

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO  
VIA SOLO PARA GALPÕES DE FRANGO DE CORTE**

**Fernando Augusto de Souza**  
Zootecnista

JABOTICABAL – SÃO PAULO – BRASIL

2013



# **DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO VIA SOLO PARA GALPÕES DE FRANGO DE CORTE**

**Me. Fernando Augusto de Souza**

**Orientador: Prof. Dr. Renato Luis Furlan**

**Co-orientador : Prof. Dr. Adhemar Pitelli Milani**

**Tese apresentada à Faculdade de Ciências Agrárias e Veterinárias – Unesp, Campus de Jaboticabal, como parte das exigências para a obtenção do título de Doutor em Zootecnia.**

**JABOTICABAL – SÃO PAULO – BRASIL**

**2013**



## Ficha Catalográfica

Souza, Fernando Augusto	
S729d	Desenvolvimento de um sistema de climatização via solo para galpões de frango de corte / Fernando Augusto de Souza. -- Jaboticabal, 2013
	iv, 115 p. ; 28 cm
	Tese (doutorado) - Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Ciências Agrárias e Veterinárias, 2013
	Orientador: Renato Luis Furlan Co-orientador: Adhemar Piteli Milani Banca examinadora: Jorge de Lucas Junior, Rogério Teixeira Faria, Iran José Oliveira Silva, Marcel Manente Boiago
	Bibliografia
	1. Construções rurais. 2. Climatização. 3. Frangos de corte. I. Título. II. Jaboticabal-Faculdade de Ciências Agrárias e Veterinárias.
	CDU 631.2:636.5

Ficha catalográfica elaborada pela Seção Técnica de Aquisição e Tratamento da Informação – Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação - UNESP, Câmpus de Jaboticabal.



### **Dados curriculares do Autor**

**FERNANDO AUGUSTO DE SOUZA** – filho de Wilson Raimundo de Souza e Silvia Márcia Garcia de Souza, nasceu no dia 17/08/1984 em Itapeva-SP, ingressou em 2003 no curso de Zootecnia da FCAV-Unesp Jaboticabal, graduando-se em dezembro de 2007. Durante o período de agosto de 2004 a julho de 2007 foi integrante do Programa de Educação Tutorial (PET) e bolsista de iniciação científica pelo CNPq de 2005 a 2006, sob orientação do Prof. Dr. Alvimar José da Costa. Realizou estágio de 2003 a 2007 no Depto. de Engenharia Rural, sob orientação do Prof. Dr. Adhemar Pitelli Milani e em 2007 fez estágio curricular na empresa Perdigão Agroindustrial S.A., em Videira-SC. Ingressou no curso de Mestrado em Zootecnia na FCAV-Unesp Jaboticabal em 2009, sob orientação do Prof. Dr. Euclides Braga Malheiros. Em 2010, iniciou o Doutorado em Zootecnia, com auxílio financeiro e bolsa de estudos financiados pela FAPESP, sob orientação do Prof. Dr. Renato Luis Furlan e coorientação do Prof. Dr. Adhemar Pitelli Milani.



“Tenho duas coisas a dizer-vos: a primeira é que uma investigação é uma jornada muito especial. Não se faz como uma viagem de Roma a Paris. Não podemos exigir que se chegue na hora ou com toda a bagagem intacta. Anda-se, lentamente, de olhos e espíritos abertos. Quando as montanhas são demasiado altas para a escalada, há que se contorná-las e medi-las desde os planaltos. Quando a selva é demasiado densa, tem que se romper caminho através dela, sem se ressentir muito o labor e a frustração.

A segunda coisa é esta: quando se chega à altura de relatar a jornada feita, os novos contornos, as novas plantas, o exotismo e o mistério, verifica-se, frequentemente, que o nosso vocabulário é inadequado. Inevitavelmente, a narrativa não é tão completa como a realidade. Se encontrardes este defeito no meu relato, rogo-vos que o tolereis e não vos deixeis desencorajar da contemplação de estranhas paisagens que, contudo, têm nelas impresso o dedo criador de Deus.”

Jean Téliémond (Morris West – As Sandálias do Pescador)

## **OFEREÇO**

**À Deus, por tudo que sou e serei e pelo que me proporcionou até hoje!  
Sem o qual nada teria sentido em minha vida...**

## **DEDICO**

**Aos meus pais, Wilson Raimundo de Souza e Silvia Marcia Garcia de Souza,**

**Minha madrinha Maria Devani Moura Paglione (segunda mãe),**

**Às mulheres da minha vida: minha irmã Daniela Garcia de Souza e  
minha namorada, Erika Christina Lara,**

**Seus pais, Jackson e Cristina e a vó Dona Ilda,**

**À minha prima Elizandra Moura dos Santos pelo apoio e**

**À todos meus tios e primas que sempre torceram por mim!**

“Pensamos demasiadamente  
Sentimos muito pouco  
Necessitamos mais de humildade  
Que de máquinas.  
Mais de bondade e ternura  
Que de inteligência.  
Sem isso,  
A vida se tornará violenta e  
Tudo se perderá.  
**(Charles Chaplin)**

## **AGRADECIMENTOS**

A FCAV-Unesp Jaboticabal por todas as minhas realizações profissionais, desde a graduação, mestrado e finalmente doutorado! Foram 10 anos de muitas alegrias e conquistas;

À FAPESP pela bolsa de estudo (Proc. Fapesp 2011/07702-5) e pelo auxílio financeiro (Proc. Fapesp 2011/07703-1) sem o qual seria impossível realizar este projeto;

Ao professor Renato Luís Furlan, pela amizade, conselhos e pela liberdade dada ao desenvolver deste trabalho, além das longas conversas sobre os mais diversos assuntos relacionados à vida;

Ao professor Adhemar Pitelli Milani pela dedicação, compreensão e companheirismo ao longo destes 10 anos trabalhando juntos, oportunidade sem a qual nada poderia ser feito, além de todo precioso ensinamento que soube, com muita paciência, transmitir;

Ao professor Jorge de Lucas Junior que desde o começo soube repassar de modo louvável dicas e contribuições para o desenvolvimento deste trabalho e por participar da defesa do projeto, da qualificação e banca de defesa do doutorado;

Ao professor Marcos Macari pelos valorosos conselhos, broncas e convivência diária;

Aos professores Iran José de Oliveira da Silva, Rogério Teixeira de Farias e Marcel Manente Boiago que contribuíram com dicas, sugestões e todo seu conhecimento teórico na defesa do doutorado;

Aos professores José Nelson Peruzzi, Glauco de Souza Rolim, Luciano Hauschild e Euclides Braga Malheiros por toda contribuição e amizade;

À professora Izabele A. M. de A. Teixeira, coordenadora do programa de pós-graduação em Zootecnia, pela paciência, amizade e dedicação;

Aos amigos que ajudaram, deram apoio e sempre estiveram do meu lado: Daniel (Marreco), Miguel (Dunga), Raquel Lunedo, Wedson, Paulo Carneiro, Lilian, Lívia, Rodrigo (Bago), Rafael (Passivo), Gustavo (Vurto), André (Mamaki), Henrique (Tansso), Melina (Mel) e a todos os outros que não citei (me perdoem), mas certamente foram muito importantes na minha formação profissional e pessoal;

Aos funcionários da Seção de Pós-Graduação e da Biblioteca pelo auxílio e ajuda sempre que foi necessário;

Aos funcionários do depto. de Morfologia e Fisiologia Animal e depto. de Engenharia Rural, em especial ao Euclides, Seu Orandir Clara, Wagner, William, Damaris, Luis Cláudio, José Antônio (Torto), Maranhão, Cido, Tião, Davi, Luizinho, pelo companheirismo e auxílio nos momentos difíceis;

Aos funcionários da fazenda que colaboraram profundamente na construção dos galpões;

Ao pessoal da Cobb, representado pelo Flávio; da BRF, Marcelo Piassi, Uislei Orlando;

Eu não seria justo se me limitasse a agradecer somente às pessoa descritas acima, porém, peço profundo perdão pelos que não estão citei e aproveito para agradecer-lhes por tudo!

### **À todos os meus amigos**

"Era uma vez um pequeno príncipe que habitava um planeta pouco maior que ele, e que tinha necessidade de um amigo...

Para aqueles que compreendem a vida, isto

pareceria sem dúvida muito mais verdadeiro.

Os homens não têm mais tempo de conhecer coisa alguma.

Compram tudo prontinho nas lojas.

Mas como não existem lojas de amigos,

os homens não têm mais amigos.

Se tu queres um amigo, cativa-me!

Os campos de trigo não me lembram coisa alguma.

E isso é triste. Mas tu tens cabelos cor de ouro.

Então será maravilhoso quando me tiveres cativado.

O trigo, que é dourado, fará lembrar-me de ti.

E eu amarei o barulho do vento no trigo ...

(Antoine de Saint-Exupéry – O Pequeno Príncipe)

## SUMÁRIO

	<b>Página</b>
<b>CAPITULO 1 – CONSIDERAÇÕES GERAIS.....</b>	<b>1</b>
<b>1. Introdução .....</b>	<b>1</b>
<b>2. Revisão de Literatura .....</b>	<b>3</b>
<b>3. Referências Bibliográficas .....</b>	<b>12</b>
<b>CAPITULO 2 – ANÁLISE ESPACIAL E TIPOLOGIA DE GALPÕES AVICOLAS COM SISTEMA DE VENTILAÇÃO TIPO TUNEL E RESFRIAMENTO ADIABÁTICO EVAPORATIVO.....</b>	<b>16</b>
<b>1. Introdução .....</b>	<b>17</b>
<b>2. Material e Métodos.....</b>	<b>18</b>
<b>3. Resultados e Discussão.....</b>	<b>19</b>
<b>4. Conclusões .....</b>	<b>29</b>
<b>5. Referências .....</b>	<b>29</b>
<b>CAPITULO 3 – MENSURAÇÃO E CARACTERIZAÇÃO FÍSICA E GEOMÉTRICA DE BLOCOS CERÂMICOS DE OITO FUROS.....</b>	<b>31</b>
<b>1. Introdução .....</b>	<b>32</b>
<b>2. Material e Métodos.....</b>	<b>34</b>
<b>3. Resultados e Discussão.....</b>	<b>35</b>
<b>4. Conclusão .....</b>	<b>37</b>
<b>5. Referências .....</b>	<b>37</b>
<b>CAPITULO 4 – ESTUDO E DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO AR-SOLO COM BLOCOS CERÂMICOS PARA GALPÕES DE FRANGOS DE CORTE.....</b>	<b>39</b>
<b>1. Introdução .....</b>	<b>40</b>
<b>2. Material e Métodos.....</b>	<b>42</b>
<b>3. Resultados e Discussão.....</b>	<b>47</b>
a. <i>Etapa 1- Influência do comprimento na redução da temperatura.....</i>	<i>48</i>
b. <i>Etapa 2- Influência da aspensão no comprimento do sistema .....</i>	<i>54</i>
c. <i>Etapa 3- Influência da disposição do sistema evaporativo por aspensão ..</i>	<i>57</i>
<b>4. Conclusões .....</b>	<b>60</b>
<b>5. Referências .....</b>	<b>60</b>
<b>CAPITULO 5 – COMPARAÇÃO ENTRE UM SISTEMA DE RESFRIAMENTO VIA SOLO COM BLOCOS CERÂMICOS VS. SISTEMA ADIABÁTICO EVAPORATIVO PARA GALPÕES DE FRANGOS DE CORTE.....</b>	<b>64</b>
<b>1. Introdução .....</b>	<b>65</b>
<b>2. Material e Métodos.....</b>	<b>67</b>

<b>3. Resultados e discussão</b> .....	73
a. <i>Análise do sistema ar-solo implantado em G1</i> .....	73
b. <i>Diferenças no ambiente interno de G1 e G2</i> .....	76
c. <i>Comparação do consumo de água e energia elétrica nos dois galpões</i> ....	87
<b>4. Conclusões</b> .....	90
<b>5. Referências</b> .....	90
<b>CAPITULO 6 – COMPARAÇÃO DE UM GALPÃO DE FRANGOS DE CORTE EQUIPADO COM SISTEMA DE RESFRIAMENTO VIA SOLO VS. SISTEMA ADIABATICO EVAPORATIVO COM SIMULAÇÃO INTERNA DE CALOR.</b> .....	94
<b>1. Introdução</b> .....	95
<b>2. Material e Métodos</b> .....	97
<b>3. Resultados e discussão</b> .....	101
<b>4. Conclusões</b> .....	109
<b>5. Referências</b> .....	109
<b>CAPITULO 7 – CONSIDERAÇÕES FINAIS E IMPLICAÇÕES</b> .....	113

## DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO VIA SOLO PARA GALPÕES DE FRANGO DE CORTE

**RESUMO** – Objetivou-se desenvolver um sistema de climatização para galpões de frangos de corte baseados na troca de calor ar-solo, constituído por tubulação composta blocos cerâmicos enterrados no solo. O experimento foi desenvolvido em cooperação pelos departamentos de Engenharia Rural e Morfologia e Fisiologia Animal, na FCAV-Unesp Jaboticabal e foi dividido em cinco etapas: a primeira, proporcionou bases para a implantação dos modelos em escala reduzida ao fornecer parâmetros construtivos e comparativos entre galpões reais, além de fazer um apanhado sobre a tipologia básica de galpões avícolas nas regiões do Noroeste e Nordeste Paulista; na segunda, foi possível determinar as principais características físicas e geométricas dos blocos cerâmicos comercializados na região de Jaboticabal-SP e, posteriormente, selecionar os que seriam utilizados nos sistema de troca ar-solo; na terceira, foi possível definir e determinar as características, dimensões e acoplamento do sistema evaporativo no sistema de troca de calor ar-solo; na quarta, dois galpões em escala reduzida foram comparados: um com sistema evaporativo convencional e outro com sistema ar-solo e, na quinta etapa, compararam-se os galpões simulando a produção de calor em seus interiores. Constatou-se que o sistema ar-solo apresentou bom desempenho e em todos os parâmetros avaliados, o galpão com sistema de climatização ar-solo acoplado ao evaporativo foi mais eficiente que o galpão somente com sistema evaporativo.

**Palavras-chave:** Ambiência, construções rurais, climatização, sistema evaporativo, troca ar-solo.

## **DEVELOPMENT OF A SUBSOIL CLIMATIZATION SYSTEM FOR BROILER HOUSE**

**ABSTRACT** – The objective of this project was develop a HVAC system for broiler sheds based on air-soil heat exchange and a tubing pipe constituted of ceramic bricks buried in the soil. The experiment was developed in cooperation by departments of Rural Engineering and Animal Physiology, FCAV-Unesp Jaboticabal and was divided into five phases: the first, to provided bases and parameters for the constructions the small-scale models and compared the parameters between actual sheds, besides making a caught on the basic typology of poultry sheds in the Northwest and northeast regions of São Paulo; the second, to determine the main geometrical and physical characteristics of ceramic bricks marketed in Jaboticabal-SP and, subsequently, select the ones that would be used in air-soil heat exchange System; in the third, it was possible to define and determine the features, dimensions and coupling of the evaporative system in air-soil heat exchange system; the fourth, two small-scale sheds were compared: a conventional evaporative system and another with air-soil heat exchange system and, in the fifth stage, compared the heat production simulating in their interiors of the sheds. It was noted that the air-soil heat exchange system featured a good performance and in all parameters evaluated and the shed with air-soil heat exchange system attached to the evaporative cooler was more efficient than the shed only with evaporative system.

**Key-words:** Rural buildings, HVAC, ambience, evaporative cooling system.

## **CAPITULO 1 – CONSIDERAÇÕES GERAIS**

### **1. Introdução**

A avicultura brasileira apresentou grande avanço científico-tecnológico durante as últimas décadas, principalmente, devido aos avanços nas áreas de genética, nutrição e manejo. Atualmente, a avicultura emprega mais de 3,6 milhões de pessoas, direta e indiretamente, e responde por quase 1,5% do Produto Interno Bruto (PIB) nacional (UBABEF, 2013).

A grande (re)evolução pela qual o setor passou se deve a diversos fatores, dentre eles: o emprego de novas tecnologias em construções e ambiência; melhorias sanitárias; conhecimento mais profundo das linhagens e sua nutrição; emprego de mão de obra especializada e a industrialização da atividade, principalmente, com a adoção de sistemas de integração e cooperativismo. Apesar de tudo isso, ainda há grandes desafios a serem superados.

Atualmente, as criações comerciais de frangos de corte estão confinadas em galpões com alta taxa de lotação, em média 14 aves/m<sup>2</sup> e, em determinadas regiões esse número pode chegar a 20 aves/m<sup>2</sup>, o que dificulta ou até mesmo impossibilita que a ave expresse seu comportamento natural frente a agentes estressores ou às condições ambientais desfavoráveis (FURLAN e MACARI, 2002).

Um galpão avícola bem planejado deve proporcionar eficiente dissipação do calor corporal produzido pelas aves e dos gases produzidos pela cama, bem como amenizar os efeitos térmicos estressores do meio. Portanto, torna-se necessário, antes de sua construção, um estudo aprofundado das características ambientais locais e das questões termodinâmicas envolvidas no funcionamento e concepção de projetos de climatização.

Os objetivos deste estudo foram:

#### **1.1. Objetivo Geral**

Estudar e desenvolver de um sistema de climatização para galpões de frangos de corte baseado nas trocas de calor ar-solo, com tubulação subterrânea constituída por blocos cerâmicos de oito furos.

## 1.2. Objetivos Específicos

- a. Determinar a inter-relação entre temperatura de bulbo seco, umidade relativa e velocidade do ar com as dimensões: comprimento, largura e altura em galpões de frangos de corte, de modo a fornecer parâmetros construtivos e comparativos entre os galpões em escala comercial e galpões em escala reduzida.
- b. Analisar as principais características físicas e geométricas de blocos cerâmicos de oito furos, com base nas normas brasileiras, e selecionar os que possuem melhores características e procedência para a construção do sistema de troca de calor ar-solo.
- c. Definir parâmetros para construção de um sistema de climatização ar-solo possível de ser utilizado em granjas avícolas com tubulação composta por blocos cerâmicos enterrados no solo e nebulização.
- d. Comparar o ambiente interno e o consumo de água e energia elétrica de um galpão avícola com sistema de climatização evaporativo e outro com sistema de climatização ar-solo associado ao evaporativo.
- e. Comparar o comportamento térmico de um galpão avícola, com simulação de calor interno, equipado com um sistema de climatização evaporativo e outro com um sistema de climatização ar-solo associado ao evaporativo.

## 2. Revisão de Literatura

A termodinâmica estuda as relações entre o calor e as outras formas de energia. Seus princípios se baseiam em observações, que foram generalizadas em leis. A primeira lei da termodinâmica afirma que a energia não pode ser criada e nem destruída, somente modificada de uma forma para outra. Essa lei rege quantitativamente todas as transformações de energia, porém, não impõe restrições quanto à direção da transformação. Já a segunda lei afirma que a transferência de calor se dá de uma região de temperatura mais alta para uma região de temperatura mais baixa (KREITH e BOHN, 2003).

A transferência de calor pode ser definida como a transmissão de energia de uma região para outra, resultante de uma diferença de temperatura entre elas (SILVA e MAIA, 2013). Há três modos distintos de transmissão de calor: condução, radiação e convecção. Observa-se que, na maior parte das situações naturais, o calor é transferido não só por um, mas simultaneamente pela combinação destes três fenômenos.

No processo de condução a transmissão de calor se dá de partículas atômicas ou moléculas mais energéticas de uma substância (sólido ou fluido) para partículas menos energéticas de outra substância. A taxa na qual o calor é transferido, pode ser explicada pela Lei de Forrier, descrita conforme a equação 1 (INCROPERA e DEWITT, 1990):

$$Q_k = -kA \frac{dT}{dx} \quad (W) \quad (1)$$

A condutividade térmica ( $k$ ) é uma propriedade do material que indica a quantidade de calor que fluirá por unidade de tempo através de uma unidade de área, quando o gradiente de temperatura for unitário e, de modo geral, a condutividade é decrescente dos sólidos, para líquidos e gases (KREITH e BOHN, 2003).

Observa-se pela equação 1 que o fluxo de calor é uma grandeza direcional, ou seja, a direção do fluxo térmico será sempre normal à superfície de temperatura constante (INCROPERA e DEWITT, 1990). Portanto, pode-se considerar o fluxo de calor como uma grandeza vetorial e descrevê-lo em função de um sistema de vetores, seja ele uni, bi ou tridimensional.

Conhecida a distribuição de temperatura e as propriedades físicas do meio, aplica-se a Lei de Fourier para se calcular o fluxo de calor em qualquer ponto ou em

sua superfície, atendendo aos princípios da Lei da Conservação de energia, conforme expresso na equação 2:

$$E_{en} + E_g - E_{sai} = E_{acu} \quad (\text{W m}^{-3}) \quad (2)$$

No qual,  $E_{en}$  – energia que entra no sistema,  $E_g$  – energia gerada pelo sistema por unidade de volume ( $\text{W m}^{-3}$ ),  $q d_x d_y d_z$ ;  $E_{sai}$  – energia que sai do sistema,  $q'_{x+dx}$ ,  $q'_{y+dy}$  e  $q'_{z+dz}$ ;  $E_{acu}$  – energia acumulada no sistema,  $\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} d_x d_y d_z$ .

Reescrevendo a equação 2 em função de um sistema tridimensional com coordenadas cartesianas  $x$ ,  $y$  e  $z$ , representada pelos termos  $q'_x$ ,  $q'_y$  e  $q'_z$ , obtém-se a *Equação Geral da Difusão de Calor*, expressa pela equação 3:

$$\frac{\partial T}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial T}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial T}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + q = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (\text{W m}^{-3}) \quad (3)$$

Para a resolução da equação 3 é necessário estabelecer as condições de contorno do sistema, ou seja, as condições existentes nas fronteiras do meio que permitem solucionar as equações e obter as constantes de integração.

O processo de transferência de calor por convecção, de acordo com o conceito exposto por INCROPERA e DEWITT (1990), compreende dois mecanismos que atuam simultaneamente: o primeiro provocado pelo movimento molecular aleatório (difusão) e o segundo pelo movimento de massa do fluido, devido à diferença de temperatura.

O movimento do fluido pode ser causado por forças mecânicas externas, denominado convecção forçada ou por diferenças na densidade do fluido, provocadas por diferenças no gradiente de temperatura, denominado de convecção natural (SILVA e MAIA, 2013).

O fluxo convectivo de calor pode ser expresso como dependente do coeficiente de transferência de calor por convecção ( $h_c$ ), referente a uma determinada geometria e condições de escoamento especificadas e da diferença de temperatura entre a superfície e o fluido, conforme representado pela equação 4 (INCROPERA e DEWITT, 1990):

$$Q_c = h_c A (T_s - T_\infty) \quad (\text{W}) \quad (4)$$

No qual:  $T_s$  é a temperatura da superfície,  $T_\infty$  é a temperatura do ar e  $A$  é a área.

Quando um fluido a uma determinada temperatura está em contato com uma superfície com temperatura diferente, forma-se uma camada do fluido junto à superfície com temperatura diferente, forma-se uma camada do fluido junto à superfície, através da qual se processam trocas térmicas por condução, chamada de camada limite térmica. Essa camada apresenta temperatura próxima à da superfície e, por diferença na densidade do fluido, essa camada se expande levando consigo o

calor absorvido e é substituída por outra porção do fluido, sucessivamente (SILVA e MAIA, 2013).

O valor do coeficiente de transferência de calor por convecção depende da relação entre a condutividade térmica do material e do número adimensional de Nusselt, que por sua vez, depende da dimensão característica do corpo, do regime de escoamento e das propriedades físicas do fluido para se determinar os números de Grashoff, Reynolds e Prandt.

$$\text{Coeficiente de Convecção} \quad h_c = \frac{k.Nu}{d} \quad (\text{W m}^{-2} \text{ K}^{-1}) \quad (5)$$

$$\text{Número de Grashoff} \quad G_r = \frac{g.d^3.(T_s - T_a)}{\vartheta^2.T_a} \quad (6)$$

$$\text{Número de Reynolds} \quad R_e = \frac{vel.d}{\vartheta} \quad (7)$$

$$\text{Número de Prandt} \quad P_r = \frac{\rho c_p \vartheta}{k} \quad (8)$$

No qual: k, condutividade térmica do meio; d, dimensão característica do corpo; g, aceleração gravitacional local;  $\vartheta$ , viscosidade cinemática do fluido;  $T_a$  e  $T_s$ , temperaturas do fluido e da superfície; vel, velocidade do fluido;  $\rho$ , densidade do fluido e  $c_p$ , o calor específico.

A interpretação do conteúdo físico do número de Prandt decorre de sua definição como a razão entre a difusividade do momento e a difusividade térmica, proporcionando uma medida da eficiência relativa do transporte de momento e do transporte de energia por difusão nas camadas-limites cinética e térmica (INCROPERA e DEWITT, 1990).

A relação  $G_r/R_e^2$  pode ser utilizada para especificar o tipo de convecção, natural ou combinada. Se o valor da relação  $G_r/R_e^2$  for maior que 3, a convecção é do tipo natural; se o valor estiver entre 3 e 0,08, a convecção é do tipo combinada e, por último, se for inferior a 0,08, a convecção é do tipo forçada (CHAPMAN, 1987).

Quando se utiliza o mecanismo convectivo para resfriamento ou arrefecimento de fluidos confinados em tubulações, é possível fazer o balanço de energia para determinar como a temperatura média varia com a posição ao longo do tubo e como a transferência convectiva de calor total está relacionada com a diferença de temperatura na entrada e saída do tubo, de acordo com a equação 9 (KREITH e BOHN, 2003):

$$Q_{total} = \dot{m}.c_p.(T_{saida} - T_{entrada}) \quad (9)$$

No qual:  $\dot{m}$  é a vazão mássica ( $\rho.vel.A_{seção}$ ).

Pode-se aplicar a equação 9 para exprimir a taxa de transferência convectiva de calor para um determinado perímetro (P) da superfície, conforme a equação 10:

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{P}{\dot{m}c_p} h(T_s - T_m) \quad (10)$$

Para condições de temperatura superficial constante, a taxa de transferência de calor é variável e a temperatura descreve um comportamento exponencial com o aumento na distância ao longo do eixo do tubo. A distribuição da temperatura média em função da distância axial pode ser observada pela equação 11 (INCROPERA e DEWITT, 1990):

$$T_m(x) = T_s + (T_s - T_{inicial}) \cdot e^{-\frac{h_c P}{\dot{m} \cdot c_p} x} \quad (11)$$

Além dos mecanismos sensíveis de transferência de calor descritos acima, é bastante comum em projetos de climatização de ambientes e construções agrícolas o uso de mecanismos latentes, como o resfriamento adiabático evaporativo do ar, seja ele direto, quando há contato entre os fluidos, ou indireto, quando não há contato direto entre os fluidos.

Quando o ar escoar ao longo de uma parede úmida é possível que ocorra uma transferência simultânea de calor sensível e latente. Se a temperatura da superfície molhada for menor que a temperatura do ar haverá transferência de calor do ar para a parede úmida, resfriando-o. Por outro lado, se a pressão parcial de vapor na corrente de ar for menor que a pressão parcial do vapor saturado junto à superfície haverá também uma transferência de massa (vapor de água) para o ar, aumentando sua umidade absoluta. Essa transferência de massa determina uma transferência de energia, em virtude do calor latente necessário para a mudança de fase da água (evaporação). Esse fenômeno físico é conhecido como Resfriamento Evaporativo (SUMATHY e DAI, 2002).

No resfriamento evaporativo direto o ar não saturado é resfriado pela transferência de calor e massa, aumentada pelo movimento forçado do ar através de uma superfície umedecida. Parte do calor sensível do ar é transferida para a água e torna-se calor latente por evaporação de parte da água. O calor latente segue o vapor de água e se difunde no ar (WATT e BROWN, 1997).

A energia necessária para manter a evaporação provém da energia interna do líquido que, após romper as ligações sofre uma redução na sua temperatura – efeito

de resfriamento. Essa energia é chamada de *calor latente de vaporização* (INCROPERA e DEWITT, 1990).

Na evaporação, análogo ao número de Nusselt utilizado na convecção, emprega-se o número de Sherwood, o qual é dependente do número Schmidt, e proporciona uma medida da eficiência relativa do transporte de momento e de massa por difusão nas camadas limite cinética e de concentração, conforme se observa na equação 12 (INCROPERA e DEWITT, 1990).

$$\text{Número de Schmidt} \quad S_c = \frac{\nu}{D} \quad (12)$$

No qual: D – difusividade de massa.

Observa-se pela definição dos números de Prandtl e de Schmidt, que eles representam uma estimativa da eficiência do transporte de energia e de massa, respectivamente. Portanto, podem-se relacionar ambos os números, proporcionando uma medida da espessura das camadas limite térmica e de concentração. Essa relação da difusividade térmica ( $\alpha$ ) e da difusividade de massa (D) é representada pelo número de Lewis, e por esta analogia, pode-se também relacionar os coeficientes de transferência convectiva de calor ( $h_c$ ) e de massa ( $h_m$ ). Estas relações podem ser visualizadas nas equações 13 e 14:

$$\text{Número de Lewis} \quad L_e = \frac{Sc}{Pr} = \frac{\alpha}{D} \quad (13)$$

$$\frac{h_c}{h_m} = \frac{k}{D \cdot L_e^{0,33}} = \rho c_p L_e^{0,67} \quad (14)$$

A lei da Conservação da Energia aplicada a um volume de controle que envolve a interface ar-líquido mostra que por unidade de área superficial, o fluxo de calor convectivo ( $q_{conv}$ ), se não houver outra fonte de adição de calor ao sistema, é igual ao fluxo de calor evaporativo ( $q_{evap}$ ), que por sua vez é produto do fluxo evaporativo de massa ( $\dot{m}_e$ ) pelo calor latente de vaporização ( $\lambda$ ). O fluxo evaporativo de massa é produto do coeficiente de transferência de massa ( $h_m$ ) pela diferença das densidades mássicas do vapor saturado e do ar seco ( $\rho_{sat} - \rho_{\infty}$ ). Estes processos podem ser determinados pelas equações 15, 16 e 17:

$$q_{total} = q_{conv} + q_{evap} \quad (\text{W m}^{-2}) \quad (15)$$

$$Q_{evap} = \dot{m}_e \cdot \lambda \quad (\text{W}) \quad (16)$$

$$\dot{m}_e = h_m(\rho_{sat} - \rho_\infty) \quad (\text{kg s}^{-1}) \quad (17)$$

Para simplificar a análise da transferência de calor e massa, podem ser feitas algumas considerações, como: o ar seco e vapor de água têm comportamento de um gás ideal; a composição do ar é a mistura de dois gases (ar seco e vapor de água); as perdas de calor para o ambiente são desprezíveis, ou seja, o processo é adiabático e em regime permanente; as variações de energia cinética e potencial são negligenciáveis; a água do sistema é continuamente recirculada e sua temperatura é considerada próxima da temperatura de bulbo úmido do ar ambiente (CASTRO e PIMENTA, 2003).

## 2.1. Transferência de calor no solo

O solo se aquece ou se resfria de acordo com a quantidade de radiação solar absorvida ou perdida em sua camada superficial no decorrer do dia e do ano, gerando variações térmicas nas camadas mais próximas da superfície. Pelo fato da absorção e da perda de energia ocorrer na superfície, aliado à baixa velocidade da propagação de ondas curtas para o interior do solo, as maiores variações térmicas se limitam aos horizontes superficiais (GASPARIM et al., 2005).

A variação na temperatura do solo dada em função da profundidade e do tempo (horas) foi matematicamente modelada por MORELAND et al (1980), KUSUDA et al (1983), e LABS (1989), com um erro de aproximadamente  $\pm 1,1^\circ\text{C}$  e pode ser descrita conforme a equação 18:

$$T_{(z,t)} = T_m - A_s e^{(-z(\pi/8760\alpha)^{0,5})} \times \cos \left[ \frac{2\pi}{8760} \left( t - t_0 - \frac{z}{2} \left( \frac{8760}{\pi\alpha} \right)^{0,5} \right) \right] \quad (^\circ\text{C}) \quad (18)$$

No qual:  $T_m$  é a temperatura média anual do solo ( $^\circ\text{C}$ );  $A_s$  é a amplitude anual da temperatura superficial do solo ( $^\circ\text{C}$ );  $z$  é a profundidade até a superfície (m);  $\alpha$  é a difusividade térmica do solo ( $\text{m}^2 \text{h}^{-1}$ );  $t$  é o tempo anual expresso em horas;  $t_0$  é o tempo, em horas, para ocorrência da mínima temperatura na superfície do solo desde o início do ano.

Estudos realizados por COSTA e GODOY (1962) sobre a variação anual da temperatura do solo em Ribeirão Preto-SP (latossolo vermelho) até 1,00 m de profundidade e com diferentes coberturas (solo desnudo, cobertura vegetal morta e solo gramado), demonstraram que existem duas zonas geotérmicas definidas: uma

acima dos 0,20 m de profundidade, com grande oscilação térmica e outra abaixo desse valor, com pouca variação na temperatura.

POPIEL et al. (2001) compararam a temperatura de solos com superfície gramada ou pavimentada em diferentes profundidades e concluíram que acima de 1,00 m de profundidade há grande variação de temperatura, principalmente em solos pavimentados, sendo recomendados solos gramados para propósitos de refrigeração do ar em tubulações.

ZACARIAS (2008) comparou a temperatura do solo em Jaboticabal no desenvolvimento de grama esmeralda em diferentes profundidades e inclinações. Observaram-se duas camadas distintas de variação na temperatura: a primeira acima dos 0,40m, no qual a variação é intensa no decorrer do dia e outra abaixo dos 0,40 m, no qual a variação térmica é minimizada.

## 2.2. Sistemas de climatização

### 2.2.1. Adiabáticos evaporativos

Atualmente no Brasil, há um grande número de galpões avícolas equipados com sistemas adiabáticos evaporativos, os quais promovem a incorporação de água ao ambiente por: aspersão, nebulização ou fazendo o ar atravessar uma parede porosa umedecida (placas evaporativas). Assim, o sistema de nebulização e o uso de placas evaporativas são duas técnicas de resfriamento evaporativo, que podem ser associadas à ventilação forçada de pressão positiva ou negativa (TINÔCO e RESENDE, 1997).

A temperatura mínima do ar obtida com esses sistemas é a temperatura de bulbo úmido do ar de entrada e sua efetividade pode ser definida de acordo com a equação 19, proposta pela ASHRAE (1983), como sendo relação entre a taxa real de decréscimo na temperatura de bulbo úmido e taxa máxima de diminuição na temperatura de bulbo úmido obtida com 100% de eficiência e com o ar na saída saturado. Porém, de acordo com ABREU et al. (1999), o rendimento máximo de um sistema de resfriamento evaporativo é de 80%.

$$\varepsilon = \frac{T_{bs(ent)} - T_{bs(saída)}}{T_{bs(ent)} - T_{bu}} \times 100 \quad (\%) \quad (19)$$

no qual:  $\epsilon$  = eficiência do resfriamento evaporativo;  $T_{bs(ent)}$  = temperatura de bulbo seco do ar que entra no sistema ( $^{\circ}\text{C}$ );  $T_{bs(saída)}$  = temperatura de bulbo seco do ar após sair do sistema ( $^{\circ}\text{C}$ ) e  $T_{bu}$  = temperatura de bulbo úmido do ar atmosférico na entrada ( $^{\circ}\text{C}$ ).

WHITAKER (1979) observou, em experimentos realizados nos EUA, que o resfriamento adiabático evaporativo pode possibilitar a redução da temperatura do ar em até  $11^{\circ}\text{C}$ , dependendo das condições psicrométricas do ar. O mesmo autor afirma que a eficiência de aplicação do sistema de resfriamento adiabático evaporativo depende da diferença entre as temperaturas de bulbo seco e úmido (depressão psicrométrica) e do microclima da região.

DAGTEKIN et al. (2009) estudaram a eficiência de um sistema adiabático evaporativo em granjas avícolas durante os meses de junho e agosto na Turquia (verão), que se caracterizam por altas temperaturas e elevada umidade do ar. Os autores concluíram que o sistema adiabático evaporativo proporcionou uma redução na temperatura entre  $4,4$  a  $7,3^{\circ}\text{C}$ , porém, essas condições só foram obtidas quando a umidade do ar se situou abaixo dos 50%.

#### *2.2.1.1. Sistemas evaporativos com cerâmica porosa*

O resfriamento evaporativo com cerâmica é uma prática antiga, datada do antigo Egito, quando eram utilizados jarros cerâmicos sob ventilação para refrigerar a água armazenada em seu interior (WATT e BROWN, 1997).

IBRAHIM et al (2003) estudaram a performance de resfriadores evaporativos diretos feitos de cerâmica e concluíram que quanto maior a porosidade, a área de superfície úmida em contato com a massa de ar e a pressão de abastecimento de água incidente na cerâmica, maior será o potencial de resfriamento do sistema.

MARTÍNEZ et al (2010) comparam um sistema evaporativo utilizando blocos cerâmicos (tijolos furados) com uma bomba de ar geradora de calor, considerando diferentes condições de temperatura e umidade. Os autores concluíram que o sistema evaporativo com blocos cerâmicos, além de ser mais barato, proporciona maior economia de energia elétrica.

Outra vantagem da utilização de componentes cerâmicos, sobretudo blocos cerâmicos, é que são materiais de fácil disponibilidade no mercado e possuem baixo custo. Além disso, no setor de construção civil este material é habitualmente utilizado, o que amplia o interesse se sua aplicação em sistemas de

condicionamento de ar. Suas propriedades físicas e mecânicas estão bem estabelecidas e os métodos estão padronizados para realização de ensaios, principalmente pelas Normativas ABNT: NBR 15270.1/05, 15270.2/05 e 15270.3/05.

### 2.2.2. Resfriamento do ar via solo

Nas décadas de 1970 e 1980, houve um crescente interesse por sistemas que utilizavam da inércia térmica do solo a uma determinada profundidade para promover um pré-aquecimento ou pré-resfriamento do ar (GOSWAMI e BISELI, 1993; SINGH, 1994; MIHALAKAKOU *et al.*, 1995; AL-AJMIN *et al.*, 2006; BANSAL e MATHUR, 2009).

Estes sistemas ficaram conhecidos como *Earth-Air Heat Exchangers* (EAHE) ou trocadores de calor solo-ar e são constituídos por uma longa tubulação enterrada no subsolo a uma determinada profundidade, com uma entrada de ar externo e uma saída de ar para o interior do ambiente no qual se desejava resfriar (THEVENARD, 2007).

O ar entra no sistema e passa pela tubulação realizando trocas de calor com a parede da tubulação, que por sua vez está em contato com o ambiente circundante subterrâneo. Deste modo, a transferência de calor entre o solo a parede da tubulação se dá por condução e entre a parede e o fluxo de ar por convecção (BANSAL e MATHUR, 2009).

KUMAR *et al.* (2003) observaram que tubulações maiores com o ar passando a uma velocidade menor, proporcionaram maior redução na temperatura do ar na saída. Tubulações pequenas, menores que 12 m, proporcionaram um aquecimento do solo circundante de 1,5 a 2,0°C e em tubulações maiores que 24 m a temperatura do solo circundante não foi afetada pela temperatura de entrada do ar.

AL-AJMIN *et al.* (2006) analisaram um sistema EAHE em construções domésticas no Kuwait, em condições de clima desértico e no verão, com a intenção de reduzir a carga de arrefecimento dos equipamentos de ar condicionado. Os resultados demonstraram que houve uma redução de 30% na demanda energética para refrigerar o ar, com os aparelhos de ar condicionado ligados.

BANSAL e MATHUR (2009) compararam um sistema EAHE simples com um sistema EAHE com resfriamento evaporativo na entrada de ar e observaram que, quando acoplado ao sistema evaporativo, além de promover maior redução na

temperatura do ar, pode-se reduzir o comprimento e o raio da tubulação e a velocidade do ar sem perdas para o sistema.

Quanto ao uso agrícola, SKOMORUCHA e HERBUT (2005) compararam aves criadas em um galpão convencional com ventilação e aves criadas em um galpão com ventilação associada ao EAHE. Concluiu-se que as aves criadas no galpão com o sistema EAHE acoplado apresentaram um aumento no índice de produção e a temperatura interna neste galpão foi menor que no galpão convencional, quando as aves estavam com idade entre 21 a 35 dias.

SHARAN e MADHAVAN (2009) estudaram o grau de controle ambiental em estufas agrícolas no noroeste da Índia, região semiárida, caracterizada por baixa produtividade e sazonalidade no cultivo. Avaliou-se a temperatura em estufas: sombreadas e fechadas; sombreadas com ventilação natural; sombreadas com ventilação forçada associada ao EAHE e sombreadas com EAHE acoplado a um sistema evaporativo por aspersão. Ao término do experimento, os autores conseguiram aumentar o período de produção de abril a julho e concluíram que a partir do mês de março se faz necessário acionar o sistema EAHE associado à aspersão.

### 3. Referências Bibliográficas

- ABNT NBR 15270-1/2005 – Componentes cerâmicos – Blocos cerâmicos para alvenaria de vedação – Terminologia e requisitos.
- ABNT NBR 15270-2/2005 – Componentes cerâmicos – Blocos cerâmicos para alvenaria estrutural – Terminologia e requisitos.
- ABNT NBR 15270-2/2005 – Componentes cerâmicos – Blocos cerâmicos para alvenaria estrutural e de vedação – Métodos de ensaio.
- ABEF – Associação Brasileira de Exportadores de Frangos de corte. Disponível em <http://www.abef.com.br>. Consulta em dezembro de 2013.
- ABREU, P.G. et al. **Uso do resfriamento evaporativo (adiabático) na criação de frangos de corte**. Concórdia: Embrapa-CNPSA, 1999. (Embrapa-CNPSA. Documentos, 59).
- AL-AJMIN, F.; LOVEDAY, D.L.; HANBY, V.I.; The cooling potential of earth–air heat exchangers for domestic buildings in a desert climate. **Building and Environment**, v.41, p.235,244, 2006.

