade e conservar produtos alimentícios frescos auxiliou a busca por meios que permitissem o armazenamento destes, para posterior consumo e comercialização. Os primeiros métodos utilizados para a conservação dos alimentos, como por exemplo, a secagem, embora sendo apropriado para prolongar o tempo de conservação, apresentava muitas desvantagens, como a alteração do sabor, a aparência dos alimentos, além da redução do tempo de conservação, em comparação com a utilização da refrigeração.

Em virtude da necessidade de manter a qualidade e as propriedades dos alimentos, prolongando o tempo de conservação para comercialização, estabelecimentos comerciais necessitam de equipamentos refrigerados que supram estas exigências. Os tipos de equipamentos refrigerados que estão dispostos no mercado são: os verticais (murais), horizontais (ilhas) e as vitrines. Dentre os diversos tipos de equipamentos refrigerados, o uso de balcões expositores refrigerados fechados ao ar ambiente, podem ser uma alternativa para a redução do consumo energético em estabelecimentos, além de necessitarem de um menor espaço físico. A motivação para o estudo deste trabalho está relacionada com a escassez dos estudos na área de refrigeração comercial e a relevância destes para o desenvolvimento de projetos futuros, e a complexidade física do problema envolvendo transferência de calor com convecção natural em escoamentos turbulentos.

Para auxiliar o desenvolvimento deste estudo foram analisados alguns trabalhos que tratam do processo de convecção natural em cavidades e algumas referências de simulações a respeito de modelagem numérica em equipamentos expositores refrigerados.

De acordo com um dos trabalhos de Tian e Karayiannis (2000), desenvolveram um estudo experimental da convecção natural do ar para baixos níveis de turbulência em cavidade quadrada fechada. A superfície esquerda é quente e a superfície direita é fria com as temperaturas de 50 °C e 10 °C, respectivamente, enquanto as outras paredes são adiabáticas. Assim o caso estudado apresentou um número de Rayleigh, $Ra_H = 1,58 \times 10^9$. Foram medidas as distribuições de temperatura e velocidade em diferentes localizações da cavidade. Os autores observaram estratificação do campo de temperaturas na região central da cavidade. Os

números de Nusselt local e médio foram avaliados formando um banco de dados a serem usados como referência para a validação de códigos computacionais.

Em sua pesquisa, Vieira (2010) realizou um estudo sobre a convecção natural em cavidades quadradas com todas as paredes isotérmicas, contendo um fluido com geração interna de calor com o intuito de entender os mecanismos de transferência de calor de núcleo derretido durante acidentes severos de reatores nucleares resfriados a água. As simulações numéricas foram realizadas para $Ra_H = 10^{11}$ e o número de Prandtl (Pr) sendo 0,25. As equações temporais médias de Navier-Stokes (RANS – do inglês: *Reynolds-Averaged Navier Stokes*) com modelo de duas equações de transporte de tensão cisalhante (SST) e a Simulação de Grandes Escalas (LES – do inglês: *Large Eddy Simulation*) foram empregadas e resolvidas usando-se Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD - do inglês: *Computational Fluid Dynamics*). O número de Nusselt (Nu) obtido foi analisado e comparado com resultados disponíveis na literatura. Os resultados obtidos por RANS e LES foram muito próximos e estão coerentes com os resultados da literatura.

Tendo como objetivo estudar a inadequada distribuição de ar no interior de câmaras frigoríficas de veículos, Pitarma (2003) desenvolveu a modelagem tridimensional do escoamento turbulento, com transmissão de calor em compartimentos frigoríficos com convecção natural e forçada. O modelo de turbulência utilizado foi o $k-\varepsilon$ *standard*. As previsões numéricas obtidas pelo método computacional foram confrontadas com os valores obtidos experimentalmente em modelo reduzido. Foram modelados diversos casos práticos com relevância no domínio da refrigeração de câmaras para o transporte rodoviário de longa distância. As simulações possibilitaram a avaliação do 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.

