

ALCIONE RODRIGO TESSARO

**BOMBA DE CALOR AR/AR COMO SISTEMA ALTERNATIVO NO
AQUECIMENTO DE AVIÁRIOS**

CASCVEL
PARANÁ – BRASIL
SETEMBRO - 2011

ALCIONE RODRIGO TESSARO

**BOMBA DE CALOR AR/AR COMO SISTEMA ALTERNATIVO NO
AQUECIMENTO DE AVIÁRIOS**

Dissertação apresentada à Universidade Estadual do Oeste do Paraná, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Energia na Agricultura, para obtenção do título de Mestre.

Orientador: Prof. Dr. Reinaldo Prandini Ricieri.
Co-orientador: Prof. Dr. Samuel Nelson Melegari de Souza.

CASCADEL
PARANÁ – BRASIL
SETEMBRO – 2011

Dados Internacionais de Catalogação-na-Publicação (CIP)
Biblioteca Central do Campus de Cascavel – Unioeste
Ficha catalográfica elaborada por Jeanine da Silva Barros CRB-9/1362

T323b Tessaro, Alcione Rodrigo
Bomba de calor ar/ar como sistema alternativo no aquecimento de aviários / Alcione Rodrigo Tessaro— Cascavel, PR: UNIOESTE, 2011.
47f. ; 30 cm.

Orientador: Prof. Dr. Reinaldo Prandini Ricieri
Co-Orientador: Prof. Dr. Samuel Nelson Melegari de Souza
Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual do Oeste do Paraná.
Programa de Pós-Graduação Stricto Sensu em Energia na Agricultura, Centro de Ciências Exatas e Tecnológicas.
Bibliografia.

1. Bomba de calor. 2. Avicultura. 3. Sistema de aquecimento de aviários - Desempenho energético. I. Universidade Estadual do Oeste do Paraná. II. Título.

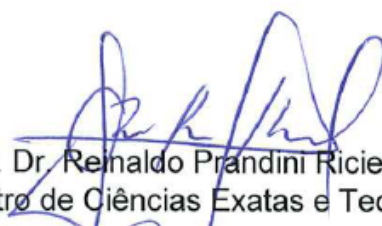
CDD 21ed. 636.5

ALCIONE RODRIGO TESSARO

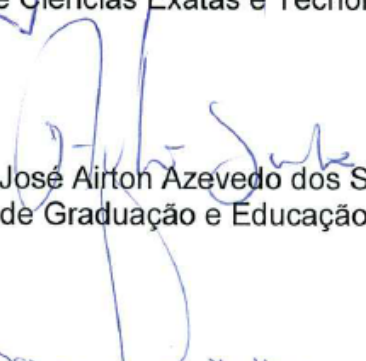
“Bomba de calor ar/ar como sistema alternativo no aquecimento de aviários”

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação *Stricto Sensu* em Energia na Agricultura em cumprimento parcial aos requisitos para obtenção do título de Mestre em Energia na Agricultura, área de concentração Agroenergia, **aprovada** pela seguinte Banca Examinadora:


Orientador:



Prof. Dr. Reinaldo Prandini Ricieri
Centro de Ciências Exatas e Tecnológicas, UNIOESTE



Prof. Dr. José Ailton Azevedo dos Santos
Diretoria de Graduação e Educação Profissional, UTFPR/Medianeira



Prof. Dr. Samuel Nelson Melegari de Souza
Centro de Ciências Exatas e Tecnológicas, UNIOESTE

Cascavel, 21 de setembro de 2011.

À minha filha Alice...

À minha esposa Camila, pela sua paciência e amor a mim dedicado...

À meus pais Plácido e Neuza...

À meu irmão, Pablo e família...

dedico

AGRADECIMENTOS

A Deus, que me permitiu chegar até aqui.

A meus pais, por nunca terem medido esforços para que eu alcançasse minhas conquistas em todos os momentos da minha vida acadêmica, acreditando na minha capacidade e determinação.

A Universidade Estadual do Oeste do Paraná, por sua infra-estrutura e apoio.

Ao professor orientador Dr. Reinaldo Prandini Ricieri, por seus conselhos e ensinamentos.

A minha adorável esposa, que sempre esteve ao meu lado, nas horas boas e principalmente nos momentos difíceis, me apoiando e incentivando desde o início.

A todos os responsáveis pelo Programa de Pós-Graduação em Energia na Agricultura, em especial a servidora Vanderléia Luzia Stockmann Schmidt por seu comprometimento e dedicação com o programa.

Ao estudante de engenharia Civil e amigo Maykon Jhione Baú, por sua colaboração e dedicação exemplar na montagem e execução desta pesquisa.

A todos os colegas de turma que de alguma maneira colaboraram para que esse trabalho fosse efetivamente concluído e esse título alcançado.

ÍNDICE

	<i>Página</i>
LISTA DE TABELAS	vii
LISTA DE FIGURAS.....	viii
DE SIGLAS E SÍMBOLOS.....	ix
RESUMO.....	x
ABSTRACT.....	xi
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	3
2.1 PRODUÇÃO DE AVES DE CORTE NO BRASIL.....	3
2.2 CARACTERÍSTICAS CLIMÁTICAS DO PARANÁ.....	3
2.3 CONFORTO TÉRMICO EM AVIÁRIOS DE CORTE.....	4
2.3.1 Ventilação em Aviários de Corte.....	6
2.4 AQUECEDORES TRADICIONAIS PARA AVIÁRIOS.....	6
2.5 AQUECEDORES ALTERNATIVOS PARA AVIÁRIOS.....	8
2.6 AQUECEDOR ELÉTRICO DE AMBIENTES.....	9
2.7 BOMBAS DE CALOR	10
2.7.1 Rejeição de Calor no Condensador.....	16
2.7.2 Propriedade Física dos Fluídos Refrigerantes.....	16
2.7.3 Tipos de Compressores e suas Características.....	18
2.7.4 Desempenho das Bombas de Calor.....	19
3. MATERIAL E MÉTODOS.....	20
3.1 LOCAL DO EXPERIMENTO.....	20
3.2 METODOLOGIA GERAL.....	20
3.3 FLUXOGRAMA GERAL DO EXPERIMENTO.....	21
3.4 PROTÓTIPO 01 – BOMBA DE CALOR AR/AR.....	22
3.4.1 Montagem do Protótipo 1.....	22
3.4.2 Funcionamento do Protótipo 1.....	23
3.4.3 Coleta de Dados do Protótipo 1.....	24
3.5 PROTÓTIPO 2 - AQUECEDOR ELÉTRICO DE PASSAGEM.....	27
3.5.1 Montagem do Protótipo 2.....	27
3.5.2 Funcionamento do Protótipo 2.....	27
3.5.3 Coleta de Dados do Protótipo 2.....	28
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	30
4.1 PROTÓTIPO 1.....	30

4.1.1	Desempenho Energético do Protótipo 1.....	33
4.2	PROTÓTIPO 2.....	36
4.2.1	Eficiência do Protótipo 2.....	38
4.5	COMPARATIVO DE DESEMPENHO ENTRE OS PROTÓTIPOS.....	39
5.	CONCLUSÕES	43
6.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	44

LISTA DE TABELAS

		<i>Página</i>
Tabela 01	Guia de temperatura/umidade do aviário. Extraído de COBB, 2004, p20.....	5
Tabela 02	Propriedades físicas de alguns refrigerantes. Extraído de: STOECKER e JABARDO, 2002, p277.....	17
Tabela 03	Propriedades físicas medidas e atribuídas para o protótipo 1.....	26
Tabela 04	Propriedades físicas medidas e atribuídas para o protótipo 2.....	29
Tabela 05	Dados do protótipo 1 a partir das oito temperaturas aplicadas no evaporador em função das quatro velocidades de ar no condensador.....	30
Tabela 06	Coefficiente de desempenho (HPPF) em função da velocidade do ar (v) no condensador e das temperaturas (T_{ae}) no evaporador.....	33
Tabela 07	Dados médios do protótipo 2 em função das velocidades do ar de passagem.....	37

LISTA DE FIGURAS

		<i>Página</i>
Figura 01	Ciclo frigorífico/calorífico de Carnot.....	10
Figura 02	Diagrama temperatura (T) entropia (s), do ciclo de Carnot.....	11
Figura 03	Ciclo de Carnot em um diagrama p-h.....	11
Figura 04	Ciclo de Carnot em um diagrama T-s.....	12
Figura 05	Mini Plug-in - PTM 2035 (bomba de calor).....	22
Figura 06	Protótipo 1 montado a partir de uma bomba de calor.....	23
Figura 07	Lado da saída do túnel de vento.....	24
Figura 08	Lado da entrada do túnel de vento.....	24
Figura 09	Posição dos sensores para medida das variáveis do processo..	25
Figura 10	Protótipo 2 montado a partir de um aquecedor elétrico de passagem.....	27
Figura 11	Diferença de temperatura entre a entrada e saída do ar no túnel de vento em função das temperaturas T_{ae}	32
Figura 12	Coeficiente de desempenho (HPPF) em função das temperaturas no evaporador (T_{ae}) para as quatro velocidades do ar no condensador.....	35
Figura 13	Coeficiente de desempenho em função das velocidades do ar de passagem do ar pelo condensador, para as oito condições de T_{ae}	35
Figura 14	Calor gerado pelo protótipo 2 (Q_2) em função das quatro velocidades do ar de passagem.....	37
Figura 15	Eficiência energética (η) em função das velocidades do ar de passagem.....	38
Figura 16	Temperatura do ar na saída do protótipo (T_{sa}) em função da velocidade do ar de passagem ($m.s^{-1}$).....	39
Figura 17	Desempenho energéticos dos protótipos 1 e 2 em função das velocidade do ar aplicadas no túnel de vento.....	40

LISTA DE SIGLAS E SÍMBOLOS

A	Área (m ²).
c_{pa}	Calor específico do fluido (kJ.kg ⁻¹ .°C ⁻¹).
COP	Coefficient of performance – coeficiente de desempenho.
°C	Graus Celsius (unidade de temperatura).
GLP	Gás liquefeito de petróleo.
h	Entalpia (kJ.kg ⁻¹).
h_s	Entalpia de saída do fluido à pressão constante (kJ.kg ⁻¹).
h_e	Entalpia de entrada do fluido à pressão constante (kJ.kg ⁻¹).
HPPF	heat pump performance factor – coeficiente de desempenho da bomba de calor.
K	Kelvin (unidade de temperatura).
Q_{vc}	Fluxo de energia em um volume de controle (J.s ⁻¹ ou kW).
Q_c	Energia calorífica (kW).
Q_2	Energia calorífica do aquecedor elétrico (kW).
Q_f	Energia frigorífica (kW).
m	Fluxo de massa de um fluido (Kg.s ⁻¹).
m	Metro (unidade de comprimento).
m ²	Metro quadrado (unidade de área).
m ³	Metro cúbico (unidade de volume).
q	Quantidade de calor.
p	Pressão (kPa).
φ	Densidade do ar (kg.m ⁻³).
η	Eficiência.
RRC	Relação de rejeição de calor.
T	Temperatura (°C).
T_{ec}	Temperatura do ar na entrada do túnel de vento do protótipo 1 (°C).
T_{sc}	Temperatura do ar na saída do túnel de vento do protótipo 1 (°C).
T_{ae}	Temperatura no interior da caixa térmica do protótipo 1 (°C).
T_{ea}	Temperatura do ar na entrada do túnel do protótipo 2 (°C).
T_{sa}	Temperatura do ar na saída do túnel do protótipo 2 (°C).
s	Entropia (kJ.kg ⁻¹).
v	Velocidade do fluido (m.s ⁻¹).
V	Volt (unidade de tensão).
ΔT	Gradiente de temperatura do ar entre a entrada e saída no túnel de vento (°C).
W	Watt (unidade de Potência).
P	Potência ativa consumida (kW).
P_c	Potência ativa do compressor (kW).

RESUMO

TESSARO, Alcione Rodrigo, M.sc., Universidade Estadual do Oeste do Paraná, setembro de 2011. **Bomba de calor ar/ar como sistema alternativo no aquecimento de aviários.** Orientador: Prof. Dr. Reinaldo Prandini Ricieri. Co-orientador: Prof. Dr. Samuel Nelson Melegari de Souza.

A presente pesquisa teve como objetivo geral criar dois protótipos para aquecimento de aviário de corte, o primeiro protótipo montado a partir de uma bomba de calor ar/ar, e o segundo protótipo montado a partir de um aquecedor elétrico de passagem. Como objetivo específico avaliar o desempenho energético do protótipo 1 simulando diversas situações possíveis de temperatura ambiente e velocidades do ar de passagem em seu condensador, e comparar esse desempenho com a eficiência elétrica do protótipo 2. O experimento foi conduzido na Estação Experimental Agro-meteorológica da Universidade Estadual do Oeste do Paraná, Campus de Cascavel, a uma Latitude 24°59' Sul, Longitude de 53°26' Oeste e altitude de 682 m, no período de junho a julho de 2011. A partir dos dados coletados nos protótipos 1 e 2 foram calculados os seus respectivos coeficiente de desempenho e eficiência energética. Os resultados da pesquisa mostraram que o coeficiente de desempenho da bomba de calor do protótipo 1 variou de 1,22 à 2,58 em função da variação da temperatura de -3 à 30°C no seu evaporador e da variação da velocidade do ar de passagem pelo seu condensador. A melhor eficiência alcançada pelo protótipo 2 foi 0,96. Na comparação entre os protótipos, verificou-se que o protótipo 1 consumiu 54% menos energia elétrica para produzir a mesma quantidade de calor que o protótipo 2, considerando as mesmas condições de temperatura ambiente e velocidade do ar de passagem aplicada. Em relação a sua aplicabilidade avícola, estimou-se que o protótipo 1 é capaz de suprir as necessidades caloríficas e de temperatura de um lote de até 396 pintainhos, em sua fase inicial, enquanto o protótipo 2 supri um máximo de até 148 pintainhos. Para tanto, concluiu-se neste trabalho que o protótipo 1, montado a partir de uma bomba de calor ar/ar demonstrou ser tecnicamente um novo sistema alternativo no aquecimento de aviários de corte, pois sua tecnologia empregada é energeticamente eficiente, além de alcançar as características zootécnicas de temperatura e velocidades do ar exigidas em um aviário de corte.

Palavras-chave: Bomba de calor, avicultura, desempenho energético.

ABSTRACT

TESSARO, Alcione Rodrigo, M.sc., State University of West Paraná, September of 2011. **Heat pump air/air as a heating alternative system in avian.** Adviser: Dr. Reinaldo Prandini Ricieri. Co-adviser: Dr. Samuel Nelson Melegari de Souza.

This research aimed to create two prototypes for general heating of aviary cutting the first prototype mounted from a heat pump air/air, and the second prototype mounted from passing an electric heater. As a specific objective to assess the energy performance of prototype 1 simulating various scenarios of temperature and air velocities of passage in its condenser, and compare this performance with the electrical efficiency of the prototype 2. The experiment was conducted at the Experimental Station of agro-meteorological State University of West of Paraná, Cascavel Campus, a Latitude 24° 59' South, Longitude 53° 26' West and altitude of 682 m in the period june-july 2011. From the data collected in prototypes 1 and 2 were calculated their coefficient of performance and energy efficiency. The survey results showed that the coefficient of performance heat pump prototype 1 ranged from 1.22 to 2.58 as a function of temperature of -3 to 30°C in its evaporator and varying the speed of air passing through your condenser. The best efficiency achieved by the prototype 2 was 0.96. Comparing the prototype, it was found that prototype 1 consumed 54% less electricity to produce the same amount of heat that the prototype 2, considering the same conditions of temperature and air velocity of passage. In relation to its applicability poultry, it was estimated that prototype 1 is able to meet the calorific requirement and temperature of a batch of up to 396 chicks in its initial phase, while the prototype 2 supply a maximum of up to 148 chicks. To this end, it was concluded that the prototype 1 in this work, assembled from a heat pump air/air, demonstrated technically be a new alternative system for heating of poultry cut because its technology employed is energy-efficient, also achieved the characteristics of zootechnical from temperature and air velocities required in an aviary of court.

Keywords: Heat pump, aviculture, energy performance.