- ASHRAE. Evaporative air-cooling equipment. In: **Equipment Handbook**, cap.4, Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, 1983.
- BANSAL, V.; MATHUR, J.; Performance enhancement of earth air tunnel heat exchanger using evaporative cooling. **International Journal of Low-Carbon Technologies**, v.4, p.150–158, 2009.
- CASTRO, W.P.; PIMENTA, J.M.D.; Evaporative cooling systems applications in Brasilia: Case studies. **Revista Tecnológica de Fortaleza**, v.24, n.2, p.1-12, 2003.
- CHAPMAN, A.J.; **Fundamentals of Heat Transfer**. New York, McMillan, 1987.
- COSTA, A.O.L.; GODOY, H.; Contribuição para o conhecimento do clima do solo de Ribeirão Preto. **Bragantia**, Campinas-SP, v.21, p.689-742, 1962.
- DAGTEKIN, M.; KARACA, C.; YILDIZ, Y; Performance characteristics of a pad evaporative cooling system in a broiler house in a Mediterranean climate. **Biosystems engineering**, v.103, p.100–104, 2009.
- FURLAN, R.L.; MACARI, M.; Termorregulação. In: MACARI, M.; FURLAN, R.L.; **Fisiologia aviária aplicada a frango de corte**. 2ed. Jaboticabal: FUNEP, 2002, p.209-230.
- GASPARIM, E.; RICIERI, R.P.; SILVA, S.L.; DALLACORT, R.; GNOATO, E.; Temperatura no perfil do solo utilizando duas densidades de cobertura e solo nu. **Acta Scientiarum**, v. 27 , n 1, p.107-115, 2005.
- GOSWAMI, D.Y.; BISELI, K.M.; Use of Underground Air Pipes for Heating and Cooling Agricultural and Residential Buildings. Fact Sheet EES 78, **Florida Energy Extension Service**, Florida Cooperative Extension Service, Institute of Food and Agricultural Sciences, University of Florida, 1993.
- IBRAHIM, E.; SHAO, L.; RIFFAT, S.B.; Performance of porous ceramic evaporators for building cooling application. **Energy and Buildings**. v.35, p.941-949, 2003.
- INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P.; **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 3 ed. Rio de Janeiro: LTC, 1990. 455p.
- KREITH, F.; BOHN, M.S.; **Princípios de transferência de calor**. 6 ed. São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2003. 623p.
- KUMAR, R.; RAMESH, S.; KAUSHIK, S.C.; Performance evaluation and energy conservation potential of earth-air-tunnel system coupled with non-air-conditioned building. **Building and Environment**, v.38, p.807–13, 2003.

- KUSUDA, T.O.; BEAN, W.; Annual variation of temperature field and heat transfer under heated ground surface, slab-on grade floor heat loss calculation. **Building Science Services**, Gaithersburg, MD: National Bureau of Standards; 1983.
- LABS, K.; In: Cook J, editor. **Passive cooling**. Cambridge Massachusetts, London, England: MIT Press; 1989.
- MARTÍNEZ, F.X.R.; GÓMEZ, E.V.; GONZÁLEZ, A.T.; MURRIETA, F.E.F.; Comparative study between a ceramic evaporative cooler (CEC) and an air-source heat pump applied to a dwelling in Spain. **Energy and Buildings**. v.42, p.1815-1822, 2010.
- MIHALAKAKOU, G.; SANTAMOURIS, M.; ASIMAKOPOULOS, D.; TSELEPIDAKI, I.; Parametric prediction of the buried pipes cooling potential for passive cooling applications. **Solar Energy**, v.55, n.3, p.163–173, 1995.
- MORELAND, F.L.; HIGGS, F.; SHIH, J.; (editors.) **Earth-covered buildings. Proceeding of conference in Fort Worth**, Texas, U.S., May 1978, Washington, DC: D.O.E., 1980.
- POPIEL, C.O.; WOJTKOWIAK, J.; BIERNACKA, B.; Measurements of temperature distribution in ground. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v.25, p. 301-309, 2001.
- SHARAN, G.; MADHAVAN, T.; Environmental Control in Greenhouse and Animal Houses with Earth-Tube-Heat-Exchangers in Hot Semi-arid North-West India. **Research and Publications - Indian Institute Of Management Ahmedabad**. Disponível em: <<http://www.iimahd.ernet.in/publications/data/2009-11-04Sharan.pdf>>. Acesso em: 02/2010.
- SILVA, R.G.; MAIA, A.S.C; **Principles of Animal Biometeorology**. 1 ed. Londres:Springer. Volume 2, 2013, pp 107-160
- SINGH, S.P.; Optimization of earth–air–tunnel system for space cooling. **Energy Conversion and Management**, v.35, i.8, p.721–725, 1994.
- SKOMORUCHA, I.; HERBUT, E.; Effect of an earth tube heat exchanger on broiler house climate in the summer period. **ISAH**, Warsaw, Poland, Vol. 2, 2005.
- SUMATHY, K.; DAI, Y.J.; Theoretical study on a cross-flow direct evaporative cooler using honeycomb paper as packing material. **Applied Thermal Engineering**, Vol. 22, p.p. 1417-1430, 2002.
- TINÔCO, I.F.F; RESENDE,P.L.; **Produção de frango de corte em alta densidade**. Manual CPT- Centro de Produções Técnicas. 20 p., 1997.

THEVENARD, D.; Bibliographic Search on the Potential of Earth Tubes. Numerical Logics Inc. 2007. Disponível em: < <http://www.numlog.ca/index.html> >; Acesso em: 20/04/2010.

WATT, J.R.; BROWN, W.K. Evaporative air conditioning handbook. 3rd edition. Lilburn, 1997.

WHITAKER, J. H. **Agriculture Buildings and Structure**. 2 ed., Heston, Virginia: Heston Publishing Company, 1979. 289 p.

ZACARIAS, R.G.; **Temperatura do solo e desenvolvimento da "grama esmeralda" em superfícies com diferentes exposições e declividades**. 2008. 48p. Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Agronomia) – FCAV/Unesp Jaboticabal, Jaboticabal.

## **CAPITULO 2 – ANÁLISE ESPACIAL E TIPOLOGIA DE GALPÕES AVÍCOLAS COM SISTEMA DE VENTILAÇÃO TIPO TUNEL E RESFRIAMENTO ADIABÁTICO EVAPORATIVO**

**RESUMO** – O objetivo deste trabalho foi determinar a tipologia de galpões avícolas da região Nordeste e Noroeste paulista e determinar a inter-relação entre temperatura de bulbo seco ( $T_{bs}$ ), umidade absoluta (UA) e velocidade do ar (Vel) com as dimensões: comprimento, largura e altura em galpões de frangos de corte, além de fazer um levantamento sobre as principais características construtivas dos galpões existentes nas regiões Nordeste e Noroeste Paulista. Foram visitadas 56 granjas avícolas comerciais vinculadas a empresas integradoras. Primeiramente, foram definidas as granjas que possuíam requisitos mínimos de construção e materiais, além da presença de artefatos de climatização artificial. Após a triagem inicial, relacionaram-se os materiais de construção utilizados nos galpões, os sistemas de climatização e as condições internas de temperatura, umidade relativa e velocidade do ar. Constatou-se que, a construção de grande parte dos galpões visitados foi bem planejada e executada, seguindo as recomendações das empresas integradoras e responsáveis técnicos. A maioria dos galpões possuíam sistemas automatizados de climatização, com ventilação tipo túnel com pressão negativa e resfriamento evaporativo com o *pad cooling* composto por blocos cerâmicos. Destes galpões, foram selecionados 32, no qual se avaliou a variação espacial: da  $T_{bs}$ , UR e Vel. A  $T_{bs}$  aumentou em direção aos exaustores, no sentido oposto ao *cooler*, principalmente após os 50,0 m e, também, foi maior nas laterais do galpão e abaixo de 1,0 m de altura. A UR foi superior a 67% somente nos primeiros 15,0 m após o *cooling* reduzindo conforme se aumentava a distância e foi maior próxima aos animais, na altura de 0,30 m, não sendo observado efeito da proximidade com as cortinas. A Vel apresentou grande variação na proximidade das cortinas e abaixo dos 0,30 m, porém, foi maior próxima aos exaustores, no centro do galpão e acima de 1,0 m de altura.

**Palavras chave:** Galpões de frangos de corte, Temperatura bulbo úmido, Umidade Relativa do ar, tipologia, análise espacial.

## 1. Introdução

O sucesso na produção de frangos de corte em países de clima quente está associado ao controle dos fatores ambientais adversos, principalmente temperaturas extremas. Para isso, faz-se uso de instalações que minimizem a carga térmica total sobre as aves e proporcionem um ambiente com condições aceitáveis de conforto térmico, com temperatura, umidade relativa e velocidade do ar adequada.

De acordo com TINOCO (2006), um bom planejamento das instalações agrícolas é fundamental para se reduzir custos futuros e se obter alta produtividade. Deve-se atentar para a escolha do local, orientação, concepção arquitetônica (forma, aberturas, beirais e pés-direitos), material para cobertura e fechamento, paisagismo circundante e ventilação natural. Algumas recomendações para a construção de galpões avícolas em regiões tropicais são: orientação do eixo longitudinal no sentido leste-oeste; relação entre largura, comprimento e pé-direito variando em função da ventilação natural ou do sistema de ventilação artificial e quantidade de radiação solar incidente desejada no interior da instalação (FURTADO et al, 2005) e presença de forros (CAMPOS, 1986).

Galpões mais modernos para frangos corte caracterizam-se por possuir sistemas de ventilação do tipo túnel (positiva ou negativa) acoplado a resfriadores evaporativo do ar. Estes sistemas possuem vantagem de reduzir a temperatura interna dos galpões ao modificar o ponto psicrométrico de estado do ar com o incremento de umidade através dos painéis evaporativos ou sistemas de aspersão (SARTOR et al., 2001), porém, há necessidade de que as instalações estejam bem vedadas e o sistema de ventilação proporcione uma taxa adequada de remoção do ar interno, com velocidade próxima de  $2 \text{ m s}^{-1}$  (BUCKLIN et al., 2009).

De um modo geral, as instalações para frangos de corte estão susceptíveis aos fatores ambientais sazonais e, apresentam comportamento distinto de acordo com a época do ano, privilegiando ou prejudicando determinado fator em função do impacto na produção. Nem sempre os galpões avícolas com sistemas de ventilação do tipo túnel e pressão negativa possuem uma vedação apropriada e a velocidade do ar sofre muita variação, assim como sua temperatura interna e a umidade relativa.

Este trabalho teve como objetivo determinar a inter-relação entre temperatura de bulbo seco ( $T_{bs}$ ), umidade relativa (UR) e velocidade do ar (Vel) e as dimensões, comprimento, largura e altura em galpões de frangos de corte, além de fazer um

levantamento sobre as principais características construtivas dos galpões existentes nas regiões Nordeste e Noroeste Paulista.

## 2. Material e Métodos

Foram visitadas 56 granjas avícolas comerciais vinculadas a empresas integradoras nas regiões Nordeste e Noroeste do Estado de São Paulo, abrangendo as cidades de: Taquaritinga, Jaboticabal, Pirangi, São José do Rio Preto e Sertãozinho, no período de março a dezembro de 2011. Os valores de temperatura e precipitação atmosféricas referentes à cidade de Jaboticabal-SP estão representados na Figura 1.

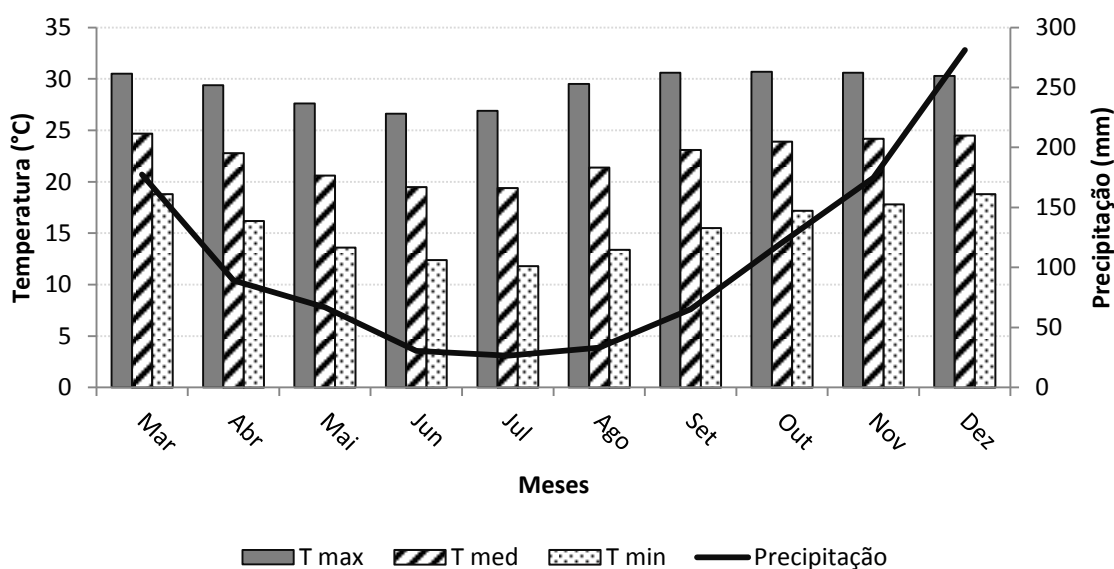


Figura 1. Temperatura e precipitação atmosférica de março a dezembro de 2011 (Fonte: Estação Agroclimatológica da FCAV-Unesp Jaboticabal).

Primeiramente, foram definidas as granjas que possuíam requisitos mínimos de construção e materiais, tais como: piso concretado, presença de artefatos de climatização artificial, vedação adequada, seja por cortina ou alvenaria. Após a triagem inicial, foram selecionados 32 galpões, com a tipologia semelhante e característica da região estudada, ou seja: galpões com telhas de fibrocimento ou metálicas; sistema de ventilação tipo túnel com pressão negativa; *pad cooling* composto por blocos cerâmicos com nebulização; paredes laterais composta de dupla cortina de lona plástica; comprimento máximo até 140 m, largura máxima até 25 m e pé-direito máximo de 3,0 m.

O sistema de exaustão foi projetado para proporcionar uma velocidade média do ar dentro dos galpões entre 2,0 a 2,5 m/s. A densidade populacional das aves variou, dependendo da empresa integradora, de 10 a 16 aves/m<sup>2</sup> e as mensurações foram realizadas quando elas estavam idade superior a 5 semanas, portanto, o sistema de climatização/exaustão estava totalmente acionado durante as coletas de dados.

As temperaturas de bulbo seco, a umidade relativa e a velocidade do ar foram tomadas no sentido do comprimento, da largura e da altura do galpão, a partir da entrada de ar no *pad cooling*, das 8h até às 18h em cada granja. Foram estabelecidas 3 alturas a partir do solo: 0,3m, 1,0m e 2,0m; quatro posições, da parede lateral até o centro do galpão: 1,5m, 3,0m, 5,0m e 7,0m e no comprimento, foram medidas a cada 2,5m da saída de ar no *cooler* até o final do galpão, onde estavam localizados os exaustores.

A temperatura, umidade relativa e velocidade do ar foram medidas no interior dos galpões utilizando uma Miniestação meteorológica digital com dataloger acoplado (Kestrel 4200nv, Nielsen Kellerman, precisão  $\pm 0,1$ ) e por três dataloger (marca Instrutherm, precisão  $\pm 0,1$ ), acompanhadas externamente por outro dataloger Instrutherm, o qual foi aferido juntamente com os outros equipamentos antes de todas as medições.

Os dados, quanto à tipologia dos galpões foram apresentados em médias e porcentagens e, quanto às variáveis: temperatura, umidade relativa e velocidade do ar no interior dos galpões, realizou-se uma análise de correlação, pelo coeficiente de correlação de Pearson, em função do comprimento, largura e altura sobre a temperatura, umidade relativa e velocidade do ar no interior dos galpões, corrigindo-se os valores pela umidade relativa e da temperatura externas. Todas as análises estatísticas e testes foram realizados no software SAS<sup>®</sup> (2001) através dos procedimentos MIXED, REG e CORR.

### **3. Resultados e Discussão**

As características tipológicas e materiais utilizados na construção dos galpões podem ser visualizados na Tabela 1. Constatou-se que, a maioria dos galpões visitados, cerca de 90%, são construções com, no máximo, 10 anos, sendo bem planejados e construídos seguindo as recomendações das empresas integradoras e dos responsáveis técnicos. O sistema de ventilação em 76% dos galpões era por

pressão negativa, com nebulização presente em todos os galpões, assim como automação, com controle central (Figura 2) para acionamento dos diversos grupos de exaustão, da nebulização interna e do sistema de resfriamento evaporativo do ar.



Figura 2. Sistema central automatizado de controle de climatização.

Tabela 1. Características construtivas e tipologia dos galpões avícolas visitados.

Parâmetro	Característica	Nº. de galpões	(%)
Telhas	Fibrocimento	27	48.2
	Cerâmica	6	10.7
	Metálica	20	35.7
	Termoacústica <sup>1</sup>	3	5.4
Paredes Laterais *	<i>Blue house</i>	25	44.6
	<i>Yellow house</i>	19	33.9
	<i>Grey house</i>	9	16.1
	<i>Dark house</i>	3	5.4
Sist. Ventilação	Lateral Positiva	9	16.8
	Túnel Positiva	4	6.5
	Túnel Negativa	43	76.7
Sist. Resfriamento	Neb+ventiladores <sup>2</sup>	13	23.3
	Neb+Blocos <sup>3</sup>	32	57.1
	<i>Pad Cooling Celulose</i> <sup>4</sup>	11	19.6
Comprimento	Menor que 120 m	6	10.7
	Entre 120 e 140 m	47	83.9
	Maior que 150 m	3	5.4
Largura	Menor que 15 m	6	10.7
	Entre 15 e 25 m	36	64.3
	Maior que 25 m	14	25.0
Pé-direito	Menor que 3.0 m	42	75.0
	Maior que 3.1 m	14	25.0

<sup>1</sup>Telhas duplas de aço-galvalume com preenchimento de poliestireno.

<sup>2</sup>Nebulizadores localizados na parte frontal dos ventiladores.

<sup>3</sup>Cooler formado por blocos cerâmicos associados à nebulizadores.

<sup>4</sup>*Pad cooling* formado por painéis de celulose com escoamento de água.

Observou-se que, mais de 80% das telhas utilizadas foram de fibrocimento e metálicas, definidas, principalmente, em função do custo das próprias telhas e da estrutura metálica utilizada para a sustentação do telhado. Foram encontrados 6 galpões (10,7% do total) com telhas cerâmicas, geralmente construções antigas com estrutura do telhado composta por madeira. Telhas do tipo termoacústicas, juntamente com paredes laterais em alvenaria foram observadas construções mais modernas, do tipo *dark house*, em 5,4% dos galpões. As dimensões dos galpões variaram bastante em função do tipo de construção e do sistema de climatização utilizado, sendo que, quase 84% apresentaram o comprimento entre 120 e 140 m, 64,3% a largura entre 15 e 25 m e 75% pé-direito inferior a 3,0 m. Basicamente, as dimensões foram definidas em função da secção transversal adequada ao sistema de exaustão e remoção dos gases produzidos pelas aves e pela cama, considerando a densidade de aves preconizada por cada empresa integradora.

O sistema de ventilação do tipo túnel com pressão negativa (76,7% dos galpões) e *cooler* composto por blocos cerâmicos e nebulizadores (57,1%), conforme se observa na Figura 3, foram predominantes, escolhidos principalmente, devido ao custo de implantação do sistema, durabilidade dos blocos e facilidade na limpeza e manejo diários, ao contrário do que ocorre com *cooler* composto por placas de celulose. Porém, em algumas granjas foram observados erros na execução nos projetos, principalmente casos no qual a entrada de ar foi subdimensionada, ocasionando excesso de umidade no interior dos galpões e, para contornar este problema, foi necessário instalar telas do tipo sombrite próxima aos blocos. Outro problema, quando a limpeza do sistema não era uma atividade periódica, foi o entupimento dos bicos nebulizadores, causado principalmente por calcificação ou acúmulo de microalgas.



Figura 3. Vista parcial do *pad cooling* composto por blocos cerâmicos de 12 ou 8 furos e aspersão de água.

Os dados de temperatura, umidade relativa e velocidade do ar no interior dos galpões está representado no box-plot da Figura 4. Foi realizada uma análise de correlação entre as dimensões (comprimento, altura e largura) e os parâmetros mensurados (umidade relativa e absoluta, temperatura e velocidade), o qual está representado na Tabela 2.

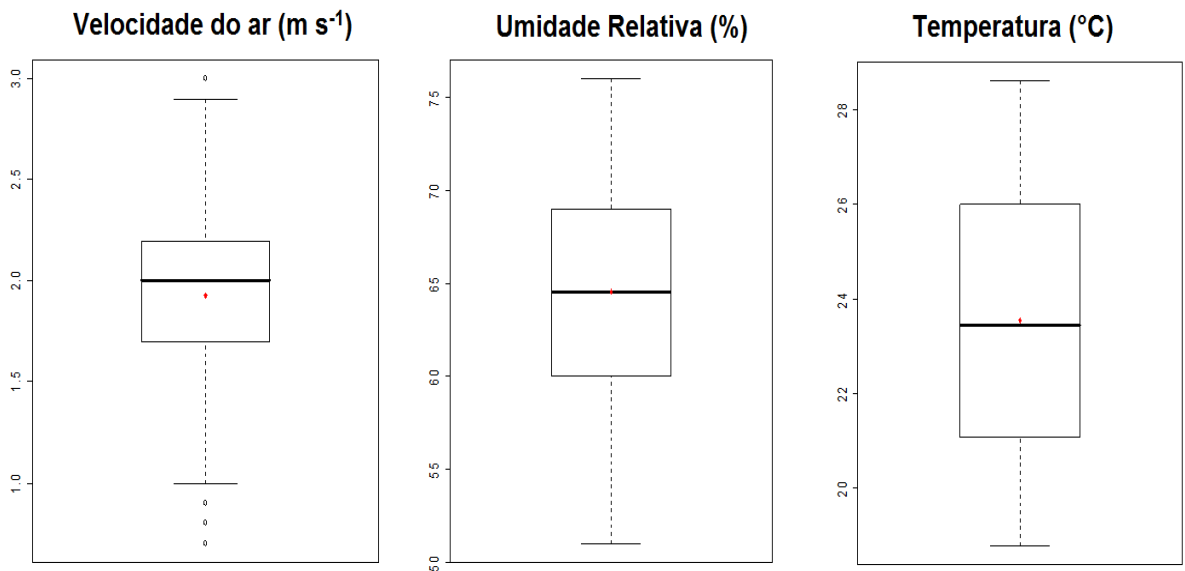


Figura 4. Box-plot representando a velocidade do ar, umidade relativa e temperatura no interior dos galpões visitados.

Tabela 2 – Valores de mínimos, máximos, médios, coeficiente de variação e análise de correlação para a umidade relativa, a temperatura e a velocidade do ar no interior dos galpões avícolas.

Parâmetros	Coef. de Correlação de Pearson*						
	Temp	UR	Vel	UA	Larg	Comp	Alt
Temp. (°C)	--	-0,95	0,21	0,99	<sup>ns</sup>	0,51	0,67
UR (%)	-0,95	--	-0,36	-0,93	<sup>ns</sup>	-0,47	-0,73
Vel (m s <sup>-1</sup> )	0,21	-0,36	--	0,19	0,54	<sup>ns</sup>	0,27
UA (g m <sup>-3</sup> )	0,99	-0,93	0,19	--	<sup>ns</sup>	0,50	0,66

\*<sup>P</sup>≤0,01; <sup>ns</sup><sup>P</sup>>0,01; CV é o coeficiente de variação expresso em porcentagem.

Quanto aos valores observados da temperatura, velocidade e umidade relativa do ar no interior dos galpões, pode-se dizer que atendem às exigências de conforto para aves adultas, que de acordo com Macari et al. (1994) a temperatura ideal para aves entre 35 e 42 dias de idade seria de 21°C a 24°C e umidade relativa de 50% a 70%. A velocidade do ar no interior da granja entre 2,0 m s<sup>-1</sup> a 2,5 m s<sup>-1</sup>

seria ideal, de acordo com Silva e Nääs (2004), proporcionando uma troca de ar do galpão a cada 60 segundos.

Observam-se variações em todos os parâmetros, através dos valores do CV e do mínimo e máximo para cada variável, porém, para a velocidade do ar o CV foi de 22,42%, maior que para as outras variáveis. Essa variação na velocidade interna do ar pode ser explicada pela presença de obstáculos no interior dos galpões e pontos de perda de pressão (escape), como portas e falhas na vedação e, até mesmo, pela interferência das próprias aves.

A temperatura e a umidade relativa apresentaram forte correlação negativa, o que é explicado pela redução na temperatura do ar proporcionada pelo resfriamento evaporativo, ou seja, locais no interior do galpão com alta umidade relativa apresentaram menores temperaturas ambientes, sendo que estes locais situavam-se próximos ao *pad cooling* e, o oposto, ou seja, locais com menor umidade relativa, próximos aos exaustores, apresentaram maiores temperaturas. Já a umidade absoluta, que denota quantidade de vapor por volume ( $\text{g m}^{-3}$ ), variou em 14,6% no interior dos galpões e apresentou uma correlação positiva extremamente forte com a temperatura (0,99), com maiores valores na extremidade próxima aos exaustores.

Nas Figuras 5a, 5b e 5c estão representados: a velocidade do ar, temperatura e umidade absoluta ao longo do comprimento e largura dos galpões, na Figura 6 estão representadas a temperatura, velocidade e umidade absoluta em função da largura e altura.

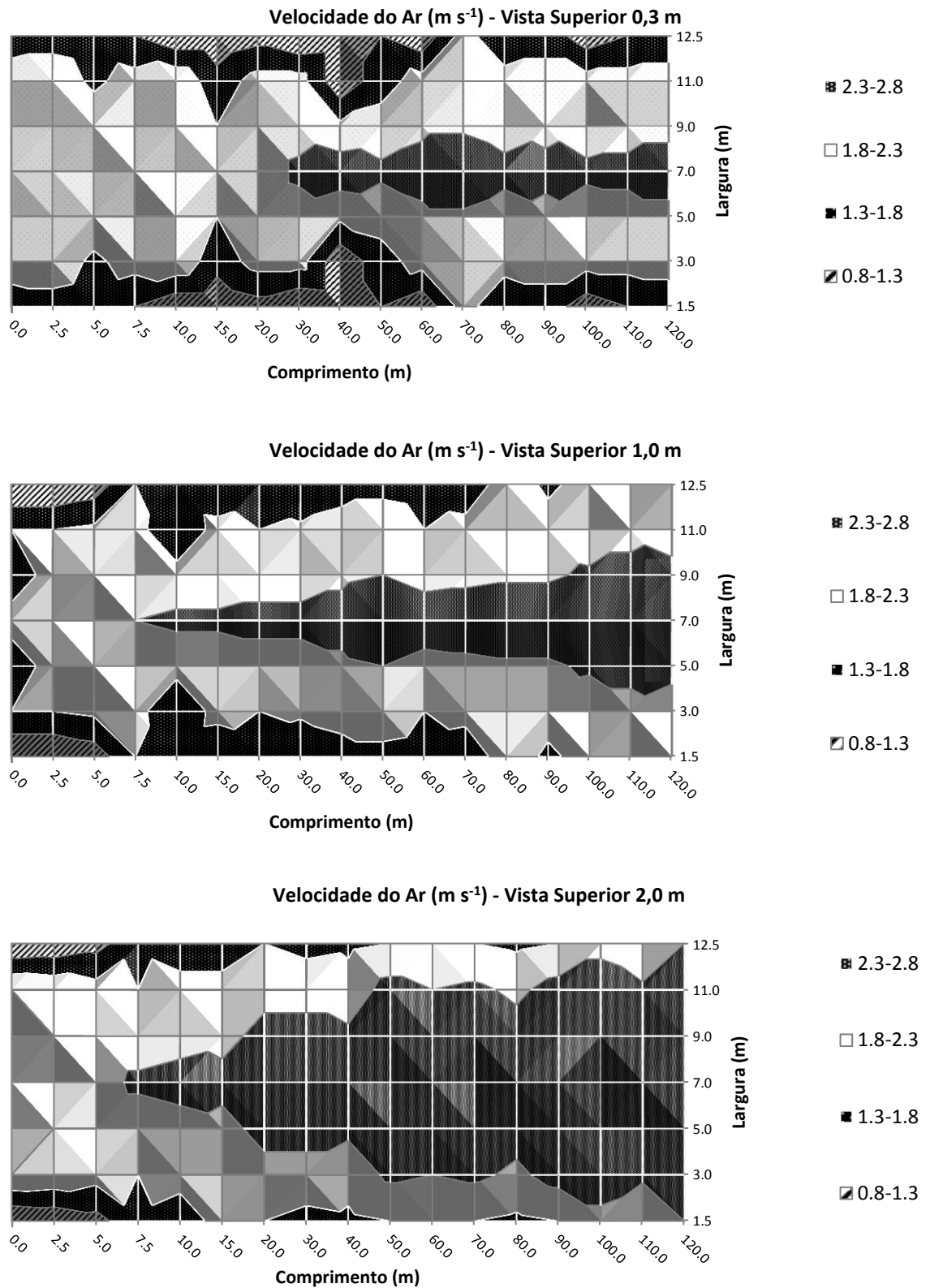


Figura 5a. Velocidade do ar no interior dos galpões, nas alturas 0,3 m, 1,0 m e 2,0m.

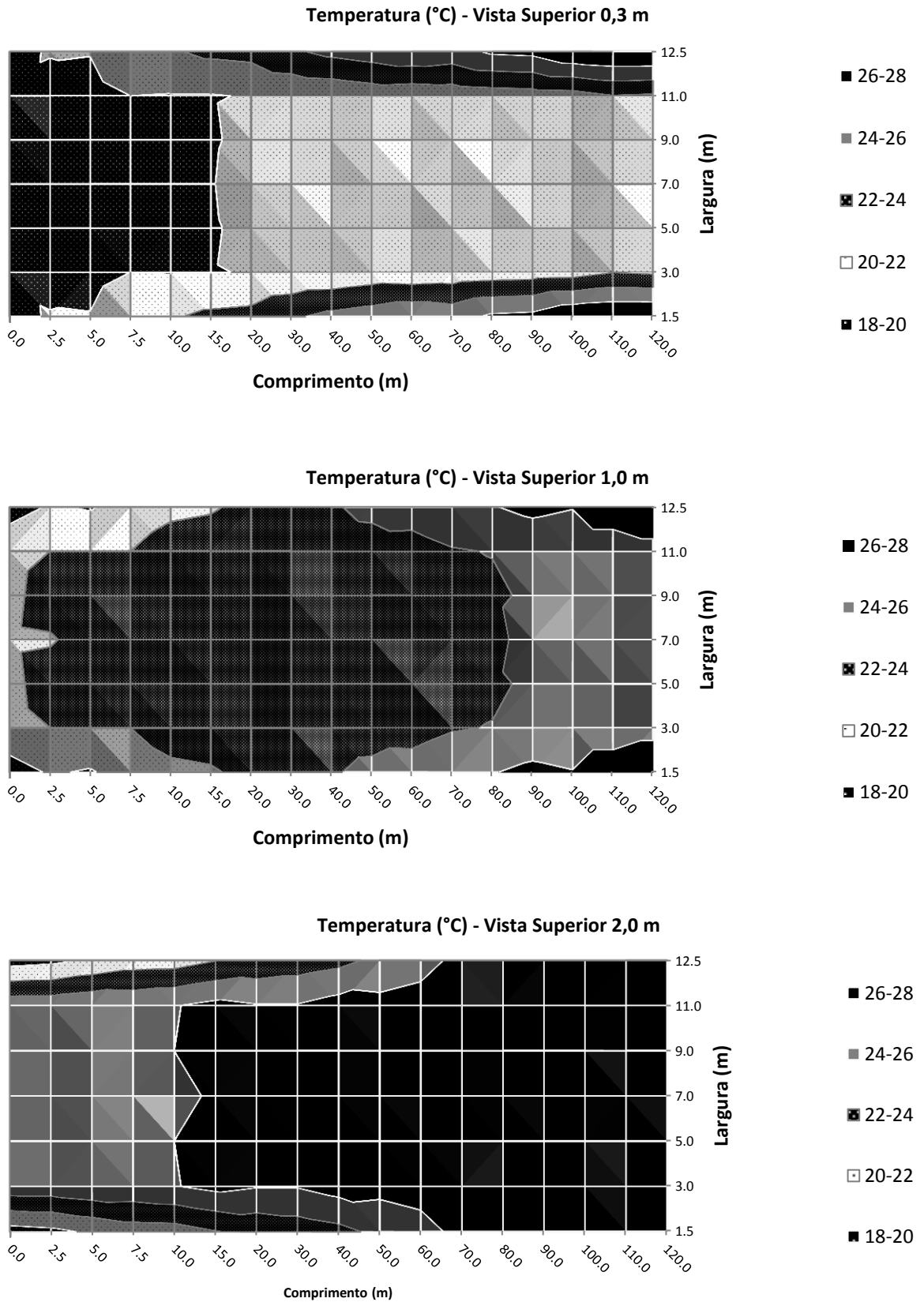


Figura 5b. Temperatura do ar no interior dos galpões, nas alturas 0,3 m, 1,0 m e 2,0m.

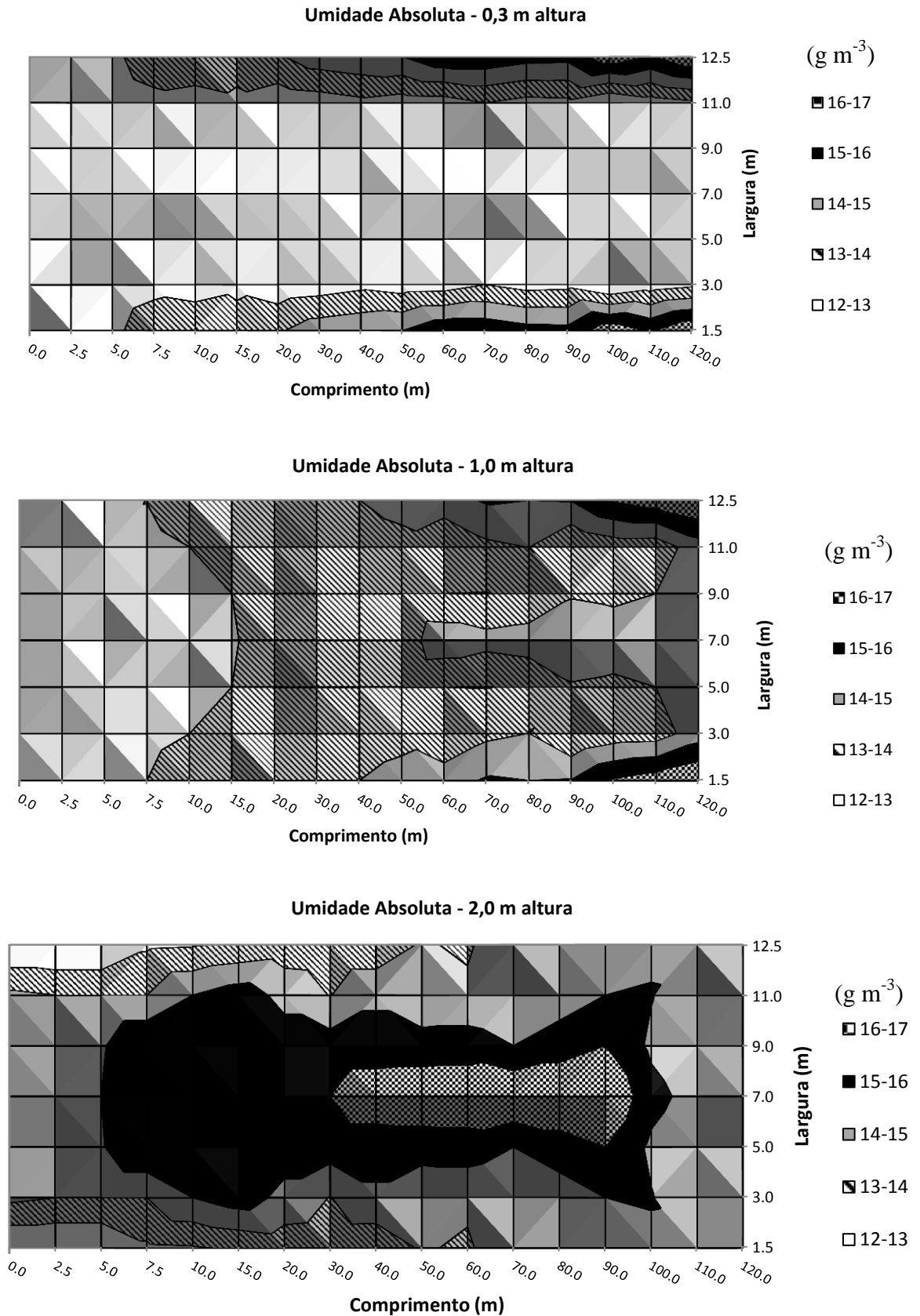


Figura 5c. Umidade absoluta do ar no interior dos galpões, nas alturas 0,3 m, 1,0 m e 2,0 m.

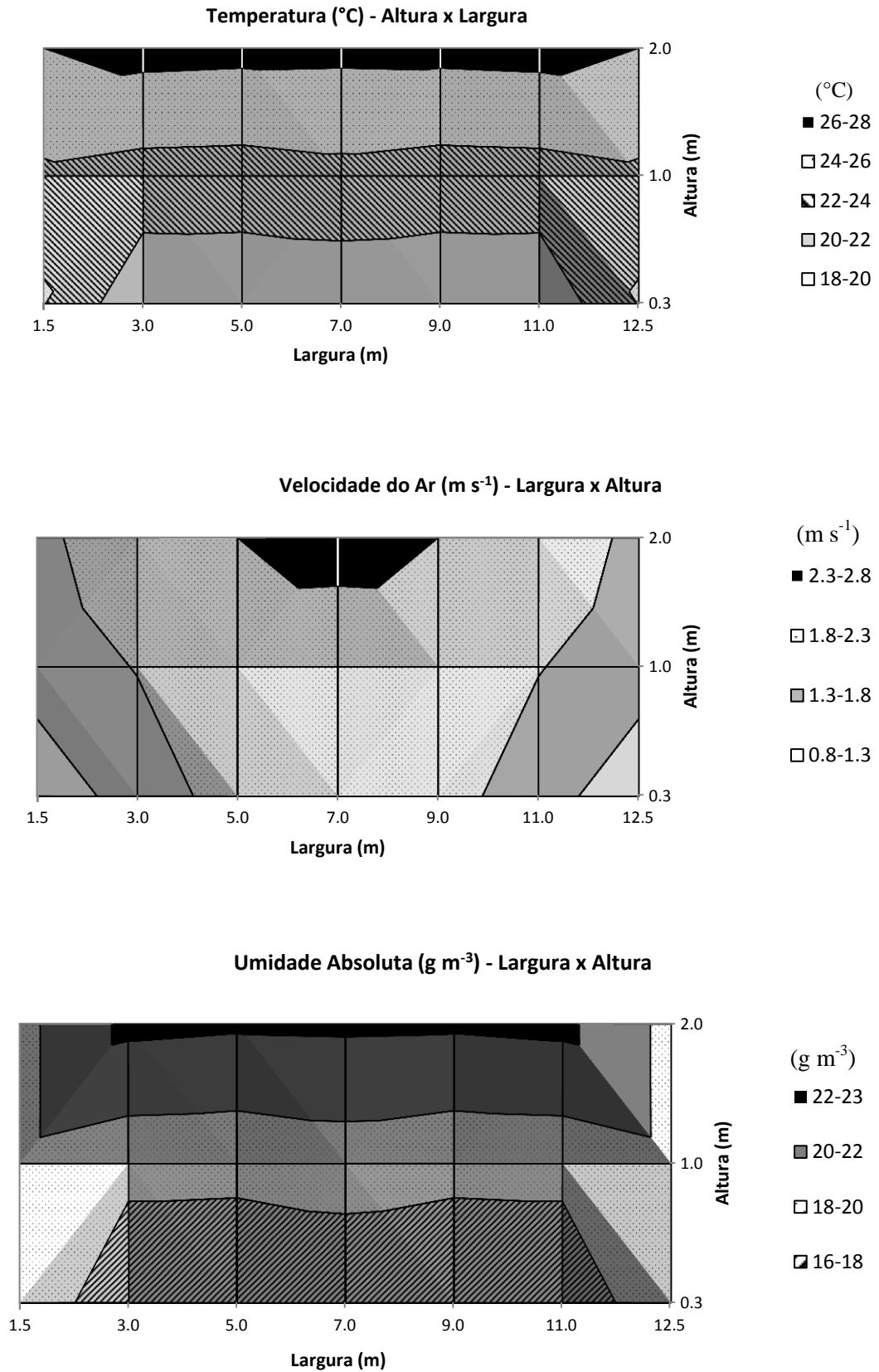


Figura 6. Temperatura, Velocidade do ar e umidade absoluta no sentido da largura e altura dos galpões.

Em relação à velocidade do ar, a correlação entre os fatores temperatura e umidade relativa do ar foi pequena (-0,36 e 0,21), porém, locais com maior ventilação apresentaram maiores temperaturas e menores valores de umidade relativa, entretanto, os locais com maior velocidade foram próximos aos exaustores, com saída do ar quente da granja e menor umidade relativa, por estar do lado oposto ao cooler.

A forte correlação da umidade absoluta com a temperatura é esperada, pois, de acordo com a própria definição de umidade absoluta, há uma relação direta desta com a pressão parcial de vapor e mede diretamente a concentração de vapor no ar, que por sua vez, segue a variação na temperatura (SILVA e MAIA, 2013). Portanto, considera-se o ar como duas massas com comportamento distinto: uma composta pela mistura de gases, considerada ar seco; outra constituída por vapor de água, que, conforme se observam nas Figuras 4c e 5, se acumulou na extremidade do galpão próxima aos exaustores e nas camadas superiores, próximo aos 2,0 m de altura.

A temperatura do ar dentro do galpão se elevou conforme se afastou do cooler e se aproximou dos exaustores. Quanto à largura, a temperatura foi maior próxima à lateral (cortinas) e menor no centro, o que de acordo com GATES et al. (1998), pode ser explicado devido à maior proximidade das laterais ao ambiente externo e maior eficiência do sistema de ventilação no centro do galpão. Com a altura, temperaturas mais elevadas foram registradas abaixo de 1,0 m, o que pode ser explicado através da geração de calor pela cama e pelas aves (REECE e LOTT, 1982; PEDERSEN e THOMSEN, 2002), além do que em estratos mais altos, a velocidade do ar foi maior, removendo com maior eficiência o excesso de calor (LACY e CZARICK, 1992).