Foi realizado por Gaspar (2003), um estudo numérico baseado no desempenho térmico de equipamentos expositores refrigerados abertos, utilizando o código de CFD do software PHOENICS. Foram realizados ensaios experimentais preliminares que tiveram como finalidade fornecer valores para especificação das condições de contorno do modelo computacional. Para efetuar as simulações numéricas do desempenho térmico do equipamento desenvolveu-se o modelo computacional através da modelagem física e matemática dos fenômenos físicos relevantes. Com o intuito de validar o modelo teórico, foram feitos ensaios experimentais adicionais. O modelo computacional que simulou os fenômenos associados à

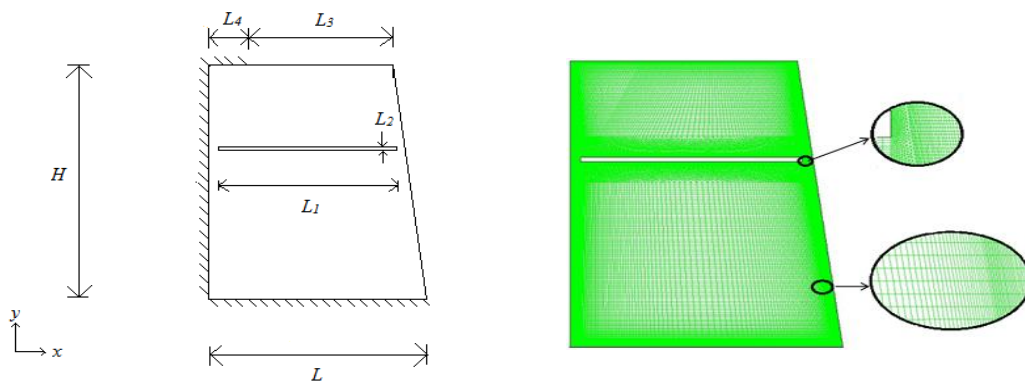
refrigeração de produtos em equipamentos refrigerados abertos foi desenvolvido e validado. Foram apresentados e discutidos os resultados numéricos correspondentes às simulações realizadas para otimizar o desempenho térmico dos equipamentos. As previsões obtidas permitem evidenciar a capacidade do modelo computacional para o desenvolvimento futuro deste equipamento.

Neste trabalho, foram desenvolvidas simulações numéricas, com intuito de avaliar a transferência de calor por convecção natural no interior de um balcão expositor refrigerado (vitrine). A geometria utilizada nas simulações é a bidimensional, o escoamento é considerado turbulento e em regime transiente, porém os resultados foram avaliados quando atingiu-se o regime permanente. As simulações foram realizadas para números de Rayleigh iguais a $1,43 \times 10^9$ e $1,70 \times 10^9$, tendo a temperatura de evaporação do fluido no evaporador de $-10 \text{ }^\circ\text{C}$ e a temperatura do ambiente externo de $25 \text{ }^\circ\text{C}$ e $35 \text{ }^\circ\text{C}$. São apresentados os resultados dos valores de Nusselt e os campos de temperatura, velocidade e linhas de corrente.

1 Descrição do problema

A geometria utilizada nas simulações é apresentada na Fig. 1. As medidas utilizadas na construção da geometria foram obtidas em um balcão expositor refrigerado da marca Conservex, onde $H = 0,68 \text{ m}$, $L = 0,54 \text{ m}$, $L_3 = 0,34 \text{ m}$ e $L_4 = 0,14 \text{ m}$, representam respectivamente, a altura e larguras inferior e superior da cavidade. Sendo L , a largura da superfície inferior, e a soma de L_3 e L_4 , representa a medida da superfície superior da cavidade interna do equipamento expositor refrigerado. As dimensões do evaporador são $L_1 = 0,44 \text{ m}$, e $L_2 = 0,01 \text{ m}$, sendo respectivamente, a largura e a espessura.

Figura 1 – Geometria utilizada: (a) Balcão expositor refrigerado e (b) Geometria discretizada



Fonte: Elaborada pelos autores.

A discretização do domínio computacional utilizada para as simulações numéricas neste trabalho é de uma malha disposta com células retangulares e triangulares, mostrada na Fig. 1 (b). Uma vez que os gradientes de velocidade e temperatura são mais intensos nas regiões das paredes em função do escoamento turbulento, é empregado um maior refinamento nestas regiões.

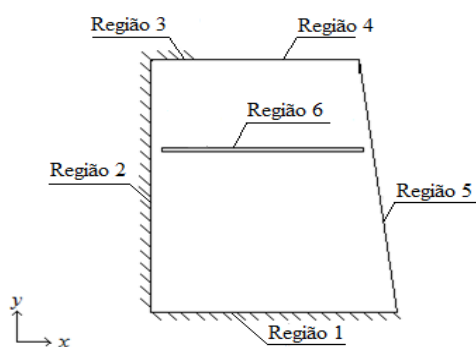
1.1 Hipóteses para o problema

No presente trabalho são consideradas as seguintes hipóteses: escoamento bidimensional em regime turbulento e transiente, incompressível e as propriedades do fluido são constantes exceto o termo de empuxo devido à aproximação de Boussinesq.

