



CONEM 2016
CONGRESSO NACIONAL DE
ENGENHARIA MECÂNICA

21 - 25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

ESTUDO NUMÉRICO DA APLICAÇÃO DE EXAUSTORES EM UM AVIÁRIO INDUSTRIAL

CON-2016-1597

¹Pontifícia Universidade Católica do Paraná, R. Imaculada Conceição, 1155 – Prado Velho, Curitiba-PR 80215-901, Departamento de Engenharia Mecânica, PPGEM.

²École d'Ingénieurs du CESI, Avenue Michel Crépeau, 17042, La Rochelle Cedex 1 (França).

³IRISE (Institut de Recherche en Innovation et Sciences de l'Entreprise), 30 rue Cambronne 75015 Paris (França).

Resumo: Este trabalho propõe avaliar o impacto de quatro tipos de exaustores nas propriedades do escoamento de ar no interior de um aviário, submetido a ventilação do tipo túnel, localizado na cidade de Montenegro (Rio Grande do Sul). Foram considerados quatro casos alterando o diâmetro e a vazão volumétrica dos exaustores Munters® com 1hp de potência. Para a modelagem do escoamento turbulento foi utilizado o modelo k-ε padrão. Para cada caso estudado foi feita uma análise, a priori, de independência da malha a partir de três malhas não-estruturadas com elementos tetraédricos e prismáticos verificando a qualidade dos elementos pela razão de aspecto e do parâmetro adimensional y^+ . A verificação das malhas foi feita comparando perfis de velocidade e temperatura, além do comparativo entre valores médios da diferença de temperatura entre a entrada e a saída, velocidade na saída e perda de carga do escoamento. Linhas de corrente e campos vetoriais de velocidades mostraram que o exaustor com menor vazão volumétrica (ED24) apresenta mais zonas com baixa circulação de ar. Isotermas no nível dos frangos, 0,25 m a partir do piso, indicaram que o caso com maior vazão volumétrica (EM50) mantém o aviário com temperaturas menores ao longo de todo o seu comprimento. Resultados mostram que a aplicação do exaustor ED24 apresentou a maior perda de carga, $\Delta P = 7,6$ Pa, com a maior diferença de temperatura entre a entrada e a saída do domínio, $\Delta T_0 = 1,8$ °C. Assim, pode-se concluir que a aplicação do exaustor EM50 é a melhor abordagem para manter o conforto térmico das aves naquele aviário.

Palavras-chave: Aviário, Escoamento turbulento, Exaustores, Ambientes, Convecção Mista

1. INTRODUÇÃO

Segundo o *Agricultural Outlook 2015-2024* (OECD-FAO, 2015) o tipo de carne mais consumida nos próximos cinco anos será a carne de frango visto que esta é uma das fontes de proteína mais barata e acessível no mundo. Além disso, a carne de frango agride menos o meio ambiente quando comparada com outros tipos de carne (EWG, 2011) e a água necessária para a produção de carne de frango é menor que a utilizada para outros animais de abate (Gerbens-Leenes *et al.*, 2013).

Do ponto de vista econômico da agroindústria mundial, o Brasil é o maior exportador e o terceiro maior produtor de carne de frango (UBABEF, 2014), tendo produção menor que os Estados Unidos e a China. Logo, o Brasil precisa investir recursos e desenvolver tecnologicamente a sua avicultura para tronar-se uma referência global. Os principais objetivos de pesquisas com frangos de corte são: reduzir a idade do abate e perdas na produção; e aumentar a massa média das aves, a conversão alimentar e a densidade das aves.

Um bom sistema de ventilação deve garantir o conforto térmico dos frangos de corte (influenciado por parâmetros como a temperatura, umidade e velocidade do ar) e remover os gases tóxicos proveniente do ciclo de vida destas aves (COBB®, 2012). Nem sempre a ventilação natural é capaz de suprir estas necessidades e mudanças climáticas exigem um melhor controle do microclima no interior dos aviários (Tinôco, 2001).

Análises por meio da Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC) aplicada em ambientes agrícolas, tais como aviários industriais, têm crescido nos últimos anos (Rong *et al.*, 2016). Estas análises são úteis na predição de escoamento em ambientes e devem ser usadas como complemento de modelos experimentais. Assim, modelos numéricos validados

podem ser usados no sentido de reduzir os modelos experimentais que, por sua vez, são mais dispendiosos e envolvem mais recursos. Assim, observa-se o surgimento de diversos estudos da literatura (Norton *et al.*, 2007) mostrando a validade da análise numérica em aviários industriais, alguns dos quais serão apresentados na sequência.

Blanes-Vidal *et al.* (2008) estudaram o escoamento de ar no interior de um aviário comercial espanhol comparando a velocidade medida experimentalmente em determinados pontos no interior do ambiente com previsões numéricas. Os autores utilizaram diferentes malhas numéricas no espaço tridimensional sendo elas não estruturadas na ordem de 2×10^5 nós. A modelagem da turbulência foi feita com o modelo $k-\varepsilon$ padrão utilizando o código comercial Fluent® 6.0. Os resultados daqueles autores indicaram um erro relativo inferior 10% para a maior parte dos pontos, ou seja, observou-se uma boa aproximação numérica dos dados experimentais.

Seo *et al.* (2009) analisaram quantitativamente e qualitativamente um aviário industrial submetido a ventilação natural durante o inverno na Coreia do Sul. Os autores utilizaram o software Fluent® 6.2 para construir malhas tridimensionais na ordem de 8×10^5 elementos e escolheram o modelo turbulento $k-\varepsilon$ padrão. Dentre as diversas configurações propostas pelos autores, aquela com um difusor abaixo da chaminé no teto do aviário foi a que apresentou a melhor condição para misturar o ar quente e frio, melhorando o conforto térmico das aves no interior daquele ambiente.

Saraz (2010) investigou a concentração de amônia em um aviário industrial brasileiro observando a precisão da simulação numérica em prever a presença deste contaminante do interior do ambiente. Saraz *et al.* (2012) elaboraram um estado da arte da aplicação de técnicas da DFC em aviários industriais na qual os autores notaram que ainda é reduzido o número de estudos nesta área e que a maioria dos estudos aplica o modelo turbulento $k-\varepsilon$ padrão e malhas tetraédricas.

Mostafa *et al.* (2012) investigaram o conforto térmico de frangos de corte utilizando a DFC para analisar quatro sistemas de ventilação para prevenir correntes frias de ar durante o inverno. Os autores apresentaram a distribuição de temperatura e concentração de amônia na ventilação de transição, ou seja, com os exaustores ligados e desligados. Naturalmente, a temperatura do ar e a concentração de amônia aumentaram quando o sistema de ventilação era desligado.