A velocidade do ar aumentou com o comprimento, conforme se afastou do cooler e se aproximou do exaustor, lateralmente, foi maior no centro do galpão que, de acordo com SEOA et al. (2009) pode ser causado pelo atrito do ar com as paredes laterais. Na altura, a velocidade aumentou em estratos mais elevados (acima de 1,0 m). Próxima às aves, a 0,30 m de altura, a velocidade se manteve entre  $1,7 \text{ m.s}^{-1}$  a  $1,8 \text{ m.s}^{-1}$ , o que, de acordo com LACY e CZARICK (1992), está dentro da faixa adequada para frangos de corte.

#### 4. Conclusões

A temperatura de bulbo seco aumentou aproximadamente 10°C, em direção aos exaustores, no sentido oposto ao *pad cooling*, principalmente após os 50,0 m e, também, foi maior nas laterais do galpão e acima de 1,0 m de altura. A umidade relativa do ar foi superior a 67% somente nos primeiros 15,0 m após o *pad cooling* reduzindo conforme aumentava a distância e foi maior próxima aos animais, na altura de 0,30 m, não sendo observado efeito da proximidade das cortinas. A velocidade do ar apresentou grande variação na proximidade com as cortinas e abaixo dos 0,30 m, porém, foi maior próxima aos exaustores, no centro do galpão e acima de 1,0 m de altura.

Destas visitas, foi possível definir parâmetros para construção de galpões em escala reduzida, bem como realizar uma série de estudos sobre a tipologia, velocidade do ar, materiais de construção utilizados, vazão dos exaustores, pontos de perda de calor, umidade relativa incrementada e automação do controle de ambiente.

#### 5. Referências

- BUCKLIN, R.A.; JACOB, J.P.; MATHER, F.B.; LEARY, J.D.; NÄÄS, I.A.; *Tunnel ventilation of broiler houses*. Artigo técnico n.46, **Institute of Food and Agricultural Sciences, University of Florida**. Publicação original em 1998, revisto em 2009. Disponível em: < <http://edis.ifas.ufl.edu/ps041>>. Acesso em: 02/2011.
- CAMPOS, A. T. **Determinação dos índices de conforto térmico e da carga térmica de radiação em quatro tipos de galpões em condições de verão para Viçosa, MG**. Viçosa: UFV, 1986, 66p. Dissertação Mestrado.
- FURTADO, D.A.; TINOCO, I.F.F.; NASCIMENTO, J.W.B.; LEAL, A.F.; AZEVEDO, M.A. Caracterização das instalações avícolas da mesorregião do agreste paraibano. **Engenharia Agrícola**, Jaboticabal, v.25, n.3, p.831-840, 2005.
- GATES, R.S.; ZHANG, H.; COLLIVER, D.G.; OVERHULTS, D.G.; Regional variation in temperature humidity index for poultry housing. **Transactions of the ASAE**, Saint Joseph, v.38, n.1, p.197-205, 1998.

- LACY, M.P.; CZARICK, M.; Tunnel-ventilated broiler houses: broiler performance and operational costs. **Journal of Applied Poultry Research**, v.1, p.104-109, 1992.
- MACARI, M.; FURLAN, R.L.; GONZALEZ, E.; **Fisiologia Aviária Aplicada à Frangos de Corte**. FUNEP/Unesp, Jaboticabal, São Paulo, 1994, 296p.
- PEDERSEN, S.; THOMSEN, M.G.; Heat and moisture production of broilers kept on straw bedding. **Journal of Agricultural Engineering Research**, v.75, n.2, p.177-187, 2002.
- REECE, F.N.; LOTT, B.D.; The effect of environmental temperature on sensible and latent heat production of broiler chickens. **Poultry Science**. v.61, n.8, p.1590-1593, 1982.
- SARTOR, V.; BAËTA, F.C.; LUZ, M.L.; ORLANDO, R.C.; Sistemas de resfriamento evaporativo e o desempenho de frangos de corte. **Scientia Agricola**, v.58, n.1, p.17-20, 2001.
- SAS Institute. SAS/STAT User's Guide: Statistics, Version 9.2 Edition. SAS Inst. Inc., Cary, NC, 1999..
- SEOA, I.H.; LEEA, O.; MOONB, H.; KIMC, H; et al.; Improvement of the ventilation system of a naturally ventilated broiler house in the cold season using computational simulations. **Biosystems Engineering**, v.104, n.1, p.106-117, 2009.
- SILVA, A.; NÄÄS, I.A.; Equipamentos para aquecimento e refrigeração. In: MENDES, A.A., NÄÄS, I.A., MACARI, M., (Eds.). **Produção de frangos de corte**. Campinas. FACTA. p. 55-84, 2004.
- TINÔCO, I.F.F.; **Efeito de diferentes sistemas de acondicionamento de ambientes e níveis de energia metabolizável na dieta sobre o desempenho de matrizes de frangos de corte, em condições de verão e outono**. 1996. 173 f. Tese (Doutorado em Ciência Animal) – Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 1996.

### **CAPITULO 3 – MENSURAÇÃO E CARACTERIZAÇÃO FÍSICA E GEOMÉTRICA DE BLOCOS CERÂMICOS DE OITO FUROS**

**RESUMO** – Blocos cerâmicos de oito furos ou tijolo baiano são largamente utilizados em todo o Brasil em construções, seja para função estrutural ou de vedação. Suas propriedades e padrões de fabricação são regulamentados pelas normativas brasileiras ABNT: NBR 15270.1/05, 15270.2/05 e 15270.3/05. O objetivo deste trabalho foi analisar as características físicas e geométricas, com base nas normativas brasileiras, de blocos cerâmicos oriundos de quatro olarias do Estado de São Paulo. As características geométricas avaliadas foram: dimensões da face (comprimento, largura e altura), espessura dos septos e paredes externas, desvio em relação ao esquadro, planeza das faces, área total e área líquida. Após a análise dos resultados, concluiu-se que, nenhum dos grupos seguiu todas as características estabelecidas nas normas brasileiras e não se observou padronização dos blocos cerâmicos, que apresentaram grande variação entre as amostras de cada grupo e entre os grupos. Estes resultados são preocupantes e indicam que providências mais efetivas deveriam ser tomadas para o controle e monitoramento da fabricação de blocos cerâmicos.

**Palavras chave:** tijolo baiano, blocos cerâmicos de oito furos, alvenaria estrutural, alvenaria de vedação.

## 1. Introdução

Blocos cerâmicos de 8 furos ou popularmente conhecidos como tijolos baianos, são largamente utilizados em construções, seja para função de vedação ou para alvenaria estrutural. Segundo VIDOR (1992) os blocos e/ou tijolos devem: ter adequada resistência à compressão; ter capacidade de aderir à argamassa tornando homogênea a parede; possuir durabilidade frente aos agentes agressivos (umidade, variação de temperatura e ataque por agentes químicos); possuir dimensões uniformes e resistir ao fogo.

Muitos autores (OLIVEIRA e ROMAN, 1994, SPOSTO e PERINI, 2000, BASTOS e MARQUES, 2002) verificaram que grande parte dos blocos cerâmicos não atendem totalmente as exigências das normativas brasileiras. Este fato se deve principalmente à carência de controle na produção e falta de exigência por parte dos consumidores. Segundo Massetto (2001), nem mesmo os próprios fornecedores conhecem profundamente as características dos produtos que ofertam para o mercado.

Para a fabricação de tijolos cerâmicos, primeiramente é necessário escolher uma matéria-prima de qualidade (argila), para posteriormente, ser moldado por extrusão e submetido à secagem e queima que ocorre em fornos com temperaturas próximas de 800°C (VIDOR, 1992).

As propriedades dos tijolos e blocos estão relacionadas com: aspecto; dimensões; esquadro; planeza; absorção de água e umidade; retração por secagem; massa específica (densidade) e resistência à compressão (Siqueira Tango, 1990). Estas propriedades influenciam diretamente na resistência e durabilidade dos blocos.

Segundo NOBOA FILHO (2007), as especificações para os materiais cerâmicos podem ser subdivididas em: características visuais, geométricas ou dimensionais, resistência à compressão e absorção de água. As características visuais referem-se àquelas que podem ser observadas visualmente sem a necessidade de ensaios. As unidades não devem apresentar defeitos sistemáticos, tais como trincas, quebras, superfícies irregulares, deformações e desuniformidade de cor.

As exigências sobre geometria e dimensão referem-se às dimensões padronizadas dos elementos e suas variações. As exigências sobre resistência limitam-se à especificação da resistência à compressão dos componentes. As

exigências sobre absorção d'água (AA) dos elementos baseiam-se no índice de absorção, que representa a quantidade de água absorvida pelo material quando submerso durante 24h em temperatura ambiente.

A normativa brasileira ABNT NBR 15270-1 (2005) reporta os limites tolerados para cada variável dos blocos cerâmicos, como: desvio de no máximo  $\pm 5\text{mm}$  nas dimensões comprimento, largura e altura de cada bloco e no máximo  $\pm 3\text{mm}$  para a média de um conjunto de blocos; a espessura das paredes internas deve ser no mínimo de 6mm e as externas de 7mm; o desvio em relação ao esquadro e planeza das faces não pode ser maior que 3mm e a taxa de absorção de água não pode ser menor que 8% e nem maior que 22%

A taxa de absorção de água é diretamente relacionada com a porosidade do bloco cerâmico e uma alta absorção indica grande quantidade de poros, que por sua vez, denota que o produto não sofreu uma queima ideal e sua resistência estará comprometida. Baixa absorção de água pode prejudicar a aderência da argamassa (CHIH-HUANG et al., 2003).

Além dos aspectos relacionados à utilização de blocos cerâmicos em construções, atualmente, muitas granjas avícolas utilizam blocos cerâmicos como constituinte do sistema de resfriamento. O resfriamento evaporativo com cerâmica é uma prática antiga, datada do antigo Egito, quando eram utilizados jarros cerâmicos sob ventilação para refrigerar a água armazenada em seu interior (WATT e BROWN, 1997).

IBRAHIM et al (2003) estudaram a performance de resfriadores evaporativos diretos feitos de cerâmica e concluíram que quanto maior a porosidade, a área de superfície úmida em contato com a massa de ar e a pressão de abastecimento de água incidente na cerâmica, maior será o potencial de resfriamento do sistema.

MARTÍNEZ et al (2010) compararam um sistema evaporativo utilizando blocos cerâmicos (blocos furados) com uma bomba de ar geradora de calor, considerando diferentes condições de temperatura e umidade. Os autores concluíram que o sistema evaporativo com blocos cerâmicos, além de ser mais barato, proporciona maior economia de energia elétrica.

Outra vantagem da utilização de componentes cerâmicos, sobretudo blocos cerâmicos, é que são materiais de fácil disponibilidade no mercado e possuem baixo custo. Além disso, no setor de construção civil este material é habitualmente utilizado, o que amplia o interesse se sua aplicação em sistemas de condicionamento de ar. Suas propriedades físicas e mecânicas estão bem

estabelecidas e os métodos estão padronizados para realização de ensaios, principalmente pelas Normativas ABNT: NBR 15270.1/05, 15270.2/05 e 15270.3/05.

O objetivo deste trabalho foi analisar as características físicas e geométricas, com base nas normativas brasileiras, de blocos cerâmicos oriundos de quatro olarias do Estado de São Paulo.

## 2. Material e Métodos

Para mensuração das características físicas e geométricas dos blocos cerâmicos foram utilizados 80 blocos provenientes de quatro olarias (20 blocos por olaria) do estado de São Paulo, comercializados em Jaboticabal-SP, com oito furos e as medidas padrões: 9 cm de largura, 19 cm de comprimento e 19 cm de altura, conforme pode ser visualizado na Figura 1.



Figura 1. Bloco cerâmico utilizado nos ensaios para determinação de características físicas e geométricas.

As características geométricas avaliadas foram: dimensões da face (comprimento, largura e altura), espessura dos septos e paredes externas, desvio em relação ao esquadro, planeza das faces, área total e área líquida. Para execução dos testes utilizou-se: paquímetro digital ( $\pm 0,2$  mm), régua metálica ( $\pm 0,5$  cm), esquadro metálico ( $90^\circ \pm 0,5^\circ$ ) e balança digital ( $\pm 5$  g).

A área total ( $A_t$ ), definida pela ABNT:NBR 15270.3/05 como sendo a “área da seção de assentamento delimitada pelas arestas do bloco sem desconto das áreas dos furos”, foi obtida pela multiplicação do comprimento e largura, expressa em  $\text{cm}^2$ .

$$A_t = \text{Comp} \times \text{Larg} \quad (\text{cm}^2) \quad (1)$$

A área líquida ( $A_{liq}$ ), definida pela mesma normativa como “a área da seção de assentamento, delimitada pelas arestas do bloco, com desconto das áreas dos furos” foi definida após a  $A_t$ , no qual os blocos foram imersos em água (temperatura ambiente) por 24h e então, foram pesados dentro da água para se obter a massa aparente ( $m_a$ ) e logo após, foram superficialmente secados com um pano de algodão e imediatamente pesados, para obtenção da massa úmida ( $m_u$ ). A  $A_{liq}$  para cada bloco foi expressa em  $cm^2$  e calculada de acordo com a equação 1:

$$A_{liq} = \frac{m_u - m_a}{H \cdot \rho_{H_2O}} \quad (cm^2) \quad (1)$$

No qual: H é a altura dos blocos e  $\rho_{H_2O}$  representa a massa específica da água ( $1 \text{ g/cm}^3$ ).

Para determinar o índice de absorção de água (AA) foi necessário primeiramente, determinar a massa seca e a massa úmida, no qual foi descrita acima. A massa seca ( $m_s$ ) foi obtida depois da secagem dos blocos em estufa de ventilação forçada ( $105 \pm 5^\circ C$ ) e pesagem em balança com resolução de 5g. Os blocos permaneceram na estufa e foram pesados de hora em hora até que a diferença em seus pesos não ultrapassasse 0,25% da pesagem anterior. O AA foi expresso em porcentagem e calculado de acordo com a expressão 2:

$$AA_{(\%)} = \frac{m_u - m_s}{m_u} \times 100 \quad (\%) \quad (2)$$

Para análise estatística, realizou-se ANOVA e compararam-se as médias pelo teste de Tukey ( $P < 0,05$ ), através do Proc MIXED do SAS<sup>®</sup> (2001).

### 3. Resultados e Discussão

De acordo com a norma brasileira ABNT NBR 15270/05, os blocos cerâmicos com oito furos deveriam ter as medidas padrões de 9x19x19 cm de largura, comprimento e altura, respectivamente, com  $\pm 3$  mm de tolerância, mas observou-se, na prática, que a variação é bem maior (Tabela 3). Para a largura os valores estavam dentro da faixa tolerada, porém para o comprimento e altura os grupos 1 e 4 tiveram valores superiores que 3 mm.

A variação nas características geométricas influenciou a área total, pois os grupos 2 e 3 apresentaram menor área em função de menores valores para largura, altura comprimento. Já para a área útil ou área líquida não houve diferença entre os

grupos. Porém grande parte dos blocos do grupo 2 apresentaram trincas de fabricação, conforme se observa na Figura 3.

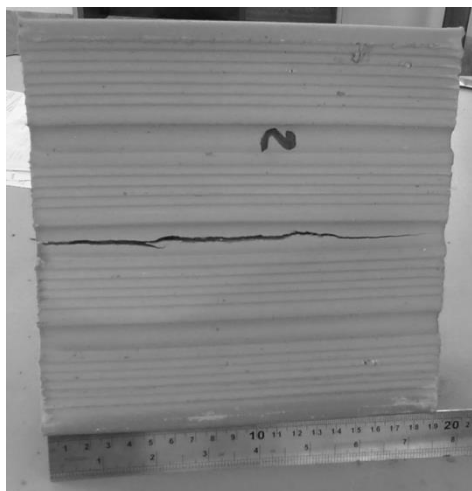


Figura 3. Bloco do grupo 2 com presença de trincas horizontais.

Tabela 3. Características físicas e geométricas dos blocos cerâmicos com oito furos.

Variável	Grupo								CV (%)	Pr
	1	2	3	4	1	2	3	4		
<b>(kg)</b>										
<b>Massa Seca</b>	1,91	b	1,87	b	1,91	b	2,09	a	2,02	<0,001
<b>Massa Aparente</b>	2,36	b	2,29	c	2,34	bc	2,52	a	1,95	<0,001
<b>Massa Umida</b>	2,37	b	2,29	c	2,34	bc	2,53	a	1,93	<0,001
<b>(cm)</b>										
<b>Largura</b>	8,98	a	8,82	b	8,83	b	8,98	a	1,46	0,01
<b>Altura</b>	19,11	ab	18,95	b	19,05	ab	19,34	a	1,34	0,01
<b>Comprimento</b>	19,34	ab	19,14	bc	19,09	c	19,43	a	1,02	<0,001
<b>Desv. Esquadro</b>	0,20	a	0,11	a	0,25	a	0,16	a	8,50	0,23
<b>Planeza das Faces</b>	0,33	a	0,32	a	0,37	a	0,34	a	7,02	0,97
<b>(cm<sup>2</sup>)</b>										
<b>Área Total</b>	173,67	a	168,82	b	168,56	b	174,48	a	1,72	<0,001
<b>Área Líquida</b>	0,44	a	0,24	a	0,26	a	0,39	a	3,50	0,69
<b>(%)</b>										
<b>Absorção Água</b>	24,28	a	22,22	a	23,08	a	21,12	a	11,75	0,07

\*Letras minúsculas na linha denotam diferenças entre as médias pelo teste de Tukey (P<0,05)

Pela normativa ABNT NBR 15270-3/05 o desvio máximo em relação ao esquadro e planeza das faces tolerados são de  $\pm 3$  mm. Os grupos não apresentaram problemas de desvio e os valores estiveram dentro da faixa tolerável, mas em relação à planeza todos os grupos estiveram acima da faixa tolerada, o que poderia causar problemas durante o assentamento dos blocos, alinhamento de paredes e aplicação do reboco.

O índice de absorção de água deveria estar entre 8% e 22%, mas os valores obtidos foram superiores ao tolerado nos grupos 1, 2 e 3. O grupo 4 apresentou um valor alto, porém inferior a 22%. Estes resultados são importantes, pois de acordo com Chih-Huang et al. (2003) um índice elevado de absorção de água indica problemas no processo de queima dos blocos durante sua fabricação que determina a resistência dos blocos e pode causar problemas em suas funções de vedação ou estrutural.

#### 4. Conclusão

Concluiu-se que, nenhum dos grupos seguiu todas as recomendações das normas brasileiras e não se observou padronização na fabricação dos blocos cerâmicos, que apresentaram pela grande variação entre as amostras de cada grupo e entre os grupos. Estes resultados são preocupantes e indicam que providências mais efetivas deveriam ser tomadas para o controle e monitoramento da fabricação de blocos cerâmicos.

#### 5. Referências

- ABNT NBR 15270-1/2005 – Componentes cerâmicos – Blocos cerâmicos para alvenaria de vedação – Terminologia e requisitos.
- ABNT NBR 15270-2/2005 – Componentes cerâmicos – Blocos cerâmicos para alvenaria estrutural – Terminologia e requisitos.
- ABNT NBR 15270-2/2005 – Componentes cerâmicos – Blocos cerâmicos para alvenaria estrutural e de vedação – Métodos de ensaio.
- BASTOS, P.S.S.; MARQUES, G.M.; Avaliação dos tijolos maciços cerâmicos produzidos nas olarias da região de Bauru/SP. Juiz de Fora, MG. 2002. In: **Congresso de Engenharia Civil**, 5. , 2002, Juiz de Fora. Artigo Técnico.
- CHIH-HUANG W.; DENG-FONG L.; PEN-CHI C. **Utilization of sludge as brick materials**, Advances in environmental research, 2003.
- IBRAHIM, E.; SHAO, L.; RIFFAT, S.B.; Performance of porous ceramic evaporators for building cooling application. **Energy and Buildings**. v.35, p.941-949, 2003.
- MARTÍNEZ, F.X.R.; GÓMEZ, E.V.; GONZÁLEZ, A.T.; MURRIETA, F.E.F.; Comparative study between a ceramic evaporative cooler (CEC) and an air-source

heat pump applied to a dwelling in Spain. **Energy and Buildings**. v.42, p.1815-1822, 2010.

MASSETTO, L.T.; Estudo da Resistência à compressão de alvenarias de vedação de componentes comercializados em São Paulo. 2001. 157 p. Dissertação (Mestrado em engenharia). Escola politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2001.

NOBOA FILHO, S.; Sobre o emprego de tijolos e blocos de vedação com função estrutural em edificações de pequeno porte. 2007. 316 p. Dissertação (Mestrado em engenharia de estruturas). Centro de Ciências Exatas e Tecnologia, Universidade Federal de São Carlos, São Carlos. 2007.

OLIVEIRA, S.M.; ROMAN, H.R.; Avaliação e uso de blocos cerâmicos nos estados da Bahia e Santa Catarina. In: **International Seminar on Structural Masonry for Developing Countries**, 5. 1994, Florianópolis. p. 453-461.

SAS Institute. SAS/STAT User's Guide: Statistics, Version 9.2 Edition. SAS Inst. Inc., Cary, NC, 1999.

SPOSTO, R.M.; PERINI, A.S.; Caracterização e avaliação da qualidade dos blocos cerâmicos furados para alvenaria de vedação fornecidos para o Distrito Federal - DF. In: **ENTAC**, 8., 2000, Salvador. v.2 p.940-948.

VIDOR, E.; **Especifique: materiais de construção**. São Paulo: Menasce Comunicações, 1992.

WATT, J.R.; BROWN, W.K. **Evaporative air conditioning handbook**. 3rd edition. Lilburn, 1997.

## **CAPITULO 4 – ESTUDO E DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO AR-SOLO COM BLOCOS CERÂMICOS PARA GRANJAS AVÍCOLAS.**

**RESUMO** – Atualmente, há grande preocupação em se utilizar fontes renováveis de energia ou minimizar o uso de recursos naturais, procurando desenvolver sistemas energeticamente mais eficientes, que proporcionem condições de conforto térmico adequadas com um gasto mínimo de recursos. Este trabalho objetivou definir parâmetros para construção de um sistema de climatização ar-solo possível de ser utilizado em granjas avícolas, com tubulação composta por blocos cerâmicos enterrados no solo. Foram utilizados blocos cerâmicos, oriundos do grupo 4 do capítulo 3 desta tese, com 0,09 x 0,19 x 0,19 m com oito furos, alinhados e organizados em módulos de 1,0 m até o comprimento máximo de 7,0 m, de forma escalonada, enterrados a uma profundidade de 0,60 m, com a largura de 0,76 m e altura 0,36 m. Foram realizadas três etapas consecutivas para se determinar o comprimento do sistema e o posicionamento dos nebulizadores: na primeira etapa, avaliou-se o sistema com os blocos cerâmicos totalizando o comprimento de 7,0 m com a livre passagem de ar pelos blocos; na segunda etapa, adicionaram-se aspersores de água na entrada de ar e na terceira etapa, após a definição do comprimento nas etapas anteriores, os aspersores foram posicionados em intervalos de 1,0 m no interior do túnel, sendo acionados em todas as combinações possíveis. Os resultados demonstraram que o comprimento do sistema com 4,0 m e aspersão de água somente na entrada de ar proporcionaram resultados satisfatórios, tanto no sentido de resfriamento do ar, quando em economia na construção da tubulação e de água para o resfriamento evaporativo do ar.

**Palavras chave:** Sistema de arrefecimento de ar, troca de calor ar-solo, blocos cerâmicos, resfriamento evaporativo.

## 1. Introdução

A avicultura industrial é, sem dúvida, das atividades pecuárias praticadas no Brasil, a mais intensificada e produtiva, chegando-se a produzir cerca de 50 kg de carne por m<sup>2</sup> e em termos de competitividade, o Brasil produz, em qualidade e quantidade, o frango mais barato do mundo (ABEF, 2009). Nestes sistemas de alta produtividade há grande demanda hídrico-energética para manutenção de um ambiente adequado e condições ótimas para expressão máxima do potencial produtivo das aves.

Um galpão avícola bem planejado deve proporcionar uma eficiente dissipação do calor corporal produzido pelas aves e dos gases produzidos pela cama, bem como amenizar os efeitos térmicos estressores do meio. Portanto, torna-se necessário, antes de sua construção, um estudo aprofundado das características ambientais locais e de todas as questões termodinâmicas envolvidas no funcionamento e concepção de projetos de climatização.

Os sistemas de climatização mais utilizados atualmente se baseiam em mecanismos que realizam trocas por condução e/ou convecção, além do resfriamento evaporativo do ar. No resfriamento evaporativo direto o ar não saturado é resfriado pela transferência de calor e massa, aumentada pelo movimento forçado do ar através de uma superfície umedecida. Parte do calor sensível do ar é transferida para a água e torna-se calor latente por evaporação de parte da água. O calor latente segue o vapor de água e se difunde no ar (WATT e BROWN, 1997).

Têm-se observado reduções da ordem de 4°C a 10°C na temperatura do ar, utilizando resfriamento evaporativo (WHITAKER, 1979 e TINOCO, 1996). Dagtekin et al. (2009) estudaram a eficiência de um sistema adiabático evaporativo em granjas avícolas durante os meses de junho e agosto na Turquia (verão), que se caracteriza por altas temperaturas e elevada umidade do ar. Os autores concluíram que o sistema adiabático evaporativo proporcionou uma redução na temperatura entre 4,4 a 7,3°C, porém, essas condições só foram obtidas quando a umidade do ar se situou abaixo dos 50%.

A eficácia destes sistemas depende de uma série de fatores, tais como: umidade relativa do ar, isolamento térmico do galpão e identificação de pontos de perda de pressão, tipo de material utilizado na vedação e construção do galpão, espessura e área adequada de exposição da placa evaporativa, fluxo de ar e volume de água (MCNEILL et al., 1983; KOCA et al., 1991; SIMMONS e LOTT, 1996).

Nas décadas de 1970 e 1980, houve um crescente interesse por sistemas que utilizavam da inércia térmica do solo a uma determinada profundidade para promover um pré-aquecimento ou pré-resfriamento do ar e, estes sistemas ficaram conhecidos como Earth-Air Heat Exchangers (EAHE) ou trocadores de calor solo-ar. São constituídos por uma entrada de ar externo em uma tubulação enterrada no subsolo a uma determinada profundidade e, após o ar percorrer a tubulação, sai para o interior do ambiente no qual se deseja resfriar ou aquecer (Thevenard, 2007). Porém, devido à carência de materiais adequados à sua construção e problemas relacionados com qualidade do ar estes sistemas caíram em desuso.

No início dos anos 2000, com a busca por sistemas de condicionamento do ar mais eficientes, vários estudos sobre sistemas EAHE foram retomados. SKOMORUCHA e HERBUT (2005) compararam aves criadas em um galpão convencional (com ventilação) vs. aves criadas em um galpão no qual a ventilação estava associada ao EAHE. Os galpões com o sistema EAHE apresentaram menores temperaturas e maiores índices de produção. Bansal e Mathur (2009) compararam um sistema EAHE simples com um sistema EAHE com resfriamento evaporativo na entrada de ar e observaram que, quando acoplado ao sistema evaporativo, além de promover maior redução na temperatura do ar, pôde-se reduzir o comprimento e o raio da tubulação e a velocidade do ar sem perdas para o sistema.

Estudos realizados por COSTA e GODOY (1962) e ZACARIAS (2008), indicaram que abaixo de 0,50m a temperatura do solo na região de Ribeirão Preto-SP e Jaboticabal-SP apresentam uma pequena variação, próxima de 1°C ao longo do ano. A utilização de sistemas de troca térmica ar-solo na agricultura é possível e encontra grande aplicabilidade nesta área, em granjas de aves, de suínos ou em estufas agrícolas. Este sistema pode proporcionar, conforme estudos realizados por DEGLIN et al. (1999), ALCHALABI (2001), BIEDA e KOZBIAL (2000) e BIEDA et al. (2001) condições ideais de temperatura sem um grande aumento nos custos de produção.

Atualmente, há uma grande preocupação em se utilizar fontes renováveis de energia ou minimizar o uso de recursos naturais, procurando desenvolver sistemas energeticamente mais eficientes, que proporcionem condições de conforto térmico adequadas com um gasto mínimo de recursos. Diante do exposto, o objetivo deste trabalho foi definir parâmetros para construção um sistema de climatização ar-solo possível de ser utilizado em granjas avícolas, porém, diferente de outros trabalhos

descritos na literatura, a tubulação utilizada foi composta por blocos cerâmicos enterrados no solo.

## 2. Material e Métodos

O estudo foi realizado no departamento de Engenharia Rural da Faculdade de Ciências Agrárias e Veterinárias da Unesp, campus de Jaboticabal, a 21°15'22" S de latitude e 48°18'58" W de longitude, com altitude de 595 m. O clima, baseado na classificação de Köppen, é do tipo Awa, descrito como tropical de estiagem no inverno, com estação seca definida (abril a setembro) e concentração das chuvas nos meses de verão (outubro a março).

O solo da área experimental é classificado como Latossolo Vermelho Distrófico, com textura argilosa a moderada, caulinitico hipoférrico com relevo suave ondulado (EMBRAPA, 2006). Valores de temperatura e precipitação atmosférica do período experimental, março de 2011 a fevereiro de 2012, estão representadas na Figura 1.

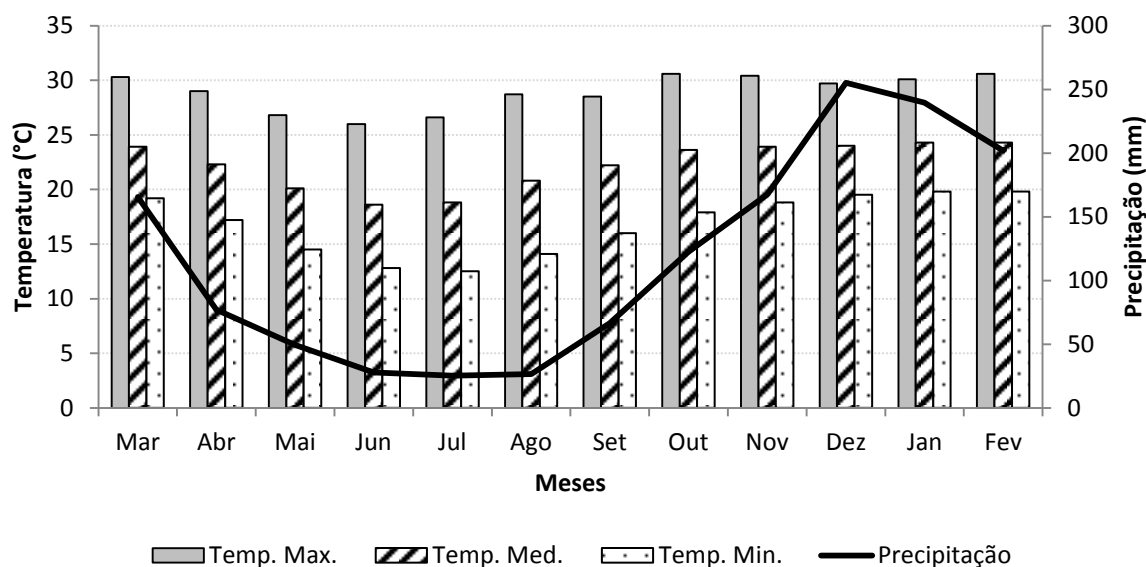


Figura 1. Temperatura e precipitação atmosférica do período de março de 2011 a fevereiro de 2012 para Jaboticabal-SP (Fonte: Estação Agroclimatológica da FCAV-Unesp Jaboticabal).

Foram utilizados blocos cerâmicos, oriundos do grupo 4 do capítulo 3 desta tese, com 0,09 x 0,19 x 0,19 m com oito furos, alinhados e organizados em módulos de 1,0 m até o comprimento máximo de 7,0 m, de forma escalonada, enterrados a uma profundidade de 0,60 m, com a largura de 0,76 m e altura 0,36 m (Figura 2).

Para o dimensionamento da entrada de ar dos blocos, considerou-se a relação proposta por SILVA e NÄÄS (2004) de 0,65 m<sup>2</sup> de entrada de ar para cada 100 m<sup>3</sup>/min de exaustão e que cada bloco possui uma área útil de furos igual a 50% da área total do bloco (considerando os septos internos e externos).



Figura 2. Entrada de ar do sistema via solo utilizando blocos cerâmicos.

A profundidade de recobrimento da massa de blocos foi definida em 0,60 m, com base nos trabalhos realizados por ZACARIAS (2008) e COSTA e GODOY, (1962), no qual descrevem que a temperatura anual do solo na região de Jaboticabal abaixo de 0,50 m é próxima de  $21\pm 1^{\circ}\text{C}$ .

O ar fluiu através dos blocos por pressão negativa provocada por um exaustor com vazão de  $20\text{ m}^3\text{ min}^{-1}$ , conectado na saída do sistema e a seção transversal foi de  $0,27\text{ m}^2$ , de modo que a velocidade fosse próxima de  $2,0\text{ m s}^{-1}$ , considerando possíveis perdas. Foram realizadas mensurações diárias para se verificar a velocidade média do exaustor com base na metodologia proposta por Wheeler e Bottcher (1995), adaptada para 5 pontos de mensuração na frente do exaustor.

Foram realizadas três etapas consecutivas para se determinar o comprimento do sistema e o posicionamento dos nebulizadores, conforme se observa pelo esquema da Figura 2. Na primeira etapa, avaliou-se o sistema com os blocos cerâmicos totalizando o comprimento até 7,0 m com a livre passagem de ar pelos blocos; na segunda etapa, adicionaram-se aspersores de água na entrada de ar e na terceira etapa, após a definição do comprimento (4,0 m) nas etapas anteriores, os aspersores foram posicionados em intervalos de 1,0 m no interior do túnel, sendo acionados em todas as combinações possíveis.

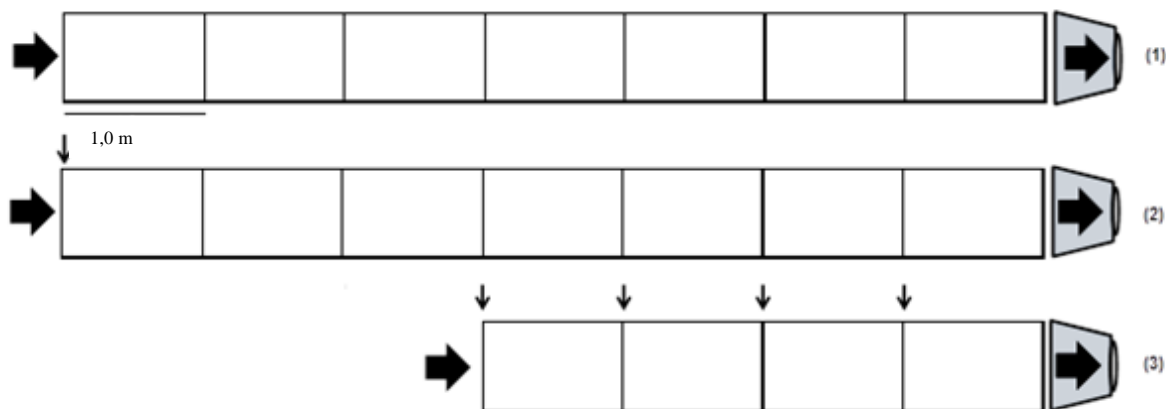


Figura 2. Esquema representativo da disposição do sistema: (1) sistema com 7,0 m sem aspersão com livre passagem do ar; (2) sistema com 7,0 m e aspersão ( $\downarrow$ ) apenas na entrada de ar e (3) sistema com 4,0 m e aspersão escalonada a cada metro.

Na terceira etapa, utilizou-se o comprimento máximo de 4,0m com aspersores conectados ao sistema a cada metro linear, como se observa na Figura 3. Foram estudadas 16 situações: (0) - sem aspersão; (1) – aspersão no primeiro módulo de 1,0m, na entrada de ar; (2) – aspersão no segundo módulo; (3) – aspersão no terceiro módulo; (4) – aspersão no quarto módulo; e as combinações: (12) – aspersão nos módulos 1 e 2; (13) – aspersão nos módulos 1 e 3; (14) – aspersão nos módulos 1 e 4; (23) – aspersão nos módulos 2 e 3; (24) – aspersão nos módulos 2 e 4; (34) – aspersão nos módulos 3 e 4; (123) – aspersão nos módulos 1, 2 e 3; (124) – aspersão nos módulos 1,2 e 4; (134) – aspersão nos módulos 1, 3 e 4; (234) – aspersão nos módulos 2, 3 e 4; (1234) – aspersão nos módulos 1, 2, 3 e 4.



Figura 3. Instalação do sistema com 4,0 m com aspersores intercalados a cada metro linear.

Os microaspersores instalados possuíam a vazão de 7,14 L hora<sup>-1</sup> (modelo NA-1 Agrojet), conectados ao sistema de abastecimento de água, com pressão manométrica de 20±5 mca. Cada sistema de aspersão possuía 8 microaspersores, juntamente com o exaustor no final do túnel e eram acionados manualmente no período estipulado das 09h00 às 17h00.

Para os cálculos da troca de calor por convecção, considerou-se um sistema estacionário com trocas de calor por condução do centro para as extremidades (sentido radial) e por convecção no sentido do comprimento.

De acordo com Paepe et al (2003), nos sistemas de troca de calor ar-solo, pode-se considerar o ar como único fluido que transporta calor. O calor absorvido ou liberado pelo ar flui pelas paredes da tubulação para o solo circundante. Se o contato da parede do tubo com o solo é considerado perfeito e a condutividade do solo é considerada muito alta comparada com a superfície de resistência, então a temperatura da parede do lado interno da tubulação pode ser considerada constante.

A transferência total de calor do ar quando flui no interior de tubulações enterradas devido à convecção da parede com o ar, pode ser descrita de acordo com a equação 1 (INCROPERA e DEWITT, 1990):

$$Q_{conv} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{saída} - T_{ent}) = h_c \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (\text{W}) \quad (1)$$

A taxa de transferência de calor por convecção ( $h_c$ ) é dada pela equação 2:

$$h_c = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{saída} - T_{ent})}{P \cdot L \cdot \Delta T_{lm}} \quad (\text{W m}^{-2} \text{ K}^{-1}) \quad (2)$$

No qual:  $\Delta T_{lm} = \frac{(T_{sup} - T_{saída}) - (T_{sup} - T_{ent})}{\ln[(T_{sup} - T_{saída}) / (T_{sup} - T_{ent})]}$ , é a média logarítmica das diferenças de temperatura. Essa diferença média logarítmica é devida natureza exponencial do decréscimo da temperatura no interior de tubulações com o aumento do comprimento, deduzida a partir da igualdade na equação 1, no qual se obtém a temperatura média do ar no interior da tubulação para qualquer comprimento, através da equação 3:

$$T_m(x) = T_{sup} + (T_{sup} - T_{ent}) \cdot e^{-\frac{h_c P}{\dot{m} c_p} x} \quad (^\circ\text{C}) \quad (3)$$

No qual:  $T_m(x)$  – temperatura do ar no interior da tubulação em função do comprimento ( $x$ );  $T_{sup}$  – temp. superficial;  $T_{ent}$  – temp. na entrada;  $h_c$  – coef. Convecção;  $P$  – perímetro da superfície exposta;  $\dot{m}$  - é a vazão mássica ( $\rho \cdot \text{vel} \cdot A_{seção}$ ),

no qual  $\rho$  - densidade do fluido,  $vel$  – velocidade e  $A_{secc\tilde{a}o}$  é a área de secção transversal e  $c_p$  – calor específico da água.

Da equação 3, pode-se obter a eficácia na redução da temperatura pela equação 4:

$$\varepsilon_{Temp} = \left( \frac{T_{ent} - T_{saida}}{T_{ent} - T_{solo}} \right) \times 100 \quad (\%) \quad (4)$$

Para a obtenção dos dados de temperatura foram utilizados termopares tipo T, modelo 105T, com acurácia de  $\pm 1^\circ\text{C}$ , devidamente posicionados: na entrada de ar do sistema e a cada 1,0 m ao longo do comprimento até na saída de ar; na seção transversal, na divisa dos blocos e o solo e no centro da massa de blocos, a 0,18 m do solo; nas profundidades de 0,60 m e 1,0 m e no solo sem contato com a massa de blocos, a 1,0 m de profundidade, conectados através do sistema de aquisição de dados Datalogger (marca Campbell Scientific-Inc). A umidade relativa foi obtida na entrada do sistema e na saída através de medidores de Stress Térmico Digital Portátil Instrutherm (TGD-300). O sistema era acionado manualmente e permanecia ligado, exaustor e aspersores, das 09h00 às 17h00.

Nas análises do sistema evaporativo, algumas considerações foram feitas: (1) o ar seco e vapor de água têm comportamento de gás ideal; (2) o ar é uma mistura de dois gases (ar seco e vapor de água); (3) as perdas de calor para o ambiente são desprezíveis, i.e., o processo é adiabático; (4) processo se dá em regime permanente; (5) as variações de energia cinética e potencial são negligenciáveis; (6) a temperatura da água do sistema foi considerada próxima da temperatura de bulbo úmido do ar ambiente.

Para a primeira etapa desde projeto, foram calculadas as diferenças de temperatura; os coeficientes de transferência de calor por convecção; a taxa de transferência de calor por convecção e a eficácia na redução de temperatura; para a segunda e terceira etapa, foi calculada a eficácia do sistema evaporativo, através da equação 5.

$$\varepsilon_{evap} = \frac{T_{bs(ent)} - T_{bs(saída)}}{T_{bs(ent)} - T_{bu}} \times 100 = 1 - \exp\left(\frac{h_c \cdot A_s}{\dot{m}_{evap} \cdot c_{p_u}}\right) \quad (\%) \quad (5)$$

No qual,  $T_{bs(ent)}$  e  $T_{bs(saída)}$  é a temperatura de bulbo seco na entrada e na saída, respectivamente;  $T_{bu}$  é a temperatura de bulbo úmido do ar atmosférico;  $\dot{m}_{evap}$  é a vazão mássica no sistema evaporativo e  $c_{p_u}$  é o calor específico do ar úmido.

A Eq. 5 mostra que, uma efetividade de 100% corresponde a uma temperatura de saída do ar igual à temperatura de bulbo úmido e, por sua vez, mostra que tal

efetividade limite requer uma combinação de uma grande área de superfície com um elevado coeficiente de transferência de calor e baixa vazão mássica no painel evaporativo ou calor específico.