1. INTRODUÇÃO

O Paraná ocupa um lugar de destaque no mercado interno e externo da produção e abate de frango, desde 2000 é o Estado que mais produz frango de corte no Brasil. Para tanto houve grandes investimentos no setor produtivo, partindo principalmente dos pequenos produtores, que através da evolução tecnológica ampliou seus galpões de criação se transformando em grandes produtores de ave de corte. Mas esse crescimento só foi possível com a participação de cooperativas e empresas que fazem o melhoramento genético das aves bem como a introdução de novas tecnologias de construção, controle térmico e alimentar dos aviários.

A área de conforto térmico para as aves foi uma das que mais avançaram em pesquisa, e dentro desta área os sistemas de arrefecimento em instalações avícolas foram os que mais evoluíram. No entanto, pouco se pesquisa em torno das instalações para conforto térmico em períodos de frio, principalmente na fase inicial da vida das aves, onde uma temperatura inadequada fornecida ao aviário compromete todo o desenvolvimento da ave até o fim de sua vida, causando prejuízos diretos ao produtor.

A falta de um fornecimento de calor adequado nos aviários, muitas vezes está ligada às más condições das estruturas dos galpões avícolas, com isolamentos térmicos ineficientes ou também a falta de vedação adequada dos mesmos. Entretanto, para garantir uma temperatura ideal para as aves, empregasse sistemas de aquecimento artificial. Os sistemas tradicionais para aquecimento de aviários de corte, no sul do país, onde o frio é mais intenso, são feitos através de fornalhas a lenha ou campânulas a gás, que além de ineficientes ainda utilizam energia de grande impacto ambiental. Esses tipos de sistemas comumente usados demonstram a pouca evolução na área de aquecimento avícola.

A adoção de sistemas que auxiliam no aumento da produtividade e melhoram a qualidade do frango de corte, trás consigo a necessidade de uma maior demanda de energia para o setor. O maior consumo de energia na produção avícola se da na geração de calor ou frio. Uma forma de minimizar ou racionalizar o uso de energias convencionais do setor é a adoção de máquinas e equipamentos mais eficientes, ou a utilização de sistemas de geração ou co-geração de energia através de subprodutos do próprio processo de produção.

Diversos sistemas alternativos para o aquecimento de galpões avícolas já foram propostos, no entanto os mais difundidos ainda são os movidos a lenha e gás. Dentre as propostas estão os que aquecem o piso do aviário através de resistências elétricas ou até mesmo pelo fluxo de fluidos feitos por tubulações especiais, onde o fluido, normalmente água, é previamente aquecido pela energia solar ou energias convencionais. Também existem sistemas que queimam resíduos do próprio processo agroindustrial reaproveitando o calor no mesmo processo, ou gerando biogás a partir desses resíduos e aplicando essa energia do biogás em campânulas ou queimadores próprios. Mas mesmo com tantos sistemas alternativos, o produtor continua utilizando os sistemas de aquecimento tradicionais. Isso ocorre por diversos motivos, mas principalmente pela complexidade e controle de operação e pelo alto custo inicial do investimento sem a certeza de um retorno.

Seguindo o princípio da aplicação de tecnologias já consolidadas, as bombas de calor, que são máquinas termodinâmicas eficientes e de fácil operação e controle, podem ser mais uma alternativa no aquecimento central ou pontual de galpões avícolas. Como seu próprio nome já sugere, uma bomba de calor bombeia o calor de um lugar para outro. Mesmo em situações onde a temperatura é considerada baixa, o ar, o solo ou a água possuem uma quantidade de calor útil em que se introduzindo uma quantidade de energia podemos elevar essa temperatura à uma aplicação qualquer. Essas máquinas, movidas a energia elétrica, têm como característica a capacidade de absorver calor de um meio a baixa temperatura e transferir esse calor absorvido para outro meio a alta temperatura.

A vantagem de se bombear calor é que uma menor quantidade de energia elétrica é necessária para se aquecer o mesmo ambiente, se comparado com um aquecedor elétrico ou fornalha elétrica. Em invernos não tão rigorosos é possível alcançar três vezes mais calor de cada watt elétrico aplicado a bomba de calor, do que se fosse um aquecedor elétrico.

Considerando as informações descritas, este trabalho teve como objetivo geral montar dois protótipos para aquecimento de aviários: Protótipo 1; montado a partir de uma bomba de calor ar/ar e protótipo 2; montado a partir de um aquecedor elétrico de passagem.

Como objetivo específico, analisar o desempenho energético do protótipo 1 simulando diversas situações possíveis de temperatura ambiente e comparar esse desempenho com a eficiência energética do protótipo 2.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 PRODUÇÃO DE AVES DE CORTE NO BRASIL

Segundo o SINDIAVIPAR (2011), o Paraná é o Estado que mais vem se destacando no setor, tanto no mercado interno quanto no externo. De Toda a produção de frango de corte abatida no país, 25% é no Paraná. De acordo com levantamentos feitos pela Companhia Nacional de Abastecimento, nos últimos dez anos o volume de aves alojadas cresceu 85%, enquanto que a produção de carne aumentou 96%.

Segundo a SEAB (2011), o Estado do Paraná evoluiu consideravelmente em abate de aves, foi de 164,9 milhões de aves em 1986 para 1,11 bilhões de aves abatidas em 2007.

Para o SINDIAVIPAR (2011) o setor de produção de frango de corte tem sido uma boa opção para a pequena propriedade, a indústria se compromete com o fornecimento dos pintainhos, a ração, assistência técnica e a compra das aves no ponto de abate, ficando apenas o manejo das aves de responsabilidade do avicultor, podendo garantir um maior lucro com a automação dos galpões de criação. Com 50 dias de engorda, cada uma dessas aves deverá ir para o abate pesando em média três quilos.

2.2 CARACTERÍSTICAS CLIMÁTICAS DO PARANÁ

Para Nogarolli (2007) no Paraná a temperatura média mínima e máxima é caracterizada pela forte influência do relevo. o clima predominante no Paraná é o subtropical, com verões quentes e invernos frios. O inverno está associado à estação fria, mas não como estação das chuvas como ocorre na região norte do país. As geadas são freqüentes, principalmente nas áreas elevadas nos arredores de Guarapuava, Palmas e União da Vitória. No entanto o inverno não é frio sempre e até mesmo tende a ter mais períodos amenos que frios, propriamente ditos, intercalados por alguns dias de frio intenso, principalmente após as frentes frias. As menores temperaturas do estado costumam ocorrer no interior do município de Palmas, que além de ser o ponto mais ao sul do estado, é uma das áreas mais elevadas também, entre 1200m e 1400m.

Segundo o IAPAR (2011) nas regiões de menor altitude a média das temperaturas mínimas fica entre 16 e 17°C. Já nas regiões de maiores altitudes são registradas as menores mínimas do estado, ou seja, o Primeiro Planalto e a região dos Campos Gerais onde a mínima permanece entre 12 e 14°C. No litoral, extremo sudoeste, norte e noroeste as médias das mínimas registradas não ultrapassam os 16°C.

Segundo o SIMEPAR (2011) o Paraná apresenta um clima bastante característico, tendo variações de temperatura com alta amplitude, as temperaturas mínimas já registradas foram de -6,8°C no centro do estado em junho de 1978 e a máxima temperatura registrada 41,1°C no norte pioneiro em 1985.

2.3 CONFORTO TÉRMICO EM AVIÁRIOS DE CORTE

Conforme Tinoco (1995, citado por Cordeiro et al., 2010, p.218) o aquecimento de aviários no Brasil não é tarefa fácil, pois as instalações muitas vezes são abertas e sem isolamento térmica adequada. Essas más condições podem levar a um desperdício de energia bem como afetar a produção.

Segundo Machado (1994, citado por Abreu et al., 2000, p.159), no inverno, algumas regiões brasileiras sofrem para manter a temperatura no nível de conforto para os pintainhos, isso ocorre devido a grande diferença entre a temperatura do ambiente externo aos aviários e a temperatura ideal para a ave.

Conforme Moro (1995, citado por Funck e Fonseca, 2008, p.92) as aves tem a capacidade da auto-regulação de sua temperatura corpórea, chamada de termo-regulação, no entanto, os pintainhos no início de sua vida não possuem o sistema termo-regulatório desenvolvido, tornando-se sensíveis ao frio. Essa sensibilidade a baixa temperatura coloca em risco o crescimento dessas aves de forma geral.

Para Conto (2003, citado por Funck e Fonseca, 2008, p.92) a maior taxa de formação de órgãos vitais, como coração, pulmão, sistema digestivo e imunológico, ocorre durante os primeiros 7 dias de vida dos pintainhos, devendo ser mantido uma temperatura em torno de 32°C nesta fase, pois experimentos demonstram que pintainhos de corte necessitam receber calor suplementar, que varia entre 3 e 4 kcal.h⁻¹, para cada ave, se ocorrer a falta ou excesso de calor nesta fase da vida do pintainho, os mesmos não se alimentarão de forma adequada e isso refletirá na má

formação de seus órgãos havendo perdas que normalmente não serão completamente recuperadas até o abate deste lote de frangos.

Segundo COBB (2008) é recomendado uma capacidade de aquecimento de 0,05 kwh/m³ de volume do aviário no caso de clima temperado, e 0,10 kwh/m³ de volume do aviário em climas cujas temperaturas no inverno sejam geralmente abaixo de 0°C.

Para Macari e Furlan (2001) a temperatura de conforto para pintainhos de 1 à 7 dias está entre 33°C e 35°C.

Segundo Nicholson et al. (2004) a temperatura de conforto, indicada para frangos de corte na fase inicial deve ser entre 32°C e 35°C, e deve decrescer em 1°C a cada dois dias até alcançar os 22°C. Para a terceira semana de idade, a temperatura deverá estar em torno de 22 ± 2°C.

COBB (2008) recomenda a alteração da temperatura ambiente e umidade relativa do ar dos aviários de acordo com a Tabela 01.

Tabela 01 – Guia de temperatura/umidade do aviário. Extraído de COBB, 2004, p20

Idade - dias	% de Umidade Relativa	Temperatura °C
0	30-50%	32-33
7	40-60%	29-30
14	50-60%	27-28
21	50-60%	24-26
28	50-65%	21-23
35	50-70%	19-21
42	50-70%	18
49	50-70%	17
56	50-70%	16

Segundo Vigoderis (2006) os melhores índices de desempenho das aves são obtidos pelas aves que permanecem o maior tempo na faixa de conforto durante as duas primeiras semanas de vida.

2.3.1 Ventilação em Aviários de Corte

Conforme Cavalchini (1985, citado por Carvalho, 2010, pg. 8) a ventilação para as aves é um dos fatores mais importantes no êxito da produção avícola. É considerada necessária pelas seguintes razões: redução da umidade produzida pela respiração das aves, redução da umidade presente na cama, assim como redução do ar quente saturado localizado próximo às coberturas; controle da temperatura ambiental, tanto em épocas de calor como nas frias; renovação do oxigênio ambiental consumido pela respiração das aves; e eliminação do gás amoniacal que se forma pela fermentação orgânica das camas, principalmente, quando estão mal conservadas.

Para COBB (2008) a ventilação recomendada para as aves de 1 - 14 dias é de zero m.s^{-1} , para aves de 15 - 21 dias é de $0,5 \text{ m.s}^{-1}$, aves de 22 - 28 dias a velocidade recomendada é $0,875 \text{ m.s}^{-1}$ e finalmente, aves com 28 dias ou mais a velocidade é de $1,75$ à $2,5 \text{ m.s}^{-1}$.

Carvalho (2010) Recomenda que durante o período de aquecimento tenha um fluxo de ar de $4,72 \times 10^{-5} \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$, por ave.

Para Ronchi (2004) Quando a umidade da cama é removida através da ventilação mínima, níveis de poeira e gases nocivos como a NH_3 e CO_2 , raramente irão ocasionar problemas às aves. Indica-se aproximadamente uma faixa de velocidade do ar de $0,20 \text{ m.s}^{-1}$ para aves em fase de aquecimento e, para garantir a eficiência deve-se utilizar o sistema de ventilação tipo túnel utilizando exaustores.

2.4 AQUECEDORES TRADICIONAIS PARA AVIÁRIOS

Um dos primeiros tipos de aquecedores utilizados em aviários é o aquecedor a lenha que se caracteriza por utilizar a lenha como combustível. O calor gerado pela queima da lenha é transmitido às aves principalmente por meio da condução, através do ar. As campânulas ou fornalhas usadas para liberar o calor da lenha no interior de aviários, requerem maior mão-de-obra e é de difícil controle da temperatura. Também há o problema com gases tóxicos, principalmente o CO_2 , que deve ser minimizado. Outro sistema de aquecimento a partir da lenha são os sistemas com fornalhas e queimadores, provido de dutos de distribuição de ar quente, nesse sistema o ar quente é impulsionado, através de ventiladores, para os

duto ao longo do aviário. Essa alternativa diminui os gases tóxicos com melhor controle da temperatura. O consumo de lenha é de aproximadamente 1 m³/dia para um aviário de 100 m de comprimento, dependendo das condições climáticas (ABREU, 2011).

Os aquecedores elétricos foram bastante difundidos no passado, quando as criações de aves eram reduzidas, decaindo seu uso com a chegada das granjas industriais. Esse tipo de aquecedor é constituído de resistência elétrica blindada ou até mesmo lâmpadas incandescentes, colocadas embaixo de uma campânula a fim de projetar o calor de cima para baixo. O sistema é limpo e de fácil manutenção, devendo ser adequada a potência do elemento aquecedor ao número de aves. Sua transmissão de calor se dá por meio da condução e da radiação, são de fácil manuseio, possuem produção de calor constante e não geram gases tóxicos. A grande desvantagem desse tipo de aquecedor é sua baixa eficiência energética (ABREU, 2011).

Os sistemas mais utilizados e que apresentam alta eficiência energética devido ao seu combustível, são os aquecedores a gás, normalmente movido a gás liquefeito de petróleo (GLP). Os aquecedores também chamados de campânulas a gás possuem um queimador de gás convencional, onde o calor é transmitido às aves por condução e convecção. Normalmente instalados a baixa altura, correm o risco dos gases proveniente da combustão atingirem os pintos, afetando seu aparelho respiratório. Sua capacidade de aquecimento é reduzida, sendo recomendado para o máximo 500 pintainhos. São bastante funcionais, resistentes, de manutenção reduzida e mobilidade, podendo ser reinstalados com facilidade e rapidez (ABREU, 2011).

Para Funck e Fonseca (2008) em relação aos aquecedores a lenha automática e os aquecedores infravermelhos a gás GLP, os que usam lenha como combustível apresenta o menor custo de operação, porém, possuem maior consumo energético.

Cordeiro et al. (2010) comparando três tipos de sistemas de aquecimento, fôrnilha a lenha, campânula a gás e tambor + campânula, concluiu que o sistema composto de tambor + campânula a gás é mais eficiente, pois manteve o aviário em melhores condições de bem estar para ave de corte na primeira e segunda semana de vida, proporcionando melhor desempenho produtivo.

Para Abreu (2003), o aquecimento do ambiente interno dos aviários se dá primeiramente pelo aquecimento do ar, posteriormente nas aves e por fim na cama. Uma vez que as trocas térmicas são feitas através dos pés das aves, percebe-se que os aquecedores tradicionais não têm uma efetiva eficiência inicial, pois a última parte a se aquecer é a cama do aviário.

Segundo COBB (2008) conforme o lote de aves cresce, elas desenvolvem a capacidade de regular a temperatura interna corporal. Aproximadamente aos 14 dias de idade, os aquecedores de ar forçado tornam-se a principal fonte de calor.

2.5 AQUECEDORES ALTERNATIVOS PARA AVIÁRIOS

Ferreira et al. (2006) analisou a viabilidade econômica da implementação de um sistema alternativo para aquecimento de aviários, em substituição aos aquecedores a gás GLP e campânulas elétricas, nesse sistema utilizou-se uma fornalha a carvão vegetal de fogo direto. Para tal, concluiu-se que o custo para aquecer o ar por meio da fornalha é aproximadamente metade daquele que utiliza campânula elétrica. Sendo de 1.100% a receita líquida anual do produtor se for substituído o aquecimento através de GLP pelo sistema de fornalha de fogo direto. No entanto, essas fornalhas não são comumente utilizadas pelos avicultores devido a sua complexidade de construção, não conhecimento correto de operação, podendo haver consumo elevado de carvão e excesso de resíduos, bem como um alto investimento financeiro com incerteza de retorno.