Bustamante *et al.* (2013) estudaram um aviário com ventilação mecânica transversal, comparando a velocidade em alguns pontos no interior do ambiente. Os autores mostraram que as previsões numéricas apresentaram um erro relativo inferior a 7% em relação aos dados experimentais.

Fawaz *et al.* (2014) investigaram o desempenho de um sistema de aquecimento por meio de um coletor solar e o sistema de ventilação em poedeiras usando o código comercial Ansys® CFX versão 14.0. Os autores fizeram simulações de malhas com número de elementos na ordem de 10^6 e utilizaram o modelo turbulento $k-\varepsilon$ padrão. Eles mostraram que o sistema proposto pode gerar uma economia de até 74% de energia elétrica, porém o sistema fornece somente 84% da necessidade de carga térmica necessária e o retorno do investimento é de 4 anos.

Neste contexto, através da revisão bibliográfica apresentada nota-se que as técnicas de DFC são uma boa aproximação para o escoamento de ar no interior de aviários industriais. Portanto, o principal objetivo deste trabalho é realizar um estudo numérico, utilizando o software comercial Ansys® CFX versão 14.5 para estudar quatro situações de um aviário industrial, submetido a ventilação mecânica do tipo túnel, durante o verão na região sul do Brasil, comparando isotermas, perfis de velocidade e temperatura na zona de ocupação das aves.

2. MODELO MATEMÁTICO

O domínio computacional empregado neste estudo encontra-se na Fig. 1 que representa apenas a metade do aviário, uma vez que se optou pela condição de simetria no plano XY. Este aviário está localizado na cidade de Montenegro (Rio Grande do Sul - Brasil) e emprega um sistema de ventilação mecânica conhecido como tipo túnel no qual o ar é retirado do ambiente pela ação de seis exaustores numa extremidade e duas entradas com painéis evaporativos na outra.

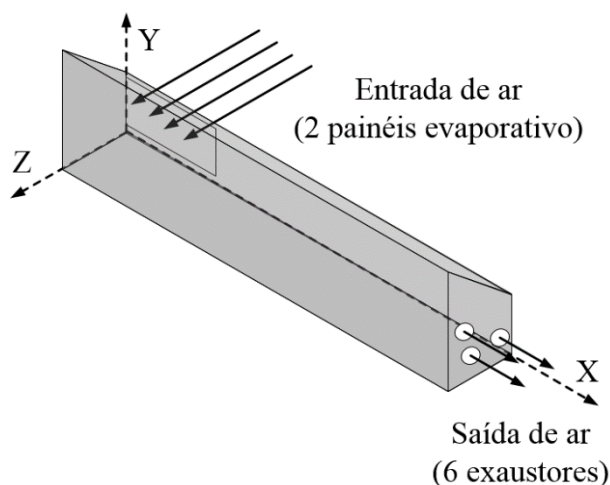


Figura 1. Representação da ventilação do tipo túnel do aviário da cidade de Montenegro.

As hipóteses simplificadoras do modelo deste estudo são:

- i. Regime permanente;
- ii. Fluido: ar como gás ideal;
- iii. Pressão de referência: 1 atm;
- iv. Fluido incompressível com massa específica de $1,2 \text{ kgm}^{-3}$;
- v. Fontes de geração de calor, principalmente pela atividade dos frangos, são negligenciadas;
- vi. Paredes isotérmicas e lisas.

Portanto, as equações da continuidade, de Navier-Stokes e da energia (aplicadas a um volume diferencial e com notação indicial para sistema cartesiano) são, respectivamente:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0, \quad (1)$$

$$U_j \frac{\partial (U_i)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_i} \left[P + \frac{2}{3} \rho k \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + F_i, \quad (2)$$

$$\frac{\partial (U_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\tau_{T,eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right), \quad (3)$$

onde os subíndices i e j representam as componentes dos vetores nas três componentes cartesianas (X , Y e Z), U_i e U_j são componentes do vetor velocidade (ms^{-1}), ρ é a massa específica do fluido (kgm^{-3}), P é a pressão (Pa), F_i são as forças de campo (N), T é a temperatura (K), ν_{eff} é a viscosidade cinemática efetiva (m^2s^{-1}) definida por:

$$\nu_{eff} = \nu + \nu_t, \quad (4)$$

na qual ν é a viscosidade cinemática do fluido (m^2s^{-1}) e ν_t é a viscosidade cinemática turbulenta (m^2s^{-1}). Na Eq. (3) $\tau_{T,eff}$ é o coeficiente de difusão turbulento (m^2s^{-1}) dado por:

$$\tau_{T,eff} = \nu + \frac{\nu_t}{Pr_t}, \quad (5)$$

sendo Pr_t o número de Prandtl turbulento.

Para modelar o tensor de Reynolds das equações de Navier-Stokes (Eq. (2)) foi decidido utilizar o modelo k - ε padrão, proposto por Launder e Spalding (1974), que a partir de transformações daquelas equações chega-se a:

$$U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) - \varepsilon, \quad (6)$$

$$U_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + c_1 \nu_t \frac{\varepsilon}{k} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) - c_2 \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (7)$$

onde as constantes empíricas são: $c_1 = 1,42$, $c_2 = 1,92$, $\sigma_k = 1$ e $\sigma_\varepsilon = 1,22$. Os parâmetros turbulentos são k , energia cinética turbulenta (m^2s^{-2}), e ε , dissipação da energia cinética (m^2s^{-3}).

Finalmente, o modelo k - ε padrão calcula a viscosidade cinemática turbulenta, ν_t , do seguinte modo:

$$\nu_t = c_\mu k^2 \varepsilon^{-1}, \quad (8)$$

na qual c_μ é outra constante empírica cujo valor é $c_\mu = 0,09$.

2.1. Condições de Contorno

Uma representação simplificada do domínio escolhido do aviário de Montenegro é apresentada na Fig. 2a na qual os valores das medidas indicadas são: $L = 80 \text{ m}$, $W = 12 \text{ m}$, $H = 2,7 \text{ m}$ e $H_{max} = 5,4 \text{ m}$. O diâmetro dos exaustores, D (Fig. 2c) varia conforme descrito na Tab. 1 definindo os quatro casos estudados.

Tabela 1. Vazão volumétrica e dimensão dos exaustores Munters®.