1.2. Condições de Contorno e propriedades dos materiais

Como mostra a Fig. 2, as regiões 1, 2 e 3 são paredes adiabáticas, onde o fluxo de calor é $q'' = 0 \text{ W/m}^2$. As regiões 4 e 5 são paredes de vidro onde são aplicadas as condições de contorno de convecção, em que o coeficiente de transferência de calor por convecção, h , utilizado nas simulações é $5 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$. As temperaturas (T_a) nestas regiões são as determinadas para cada caso simulado, ou seja, a temperatura ambiente. A região 6 é o evaporador e a condição de contorno imposta neste caso é de temperatura prescrita (T_e).

Figura 2 - Geometria demonstrativa para condições de contorno



Fonte: dos autores.

As propriedades termofísicas aplicadas aos sólidos nas simulações são apresentadas na Tab. 1.

Tabela 1 – Propriedade dos materiais

Propriedades dos materiais			
	ρ (kg/m ³)	k (W/m.K)	c_p (J/kg.K)
alumínio	2719	202,4	871
vidro	2800	0,7	750

Fontes: Ansys (2007) e Ghajar e Çengel (2012).

As propriedades do ar variam de acordo com as temperaturas impostas para cada caso analisado. Logo, os casos analisados são apresentados na Tab. 2.

Tabela 2 - Temperatura para os Casos analisados

Casos analisados			
	T_e (°C)	T_a (°C)	T_f (°C)
Caso I	-10	25	7,5
Caso II	-10	35	12,5

Fonte: dos autores.

Logo, as propriedades termofísicas do ar para cada caso referentes às T_f , são mostradas na Tab. 3.

Tabela 3 – Propriedades do ar

Propriedades do ar					
	ρ (kg/m ³)	k (W/mK)	c_p (J/kgK)	μ (kg/ms)	β (1/K)
Caso I	1,257	0,0242	1006	$1,766 \times 10^{-5}$	$3,565 \times 10^{-3}$
Caso II	1,235	0,0246	1006,5	$1,790 \times 10^{-5}$	$3,503 \times 10^{-3}$

Fonte: Ghajar e Çengel (2012).

2 Modelagem Matemática

As equações de governo que descrevem o escoamento de fluido com transferência de calor considerando as hipóteses simplificativas do problema são:

2.1 Conservação de Massa

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

onde \bar{u} e \bar{v} são as componentes da velocidade nas direções x e y (m/s).

2.2 Conservação da Quantidade de Movimento

A equação da conservação para o movimento na direção x é dada por:

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \left[(v + v_t) \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} \right) \right] \quad (2)$$

enquanto a equação da conservação para o movimento na direção y é definida como Eq. (3):

$$\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + g\beta(T - T_o) + \left[(v + v_t) \left(\frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} \right) \right] \quad (3)$$

onde \bar{u} e \bar{v} são as componentes da velocidade nas direções x e y (m/s), P é a pressão (N/m²), g é a aceleração gravitacional (m/s²) e o termo $g\beta(T - T_o)$ é conhecida como aproximação de Boussinesq, onde $T_o = (T_a + T_s)/2$.

2.3 Conservação da Energia

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial T}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial y} \right] \quad (4)$$

onde \bar{T} é a temperatura (°C ou K), σ_T é o número de Prandtl turbulento.

A viscosidade turbulenta é calculada como a Eq. (5):

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

As equações para a energia cinética turbulenta (representada por k) e sua taxa de dissipação (ε) são calculadas pelas equações de transporte representadas como Eq. (6) e (7):

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial k}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial k}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right] + P_k + G_k - \varepsilon \quad (6)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right] + [C_{1\varepsilon}(P_k + C_{3\varepsilon}G_k) - C_{2\varepsilon}] \frac{\varepsilon}{k} \quad (7)$$

onde P_k corresponde a geração de energia cinética turbulenta (k), devido aos gradientes de velocidade média (m²/s²), G_k é a geração de energia cinética turbulenta em consequência das flutuações das velocidades (kg/m·s³) e σ_k e σ_ε são os números de Prandtl turbulentos para k e ε .