A todo tempo surgem sistemas alternativos para aquecimento de aviário, os sistemas que mais se destacam são os que utilizam biodigestores, geram o biogás. Esse gás é gerado a partir dos resíduos avícolas ou de suínos, sendo queimados nas campânulas adaptadas para o biogás. Outra forma de aquecimento alternativo é por meio de canalização no piso do aviário, onde fluidos térmicos aquecerão o ambiente. Também preconiza-se a utilização da energia solar para aquecimento de aviários por meio de fluxo de ar quente, ou água quente em tubos instalados no piso (ABREU, 2011).

O aquecimento em piso, conforme Van Wicklen & Czarick (1988, citado por Leva et al., 2010), pode ser usado para ajustar o conteúdo de umidade da cama, podendo reduzir a produção de amônia.

Segundo Rossi et al. (2005) o sistema de aquecimento pelo piso apresentou excelentes resultados, pois conseguiu manter a temperatura no piso bem próxima da temperatura regulada, mostrando ser confiável.

Abreu (2000) comparou os seguintes sistemas de aquecimento de piso; placa de fibra de vidro sem cobertura de lona plástica, placa de fibra de vidro com cobertura de lona plástica, resistência embutida no piso sem cobertura de lona plástica, resistência embutida no piso com cobertura de lona plástica, placa de argamassa armada sem cobertura de lona plástica, placa de argamassa armada com cobertura de lona plástica e campânula a gás. Dentre os sistemas comparados concluiu-se que o mais indicado para as aves iniciais é o de placa de argamassa armada com cobertura de lona plástica.

Para instalações de sistemas de aquecimento do piso através de resistências, considerando a primeira semana de vida das aves, é indicado um círculo de proteção para 500 pintos com diâmetro de 3 m e área total de 7,07m diâmetro e área útil de 2 m e 3,14 m, respectivamente (ABREU; ABREU; BAËTA, 2001).

2.6 AQUECEDOR ELÉTRICO DE AMBIENTES

Os aquecedores elétricos de ambiente são geralmente construídos a partir de uma resistência elétrica, onde o calor gerado é transmitido através de condução forçada, radiação ou convecção. A resistência elétrica tem a característica de transformar a energia elétrica diretamente em energia térmica, esse calor gerado também é conhecido como efeito Joule.

Quando uma corrente elétrica encontra uma resistência, provoca o aquecimento. Esse fenômeno é denominado efeito joule. Todo o filamento metálico (chamamos de resistência) que é aquecido a fim de transformar a energia elétrica em calor é denominado resistor. Esse aquecimento ocorre porque os elétrons em movimento, que constituem a corrente elétrica, estão constantemente colidindo contra os átomos da rede cristalina do filamento. Essas colisões fazem aumentar a energia de vibração desses átomos e isso implica um aumento da temperatura da substância.

Para Santos (2007) um sistema de aquecimento baseado em resistência elétricas pode alcançar no máximo uma eficiência inferior à 100%. Essa máxima eficiência dependerá da construção do aquecedor, se o mesmo utiliza elementos

eletromecânicos adicionais ou não, como ventiladores, no caso de aquecedores de passagem.

Segundo o INMETRO (2011), os aquecedores elétricos de passagem têm sua eficiência energética superior a 95% e inferior a 100%.

2.7 BOMBAS DE CALOR

As bombas de calor são máquinas termodinâmicas capazes de transferir calor de um meio a baixa temperatura para outro meio a alta temperatura, esse processo se dá a partir do ciclo de Carnot.

Conforme Stoecker e Jabardo (1994) o ciclo de Carnot se destaca por se tratar de um ciclo termodinâmico ideal, que opera entre dois níveis de temperatura, portanto, é o ciclo que apresenta a maior eficiência. Pelo fato do ciclo de Carnot ser ideal, ele representa o limite máximo de eficiência de operação de um ciclo entre dois níveis de temperatura, sendo assim, um ciclo real que opera nos mesmos níveis deve apresentar eficiência inferior à do ciclo de Carnot. O ciclo de Carnot é ilustrado na Figura 01.

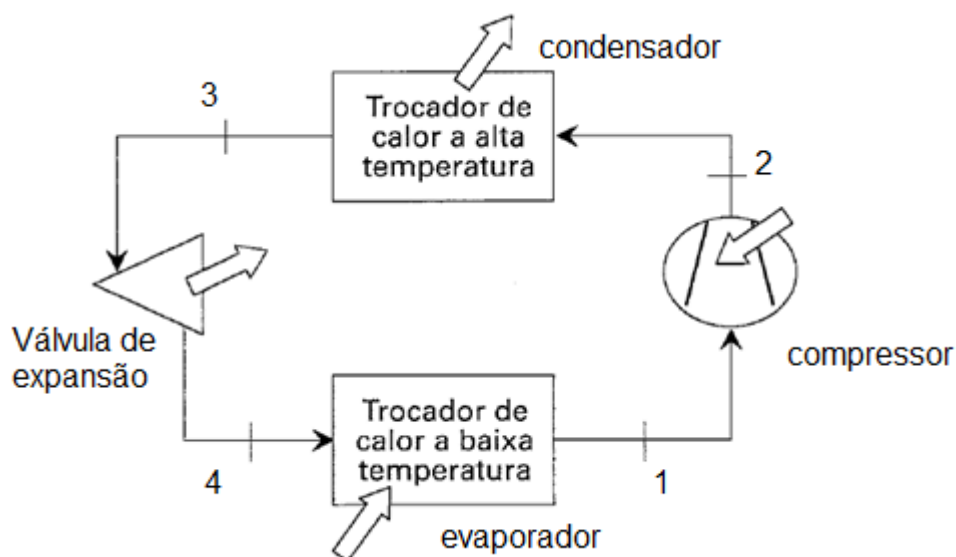


Figura 01 – Ciclo frigorífico/calorífico de Carnot.

Os processos 1-2 e 3-4 ocorrem adiabática e reversivelmente, permanecendo constante a entropia. Assim verifica-se que o ciclo de Carnot é composto por dois

processos isotérmicos e dois isoentrópicos, conforme representado na Figura 02 para um diagrama temperatura absoluta (T) entropia (s).

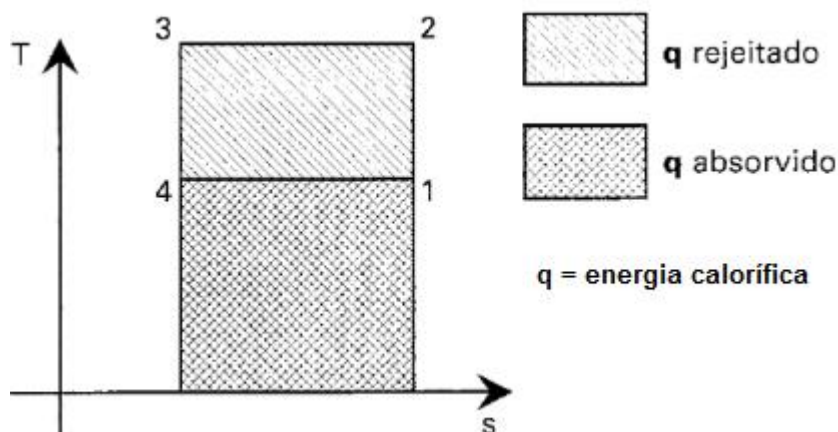


Figura 02 – Diagrama temperatura (T) entropia (s), do ciclo de Carnot.

Ainda segundo Stoecker e Jabardo (1994) num ciclo de Carnot real, dotado de fluido refrigerante a pressão constante, há a mudança de fase desse fluido em dois pontos do processo e é nessa mudança de fase onde ocorre a evaporação (baixa temperatura) e a condensação (alta temperatura). A Figura 03 ilustra o processo na região de saturação em um diagrama p-h (pressão-entalpia) e a Figura 04 ilustra o mesmo ciclo no diagrama T-s (temperatura-entropia).

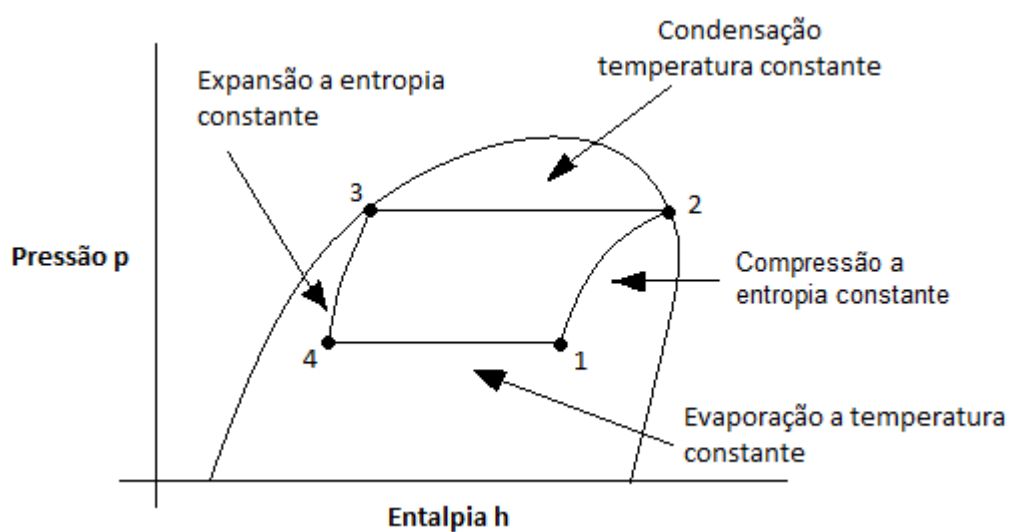


Figura 03 – Ciclo de Carnot em um diagrama p-h.

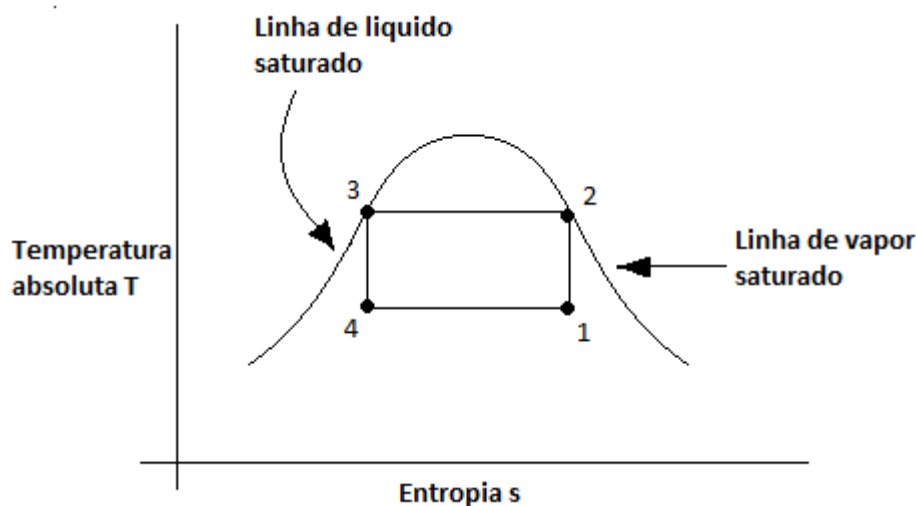


Figura 04 – Ciclo de Carnot em um diagrama T-s.

Para melhor compreender o ciclo de Carnot através dos diagramas da Figura 03 e 04, Stoecker e Jabardo (1994) descrevem o ciclo a partir do processo 4-1, em que o fluido refrigerante se evapora a pressão constante, o processo de mudança de fase é concluído no estado 1, em que o líquido ainda se encontra misturado ao vapor. Do estado 1 para o 2 há a compressão do fluido de forma que o mesmo chegue ao estado 2 como vapor saturado. O próximo passo é o processo 2-3, em que o refrigerante se condensa a uma pressão constante. Essa condensação é concluída no estado 3, como líquido saturado. O processo de expansão isentrópica, a partir do estado 3, leva o fluido refrigerante de volta ao estado 4.

Conforme ilustrado nos diagramas para o ciclo de Carnot, o fluido refrigerante que circula de forma cíclica pelo sistema de uma bomba de calor, quando atinge o processo 2-3 há uma rejeição de calor através da condensação do fluido. Em uma máquina real de bombeamento de calor, o processo de condensação se dá em um trocador de calor, que é o elemento da máquina utilizado para aplicar essa energia conforme é desejado. Essa transferência de calor ocorre por convecção ou condução através do ar forçado ou também por água, isso dependerá da construção da máquina.

Segundo Wylen, Sonntag e Borgnakke (1998) o condensador de uma bomba de calor pode ser considerado um volume de controle ao qual trabalha em regime permanente, pois transfere calor de um fluido para outro de forma constante. O fluxo de calor rejeitado pelo condensador pode ser calculado através da equação 1.

$$Q_{cv} = m.(h_s - h_e) \quad (1)$$

Q_{cv} = Fluxo de energia de um volume de controle ($J.s^{-1}$);

m = Fluxo de massa do fluido ($kg.s^{-1}$);

h_s = Entalpia de saída do fluido à pressão constante ($kJ.kg^{-1}$);

h_e = Entalpia de entrada do fluido à pressão constante ($kJ.kg^{-1}$);

Onde, para o fluido que passa pelo condensador,

$$m = \varphi.v.A \quad (2)$$

φ = Densidade do fluido ($kg.m^{-3}$);

v = Velocidade do fluido que passa pelo condensador ($m.s^{-1}$);

A = Área do condensador (m^2).

Halász (1984) obteve o valor da capacidade calorífica de uma bomba de calor medindo o fluxo de massa da água e a diferença da temperatura da água que circulava entre a entrada e a saída da bomba de calor. A quantidade de energia elétrica necessária para o funcionamento do ciclo incluía o compressor e a bomba de água utilizada para circulação da mesma. Neste trabalho, a capacidade calorífica da bomba de calor foi calculada pela equação 3.

$$Q_c = m.c_{pa}.\Delta T \quad (3)$$

Q_c = Capacidade calorífica da bomba de calor (kW);

m = Fluxo de massa do fluido ($kg.s^{-1}$);

c_{pa} = Calor específico do fluido ($kJ.kg^{-1}.\text{°C}^{-1}$);

ΔT = Diferença de temperatura entre a entrada e saída do fluido no condensador (°C).

Onde,

$$m = \varphi.v.A \quad (2)$$

φ = Densidade do fluido ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$);

v = Velocidade do fluido que passa pelo condensador ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$);

A = Área do condensador (m^2).

Conforme Stoecker e Jabardo (1994) a denominação bomba de calor é usada para designar ciclos caloríficos dos quais pretende-se aproveitar o calor rejeitado para o meio a alta temperatura, em contraste aos ciclos frigoríficos, cuja função é a remoção de calor do meio a baixa temperatura. Enquanto a eficiência de um ciclo frigorífico se caracteriza pelo COP (*Coefficient of Performance*) a da bomba de calor é definida como coeficiente de desempenho HPPF (*heat pump performance factor*), que é a relação entre a quantidade de calor desejado pela energia ativa gasta para se atingir esse calor desejado. O HPPF de qualquer bomba de calor pode ser calculado através da equação 4.

$$\text{HPPF} = Q_c \cdot P^{-1} \quad (4)$$

Q_c = Capacidade calorífica da bomba de calor (kW);

P = Potência ativa total consumida para operar o ciclo (kW).

Segundo Lobo et al. (2004) a vantagem de bombear o calor é que uma menor quantidade de energia elétrica é necessária para mover uma mesma quantidade de calor do que se fosse feita a conversão da energia elétrica para essa mesma quantidade de calor (como em fornalhas e aquecedores elétricos radiantes). Em temperaturas suaves de inverno, uma bomba de calor pode conseguir três vezes mais calor de cada watt de eletricidade, quando comparado com uma fornalha elétrica.

Segundo American Society of Heating (2003, citado por Lobo et al. 2004, pg. 01), as bombas de calor corretamente dimensionadas e instaladas podem reduzir custos de aquecimento de 30 a 50% comparados às fornalhas elétricas.

Para Hogan et al. (1983) o consumo de eletricidade de uma bomba de calor é até 52% menor que as cargas resistivas e viabiliza a obtenção de um produto de qualidade mais homogênea.