Código Munters®	D (m)	Vazão volumétrica nominal (m^3h^{-1})
EM50	1,270	35.300
EM36	0,915	19.880
EM30	0,760	13.500
ED24	0,600	10.600

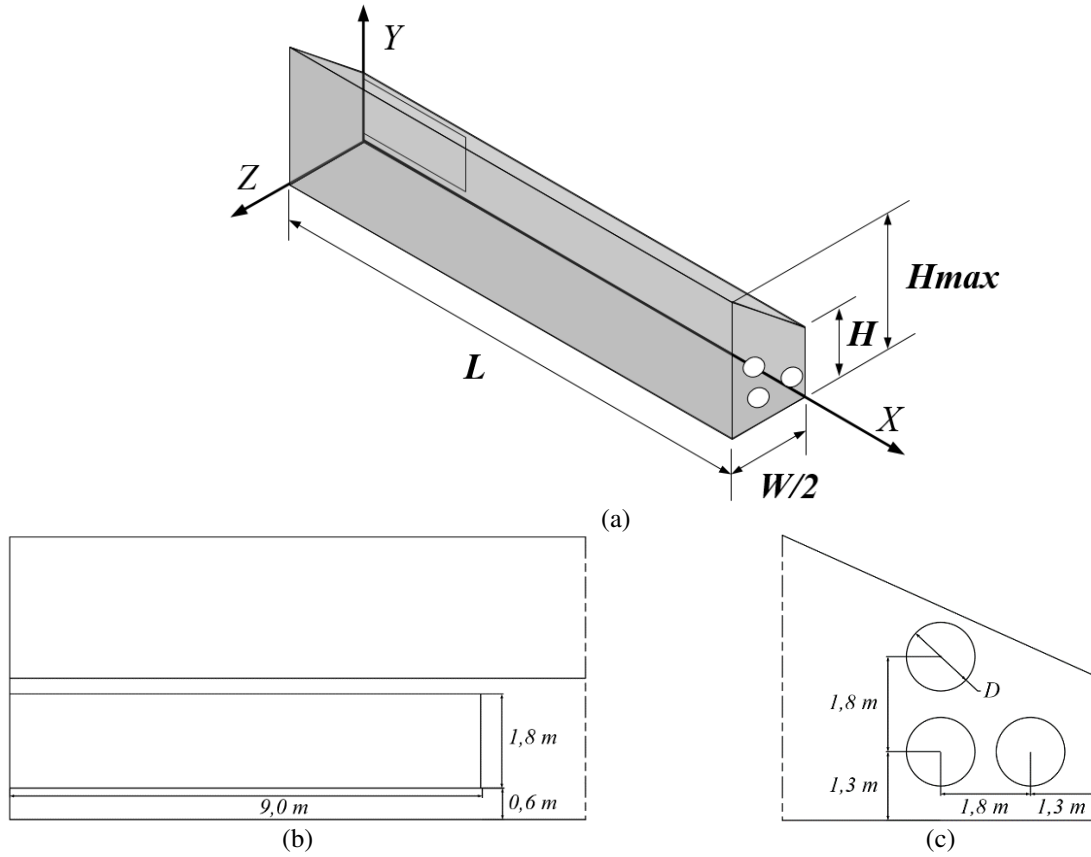


Figura 2. Dimensões (a) da metade do domínio, (b) da região da entrada e (c) da região dos exaustores.

A condição de contorno na entrada é especificada com uma temperatura de 22°C (temperatura ideal para um frango de 28 dias, segundo Cobb® (2012)) e uma intensidade turbulento de 5% que fornece uma energia turbulento na ordem de $1.3 \times 10^{-2} \text{ m}^2 \text{ s}^{-2}$ e dissipação da energia cinética de $7.9 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \text{ s}^{-3}$. A velocidade na entrada, W_0 , depende da diferença de pressão entre a entrada e saída do domínio, ΔP , enquanto que as velocidades nas outras direções são nulas, i.e., $U = V = 0 \text{ ms}^{-1}$. Assim, o cálculo da velocidade na entrada, para cada exaustor da Tab. 1, foi calculado a partir das curvas de perda de carga dos exaustores Munters® cuja interpolação polinomial fornece as seguintes relações:

$$Q_{EM50} = -2,5 \times 10^{-3} \Delta P^2 - 1,32 \times 10^{-1} \Delta P + 35,782, \quad (9)$$

$$Q_{EM36} = -10^{-3} \Delta P^2 - 6,51 \times 10^{-2} \Delta P + 19,792, \quad (10)$$

$$Q_{EM30} = -6 \times 10^{-4} \Delta P^2 - 5,92 \times 10^{-2} \Delta P + 13,583, \quad (11)$$

$$Q_{ED24} = -6 \times 10^{-7} \Delta P^4 - 10^{-4} \Delta P^3 - 4,5 \times 10^{-3} \Delta P^2 - 1,108 \times 10^{-1} \Delta P + 10,792, \quad (12)$$

onde Q é a vazão volumétrica ($1.000 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$) e ΔP é a perda de carga do escoamento (Pa). Logo, a velocidade na entrada, W_0 , pode ser calculada a partir da conservação da massa no domínio:

$$W_0 = \left(\frac{Q}{1.000} \right) A_0^{-1}, \quad (13)$$

sendo A_0 a área da entrada ($16,2 \text{ m}^2$ para todos os casos, conforme ilustrado na Fig. 2b). Considerando a vazão nominal do exaustor EM50, pode-se calcular o número de Reynolds da entrada que permanece na ordem de $2,2 \times 10^5$.

Na saída do domínio, região definida pelos exaustores, foi considerado pressão relativa nula, i.e., condição de pressão atmosférica. As regiões de parede do domínio foram especificadas como lisas e condição de não-deslizamento com velocidade nula, ou seja, $U = V = W = 0 \text{ ms}^{-1}$. Ainda, as paredes foram modeladas como isotérmicas, condição de Dirichlet, com os seguintes valores de temperatura: $T(Y = 0) = T(0 \leq Z \leq W/2 \text{ e } H \leq Y \leq H_{\max}) = 25^\circ \text{C}$, uma vez que o teto é isolado e temperatura do piso não deve ser muito elevada, e $T(X = 0) = T(X = L) = T(Z = 0) = 30^\circ \text{C}$, já que a temperatura nas paredes não deve ultrapassar a máxima temperatura no verão. Por fim, na região $Z = W/2$ da Fig. 2a é considerado uma condição de contorno de simetria, de modo que não seja necessário fazer a simulação de todo aviário.

2.2. Malha

A implementação das condições de contorno em escoamentos turbulentos se inicia pela avaliação do parâmetro adimensional y^+ (Fox *et al.*, 2011), definido como:

$$y^+ = \frac{y_n}{\nu} \sqrt{\frac{\tau_p}{\rho}}, \quad (14)$$

onde y_n é a distância normal entre a parede e o primeiro nó da malha (m) e τ_p é a tensão cisalhante na parede (Pa). Valores de y^+ na faixa entre 30 e 300 são aceitáveis para o modelo turbulento $k-\varepsilon$ padrão (Rong *et al.*, 2016).