Para análise dos dados, foram selecionados dias, com base nos relatórios da Estação Agroclimatológica da FCAV-Unesp Jaboticabal, com radiação solar global superior a  $19 \text{ MJ m}^{-2}$ . As situações foram analisadas como medidas repetidas no tempo e o modelo misto foi composto dos efeitos do comprimento do sistema na etapa 1, da aspersão na etapa 2 e do rendimento do sistema evaporativo na etapa 3. Utilizou-se o procedimento MIXED do SAS (versão 9.2) e o critério de informação bayesiano (BIC) para escolha da melhor estrutura de matriz variância dos erros. Em todas as análises, o nível de significância foi de  $P \leq 0.05$ .

### **3. Resultados e Discussão**

A variação da temperatura do ar e do solo foi monitorada durante todo o período experimental, de março de 2011 a fevereiro de 2012. A temperatura do solo foi mensurada em solo gramado a 1,0 m de profundidade e nas paredes de divisa do sistema com o solo, a 0,6 m e 1,0 m de profundidade. Na Figura 4, as barras demonstram temperatura mensal do solo entre março e fevereiro e as linhas, a variação horária da temperatura do solo nas situações descritas acima.

A variação anual na temperatura do solo foi próxima de  $0,9^{\circ}\text{C}$ . À medida que se aumentou a profundidade a variação foi menor e a 1,0 m de profundidade em solo gramado a temperatura foi semelhante a 1,0 m e 0,6m de profundidade na divisa do sistema com o solo. Estes resultados corroboram com Moreland et al. (1980), Kusuda e Bean (1983) e Labs (1989), que modelaram matematicamente a temperatura anual subterrânea de um solo com base na teoria de condução de calor aplicada a um sólido homogêneo semi-infinito e verificaram um comportamento sinusoidal, com variação de  $1,1^{\circ}\text{C}$ , devido à variação anual da temperatura na superfície.

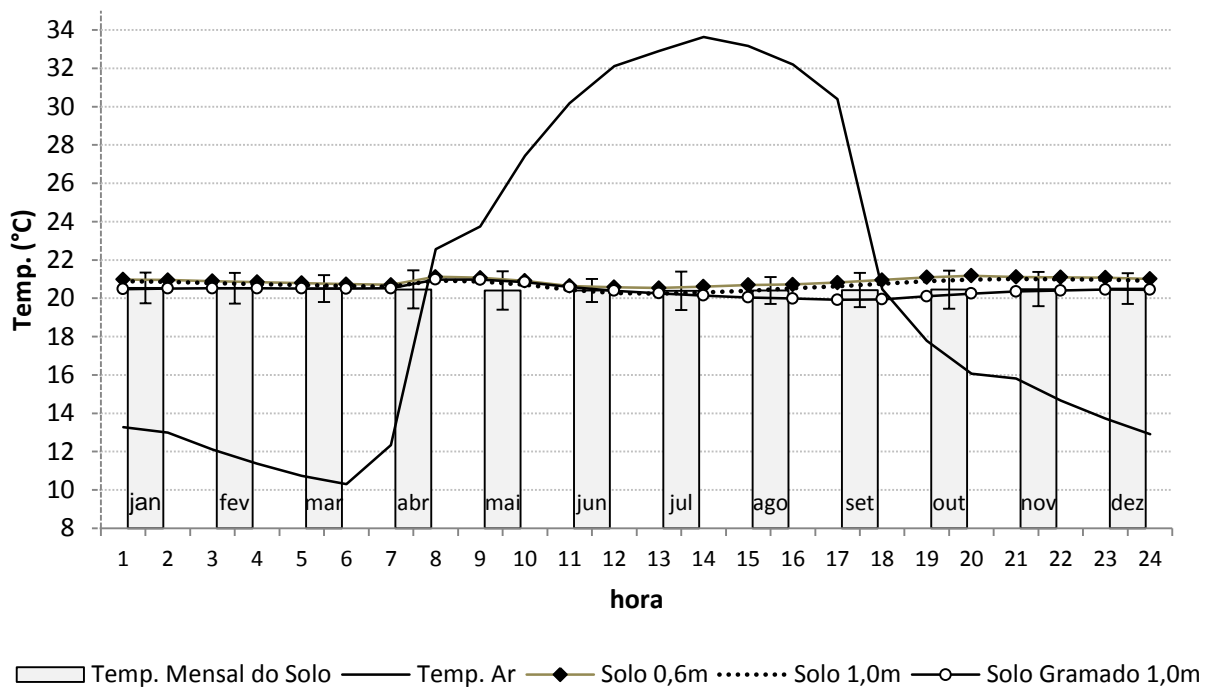


Figura 4. Variação mensal (barras) e horária (linhas) da temperatura do solo na entrada do sistema (temperatura ambiente), no centro do sistema (3,5 m de comprimento) na divisa da massa de blocos com o solo a 0,6 m de profundidade e a 1,0 m e em solo gramado a 1,0 m de profundidade.

*a. Etapa 1- Influência do comprimento da tubulação na redução da temperatura do ar na saída do sistema*

Este experimento foi realizado no período de abril a junho de 2011. Na Figura 5 está representada a temperatura em função do comprimento do sistema, com os sensores posicionados em três disposições laterais: na divisa dos blocos com o solo circundante; a 0,2 m da divisa e no centro da massa de blocos (0,4 m da divisa). Observou-se que, quanto à distância lateral, os blocos mais próximos ao solo apresentaram maior redução na temperatura do ar logo após 1,0 m de comprimento. O comportamento da temperatura com 0,2 e 0,4 m de distância foi semelhante, com maiores reduções observada após 4,0 m de comprimento.

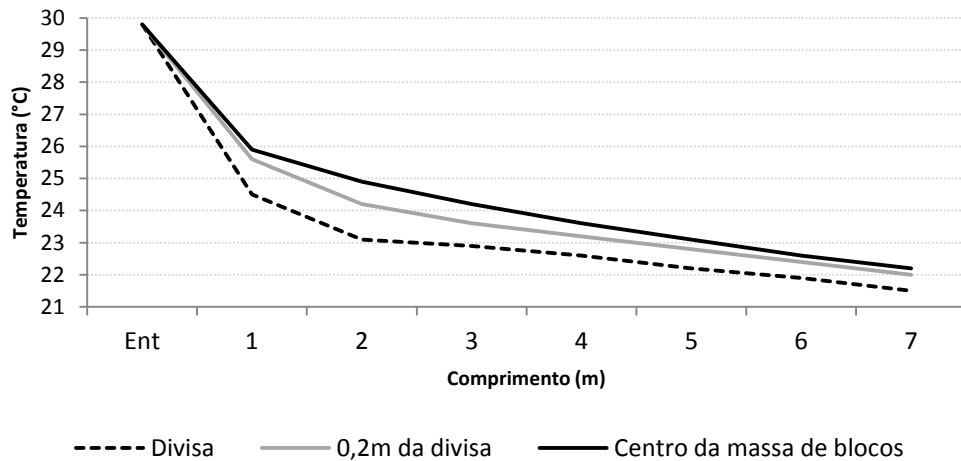


Figura 5. Temperatura do ar na tubulação em função do comprimento do sistema em três posições laterais: na divisa dos blocos com o solo; a 0,2 m da divisa e no centro da massa de blocos.

A temperatura do ar na tubulação em contato com o solo foi menor que no centro da tubulação e foi próxima à temperatura do solo; no centro da massa de blocos essa diferença foi maior, porém, com o aumento no comprimento da tubulação houve redução na temperatura do ar em seu interior e a diferença entre as regiões de 0,2 m da parede e no centro tornou-se menor em relação à divisa com o solo. A variação da temperatura do ar na tubulação em função do comprimento pode ser observada na Tabela 1 e na Figura 6; na Tabela 2 estão os resultados, em porcentagem, da eficiência do sistema na redução da temperatura da tubulação. Observa-se que, com 5,0 m o efeito na redução foi próximo a 6,0 m e 7,0 m, nos horários mais quentes do dia.

Tabela 1. Temperatura média do ar na tubulação em relação ao comprimento do sistema das 9h até às 17h.

Temperatura do Ar no Interior da Tubulação (°C)*									
Comp. (m)	Hora								
	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Ent.	24.93 a	27.38 a	29.60 a	31.25 a	31.89 a	32.79 a	32.66 a	31.62 a	30.38 a
1	23.89 ab	25.66 b	27.32 b	28.35 b	28.79 b	29.19 b	28.15 b	26.71 b	25.75 b
2	23.07 bc	24.35 b	25.59 c	26.19 c	26.50 c	26.60 c	25.24 c	23.87 c	23.18 c
3	22.42 c	23.34 c	24.26 c	24.59 c	24.81 c	24.74 c	23.37 d	22.24 d	21.76 cd
4	21.91 c	22.56 c	23.25 d	23.41 d	23.56 d	23.40 d	22.17 de	21.29 de	20.98 de
5	21.51 dc	21.97 dc	22.48 ed	22.53 d	22.63 de	22.44 de	21.40 ef	20.74 de	20.54 de
6	21.19 dc	21.51 d	21.89 e	21.88 de	21.94 e	21.76 e	20.90 f	20.43 e	20.30 de
7	20.94 d	21.16 d	21.45 e	21.39 e	21.44 e	21.26 e	20.58 f	20.25 e	20.17 e
CV(%)	6.21	9.27	11.65	13.82	14.51	15.96	17.37	16.97	15.58
P	> 0.001	> 0.001	> 0.001	> 0.001	> 0.001	> 0.001	> 0.001	> 0.001	> 0.001

\*Letras minúsculas na coluna denotam diferenças estatísticas pelo Teste de Tukey (P<0.05).

Tabela 2. Eficiência do comprimento da tubulação na redução da temperatura do ar em seu interior, das 9h até às 17h.

Eficiência na Redução da Temperatura no Interior da Tubulação (%)*									
Comp. (m)	Hora								
	9	10	11	12	13	14	15	16	17
1	21.09	23.24	23.70	25.81	26.05	28.18	35.66	42.27	44.63
2	37.74	41.08	41.78	44.96	45.32	48.42	58.60	66.68	69.34
3	50.87	54.78	55.58	59.17	59.56	62.95	73.36	80.76	83.02
4	61.23	65.29	66.11	69.71	70.10	73.39	82.86	88.90	90.60
5	69.41	73.35	74.14	77.53	77.89	80.89	88.97	93.59	94.79
6	75.86	79.55	80.27	83.33	83.65	86.27	92.90	96.30	97.12
7	80.95	84.30	84.95	87.63	87.91	90.14	95.43	97.86	98.40

\*A eficiência máxima de referência foi a temperatura do solo.

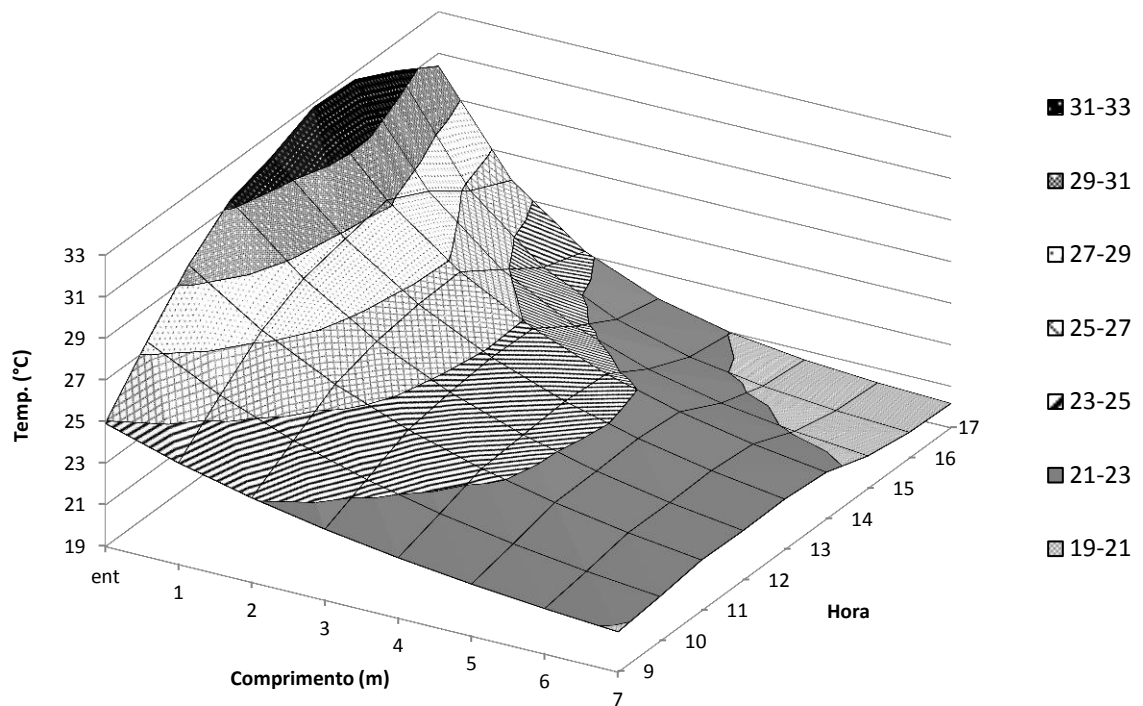


Figura 6. Variação temperatura em relação ao comprimento do sistema, das 9h às 17h.

Observa-se que, maiores reduções na temperatura do ar no final da tubulação do sistema ocorreram nos horários mais quentes do dia, entre as 13h e 16h, chegando a 12°C com 7,0 m às 15h. A partir dos 5,0 m, a redução na temperatura do ar foi superior a 10°C e não foram observadas diferenças estatísticas em relação a comprimentos maiores. De acordo com INCROPERA e DEWITT (1990), por se tratar de um escoamento interno, o fluido é confinado em uma superfície, assim sendo, a camada limite não pode se desenvolver sem estar, eventualmente, restringida.

Quando o fluido entra em contato com a superfície, efeitos viscosos tornam-se importantes e uma camada limite hidrodinâmica se desenvolve no sentido do comprimento da tubulação, porém, com o aumento deste comprimento, as regiões de escoamento não viscoso se reduzem, tornando-se regiões de escoamento plenamente desenvolvido, ou seja, o perfil da velocidade não mais varia com comprimento e o escoamento é somente viscoso.

Outro efeito observado com o aumento do comprimento foi o aumento na eficiência na redução final da temperatura do ar, que foi superior a 80% a partir de 5,0 m, das 14h até às 17h. As diferenças entre a temperatura ambiente do ar e a temperatura do solo aumentaram a partir das 14h e no interior da tubulação, conforme se aumentou o comprimento do sistema essa diferença foi reduzida, o que pode ser justificado pelo efeito radial da condução de calor em uma tubulação ser uma função, de acordo com a Lei de Fourier, proporcional ao gradiente de temperatura, a espessura e o coeficiente de condutividade térmica do material. Considerando que a espessura do material e o coeficiente de condutividade térmica se mantiveram constantes, assim como a temperatura superficial da massa de blocos, com o aumento do comprimento, o efeito da condutividade foi reduzido a partir da entrada, pois a diferença entre a temperatura do ar e do solo também diminuíram. O tempo para maior redução na temperatura do ar em função do comprimento é mais rápido ou mais lento de acordo com uma série de fatores, como: velocidade do ar na secção transversal da tubulação; relação entre área de superfície e volume corrente de ar; temperatura do solo e do ar; propriedades físicas do solo e outros fatores que refletem diretamente na determinação da vazão mássica e do coeficiente de convecção.

O material utilizado, blocos cerâmicos, diferente de outros materiais utilizados, como PVC ou metal (cobre, por exemplo), apresenta a capacidade de absorver água e proporciona um microclima ameno no interior da tubulação, além do fato de se aumentar a troca térmica do solo com o ar devido à maior umidade do solo e dos blocos, o que pode justificar valores elevados para a eficiência do sistema. BANSAL et al. (2009) estudaram o desempenho de um sistema experimental e outro simulado de resfriamento baseado na troca ar-solo, com tubulação de PVC e aço galvanizado e diferentes velocidades do ar. Os autores concluíram que estes materiais não diferiram no desempenho do sistema e sua influência foi devido à suas características hidrodinâmicas, como coeficiente de fricção, do que pela condutividade térmica do material, ou seja, transferências de calor via convecção desempenharam um papel mais importante que pelas vias condutivas e, quanto à velocidade, a redução da

temperatura foi maior em velocidades menores (de  $5 \text{ m s}^{-1}$  para  $2 \text{ m s}^{-1}$ ), pois o tempo de contato do ar com a tubulação foi maior.

DEGLIN et al (1999) relacionaram a velocidade do ar com a condutividade térmica de solos arenosos e argilosos, utilizando tubulações com o mesmo diâmetro e material, somente velocidades diferentes do ar. Verificaram que, em solos com menor condutividade térmica, como areia seca, maiores velocidades do ar acarretam em perda de desempenho e menores trocas térmicas, conseqüentemente, menor redução na temperatura de saída.

A velocidade média mensurada no sistema foi próxima de  $2,0 \text{ m s}^{-1}$  e foi utilizada para calcular um fluxo de massa médio, pois de acordo com KREITH e BOHN (2003), a variação da velocidade com a secção transversal no início da tubulação, devido a considerações hidrodinâmicas para o escoamento, faz com que não exista uma corrente livre bem definida, que só se estabiliza nas regiões plenamente desenvolvidas, no qual o perfil da velocidade é parabólico, com propriedades constantes.

O coeficiente de convecção ( $h_c$ ) e a taxa de transferência de calor por convecção foram calculados e expressos nas Figuras 7 e 8. Observa-se que, a partir de 5,0 m os valores de  $h_c$  se estabilizaram, independente da hora mensurada. A taxa de transferência de calor por convecção foi mais alta nos pontos de maior diferença de temperatura, até 3,0 m e nos horários mais quentes do dia, das 12h às 15h. INCROPERA e DEWITT (1990) explicam que a transferência de calor por convecção ocorre com o desenvolvimento de uma *camada limite térmica*, sendo que a temperatura do fluido decresce ou aumenta da temperatura na entrada, de acordo com o aumento no comprimento da tubulação.

O coeficiente de transferência de calor por convecção e a taxa de transferência de calor foram mais elevados no início da tubulação, com valores elevados, superiores a  $200 \text{ W K}^{-1} \text{ m}^{-2}$  e  $- 5000 \text{ W m}^{-1}$ , respectivamente, no primeiro metro de comprimento. Estes valores elevados do  $h_c$  e da  $Q_c$  no início, decrescendo com o aumento no comprimento, denotam que as trocas sensíveis de calor expressa pela condução, são menores com a redução no gradiente de temperatura e sua dependência da superfície de contato do ar com os blocos e o solo circundante.

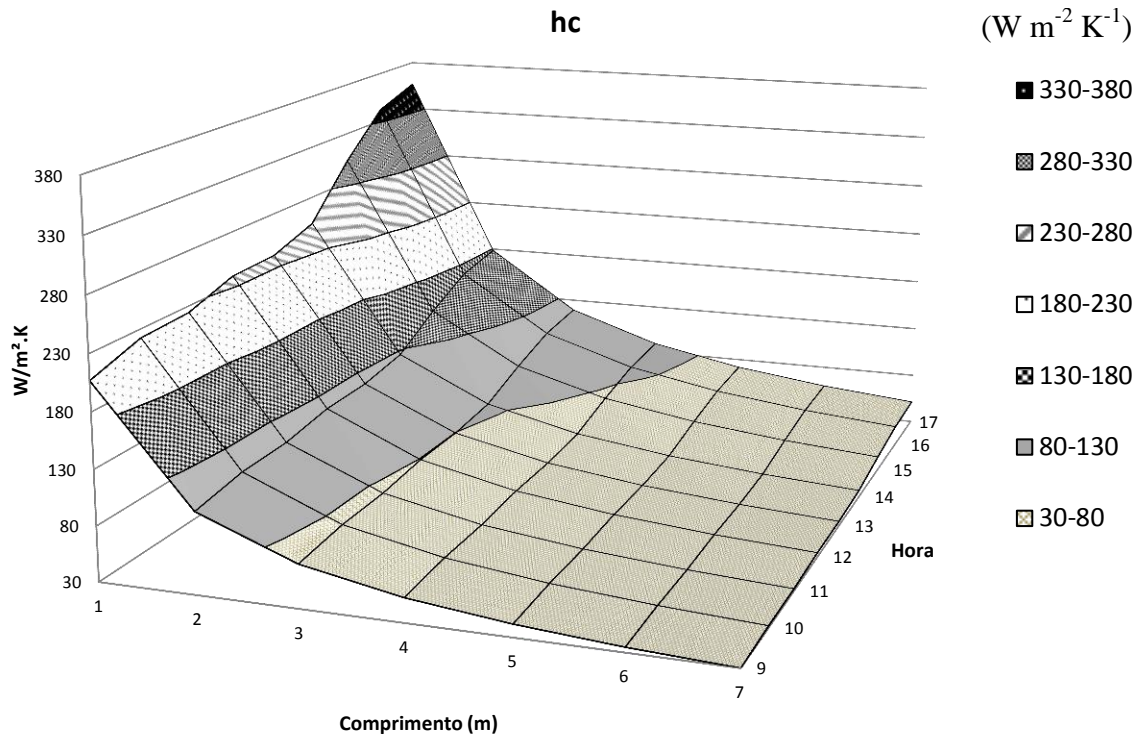


Figura 7. Coeficiente de convecção em relação ao comprimento, em cada hora.

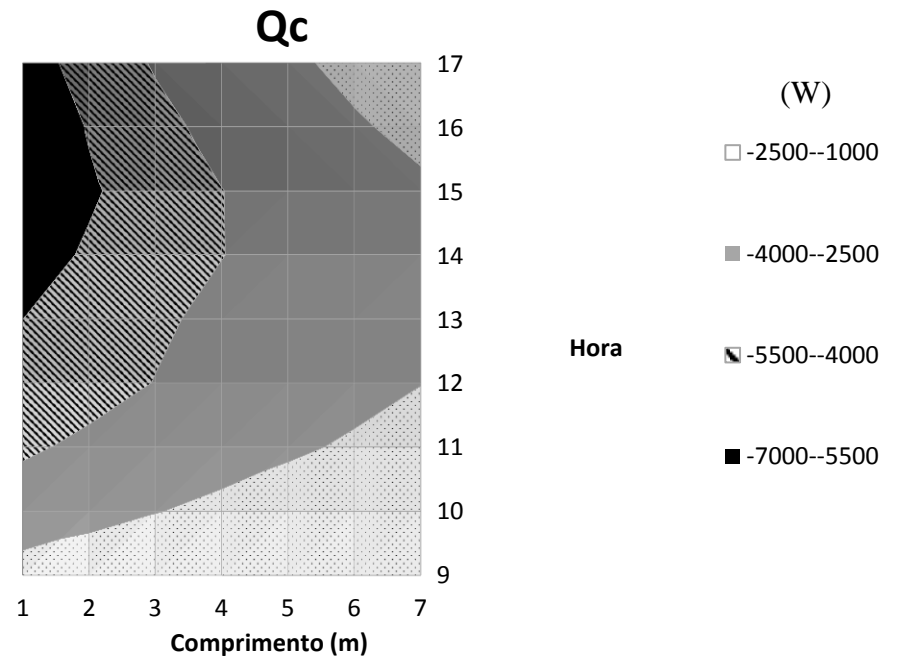


Figura 8. Taxa de transferência de calor por convecção em relação ao comprimento, em cada hora (OBS.: leem-se os valores da legenda em módulo, pois o sinal negativo denota somente a direção do fluxo de calor, ou seja, que o ar está perdendo calor para o solo).

Neste trabalho, a relação entre a área de superfície e o volume corrente de ar foram constantes, pois o sistema foi dimensionado em função da vazão do exaustor, considerando a relação de 0,65 m<sup>2</sup> de área de secção para cada 100 m<sup>3</sup> min<sup>-1</sup> de vazão, entretanto, grande parte dos projetos de engenharia com sistemas de resfriamento/aquecimento baseados em trocas ar-solo utilizam ductos de tubulação composto por poucos tubos, com comprimento muito grande, variando de 10,0 m a 50,0 m, ou seja, utilizam uma relação alta entre a área superficial de contato com o solo e o volume corrente de ar que passa pela tubulação (A:V).

DEGLIN et al (1999) consideraram que para se obter um sistema com 100% de eficiência seria necessária uma tubulação com comprimento infinito e, ainda, ressalta que a maior transferência de calor, cerca de 70% do total, ocorre na primeira metade da tubulação. De fato, pode-se chegar a essas conclusões pela equação que descreve comportamento da temperatura no interior de uma tubulação (Eq. 3). Pela natureza exponencial desta equação, fica evidente que a maior parte da transferência de calor ocorre no início da tubulação, e, teoricamente, o ponto de máximo, formado pela assíntota da exponencial, seria atingido quando o comprimento da tubulação tendesse ao infinito, no qual a temperatura mínima na saída do sistema seria idêntica à temperatura do solo. Na prática, há limitantes para o comprimento da tubulação, como o custo do material, manutenção de um sistema de ventilação adequado e possíveis perdas de pressão dentro da tubulação.

Portanto, pode-se concluir que o comprimento da tubulação com 5,0 m apresentou resultados semelhantes que comprimentos maiores, tanto na redução da temperatura final do ar com diferença superior a 10°C, quanto na eficiência do sistema, superior a 80%, justificada por redução e estabilização nos valores do  $h_c$  e  $Q_c$  a partir dos 5,0 m, abaixo de 180 W K<sup>-1</sup> m<sup>-2</sup> e -4000 W, respectivamente.

#### *b. Etapa 2- Influência da aspersão no comprimento do sistema*

Nesta etapa, semelhante à primeira, o comprimento do sistema foi de 7,0 m, porém, aspersores foram posicionados na entrada de ar. O período experimental foi de agosto de 2011 a novembro de 2011. O objetivo desta etapa foi verificar o efeito de um sistema evaporativo acoplado ao sistema de transferência de calor via solo.

O ano de 2011, principalmente no período deste estudo, caracterizou-se por estiagem prolongada e umidade relativa do ar baixa, nos meses de agosto e setembro, normalizando com as primeiras chuvas no final de outubro. Nestes meses, as temperaturas apresentaram grande amplitude térmica, variando de 12°C a 31°C.

Na estão Figura 9 os valores de eficiência do sistema, calculados com base na Equação 4 e, na Tabela 3, a análise estatística destes dados. Utilizou-se esta equação, pois a temperatura mínima que o sistema de troca de calor via solo proporcionaria seria a temperatura do solo e, porém com o incremento do sistema evaporativo, a temperatura mínima do ar no sistema passa a ser temperatura de bulbo úmido.

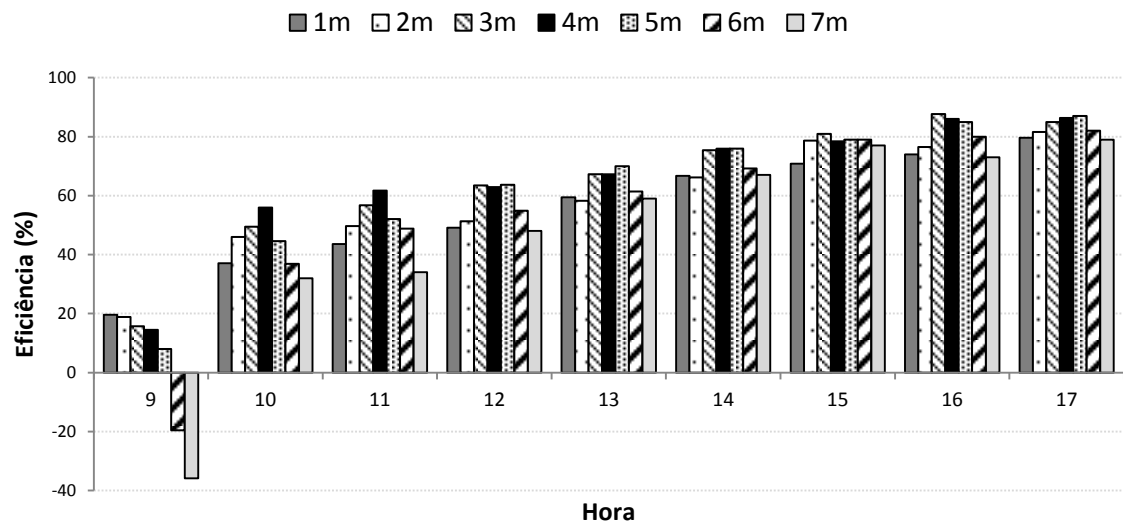


Figura 9 – Eficiência do sistema de via solo com resfriamento evaporativo na entrada de ar.

Tabela 3 – Análise comparativa da eficiência do sistema evaporativo acoplado ao sistema de via solo, em cada hora.

Comp.	Eficiência na redução da temperatura do ar (%) <sup>*1</sup>								
	Hora								
	9	10	11	12	13	14	15	16	17
1	19.66 a	37.09 b	43.64 d	49.18 c	59.48 b	66.72 b	70.82 c	74.02 cd	79.59 b
2	18.90 a	45.99 ab	49.67 bc	51.31 b	58.22 b	66.22 b	78.68 ab	76.45 c	81.60 b
3	15.70 b	49.42 a	56.78 ab	63.49 a	67.29 a	75.42 a	80.98 a	87.63 a	85.00 a
4	14.50 b	55.95 a	61.76 a	62.93 a	67.31 a	76.00 a	78.45 ab	86.09 a	86.33 a
5	7.96 c	44.56 ab	52.02 b	63.66 a	70.00 a	76.00 a	79.00 a	85.00 a	87.00 a
6	-19.59 d	36.82 bc	48.83 c	54.87 b	61.36 b	69.25 b	79.02 a	80.00 b	82.00 ab
7	-35.90 e	32.00 c	34.00 e	48.00 c	59.00 b	67.00 b	77.00 b	73.00 d	79.00 b
CV(%)	4.78	4.16	4.42	4.06	5.01	6.45	7.86	7.16	6.48
P	0.01	>0.001	>0.001	>0.001	>0.001	>0.001	>0.001	>0.001	>0.001

\*Letras minúsculas na coluna denotam diferenças estatísticas pelo Teste de Tukey (P<0.05).

<sup>1</sup> Eficiência calculada com base na temperatura de bulbo úmido.

Foram observadas diferenças na eficiência do sistema em todas as horas, com melhores valores para as situações com 3,0 m, 4,0 m e 5,0 m. Nos horários mais

quentes, das 11h às 16h, as situações com 1,0 m e 7,0 m apresentaram menor eficiência na redução da temperatura do ar. De acordo com ABREU et al. (1999), o rendimento máximo de um sistema de resfriamento evaporativo isolado é de 80%, porém, conforme se verificou, o rendimento em algumas situações foi superior chegando a 87%, pois além da ação de mecanismos evaporativos, houve trocas de calor do ar com o solo. Esta constatação também foi verificada por BANSAL et al (2012), que ao integrar o sistema evaporativo ao sistema ar-solo, verificaram que o arrefecimento proporcionado pelo sistema integrado foi de 7609 MJ ano<sup>-1</sup>, descontando 4500 MJ ano<sup>-1</sup>, que foi devido somente ao sistema ar-solo, 3109 MJ/ano foi devido à integração dos sistemas.

Por outro lado, o comprimento foi um limitante, principalmente, após 5,0 m, pois a eficiência do sistema evaporativo foi reduzida. Como a temperatura do solo situou-se próxima de 20°C e, em algumas situações, o resfriamento evaporativo proporcionou temperaturas inferiores a este valor na entrada de ar do sistema, com o aumento do comprimento houve aumento na temperatura do ar, proporcionado pelas trocas com o solo, o que acarretou em aquecimento e em alguns casos, como observado em 6,0 e 7,0 m no período das 9h, a temperatura do ar na saída do sistema foi superior à de entrada. Com menores comprimentos, não houve esse efeito, possivelmente pelo espaço e tempo de passagem do ar nestes segmentos.

Para a época do ano estudada, o resfriamento evaporativo apresentou bons resultados, porém, sua eficiência depende, basicamente, da depressão psicrométrica, ou seja, diferença entre as temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido. WHITAKER (1979) observou, em experimentos realizados nos EUA, que o resfriamento adiabático evaporativo pode possibilitar a redução da temperatura do ar em até 11°C, dependendo das condições psicrométricas do ar. DAGTEKIN et al. (2009) estudaram a eficiência de um sistema adiabático evaporativo em granjas avícolas durante os meses de junho e agosto na Turquia (verão), que se caracterizam por altas temperaturas e elevada umidade do ar. Os autores concluíram que o sistema adiabático evaporativo proporcionou uma redução na temperatura entre 4,4 a 7,3°C, porém, essas condições só foram obtidas quando a umidade do ar se situou abaixo dos 50%.

A utilização da aspersão direta sobre os blocos cerâmicos ao invés de painéis ou placas (mais utilizadas são de celulose) para o resfriamento evaporativo apresenta algumas vantagens, tais como: porosidade do material, criando um microclima ameno na entrada de ar mesmo após a aspersão; custo e disponibilidade do material; boa

durabilidade para condições climáticas brasileiras, principalmente quando comparado a painéis de celulose. IBRAHIM et al (2003) estudaram a performance de resfriadores evaporativos diretos feitos de cerâmica e concluíram que quanto maior a porosidade, a área de superfície úmida em contato com a massa de ar e a pressão de abastecimento de água incidente na cerâmica, maior será o potencial de resfriamento do sistema.

MARTÍNEZ et al (2010) compararam um sistema evaporativo utilizando blocos cerâmicos (tijolos furados) com uma bomba de ar geradora de calor, considerando diferentes condições de temperatura e umidade. Os autores concluíram que o sistema evaporativo com blocos cerâmicos, além de ser mais barato, proporciona maior economia de água e energia elétrica.

O único trabalho encontrado que utilizou o sistema de troca ar-solo associado ao resfriamento evaporativo foi de Bansal e Mathur (2009), porém neste trabalho o ar passava, separadamente, no sistema evaporativo para após entrar no sistema de troca ar-solo. Os autores observaram que, com uma depressão psicrométrica de 20°C foi possível reduzir em 75,9% o comprimento total da tubulação e quando a diferença era de 25°C, foi possível reduzir em 77,6% o comprimento total do sistema.

Foi possível reduzir a temperatura do ar na entrada com o acoplamento do sistema evaporativo e, conseqüentemente, o gradiente térmico ao longo do comprimento do sistema ar-solo foi menor, demandando menor comprimento da tubulação para trocas de calor por vias convectivas, de modo que, com 4,0 m os resultados foram satisfatórios.

### *c. Etapa 3- Influência da disposição do sistema evaporativo por aspersão*

Na terceira etapa, com base nos resultados obtidos nas duas etapas anteriores, utilizou-se o comprimento máximo de 4,0m com aspersores conectados ao sistema a cada metro linear. O período experimental foi de dezembro de 2011 a fevereiro de 2012. O objetivo desta etapa foi verificar o efeito de um sistema evaporativo acoplado ao sistema ar-solo. Na tabela 4 estão os valores do rendimento do sistema para todas as situações e horas e na figura 10 os valores de rendimento médio em cada situação, assim como a análise estatística dos dados.

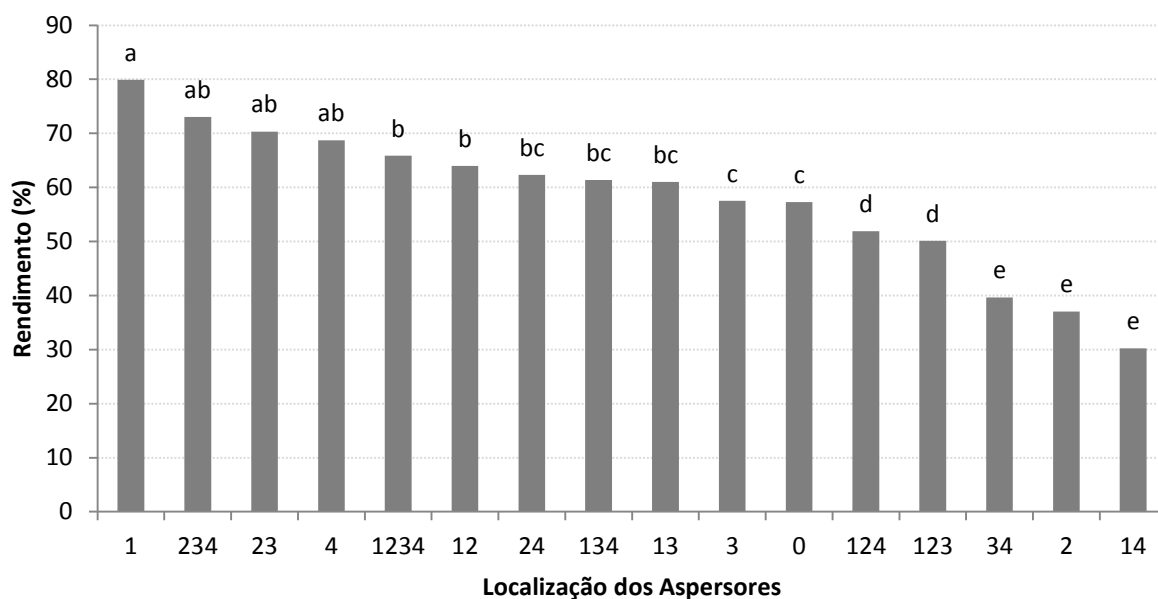


Figura 10 – Rendimento médio do sistema de aspersão em ordem decrescente (Letras minúsculas denotam diferenças estatísticas pelo Teste de Tukey,  $P < 0.05$ ).

Tabela 4. Eficiência do sistema evaporativo na redução da temperatura do ar na saída da tubulação em diferentes combinações dos aspersores, para cada hora.

Eficiência do sistema de aspersão (%)																		
Aspersores	Hora																	
	9	10	11	12	13	14	15	16	17	9	10	11	12	13	14	15	16	17
0	36.8	df	49.7	d	56.3	d	60.7	e	58.4	e	60.3	cd	64.2	e	63.4	d	65.5	e
1	68.3	b	73.9	ab	75.7	b	80.4	ab	77.5	b	81.3	a	84.5	ab	90.8	a	86.8	ab
2	19.4	g	29.3	f	23.4	h	22.8	h	33.1	h	42.3	f	52.8	f	56.4	e	53.7	f
3	27.2	f	39.3	e	49.2	e	54.0	e	52.5	f	62.2	c	67.3	d	71.4	c	90.4	a
4	28.6	f	44.9	d	60.3	d	70.7	d	75.0	bc	85.2	a	85.7	a	84.3	b	83.5	b
12	46.7	d	58.5	c	63.9	cd	68.7	d	66.8	d	65.8	c	67.7	d	68.4	cd	69.1	d
13	80.5	a	88.8	a	90.7	a	43.6	f	49.2	f	50.0	e	54.2	f	45.4	f	47.0	g
14	6.4	i	18.1	g	14.7	i	36.2	g	41.7	g	31.8	g	38.8	g	45.9	f	38.2	f
23	43.9	d	66.8	bc	79.1	b	89.8	a	85.4	ab	74.4	b	66.5	d	63.0	d	63.9	e
24	66.1	c	74.4	b	57.8	d	49.9	e	57.9	e	57.5	d	65.6	de	64.7	d	66.8	e
34	32.7	df	53.6	c	67.6	c	69.7	d	71.5	c	21.5	h	19.1	h	16.0	g	46.0	g
123	19.5	g	7.7	h	32.4	g	49.4	e	58.3	e	65.5	c	72.3	c	74.8	c	71.0	cd
124	15.2	h	43.1	d	42.5	f	47.4	ef	54.5	ef	59.6	d	63.5	e	64.5	d	76.6	c
134	4.6	i	34.9	ef	52.2	de	64.5	de	71.1	c	78.6	ab	82.1	b	83.8	b	80.9	b
234	16.0	gh	51.5	cd	71.5	bc	77.5	b	82.0	ab	87.1	a	90.6	a	92.7	a	88.5	a
1234	17.3	gh	40.8	de	56.6	d	68.2	d	87.6	a	77.0	b	82.0	b	83.3	b	79.9	b
P	>0.001	>0.001	>0.001	>0.001	>0.001	>0.001	>0.001	>0.001	>0.001	>0.001	>0.001	>0.001	>0.001	>0.001	>0.001	>0.001	>0.001	>0.001
CV(%)	1.54	0.96	0.92	1.08	0.82	0.95	0.75	0.98	1.20									

\*Letras minúsculas na coluna denotam diferenças estatísticas pelo Teste de Tukey ( $P < 0.05$ ).

A eficiência na redução final da temperatura do ar no sistema evaporativo acoplado ao sistema de trocas ar-solo variou bastante com a localização dos

aspersores, porém, de acordo com os resultados, pode-se dividir a eficiência, em três grupos: o primeiro: formado pelas combinações que obtiveram desempenho superior à situação sem aspersão - 1, 234, 23 e 4; o segundo: formado pelas situações com desempenho semelhante - 1234, 12, 24, 134, 13 e 3; e por último, as situações com desempenho inferior: 124, 123, 34, 2 e 14.

Não se observa um padrão nas situações em relação ao resfriamento evaporativo do ar, expresso pela taxa de eficiência. A situação 1, com aspersão somente na entrada, apresentou melhores resultados para todos os horários, assim como, na média geral, próxima de 80% de eficiência no resfriamento. Apesar de o sistema evaporativo ser amplamente utilizado, tanto para uso humano, quanto para instalações animais, segundo Lamberts *et al.* (1997), programas de simulação de desempenho térmico de construções não incorporam modelos de resfriamento evaporativo direto, principalmente por sprays (micro-aspersão), devido à dificuldade em estabelecer um prognóstico preciso da evaporação do spray frente aos complexos fenômenos físicos envolvidos e dificuldade na simulação de desempenho térmico.

Nas avaliações teóricas dos sistemas de resfriamento evaporativo, a temperatura da água permanece constante, sem aumentar ou diminuir em contato com o ar. Disso resulta que toda a evaporação serve para resfriar o ar, não para resfriar a água, diminuindo o consumo d'água e o ganho de umidade pelo ar. Na prática, entretanto, a água usualmente ganha algum calor sensível no tanque reservatório, na bomba ou na tubulação. Este calor sensível pode ter como fonte a fricção de circulação, a transferência de calor ambiente e a radiação. Desta forma, a maioria dos "comportamentos adiabáticos" em resfriamento evaporativo representa apenas uma aproximação (WATT e BROWN, 1997).

Há vários fatores que podem influenciar a eficiência do sistema, que vão desde a disposição dos blocos no solo até o efeito do aspersor. De acordo com informações da ASHRAE (1996) o alcance do spray é determinante em função da evaporação total das gotas. Como consequência de uma boa dispersão o líquido se mistura mais rapidamente com o ar ambiente, aumentando a taxa de evaporação. Devem-se considerar, também, as velocidades e as propriedades dos fluidos envolvidos, assim como o ângulo do spray e o diâmetro de entrada das gotas.