Segundo American Society of Heating (2000, citado por Lobo et al. 2004, pg. 02), basicamente há dois tipos de bomba de calor, uma com base em ciclo de

compressão de vapor e outra baseado em ciclo de absorção. As mais utilizadas são as bombas de calor que trabalham com o princípio da compressão de vapor, onde os principais componentes são o compressor, a válvula de expansão e dois trocadores de calor chamados de evaporador e condensador.

Conforme Halász (1984), as bombas de calor, tem seu principio de aplicação relacionado a uma fonte de calor e um meio para aquecer. Sendo assim elas atuam de acordo com sua fonte e meio, denominando-se de bombas de calor “água-água”, “água-ar”, “ar-água” e “ar-ar”. O desempenho técnico e econômico de uma bomba de calor está relacionado com as características da fonte de calor empregada. Uma fonte de calor ideal para bombas de calor tem uma temperatura alta e estável, deve ser abundante, não corrosiva ou poluída, ter propriedades termo-físicas favoráveis, e sua utilização necessitar de poucos investimentos e ter um custo de utilização baixo. O ar ambiente é a fonte de calor mais usual, porém com duas desvantagens, varia freqüentemente e a segunda é que em baixas temperaturas o ar ambiente reduz significativamente o coeficiente de desempenho da bomba de calor. Halász (1984), diz que com a diminuição da temperatura de evaporação, o compressor aspira menor vazão, porque a sua eficiência volumétrica diminui, por causa da maior relação de pressão. Além disso, a baixa temperatura no evaporador aumenta o volume específico do vapor aspirado. Por causa destes dois efeitos, o fluxo de massa do fluido refrigerante diminui consideravelmente, afetando o HPPF.

Ainda segundo Halász (1984), outra desvantagem do ar como fonte de calor é que em temperaturas abaixo de 0°C o evaporador pode se congelar. O gelo diminui o coeficiente global de transmissão de calor, sendo necessário o degelo do sistema ou o aquecimento auxiliar do evaporador através de resistências elétricas ou outros meios mais eficientes.

Segundo Cube e Steimle (1978), a radiação solar serve também como fonte de calor para uma bomba de calor. Podendo ser feito dois métodos para se aproveitar essa radiação. No primeiro, os tubos do evaporador ficam em contato direto com as placas pretas do coletor solar. No segundo método o sol aquece a água de um coletor solar, que é depois aproveitada como fonte de calor para a bomba de calor. Neste segundo método é possível produzir e armazenar essa água quente durante o dia de sol e a noite usar esse calor como fonte aquecida para a bomba.

2.7.1 Rejeição de Calor no Condensador

Segundo Stoecker e Jabardo (1994) a capacidade de refrigeração de um evaporador esta relacionada diretamente com a capacidade de rejeição de calor do condensador, essa relação é denominada de Relação de Rejeição de Calor, RRC. A relação de rejeição de calor depende das temperaturas de evaporação e de condensação, além do tipo de compressor e dos dispositivos auxiliares de remoção de calor. Em situações mais simples de operação, onde são usados refrigerantes halogenados (R-12, R-22, por exemplo), a taxa de remoção de calor no condensador deve ser igual a capacidade de refrigeração do sistema mais a potência de compressão. Sendo assim, a relação de rejeição de calor pode ser determinada pelo catálogo do fabricante de compressores, de acordo com a seguinte relação:

$$RRC = (Q_f + P_c) \cdot Q_f^{-1} \quad (5)$$

Q_f = Capacidade frigorífica (kW);

P_c = Potência ativa consumida pelo compressor (kW);

A RRC pode ser considerada como o coeficiente de desempenho para um ciclo calorífico, pois essa rejeição do calor nada mais é que o calor removido do meio a baixa temperatura somado à energia líquida necessária para operar o ciclo. Esse cálculo também pode ser feito com a seguinte equação (6).

$$HPPF = COP + 1 \quad (6)$$

2.7.2 Propriedade Física dos Fluídos Refrigerantes

Segundo Stoecker e Jabardo (2002) as temperaturas limites de evaporação e condensação, constituem os parâmetros que determinam o tipo de refrigerante da instalação. Refrigerantes de baixa temperatura crítica e, portanto de reduzida temperatura de ebulição normal, devem ser utilizados em aplicações de baixa temperatura de evaporação. No caso de uma temperatura crítica em torno da temperatura ambiente, a possibilidade de condições operacionais próximas das críticas tornaria o refrigerante inadequado para ciclos normais, em virtude do

reduzido COP resultante e das elevadas pressões de condensação. Entretanto o mesmo refrigerante seria adequado para aplicações de baixa temperatura de evaporação (inferiores a -50°C). Por outro lado, refrigerantes de elevada temperatura crítica são adequados para aplicações de alta temperatura de evaporação, como as bombas de calor para aquecimento de água, por exemplo. Desta forma podemos agrupar os refrigerantes em três faixas de temperatura, baixa, média e alta, sendo enquadradas nesta faixa, por exemplo, os refrigerantes R-13 e R-23 na faixa de baixa temperatura, R-12 e R-22 na média e R-11 e R-123 na alta temperatura.

A Tabela 02 apresenta algumas propriedades físicas de alguns refrigerantes.

Tabela 02 – Propriedades físicas de alguns refrigerantes. Extraído de: Stoecker e Jabardo, 2002, p277

Refrig.	Massa Molecular	Temp. Crítica ($^{\circ}\text{C}$)	Pressão Crítica (kPa)	Ponto normal de ebulição ($^{\circ}\text{C}$)	h_{lv} (kJ/kmol) Pressão normal	Ponto de fusão ($^{\circ}\text{C}$)
R-11	137,38	198,0	4.406	23,8	24.768	-111
R-12	120,9	112,0	4.113	-29,8	19.982	-158
R-13	104,5	28,80	3.865	-81,4	15.515	-181
R-22	86,48	96,00	4.974	-40,8	20.207	-160
R-23	70,02	25,60	4.833	-82,1	17.039	-155
R-32	52,02	78,40	5.830	-51,7	19.834	-136
R-113	187,39	214,1	3.437	47,6	27.513	-35
R-123	152,9	183,8	3.674	+27,9	26.005	-107
R-135	120,0	66,30	3.631	-48,6	19.276	-103
R-134a	102,3	101,1	4.067	-26,2	22.160	-96,6
R-152	66,05	113,5	4.492	-25,0	21.039	-117
R-401A*	94,44	108,0	4.604	-33,1	21.457	-
R-402A*	101,6	75,50	4.135	-49,2	19.721	-
R-404A*	97,6	72,15	3.735	-46,55	19.555	-
R-407C*	86,2	86,79	4.597	-43,9	21.486	-
R-409A*	97,04	107,0	4.600	-34,2	21.525	-
R-410A*	72,58	72,13	4.925	-51,54	19.718	-
R-500	99,31	105,5	4.423	-33,5	19.975	-159
R-502	111,6	82,20	4.075	-45,5	19.258	-
R-507A	98,86	70,74	3.714	-47,1	19.408	-
R-170	30,07	32,20	4.891	-88,8	14.645	-183
R-290	44,10	96,70	4.284	-42,1	18.669	-188
R-600	58,13	152,0	3.794	-0,50	22.425	-139
R-600a	58,13	135,0	3.645	-11,7	21.174	-160
R-717	17,03	133,0	11.417	-33,3	23.343	-77,7
R-718	18,02	374,0	22.064	100	40.664	0
R-744	44,01	31,1	7.372	-88,1	17.006	-

(*) A temperatura de ebulição normal das misturas não azeotrópicas corresponde aquela de formação da primeira bolha de vapor à pressão atmosférica normal.

2.7.3 Tipos de Compressores e suas Características

Conforme Portal da Refrigeração (2011) o tipo de compressor utilizado em um sistema depende da capacidade e do seu uso. Independente do tipo ou aparência de compressor sua função é a mesma, bombear calor, elevando a temperatura e pressão do gás refrigerante. Os principais tipos de compressores utilizados atualmente são: alternativo, rotativo e scroll, sendo todos eles construídos hermeticamente, onde o elemento compressor fica junto ao motor elétrico dentro de uma carcaça lacrada. Neste sistema hermético o fluido refrigerante entra em contato com o enrolamento do motor, fazendo seu resfriamento. A lubrificação do sistema é feita através do óleo que fica na parte inferior interna da carcaça lacrada, e sobe para as partes moveis através de orifícios internos de seu mecanismo.

Compressor alternativo: tem um pistão acoplado a um eixo excêntrico que exerce movimentos alternativos dentro de um cilindro, nesse movimento ele comprime e succiona o gás refrigerante. Sua utilização atualmente se restringe a sistemas de pequena capacidade, como geladeiras e pequenas câmaras frias, dentre outros, mas gradativamente vai sendo substituído pelo rotativo, mais econômico e silencioso.

Compressor rotativo: tem um rotor excêntrico que gira dentro de um cilindro O compressor do tipo rotativo possui dimensão compacta, baixo nível de ruído, maior eficiência e quando comparado com o compressor do tipo alternativo. A sucção e a compressão do fluido refrigerante ocorrem ao mesmo tempo.

Compressor scroll: tem duas partes separadas de forma espiral. Uma permanece fixa enquanto a outra gira contra ela. O fluido refrigerante é succionado na orla da espiral móvel e comprimida no centro da espiral fixa. O compressor scroll em média é 5% a 10% mais eficiente que um compressor recíproco de igual capacidade; não possui válvulas, sendo extremamente resistente a golpes de líquido; possui 64% menos partes móveis que um compressor recíproco de igual capacidade; operação extremamente suave e silenciosa, comparável à de um compressor centrífugo; baixa variação de torque, o que proporciona um aumento na vida útil do motor, reduzindo a sua vibração.

Segundo Stoecker e Jabardo (2002) os compressores além de serem limitados a sua capacidade volumétrica de construção, têm outra limitação de sua capacidade quando trabalham com temperaturas de condensação e evaporação

além dos limites dimensionados. Quando há uma alta elevação da temperatura do condensador, devido a elevação da temperatura da fonte de calor no evaporador, há uma diminuição na capacidade de resfriamento do próprio evaporador. Essa condição é explicada pela redução do rendimento volumétrico, diminuindo a vazão do refrigerante. Por isso o sistema de resfriamento do condensador deve ser dimensionado de forma adequada para cada aplicação, bem como o evaporador do sistema deve atuar dentro de seu limite de capacidade.

2.7.4 Desempenho das bombas de calor

As bombas de calor são caracterizadas por um coeficiente de desempenho bastante satisfatório, variando entre 2 e 3. Isso se deve ao fato delas trabalharem com o deslocamento de calor e não com geração de calor, como ocorre com as resistências elétricas, que tem um índice de eficiência abaixo de 1.

Santos (2007) utilizando-se de uma bomba de calor ar/ar para secagem de café obteve os coeficiente de desempenho entre 2,30 e 2,50.

Pacco (2008) utilizando uma bomba de calor no resfriamento e secagem de tomate alcançou um coeficiente de desempenho, no condensador, de 3,467 a 2,397, sendo essa variação decrescente ocasionada pela elevação da temperatura do próprio condensador de 35 para 76,6°C. No evaporador da mesma bomba de calor ele obteve um COP de 2,186 a 1,348, tendo esse decréscimo em virtude da diminuição da temperatura ambiente no evaporador, de 20 a 2°C.

Li e Yang (2010), analisando um protótipo de bomba de calor com assistência solar, concluíram que o coeficiente de desempenho para aquele protótipo atingiu um índice de 2,98, sendo que o mesmo protótipo sem o aquecimento assistido atingiu um coeficiente de desempenho igual a 2,40.

O coeficiente de desempenho de uma bomba de calor é diretamente influenciado pelas temperaturas que atingem seu evaporador e condensador. Segundo Stoecker e Jabardo (2002), o coeficiente de desempenho é mais afetado pela elevação de um grau na temperatura de evaporação do que a redução correspondente na temperatura de condensação.

3. MATERIAL E MÉTODOS

3.1 LOCAL DO EXPERIMENTO

A pesquisa foi realizada na Estação Experimental Agro-meteorológica da Universidade Estadual do Oeste do Paraná, Campus de Cascavel, a uma Latitude 24°59' Sul, Longitude de 53°26' Oeste e altitude de 682 m, no período de junho a julho de 2011.

3.2 METODOLOGIA GERAL

Este estudo consistiu na montagem de dois protótipos capazes de reproduzir condições adequadas de temperatura e velocidade de vento para o aquecimento de um aviário de corte. Ambos os protótipos foram montados a partir de sistemas de aquecimento distintos, porém movidos com o mesmo tipo de energia, a energia elétrica.

O primeiro protótipo, chamado protótipo 1, foi montado a partir de uma bomba de calor ar/ar, que não gera calor a partir da eletricidade e sim move o calor de uma fonte (ar) para um outro meio (ar).

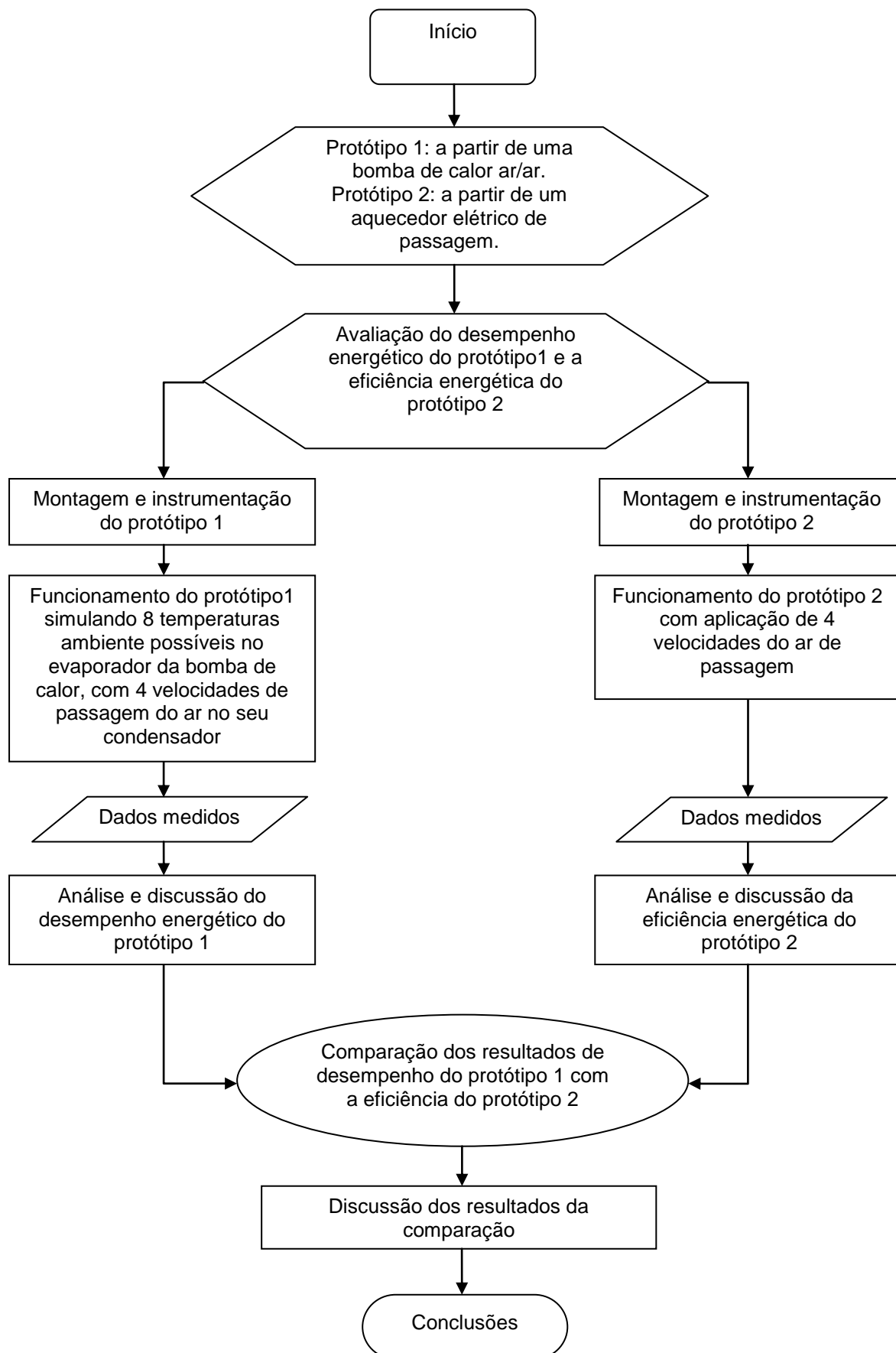
O segundo protótipo, chamado protótipo 2, foi montado a partir de um aquecedor elétrico de passagem, que tem a característica de transformar diretamente a energia elétrica em energia calorífica.