Neste estudo foi utilizado o gerador de malha do Ansys® CFX, o ICEM® CFD, para construir malhas não estruturadas composta por elementos tetraédricos e prismáticos cujos números totais de elementos são descritos na Tab. 2. O máximo valor de y^+ observado foi 150, enquanto o maior valor médio foi 50, valores aceitáveis para o modelo turbulento $k-\varepsilon$ padrão.

A qualidade da malha também pode ser avaliada pela razão de aspecto, sendo 1 um elemento de excelente qualidade e 0 um elemento degenerado (Ansys® CFX, 2012). Para elementos tetraédricos a razão de aspecto 1 indica que o elemento é formado apenas por triângulos equiláteros, ideal para convergência. Todos os elementos das malhas apresentadas na Tab. 2 possuem razão de aspecto acima de 0,2, sendo que mais de 80% dos elementos encontram-se acima de 0,8, o que foi considerado uma boa qualidade de malha.

Tabela 2. Número de elementos das malhas.

Caso	Tipo de malha		
	Grosseira	Intermediária	Refinada
EM50	102.848	761.629	5.879.906
EM36	117.039	966.430	7.646.347
EM30	109.588	527.682	3.824.712
ED24	115.912	567.672	3.931.368

A malha refinada para o caso EM50 da Tab. 2 é apresentado na Fig. 3 em planos YZ e XY nas posições $X = 42$ m e $Z = 6$ m, respectivamente. Todas as malhas deste trabalho são semelhantes, com camadas composta por elementos prismáticos próximo às paredes, de modo a considerar o efeito da camada limite, e elementos tetraédricos no interior do domínio. Em todos os casos, há um refino nas regiões de maior gradiente (entrada e saída do domínio) e foi observado que os elementos com pior qualidade se encontram na transição entre os elementos prismáticos e tetraédricos, sendo que foi considerado que a altura do prisma da última camada deve ser próxima à altura do tetraedro seguinte (continuidade da malha).

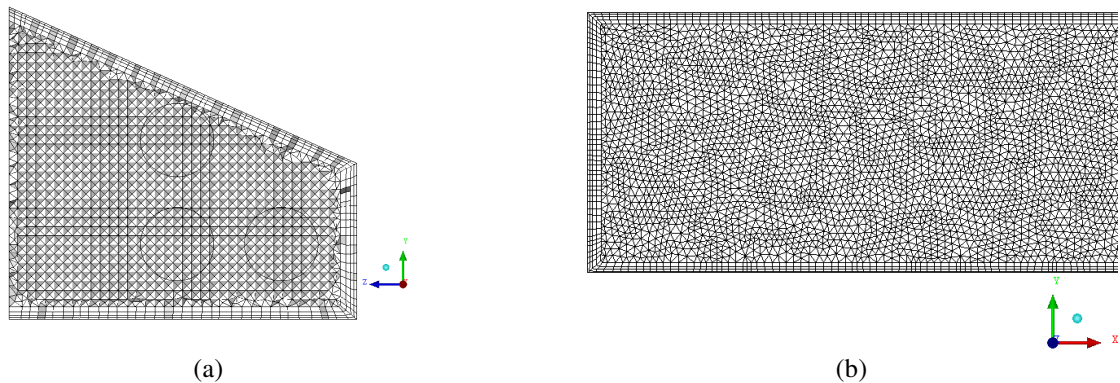


Figura 3. Detalhes da malha refinada para o caso do exaustor EM50 nos planos (a) $X = 42$ m e (b) $Z = 6$ m.

O critério de convergência utilizado foi o Erro Médio Quadrático (RMS), de modo que para a equação da conservação da energia a convergência foi $\text{RMS} \leq 10^{-5}$ enquanto para as outras equações o critério foi $\text{RMS} \leq 10^{-6}$. Em algumas simulações, foi necessário utilizar fatores de relaxação das equações, o *autotimescale* (Ansys® CFX, 2012), de 0,1 para a equação da energia, 0,01 para as equações de turbulência e 0,05 para as equações de conservação da massa e da quantidade de movimento. O método de interpolação dos termos convectivos foi o *High Resolution* (Barth e Jespersen, 1989), método de interpolação de segunda ordem.

Além disso, para a equação da conservação de energia foi considerado o modelo *Thermal Energy* que é apropriado para escoamento com baixas velocidades, como em aviários, na qual a velocidade do ar não deve ser superior a 3 m s^{-1} .

Considerou-se o efeito do empuxo com a gravidade a nível do mar ($g_y = 9.81 \text{ ms}^{-2}$) uma vez que a cidade de Montenegro (Brasil) se encontra em uma altitude de 34 m.

3. RESULTADOS

Todas as simulações foram feitas utilizando processamento paralelo, a fim de economizar tempo computacional, e o resultado da malha grosseira foi utilizado como condição inicial para a malha intermediária a qual foi considerada como condição inicial para a malha refinada. Foram selecionadas duas linhas para análise de perfis de velocidade e temperatura, uma horizontal ao longo do domínio na altura dos frangos ($Y = 0,25 \text{ m}$) e outra vertical próximo a metade do comprimento ($X = 42 \text{ m}$), ambas no plano de simetria ($Z = 6 \text{ m}$), como mostra a Fig. 4.

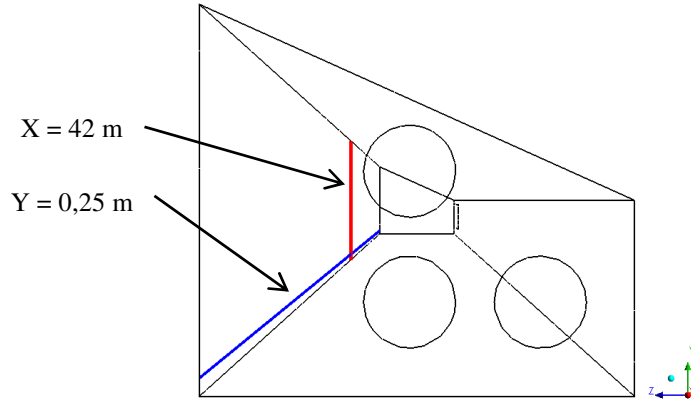


Figura 4. Linhas de extração dos dados no plano de simetria.

O número de Reynolds, medida da razão entre forças inerciais e forças viscosas, é definido por (Fox *et al.*, 2011):

$$Re_x = \frac{ux}{\nu}, \quad (15)$$

onde u é a velocidade média (ms^{-1}) e x é uma dimensão característica (m). Neste estudo, a viscosidade cinemática é considerada igual a $\nu = 1,54 \times 10^{-5}$ para o ar à pressão atmosférica e 25°C (Incropera *et al.*, 2008).