Segundo Launder e Spalding (1994), o valor das constantes empíricas do modelo $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, C_μ , σ_k e σ_ε são respectivamente, 1,44, 1,92, 0,09, 1,0 e 1,3. A constante $C_{3\varepsilon}$ pode ser calculada como a Eq. (8):

$$c_{3\varepsilon} = \tanh\left(\frac{\bar{v}}{\bar{u}}\right) \quad (8)$$

onde \bar{u} e \bar{v} são as componentes da velocidade do escoamento.

Os termos P_k e G_k são determinados respectivamente como Eq. (9) e (10):

$$P_k = \nu_t \left[2 \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right) + 2 \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (9)$$

$$G_k = -g\beta \frac{\nu_t}{\sigma_T} \frac{\partial T}{\partial y} \quad (10)$$

Para levar em consideração os efeitos viscosos e os elevados gradientes nas proximidades das paredes é empregada a equação logarítmica representada por Eq. (11):

$$v^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) \quad (11)$$

onde κ é a constante de Von Karman, com valor igual a 0,4187 e E é a constante empírica igual a 9,793. Sendo o y^+ a distância adimensional à superfície da parede definida pela Eq. (12):

$$y^+ = \frac{\rho C_{\mu}^{\frac{1}{4}} k_P^{\frac{1}{2}} y_P}{\mu} \quad (12)$$

A geração de energia cinética, G_k , e sua taxa de dissipação, ε_P , são calculadas como Eq. (13):

$$G_k = \tau_w \frac{\tau_w}{\kappa \rho C_{\mu}^{\frac{1}{4}} k_P^{\frac{1}{2}} y_P} \quad (13)$$

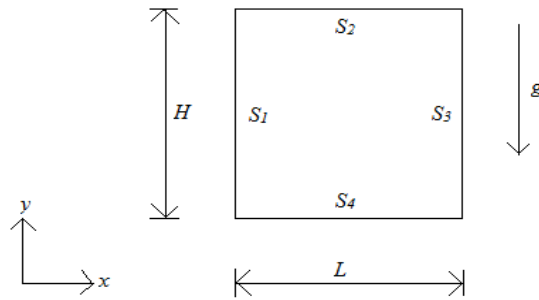
3 Modelagem Numérica

As equações de conservação foram discretizadas através do MVF. O algoritmo SIMPLEC foi utilizado para tratar o acoplamento pressão-velocidade e o esquema *Upwind* de Segunda Ordem para o tratamento dos termos advectivos. Para o escoamento turbulento, o modelo de turbulência utilizado para o caso proposto foi o *k-ε standard* e o tratamento melhorado na parede (do inglês: *Enhanced wall treatment*) para a modelagem do escoamento próximo às paredes.

4 Verificação do Modelo Numérico

A verificação do modelo numérico utilizado na análise do problema de convecção natural no interior do equipamento expositor refrigerado foi realizada estudando-se a convecção natural do ar com escoamento turbulento em uma cavidade quadrada. A Figura 3 apresenta a geometria utilizada na verificação do código computacional, onde as superfícies horizontais da cavidade, S_2 e S_4 , são adiabáticas, ou seja, isoladas termicamente e as superfícies verticais são isotérmicas, sendo a direita da cavidade, S_3 a superfície fria, T_C , e a esquerda, S_1 a superfície quente, T_H . As temperaturas empregadas para as superfícies isotérmicas foram, respectivamente, $T_H = 30$ °C e $T_C = 10$ °C.

Figura 3 – Geometria da cavidade



Fonte: dos autores.

O escoamento do fluido no interior da cavidade em estudo é considerado bidimensional, incompressível, transiente e, as propriedades termofísicas utilizadas são os valores referentes ao ar para a temperatura de filme, T_f , de 20 °C. Neste estudo a razão de aspecto utilizada é $H/L = 1$ e o número de Prandtl considerado é igual a 0,71. Com a finalidade de analisar o comportamento do escoamento para determinados valores de Rayleigh (Ra_H), obtidos pela Eq. (14):

$$Ra_H = \frac{g\beta(T_H - T_C)H^3}{\nu\alpha} \quad (14)$$

Os testes foram realizados para $Ra_H = 10^6, 10^8, 10^9$ e 10^{10} , variando de acordo com o comprimento característico da cavidade. O passo de tempo Δt utilizado nas simulações computacionais foi 0,01 s e a malha com 80×80 volumes. Os resultados obtidos na modelagem computacional para o número de Nusselt médio na cavidade, para o presente trabalho, são apresentados e comparados aos disponíveis na literatura, indicados na Tab. 4.