Para uma maior igualdade potencial entre os dois protótipos, foi escolhida, para o protótipo 1, uma bomba de calor com potência elétrica próxima da potência elétrica do aquecedor elétrico de passagem, utilizado no protótipo 2.

A construção dos dutos de passagem de ar foram igualmente montadas nos dois protótipos.

A única diferença entre os dois sistemas, foi que no protótipo 1, foram simuladas oito possíveis condições climáticas externa à um aviário, o que no protótipo 2 não foi necessário devido a sua característica de funcionamento. No entanto esta distinção entre os dois protótipos não impediu de compará-los energeticamente, apenas possibilitou uma maior amplitude a análise posterior dos dados.

3.3 FLUXOGRAMA GERAL DO EXPERIMENTO



3.4 PROTÓTIPO 01 – BOMBA DE CALOR AR/AR

3.4.1 Montagem do Protótipo 1

O protótipo 1 foi montado a partir de uma bomba de calor conhecida comercialmente como unidade de refrigeração Mini Plug-in de Teto, marca Elgin, modelo PTM 2035 (Figura 05), com capacidade frigorífica de 960 kcal.h^{-1} ($-5^{\circ}\text{C}/+ 35^{\circ}\text{C}$), compressor hermético tipo alternativo, fluido refrigerante R-22 e consumo elétrico de $690\text{W}/220\text{V}$, segundo o fabricante. Nesse consumo estão inclusos os dois micro-ventiladores e o compressor.



Figura 05 – Mini Plug-in - PTM 2035 (bomba de calor).

Além do Mini Plug-in (bomba de calor), o protótipo 1 contou também com os seguintes elementos adicionais:

- Uma caixa térmica metálica com capacidade volumétrica de 400 litros, montada sob a bomba de calor, ficando assim o evaporador da bomba inserido nesta caixa;

- Um conjunto de resistências elétricas com potência de 3300W , instalado na parte inferior do interior da caixa térmica, acionado através de um controlador digital do tipo proporcional;

- Placas de isopor de $1,5\text{mm}$ de espessura, utilizadas para isolar termicamente a parte inferior da bomba de calor, da parte superior da bomba. Sendo nessa parte superior, construído um túnel de vento, que envolvia o condensador, com $1,20\text{m}$ de comprimento e área de passagem do vento de $0,08451\text{m}^2$;

- Um micro-ventilador, com potência ativa de 42W , instalado na entrada do túnel de vento, junto ao condensador da bomba de calor;

A Figura 06 ilustra o protótipo 1 montado com seus elementos adicionais.

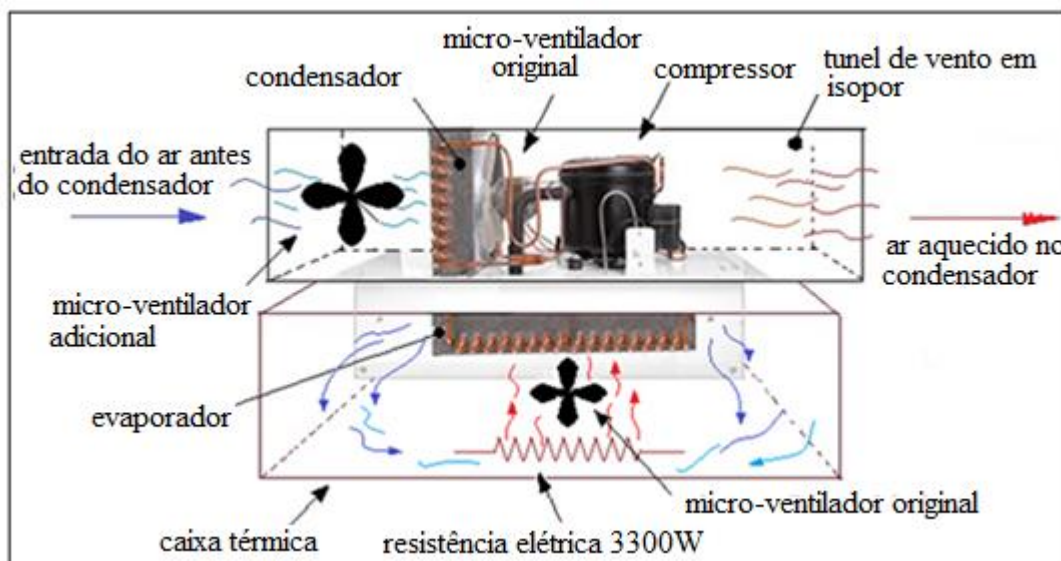


Figura 06 – Protótipo 1 montado a partir de uma bomba de calor.

3.4.2 Funcionamento do Protótipo 1

Para simular possíveis condições climáticas externas à um aviário, foram aplicadas oito temperaturas diferentes no interior da caixa térmica, sendo: $-3,0^{\circ}\text{C}$, $0,0^{\circ}\text{C}$, $5,0^{\circ}\text{C}$, 10°C , 15°C , 20°C , 25°C e 30°C . No entanto para atingir com exatidão cada uma dessas temperaturas, foi necessário a adoção de um conjunto de resistências elétricas com 3300W , instalado conforme Figura 06. Pois com o protótipo em funcionamento, a medida que o tempo passava o evaporador da bomba ia transferindo o calor interno da caixa para seu condensador, fazendo diminuir a temperatura no interior da caixa térmica, o que já era esperado, assim, para atingir as oito temperatura estabelecidas, um controlador do tipo proporcional atuava no conjunto de resistências elétricas automaticamente, fazendo com que a temperatura escolhida no controlador fosse alcançada e estabilizada no valor desejado. A bomba de calor atuou em cada uma das oito temperaturas durante 30 minutos, tempo necessário para o equilíbrio do ciclo termodinâmico, conforme metodologia de Halász (1984) em experimentos com bombas de calor. Após esse tempo de 30 minutos foram coletados os dados durante 5 minutos, para cada temperatura estipulada.

Essas temperaturas simularam situações possíveis, na qual o evaporador da bomba de calor poderia sofrer em caso de aplicação real deste sistema. Essas

temperaturas foram escolhidas com base nas temperaturas médias de inverno, mínimas e máximas já registradas no sul do País.

Além das temperaturas simuladas no interior da caixa térmica, também foram aplicadas quatro velocidades do ar no túnel de vento: $0,60\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$, $1,20\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$, $1,80\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ e $2,10\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$, sendo esse ar responsável por conduzir o calor do condensador da bomba para fora do túnel de vento, conforme as Figuras 06, 07 e 08. Essas velocidades foram alcançadas alterando de forma combinada as tensões aplicadas aos dois micro-ventiladores, o original da bomba de calor e o adicional, sendo os dois instalados próximos ao condensador, no túnel de vento, conforme Figura 06.



Figura 07 – Lado da saída do túnel de vento.



Figura 08 – Lado da entrada do túnel de vento.

Para cada uma das quatro velocidades do ar aplicadas no túnel de vento do condensador, foram simuladas oito condições possíveis de temperaturas ambientais no evaporador da bomba de calor, conforme proposto.

A temperatura do ar antes de entrar no túnel de vento não sofreu alterações propositalmente, permanecendo sempre em torno de 22°C , que era a temperatura do ambiente fora da caixa térmica, durante os dias da pesquisa.

3.4.3 Coleta de Dados do Protótipo 1

Para a aquisição de dados adotou-se um micrologger da Campbell Scientific-Inc, modelo CR10X, programado para realizar uma leitura por segundo de cada canal e armazenar a média aritmética de 5 minutos. Os dados medidos e registrados no micrologger foram três; a temperatura do ar na entrada do túnel de vento, antes de atravessar o radiador do condensador (T_{ec}); a temperatura do ar na saída do

túnel de vento, depois de atravessar o condensador (T_{sc}); e as temperaturas do ar ambiente dentro da caixa térmica onde ficava o evaporador da bomba de calor (T_{ae}).

As três temperaturas foram medidas com sensores termopar do tipo T. A Figura 09 ilustra o posicionamento dos termopares no protótipo 1.

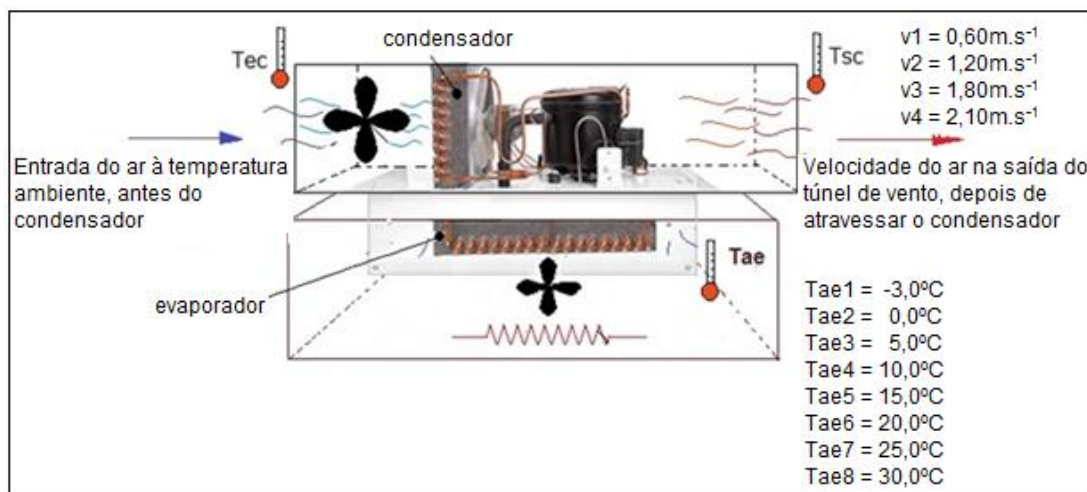


Figura 09 – Posição dos sensores para medida das variáveis do processo.

A potência ativa consumida pelo protótipo 1 foi medida através de um analisador de energia, marca IMS, modelo Smart Meter T. A aplicação de diferentes velocidades do ar na entrada do túnel de vento, alterou sensivelmente o consumo de potência ativa entre cada velocidade adotada.

A potência do conjunto de resistências elétricas de 3300W instalado no interior da caixa térmica não foi contabilizada na pesquisa, pois esse conjunto serviu exclusivamente para auxiliar na aplicação de diferentes temperaturas no evaporador da bomba de calor.

A velocidade do ar na saída do túnel de vento, que atravessava o radiador do condensador, foi medida através de um Anemômetro digital, Instrutherm AD-250.

Conforme objetivo específico da pesquisa, para determinar o coeficiente de desempenho do protótipo coletou-se somente dados para satisfazer as equações (2), (3) e (4), sendo calculado na equação (2), o fluxo de massa do ar a partir da densidade do ar à 22°C , da velocidade do ar de passagem pelo condensador e da área de saída deste ar de passagem. Na equação (3) foi calculada a capacidade calorífica da bomba de calor através do fluxo de massa do ar, do calor específico do ar à 22°C e do gradiente de temperatura entre a entrada e a saída do ar de passagem pelo condensador. Para a equação (4), que resulta no coeficiente de desempenho do protótipo 1, foi utilizado o resultado da equação (3) dividida pela

energia ativa consumida no funcionamento do protótipo, que incluía todos os elementos elétricos necessários na operação do sistema.

Na tabela 03 são apresentadas de forma geral todas as propriedades físicas variáveis medidas e também as propriedades de valor fixo adotadas para o protótipo 1, também consta nesta tabela alguns dados dos instrumentos utilizados na medição das grandezas.

Tabela 03 – Propriedades físicas medidas e atribuídas para o protótipo 1

Propriedade física do processo	Siglas adotada	Função da propriedade física	Sensores	Instrumentos	Valores
Temperatura (°C)	T_{ec}	Representa a temperatura do ar na entrada do túnel de vento, antes do ar passar pelo condensador da bomba de calor.	Termopar tipo T	Micrologger Campbell Scientific-Inc, CR10X.	Resultado apresentado na tabela 05.
Temperatura (°C)	T_{sc}	Representa a temperatura do ar na saída do túnel de vento, após ter passado pelo condensador.	Termopar tipo T	Micrologger Campbell Scientific-Inc, CR10X.	Resultado apresentado na tabela 05.
Temperatura (°C)	T_{ae}	Representa a temperatura no interior da caixa térmica, junto ao evaporador. Essa temperatura representa o clima ambiente fora de um aviário, onde ficaria instalado o evaporador em uma aplicação real.	Termopar tipo T	Micrologger Campbell Scientific-Inc, CR10X.	$T_{ae1}=-3,0$ $T_{ae2}=0,00$ $T_{ae3}=5,00$ $T_{ae4}=10,0$ $T_{ae5}=15,0$ $T_{ae6}=20,0$ $T_{ae7}=25,0$ $T_{ae8}=30,0$
Velocidade do ar (m.s ⁻¹)	v	Velocidade do ar medida na saída do túnel de vento para o cálculo do fluxo de massa do ar, equação (2).	-	Anemômetro digital, Instrutherm modelo AD-250.	$v_1=0,60$ $v_2=1,20$ $v_3=1,80$ $v_4=2,10$
Densidade do ar (kg.m ⁻³)	φ	Índice integrante da equação (2), para o cálculo do fluxo de massa do ar.	-	-	1,195 Para uma temperatura de 22°C da entrada do túnel.
Área de saída do ar (m ²)	A_1	Área, aplicada na equação (2), para o cálculo do fluxo de massa do ar.	-	-	0,08451
Calor específico do ar (kJ.kg ⁻¹ .°C ⁻¹)	c_{pa}	Índice integrante da equação (3) para o cálculo da capacidade calorífica do protótipo 1.	-	-	1,004 Para uma temperatura de 22°C da entrada do túnel.
Potência ativa consumida (kW)	P	A potencia ativa total consumida pelo protótipo 1, medida em cada uma das quatro velocidades de ar aplicada.	-	Analizador de energia IMS Smart Meter T.	$P_{1.1}=0,672$ $P_{1.2}=0,690$ $P_{1.3}=0,715$ $P_{1.4}=0,733$

3.5 PROTÓTIPO 2 - AQUECEDOR ELÉTRICO DE PASSAGEM

3.5.1 Montagem do Protótipo 2

O protótipo 2 foi montado a partir de um aquecedor elétrico de passagem, marca Nilko, potência de 750W em 127V, segundo o fabricante. Esse aquecedor é constituído basicamente de um micro-ventilador e uma resistência elétrica. Além do aquecedor elétrico, o protótipo contou com os seguintes elementos adicionais:

- um duto de 1,20m de comprimento, feito em isopor de 1,5mm de espessura, com área transversal para passagem do ar de $0,08451\text{m}^2$.

- um micro-ventilador com potência ativa de 42W, instalado na entrada do túnel de vento, junto ao aquecedor e seu micro-ventilador original.

A Figura 10 ilustra o protótipo 2 montado e instrumentado, de forma geral.