Na Tab. 3 é apresentado a velocidade média na entrada do domínio e seu respectivo número de Reynolds baseado na altura da entrada, assim como a velocidade média na saída do domínio (exaustores) e o número de Reynolds baseado no diâmetro de cada exaustor. Além disso, é apresentada a temperatura média nos exaustores bem como a variação da temperatura entre a entrada e saída do domínio (ΔT_0) e a perda de carga do escoamento e sua respectiva vazão.

Observa-se que a variação da temperatura entre a entrada e saída aumenta na medida em que se diminui a velocidade do ar na entrada. Visto que uma variação superior a 1°C pode afetar o conforto térmico das aves (Cobb®, 2012), somente o exaustor EM50 apresentou uma condição satisfatória neste quesito. A maior queda de pressão acontece no caso do exaustor ED24, cerca de 7,6 Pa, e a menor no caso do exaustor EM50, cerca de 4,8 Pa, aproximadamente 60% menor.

Tabela 3. Velocidade média na entrada e saída, variação de temperatura no domínio, perda de carga do escoamento e vazão volumétrica no exaustor.

Caso	Entrada		Saída			ΔT_0 [$^\circ\text{C}$]	Δp [Pa]	Q [$\times 10^3 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$]
	W [ms^{-1}]	Re_l [$\times 10^5$]	U [ms^{-1}]	Re_D [$\times 10^5$]	T [$^\circ\text{C}$]			
EM50	0,585	68,4	2,64	217,7	22,8	0,8	4,79	35,10
EM36	0,323	37,8	2,99	177,7	23,2	1,2	5,76	19,38
EM30	0,221	25,8	3,12	154,0	23,6	1,6	6,18	13,19
ED24	0,171	19,8	3,37	131,3	23,8	1,8	7,63	10,17

Alguns parâmetros térmicos adimensionais são apresentados na Tab. 4. Contudo, é preciso entender que os dados descritos naquela tabela se baseiam em valores médios no domínio computacional, sendo que U é a velocidade média do domínio na direção X e o número de Reynolds Re_L é calculado com a velocidade média, como explicitado neste parágrafo, e com a dimensão característica como sendo o comprimento do aviário ($L = 80 \text{ m}$).

O número de Grashof, medida da razão entre forças de empuxo e forças viscosas, é definido por (Incropera *et al.*, 2008):

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_S - T_\infty)L^3}{\nu^2}, \quad (16)$$

sendo T_s a temperatura da superfície (neste estudo a superfície é o piso que está a 25°C), T_∞ é a temperatura média no domínio (fornecido na Tab. 3), g é a aceleração da gravidade (9,81 ms⁻²) e β é o coeficiente de expansão térmica (para um gás ideal $\beta = T^{-1}$, assim o coeficiente de expansão térmica será cerca de 0,003 K⁻¹ para uma temperatura de 25°C).

A Tab. 4 mostra que o parâmetro Gr_L/Re_L^2 é muito inferior a unidade em todos os casos. Isto significa que, apesar do escoamento neste aviário ser do tipo convecção mista (natural e forçada), os efeitos da convecção natural podem ser desprezados (Incropera *et al.*, 2008), o que é perfeitamente natural dada as dimensões do domínio e a pequena variação de temperatura (inferior a 2°C). Possivelmente a convecção natural seria mais relevante caso fosse considerada a carga térmica das aves e outras fontes de carga térmica, tais como os aquecedores.

Tabela 4. Velocidade média e parâmetros adimensionais no domínio.

Caso	U [ms ⁻¹]	T_∞ [°C]	Re_L [×10 ⁶]	Gr_L [×10 ¹⁴]	Gr_L/Re_L^2 [×10 ⁻³]
EM50	0,415	22,6	2,156	1,693	4
EM36	0,266	22,8	1,382	1,567	8
EM30	0,191	22,9	0,992	1,496	15
ED24	0,156	23,1	0,810	1,330	20

Para cada caso foi feito um estudo de independência da malha comparando os perfis de velocidade e a temperatura nas linhas apresentadas na Fig. 4. Na Fig. 5 ilustra-se os perfis de velocidade para o caso do exaustor EM50 que mostram que as malhas intermediária e refinada apresentam resultados próximos, enquanto a malha grosseira tem um desvio maior. O mesmo comportamento é observado nos perfis de temperatura, porém não são apresentados aqui. Como todos os casos seguiram o mesmo padrão, as malhas foram verificadas e o resultado da malha intermediária foi utilizado para fazer o comparativo entre os casos.

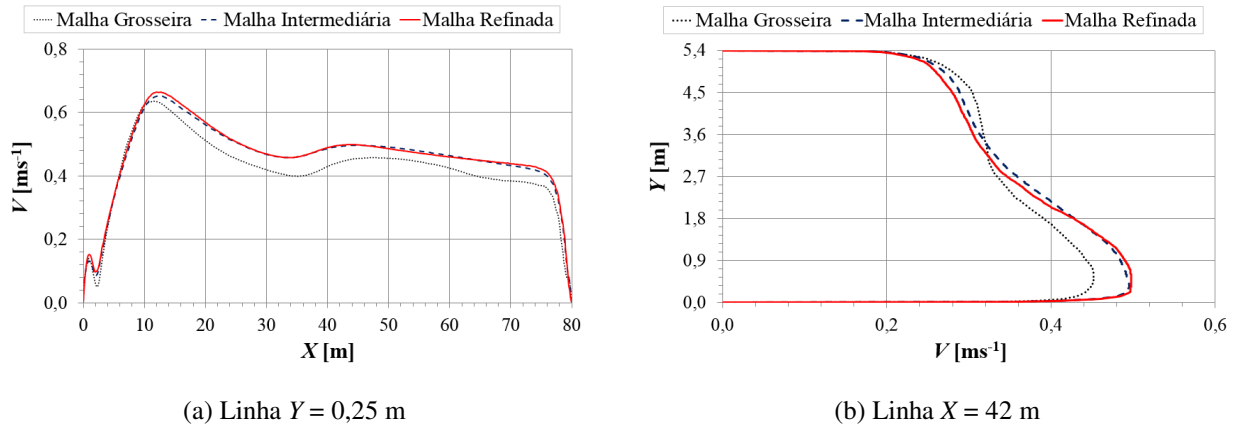


Figura 5. Perfis de Velocidade média para o estudo de independência da malha (exaustor EM50).