A concepção de uma atmosfera totalmente saturada, como em algumas situações com 3 ou mais grupos de aspersão acionados, não indica maior eficiência no processo evaporativo, pois o efeito de refrigeração torna-se zero quando o calor

sensível removido do ar é igual ao ganho pelo calor latente devido à umidificação do ar.

Outro problema, além da eficiência, é o consumo excessivo de água, que torna inviável a aplicação de mais de 2 grupos de aspersão ligados ao mesmo tempo, como nas situações: 123, 124, 234, 134 e 1234. Porém, ao se comparar as situações com dois grupos ligados, a situação 1 ainda permanece superior.

#### 4. Conclusões

O comprimento total de 4,0 m do sistema com aspersão de água somente na entrada de ar proporcionaram reduções na temperatura do ar próximas de 10°C e a eficiência do sistema evaporativo associado ao sistema de troca ar-solo foi de 80%, o qual, além da economia de blocos cerâmicos na construção da tubulação e de água para o abastecimento do *pad cooling*, demonstrou maior eficiência de resfriamento do ar do que nas outras situações.

Sabe-se que há uma série de fatores que necessitam ser aprofundados e abrem-se precedentes para o estudo de configurações alternativas para o sistema de troca de calor ar-solo, que explorem, por exemplo, uma relação otimizada entre área superficial dos blocos e volume de ar; influência do tipo de superfície e cobertura do solo; variações na velocidade do ar, tanto com pressão negativa, quanto positiva; durabilidade e resistência a cargas ocasionais na superfície do solo onde os blocos cerâmicos foram enterrados, enfim, fatores que otimizem as trocas térmicas e proporcionem, conseqüentemente, redução nos custos operativos para o resfriamento de uma granja de frangos de corte.

#### 5. Referências

- ABEF – Associação Brasileira de Exportadores de Frangos de corte. Disponível em <http://www.abef.com.br>. Consulta em dezembro de 2010.
- ABREU, P.G. et al. **Uso do resfriamento evaporativo (adiabático) na criação de frangos de corte**. Concórdia: Embrapa-CNPSA, 1999. (Embrapa-CNPSA. Documentos, 59).
- ALCHALABI, D.; Two-stage air-cooling for very hot environments. *Poultry International*, v.40, p.11: 28– 32, 2001.

- ASHRAE. Evaporative air-cooling equipment. In: **Equipment Handbook**, cap.4, Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, 1983.
- BANSAL, V.; MATHUR, J.; Performance enhancement of earth air tunnel heat exchanger using evaporative cooling. **International Journal of Low-Carbon Technologies**, v.4, p.150–158, 2009.
- BANSAL, V.; MISRA, R.; AGRAWAL, G.D.; MATHUR, J.; Performance analysis of earth–pipe–air heat exchanger for winter heating, **Energy and Buildings**, v.41, p.1151–1154, 2009.
- BANSAL, V.; MISRA, R.; AGRAWAL, G.D.; MATHUR, J.; Performance evaluation and economic analysis of integrated earth–air–tunnel heat exchanger–evaporative cooling system. **Energy and Buildings**, v.55, p.102–108, 2012.
- BIEDA, W.; HERBUT, E.; KOZBIAL, M.; Cooling of air blown into broiler house in an air-earth tube heat exchanger. Proceedings of the International Symposium of the C.I.G.R. 2nd Technical Section. Animal welfare consideration in livestock housing systems. Szklarska Poreba, October 23 – 25: 421–423, 2001.
- COSTA, A.O.L.; GODOY, H.; Contribuição para o conhecimento do clima do solo de Ribeirão Preto. **Bragantia**, Campinas-SP, v.21, p.689-742, 1962.
- DAGTEKIN, M.; KARACA, C.; YILDIZ, Y.; Performance characteristics of a pad evaporative cooling system in a broiler house in a Mediterranean climate. **Biosystems engineering**, v.103, p.100–104, 2009.
- DEGLIN, D.; CAENEGEM, L.V.; DEHON, P.; Subsoil heat exchangers for the air conditioning of livestock buildings. *J. Agric. Engng Res.* V.73, p.179-188, 1999.
- EMBRAPA. Centro Nacional de Pesquisa de Solos (Rio de Janeiro, RJ). **Sistema brasileiro de classificação de solos**. 2. ed. – Rio de Janeiro : EMBRAPA-SPI, 2006. 306p.
- IBRAHIM, E.; SHAO, L.; RIFFAT, S.B.; Performance of porous ceramic evaporators for building cooling application. **Energy and Buildings**. v.35, p.941-949, 2003.
- INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P.; **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 3 ed. Rio de Janeiro: LTC, 1990. 455p.
- KOCA, R.W.; HUGHES, W.C.; CHRISTIANSON, L.L.; Evaporative cooling pads: test procedure and evaluation. **Transactions of the ASAE**, v.7(4), p.485–490, 1991.
- KREITH, F.; BOHN, M.S.; **Princípios de transferência de calor**. 6 ed. São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2003. 623p.

- KUSUDA, T.O.; BEAN, W.; Annual variation of temperature field and heat transfer under heated ground surface, slab-on grade floor heat loss calculation. **Building Science Services**, Gaithersburg, MD: National Bureau of Standards; 1983.
- LABS, K.; In: Cook J, editor. **Passive cooling**. Cambridge Massachusetts, London, England: MIT Press; 1989.
- LAMBERTS, R.; DUTRA, L.; PEREIRA, F.O.R.; Eficiência energética na arquitetura. São Paulo, PW, 1997.
- MARTÍNEZ, F.X.R.; GÓMEZ, E.V.; GONZÁLEZ, A.T.; MURRIETA, F.E.F.; Comparative study between a ceramic evaporative cooler (CEC) and an air-source heat pump applied to a dwelling in Spain. **Energy and Buildings**. v.42, p.1815-1822, 2010.
- MCNEILL, S.G.; FEHR, R.L.; WALKER, J.N.; PARKER, G.R. Performance of evaporative coolers for mid-south gestation housing. **Transactions of the ASAE**, v.26, i.1, p.219–222, 1983.
- MORELAND, F.L.; HIGGS, F.; SHIH, J.; (editors.) **Earth-covered buildings. Proceeding of conference in Fort Worth, Texas, U.S., May 1978**, Washington, DC: D.O.E., 1980.
- SAS Institute. SAS/STAT User's Guide: Statistics, Version 9.2 Edition. SAS Inst. Inc., Cary, NC, 1999.
- SIMMONS, J.D.; LOTT, B.D.; Evaporative cooling performance resulting from changes in water temperature. **Applied Engineering in Agriculture**, v.12(4), p.497–500, 1996.
- SILVA, A.; NÄÄS, I.A.; Equipamentos para aquecimento e refrigeração. In: MENDES, A.A., NÄÄS, I.A., MACARI, M., (Eds.). **Produção de frangos de corte**. Campinas. FACTA. p. 55-84, 2004.
- SKOMORUCHA, I.; HERBUT, E.; Effect of an earth tube heat exchanger on broiler house climate in the summer period. **ISAH**, Warsaw, Poland, Vol. 2, 2005.
- THEVENARD, D.; Bibliographic Search on the Potential of Earth Tubes. Numerical Logics Inc. 2007. Disponível em: < <http://www.numlog.ca/index.html> >; Acesso em: 20/04/2010.
- WATT, J.R.; BROWN, W.K. Evaporative air conditioning handbook. 3rd edition. Lilburn, 1997.
- WHEELER, E.F.; BOTTCHEER, R. Evaluating Livestock Housing Environments. Agricultural and Biological Engineering Department, Pennsylvania State University. 6p. 1995.

WHITAKER, J. H. **Agriculture Buildings and Structure**. 2 ed., Heston, Virginia: Heston Publishing Company, 1979. 289 p.

TINÔCO, I.F.F. Efeito de diferentes sistemas de condicionamento de ambientes e níveis e energia metabolizável na dieta sobre o desempenho de matrizes de frangos de corte, em condições de verão e outono. Belo Horizonte, UFMG, 1996, 173p. Dissertação (Doutorado em Ciência Animal) Universidade Federal de Minas Gerais, 1996.

ZACARIAS, R.G.; **Temperatura do solo e desenvolvimento da "grama esmeralda" em superfícies com diferentes exposições e declividades**. 2008. 48p. Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Agronomia) – FCAV/Unesp Jaboticabal, Jaboticabal.

## **CAPITULO 5 – COMPARAÇÃO ENTRE UM SISTEMA DE RESFRIAMENTO VIA SOLO COM BLOCOS CERÂMICOS VS. SISTEMA ADIABÁTICO EVAPORATIVO PARA GALPÕES DE FRANGOS DE CORTE EM ESCALA REDUZIDA.**

**RESUMO** – Na atividade avícola moderna é imprescindível o desenvolvimento de novas tecnologias, que proporcionem às granjas ambientes internos que favoreçam a máxima expressão do potencial genético e produtivo das aves. Este trabalho objetivou comparar a temperatura interna de dois galpões avícolas com diferentes sistemas de resfriamento de ar: via solo e adiabático evaporativo. Foram construídos dois galpões em escala reduzida, com os mesmos materiais e dimensões, sendo, a entrada de ar, a única diferença entre eles: Galpão 1 – composto por blocos cerâmicos de 8 furos enterrados no solo a uma profundidade de 0,6m, dispostos furo-a-furo na forma de túnel, com o comprimento de 4,0m e nebulização na entrada de ar dos blocos; Galpão 2 – cooling com blocos cerâmicos de 8 furos e nebulização. Os dois galpões foram automatizados para acionar os grupos de ventilação e o sistema de nebulização sob condições internas de temperaturas e umidade relativa, previamente, estabelecidas. Observou-se que o galpão 1 apresentou menor amplitude térmica e menores temperaturas horárias que o galpão 2, principalmente, nas horas mais quentes do dia, com diferença superior a 6°C. Pode-se concluir que, o sistema de resfriamento via solo proporcionou maior resfriamento interno do que o sistema adiabático evaporativo.

**Palavras chave:** Granjas avícolas, resfriamento evaporativo, resfriamento via solo.

## 1. Introdução

Um galpão avícola bem planejado deve proporcionar uma eficiente dissipação do calor corporal produzido pelas aves e dos gases produzidos pela cama, bem como amenizar os efeitos térmicos estressores do meio, portanto, torna-se necessário, antes de sua construção, um estudo aprofundado das características ambientais locais e de todas as questões termodinâmicas envolvidas no funcionamento e concepção de projetos de climatização.

Os sistemas de climatização mais utilizados atualmente se baseiam em mecanismos que realizam trocas por condução e/ou convecção, além do resfriamento evaporativo do ar. No resfriamento evaporativo direto o ar não saturado é resfriado pela transferência de calor e massa, aumentada pelo movimento forçado do ar através de uma superfície umedecida. Parte do calor sensível do ar é transferida para a água e torna-se calor latente por evaporação de parte da água. O calor latente segue o vapor de água e se difunde no ar (WATT e BROWN, 1997).

Têm-se observado reduções da ordem de 4°C a 10°C na temperatura do ar ao se utilizar o resfriamento evaporativo (WHITAKER, 1979 e TINOCO, 1996). Dagtekin et al. (2009) estudaram a eficiência de um sistema adiabático evaporativo em granjas avícolas durante os meses de junho e agosto na Turquia (verão), que se caracteriza por altas temperaturas e elevada umidade do ar. Os autores concluíram que o sistema adiabático evaporativo proporcionou uma redução na temperatura entre 4,4 a 7,3°C, porém, essas condições só foram obtidas quando a umidade do ar se situou abaixo dos 50%.

A eficácia destes sistemas depende de uma série de fatores, tais como: umidade relativa do ar, isolamento térmico do galpão e identificação de pontos de perda de pressão, tipo de material utilizado na vedação e construção do galpão, espessura e área adequada de exposição da placa evaporativa, fluxo de ar e volume de água (MCNEILL et al., 1983; KOCA et al., 1991; SIMMONS e LOTT, 1996).

Nas décadas de 1970 e 1980, houve um crescente interesse por sistemas que utilizavam da inércia térmica do solo a uma determinada profundidade para promover um pré-aquecimento ou pré-resfriamento do ar e, estes sistemas ficaram conhecidos como Earth-Air Heat Exchangers (EAHE) ou trocadores de calor solo-ar. São constituídos por uma tubulação enterrada no subsolo a uma determinada profundidade, com uma entrada de ar externo e uma saída de ar para o interior do ambiente no qual se desejava resfriar (Thevenard, 2007).

No início dos anos 2000, com a busca por sistemas de condicionamento do ar mais eficientes, vários estudos sobre sistemas EAHE foram retomados. SKOMORUCHA e HERBUT (2005) compararam aves criadas em um galpão convencional (com ventilação) vs. aves criadas em um galpão no qual a ventilação estava associada ao EAHE. Os galpões com o sistema EAHE apresentaram menores temperaturas e as aves nele alojadas maiores índices de produção.

Bansal e Mathur (2009) compararam um sistema EAHE simples com um sistema EAHE com resfriamento evaporativo na entrada de ar e observaram que, quando acoplado ao sistema evaporativo, além de promover maior redução na temperatura do ar, pode-se reduzir o comprimento e o raio da tubulação e a velocidade do ar sem perdas para o sistema.

Estudos realizados por COSTA e GODOY (1962) e ZACARIAS (2008), indicaram que abaixo de 0,50m a temperatura do solo na região de Ribeirão Preto-SP e Jaboticabal-SP apresentam uma pequena variação, próxima de  $21^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$  ao longo do ano. A utilização de sistemas de troca térmica ar-solo na agricultura é possível e encontra grande aplicabilidade nesta área, em granjas de aves, de suínos ou em estufas agrícolas. Este sistema pode proporcionar, conforme estudos realizados por DEGLIN et al. (1999), ALCHALABI (2001), BIEDA e KOZBIAL (2000) e BIEDA et al. (2001) condições ideais de temperatura sem um grande aumento nos custos de produção.

Na maioria das vezes não é possível reproduzir galpões em tamanho natural no ambiente de pesquisa, pelo custo elevado de sua construção e manutenção e também, ao se realizar estudos no campo, há uma série de limitações, seja por interferências no manejo das aves ou pela impossibilidade de adequação das construções às condições determinadas pela pesquisa. Por isso, faz-se uso de modelos em escala reduzida. O uso de modelos é uma ferramenta largamente utilizada na engenharia, porém o seu uso requer o entendimento claro dos princípios que regem a relação entre o modelo e o protótipo. Para que o comportamento de um protótipo possa ser determinado a partir de um modelo é necessário que ambos se comportem de maneira qualitativamente similar e que uma relação quantitativa possa ser estabelecida entre eles (JENTZSCH et al., 2012).

Atualmente, há uma grande preocupação em se utilizar fontes renováveis de energia ou minimizar o uso de recursos naturais, procurando desenvolver sistemas energeticamente mais eficientes, que proporcionem condições de conforto térmico adequadas com um gasto mínimo de recursos. Diante do exposto, o objetivo deste

trabalho foi comparar o ambiente interno e o consumo de água e energia elétrica dois galpões avícola em escala reduzida (1:5), com sistema de climatização evaporativo e outro com sistema de climatização ar-solo associado ao evaporativo, porém, diferente de outros trabalhos descritos na literatura, a tubulação utilizada no sistema via solo foi composta por blocos cerâmicos enterrados no solo.

## 2. Material e Métodos

O experimento foi desenvolvido no departamento de Engenharia Rural da FCAV/Unesp Jaboticabal, a 21°15'22"S, 48°18'58"W e altitude de 595 m, no período de setembro de 2012 a março de 2013. O clima, baseado na classificação de Köppen, é do tipo Awa, descrito como tropical de estiagem no inverno, com estação seca definida (abril a setembro) e concentração das chuvas nos meses de verão (Figura 1). O solo da área experimental é classificado como Latossolo Vermelho Distrófico, com textura argilosa a moderada, caulínítico-hipoférrico com relevo suavemente ondulado (EMBRAPA, 2006).

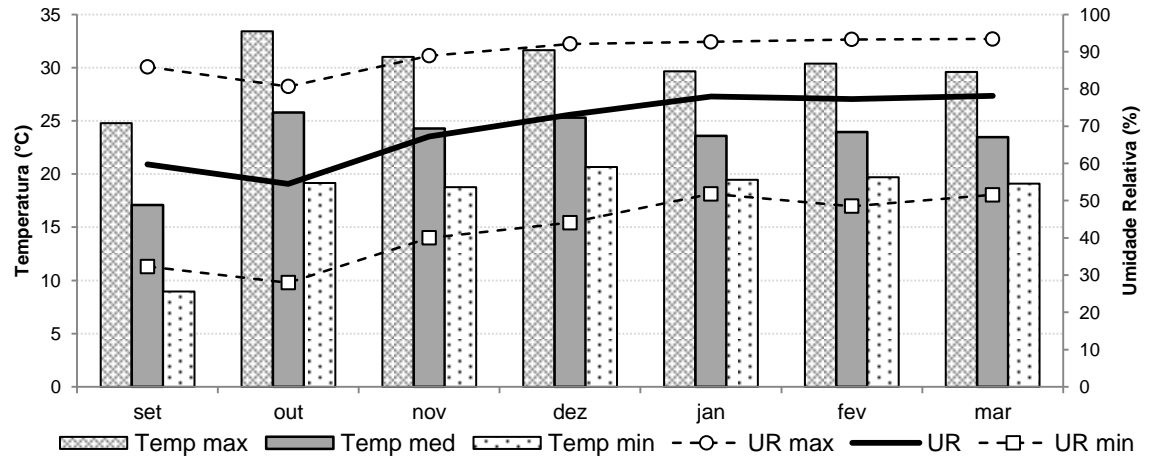


Figura 1 – Temperaturas e precipitação atmosférica para o período de setembro de 2012 a março de 2013 (Fonte: Estação Agroclimatológica da FCAV-Unesp Jaboticabal).

Foram construídos dois modelos experimentais em escala reduzida (1:5), com base nas proporções de galpões avícolas em escala comercial, localizados nas regiões Noroeste e Nordeste Paulista, todos com sistemas automatizados de climatização. Os modelos possuíam as seguintes características: 30,0 m de comprimento, 2,80 m de largura e 0,56 m de altura, com 8 exaustores de 25 m<sup>3</sup> min<sup>-1</sup>

de vazão e 0,2 HP cada. As etapas da construção e os detalhes de cada galpão podem ser visualizados nas Figuras 2 e 3.

A construção, orientação e materiais utilizados em cada modelo foram os mesmos, exceto pelas entradas de ar: G1 – sistema via solo e G2 – sistema adiabático evaporativo, com *pad cooling* de aspersão em blocos cerâmicos. Cada galpão possuía duas entradas de ar, uma do lado direito e outra do esquerdo, na extremidade oposta aos exaustores, medindo: 2,60 m de largura e 0,5 m de altura cada, totalizando 2,60 m<sup>2</sup>, seguindo as orientações de SILVA e NÄÄS (2004), de 0,65 m<sup>2</sup> de entrada de ar para cada 100 m<sup>3</sup> de exaustão, de modo que a área total foi de 1,30 m<sup>2</sup> de cada lado, pois cada bloco cerâmico a relação entre a área de furos (entrada de ar) e a área total do bloco deitado é de aproximadamente 50%.

Foram instalados dois sistemas de troca de calor ar-solo em G1, ambos na extremidade oposta ao *pad cooling*, do lado direito e no lado esquerdo, conectados ao galpão diretamente na entrada de ar, com 4,0 m de comprimento e largura e altura semelhantes ao sistema evaporativo de G2, 2,60 m e 0,50 m, respectivamente. O ar entrava em G1 por uma tubulação constituída por blocos cerâmicos de oito furos, dispostos furo-a-furo, enterrados no solo a uma profundidade de 0,6 m e com 4,0 lineares de comprimento. Optou-se por utilizar blocos cerâmicos de oito furos, por se tratar de um material encontrado facilmente em todo o Brasil, de custo relativamente baixo e boa descrição de suas propriedades físicas e mecânicas.

Os dados de temperatura no sistema de troca de calor ar-solo de G1 foram obtidos por 36 termopares instalados no sistema de climatização via solo, 18 termopares do lado esquerdo e 18 do lado direito do galpão. Os termopares foram instalados em cada uma das duas entradas de ar (esquerda e direita), nos sentidos: comprimento – entrada de ar (0 m); 2,0 m da entrada e na saída do sistema (entrada do galpão, 4,0 m); profundidade - 0,6 m, 0,8 m e 1,0 m; lateral – na divisa da parede de blocos e o solo e no centro da massa de blocos (a 1,20 m da divisa).



Figura 2 - Infraestrutura e superestrutura dos dois galpões.



Figura 3 - Detalhe da construção do sistema de entrada de ar via solo, forração e telhamento.



Figura 4 - Sistema automatizado de controle de climatização: caixas de comando, controlador digital de temperatura e umidade e medidores de consumo de energia elétrica.

Os galpões possuíam sistema automatizado para controle dos grupos de exaustão (Humitech III plus, Full Gauge<sup>®</sup>) e para acionamento do pad cooling (Figura 4) foram seguidas as recomendações do manual da Cobb (Cobb-Vantress Inc., 2008) para granjas comerciais: o primeiro grupo de exaustão era acionado quando a temperatura no centro do galpão ultrapassava os 20°C; o segundo grupo, com a temperatura maior que 22°C; o terceiro grupo, para temperaturas superiores a 24°C e o quarto grupo para temperaturas superiores a 25°C. O acionamento das bombas d'água para abastecimento do pad cooling ocorria com temperaturas internas superiores a 26°C e a umidade relativa inferior a 70%. O esquema dos grupos de ventilação pode ser visualizado na Figura 5.

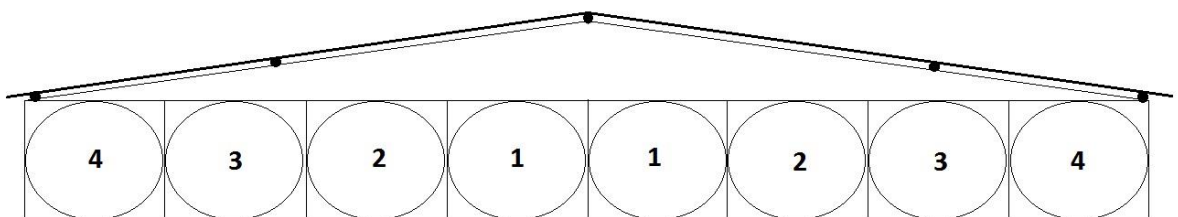


Figura 5 – Ordem de acionamento dos grupos de ventilação.

O sistema hidráulico (Figura 6) foi constituído por uma caixa d'água com capacidade para 2500 litros, com saída para duas válvulas independentes destinadas a abastecer G1 e G2 de modo autônomo. Na sequência, a água passava bombas d'água de 0,5 HP, para garantir que a pressão nos microaspersores fosse constante, em torno de 20 mca. Após as bombas, foram colocados filtros plásticos do tipo tela (marca Amiad, modelo filtro tela inox FLC 3/4") o qual posteriormente, estavam conectados aos hidrômetros, que por sua vez se conectavam à duas

válvulas de retenção de poço (3/4" com vedação de borracha), instaladas em uma plataforma com o nível acima da caixa d'água, para que se permitisse o escoamento total da água do encanamento até o pad cooling e não permitisse a passagem de água pela tubulação até o pad cooling, via gravidade, enquanto as bombas estivessem desligadas.

Foram instalados 8 microaspersores em cada pad cooling (modelo NA-1 com rosca de 1/4", marca Agrojet), com microgotas de 40 micra e vazão de 7,14 L hora<sup>-1</sup>, possibilitando que cada cooler recebesse aproximadamente 45 L hora<sup>-1</sup> m<sup>-2</sup>, conforme as recomendações de SILVA e NÄÄS (2004).



Figura 6 – Detalhe das bombas hidráulicas, hidrômetros e sistema hidráulico utilizado nos dois modelos.

Durante a construção, optou-se pela utilização de telhas termo-acústicas constituídas por dupla camada de galvalume entremeada por uma camada de 30 mm de Poliestireno (EPS), conforme observado na Figura 7. Foi escolhido este tipo de telha, pois modelos em escala reduzida apresentam menor volume interno que um galpão real, portanto, a velocidade na variação interna da temperatura em resposta às variáveis ambientais externas é mais rápida e estas telhas apresentam maior inércia térmica, portanto, podem atenuar este efeito. Pelo mesmo motivo as paredes laterais foram em alvenaria e não de lona plástica.



Figura 7 - Telhas termo-acústicas utilizadas no projeto.

Foram instalados no interior de cada galpão de três medidores de Stress Térmico Digital Portátil (Instrutherm TGD-300): o primeiro após o pad cooling; o segundo a 15,0 m do pad cooling e o último próximo aos exaustores, na saída de ar; e um medidor adicional próximo aos galpões. Seis termopares tipo T (modelo 105T), ao longo do comprimento do galpão: 0, 5 m, 10 m, 15 m, 20 m e 25 m de distância do pad cooling, conectados ao sistema de aquisição de dados datalogger (Campbell Scientific-Inc). Em G1 foram instalados mais 36 termopares tipo T na tubulação de blocos cerâmicos (18 termopares em cada lado), para monitorar a diferença de temperatura nos lados: esquerdo e direito; nos sentidos: comprimento (entrada de ar, 2,0 m e 4,0 m); largura (parede entre os blocos e solo e no centro do sistema) e altura (0,60 m, 0,85 m e 1,10 m).

Para determinação do índice de temperatura de globo negro e umidade (ITGU) e da carga térmica radiante (CTR), utilizaram-se as equações 1 e 2:

$$ITGU = T_g + 0,36.T_{po} + 41,5 \quad (1)$$

$$CTR = \sigma \cdot (T_{rm})^4 \quad (2)$$

No qual:  $T_{rm} = \left[ \frac{h_c(T_g - T_{ar}) + \varepsilon_g \sigma T_g^4}{\varepsilon_g \sigma} \right]^{1/4}$ ;  $T_g$  = temperatura do globo negro (°C);  $T_{po}$  = temperatura do ponto de orvalho (°C);  $\sigma$  = constante de Stefan-Boltzmann ( $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$ );  $T_{rm}$  = temperatura radiante média (K);  $h_c$  = coeficiente de convecção ( $\text{W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ) e  $\varepsilon_g$  = emissividade do globo negro.

Para análise dos dados, foram selecionados dias, com base nos relatórios da Estação Agroclimatológica da FCAV-Unesp Jaboticabal, com radiação solar global superior a  $19 \text{ MJ m}^{-2}$ . As situações foram consideradas como um delineamento inteiramente casualizado, como medidas repetidas no tempo e o modelo misto foi composto dos efeitos da temperatura no interior dos galpões, CTR e ITGU. Utilizou-se o procedimento MIXED do SAS (versão 9.2) e o critério de informação bayesiano (BIC) para escolha da melhor estrutura de matriz variância dos erros. Em todas as análises, o nível de significância foi de  $P \leq 0.05$ .

### **3. Resultados e discussão**

#### *a. Análise do sistema ar-solo implantado em G1*

Na Tabela 1 e nas figuras 8, 9, 10 e 11 estão representadas as temperaturas obtidas no sistema de troca de calor ar-solo implantado em G1. Não houve diferença entre as temperaturas do ar no lado direito e esquerdo, portanto, os lados do sistema não interferiram na temperatura do ar, independente do horário do dia. Os dois galpões foram construídos no sentido Leste-Oeste e as entradas de ar localizavam-se a direita (lado Sul) e a esquerda (lado Norte) de G1 e a profundidade de recobrimento dos blocos foi a mesma para os dois lados.

A temperatura do ar no sentido da largura variou menos na divida entre os blocos e o solo que no centro da tubulação, com coeficiente de variação de 8,35% e 9,80%, respectivamente. Foram observadas diferenças nas temperaturas do ar durante todo o período e nos horários mais quentes, após as 14h00, a temperatura do centro foi inferior que a temperatura na divisa, o que pode ser devido ao melhor aproveitamento do sistema evaporativo associado com maior facilidade de entrada de ar no centro.

O efeito do comprimento do sistema foi visível em praticamente todos os horários. Das 23h às 7h a temperatura do ar externo foi menor que a temperatura do solo, por isso o ar na saída, a 4,0 m de comprimento, sofreu aquecimento no sistema e apresentou temperatura superior ao ar externo. A partir das 9h o efeito é oposto, ocorre resfriamento do ar, que é mais intenso com o aumento do comprimento, atingindo seu máximo na saída.

Tabela 1 – Temperatura do ar na tubulação de G1 em função da largura, comprimento e altura.

HORA	Largura		Comprimento			Altura										
	Meio	Divisa	Entrada	2m	Saída	0.6m	0.8m	1.0m								
1	20.11	b	20.82	a	19.93	b	20.72	a	20.77	a	20.80	a	20.73	a	19.88	b
2	19.86	b	20.63	a	19.58	b	20.53	a	20.63	a	20.63	a	20.42	a	19.69	b
3	19.71	b	20.51	a	19.37	b	20.43	a	20.55	a	20.54	a	20.22	b	19.58	c
4	19.56	b	20.43	a	19.14	b	20.38	a	20.48	a	20.48	a	20.04	b	19.48	c
5	19.39	b	20.31	a	18.89	b	20.28	a	20.41	a	20.38	a	19.38	b	19.35	c
6	19.27	b	20.19	a	18.77	b	20.16	a	20.27	a	20.28	a	19.67	b	19.25	c
7	19.90	b	20.65	a	19.92	b	20.46	a	20.47	a	20.77	a	20.32	b	19.75	c
8	20.86	b	21.24	a	21.59	a	20.91	b	20.65	b	21.34	a	21.34	a	20.48	b
9	22.19	a	22.14	a	23.49	a	21.77	b	21.21	c	22.30	b	22.75	a	21.45	c
10	23.46	a	23.13	a	25.36	a	22.68	b	21.83	c	23.33	b	24.16	a	22.41	c
11	24.56	a	24.09	a	26.86	a	23.65	b	22.44	c	24.35	b	25.43	a	23.22	c
12	25.18	a	24.75	a	27.69	a	24.29	b	22.89	c	24.98	b	26.30	a	23.63	c
13	25.37	a	25.32	a	27.66	a	24.87	b	23.48	c	25.50	b	26.80	a	23.76	c
14	25.44	a	25.57	a	27.75	a	25.05	b	23.69	c	25.71	b	27.05	a	23.77	c
15	25.23	b	25.59	a	27.42	a	25.05	b	23.73	c	25.67	b	26.98	a	23.6	c
16	24.81	b	25.31	a	26.84	a	24.76	b	23.56	c	25.34	b	26.61	a	23.25	c
17	24.09	b	24.68	a	25.80	a	24.20	b	23.15	c	24.68	b	25.86	a	22.65	c
18	23.33	b	24.12	a	24.52	a	23.74	b	22.92	c	24.11	b	24.99	a	22.12	c
19	22.32	b	23.20	a	23.01	a	22.87	b	22.39	b	23.12	b	23.78	a	21.41	c
20	21.97	b	22.72	a	22.49	a	22.45	a	22.10	b	22.66	b	23.20	a	21.19	c
21	21.66	b	22.34	a	22.09	a	22.08	a	21.82	a	22.27	b	22.75	a	20.99	c
22	21.35	b	22.02	a	21.63	a	21.8	a	21.63	a	21.98	b	22.32	a	20.78	c
23	21.04	b	21.73	a	21.17	b	21.55	a	21.45	ab	21.71	a	21.91	a	20.56	b
24	20.78	b	21.48	a	20.81	b	21.31	a	21.28	a	21.47	a	21.57	a	20.37	b
Média	22.14		22.62		22.99		22.33		21.83		22.68		23.11		21.36	
CV (%)	9.80		8.35		13.99		7.73		5.42		8.46		11.29		7.42	

Médias seguidas de letras semelhantes na linha não apresentam diferença significativa (Tukey,  $P < 0,05$ ).

\*A variável LADO (esquerdo e direito) não apresentou diferenças significativas por isso não foi apresentada na tabela.

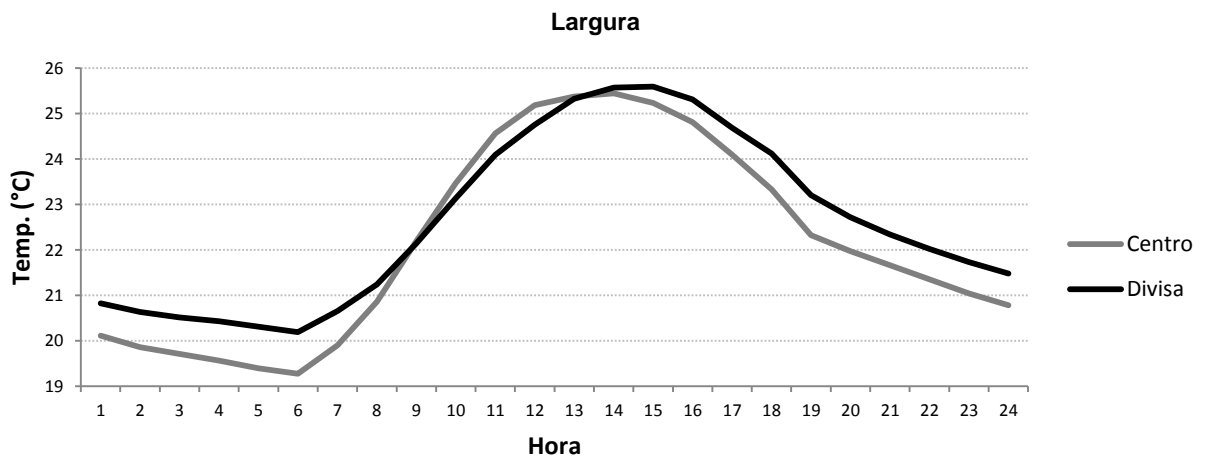


Figura 8. Temperatura do ar no sistema de troca de calor ar-solo na divisa da tubulação com o solo e no centro da tubulação.

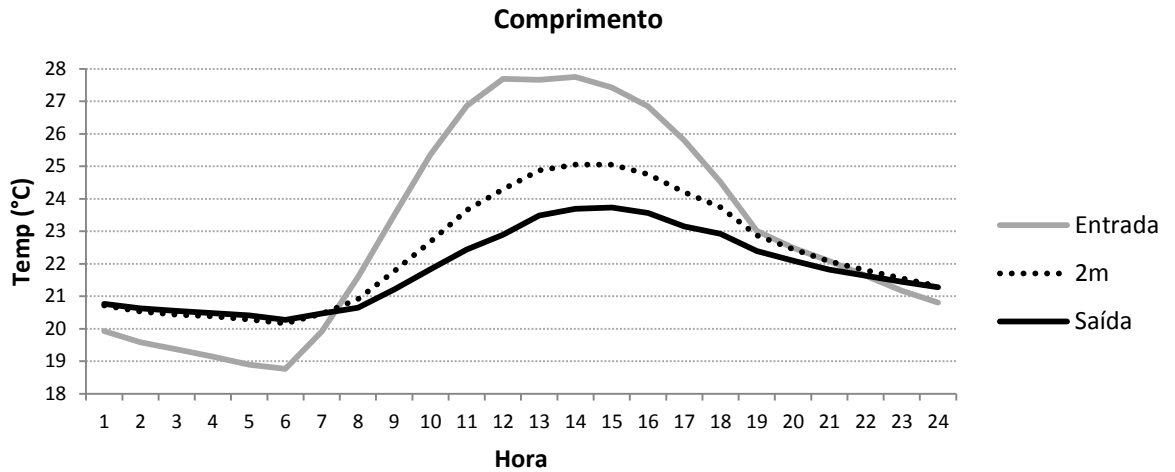


Figura 9. Temperatura do ar no sistema de troca de calor ar-solo na entrada de ar, a 2,0 m da entrada (meio do sistema) e na saída do sistema (4,0 m).

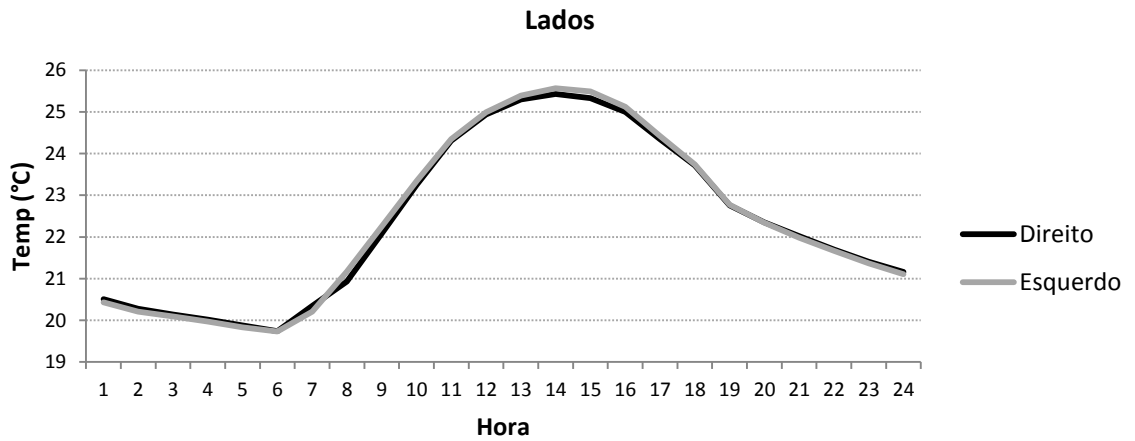


Figura 10. Temperatura do ar no sistema de troca de calor implantado no lado esquerdo e no lado direito de G1.

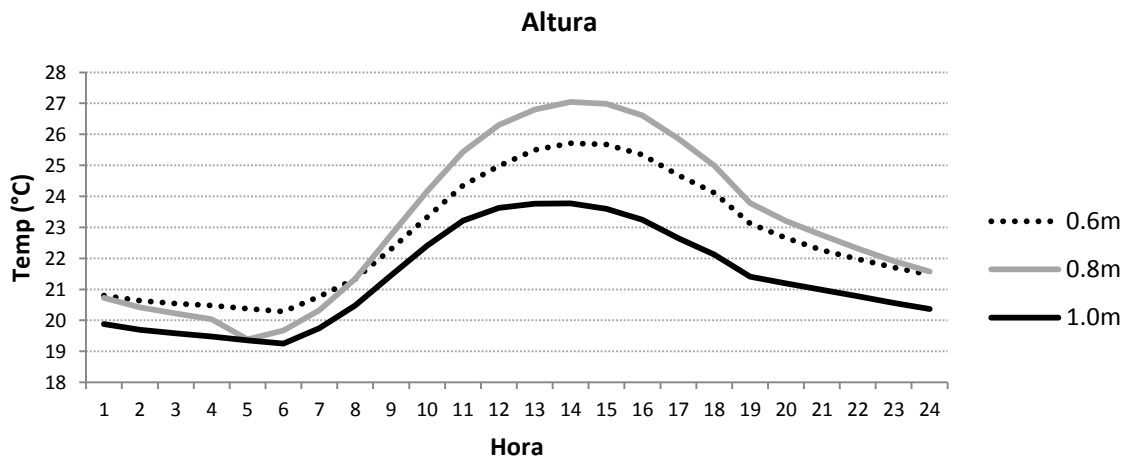


Figura 11. Variação da temperatura do ar da nas alturas 0,6 m, 0,8 m e 1,0 m.

Quanto à profundidade de recobrimento da massa de blocos, observou-se que o resfriamento é maior próximo às divisas com o solo, ou seja, com 0,6 m e 1,0 m de profundidade. Com 0,8 m foram observadas temperaturas mais elevadas, porém não superiores a 28°C. A condutividade térmica de solos argilosos, como o do local do estudo, é alta e pode ser consideravelmente elevada, com aumento de umidade, ocasionada pela absorção de água dos blocos e passagem para o solo circundante, o que favorece ainda mais as trocas térmicas entre o solo e o ar (DEGLIN et al, 1999). Em maiores profundidades há uma redução dos efeitos da variação da temperatura existente na superfície do solo, porém os custos de implantação do sistema tornam-se mais elevados (KUMAR et al, 2003).

A tubulação do sistema encontrava-se enterrada em solo nu, o que pode contribuir para ocasionar maior diferença entre 0,6 m e 1,0 m. MIHALAKAKOU et al (1995) compararam o efeito da cobertura do solo na redução da temperatura de um sistema de troca ar-solo e concluíram que solos sem cobertura apresentaram maior variação na temperatura em menores profundidades.

Além do incremento de umidade ocasionado pelo sistema evaporativo, pode ocorrer condensação do ar atmosférico (geralmente em períodos noturnos ou na alvorada) em contato com a superfície interna do sistema, o que pode provocar absorção de umidade pelos blocos e, conseqüentemente, passagem de umidade para o solo. Porém, não se mensurou este parâmetro.

Os resultados descritos acima demonstraram claramente que houve áreas com maiores trocas térmicas do que outras, influenciadas, principalmente, pela proximidade com o solo. Uma relação adequada no sistema entre área de contato dos blocos com o solo e volume corrente de ar pode reduzir estas diferenças entre setores que estão mais próximos do solo e os mais distantes. BANSAL e MATHUR (2009) combinaram várias relações entre área e volume (A:V) e testaram diferentes condições climáticas (variações na temperatura de entrada e umidade relativa do ar) e, concluíram que, quando se aumentou a relação A:V redução da temperatura foi maior que sistemas com menor relação A:V, além do comprimento da tubulação poder ser reduzido. DEGLIN et al (1999) chegou à mesma conclusão, que tubulações com menor diâmetro são termicamente mais eficientes, porém apresentam mais problemas relacionados à perda de pressão e são recomendadas para uso em instalações com maiores dimensões.

#### *b. Diferenças no ambiente interno de G1 e G2*

Os dados da temperatura do ar no centro de G1 e G2 estão representados na Figura 12 e a análise estatística, da temperatura, umidade relativa do ar, CTR e ITGU no interior de G1 e G2 na Tabela 2.