Tabela 4 - Nusselt médio para diferentes Rayleigh.

	$Ra_H = 10^6$	$Ra_H = 10^8$	$Ra_H = 10^9$	$Ra_H = 10^{10}$
Presente trabalho	8,91	32,34	63,41	137,78
Barakos e Mitsoulis (1994)	8,81	32,30	60,10	134,60
Henkes et al. (1991)	-	32,50	59,50	133,40

Fonte: Próprio autor

As simulações realizadas para a verificação numérica da cavidade quadrada com escoamento turbulento, quando modeladas de acordo com o caso proposto por Barakos e Mitsoulis (1994) obtiveram a diferença relativa percentual máxima de 5,5%. Devido à proximidade dos resultados encontrados nas simulações computacionais realizadas para o problema em questão com os valores que serviram de referência, estes são capazes de servir como maneira de assegurar a coerência do modelo matemático desenvolvido para o caso tratado.

5 Resultados

Para garantir que a malha utilizada nas simulações do problema proposto neste trabalho seja adequada, são realizadas simulações numéricas para três casos com diferentes refinamentos, sendo estes compostos de malhas com 120×186 , 173×268 e 208×320 volumes de controle. Os critérios adotados para definição da malha a ser utilizada, são os resultados do balanço de energia para o equipamento expositor refrigerado, ou seja, as taxas de calor que cruzam as paredes, q_{entra} , as que são absorvidas pelo evaporador, $q_{absorvido}$. Os testes foram realizados para a temperatura de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ no evaporador, a temperatura ambiente de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ e o coeficiente de transferência de calor, h , sendo $5\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, onde de acordo com os resultados obtidos para cada um dos testes a malha com 173×268 volumes apresentou a menor diferença percentual em relação aos outros casos.

As equações de conservação utilizadas para os casos em estudo foram resolvidas para o regime transiente, porém os resultados foram analisados quando o regime permanente foi atingido. As imagens mostradas nas Figs. 4, 5 e 6 ilustram os campos de temperatura, velocidade e as linhas de corrente no interior do equipamento expositor refrigerado no instante em que este atinge o regime permanente. O passo de tempo utilizado em todas as simulações foi $\Delta t = 0,009\text{ s}$.

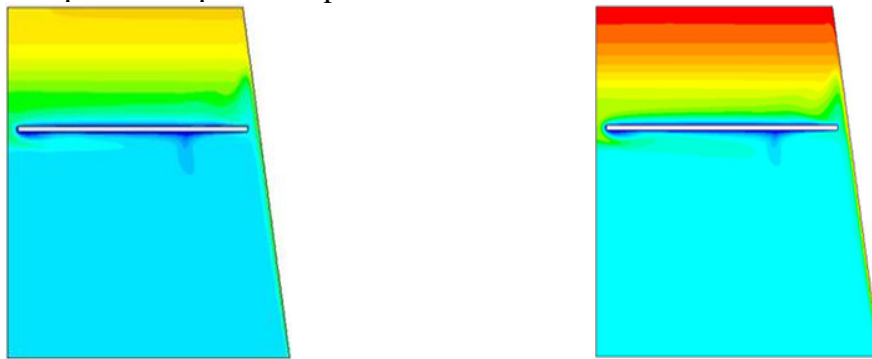
As Figuras 4 (a) e (b) apresentam os campos de temperatura para os Casos I e II. Em ambos os Casos é possível observar uma maior estratificação das camadas de temperaturas mais elevadas, na região superior do equipamento expositor refrigerado, enquanto a região abaixo do evaporador apresenta um campo de temperaturas mais uniforme e reduzido. Como já se esperava, devido ao efeito convectivo, as temperaturas mais elevadas encontram-se na região acima do evaporador, sendo de aproximadamente $11\text{ }^{\circ}\text{C}$ à $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, para o Caso I e $17\text{ }^{\circ}\text{C}$ próximo ao evaporador e $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ próximo a superfície superior do equipamento para o Caso II. Enquanto as temperaturas na região abaixo do evaporador para o Caso I e II são respectivamente, $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $2\text{ }^{\circ}\text{C}$, em que é possível perceber a influencia da elevação da temperatura ambiente no interior do equipamento.