O comparativo entre perfis de velocidade, referente aos casos deste estudo, para as linhas horizontal e vertical selecionadas são apresentados nas Figs. 6a e 6b, respectivamente. Em todos os casos o princípio da camada limite é respeitado porque a velocidade se aproxima de zero nas regiões de parede. Observou-se que ao longo do comprimento do aviário a velocidade atinge um valor máximo logo após a entrada ($X \approx 11$ m) e ela decai na medida em que se aproxima da região dos exaustores ($X = 80$ m) por causa da perda de carga do escoamento no aviário. Ao longo da altura, linha vertical, nota-se que a velocidade atinge um valor máximo na zona de ocupação dos frangos de corte ($Y \approx 0,25$ m) e decresce na direção do teto, perfil que se mantém ao longo de todo aviário.

Notou-se que o exaustor EM50 é capaz de manter maiores valores de velocidade no plano simétrico, conforme pode ser visto na Fig. 6a, sendo que a velocidade média na zona de ocupação dos frangos é cerca de 2,5 vezes maior que o exaustor EM36. Para os exaustores EM30 e ED24 não foi observado grande diferença e as velocidades médias ao longo do aviário são muito próximas. De acordo com ASHARE® (2011) a velocidade na zona de ocupação de aviários industriais pode ser de até 3 ms⁻¹ durante a ventilação máxima de verão, nota-se que as velocidades obtidas em todos os casos deste estudo ficaram abaixo deste valor.

Além da velocidade, como trata-se de um escoamento com convecção mista, é preciso avaliar os perfis de temperatura, conforme é apresentado nas Figs. 6c e 6d referente às linhas horizontal e vertical, respectivamente. Ao longo do comprimento do aviário, foi observado que a temperatura média antes da entrada de ar ($X \leq 9$ m) manteve-se como a temperatura da entrada de ar, 22 °C. Após a entrada, a temperatura cresce na direção dos exaustores, sendo que a maior variação observada foi para o exaustor ED24, aproximadamente 1,8 °C. Uma variação acima de 1°C prejudica o conforto

térmico das aves (COBB®, 2012), podendo causar estresse e perdas na produção. Portanto, o único exaustor que garante temperaturas adequadas ao longo do aviário é o EM50.

Campos de velocidade e temperatura na zona de ocupação dos frangos podem ser vistos nas Figs. 7 e 8, respectivamente. Repare que o exaustor EM50 mantém uma velocidade média de aproximadamente 0.5 ms^{-1} ao longo de todo o domínio e que quase não há zonas sem recirculação de ar (Fig. 7a), já para o exaustor ED24 há uma região sem circulação de ar considerável próximo à entrada de ar (Fig. 7d). Em relação as isotermas (Fig. 8) é possível observar que em todos os casos a região com maiores temperaturas encontra-se próximo aos exaustores.

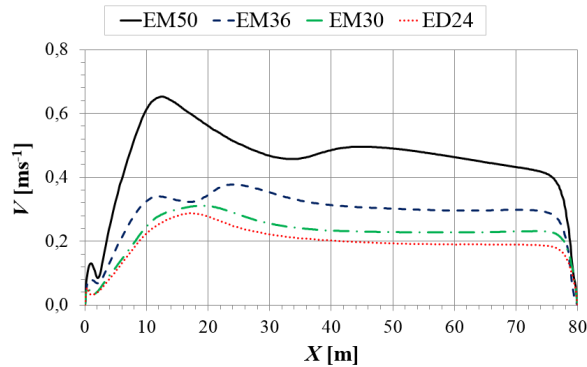
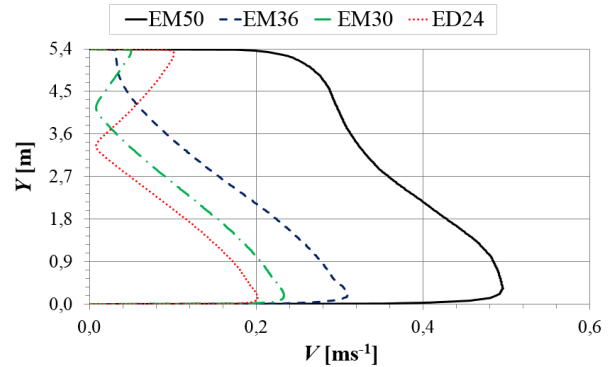
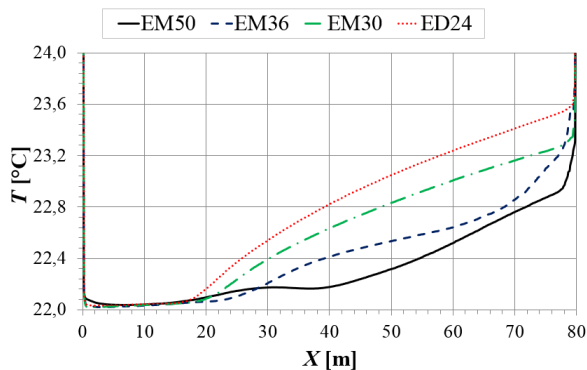
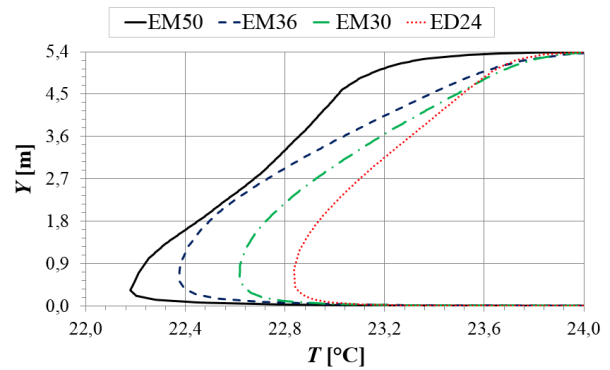
(a) Linha $Y=0.25\text{m}$ (b) Linha $X=42\text{m}$ (c) Linha $y=0.25\text{m}$ (d) Linha $x=42\text{m}$

Figura 6. Comparativo perfis de velocidade e temperatura.