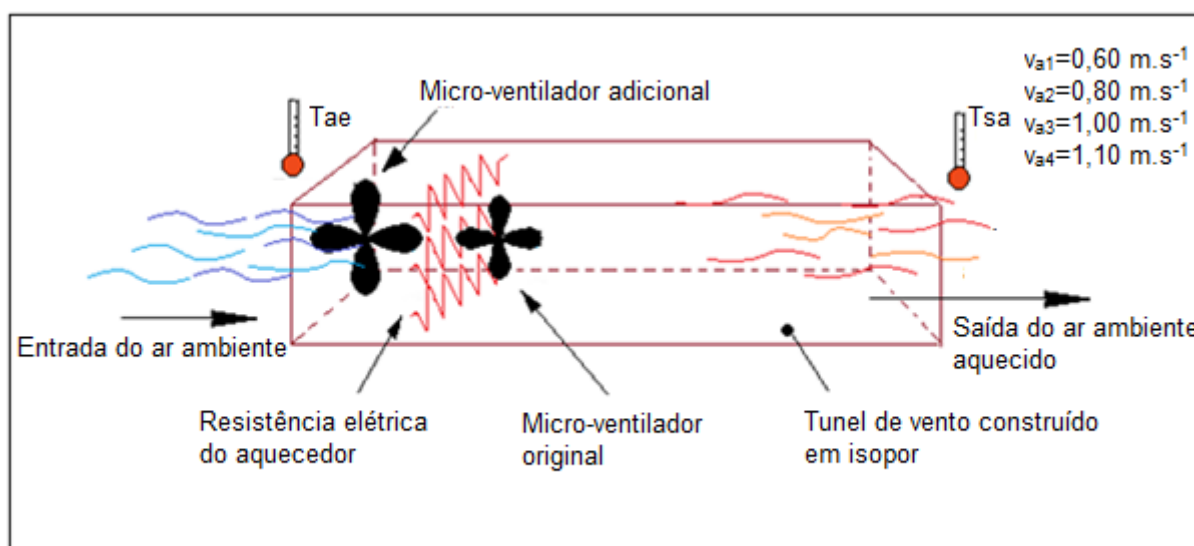


Figura 10 – Protótipo 2 montado a partir de um aquecedor elétrico de passagem.

3.5.2 Funcionamento do Protótipo 2

O funcionamento do protótipo 2 se deu de forma mais simples, pois se tratava de um protótipo montado a partir de um aquecedor elétrico, que tem como característica transformar a energia elétrica diretamente em energia calorífica. Foram aplicadas quatro velocidades do ar de passagem pelo aquecedor. Sendo essas velocidades alcançadas com a utilização combinada de dois micro-ventiladores, conforme Figura 10. As velocidades do ar aplicadas no túnel de vento

para retirar o calor gerado pela resistência elétrica foram de: $v_{a1}=0,60\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$, $v_{a2}=0,80\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$, $v_{a3}=1,00\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ e $v_{a4}=1,10\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$.

3.5.3 Coleta de Dados do Protótipo 2

Para a aquisição de dados de temperatura do protótipo 2 adotou-se o mesmo micrologger utilizado no protótipo 1, inclusive a mesma programação, com a diferença que para o protótipo 2 utilizou-se apenas dois sensores termopar tipo T, um na entrada do túnel de vento, antes de passar pela resistência elétrica, denominado de T_{ea} e o outro na saída do túnel de vento, denominado de T_{sa} .

Tanto a potência ativa consumida pelo protótipo 2 quanto a velocidade do ar no túnel de vento, também foram medidos com os mesmos instrumentos utilizados no protótipo 1.

A Figura 10 ilustra o posicionamento dos sensores no protótipo, onde foram feitas as medidas das quatro velocidades do ar no túnel de vento.

Conforme objetivo específico da pesquisa, para a determinação da eficiência elétrica deste protótipo coletou-se somente dados que satisfaziam as equações (2), (3) e (7), sendo calculado na equação (2), o fluxo de massa do ar a partir da densidade do ar à 22°C , a velocidade do ar de passagem pela resistência e a área da saídas deste ar de passagem. Na equação (3) foi calculada a capacidade calorífica do aquecedor elétrico através do fluxo de massa do ar, do calor específico do ar à 22°C e do gradiente de temperatura entre a entrada e saída do ar de passagem pelo resistor elétrico. Para a equação (7), que resulta na eficiência do protótipo 2, foi utilizado o resultado da equação (3) dividida pela energia elétrica ativa consumida para o pleno funcionamento do protótipo, o que incluía todos os elementos elétricos, como ventiladores e a própria resistência elétrica de aquecimento.

A Tabela 04 é apresentada conforme a Tabela 3, com a medida das propriedades físicas variáveis e das propriedades físicas de valor fixo para o protótipo 2, também estão apresentados as principais informações sobre os instrumentos utilizados e seus sensores para tais medidas.

Tabela 04 – Propriedades físicas medidas e atribuídas para o protótipo 2

Propriedade física do processo	Siglas adotada	Função da propriedade física	Sensores	Instrumentos	Valores
Temperatura (°C)	T_{ea}	Representa a temperatura do ar na entrada do túnel de vento, antes do ar passar pelo aquecedor elétrico.	Termopar tipo T	Micrologger Campbell Scientific-Inc, CR10X.	Resultado apresentado na tabela 07.
Temperatura (°C)	T_{sa}	Representa a temperatura do ar na saída do túnel de vento, após ter passado pelo aquecedor elétrico.	Termopar tipo T	Micrologger Campbell Scientific-Inc, CR10X.	Resultado apresentado na tabela 07.
Velocidade do ar (m.s ⁻¹)	v	Velocidade do ar medida na saída do túnel de vento para o cálculo do fluxo de massa do ar, equação (2).	-	Anemômetro digital, Instrutherm modelo AD-250.	$v_{a1}=0,60$ $v_{a2}=0,80$ $v_{a3}=1,00$ $v_{a4}=1,10$
Densidade do ar (kg.m ⁻³)	ρ	Índice integrante da equação (2), para o cálculo do fluxo de massa do ar.	-	-	1,195 Para uma temperatura de 22°C da entrada do túnel.
Área de saída do ar (m ²)	A_2	Área, aplicada na equação (2), para o cálculo do fluxo de massa do ar.	-	-	0,08451
Calor específico do ar (kJ.kg ⁻¹ .°C ⁻¹)	c_{pa}	Índice integrante da equação (3) para o cálculo da capacidade calorífica do protótipo 2.	-	-	1,004 Para uma temperatura de 22°C da entrada do túnel.
Potência ativa consumida (kW)	P	A potência ativa total consumida pelo protótipo 2, medida em cada uma das quatro velocidades de ar aplicada.	-	Analizador de energia IMS Smart Meter T.	$P_{2.1}=0,846$ $P_{2.2}=0,866$ $P_{2.3}=0,866$ $P_{2.4}=0,887$

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 PROTÓTIPO 1

Para o protótipo 1, montado a partir de uma bomba de calor foram aplicadas oito temperaturas diferentes em seu evaporador e quatro velocidades do ar de passagem em seu condensador. A partir destas condições e da metodologia proposta foram alcançados os resultados. As médias das temperaturas medidas bem como o calor médio gerado pelo protótipo e seu coeficiente de desempenho, estão apresentados na Tabela 05.

Tabela 05 – Dados do protótipo 1 a partir das oito temperaturas aplicadas no evaporador em função das quatro velocidades de ar no condensador

		Temperatura do ar no evaporador da bomba de calor - T_{ae} (°C)							
		-3	0	5	10	15	20	25	30
v_1 ($m.s^{-1}$)	T_{ec1} (°C)	21,1	21,7	21,9	22,1	22,1	22,3	22,8	22,5
	T_{sc1} (°C)	34,8	35,5	36,9	39,0	40,3	42,5	44,7	46,0
	$\Delta T_{1.1}$ (°C)	13,7	13,8	15,0	16,9	18,2	20,2	22,0	23,5
	$Q_{1.1}$ (kW)	0,823	0,833	0,904	1,018	1,098	1,218	1,323	1,416
	HPPF	1,22	1,24	1,34	1,51	1,63	1,81	1,97	2,11
v_2 ($m.s^{-1}$)	T_{ec2} (°C)	22,6	22,2	22,8	22,8	23,0	23,0	23,2	23,1
	T_{sc2} (°C)	31,9	31,8	33,0	34,0	35,1	35,8	36,4	37,0
	$\Delta T_{1.2}$ (°C)	9,3	9,6	10,3	11,3	12,1	12,8	13,2	13,8
	$Q_{1.2}$ (kW)	1,122	1,151	1,238	1,357	1,462	1,547	1,595	1,667
	HPPF	1,63	1,67	1,79	1,97	2,12	2,24	2,31	2,42
v_3 ($m.s^{-1}$)	T_{ec3} (°C)	22,9	22,9	22,4	22,6	22,3	22,6	22,4	22,8
	T_{sc3} (°C)	29,8	29,9	30,5	31,1	31,3	32,0	32,5	32,9
	$\Delta T_{1.3}$ (°C)	7,0	7,0	8,1	8,5	9,1	9,4	9,9	10,1
	$Q_{1.3}$ (kW)	1,273	1,284	1,472	1,551	1,656	1,712	1,815	1,843
	HPPF	1,78	1,80	2,06	2,17	2,32	2,39	2,54	2,58
v_4 ($m.s^{-1}$)	T_{ec4} (°C)	22,7	22,4	22,7	22,8	23,0	23,1	23,1	23,2
	T_{sc4} (°C)	28,0	27,8	28,4	28,8	29,1	29,5	29,5	30,1
	$\Delta T_{1.4}$ (°C)	5,3	5,4	5,7	6,0	6,1	6,4	6,5	6,9
	$Q_{1.4}$ (kW)	1,132	1,144	1,200	1,264	1,292	1,352	1,370	1,469
	HPPF	1,54	1,56	1,64	1,72	1,76	1,84	1,87	2,00

As temperaturas na entrada do túnel de vento (T_{ec}) são as temperaturas do ambiente no dia da pesquisa, as quais se mantiveram próximas a 22°C , ao contrário das temperaturas no interior da caixa térmica (T_{ae}), junto ao evaporador da bomba. Essa temperatura do ar na entrada do túnel de vento não sofreu intervenções propositais, pois se entende que numa aplicação real em aviário, o condensador estaria dentro do aviário, tendo como ar de passagem em seu condensador o ar recirculante do próprio aviário, sendo esse já pré-aquecido, independente da temperatura externa deste galpão avícola.

Observou-se que um aumento da temperatura no evaporador da bomba de calor do protótipo, também conhecida como a temperatura da fonte de calor, proporcionou um acréscimo na temperatura do calor rejeitado no condensador da bomba, calor esse medido na saída do túnel de vento. Essa relação entre o aumento da temperatura do calor rejeitado em função da temperatura da fonte de calor é característico das bombas de calor, pois conforme Halász (1984), as bombas de calor têm seu princípio de aplicação relacionado a uma fonte de calor e um meio para aquecer. Uma fonte de calor ideal para bombas de calor tem uma temperatura alta e estável.

Essa constatação de Halász (1984) foi observada nos resultados apresentados na Tabela 05, que também mostram que toda a energia calorífica bombeada da fonte de calor (evaporador) para o rejeito (condensador) depende não apenas das condições de calor dos meios, mas também da construção da máquina, pois foi verificado também que a maior energia bombeada do evaporador para o condensador foi alcançada quando se aplicou uma velocidade de $1,8\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ no ar de passagem pelo condensador, no túnel de vento, ar este utilizado para remover o calor rejeitado pelo condensador. Essa velocidade de ar aplicada demonstra que para se alcançar uma maior quantidade de energia no condensador de uma bomba de calor, não basta apenas se ter uma alta temperatura na fonte de calor, mas também um conjunto de elementos da máquina capaz de escoar o calor bombeado de forma compatível com sua quantidade disponível na fonte.

Outra característica observada neste protótipo através da Tabela 05, é que seu valor de temperatura alcançado na saída do túnel de vento, que é o calor útil na aplicação proposta, variou de forma a satisfazer um aquecimento de aviário de corte, pois quanto menor a idade da ave maior é sua necessidade de temperatura e menor é a sua necessidade de ventilação, sendo assim a bomba de calor demonstrou ser

adequada para tal aplicação, pois conforme a Tabela 05, quanto menor foi a velocidade do ar na entrada do túnel de vento, maior foi a temperatura alcançada na sua saída. Esta condição não leva em consideração o coeficiente de desempenho do protótipo.

A Figura 11 apresenta o diferencial de temperatura entre a entrada e saída do ar no túnel de vento em função das temperaturas aplicadas no evaporador da bomba de calor do protótipo (T_{ae}), para as quatro velocidades do ar de passagem.

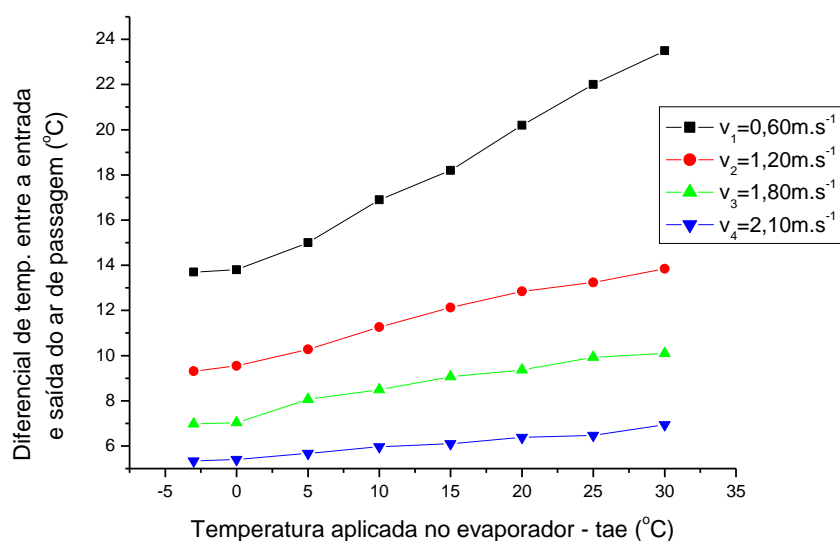


Figura 11 – Diferença de temperatura entre a entrada e saída do ar no túnel de vento em função das temperaturas T_{ae} .

Apesar de o melhor coeficiente de desempenho geral do protótipo ser alcançado com a velocidade de $1,80 \text{ m.s}^{-1}$ no túnel de vento, a maior temperatura absoluta foi alcançada na velocidade de $0,60 \text{ m.s}^{-1}$, que por sua vez, foi a que proporcionou o menor coeficiente de desempenho para o protótipo. Essa diferença de temperatura gerada pelo protótipo representa a temperatura útil aplicável em um aviário, sendo que esse calor dependerá da idade do frango e da temperatura do ambiente interno do aviário.

Como citado anteriormente, esse comportamento do coeficiente de desempenho em função da velocidade do ar coincide com as reais necessidades do aquecimento de aviários de corte, pois o frango de corte, desde sua fase inicial, necessita de um aquecimento inversamente proporcional a velocidade de vento em sua cama. Sendo esse comportamento do protótipo adequado para o conforto térmico avícola, pois segundo Carvalho (2010) e Ronchi (2004) na fase inicial do

frango, indica-se uma velocidade mínima do ar abaixo de $0,35\text{m.s}^{-1}$, a uma temperatura em torno dos 33°C a 35°C , segundo Macari e Furlan (2001), além de que com o passar dos dias as aves necessitam de menor temperatura, menos 1°C a cada dois dias, segundo Nicholson et al. (2004) e maior ventilação, no máximo de $2,5\text{m.s}^{-1}$, segundo COBB (2008). Sendo assim, o protótipo se demonstrou oportuno como aquecedor de aviários, com a característica de ter seu desempenho melhorado a cada dia, em função do aumento da velocidade do ar e da menor necessidade de temperaturas elevadas em sua saída.

4.1.1 Desempenho Energético do Protótipo 1

O coeficiente de desempenho do protótipo apresentou índices diferentes para cada condição de temperatura aplicada no evaporador e para cada velocidade do ar no condensador. A Tabela 06 apresenta os resultados do coeficiente de desempenho obtidos conforme metodologia.

Tabela 06 – Coeficiente de desempenho (HPPF) em função da velocidade do ar (v) no condensador e das temperaturas (T_{ae}) no evaporador

		<i>Temperatura do ar no evaporador da bomba de calor - T_{ae} ($^{\circ}\text{C}$)</i>							
		-3	0	5	10	15	20	25	30
v (m.s^{-1})	<i>0,60</i>	1,22	1,24	1,34	1,51	1,63	1,81	1,97	2,11
	<i>1,20</i>	1,63	1,67	1,79	1,97	2,12	2,24	2,31	2,42
	<i>1,80</i>	1,78	1,80	2,06	2,17	2,32	2,39	2,54	2,58
	<i>2,10</i>	1,54	1,56	1,64	1,72	1,76	1,84	1,87	2,00

Observa-se uma variação do coeficiente de desempenho energético em função da variação da temperatura aplicada no interior da caixa térmica. Esse coeficiente de desempenho corresponde à relação entre a energia calorífica alcançada, em função da energia elétrica ativa utilizada para operar o sistema.