As Figuras 5 (a) e (b) e 6 (a) e (b), representam respectivamente, os campos de velocidade e as linhas de corrente para os Casos I e II. As Figuras 6 (a) e (b) mostram que a velocidade do ar é baixa na maior parte do equipamento, no entanto as velocidades mais elevadas estão próximas às paredes à direita e à esquerda do evaporador, sendo para o Caso I de aproximadamente $0,22\text{ m/s}$ e aproximadamente $0,10\text{ m/s}$ e para o Caso II,

aproximadamente 0,24 m/s e 0,13 m/s. Isto acontece devido às forças de empuxo exercidas pelo aquecimento do ar próximo às paredes e pelo resfriamento do ar pelo evaporador. A distribuição das temperaturas no interior do equipamento é gerada por este movimento do fluido.

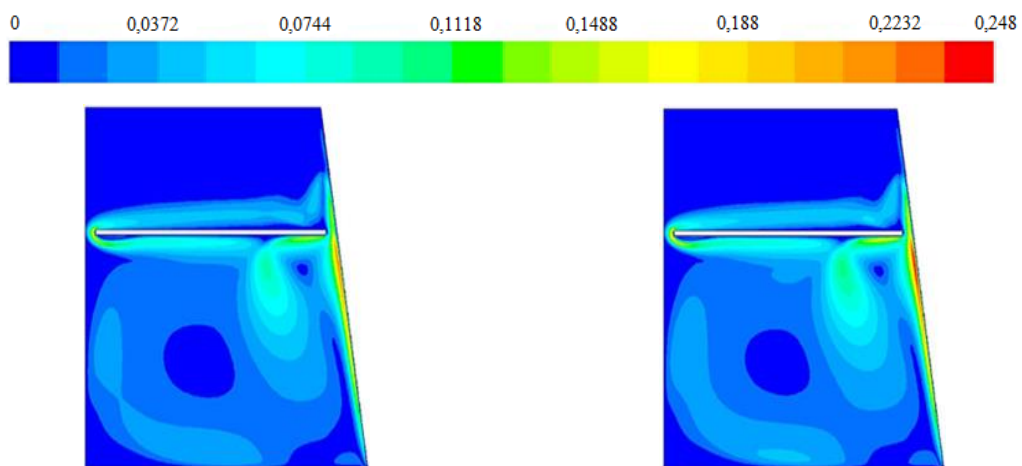
O movimento do fluido no interior do equipamento expositor refrigerado resulta na formação de recirculações do ar. Para todos os casos analisados, após atingir o regime permanente, são formados dois grandes vórtices. Esse par de vórtices é ocasionado pela pluma descendente de escoamento a baixa temperatura. Essa pluma é gerada no evaporador, mais precisamente entre a região central e a lateral direita da placa do evaporador, podendo ser observado nas Figs. 6 (a) e (b).

Figura 4 - Campo de Temperaturas para os Casos I e II: (a) Campo de Temperaturas para o Caso I e (b) Campo de Temperaturas para o Caso II



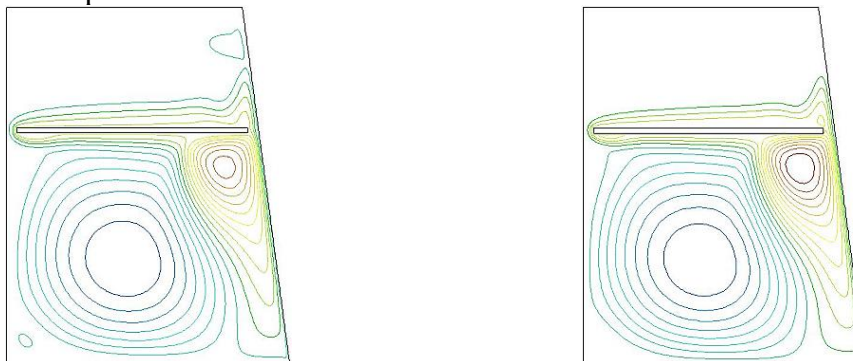
Fonte: dos autores.

Figura 5 - Campo de Velocidades para os Casos I e II: (a) Campo de Velocidades para o Caso I e (b) Campo de Velocidades para o Caso II



Fonte: dos autores.

Figura 6 - Linhas de Corrente para os Casos I e II:(a) Linhas de Corrente para o Caso I e Linhas de Corrente para o Caso II



Fonte: dos autores.