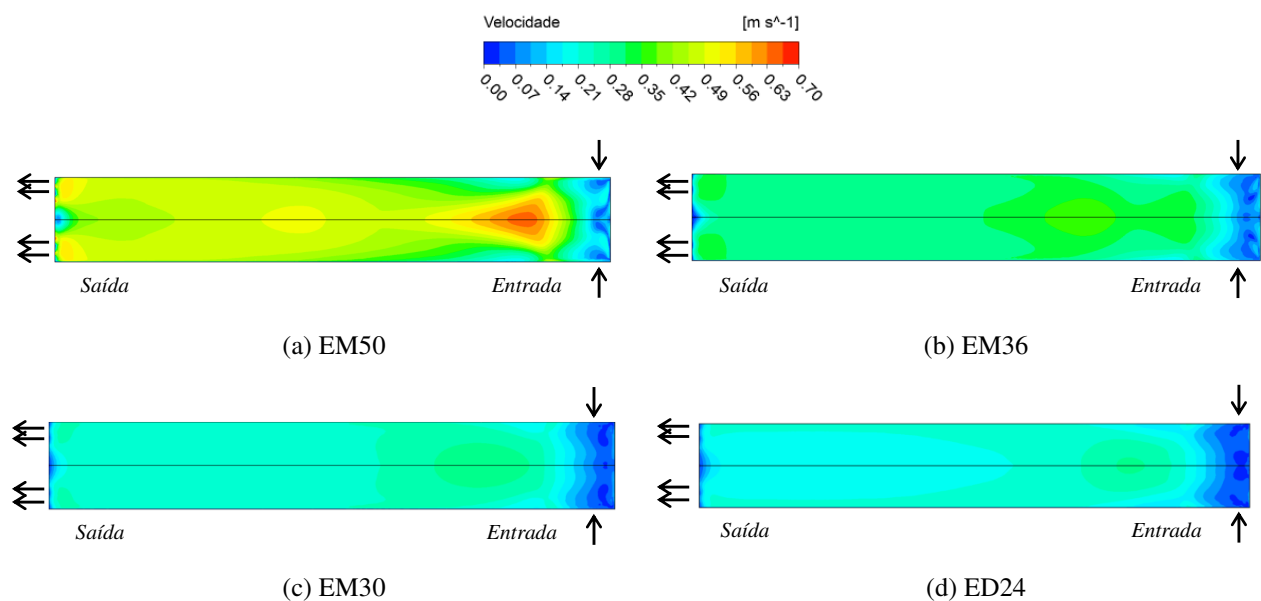


Figura 7. Isocurvas de velocidade no plano $Y = 0,25 \text{ m}$.

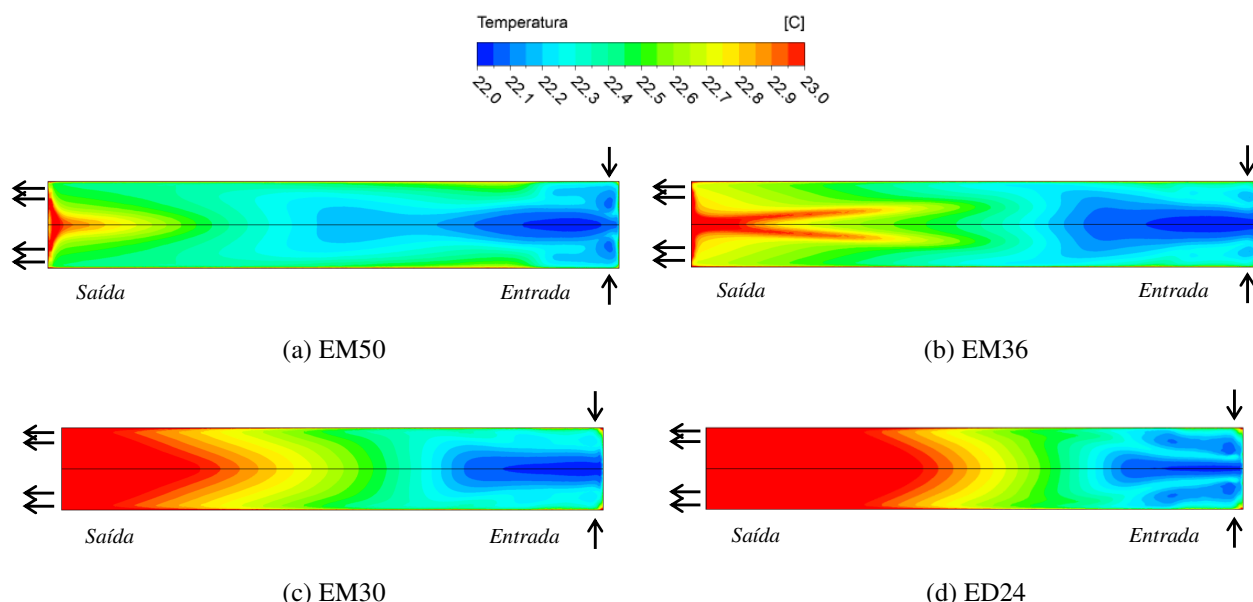


Figura 8. Isotermas no plano $Y = 0,25$ m.

4. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi apresentado um estudo numérico, por meio do Ansys® CFX versão 14.5, do escoamento de ar em um aviário localizado na cidade de Montenegro (Rio Grande do Sul - Brasil) durante o verão. O fluido utilizado foi o ar modelado como gás ideal e o modelo turbulento $k-\epsilon$ padrão foi empregado para prever o escoamento ao longo do aviário, que utiliza um sistema de ventilação do tipo túnel.

O emprego de quatro exaustores Munters® foram estudados: EM50 (1,27 m de diâmetro e vazão nominal de $35.300 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$), EM36 (0,915 m e $19.880 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$), EM30 (0,76 m e $13.500 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$) e ED24 (0,6 m e $10.600 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$). Para condições de contorno, optou-se por inserir uma velocidade na entrada em função da perda de carga do escoamento.

Foi visto que o número de Reynolds calculado no domínio pode ser da ordem de 10^6 . Diferente de uma tubulação, escoamento interno em grandes ambientes não possuem um número de Reynolds bem definido para a transição laminar-turbulento. No entanto, pode-se afirmar que existem regiões no domínio em que ocorre turbulência, especialmente próximo às saídas e entradas de ar, o que justifica sua modelagem.

Outro parâmetro adimensional apresentado foi o número de Grashof que neste problema permaneceu na ordem de 10^{14} , ou seja, as forças de empuxo têm mais importância que as forças viscosas neste tipo de escoamento. Visto que razão entre o número de Grashof e o quadrado do número de Reynolds ficou na ordem de 10^{-3} , é possível afirmar que a convecção natural pode ser negligenciada, i.e., talvez uma análise isotérmica neste caso seja mais apropriada.

Através dos resultados foi possível notar que a maior perda de carga aconteceu quando se aplicou o exaustor ED24. Além disto, este caso apresentou maior quantidade de regiões sem nenhuma circulação de ar na zona de ocupação das aves e uma temperatura relativamente elevada numa grande região próxima aos exaustores. Como os exaustores EM36 e EM30 apresentaram problemas semelhantes, pode-se concluir que somente o exaustor EM50 tem aplicação viável neste problema.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior, CAPES, e a Fundação Araucária pela bolsa de estudos concedida para o primeiro autor, e ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico, CNPq, sob a Bolsa PQ 303906/2015-4 para o segundo autor.