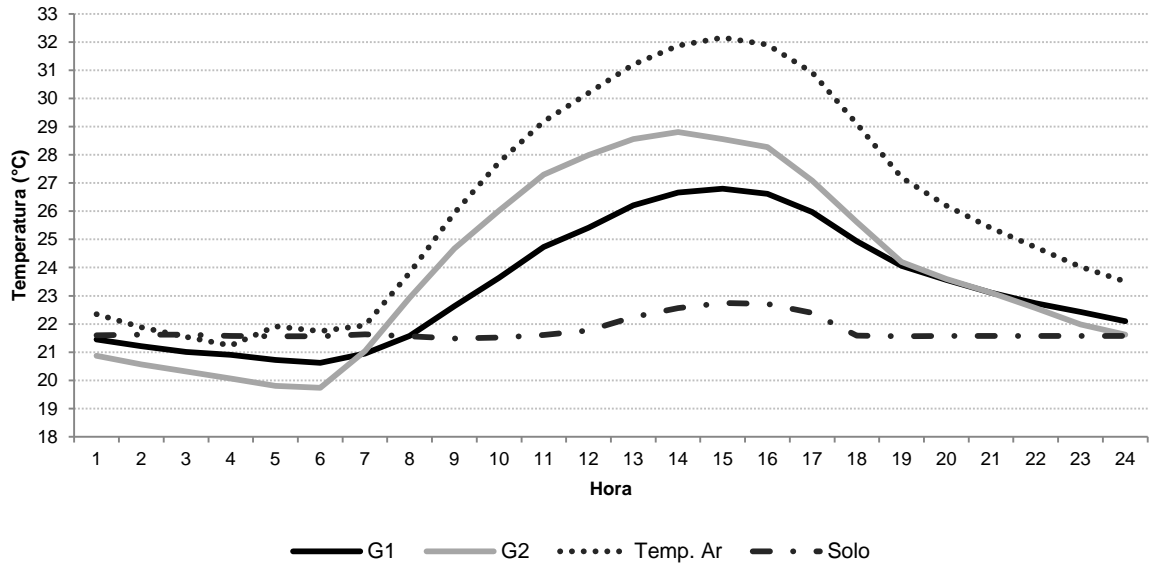


Figura 12. Temperatura do ar no interior de G1 e G2, no Solo a 1,0 m de profundidade e do ar externo.

Observa-se que, para a temperatura, as curvas de G1 e G2, seguiram o mesmo padrão, porém a variação em G1 foi menor que G2, que por sua vez, foi próxima da temperatura externa. A temperatura do solo variou pouco, aproximadamente 1°C, nos horários mais quentes, das 12h às 17h. Entre G1 e G2 houve uma diferença próxima de 2°C nos horários de pico.

A temperatura interna de G1 variou menos que em G2, com os coeficientes de variação de 9,13% e 13,34%, respectivamente. Em G1 o ar foi resfriado nos blocos cerâmicos enterrados no solo que, após 4,0 m, foi inserido, já resfriado, pela entrada de ar do galpão 1 com uma temperatura inferior à do ambiente. A principal perda de calor se deu no sentido do comprimento do galpão (Figura 13) até a saída pelos exaustores. Em G2, o resfriamento do ar ocorria na própria entrada de ar do galpão, no *cooler*.

Tabela 2 – Temperatura, umidade relativa do ar, ITGU e CTR no interior de G1 e G2.

Hora	Temperatura (°C)		UR (%)		ITGU		CTR (W/m <sup>2</sup> )	
	G1	G2	G1	G2	G1	G2	G1	G2
1	21.45 a	20.88 b	67.27 b	75.07 a	65.92 a	64.84 b	433.90 a	436.66 a
2	21.21 a	20.57 b	68.03 b	75.58 a	65.65 a	64.60 b	433.40 a	430.41 a
3	21.01 a	20.32 b	68.28 b	76.25 a	65.40 a	64.44 b	431.53 a	428.56 a
4	20.90 a	20.07 b	68.66 b	76.46 a	65.18 a	64.23 b	430.07 a	429.84 a
5	20.72 a	19.81 b	68.83 b	76.55 a	65.01 a	64.06 b	429.29 a	426.93 a
6	20.62 a	19.74 b	69.03 b	76.22 a	64.88 a	63.88 b	428.34 a	423.38 a
7	20.95 a	21.04 a	68.35 b	72.87 a	64.90 a	63.91 b	428.24 a	418.51 a
8	21.57 b	22.93 a	67.46 a	67.41 a	65.30 a	64.61 a	430.38 a	419.14 a
9	22.64 b	24.68 a	66.88 a	64.03 a	65.98 a	65.84 a	436.96 a	426.83 a
10	23.64 b	26.03 a	65.97 a	60.46 b	66.90 a	66.92 a	441.66 a	445.92 a
11	24.73 b	27.30 a	63.94 a	58.13 b	67.74 a	67.93 a	447.18 a	448.24 a
12	25.42 b	27.99 a	61.93 a	57.20 b	68.56 a	68.67 a	453.13 a	455.67 a
13	26.21 b	28.55 a	60.09 a	55.66 b	69.31 a	69.10 a	457.78 a	468.59 a
14	26.66 b	28.81 a	58.65 a	55.56 a	69.78 a	69.34 b	460.39 b	472.53 a
15	26.80 b	28.56 a	57.70 a	55.43 a	70.00 a	69.18 b	460.63 b	476.00 a
16	26.62 b	28.27 a	57.50 a	56.95 a	69.98 a	69.11 b	461.13 b	472.71 a
17	25.97 b	27.08 a	57.60 a	58.16 a	69.89 a	68.80 b	460.55 b	483.30 a
18	24.94 b	25.61 a	59.35 b	63.42 a	69.52 a	68.23 b	456.04 b	475.71 a
19	24.07 a	24.19 a	61.32 b	65.75 a	68.94 a	67.35 b	451.72 b	477.49 a
20	23.56 a	23.60 a	62.49 b	67.34 a	68.29 a	66.77 b	449.51 a	462.91 a
21	23.10 a	23.10 a	63.70 b	69.50 a	67.76 a	66.32 b	446.51 a	456.58 a
22	22.74 a	22.56 a	64.71 b	71.56 a	67.29 a	65.92 b	445.02 a	454.40 a
23	22.43 a	21.98 b	65.40 b	73.30 a	66.92 a	65.54 b	441.14 a	448.08 a
24	22.09 a	21.62 b	66.54 b	74.24 a	66.58 a	65.20 b	437.89 a	444.41 a
CV (%)	9.13	13.34	6.25	11.91	2.74	2.93	2.66	4.65
P	>0,001		>0,001		>0,001		>0,001	

\*Letras minúsculas na linha denotam diferenças estatísticas pelo Teste de Tukey (P<0.05).

Em horários mais críticos (10h às 19h), com a temperatura externa elevada e todos os exaustores acionados, o sistema evaporativo não foi suficiente para reduzir a temperatura do ar, a uma velocidade adequada para atender à demanda de resfriamento galpão, conforme se observa nas Figuras 14, 15, 16, 17, 18 e 19. Pode-se verificar que o perfil da temperatura foi menor em G1 para todas as secções transversais: na entrada (logo após o *pad cooling*), 5,0 m, 10,0 m, 15,0 m, 20,0 m e 25,0 m. O ganho de calor nos dois modelos se deu no sentido do comprimento e a variação na temperatura nos modelos em escala reduzida, principalmente em G2, corresponde ao mesmo padrão observado em galpões em tamanho real e corrobora com os estudos realizados no Capítulo 2 e MIRAGLIOTTA et al (2006).

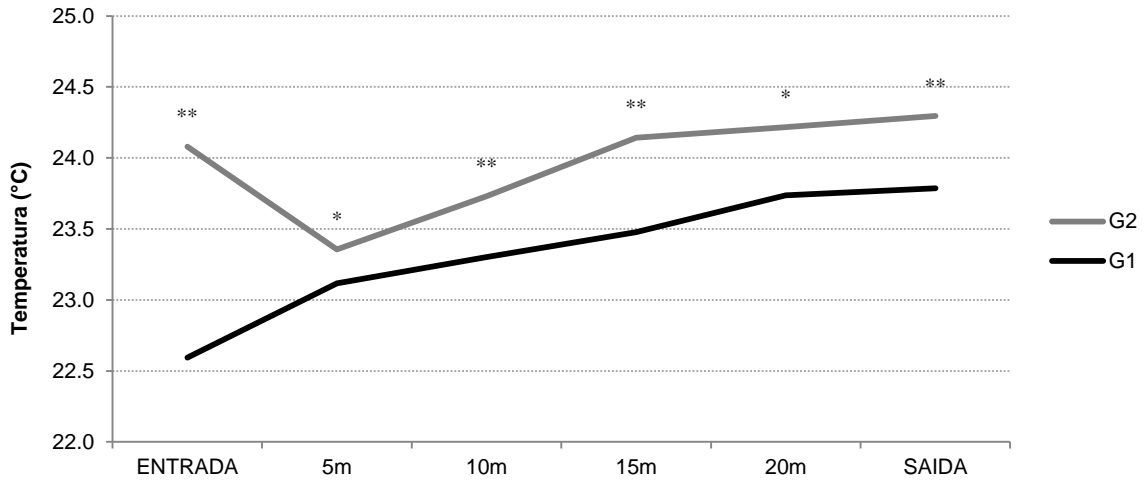


Figura 13. Diferença entre as temperaturas do ar em G1 e G2 no sentido do comprimento dos galpões (\*indica diferença a  $P < 0.05$ ; \*\*indica diferença a  $P < 0.001$ ).

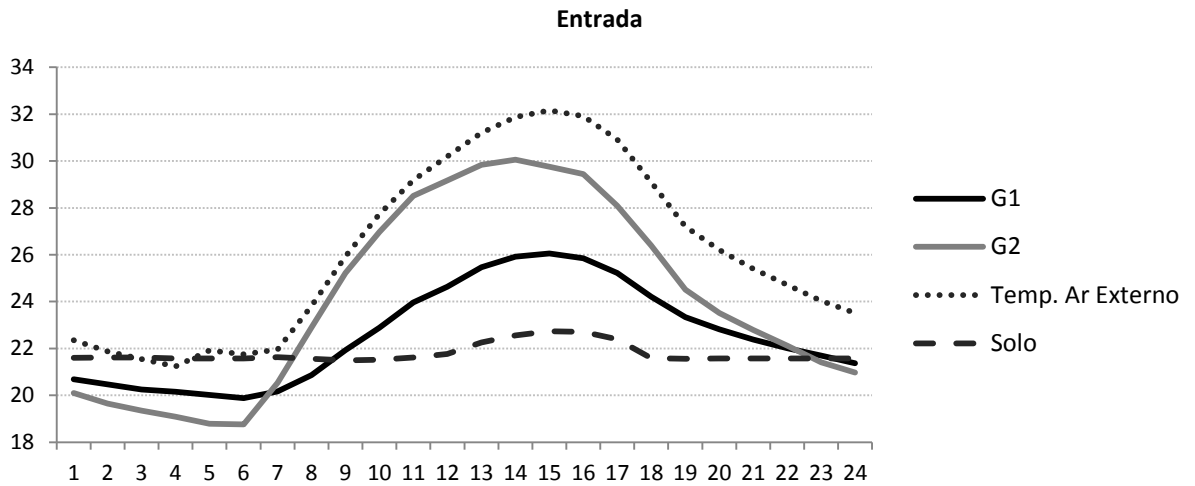


Figura 14 – Perfil da temperatura do ar na entrada de ar de G1 e G2, no solo a 1,0 m de profundidade e temperatura do ar externo.

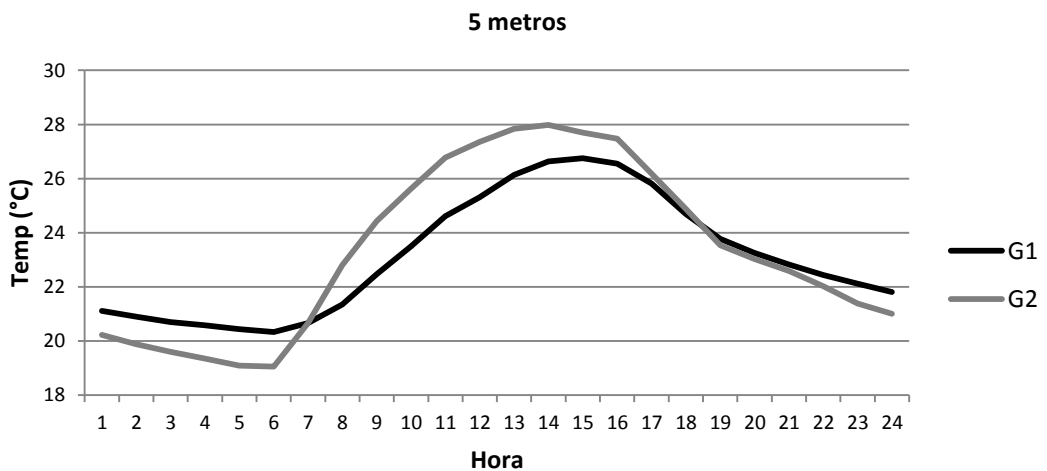


Figura 15 – Perfil da temperatura do ar a 5,0 m da entrada de ar de G1 e de G2.

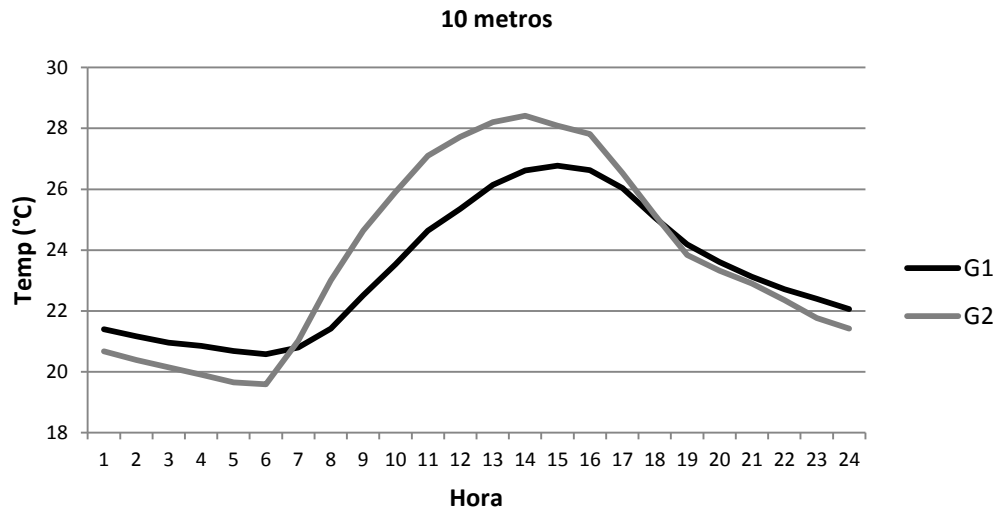


Figura 16 - Perfil da temperatura do ar a 10,0 m da entrada de ar de G1 e de G2.

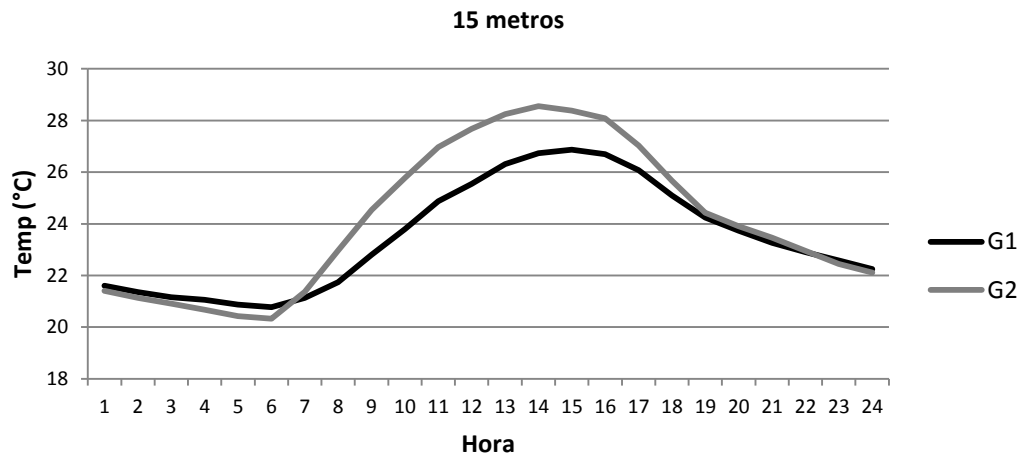


Figura 17 - Perfil da temperatura do ar a 15,0 m da entrada de ar de G1 e de G2.

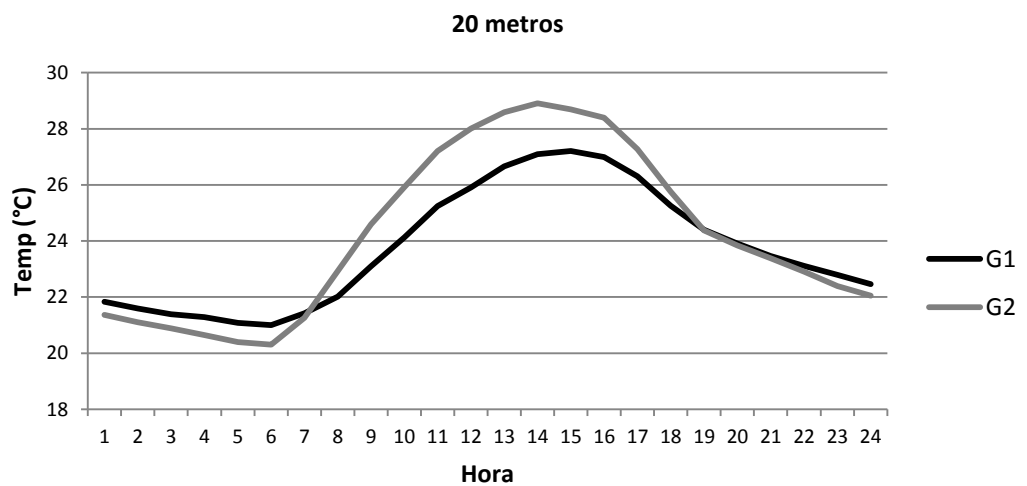


Figura 18 - Perfil da temperatura do ar a 20,0 m da entrada de ar de G1 e de G2.

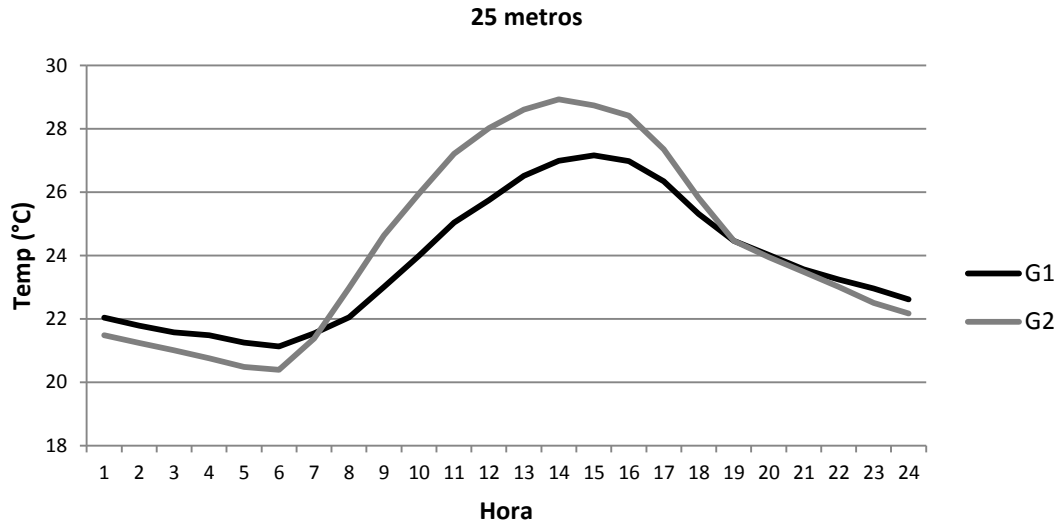


Figura 19 - Perfil da temperatura a 25,0 m da entrada de ar de G1 e de G2.

A umidade relativa pode ser visualizada nas Figuras 20, 21 e 22. Observa-se que em G1 a UR média se manteve estável, entre 62% e 72%, com coeficiente de variação de apenas 6,25% e as diferenças entre as extremidades do galpão só foram evidentes em horários mais amenos, ou seja, quando os exaustores estavam desligados ou, no máximo, um grupo de ventilação ligado. Em G2 a variação da UR foi maior, de 55% a 75%, com coeficiente de variação de 11,91% e as diferenças observadas entre as extremidades do galpão foram nos horários mais quentes do dia, ou seja, podem ser atribuídas ao efeito do resfriamento evaporativo. Em termos do ideal para frangos de corte, ABREU et al. (2007) recomendam que a umidade relativa entre 60% a 70% seria adequada, o que foi observado tanto em G1 quanto em G2.

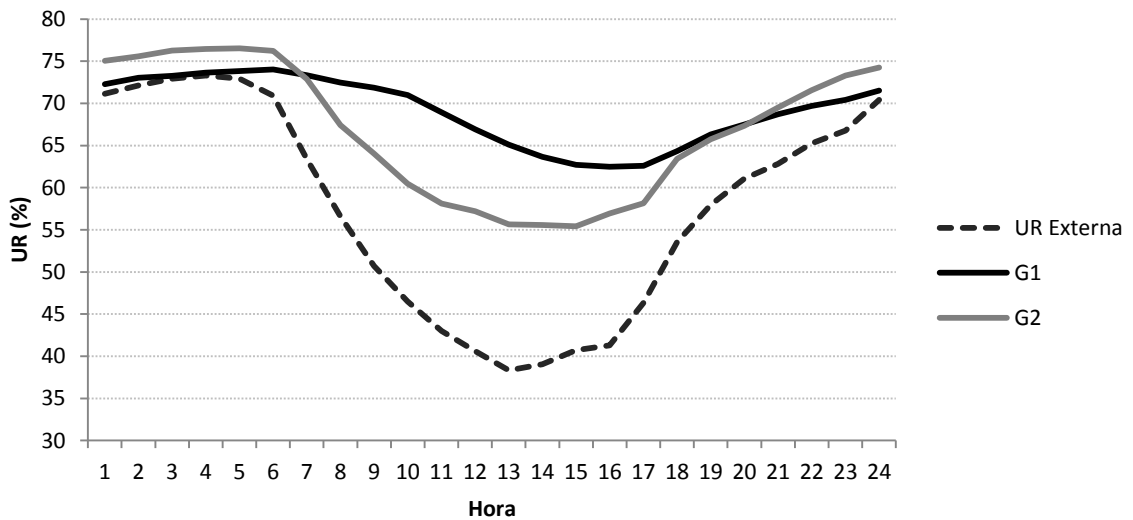


Figura 20. Umidade relativa do ar no interior de G1 e G2 e umidade relativa externa.

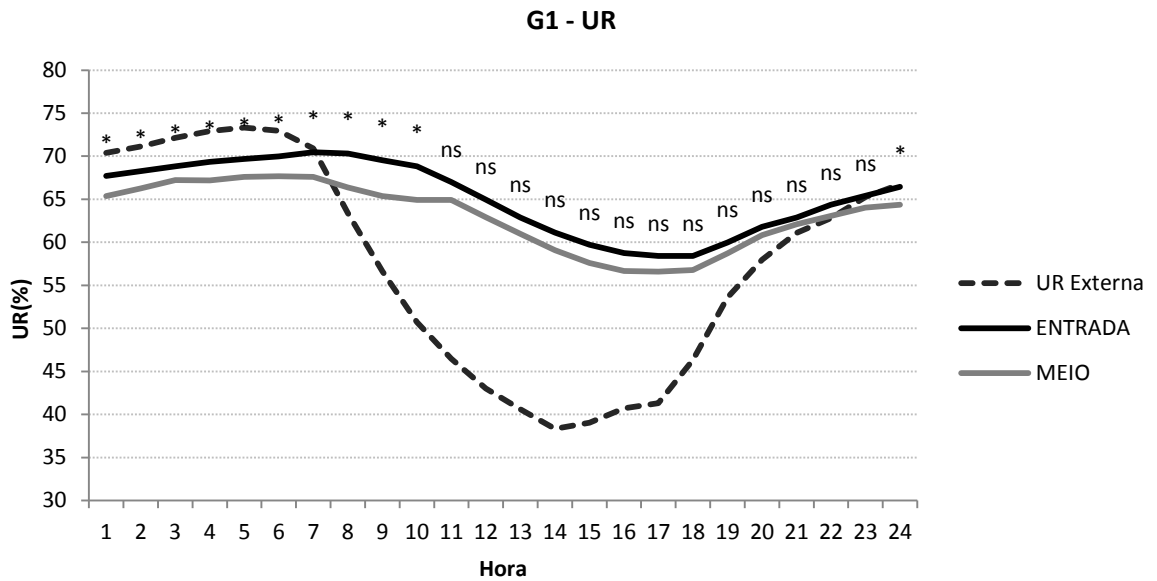


Figura 21 – Umidade relativa no interior de G1, na entrada de ar e no meio do galpão e umidade relativa externa (\* $P < 0.05$  entre Entrada e Meio;  $^{ns}P > 0.05$ ).

OBS. A umidade relativa externa não entrou na análise estatística.

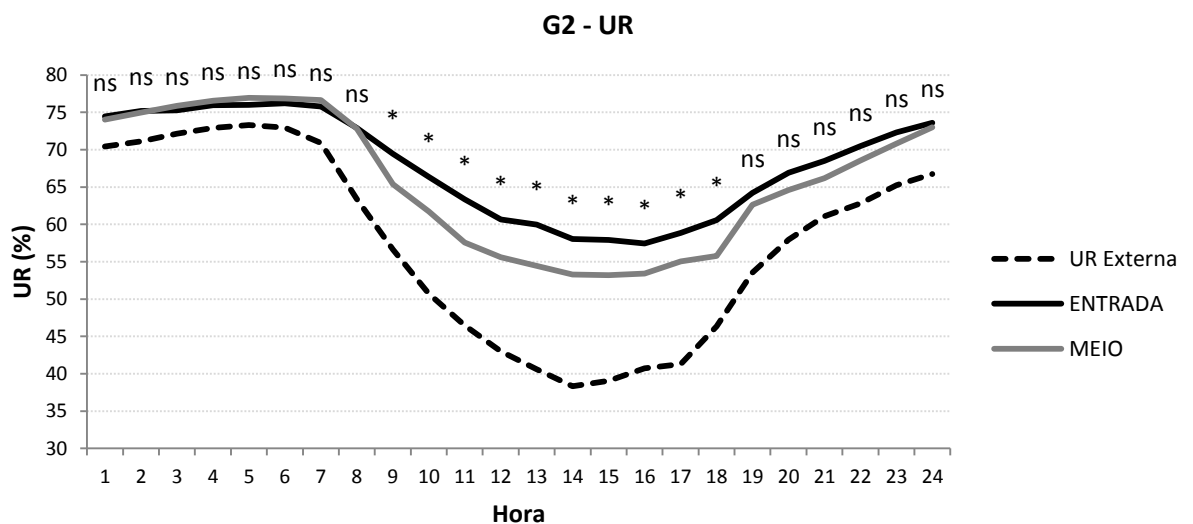


Figura 22 – Umidade relativa no interior de G2, na entrada de ar e no meio do galpão e umidade relativa externa (\* $P < 0.05$  entre Entrada e Meio;  $^{ns}P > 0.05$ ).

OBS. A umidade relativa externa não entrou na análise estatística.

Não se pode atribuir que a variação da umidade do ar em G1 foi devido ao acionamento do pad cooling, pois como as diferenças ocorreram quando o sistema não estava acionado, mas sim à variação diária na umidade do ar. Outro aspecto que pode estar relacionado com a menor variação da umidade no interior de G1 é a

possível condensação em horários noturnos e madrugada na tubulação do sistema via solo.

Nas Figuras 23, 24 e 25 estão representados os valores de ITGU para o G1 e G2 e comparando as extremidades de cada galpão. O ITGU, desenvolvido por Buffington et al. (1981), é atualmente o índice mais adequado para prever as condições de conforto térmico em regiões quentes, em razão de incorporar a temperatura do bulbo seco, umidade relativa, velocidade do ar e a radiação na forma de temperatura de globo negro (tgn), em um único valor.

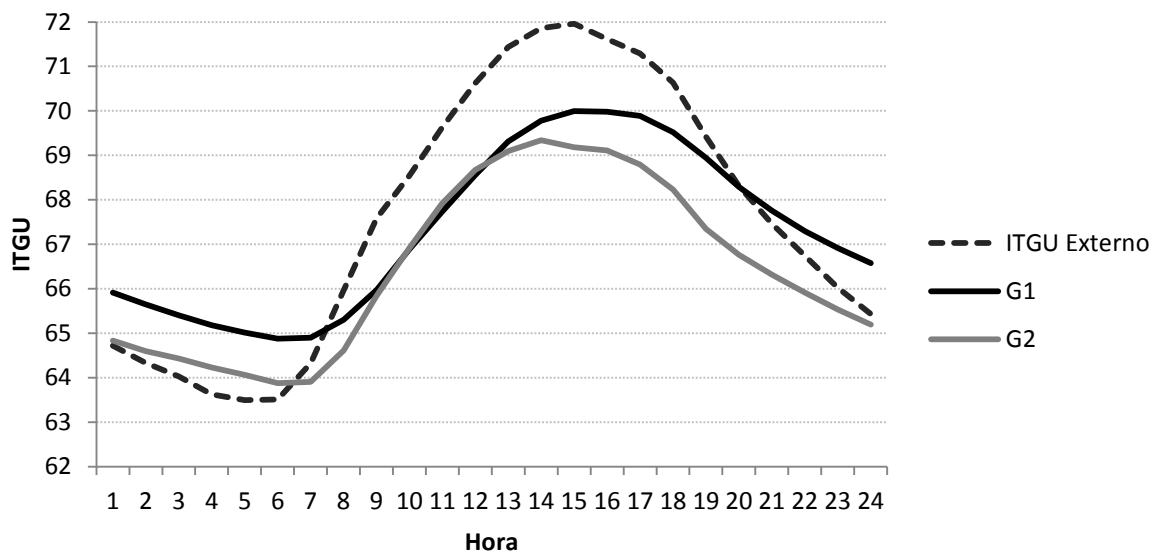


Figura 23 – Índice de Temperatura de Globo e Umidade no interior de G1 e G2 e ITGU externo.

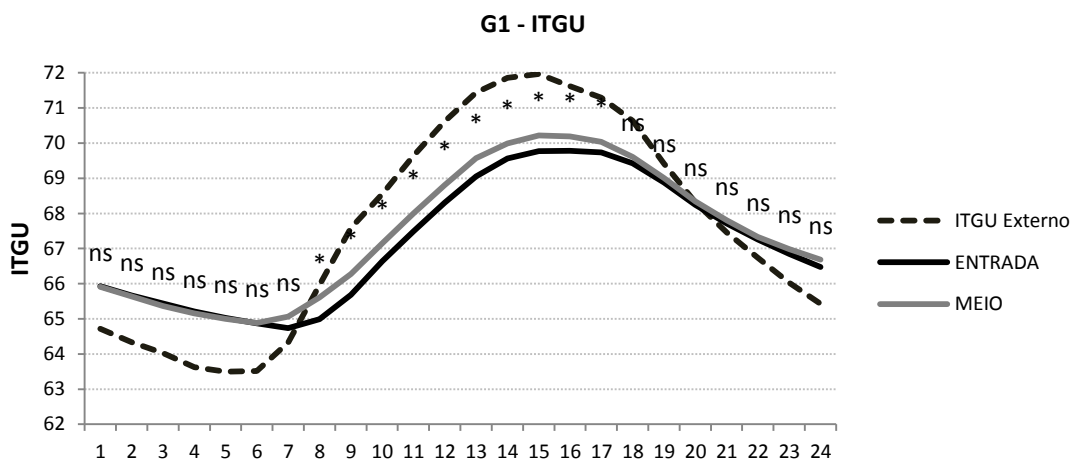


Figura 24 – Variação horária do Índice de Temperatura de Globo e Umidade no interior de G1, na entrada de ar e no meio do galpão e ITGU externo (\*P<0.05 entre Entrada e Meio; <sup>ns</sup>P>0.05).

OBS. O ITGU externo não entrou na análise estatística.

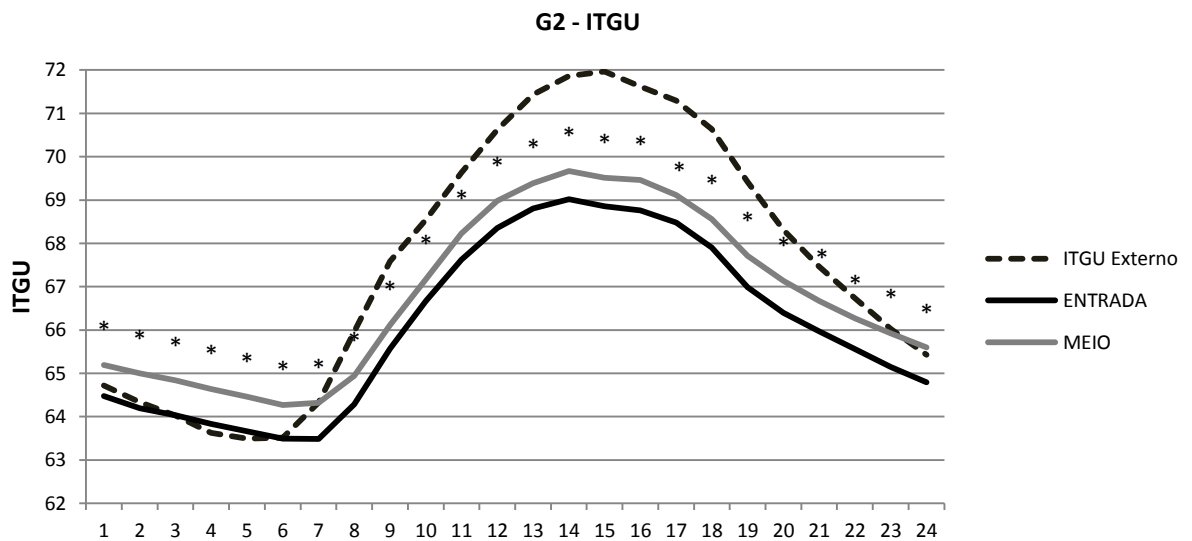


Figura 25 – Variação horária do Índice de Temperatura de Globo e Umidade no interior de G2, na entrada de ar e no meio do galpão e ITGU externo (\* $P < 0,05$  entre Entrada e Meio; <sup>ns</sup> $P > 0,05$ ).

OBS. O ITGU externo não entrou na análise estatística.

O ITGU de G1 foi maior que de G2 durante todos os horários, variando de 64,9 a 70 e G2 de 63,9 a 70. De acordo com Medeiros et al (2005), para frangos de corte ambientes frios apresentam temperaturas variando de 16 a 20°C e ITGU de 59 a 67. Para os ambientes considerados confortáveis, a temperatura de 23 a 26°C e o ITGU de 69 a 77. Nos ambientes considerados quentes, a temperaturas superiores a 30°C e o ITGU de 78 a 88.

Os valores de ITGU no interior de cada galpão também variaram. Em G1, as diferenças no ITGU entre o meio do galpão e na entrada de ar foram observadas em horários mais quentes do dia, das 08h00 às 17h00, com valores inferiores próximos à entrada de ar, o que pode ser reflexo da variação da temperatura ao longo do comprimento do galpão, sendo próximo à entrada, na saída do sistema ar-solo, mais ameno, pois o ar sai resfriado do solo e, no sentido do comprimento do galpão, ganha calor até sair do galpão pelos exaustores. Em G2, a variação interna do ITGU no interior do galpão foi maior e diferenças foram observadas em todos os períodos. A temperatura interna de G2 depende diretamente da temperatura do ar externo, que passa pelo pad cooling e é resfriado, porém, pode-se observar que em horários noturnos, quando a temperatura externa é baixa e o sistema de ventilação está no

mínimo ou inoperante e o pad cooling desligado, a diferença foi maior. Em horários com temperaturas mais elevadas, das 09h00 às 17h00, a diferença foi menor.

Os valores médios de ITGU aumentaram a partir das 06h00, atingindo o máximo entre 14h00 e 15h00, decrescendo em seguida. Este comportamento diurno dos valores de ITGU também foi constatado por ROSA (1984), FONSECA (1998), ZANOLLA et al. (1999), MORAES et al. (1999), MATOS (2001), FURTADO et al. (2003) e VIEIRA et al. (2003). No interior de G1 houve um retardo no ponto de máximo dos valores de ITGU em comparação com o ambiente externo e G2. O aumento no ITGU ocorre principalmente, devido à elevação das temperaturas das vizinhanças do globo negro. Em G1, o comportamento da temperatura também sofreu um retardo em relação aos efeitos do ambiente externo, pois o próprio sistema favorece esta situação pela inércia térmica do solo nas vizinhanças, sendo necessário algum tempo para o sistema perder um pouco de sua eficiência devido aos efeitos do aumento na temperatura ambiental.

SARTOR et al. (2001), em trabalho realizado com resfriamento evaporativo em instalações para frangos de corte, também observaram, no período entre 12h00 e 14h00, maior estresse devido ao calor, sendo que o melhor desempenho neste horário foi no sistema com ventilador de alta rotação associado à nebulização, acoplado ao ventilador.

Nas figuras 26, 27 e 28 estão representados os valores da CTR para o G1 e G2 e comparando as extremidades de cada galpão. A CTR em condições de regime permanente expressa a radiação total recebida pelo globo negro proveniente do ambiente ao seu redor (ESMAY, 1982).

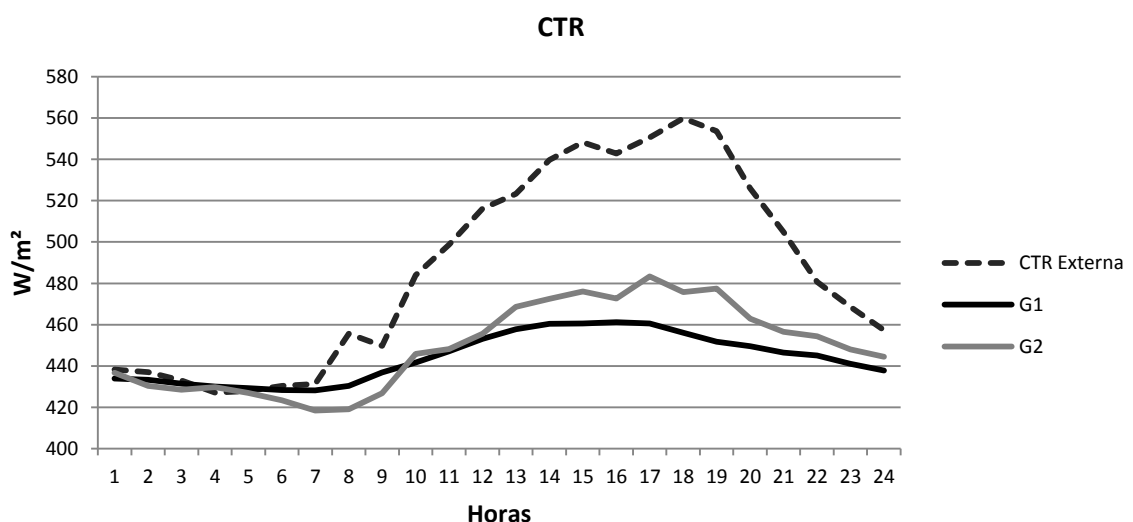


Gráfico 25 –Carga Térmica Radiante no interior G1 e G2 e CTR externa.

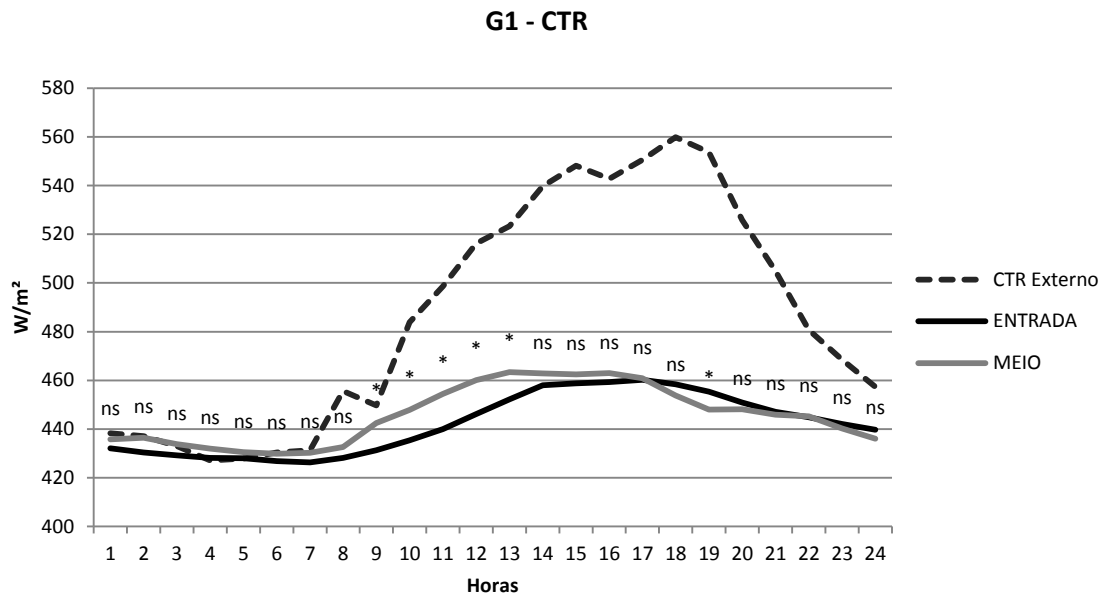


Gráfico 28 – Carga Térmica Radiante no interior de G1 (\* $P < 0.05$  entre Entrada e Meio;  $^{ns}P > 0.05$ ).

OBS. A CTR externo não entrou na análise estatística.