À medida que uma maior temperatura foi sendo inserida no interior da caixa térmica, junto ao evaporador da bomba, o coeficiente de desempenho foi se elevando. Da mesma forma, Pacco (2008) utilizando uma bomba de calor no resfriamento e secagem de tomate alcançou um coeficiente de desempenho, no condensador, de 2,40 a 3,47, tendo esse acréscimo em virtude do aumento da temperatura no evaporador da bomba, de 2 a 20°C . Santos (2007) utilizando-se de

uma bomba de calor ar/ar para secagem de café obteve os coeficiente de desempenho entre 2,30 e 2,50.

O coeficiente de desempenho alcançado pelo protótipo variou de 1,22 à 2,58, sendo 1,22 quando o protótipo foi submetido a uma temperatura de -3°C em seu evaporador, com uma velocidade de $0,60\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ do ar de passagem pelo seu condensador, e 2,58 alcançados quando submetido a uma temperatura de 30°C em seu evaporador para uma velocidade de $1,80\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ do ar de passagem pelo seu condensador.

O coeficiente de desempenho das bombas de calor é sensível as variações de temperatura tanto em seu condensador quanto em seu evaporador, no entanto, segundo Stoecker e Jabardo (2002), o coeficiente de desempenho é mais afetado pela elevação de um grau na temperatura de evaporação do que a redução correspondente na temperatura de condensação. Isso explica o reduzido valor do coeficiente de desempenho do protótipo quando submetido as baixas temperaturas em seu evaporador.

Esse coeficiente de desempenho alcançado pelo protótipo, quando comparado com o coeficiente de desempenho determinado por Pacco (2008) ou Santos (2007), em seus experimentos, pode ser entendido como baixo, no entanto devemos levar em consideração o tipo de bomba de calor utilizada no protótipo desta pesquisa, que foi uma bomba construída com compressor hermético de tipo alternativo, que conforme o Portal da Refrigeração (2011) tem uma eficiência de até 10% mais baixa em relação aos compressores herméticos do tipo rotativos ou scroll.

Para um melhor entendimento das variações do coeficiente de desempenho das bombas de calor em função das condições de temperaturas impostas, Halász (1984) explica que com o aumento na temperatura de evaporação, o compressor aspira maior vazão, porque a sua eficiência volumétrica aumenta, por causa da maior relação de pressão. Além disso, a alta temperatura no evaporador diminui o volume específico do vapor aspirado. Por causa destes dois efeitos, o fluxo de massa do fluido refrigerante aumenta consideravelmente, influenciando no coeficiente de desempenho. Na Figura 12 é possível visualizar a variação do coeficiente de desempenho da bomba de calor, em função das diferentes temperaturas aplicadas no interior da caixa térmica do protótipo, junto ao evaporador da bomba e em função das quatro velocidades do ar, aplicadas no condensador da mesma bomba de calor.

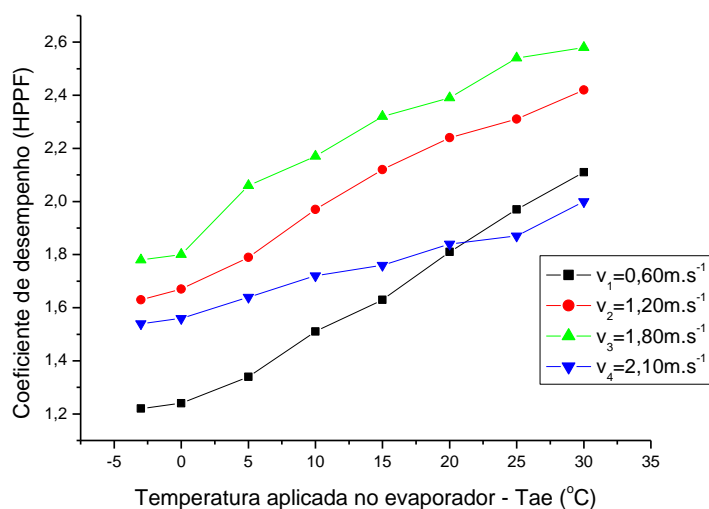


Figura 12 – Coeficiente de desempenho (HPPF) em função das temperaturas no evaporador (T_{ae}) para as quatro velocidades do ar no condensador.

Observa-se na Figura 12 que o maior coeficiente de desempenho deste protótipo ocorreu com a velocidade $v_3 = 1,80 \text{ m.s}^{-1}$ do ar de passagem pelo condensador. Conforme discussão anterior, esse melhor desempenho alcançado nesta faixa de velocidade se deve ao fato desta velocidade do ar e seu fluxo de massa serem mais compatíveis com a velocidade de dissipação do calor radiante do condensador da bomba.

A Figura 13 apresenta do coeficiente de desempenho para todas as oito temperaturas aplicadas no evaporador da bomba de calor (T_{ae}) em função das velocidades do ar de passagem no túnel de vento.

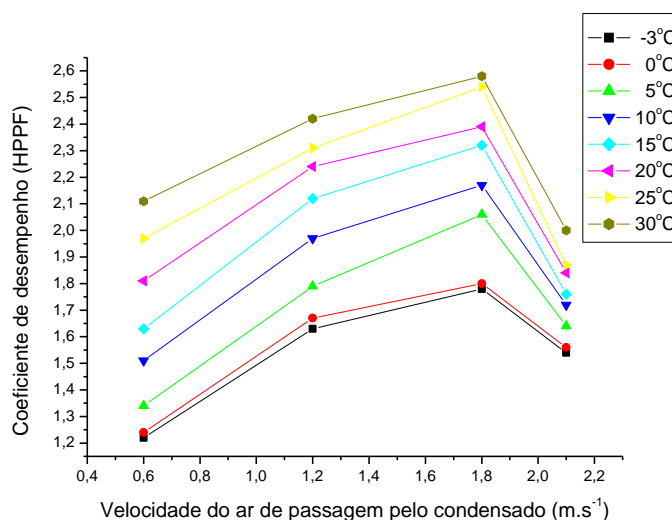


Figura 13 – Coeficiente de desempenho em função das velocidades do ar de passagem do ar pelo condensador, para as oito condições de T_{ae} .

O melhor desempenho do protótipo dentro de um limite de fluxo de ar se deve as características de construção da bomba de calor utilizada, pois segundo Stoecker e Jabardo (1994), a relação de rejeição de calor depende das temperaturas de evaporação e de condensação, além do tipo de compressor e dos dispositivos auxiliares de remoção de calor. Isso explica porque somente uma das velocidades, aplicada no túnel de vento, tem sido a velocidade de ar mais adequada com a capacidade de rejeição de calor no condensador.

Em relação a quantidade de energia calorífica fornecida pelo protótipo 1, esse alcançou um valor na ordem de 0,823kW, quando submeteu-se sua bomba de calor a uma temperatura de -3°C em seu evaporador, e uma velocidade do vento de $0,60\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ no seu condensador.

Considerando uma necessidade de temperatura em torno de 32°C para aves de até 7 dias e um fornecimento de calor suplementar de 4kcal ($0,004652\text{kW}$) por hora, por pintainho, segundo Conto (2003, citado por Funck e Fonseca, 2008, p.92), estima-se que esse calor de 0,823kW fornecido pelo protótipo mantém um lote de até 177 pintainhos nas condições de conforto determinadas, sem considerar as perdas de temperatura para o ambiente. Já o máximo calor fornecido pelo protótipo 1, dentro da temperatura de conforto térmico estabelecida, foi de 1.843kW, capaz de suprir um lote de até 396 pintainhos, confortavelmente. Essa capacidade foi alcançada quando submeteu-se a bomba de calor a uma temperatura de 30°C no evaporador e $1,80\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ de velocidade do vento no condensador da bomba de calor.

4.2 PROTÓTIPO 2

Diferente do protótipo 1, o protótipo 2 não foi submetido a oito temperaturas conforme foi no sistema anterior, já que o mesmo foi montado a partir de um aquecedor elétrico de passagem, cujo o processo de geração de calor se dá através da transformação da energia elétrica diretamente em energia calorífica, e não através do bombeamento de calor entre um ambiente e outro, como ocorre nas bombas de calor. No entanto, quatro velocidades do ar de passagem pela sua resistência foram aplicadas, com a temperatura na entrada do aquecedor com o mínimo de variação, que foi a temperatura ambiente no dia da pesquisa. Essa condição foi aplicada no protótipo 1, pois entende-se que em uma aplicação real o ar que entra no aquecedor é um ar re-circulado do interior do aviário. A partir destas

condições e da metodologia proposta foram alcançados os resultados que permitiram o cálculo da eficiência do protótipo (η). As médias das temperaturas medidas, bem como o calor médio gerado pelo protótipo e sua eficiência calculada, estão apresentadas na Tabela 07.

Tabela 07 – Dados médios do protótipo 2 em função das velocidades do ar de passagem

	T_{ea} (°C)	T_{sa} (°C)	ΔT_2 (°C)	Q_2 (kW)	η
V_{a1} ($m.s^{-1}$)	22,4	34,5	12,0	0,726	0,86
V_{a2} ($m.s^{-1}$)	22,5	32,8	10,3	0,834	0,96
V_{a3} ($m.s^{-1}$)	22,4	30,6	8,1	0,813	0,94
V_{a4} ($m.s^{-1}$)	22,5	29,7	7,2	0,802	0,90

As temperaturas máximas atingidas nesse protótipo, dentro do índice de conforto térmico, para aves de até 7 dias, foram alcançadas somente quando o protótipo foi submetido a velocidade do ar de passagem de 0,60 e 0,80 $m.s^{-1}$, no entanto, nota-se que apesar do valor da temperatura na saída do túnel de vento (T_{sa}) ter diminuído com o aumento da velocidade do ar de passagem, o calor gerado foi quase o mesmo. Essa condição ocorre porque o calor gerado pela resistência elétrica independe da velocidade do ar de passagem. O gráfico da Figura 14 apresenta o calor gerado (Q_2) em função das quatro velocidades do ar de passagem.

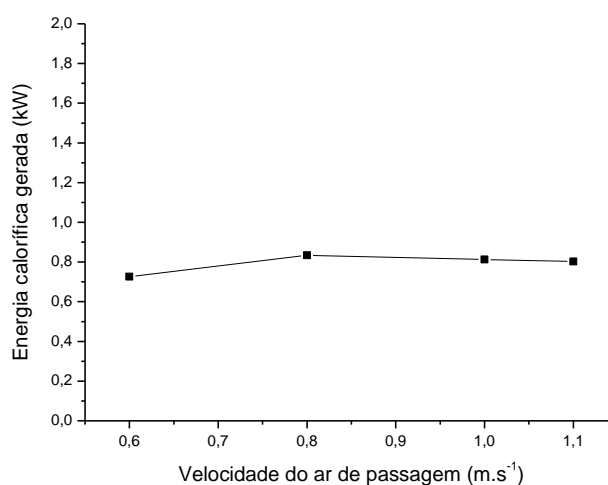


Figura 14 - Calor gerado pelo protótipo 2 (Q_2) em função das quatro velocidades do ar de passagem.

Na análise de conforto térmico para as aves de até de 7 dias, a temperatura e o calor suplementar necessários exigidos, são respectivamente 32°C aproximadamente e de 4kcal (0,004652kW) por hora, para cada ave, segundo Conto (2003, citado por Funck e Fonseca, 2008, p.92), o protótipo 2 alcançou a máxima quantidade de calor de 0,834kW quando submetido a uma velocidade de $0,80\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ do ar de passagem. Para essa condição alcançada, estimou-se suprir um lote de até 179 aves em condições de conforto térmico, sem levar em consideração as perdas de temperatura para o meio.

4.2.1 Eficiência do Protótipo 2

A última coluna da Tabela 09 apresenta os resultados da eficiência do protótipo 2. O maior índice de eficiência, de 0,96, alcançada pelo protótipo 2 pode ser considerada alto para esse sistema, pois segundo Santos (2007), um sistema de aquecimento baseado em resistência elétrica pode alcançar no máximo um índice de eficiência abaixo de 1,00. Da mesma forma o INMETRO (2011) diz que os aquecedores elétricos de passagem devem atingir uma eficiência energética máxima entre 0,95 e 1,00.

Os gráficos das Figuras 15 e 16 se referem respectivamente a eficiência (η) e a temperatura na saída do protótipo (T_{sa}) em função da velocidade do ar de passagem.

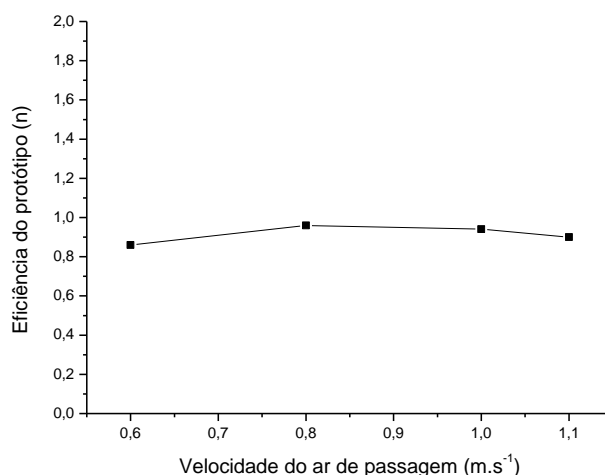


Figura 15 – Eficiência energética (η) em função das velocidades do ar de passagem.

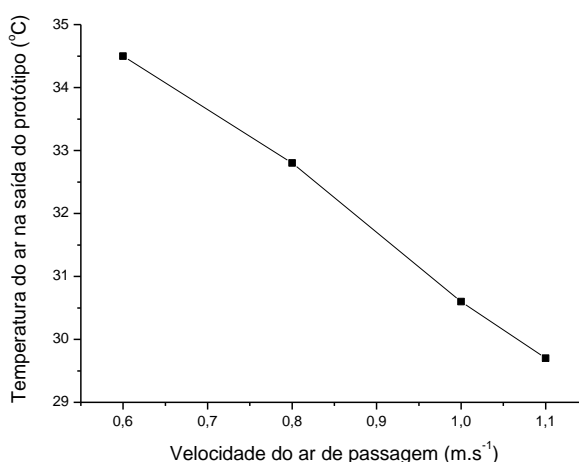


Figura 16 – Temperatura do ar na saída do protótipo (T_{sa}) em função da velocidade do ar de passagem ($m.s^{-1}$).

Nota-se nos gráficos apresentados que o ponto de maior eficiência elétrica alcançada pelo protótipo ocorreu com a velocidade do ar de passagem ajustada em $0,80m.s^{-1}$. No entanto essa eficiência elétrica permaneceu quase inalterada diante das diferentes velocidades de ar aplicada. Essa eficiência constante já era esperada, pois o que define a eficiência de um aquecedor elétrico é a sua construção e uso adequado. Desta forma podemos concluir que a queda de temperatura observada no gráfico da Figura 16, é influenciado pelo fluxo de ar acima da capacidade de produção de calor do aquecedor elétrico.

4.5 COMPARATIVO DE DESEMPENHO ENTRE OS PROTÓTIPOS

Para efeito de comparação entre os índices de desempenho do protótipo 1 e a eficiência do protótipo 2, foram consideradas todas as condições aplicadas em ambos os protótipos, os resultados apontaram um índice de desempenho maior no protótipo 1 em relação ao 2, conforme demonstrado na Figura 17, nessa comparação foram analisadas as médias dos coeficientes de desempenho do protótipo 1 em comparação aos índices de eficiência do protótipo 2. Sendo estes coeficientes de desempenho e eficiências em função das velocidades do ar de passagem aplicadas em ambos os sistemas.