Para os casos analisados, o aumento da intensidade de circulação do fluido, que favorece da transferência de calor por convecção natural entre o evaporador e o ar, ocasiona no aumento do número de Rayleigh juntamente com o acréscimo do número de Nusselt, como pode ser visto na Tab. 5.

Tabela 5 - Valores de Nusselt para os casos simulados

Casos	ΔT	Nº de Rayleigh	Nº de Nusselt
Caso I	35 °C	$1,43 \times 10^9$	63,48
Caso II	45 °C	$1,70 \times 10^9$	64,38

Fonte: Próprio autor

6 Conclusões

Neste trabalho foi desenvolvido um estudo numérico para a simulação do escoamento do ar em regime transiente, no interior de um equipamento expositor refrigerado fechado (vitrine), no qual o processo de transferência de calor ocorreu por convecção natural com escoamento turbulento. O MVF foi empregado como procedimento numérico para a solução do problema. As propriedades termofísicas foram consideradas constantes, sendo utilizada a aproximação de Boussinesq para o cálculo da massa específica em função da temperatura do fluido. Para o tratamento do escoamento turbulento o modelo *k-ε standard* foi utilizado. Foram analisados dois casos com temperaturas ambiente diferentes, variando o número de Rayleigh.

Foram analisados os campos de temperaturas, velocidade e linhas de corrente para todos os casos, apresentando todos os mesmos comportamentos, variando apenas em relação às condições impostas a cada caso. Em função de se tratar de um processo de transferência de calor por convecção natural, os comportamentos obtidos para os campos já eram esperados,

ou seja, para todos os casos os gradientes de temperaturas provocam a variação da massa específica e os efeitos das forças de empuxo provocam a movimentação do fluido.

Os resultados obtidos para o número de Nusselt, para os casos analisados variam de acordo com o aumento da diferença de temperatura que, conseqüentemente, aumenta o valor de Rayleigh, ou seja, o aumento do número de Rayleigh aumenta a velocidade do escoamento do fluido, aumenta a troca de calor entre o evaporador e o fluido, e com isso o número de Nusselt também aumenta. O modelo numérico proposto no presente trabalho é adequado para a obtenção de recomendações teóricas sobre o comportamento fluidodinâmico e térmico de balcões refrigerados, podendo ser usado futuramente na avaliação de outros parâmetros (geométricos, diferentes fluxos no evaporador e outras condições de contorno).

Referências

ANSYS, **Guia do usuário do FLUENT**, tech. re., version 6.3.16, 2007.

BARAKOS, G., MITSOULIS, E., “Natural Convection Flow in a Square Cavity Revisited: Laminar and Turbulent Models with Wall Functions”, **International Journal for Numerical Methods in Fluids**, vol. 18, pp. 695-719,1994.

GASPAR, P. D., MIRANDA, A., PITARMA, R. A. “Optimização Numérica de Expositores Refrigerados Abertos.” **VI Congresso Ibero-Americano de Engenharia Mecânica**, Outubro, 2003.

GHAJAR, A., ÇENGEL, Y. A. **Transferência de Calor e Massa-Uma abordagem prática**.AMGH, Porto Alegre, 4ª ed.,2012.

HENKES, R. A. W. M., VANDERYLUGT, F. F., HOOGENDOORN, C. J., ”Natural convection flow in a square cavity calculated with low-Reynolds-number turbulence models”,**Int. J. Heat Mass Transfer**, vol. 34,pp.1543-1557, 1991.

LAUNDER, B. E., SPALDING, D. B. **Lectures in Mathematical Models of Turbulence**.London: Academic Press, 1972.

PITARMA, R.A., “**Modelação matemática e experimental de câmaras frigoríficas de veículos**”, Tese de Doutorado, Instituto Superior Técnico, Universidade Técnica de Lisboa, Lisboa, Abril 1998.

TIAN, Y. S., KARAYIANNIS, T. G., “Low Turbulence Natural Convection in an Air Filled Square Cavity – Part I: The Thermal and Fluid Flow Fields”, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, p. 849-866, 2000.

VIEIRA, C.B., “Simulação Computacional da Convecção Natural Turbulenta com Geração Interna de Calor em Cavidade Quadrada”, **VII Escola de Primavera de Transição e Turbulência –EPTT, 2010**, Anais EPTT 2010, São Paulo, 2010.