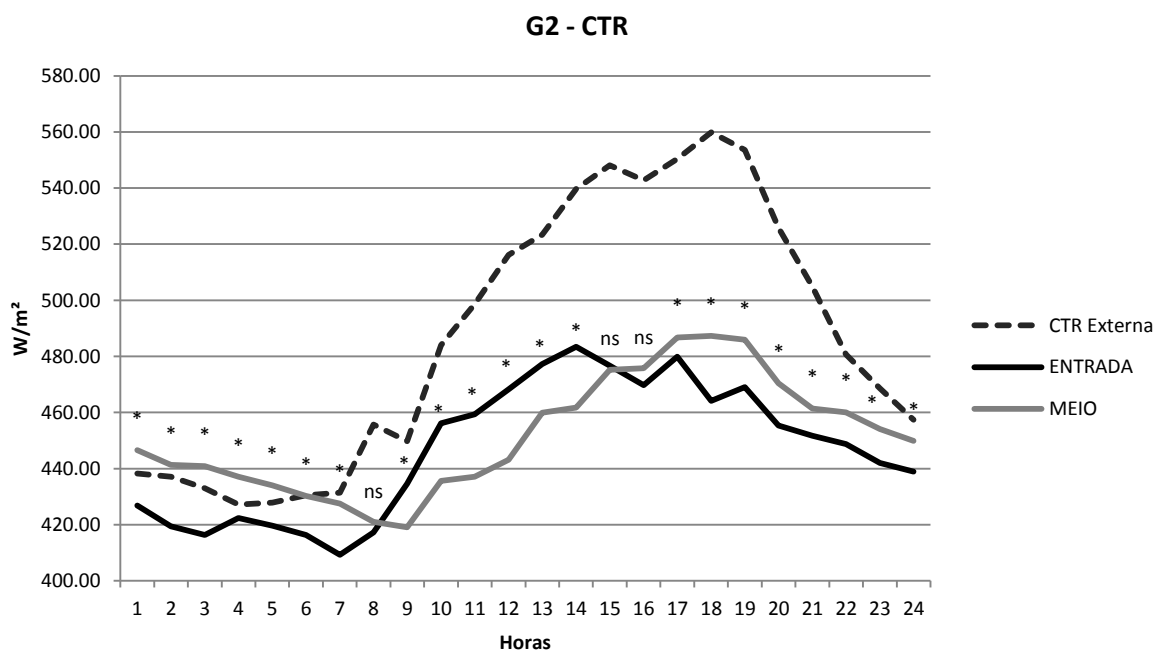


Gráfico 31 – Carga Térmica Radiante no interior de G2 (\* $P < 0.05$  entre Entrada e Meio;  $^{ns}P > 0.05$ ).

OBS. A CTR externo não entrou na análise estatística.

Observou-se que, a CTR em G1 foi menor que em G2, entre as 13h00 e 14h00. No interior de G1 só foram observadas diferenças entre as 09h00 e 13h00, com a CTR do meio do galpão ligeiramente maior que na entrada de ar, com o pico em aproximadamente 13h00 de  $463,38 \text{ W m}^{-2}$ . Em G2 foram observadas diferenças

em praticamente todas as horas, alternando o maior valor da CTR entre a entrada de ar e meio do galpão, com  $483,37 \text{ W m}^{-2}$  e  $487,31 \text{ W m}^{-2}$ , respectivamente. Como nos dois galpões não havia entrada de radiação solar direta, a temperatura do globo negro foi, basicamente, afetada pela temperatura do ar. Em G1 a variação foi menor não só para a CTR, mas também para todos os outros fatores analisados e, grande parte disso, deve-se à concepção do galpão, que apesar de possuir os mesmos materiais e dimensões que G2, possui uma vedação e isolamento maior, pois o ar entra no sistema via solo e o galpão não tem contato com o ambiente externo, o resfriamento do ar ocorre em um sistema anterior ao galpão, que no caso de G2 ocorre na própria entrada de ar do galpão, ficando mais susceptível às variações externas.

A zona de termoneutralidade está relacionada a um ambiente térmico ideal, no qual as aves encontram condições adequadas para expressar suas melhores características produtivas. BAËTA & SOUZA (1997) e TINÔCO (2001) consideraram ambiente confortável aquele com temperaturas entre 18 a 28°C e umidade relativa ente 50 e 70%. TEIXEIRA (1983) concluiu que ambientes cujos valores de ITGU variaram entre 65,0 e 77,0, não afetaram o desempenho dos frangos de corte. Observou-se que ambos os galpões apresentaram bons índices de conforto térmico, com temperatura e umidade relativa nas faixas preconizadas para frangos de corte. O desempenho de G1 foi superior que G2 em todos os parâmetros analisados, proporcionando além de um ambiente interno termicamente mais confortável, menor variação dos fatores ambientais no interior da instalação.

### *c. Comparação do consumo de água e energia elétrica em G1 e G2*

Um dos propósitos deste estudo foi o desenvolvimento e aplicação de um sistema de climatização para galpões avícolas via solo que utilize fontes renováveis de energia e minimize o uso de recursos naturais, sem deixar de proporcionar condições de conforto térmico adequadas. Os dois galpões foram totalmente automatizados e programados de acordo com recomendações para granjas comerciais, para aves com mais de 35 dias, contidas no manual da Cobb (Cobb-Vantress Inc., 2008), sendo: o primeiro grupo de exaustão acionado quando a temperatura no centro do galpão ultrapassava os 20°C; o segundo grupo, com a temperatura maior que 22°C; o terceiro grupo, para temperaturas superiores a 24°C e o quarto grupo para temperaturas superiores a 25°C. O acionamento das bombas

d'água para abastecimento do pad cooling ocorria com temperaturas internas superiores a 26°C e a umidade relativa inferior a 70%.

Os dados foram separados e classificados de acordo com radiação solar global diária, considerada: baixa (abaixo de 10 MJ m<sup>-2</sup>); média (entre 10,1 a 18,9 MJ m<sup>-2</sup>) e alta (acima de 19 MJ m<sup>-2</sup>). Pelas figuras 12 e 20 verifica-se que, em G1 a temperatura se situou acima de 25°C das 12h às 18h e a UR foi menor que 70% a partir das 10h. Em G2, a temperatura foi superior aos 25°C das 10h às 19h e a UR inferior a 70% a partir das 8h.

Os resultados médios de consumo de água e energia elétrica estão representados nas figuras 32 e 33, respectivamente. O consumo diário médio por hora de energia elétrica está na figura 34.

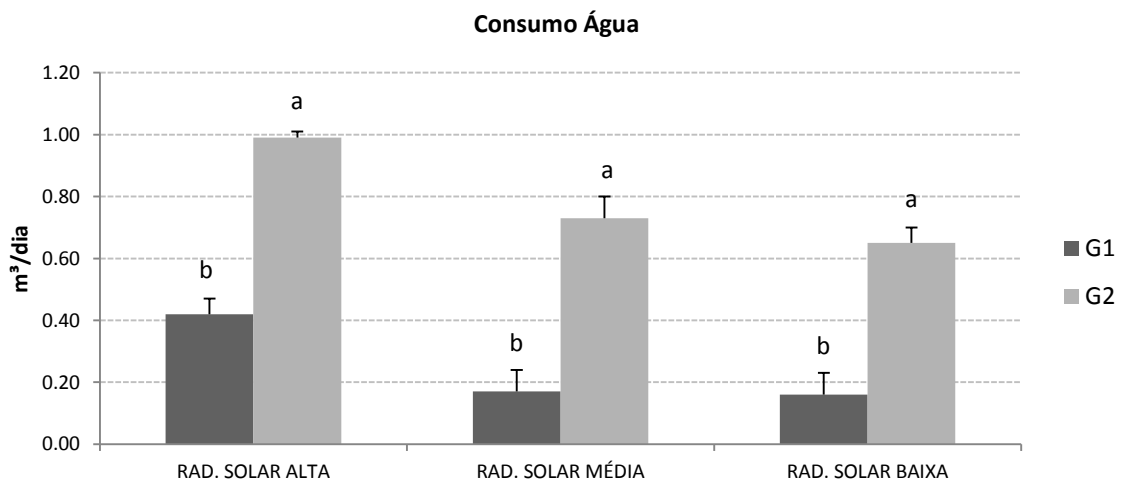


Figura 32. Consumo diário de água em G1 e G2 (letras diferentes denotam diferenças estatísticas pelo teste de Tukey,  $P < 0,05$ ).

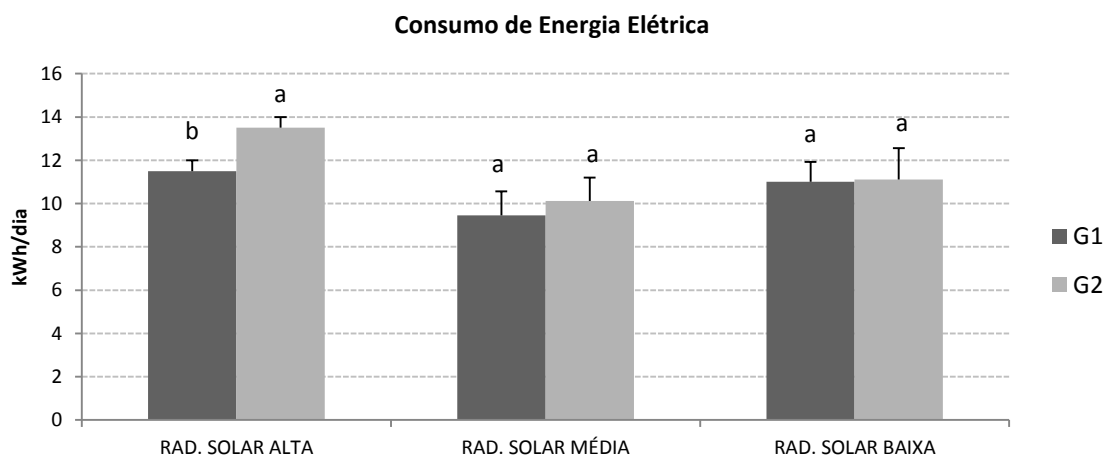


Figura 33. Consumo diário de energia elétrica em G1 e G2 (letras diferentes denotam diferenças estatísticas pelo teste de Tukey,  $P < 0,05$ ).

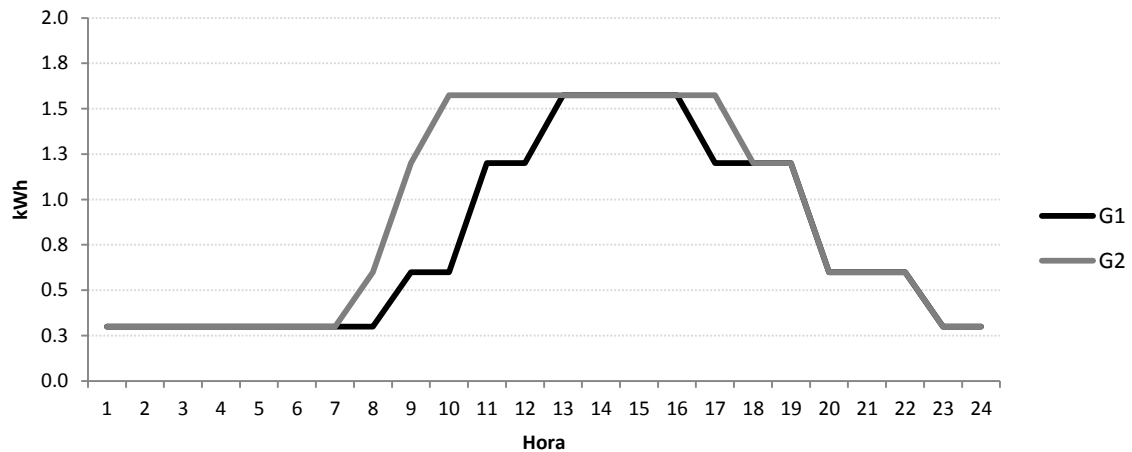


Figura 34. Consumo médio diário médio de energia elétrica em cada hora.

Observa-se que, o consumo de energia elétrica entre os galpões foi evidente em dias de alta radiação solar global, com uma diferença diária média de 2 kWh ou 15% a mais em G2. Para o consumo de água, G2 apresentou maior consumo de água que G1 em todas as situações, com as diferenças: 0,57 m<sup>3</sup> ou 60% para dias com radiação solar global alta; 0,56 m<sup>3</sup> ou 77% para dias com radiação solar global média e 0,49 ou 75% para dias com radiação solar global baixa. A média diária de acionamento dos quatro grupos de exaustão foi de 5h para G1 e 9h para G2 e as bombas de água do pad cooling, 4h para G1 e 8h para G2.

A diferença no consumo de água entre os galpões se deve, principalmente, ao fato de G2 possuir o sistema evaporativo como único artifício para o resfriamento do ar, demandando maior quantidade de água para redução de sua temperatura interna. Em G1, o ar entra no sistema via solo, passa pelos blocos cerâmicos e realiza trocas de calor com o solo circundante, deste modo, em G1 não há a dependência do processo evaporativo para realizar o resfriamento do ar, mas sim no aproveitamento da inércia térmica do solo via processos de condução e convecção (Bansal e Mathur, 2009) e, o sistema evaporativo de G1, só é acionado quando estes mecanismos de troca de calor sensíveis não são suficientes para proporcionar temperaturas internas inferiores à 26°C justificando, assim, o menor consumo de água em G1 e a diferença no consumo de energia elétrica em dias com alta radiação solar global, devido ao constante acionamento da bomba de água para abastecer o pad cooling de G2.

BANSAL et al (2012) realizaram uma análise de desempenho do sistema de resfriamento evaporativo integrado à um sistema de troca ar-solo e demonstraram para condições com climas secos e quentes, que enquanto o próprio ar ambiente é

confortável para 25,6% das horas durante um ano, o uso do sistema de evaporativo integrado ao sistema ar-solo fornece ar confortável para 34,16% de horas adicionais em um ano, enquanto o sistema ar-solo simples é capaz de fornecer ar confortável para apenas 23,33% de horas adicionais. De acordo com os autores, isto representa uma economia anual de 456 kWh, ou seja, o investimento do sistema se paga em dois anos (considerando tarifa energética residencial).

#### 4. Conclusões

O ambiente interno, em termos de conforto térmico para frangos de corte, descrito pelas variáveis: temperatura de bulbo seco, umidade relativa do ar, ITGU e CTR apresentou bons índices de conforto em ambos os galpões, todos dentro da faixa preconizada para frangos de corte. Porém, em todos estes parâmetros, o galpão com sistema de climatização via solo associado ao evaporativo (G1) foi melhor que o galpão com resfriamento evaporativo (G2), proporcionando além de um ambiente interno mais confortável, menor variação dos fatores ambientais no interior da instalação. Conseqüentemente, o consumo de água e energia elétrica para manutenção do ambiente interno de G1 foi menor que em G2. Para energia elétrica, a economia foi de 15% e para o consumo de água chegou a 77%.

#### 5. Referências

- ABREU, P.G.; ABREU, V.M.N.; COLDEBELLA, A.; JAENISCH, F.R.F.; PAIVA, D.P. Condições térmicas ambientais e desempenho de aves criadas em aviários com e sem o uso de forro. **Arquivo Brasileiro Medicina Veterinária e Zootecnia**, Belo Horizonte, v.59, n.4, p.1.014-1.020, 2007.
- ALCHALABI, D.; Two-stage air-cooling for very hot environments. **Poultry International**, v.40, p.11: 28– 32, 2001.
- BAÊTA, F.C.; SOUZA, C.F. **Ambiência em edificações rurais: conforto térmico animal**. Viçosa, MG: UFV, 1997. 246p.
- BANSAL, V.; MATHUR, J.; Performance enhancement of earth air tunnel heat exchanger using evaporative cooling. **International Journal of Low-Carbon Technologies**, v.4, p.150–158, 2009.
- BANSAL, V; MISRA, R.; AGRAWAL, G.D.; MATHUR, J.; Performance evaluation and economic analysis of integrated earth–air–tunnel heat exchanger–evaporative cooling system. **Energy and Buildings**, v.55, p.102–108, 2012.

- BIEDA, W.; HERBUT, E.; KOZBIAL, M.; Cooling of air blown into broiler house in an air-earth tube heat exchanger. Proceedings of the International Symposium of the C.I.G.R. 2nd Technical Section. Animal welfare consideration in livestock housing systems. Szklarska Poreba, October 23 – 25: 421–423, 2001.
- COBB-VANTRESS Inc., **Manual de Manejo de Frangos de Corte**, L-1020-02 Pt, Cobb-Vantress Brasil LTDA., 2008
- COSTA, A.O.L.; GODOY, H.; Contribuição para o conhecimento do clima do solo de Ribeirão Preto. **Bragantia**, Campinas-SP, v.21, p.689-742, 1962.
- DAGTEKIN, M.; KARACA, C.; YILDIZ, Y; Performance characteristics of a pad evaporative cooling system in a broiler house in a Mediterranean climate. **Biosystems engineering**, v.103, p.100–104, 2009.
- DEGLIN, D.; CAENEGEM, L.V.; DEHON, P.; Subsoil heat exchangers for the air conditioning of livestock buildings. *J. Agric. Engng Res.* V.73, p.179-188, 1999.
- EMBRAPA. Centro Nacional de Pesquisa de Solos (Rio de Janeiro, RJ). **Sistema brasileiro de classificação de solos**. 2. ed. – Rio de Janeiro : EMBRAPA-SPI, 2006. 306p.
- ESMAY, M.L. **Principles of animal environment**. Westport : Avi, 1982. 325p.
- FONSECA, J.M.; Efeito da densidade de alojamento sobre o desempenho de frangos de corte criados em sistemas de nebulização e ventilação em túnel. Viçosa: UFV, 1998. 57p. Dissertação Mestrado.
- FURTADO, D.A.; DANTAS, R.T.; NASCIMENTO, J.W.B.; SANTOS, J.T.; COSTA, F.G.P. Efeitos de diferentes sistemas de acondicionamento ambiente sobre o desempenho produtivo de frangos de corte. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, Campina Grande, v.10, n.2, p.484-489, 2006.
- JENTZSCH, R.; BAÊTA, F.C.; TINÔCO, I.F.F.; DAMASCENO, F.A.; SARAZ, J.A.O.; Parâmetros Arquitetônico-Ambientais para Construção e Testes em Modelos Reduzidos, Representativos de Galpões Avícolas, com Base em Similitude. **Engenharia na agricultura**. v.21, n.1, p.19-30, 2012.
- KOCA, R.W.; HUGHES, W.C.; CHRISTIANSON, L.L.; Evaporative cooling pads: test procedure and evaluation. **Transactions of the ASAE**, v.7(4), p.485–490, 1991.
- MATOS, M.L.; Conforto térmico ambiente e desempenho de frangos de corte, alojados em dois níveis de alta densidade, em galpões com sistemas de ventilação em túnel e ventilação lateral. Viçosa: UFV, 2001. 89p. Dissertação Mestrado.
- MORAES, S.R.P.; TINÔCO, I.F.F.; BAÊTA, F.C.; CECON, P.C.; Conforto térmico em galpões avícolas, sob coberturas de cimento amianto e suas diferentes

- associações. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, Campina Grande, v.3, n.1, p.89-92, 1999.
- MIRAGLIOTTA, M.Y.; NÄÄS, I.A.; MANZIONE, R.L.; NASCIMENTO, F.F.; Spatial analysis of stress conditions inside broiler house under tunnel ventilation. **Sci. Agric.**, v.63, n.5, p.426-432, 2006.
- MCNEILL, S.G.; FEHR, R.L.; WALKER, J.N.; PARKER, G.R. Performance of evaporative coolers for mid-south gestation housing. **Transactions of the ASAE**, v.26, i.1, p.219–222, 1983.
- ROSA, Y.B.C.J.; Influência de três materiais de cobertura no índice de conforto térmico em condições de verão, para Viçosa. Viçosa: UFV, 1984. 77p. Dissertação Mestrado.
- SARTOR, V.; BAËTA, F.C.; LUZ, M.L.; ORLANDO, R.C. Sistemas de resfriamento evaporativo e o desempenho de frangos de corte. **Scientia Agricola**, v.58, n.1, p.17-20, 2001.
- SIMMONS, J.D.; LOTT, B.D.; Evaporative cooling performance resulting from changes in water temperature. **Applied Engineering in Agriculture**, v.12(4), p.497–500, 1996.
- SKOMORUCHA, I.; HERBUT, E.; Effect of an earth tube heat exchanger on broiler house climate in the summer period. **ISAH**, Warsaw, Poland, Vol. 2, 2005.
- TEIXEIRA, V.H. Estudo dos índices de conforto em duas instalações de frango de corte para as regiões de Viçosa e Visconde do Rio Branco, MG. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG, 1983.
- THEVENARD, D.; Bibliographic Search on the Potential of Earth Tubes. Numerical Logics Inc. 2007. Disponível em: < <http://www.numlog.ca/index.html> >; Acesso em: 20/04/2010.
- WATT, J.R.; BROWN, W.K. Evaporative air conditioning handbook. 3rd edition. Lilburn, 1997.
- WHITAKER, J. H. **Agriculture Buildings and Structure**. 2 ed., Heston, Virginia: Heston Publishing Company, 1979. 289 p.
- TINÔCO, I.F.F. Efeito de diferentes sistemas de condicionamento de ambientes e níveis e energia metabolizável na dieta sobre o desempenho de matrizes de frangos de corte, em condições de verão e outono. Belo Horizonte, UFMG, 1996, 173p. Dissertação (Doutorado em Ciência Animal) Universidade Federal de Minas Gerais, 1996.

- TINÔCO, I.F.F.; Avicultura industrial: novos conceitos de materiais, concepções e técnicas construtivas disponíveis para galpões avícolas brasileiros. **Revista Brasileira de Ciência Avícola**, Campinas, v.3, n.1, p.1–26, 2001.
- VIEIRA, L. G.; FURTADO, D. A.; NASCIMENTO, J. W. B.; DANTAS, R. T.; Influência da pintura da telha de cimento amianto no desempenho de frangos de corte. In **Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola**, 32, 2003. Goiânia, Anais... Goiânia: SBEA, 2003. CD-Rom.
- ZANOLLA, N.; TINÔCO, I. F. F.; BAÊTA, F. C.; CECON, P. R. MORAES, S. R. P.; Sistemas de ventilação em túnel e lateral na criação de frangos de corte em alta densidade. *Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental*, Campina Grande, v.3, n.3, p.361-366, 1999.
- ZACARIAS, R.G.; **Temperatura do solo e desenvolvimento da "grama esmeralda" em superfícies com diferentes exposições e declividades**. 2008. 48p. Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Agronomia) – FCAV/Unesp Jaboticabal, Jaboticabal.

## **CAPITULO 6 – COMPARAÇÃO DE GALPÕES DE FRANGOS DE CORTE EM ESCALA REDUZIDA COM SISTEMA DE RESFRIAMENTO VIA SOLO VS. SISTEMA ADIABÁTICO EVAPORATIVO COM SIMULAÇÃO INTERNA DE CALOR.**

**RESUMO** – Na atividade avícola moderna é imprescindível o desenvolvimento de novas tecnologias, que proporcionem às granjas ambientes internos que favoreçam a máxima expressão do potencial genético e produtivo das aves. Porém, para o estudo destas construções no ambiente acadêmico, nem sempre é possível a implantação de galpões avícolas em tamanho real, fazendo-se uso de modelos em escala reduzida. Entretanto, na maioria das vezes não é possível a utilização de aves no interior destes modelos, devendo-se, assim, simular calor em seu interior por outros mecanismos. O objetivo deste trabalho foi comparar a temperatura interna de dois galpões avícolas em escala reduzida com diferentes sistemas de resfriamento de ar: via solo e adiabático evaporativo, com simulação de calor no interior por meio de lâmpadas incandescentes. Foram construídos dois galpões em escala reduzida, com os mesmos materiais e dimensões, sendo, na entrada de ar, a única diferença entre eles: Galpão 1 – composto por blocos cerâmicos de 8 furos enterrados no solo a uma profundidade de 0,6m, dispostos furo-a-furo na forma de túnel, com o comprimento de 4,0m e nebulização na entrada de ar dos blocos; Galpão 2 – pad cooling com blocos cerâmicos de 8 furos e nebulização. Os dois galpões foram automatizados para acionar os grupos de ventilação e o sistema de nebulização automaticamente. Foram utilizadas em cada galpão 10 lâmpadas de 200 W/lâmpada, simulando a produção interna de 1900 W por galpão, das 08h00 às 18h00. As lâmpadas foram distribuídas igualmente no eixo longitudinal do galpão, sendo duas lâmpadas a cada 5,0 m de comprimento. Observou-se que, o galpão 1 apresentou menor amplitude térmica e menores temperaturas horárias que o galpão 2, principalmente, nas horas mais quentes do dia, com uma diferença superior a 6°C. Pode-se concluir que, o sistema de resfriamento via solo proporcionou maior resfriamento interno do que o sistema adiabático evaporativo.

**Palavras chave:** *Granjas avícolas, resfriamento evaporativo, resfriamento via solo.*

## 1. Introdução

Um galpão avícola bem planejado deve proporcionar uma eficiente dissipação do calor corporal produzido pelas aves e dos gases produzidos pela cama, bem como amenizar os efeitos térmicos estressores do meio, portanto, torna-se necessário, antes de sua construção, um estudo aprofundado das características ambientais locais e de todas as questões termodinâmicas envolvidas no funcionamento e concepção de projetos de climatização. DAWKINS et al (2004) afirmaram que o bem-estar e as respostas produtivas das aves são mais influenciadas pelas condições ambientais e manejo do galpão do que pelas altas densidades.

Galpões avícolas mais modernos utilizam ventilação tipo túnel com pressão negativa e pad cooling para resfriamento evaporativo do ar. Neste processo, o ar não saturado é resfriado pela transferência de calor e massa, aumentada pelo movimento forçado através de uma superfície umedecida. Parte do calor sensível do ar é transferida para a água e torna-se calor latente por evaporação e se difunde no ar (WATT e BROWN, 1997). Porém, a eficácia dos sistemas evaporativos depende de uma série de fatores, como: umidade relativa, temperatura de bulbo seco, vedação adequada do galpão, pontos de perda de pressão, tipo de material, espessura e área adequada de exposição da placa evaporativa, fluxo de ar e volume de água (MCNEILL et al., 1983; KOCA et al., 1991; SIMMONS e LOTT, 1996). Além da dependência de água limpa e de qualidade para realizar o resfriamento.

A busca por sistemas de climatização energeticamente mais eficientes e que não exigem o uso intensivo de recursos naturais, levou a uma retomada em estudos da década de 1970 sobre sistemas que utilizavam da inércia térmica do solo a uma determinada profundidade para promover um pré-aquecimento ou pré-resfriamento do ar e, estes sistemas ficaram conhecidos como Earth-Air Heat Exchangers (EAHE) ou trocadores de calor ar-solo. São, basicamente, constituídos por uma tubulação enterrada no subsolo a uma determinada profundidade, com uma entrada de ar externo e uma saída de ar para o interior do ambiente no qual se desejava resfriar (THEVENARD, 2007).

Porém, a maioria dos estudos atuais envolvendo sistemas de troca de calor ar-solo utilizam modelos computacionais simulados e/ou voltados para ambiência humana (LEVIT et al, 1989; GOSWAMI e BISELI, 1993; SANTAMOURIS et al, 1995; KUMAR et al, 2003; BANSAL e MATHUR, 2009). A utilização destes sistemas na

agricultura é possível e encontra grande aplicabilidade, tanto na área animal, construções zootécnicas, quanto na área agrônômica, estufas agrícolas. Este sistema pode proporcionar, conforme estudos realizados por DEGLIN et al. (1999), ALCHALABI (2001), BIEDA e KOZBIAL (2000) e BIEDA et al. (2001) condições ideais de temperatura sem um grande aumento nos custos de produção.

Em condições de campo, uma parcela significativa de sobreaquecimento advém do próprio calor gerado pelas aves, agravando a situação de desconforto térmico no interior das instalações. A quantidade de calor gerado varia de acordo com a linhagem, idade, peso corporal, grau de atividade, plano nutricional, temperatura ambiente (DEIGHTON e HUTCHINSON, 1940; MELTZER, 1983), tipo de cama (REECE e LOTT, 1982; THOMSEN, 1987) e umidade relativa interna (CHWALIBOG e EGGUM, 1989).

A produção total de calor de frangos de corte sob condições laboratoriais é bem conhecida da literatura (THORBEEK e JENSEN, 1985), mas apenas algumas investigações foram efetuadas sob condições de produção comercial (FEDDES et al., 1984). Vários modelos foram propostos para prever a produção total de calor das aves. Em 1984 a Comissão Internacional de Engenharia Agrícola (CIGR, 1984), em trabalho conjunto de vários pesquisadores apresentou a equação 1 para estimar a produção total em frangos de corte:

$$Q_t = 10 \times m^{0.75} \times [4 \times 10^{-5}(20 - t)^3 + 1] \quad (\text{W}) \quad (1)$$

No qual: m = massa corporal (kg) e t = temperatura do ambiente (°C)

CHWALIBOG et al. (1985) mantiveram aves em câmaras climáticas com temperatura ambiente de 20°C, porém quando aumentou para 28°C, a produção de calor da ave diminuiu em 0,33W °C<sup>-1</sup> ou 3% °C<sup>-1</sup>, para um frango com cerca de 1,0 kg, porém, esse ajuste não foi adequado para a equação 1. JØRGENSEN et al. (1996) propuseram a equação 2 para contornar os efeitos do rápido crescimento dos frangos atuais:

$$Q_t = 9,6 \times m^{0.75} \times [4 \times 10^{-5}(20 - t)^3 + 1] \quad (\text{W}) \quad (2)$$

A quantidade total de calor é particionada em calor sensível, na forma de condução, convecção e radiação e calor latente, por evaporação. O calor sensível pode ser calculado pela equação 3 proposta pela CIGR (1984) e o calor latente pela diferença entre o calor total e o sensível (equação 4).

$$Q_s = Q_t \times [0,8 \times 1,85 \cdot 10^{-7} \times (t + 10)^4] \quad (\text{W}) \quad (3)$$

$$Q_L = Q_T - Q_s \quad (\text{W}) \quad (4)$$

PEDERSEN e THOMSEN (2000) conduziram um experimento para determinar a produção de calor e umidade em linhagens de frango de corte de crescimento rápido em condições de campo. Os autores concluíram que as equações propostas pela CIGR (1984) ainda possuem um bom ajuste aos dados; que a geração de calor em um galpão avícola depende fortemente da umidade relativa máxima aceitável; no período final de produção a cama pode elevar em até 13°C a temperatura próxima às aves e, este microclima gerado é bem maior que o captado pelo sensor do sistema de automação do galpão.

A utilização de galpões avícolas em escala comercial, na maioria das vezes, não é possível de se reproduzir no ambiente acadêmico, pelo custo elevado de sua construção e manutenção e também, ao se realizar estudos no campo, há uma série de limitações, seja por interferências no manejo das aves ou pela impossibilidade de adequação das construções às condições determinadas pela pesquisa. Por isso, faz-se uso de modelos em escala reduzida. O uso de modelos é uma ferramenta largamente utilizada na engenharia, porém o seu uso requer o entendimento claro dos princípios que regem a relação entre o modelo e o protótipo. Para que o comportamento de um protótipo possa ser determinado a partir de um modelo é necessário que ambos se comportem de maneira qualitativamente similar e que uma relação quantitativa possa ser estabelecida entre eles (JENTZSCH et al., 2012).

Na maioria das vezes não é possível a utilização de aves no interior dos modelos em escala reduzida, impossibilitando a geração interna de calor com animais, por isso, utilizam-se mecanismos artificiais para simular calor interno e avaliar a eficiência dos sistemas de climatização para remoção deste calor. O objetivo deste trabalho foi comparar a temperatura interna em dois galpões avícolas em escala reduzida com diferentes sistemas de resfriamento de ar: via solo e adiabático evaporativo, com simulação de calor no seu interior por meio de lâmpadas incandescentes.

## **2. Material e Métodos**

O experimento foi desenvolvido no departamento de Engenharia Rural da FCAV/Unesp Jaboticabal, a 21°15'22"S, 48°18'58"W e altitude de 595 m, no período de julho de 2013 à agosto de 2013. O clima, baseado na classificação de Köppen, é do tipo Awa, descrito como tropical de estiagem no inverno, com estação seca definida (abril a setembro) e concentração das chuvas nos meses de verão (Tabela

1). O solo da área experimental é classificado como Latossolo Vermelho Distrófico, com textura argilosa a moderada, caulínítico-hipoférrico com relevo suavemente ondulado (EMBRAPA, 2006).

Tabela 1 – Normais climatológicas para o período estudado.

Mês	Temperatura (°C)			UR (%)			Chuva Acumulado (mm)
	Max	Min	Med	Max	Min	Med	
Julho	25.76	12.36	18.36	89.75	38.95	67.87	3.17
Agosto	28.43	12.29	19.99	79.92	25.71	53.36	0.38

(Fonte: Estação Agroclimatológica da FCAV-Unesp Jaboticabal)

Foram construídos dois modelos experimentais em escala reduzida (1:5), com base nas proporções de galpões avícolas comerciais, todos com sistemas automatizados de climatização. Os modelos possuíam as seguintes características: 30,0 m de comprimento, 2,80 m de largura e 0,56 m de altura, com 8 exaustores de 25 m<sup>3</sup>.min<sup>-1</sup> de vazão e 0,2 HP cada.

A construção, orientação e materiais utilizados em cada modelo foram os mesmos, exceto pelas entradas de ar: G1 – sistema via solo e G2 – sistema adiabático evaporativo, com pad cooling com aspersão em blocos cerâmicos. Cada galpão possuía duas entradas de ar, uma do lado direito e outra do esquerdo, na extremidade oposta aos exaustores, medindo: 2,60 m de largura e 0,5 m de altura cada, totalizando 2,60 m<sup>2</sup>, seguindo as orientações de SILVA e NÄÄS (2004), de 0,65 m<sup>2</sup> de entrada de ar para cada 100 m<sup>3</sup> de exaustão, de modo que a área total foi de 1,30 m<sup>2</sup> de cada lado, pois cada bloco cerâmico a relação entre a área de furos (entrada de ar) e a área total do bloco deitado é de aproximadamente 50%.

O sistema de resfriamento via solo foi construído com 4,0 m de comprimento e largura e altura semelhantes ao sistema evaporativo de G2, 2,60 m e 0,50 m, respectivamente. O ar entrava em G1 por uma tubulação constituída por blocos cerâmicos de oito furos, dispostos furo-a-furo, enterrados no solo a uma profundidade de 0,6 m e com 4,0 m lineares de comprimento. Optou-se por utilizar blocos cerâmicos de oito furos, por se tratar de um material encontrado facilmente em todo o Brasil, de custo relativamente baixo e boa descrição de suas propriedades físicas e mecânicas.

Os galpões possuíam sistema automatizado para controle dos grupos de exaustão (Humitech III plus, Full Gauge®) e para acionamento do pad cooling foram seguidas as recomendações do manual da Cobb (Cobb-Vantress Inc., 2008) para

granjas comerciais: o primeiro grupo de exaustão era acionado quando a temperatura no centro do galpão ultrapassava os 20°C; o segundo grupo, com a temperatura maior que 22°C; o terceiro grupo, para temperaturas superiores a 24°C e o quarto grupo para temperaturas superiores a 25°C. O acionamento das bombas d'água para abastecimento do cooler ocorria com temperaturas internas superiores a 26°C e a umidade relativa inferior a 70%. O esquema de acionamento dos grupos de ventilação pode ser visualizado na Figura 1.

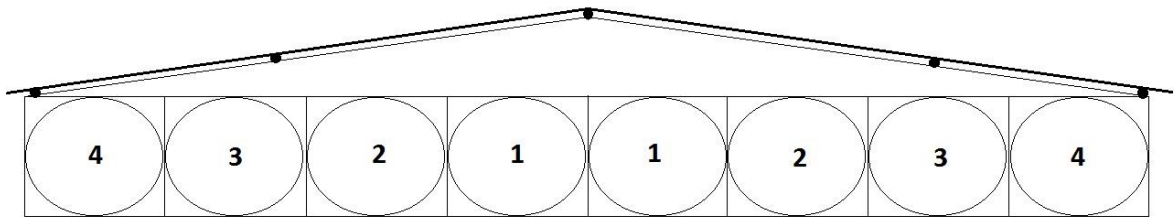


Figura 1 – Ordem de acionamento dos grupos de ventilação.

O sistema hidráulico foi constituído por uma caixa d'água com capacidade para 2500 litros, com saída para duas válvulas independentes destinadas a abastecer G1 e G2 de modo autônomo. Na sequência, a água passava bombas d'água de 0,5 HP, para garantir que a pressão nos microaspersores fosse constante, em torno de 20 mca. Após as bombas, foram colocados filtros plásticos do tipo tela (marca Amiad, modelo filtro tela inox FLC ¾") o qual posteriormente, estavam conectados aos hidrômetros, que por sua vez se conectavam à duas válvulas de retenção de poço (¾" com vedação de borracha), instaladas em uma plataforma com o nível acima da caixa d'água, para que se permitisse o escoamento total da água do encanamento até o pad cooling e não permitisse a passagem de água pela tubulação até o pad cooling, via gravidade, enquanto as bombas estivessem desligadas.

Foram instalados 8 microaspersores em cada pad cooling (modelo NA-1 com rosca de ¼", marca Agrojet), com microgotas de 40 micra e vazão de 7,14 L hora<sup>-1</sup>, possibilitando que cada pad cooling recebesse aproximadamente 45 L hora<sup>-1</sup> m<sup>2</sup>.

Em cada um dos galpões foi simulada a produção de calor, de acordo com as equações 1 e 3, propostas pela CIGR (1984). Considerou-se a produção de calor de aves com peso médio de 2,5 kg e temperatura no interior dos galpões variando de 15°C a 40°C, representadas na Figura 2. A densidade de alojamento considerada foi de 12 aves m<sup>-2</sup>, porém para a representação nos modelos em escala reduzida, utilizou-se a densidade por volume (m<sup>3</sup>), ou seja, em um galpão em escala comercial

com 150,0 m de comprimento, 14,0 m de largura e 2,7 m de altura, têm-se 4,4 aves  $\text{m}^{-3}$  e no galpão em escala reduzida, com 47,04  $\text{m}^3$ , comportaria na mesma proporção, 207 aves. Considerando a máxima produção de calor para esta situação, observada na Figura 2, de 20 W por ave, para cada galpão a geração total de calor seria de 4140 W.

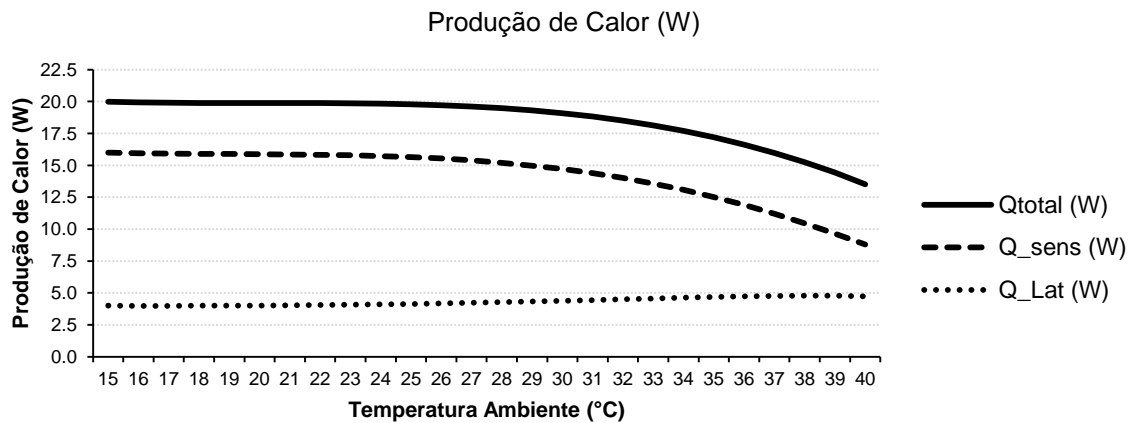


Figura 2. Representação dos modelos sugeridos pela CIGR (1984) para produção de calor de frangos de corte com 2,5 kg.

Foram realizados pré-testes com lâmpadas incandescentes de 200 W cada uma, considerando que o rendimento destas lâmpadas é de 95% (Royal Philips Electronics S.A., 2013), ou seja, 95% da energia elétrica são convertidos em calor, portanto, cada lâmpada gera 190 W de calor. Seriam necessárias 22 lâmpadas por galpão para simular uma produção de calor de 4140 W, porém, por motivos de rede elétrica local e pé-direito muito baixo dos galpões (0,56 m), optou-se, de acordo com as condições disponíveis do local, por instalar 10 lâmpadas de 200 W lâmpada<sup>-1</sup> em cada galpão, simulando a produção interna de 1900 W por galpão e ligadas somente no período das 08h às 18h, representando uma densidade de 2,02 aves  $\text{m}^{-3}$ . As lâmpadas foram distribuídas igualmente no eixo longitudinal do galpão, sendo duas lâmpadas a cada 5,0 m de comprimento.

Foram instalados no centro de cada galpão medidores de Stress Térmico Digital Portátil (Instrutherm TGD-300), para acompanhamento das condições internas dos galpões, além de termopares tipo T (modelo 105T), posicionados ao longo do comprimento do galpão: 0, 5 m, 10 m, 15 m, 20 m e 25 m de distância do pad cooling, conectados ao sistema de aquisição de dados datalogger (Campbell Scientific-Inc).

Para determinação do índice de temperatura de globo negro e umidade (ITGU) e da carga térmica radiante (CTR), utilizaram-se as equações 1 e 2:

$$ITGU = T_g + 0,36.T_{po} + 41,5 \quad (1)$$

$$CTR = \sigma . (T_{rm})^4 \quad (W \ m^{-2}) \quad (2)$$

No qual:  $T_{rm} = \left[ \frac{h_c(T_g - T_{ar}) + \varepsilon_g \sigma T_g^4}{\varepsilon_g \sigma} \right]^{1/4}$ ;  $T_g$  = temperatura do globo negro (°C);  $T_{po}$  = temperatura do ponto de orvalho (°C);  $\sigma$  = constante de Stefan-Boltzmann ( $5,67.10^{-8} \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$ );  $T_{rm}$  = temperatura radiante média (K);  $h_c$  = coeficiente de convecção ( $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ ) e  $\varepsilon_g$  = emissividade do globo negro.

Para análise dos dados, foram selecionados dias, com base nos relatórios da Estação Agroclimatológica da FCAV-Unesp Jaboticabal, com radiação solar global superior a  $19 \text{ MJ.m}^{-2}$ . As situações foram analisadas como medidas repetidas no tempo e o modelo misto foi composto dos efeitos da temperatura no interior dos galpões, CTR e ITGU. Utilizou-se o procedimento MIXED do SAS (versão 9.2) e o critério de informação bayesiano (BIC) para escolha da melhor estrutura de matriz variância dos erros. Em todas as análises, o nível de significância foi de  $P \leq 0.05$ .