6. REFERÊNCIAS

- ASHARE® Handbook, 2011. Heating, Ventilation and Air-Conditioning Applications, SI edition.
- Barth, T.J., Jespersen, D.C., 1989. "The design and application of upwind schemes on unstructured meshes". *AIAA-89-0366*.
- Blanes-Vidal, V., Guijarro, E., Balasch, S., Torres, A.G., 2008. "Application of computational fluid dynamics to the prediction of airflow in a mechanically ventilated commercial poultry building". *Biosystems Engineering* 100, pp. 105-116.
- Bustamante, E., García-Diego, F.-J., Calvet, S., Estellés, F., Beltrán, P., Hopitaler, A., Torres, A.G., 2013. "Exploring ventilation efficiency in poultry buildings: the validation of computational fluid dynamics (CFD) in cross-mechanically ventilated broiler farm". *Energies* 6, pp. 2605-2623.

- COBB®, 2012. “Manual de Manejo de Frangos de Corte”. 28th March 2016 <www.cobb-vantress.com>.
- EWG, 2011. “Meat eater’s guide to climate change + health”. 28th March 2016 <www.ewg.org/meateatersguide>.
- Fawaz, H., Abiad, M.G., Ghaddar, N., Ghali, K., 2014. “Solar-assited localized ventilation system for poultry brooding”. *Energy and Buildings* 71, pp. 142-154.
- Fox, R.W., Pritchard, P.J., McDonald, A.T., Leylegian, J.C., 2011. *Introduction to Fluid Mechanics*. John Wiley & Sons, Inc.
- Gerbens-Leenes, P.W., Mekonnen, M.M., Hoekstra, A.Y., 2013. “The water footprint of poultry, pork and beef: a comparative study in different countries and production systems”. *Water Resources and Industry* 1-2, pp.25-36.
- Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Bergman, T.L., Lavine, A.S., 2008. *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*. Rio de Janeiro: LTC.
- Lauder, B.E., Spalding, D.B., 1974. “The numerical computation of turbulent flows”. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 3, pp. 269-289.
- Mostafa, E., Lee, I.-B., Song, S.-H., Known, K.-S., Seo, I.-H., Hong, S.-W., Hwang, H.-S., Bitog, J.P., Han, H.-T., 2012. “Computational fluid dynamics simulation of air temperature distribution inside broiler building fitted with duct ventilation system”. *Biosystem Engineering* 112, pp. 293-303.
- Norton, T., Sun, D.-W., Grant, J., Fallon, R., Dodd, V., 2007. “Applications of computational fluid dynamics (CFD) in the modelling and design of ventilation systems in the agricultural industry: a review”. *Bioresource Technology* 98, pp. 2386-2414.
- OECD-FAO, 2015. “Agricultural Outlook 2015-2024”. 28th March 2016 <www.agri-outlook.org>.
- Rong, L., Nielsen, P.V., Bjerg, B., Zhang, G., 2016. “Summary of best guidelines and validation of CFD modeling in livestock buildings to ensure prediction quality”. *Computers and Electronics in Agriculture* 121, pp. 180-190.
- Saraz, J.A.O., 2010. *Measurement and CFD Modelling of Ammonia Concentration Flux and Thermal Environment Variables in Open Inside Broiler Housing*. Ph.D. thesis, Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, Brazil.
- Saraz, J.A.O., Martins, M.A., Marín, O.L.Z., Damasceno, F.A., Velasquez, H.J.C., 2012. “Una revisión acerca de la dinamica de fluidos computacionales (CFD) em instalaciones avícolas”. *Dyna* 79, pp. 142-149.
- Seo, I.-H., Lee, I.-B., Moon, O.-K., Kim, H.-T., Hwang, H.-S., Hong, S.-W., Bitog, J.P., Yoo, J.-I., Kwon, K.-S., Kim, Y.-H., Han, J.-W., 2009. “Improvement of the ventilation system of a naturally ventilated broiler house in the cold season using computational simulations”. *Biosystems Engineering* 104, pp. 106-117.
- Tinôco, I.F.F., 2001. “Avicultura industrial: novos conceitos de materiais, concepções e técnicas construtivas disponíveis para galpões avícolas brasileiros”. *Revista Brasileira de Ciência Avícola* 3, nº 1.
- UBABEF, 2014. “Annual Report 2014”. 28th March 2016 <www.abpa-br.com.br>.
- User’s Manual Version 14.5, 2012. Copyright 1996-2012 ANSYS Europe Ltd.

7. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

STUDY OF EXHAUSTER APPLICATION IN A POULTRY HOUSE

Viviana Cocco Mariani, viviana.mariani@pucpr.br¹
 Marcos Batistella Lopes, marcos.batistella@pucpr.edu.br¹
 Kátia Cordeiro Mendonça, kcordeiro@cesi.fr^{2,3}

¹Pontifícia Universidade Católica do Paraná, R. Imaculada Conceição, 1155 – Prado Velho, Curitiba-PR 80215-901, Departamento de Engenharia Mecânica, PPGEM.

²École d’Ingénieurs du CESI, Avenue Michel Crépeau, 17042, La Rochelle Cedex 1 (França).

³IRISE (Institut de Recherche en Innovation et Sciences de l’Entreprise), 30 rue Cambronne 75015 Paris (França).

Abstract. This study proposes to evaluate the impact of four exhausters on the airflow patterns inside a tunnel ventilated poultry building located at Montenegro city (Rio Grande do Sul – Brazil). Four different cases have been considered by changing the diameter and volumetric flow of the 1hp power Munters® exhauster. It was chosen the k-ε standard turbulent model for turbulence modelling. For each case it has been generated three unstructured Tetra/Prism meshes: the coarse, the intermediate and the fine. The mesh quality has been ensured by the evaluation of elements aspect ratio and y⁺ dimensionless parameter. The grid independence study has been done by comparing velocity and temperature profiles, the difference of temperature between the inlet and outlet regions, and the pressure drop. Velocity contours have showed that the case with lowest volumetric flow (ED24 exhauster) presented more zones with low air recirculation. Isotherms at chicken level (0.25m from the floor) have showed that the case with highest volumetric flow (EM50 exhauster) can keep the inlet temperature along the poultry house. Outcomes have showed that the application of ED24 exhauster has the highest pressure drop, 7.6 Pa, with highest temperature difference between outlet and inlet, 1.8°C. Therefore, the exhauster more adequate for that poultry house is the EM50 exhauster.

Keywords: Poultry Building, Turbulent Flow, Exhausters, Large Enclosure, Mixed Convection.