### 3. Resultados e discussão

A temperatura interna dos galpões, UR, CTR e ITGU estão descritas na tabela 2; na figura 3 pode-se visualizar a variação horária das temperaturas; na figura 4 a variação da temperatura em cada galpão em função do comprimento e nas figuras 5, 6, 7, 8, 9 e 10 a temperatura em cada secção transversal do galpão para cada hora. A temperatura no interior de G1 foi mais constante durante todo período estudado que G2, mesmo com a simulação interna de calor. Em G2, das 08h00 às 11h00 a temperatura interna foi superior à temperatura externa, possivelmente devido ao aquecimento interno, porém até as 13h00 o galpão não foi capaz de manter a temperatura interna abaixo da temperatura externa. Em G1, a partir das 09h00 a temperatura do galpão foi menor que a temperatura externa.

O acionamento dos mecanismos de climatização ocorriam a partir de temperaturas no centro do galpão superiores à  $20^\circ\text{C}$ , portanto, pode-se afirmar que o aumento inicial na temperatura de G2 foi decorrente do aquecimento interno proporcionado pelas lâmpadas e, após acionamento dos exaustores a temperatura

interna caiu. Em G1, praticamente não houve a necessidade de acionar outros grupos de exaustão senão o primeiro, durante 3h diárias.

Tabela 2. Temperatura de bulbo seco, umidade relativa, CTR e ITGU no interior dos galpões.

Hora	Temperatura (°C)		UR (%)		CTR (W m <sup>2</sup> )		ITGU	
	G1	G2	G1	G2	G1	G2	G1	G2
8	16.04 a	14.95 b	72.00 a	68.10 b	399.75 a	402.67 a	60.35 a	61.25 a
9	18.59 a	17.51 b	70.00 a	65.00 b	407.06 b	414.25 a	61.32 b	62.77 a
10	18.04 b	20.74 a	69.50 a	60.97 b	412.05 b	419.56 a	61.92 b	64.27 a
11	18.71 b	20.91 a	68.00 a	57.00 b	419.58 b	428.36 a	63.17 b	66.42 a
12	19.01 b	22.95 a	67.00 a	53.32 b	425.33 b	434.36 a	64.17 b	67.32 a
13	19.51 b	24.44 a	66.60 a	49.00 b	436.34 b	449.62 a	64.80 b	67.66 a
14	20.42 b	24.47 a	65.60 a	47.00 b	426.34 b	445.33 a	64.12 b	68.05 a
15	20.83 b	24.71 a	64.50 a	44.00 b	424.42 b	450.72 a	62.75 b	66.75 a
16	20.79 b	24.58 a	65.00 a	43.00 b	419.92 b	435.23 a	62.62 b	64.42 a
17	19.98 b	23.15 a	65.50 a	44.00 b	421.90 b	438.60 a	62.80 b	64.35 a
18	20.05 a	19.82 a	66.00 a	45.00 b	427.37 a	423.46 b	62.50 a	63.70 a
CV (%)	7.34	14.92	3.53	17.34	2.44	3.52	2.07	3.38
P	>0.001		>0.001		>0.001		>0.001	

\*Médias seguidas de letras semelhantes na linha não apresentam diferença significativa (Tukey, P<0,05).



Figura 3. Variação horária da temperatura no interior de G1 e G2, temperatura do solo e temperatura do ar ambiente.

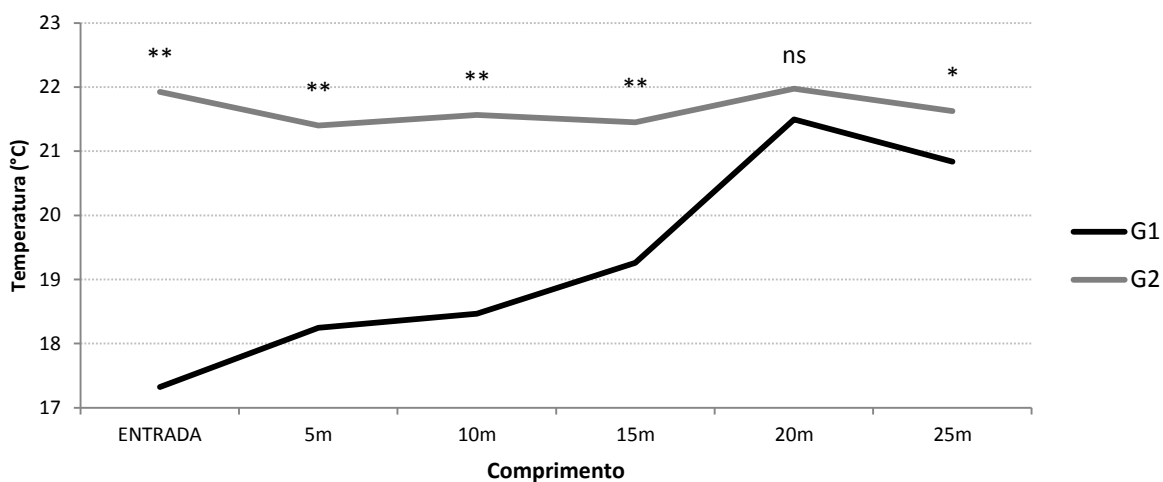


Figura 4. Variação da temperatura no interior dos galpões em função do comprimento (\* indica diferença a  $P < 0.05$ ; \*\* indica diferença a  $P < 0.001$  e <sup>ns</sup> indica que não há diferença estatística).

Quanto ao efeito no interior do galpão, observa-se que com 1 ou 2 grupos de exaustão acionados a temperatura no interior de G2 se manteve em níveis aceitáveis para frangos de corte, porém com variação superior que G1 (14,92%) e temperaturas internas superiores em quase todas as secções transversais que G1, que por sua vez, se iguala a G2 com o comprimento de 20,0 m, entretanto a partir deste ponto, novamente a temperatura de G1 decresce em relação à G2. Pode-se afirmar que, este é um dos problemas em sistemas totalmente automatizados quando se utiliza poucos ou somente um sensor para determinar o acionamento dos grupos de exaustão.

A formação de microclimas no interior dos galpões, como foi visto no capítulo 2 e na literatura (MIRAGLIOTTA et al, 2006; PEDERSEN e THOMSEN, 2000) constitui um agravante para sistemas de climatização, pois em determinados setores ou ao nível do animal a temperatura é muito alta do que a temperatura próxima ao sensor de automação.

GATES et al (1991) relatam que o incremento na temperatura de um galpão com pressão negativa, ocorre no sentido oposto ao *pad cooling* e o aumento na temperatura é mais acentuado cerca 15 a 20% do comprimento final. Este perfil de temperatura indica pontos críticos onde a distribuição da temperatura de bulbo seco pode representar um desafio para ocupação geral do galpão. No entanto, isto também demonstra a importância do estudo de todos os mecanismos que influenciam a eficácia de um sistema de climatização.

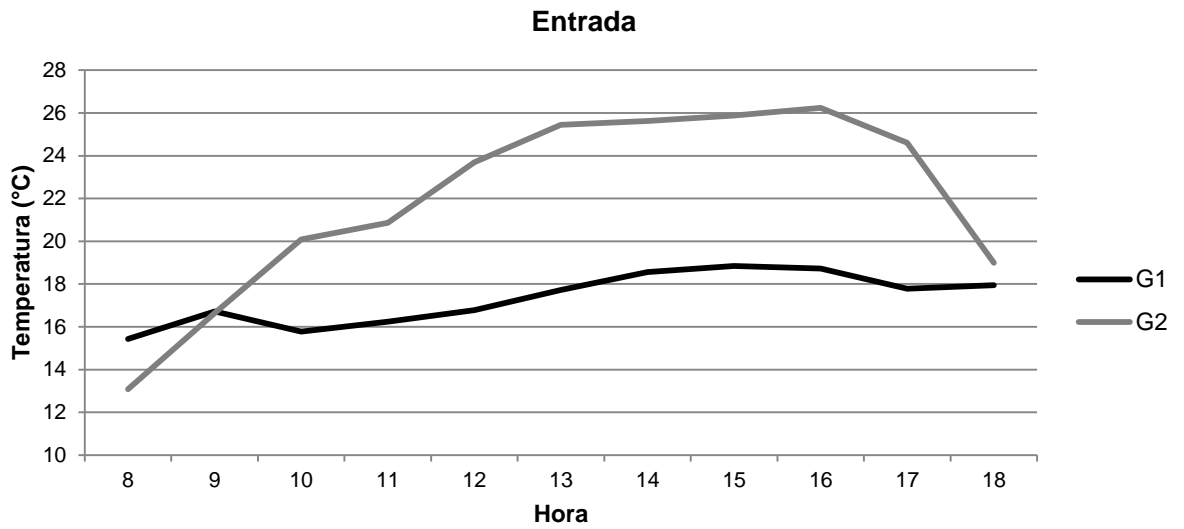


Figura 5. Temperatura do ar na entrada de ar de G1 e G2.

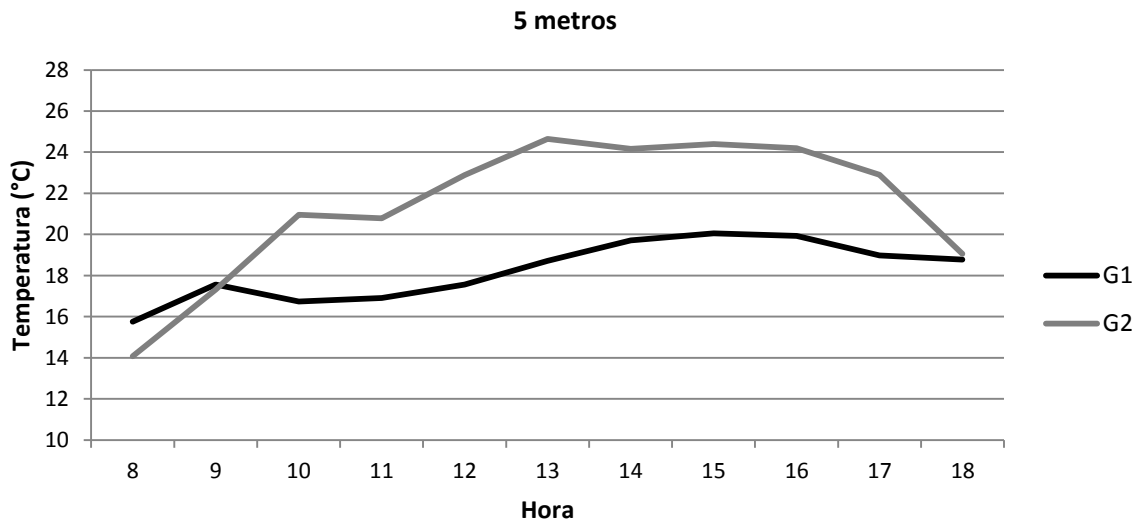


Figura 6. Temperatura do ar a 5,0 m da entrada de ar de G1 e G2.

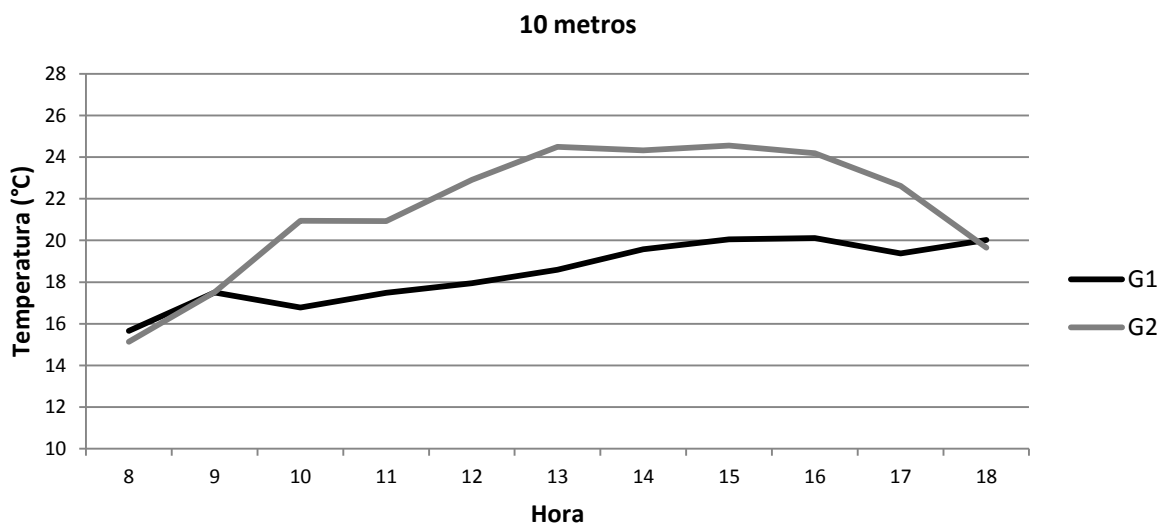


Figura 7. Temperatura do ar a 10,0 m da entrada de ar de G1 e G2.

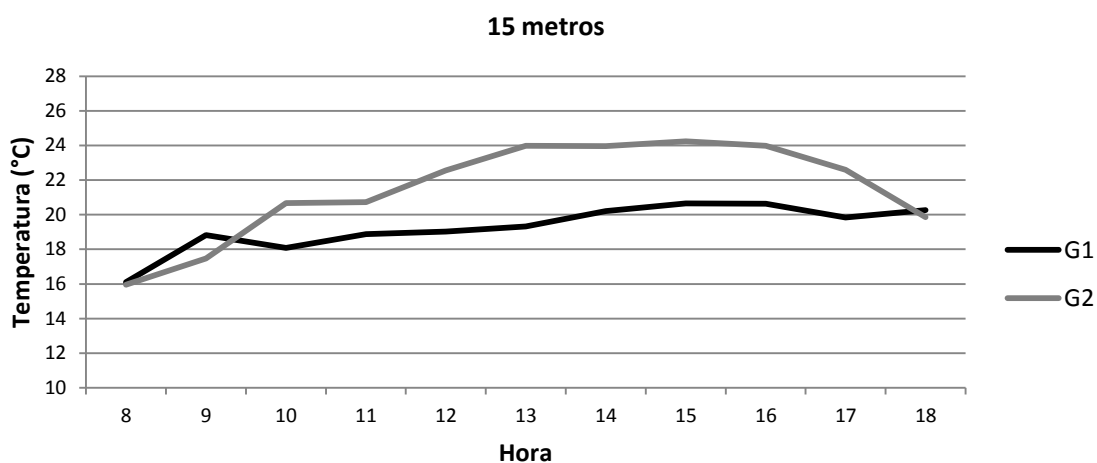


Figura 8. Temperatura do ar a 15,0 m da entrada de ar de G1 e G2.

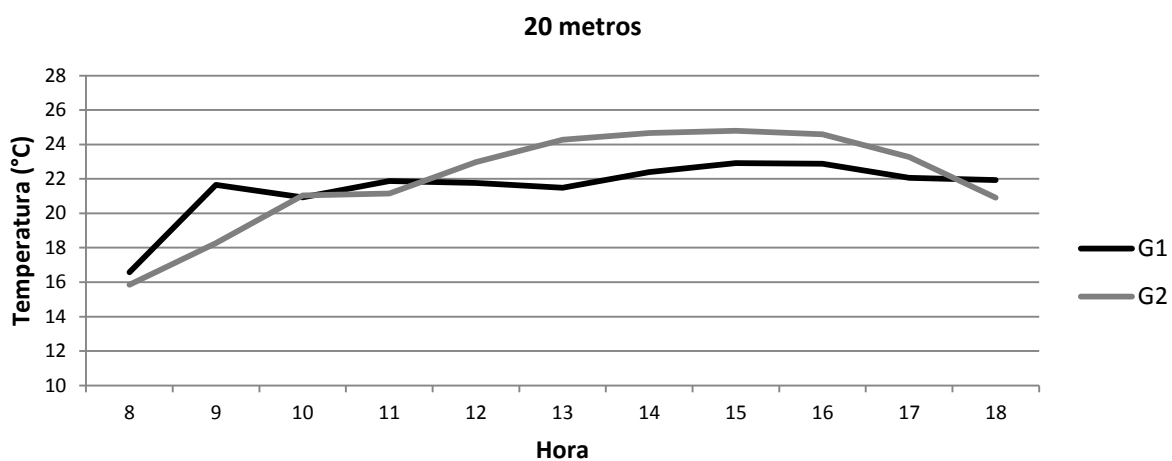


Figura 9. Temperatura do ar a 20,0 m da entrada de ar de G1 e G2.

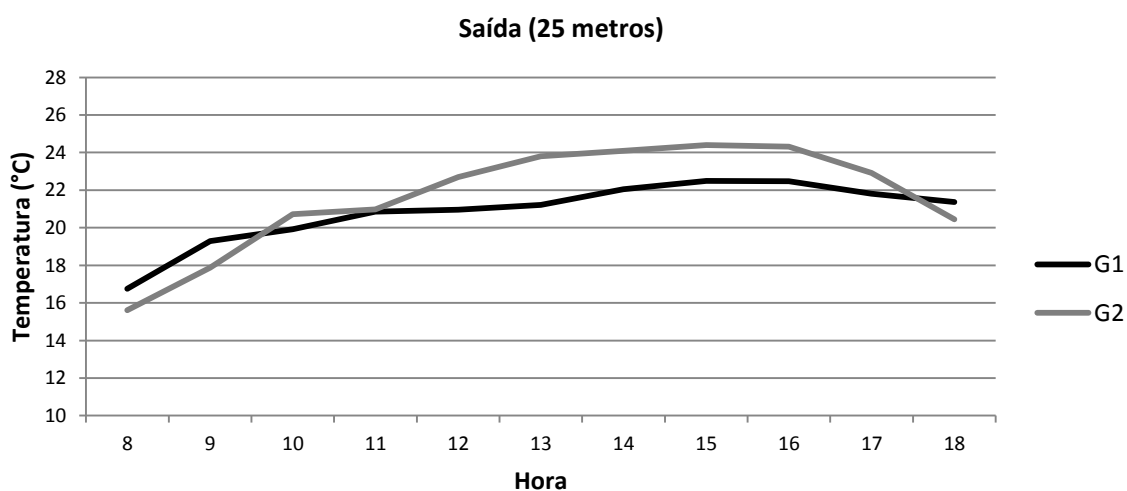


Figura 10. Temperatura do ar a 25,0 m da entrada de ar de G1 e G2.

A umidade relativa, que pode ser visualizada na figura 11, foi mais alta em G1 para todos os horários, variando de 66% a 70%. Em G2, apresentou valores

intermediários entre a UR externa e G1, variando de 43% a 68%, com coeficiente de variação de 17,34%, influenciada pela variação diária do ambiente externo. Os valores recomendados para frangos de corte são valores entre 60% e 70% (ABREU et al., 2007), o que foi observado em G1, porém em G2 os valores, a partir das 11h ficaram abaixo dessa faixa. Em galpões em escala comercial este problema poderia ser resolvido com a utilização de nebulizadores em seu interior, aumentando o resfriamento evaporativo e, conseqüentemente, a UR interna.

A UR relativa se torna um problema quando está muito elevada (acima de 80%), juntamente com a temperatura ambiente, pois a habilidade da ave em dissipar calor por mecanismos latentes é reduzida ou anulada, restando somente mecanismos sensíveis, que muitas vezes não são capazes de proporcionar condições adequadas aos animais (REECE e LOTT, 1982).

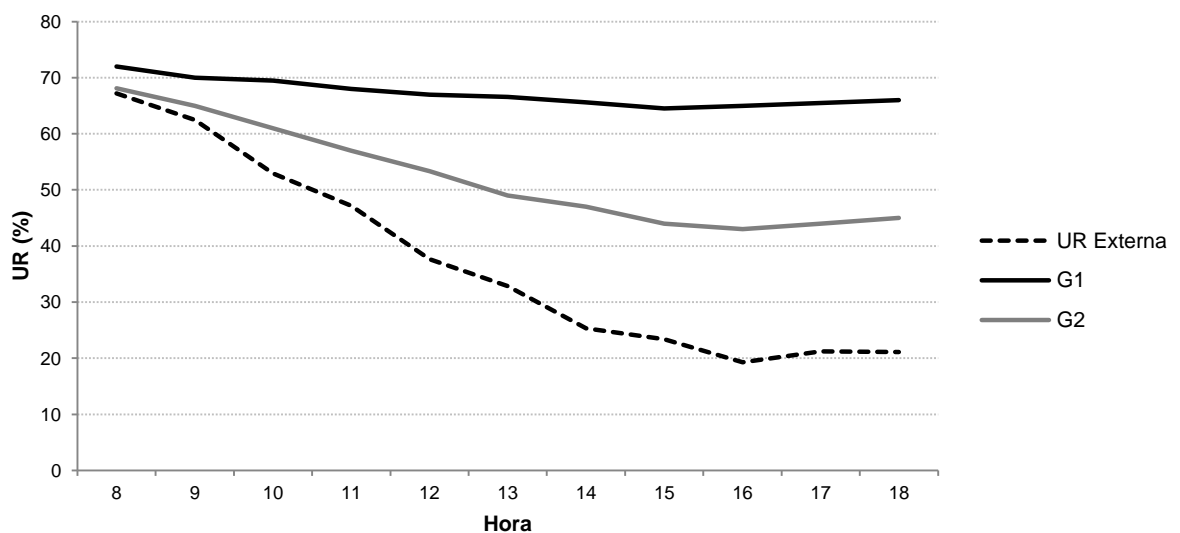


Figura 11. Umidade relativa do ar no interior de G1 e G2 e no ambiente externo.

PEDERSEN e THOMSEN (2002) relataram que, quando as modificações ambientais externas ocorrem lentamente, devido à própria variação temporal diária, os sistemas de climatização de granjas avícolas são capazes de contornar os ganhos e/ou perdas de calor da edificação e aumento ou diminuição nos teores de UR interna produzido pelas aves e pela cama. O maior problema, segundo os autores, se dá com mudanças ambientais drásticas, como tempestades de verão, no qual saturam o ambiente externo, esgotam a capacidade do sistema evaporativo e, conseqüentemente, causam prejuízos produtivos às aves.

Na figura 12 está representada a variação horária do ITGU e na figura 13 a CTR. O ITGU de G1 foi maior que de G2 das 09h00 às 17h00, variando de 60 a 65 e

G2 de 61 a 68. De acordo com MEDEIROS et al (2005), para frangos de corte ambientes frios apresentam temperaturas variando de 16 a 20°C e ITGU de 59 a 67. Para os ambientes considerados confortáveis, a temperatura de 23 a 26°C e o ITGU de 69 a 77. Nos ambientes considerados quentes, a temperaturas superiores a 30°C e o ITGU de 78 a 88, portanto, o ambiente interno em G1 e G2, independente do horário, pode ser considerado frio.

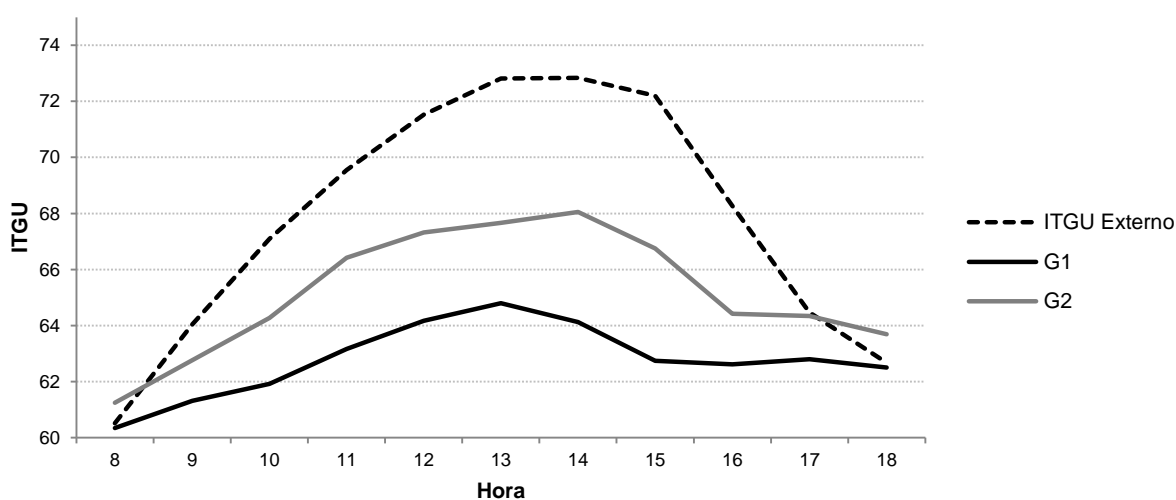


Figura 12. ITGU no interior de G1 e G2 e no ambiente externo.

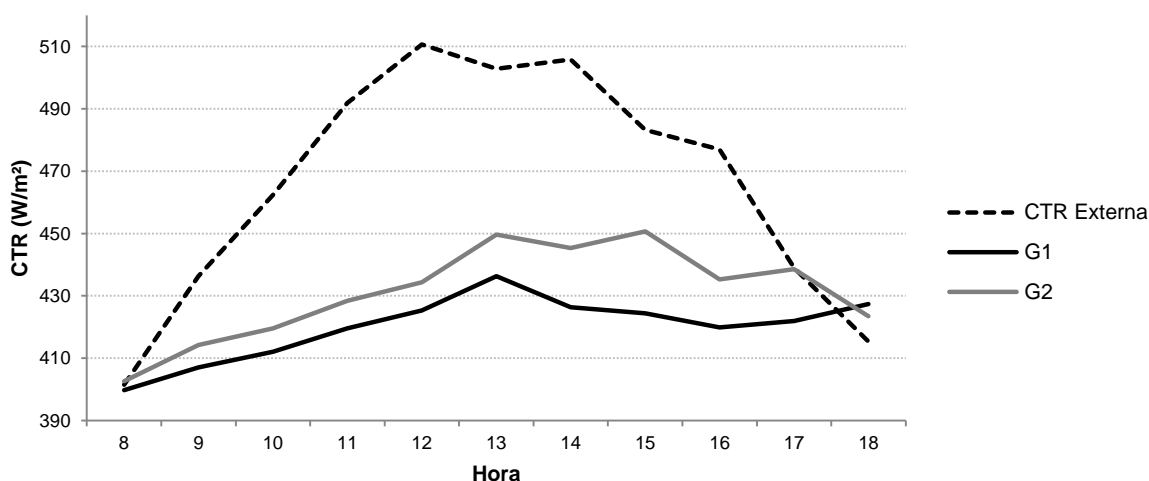


Figura 13. Variação horária da CTR no interior de G1 e G2 e no ambiente externo.

A CTR em G1 foi menor que em G2, das 09h00 às 17h00, com o pico as 14h00 de 436,34 W/m². Em G2 os valores mais elevados ocorreram entre as 13h00 e 15h00, com pico de, aproximadamente, 450 W/m². A curva horária da CTR observada em G2 teve comportamento semelhante à CTR externa, com um retardo de 1h. Em G1, o comportamento foi diferente, evidenciando que as variações

momentâneas dos parâmetros climáticos externos não afetam instantaneamente a o ambiente interno de G1, ao contrário do que ocorre em G2. A própria concepção do galpão favorece este fator, mesmo que apresentem os mesmos materiais de construção e dimensões, o isolamento e vedação em G1 são maiores, devido ao fato do resfriamento ocorrer no solo e o galpão não possuir contato com o ambiente externo, que no caso de G2, o resfriamento do ar ocorre na própria entrada de ar do galpão, que dá acesso ao ambiente externo.

O ambiente térmico ideal está relacionado com a zona de termoneutralidade das aves, ou seja, de acordo com MACARI et al (2004) é a faixa de temperatura ambiental no qual a taxa metabólica é mínima e a homeotermia é mantida com gasto mínimo de energia, no qual as aves encontram condições adequadas para expressar suas melhores características produtivas. BAÊTA & SOUZA (1997) e TINÔCO (2001) consideraram ambiente confortável para aves adultas aquele com temperaturas entre 18 a 28°C e umidade relativa ente 50 e 70%. TEIXEIRA (1983) concluiu que ambientes cujos valores de ITGU variaram entre 65,0 e 77,0, não afetaram o desempenho dos frangos de corte. Observou-se que ambos os galpões apresentaram bons índices de conforto térmico, com temperatura e umidade relativa nas faixas preconizadas para frangos de corte. O desempenho de G1 foi superior que G2 em todos os parâmetros analisados, proporcionando além de um ambiente interno termicamente mais confortável, menor variação dos fatores ambientais no interior da instalação e remoção adequada do calor produzido pelas lâmpadas.

Este estudo demonstra a importância de avaliar não somente os mecanismos físicos envolvidos nas trocas térmicas intrínsecos aos sistemas de climatização, mas também, uma otimização do posicionamento da entrada de ar do galpão, de modo a aproveitar o ar resfriado não só em uma das extremidades, oposta aos exaustores, mas no galpão como um todo e evitar a formação de microclimas e “bolhas” com temperatura e UR desuniformes dentro dos galpões.

A geração de calor dentro dos modelos utilizando lâmpadas foi eficaz neste estudo, porém restringe-se à geração de calor via mecanismos sensíveis que, de certo modo limitam ou ofuscam os efeitos observados pela geração de calor latente no interior de galpões.

#### 4. Conclusões

Os resultados permitem concluir que G1 apresentou melhores indicadores de ambiente interno em todas as variáveis analisadas: temperatura de bulbo seco, umidade relativa do ar, ITGU e CTR, do que G2 mesmo com a geração de calor interno. Apesar de que ambos os galpões apresentaram índices adequados de conforto térmico para frangos de corte.

#### 5. Referências

- ABREU, P.G.; ABREU, V.M.N.; COLDEBELLA, A.; JAENISCH, F.R.F.; PAIVA, D.P. Condições térmicas ambientais e desempenho de aves criadas em aviários com e sem o uso de forro. **Arquivo Brasileiro Medicina Veterinária e Zootecnia**, Belo Horizonte, v.59, n.4, p.1.014-1.020, 2007.
- ALCHALABI, D.; Two-stage air-cooling for very hot environments. **Poultry International**, v.40, p.11: 28– 32, 2001.
- BAÊTA, F.C.; SOUZA, C.F. **Ambiência em edificações rurais: conforto térmico animal**. Viçosa, MG: UFV, 1997. 246p.
- BANSAL, V.; MATHUR, J.; Performance enhancement of earth air tunnel heat exchanger using evaporative cooling. **International Journal of Low-Carbon Technologies**, v.4, p.150–158, 2009.
- BIEDA, W.; HERBUT, E.; KOZBIAL, M.; Cooling of air blown into broiler house in an air-earth tube heat exchanger. Proceedings of the International Symposium of the C.I.G.R. 2nd Technical Section. Animal welfare consideration in livestock housing systems. Szklarska Poreba, October 23 – 25: 421–423, 2001.
- CIGR; **CIGR Handbook of Agricultural Engineering. Animal Production and Aquacultural Engineering**, Vol. 2. St. Joseph, Mich.: ASAE, 1999.
- CIGR; **Climatization of animal houses**. Report from working group. Scottish Farm Building Investigation Unit. Craibstone, Aberdeen, Scotland, 1984.
- CHWALIBOG, A.; EGGUM, B.O.; Effect of temperature on performance, heat production, evaporative heat loss and body composition in chickens. **Archiv für Geflügelkunde**, v.53, p.179-184, 1989.
- CHWALIBOG, A.; PEDERSEN, J.; EGGUM, B.O. Evaporative and sensible heat loss from chickens kept at different temperatures. **Archiv für Geflügelkunde**, v.49, p.50-54, 1985.

- COBB-VANTRESS Inc., **Manual de Manejo de Frangos de Corte**, L-1020-02 Pt, Cobb-Vantress Brasil LTDA., 2008
- DAWKINS, M.S.; DONNELLY, C.A.; JONES, T.A.; Chicken welfare is influenced more by housing conditions than by stocking density. **Nature**, v.427, p.342-344, 2004.
- DEGLIN, D.; CAENEGEM, L.V.; DEHON, P.; Subsoil heat exchangers for the air conditioning of livestock buildings. *J. Agric. Engng Res.* V.73, p.179-188, 1999.
- DEIGHTON, T.; HUTCHINSON, J.C.D.; Studies on the Metabolism of Fowls. II. The Effect of Activity on Metabolism. **Journal of Agriculture Science**. v.30, p.141 -157, 1940.
- EMBRAPA. Centro Nacional de Pesquisa de Solos (Rio de Janeiro, RJ). **Sistema brasileiro de classificação de solos**. 2. ed. – Rio de Janeiro : EMBRAPA-SPI, 2006. 306p.
- FEDDES, J.J.R.; LEONARD J.J.; MCQUITTY, J.B.; Broiler heat and moisture production under commercial conditions. **Canadian Agricultural Engineering**, v.26(1), p.57-64, 1984
- GATES, R.S.; ZHANG, H.; COLLIVER, D.G.; OVERHULTS, D.G. Regional variation in temperature humidity index for poultry housing. **Transactions of the ASAE**, Saint Joseph, v.38, n.1, p.197-205, 1998.
- GOSWAMI, D.Y.; BISELI, K.M.; Use of Underground Air Pipes for Heating and Cooling Agricultural and Residential Buildings. Fact Sheet EES 78, **Florida Energy Extension Service**, Florida Cooperative Extension Service, Institute of Food and Agricultural Sciences, University of Florida, 1993.
- JENTZSCH, R.; BAÊTA, F.C.; TINÔCO, I.F.F.; DAMASCENO, F.A.; SARAZ, J.A.O.; Parâmetros Arquitetônico-Ambientais para Construção e Testes em Modelos Reduzidos, Representativos de Galpões Avícolas, com Base em Similitude. **Engenharia na agricultura**. v.21, n.1, p.19-30, 2012.
- JØRGENSEN, H.; ZHAO, X.Q.; KNUDSEN, K.E.B.; EGGUM, B.O.; The influence of dietary fibred source and level on the development of the gastrointestinal tract, digestibility and energy metabolism in broiler chickens. **British Journal of Nutrition**, v.75, p.379-395, 1996.
- KOCA, R.W.; HUGHES, W.C.; CHRISTIANSON, L.L.; Evaporative cooling pads: test procedure and evaluation. **Transactions of the ASAE**, v.7(4), p.485–490, 1991.

- KUMAR, R.; RAMESH, S.; KAUSHIK, S.C.; Performance evaluation and energy conservation potential of earth-air-tunnel system coupled with non-air-conditioned building. **Building and Environment**, v.38, p.807–13, 2003.
- LEVIT, H.J.; GASPAR, R.; PIACENTINI, R.D.; Simulation of greenhouse microclimate produced by earth tube heat exchangers. **Agricultural and Forest Meteorology**, v.47, p.31-47, 1989.
- MACARI, M.; FURLAN, R.L.; MAIORKA, A.; Aspectos fisiológicos e de manejo para manutenção da homeostase térmica e controle de síndromes metabólicas. In: MENDES, A.A., NÄÄS, I.A., MACARI, M., (Eds.). **Produção de frangos de corte**. Campinas. FACTA. p. 55-84, 2004.
- MEDEIROS, C.M.; BAETA, F.C.; OLIVEIRA, R.F.M.; TINOCO, I.F.F.; ALBINO, L.F.T.; CECON, P.R.; Efeitos da temperatura, umidade relativa e velocidade do ar em frangos de corte. **Engenharia na Agricultura**, v.13(4), P.277-286, 2005.
- MELTZER, A.; Thermoneutral zone and resting metabolic rate of broilers. **Br. Poult. Sci.**, v.24, p.471–476, 1983.
- MIRAGLIOTTA, M.Y.; NÄÄS, I.A.; MANZIONE, R.L.; NASCIMENTO, F.F.; Spatial analysis of stress conditions inside broiler house under tunnel ventilation. **Sci. Agric.**, v.63, n.5, p.426-432, 2006.
- MCNEILL, S.G.; FEHR, R.L.; WALKER, J.N.; PARKER, G.R. Performance of evaporative coolers for mid-south gestation housing. **Transactions of the ASAE**, v.26, i.1, p.219–222, 1983.
- PEDERSEN, S.; THOMSEN, M.G. Heat and moisture production of broilers kept on straw bedding. **Journal of Agricultural Engineering Research**, v.75, n.2, p.177-187, 2002.
- REECE, F.N.; LOTT, B.D. The effect of environmental temperature on sensible and latent heat production of broiler chickens. **Poultry Science**. v.61, n.8, p.1590-1593, 1982.
- ROYAL PHILIPS ELECTRONICS S.A., disponível em: <[http://www.lighting.philips.com.br/connect/support/faq\\_lampadas.wpd](http://www.lighting.philips.com.br/connect/support/faq_lampadas.wpd)>. Acesso em: 08/08/2013.
- SANTAMOURIS, M.; MIHALAKAKOU, G.; BALARAS, C.A.; ARGIRIOU, A.; ASIMAKOPOULOS, D.; VALLINDRAS, M.; Use of buried pipes for energy conservation in cooling of agricultural greenhouses. **Solar Energy**, v.55(2), p.111-124, 1995.

- SILVA, A.; NÄÄS, I.A.; Equipamentos para aquecimento e refrigeração. In: MENDES, A.A., NÄÄS, I.A., MACARI, M., (Eds.). **Produção de frangos de corte**. Campinas. FACTA. p. 55-84, 2004.
- SIMMONS, J.D.; LOTT, B.D.; Evaporative cooling performance resulting from changes in water temperature. **Applied Engineering in Agriculture**, v.12(4), p.497–500, 1996.
- TEIXEIRA, V.H. Estudo dos índices de conforto em duas instalações de frango de corte para as regiões de Viçosa e Visconde do Rio Branco, MG. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG, 1983.
- THEVENARD, D.; Bibliographic Search on the Potential of Earth Tubes. Numerical Logics Inc. 2007. Disponível em: < <http://www.numlog.ca/index.html> >; Acesso em: 20/04/2010.
- THOMSEN, M.G.; Energy conservation and biological reaction of broiler chickens illustrated through balance of energy and requirement of ventilation. **Report No. 625**, Danish Institute of Animal Science, Denmark, 1987.
- THORBEEK, G.; JENSEN, J.F.; Influence of ambient temperatures 28°C versus 12°C on energy metabolism, chemical composition and calcium and phosphorus metabolism in broilers. **Report No. 591**, Danish Institute of Animal Science, Denmark, 1985.
- TINÔCO, I.F.F.; Avicultura industrial: novos conceitos de materiais, concepções e técnicas construtivas disponíveis para galpões avícolas brasileiros. **Revista Brasileira de Ciência Avícola**, Campinas, v.3, n.1, p.1–26, 2001.
- WATT, J.R.; BROWN, W.K. Evaporative air conditioning handbook. 3rd edition. Lilburn, 1997.
- WHITAKER, J. H. **Agriculture Buildings and Structure**. 2 ed., Heston, Virginia: Heston Publishing Company, 1979. 289 p.

## CAPITULO 7 – CONSIDERAÇÕES FINAIS E IMPLICAÇÕES

A finalidade deste trabalho foi fornecer bases para implantação de sistemas alternativos de climatização artificial em granjas avícolas, considerando aspectos relacionados à sustentabilidade do sistema, os quais considerem a utilização racional de fontes hídrico-energéticas e que se adapte melhor a situação de cada região, pois não existe um sistema perfeito e aplicável a qualquer local sem restrições.

O sistema proposto neste trabalho, composto por uma tubulação de blocos cerâmicos enterrados à profundidade de 0,60 m, alinhados furo-a-furo, com aspersão de água na entrada e acoplado a um galpão avícola, proporcionou resultados satisfatórios, adequados às recomendações para criação de frangos de corte, superiores que os proporcionados pelo sistema evaporativo convencional, nas situações avaliadas.

O capítulo 2 proporcionou bases para a implantação dos modelos em escala reduzida ao fornecer parâmetros construtivos e comparativos entre os galpões reais, além de fazer um apanhado sobre a tipologia básica de galpões avícolas nas regiões do Noroeste e Nordeste Paulista.

No capítulo 3 foi possível determinar as principais características físicas e geométricas dos blocos cerâmicos comercializados na região de Jaboticabal-SP. Esta etapa foi muito importante, pois foram determinadas as características dos blocos e foi possível selecionar os de melhor procedência para a construção do sistema de troca de calor ar-solo. Constatou-se, também, que nenhum dos grupos seguiu todas as recomendações das normas brasileiras e não se observou padronização dos blocos cerâmicos comercializados nesta região.

No capítulo 4, foi possível definir e determinar as características do sistema de troca de calor ar-solo. O comprimento do sistema com 4,0 m e aspersão de água somente na entrada de ar proporcionaram resultados satisfatórios, tanto no sentido de resfriamento do ar, quando em economia na construção da tubulação e de água para o resfriamento evaporativo do ar.

Nos capítulos 5 e 6 compararam-se os galpões com sistema de climatização ar-solo e sistema evaporativo, porém no capítulo 6 foi simulada produção de calor no interior dos modelos. Em ambos os capítulos, o galpão com sistema de climatização ar-solo proporcionou melhores resultados, como: menor temperatura interna; pouca

variação na umidade relativa do ar, entre 65% e 70%; menor ITGU e CTR, além de que no capítulo 5, demonstrou-se que este galpão apresentou uma redução de 15% na energia elétrica e 77% no consumo de água.

Houve algumas limitações no estudo, causadas principalmente pelas variações anuais de temperatura e umidade relativa do ar, atenuando o efeito estressor em alguns períodos. Outra limitação foi o fato de não haver possibilidades de se utilizar animais nas instalações, pela inviabilidade causada pelas dimensões dos modelos em escala reduzida, porém, simulou-se a produção interna de calor através de lâmpadas incandescentes. Sabe-se que há uma série de fatores que interferem no equilíbrio térmico de uma granja avícola, que vão desde o incremento de umidade através da cama, aves ou bebedouros até trocas térmicas provocadas pelo piso (solo) adjacentes. Mesmo que a simulação de calor deste trabalho não tenha abordado todos os princípios descritos acima, fornece uma boa estimativa da dispersão do calor interno e comportamento térmico dos galpões com sistemas de climatização diferentes.

Sabe-se que há uma série de fatores que necessitam ser aprofundados, tanto no desenvolvimento do sistema de troca de calor ar-solo, quanto na configuração dos galpões avícolas e, abrem-se precedentes para futuros estudos. Devem-se buscar configurações alternativas, que explorem, por exemplo, uma relação otimizada entre área superficial dos blocos e volume de ar; influência do tipo de superfície e cobertura do solo; variações na velocidade do ar, tanto com pressão negativa, quanto positiva; durabilidade e resistência a cargas ocasionais na superfície do solo e depreciação do sistema com o tempo; localização das entradas de ar nas granjas, que proporcione melhor distribuição do ar refrigerado no interior do ambiente. Enfim, fatores que otimizem as trocas térmicas sem consequências negativas para o desenvolvimento das aves e possibilitem a elaboração de modelos computacionais para simulação do sistema, conseqüentemente, redução nos custos operativos para o resfriamento de uma granja de frangos de corte.