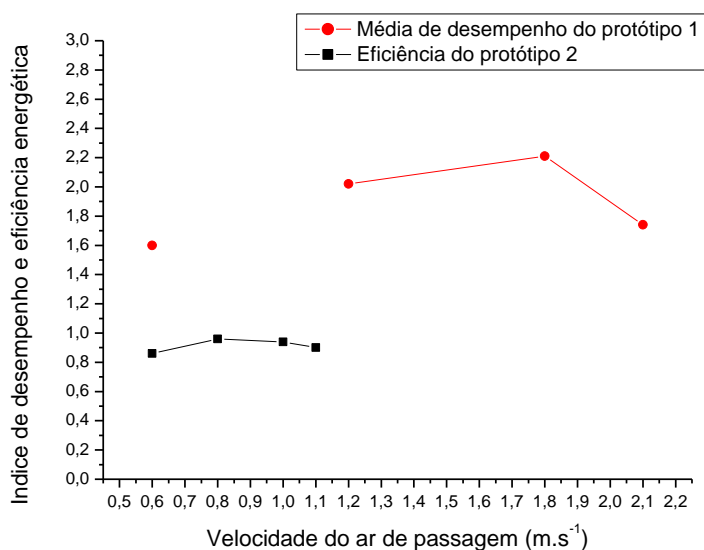


Figura 17 – Desempenho energéticos dos protótipos 1 e 2 em função das velocidade do ar aplicadas no túnel de vento.

Os resultado da análise comparativa entre o coeficiente de desempenho e a eficiência dos protótipos, demonstraram que o protótipo 1 consumiu 54% menos energia elétrica para produzir a mesma quantidade de energia calorífica que o protótipo 2, quando analisados nas mesma condições de temperatura ambiente e velocidade do ar de passagem.

O resultado deste percentual foi alcançado na relação entre o coeficiente de desempenho do protótipo 1 e a eficiência do protótipo 2, sendo dividido o índice de eficiência de 0,86 pelo índice de 1,87 do coeficiente de desempenho e subtraindo o resultado de 1 ($1 - (\text{eficiência/coeficiente de desempenho})$). O cálculo utilizou-se destes índices por serem valores extraídos das condições igualmente aplicadas a ambos os protótipos, sendo a velocidade do ar de passagem ajustada em $0,60\text{m.s}^{-1}$ e uma temperatura ambiente de 22°C , essa temperatura corresponde a temperatura na entrada do túnel de vento para ambos os protótipos e também corresponde a temperatura de 22°C aplicada no interior da caixa térmica do protótipo 1. Como a temperatura de 22°C não foi simulada no interior da caixa térmica, foi necessário interpolar os valores entre 20°C e 25°C , chegando assim ao índice de 1,87 correspondente ao valor interpolado do coeficiente de desempenho do protótipo.

Esse resultado se aproxima dos resultados obtidos por Hogan et al. (1983), que concluiu em sua pesquisa que o consumo de eletricidade de uma bomba de calor é até 52% menor que um sistema usando carga resistiva.

Na comparação do calor gerado pelos protótipos foi possível verificar, através da Figura 18, que apesar do protótipo 1 ser construído com um equipamento de potência elétrica ativa menor que o protótipo 2, o seu alto coeficiente de desempenho proporcionou uma maior produção de calor pela máquina.

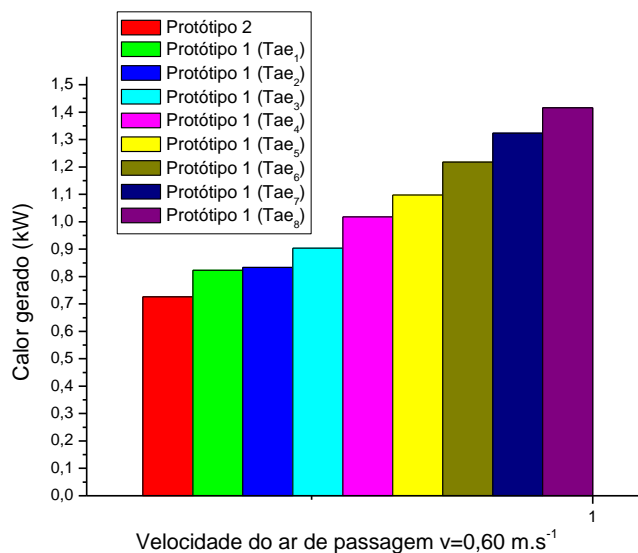


Figura 18 – Calor gerado pelos protótipos em função da velocidade do ar de passagem $v=0,60\text{m.s}^{-1}$.

Em uma análise comparativa do conforto térmico e calor suplementar, levando em conta que o protótipo 1 consome menos energia, para fornecer a mesma quantidade de calor que o protótipo 2, estimou-se que o protótipo 1 é capaz de fornecer calor suplementar à um lote de até 396 pintainhos, enquanto que o protótipo 2, é capaz de suprir um lote de até 148 aves, considerando uma necessidade de 4kcal (0,004652kW) por hora para cada pintainho a uma temperatura em torno de 32°C.

Para chegar a essa estimativa, multiplicou-se os maiores índices, tanto de desempenho do protótipo 1 (2,58), como da eficiência do protótipo 2 (0,96) por uma mesma potência ativa consumida (0,715kW) e em seguida, dividiu-se esse resultado pela necessidade da ave (0,004652kW). Essa potência foi escolhida como referência de cálculo porque foi a potência consumida na velocidade v_3 do ar de passagem pelo túnel do protótipo 1, que foi a velocidade que proporcionou o melhor coeficiente de desempenho para esse protótipo.

O número de aves no qual os protótipos conseguem suprir dentro de um conforto térmico, pode ser considerado reduzido quando comparado a uma

aplicação real, em que o número de aves pode chegar até 31.500 aves por aviário, dependendo do tipo de aviário, no entanto devemos lembrar que a proposta deste protótipo que utiliza bomba de calor como equipamento de aquecimento de aviários, tem como intuito principal fornecer calor suplementar e temperatura controlada para pintainhos de até 14 dias, sendo que para esta condição somente uma parte do aviário seria ocupada, pois nesta idade inicial as aves são muito pequenas e utilizam uma menor área do aviário, sendo assim, este estudo constatou que um sistema para aquecimento de aviário baseado em bomba de calor pode se tornar mais uma alternativa no aquecimento avícola, pois é energeticamente eficiente, além de suprir as características zootécnicas de temperatura e velocidades do ar exigidas em um aviário de corte.

5. CONCLUSÕES

O coeficiente de desempenho da bomba de calor do protótipo 1 variou de 1,22 à 2,58, em função da velocidade do ar de passagem pelo seu condensador e do acréscimo de temperatura aplicada ao seu evaporador de -3 à 30°C.

A eficiência do protótipo 2 variou de 0,86 à 0,96 em função da variação da velocidade do ar de passagem por sua resistência elétrica.

Comparando os dois protótipos, concluiu-se que a bomba de calor utilizada no protótipo 1, consumiu 54% menos energia elétrica para produzir a mesma energia calorífica que o aquecedor elétrico do protótipo 2, quando avaliados nas mesmas condições de temperatura ambiente e velocidade do ar de passagem.

Em uma análise comparativa do conforto térmico e calor suplementar para pintainhos de até 7 dias, estimou-se que o protótipo 1 foi capaz de fornecer calor suplementar à um lote de até 396 pintainhos, enquanto que o protótipo 2, foi capaz de suprir um lote de até 148 aves, sendo estes valores estimado a partir dos maiores índices de desempenho e eficiência alcançados pelos protótipos à uma mesma condição de consumo potencial elétrico de ambos os sistemas.

Considerando todos os aspectos anteriormente citados, conclui-se neste trabalho que o protótipo 1, montado a partir de uma bomba de calor ar/ar, demonstrou ser tecnicamente capaz de suprir as necessidades zootécnicas de temperatura e velocidade do ar no conforto térmico de um aviário de corte, além de ter alto desempenho e menor consumo de energia elétrica, podendo ser mais uma opção de aquecimento alternativo neste segmento avícola.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABREU, P. G. de. Sistemas de Produção de Frangos de Corte: **Aquecedores a lenha**. Embrapa. 2003. Disponível em: <<http://sistemasdeproducao.cnptia.embrapa.br/FontesHTML/Ave/ProducaodeFrango deCorte/Aquece-lenha.html>>. Acesso em: 28 abr. 2011.

ABREU, P. G. de. Sistemas de Produção de Frangos de Corte: **Aquecedores elétricos**. Embrapa. 2003. Disponível em: <<http://sistemasdeproducao.cnptia.embrapa.br/FontesHTML/Ave/ProducaodeFrango deCorte/Aquece-elet.html>>. Acesso em: 28 abr. 2011.

ABREU, P. G. de. Sistemas de Produção de Frangos de Corte: **Aquecedores a gás**. Embrapa. 2003. Disponível em: <<http://sistemasdeproducao.cnptia.embrapa.br/FontesHTML/Ave/ProducaodeFrango deCorte/Aquece-gas.html>>. Acesso em: 28 abr. 2011.

ABREU, P. G. de. Sistemas de Produção de Frangos de Corte: **Sistemas alternativos de aquecimento**. Embrapa. 2003. Disponível em: <<http://sistemasdeproducao.cnptia.embrapa.br/FontesHTML/Ave/ProducaodeFrango deCorte/Aquece-alter.html>>. Acesso em: 28 abr. 2011.

ABREU, P. G. **Modelos de Aquecimento**. In: Simpósio Brasil Sul de Avicultura, 4, 2003, Chapecó. Anais. Concórdia: Embrapa Suínos e Aves, 2003. p. 65-77.

ABREU, P. G. de; ABREU, V. M. N.; BAÊTA, F. da C.. Comunicado Técnico: **Dimensionamento de sistemas de aquecimento em pisos elétricos para frangos de corte**. Concórdia/SC: Embrapa, 2001. 3 p. Disponível em: <<http://docsagencia.cnptia.embrapa.br/suino/comtec/cot276.pdf>>. Acesso em: 09 maio 2011.

ABREU, P. G. de; BAÊTA, F. da C.; ABREU, V. M. N.; SOARES P. R.; PERDOMO C. C.; SILVA M. de A.. Desempenho Produtivo e Bioeconômico de Frangos de Corte Criados em Diferentes Sistemas de Aquecimento. **Revista Brasileira de Zootecnia**, Viçosa, v. 29, n. 01, p.159-167, 2000. Disponível em: <<http://www.scielo.br/pdf/rbz/v29n1/5745.pdf>>. Acesso em: 01 maio 2011.

CARDOSO SOBRINHO, J.; DECHECHI, E. C; MACHADO, D. B.; OLIVEIRA T. M. DA S.. Uso do gás natural como fonte de energia no aquecimento do ar visando ao conforto térmico em aviário. **Revista Ciências Agrárias e Ambientais**, Curitiba, v. 1, n. 3, p.25-32, 2003. Trimestral. Disponível em: <www2.pucpr.br/reol/index.php/ACADEMICA?dd1=901&dd99=pdf>. Acesso em: 10 jun. 2011.

CARVALHO, T. M. R. de. **Influência da Ventilação Mínima no Ambiente Térmico e Aéreo na Fase de Aquecimento para Frangos de Corte**. 2010. 157 f. Tese (Doutorado) - Departamento de Engenharia Agrícola, Universidade Estadual de Campinas, Campina, 2010. Disponível em:

<<http://www.bibliotecadigital.unicamp.br/document/?code=000770634&fd=y>>.
Acesso em: 28 maio 2011.

COBB - VANTRESS, INC. Cobb - Vantress Brasil, LTDA. **Manual de Manejo de Frangos de Corte**. 2008, 66p. Disponível em: <www.granjaplanoalto.com.br/Manual%20Frango%20Corte_20_03_09.pdf>. Acesso em: 25 maio de 2011.

CORDEIRO, M. B.; TINÔCO, I. DE F. F.; SILVA, J. N. da; VIGODERIS, R. B.; PINTO, F. de A. de C.; CECON, P. R.. Conforto térmico e desempenho de pintos de corte submetidos a diferentes sistemas de aquecimento no período de inverno. **Revista Brasileira de Zootecnia**, Viçosa, v. 39, n. 01, p.217-224, 2010. Disponível em: <<http://www.scielo.br/pdf/rbz/v39n1/29.pdf>>. Acesso em: 02 maio 2011.

CUBE, H.L.; STEIMLE, F. – Warmepumpen. Editora VDI – Verlang, GmbH, 1978.

FERREIRA, W. P. M; SILVEIRA, S. de F. R; SILVA, J. de S.; SOUZA, C. de F.. Custo da produção de uma fornalha a carvão vegetal para aquecimento de aviário. **Custos e Agronegócio Online**, Recife, v. 02, n. 02, p.49-69, 2006. Disponível em: <<http://www.custoseagronegocioonline.com.br/numero2v2/Viabilidade%20economica.pdf>>. Acesso em: 29 abr. 2011.

FUNCK, Sandro R.; FONSECA, Ricardo A.. Avaliação Energética e de Desempenho de Frangos com Aquecimento Automático a Gás e a Lenha. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, Campina Grande - Pb, v. 12, n. 1, p.91-97, 2008. Disponível em: <http://www.aviariointeligente.com/avicultura/wp-content/uploads/2010/02/avicultura_inteligente_0052010.pdf>. Acesso em: 2 maio 2011.

HALÁSZ, J. Z.. **Avaliação Experimental de Bombas de Calor**. 1984. 123 f. Tese (Doutorado) - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1984.

HOGAN, M. R., AYRES, D. L., MULLER, R. E.. **Heat pump for low-temperature grain drying**. Transaction of the ASAE, St. Joseph, v.26, n.4, p.1234-1238, 1983.

IAPAR. INSTITUTO AGRONÔMICO DO PARANÁ. Análise Agroclimática: **Mapa com a Divisão Regional do Paraná**. Disponível em: <<http://www.iapar.br/modules/conteudo/conteudo.php?conteudo=667>>. Acesso em: 03 jun. 2011.

INMETRO. INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, NORMALIZAÇÃO E QUALIDADE INDUSTRIAL. Programa Brasileiro de Etiquetagem. **Tabela de consumo de energia elétrica - aquecedores elétricos de passagem**. n.5, p.1-1, 2010. Disponível em: <<http://www.inmetro.gov.br/consumidor/pbe/aquecedorPassagem.pdf>>. Acesso em: 01 maio 2011.

LEVA, F. F. de. **Estudo de Sistemas de Aquecimento Aplicado a Galpões Avícolas com Uso de Elementos Finitos**. 2010. 180 f. Tese (Doutorado) -

Departamento de Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2010. Disponível em: <http://www.camacho.prof.ufu.br/tese_flavia.pdf>. Acesso em: 10 maio 2011.

LI, H.; YANG, H.. Energy and exergy analysis of multifunctional solar-assisted heat pump system. **Low-carbon Technologies**, Hong Kong, China, p. 130-136. 22 maio 2010. Disponível em: <<http://ijlct.oxfordjournals.org.ez89.periodicos.capes.gov.br/content/5/3/130.full.pdf+html>>. Acesso em: 01 maio 2011.

LOBO, J. W.; AOKI A. R.; TEIXEIRA, M. D.; PAULILLO, G.. Determinação da Eficiência e da Aplicabilidade de Bombas de Calor em Clima Temperado Subtropical – Típico da Região Sul do País. Primeira Fase. **Espaço Energia**, p.01-09, 2004. Disponível em: <<http://www.espacoenergia.com.br/edicoes/1/001-04.pdf>>. Acesso em: 03 maio 2011.

MACARI, M.; FURLAN, R.L. Ambiência na produção de aves em clima tropical. In: SILVA, I.J.O. **Ambiência na produção de aves em clima tropical**. Piracicaba: SBEA, 2001. p.31-87.

NOGAROLLI, M.. **Evolução Climática do Estado do Paraná: 1970 – 1999**. 2007. 153 f. Dissertação (Mestre) - Curso de Geografia, Departamento de Ciências da Terra, Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2007.

NICHOLSON, F.A.; CHAMBERS, B.J.; WALKER, A.W. Ammonia emissions from broiler litter and laying hen manure management systems. **Biosystems Engineering**, v.89, n.2, p.175-185, 2004.

PORTAL DA REFRIGERAÇÃO: **Compressores**. Disponível em: <http://www.refrigeracao.net/Topicos/compressores_2.htm>. Acesso em: 04 jun. 2011.

PACCO, H. C.. **Desenvolvimento de um Sistema de Bomba de Calor Água/Água para Resfriamento e Secagem de Tomates**. 2008. 178 f. Tese (Doutorado) - Departamento de Engenharia Agrícola, Faculdade de Engenharia Agrícola - Feagri, Campinas, 2008. Disponível em: <<http://cutter.unicamp.br/document/?code=000439996>>. Acesso em: 01 maio 2011.

RONCHI, C. 2004 Principais práticas de manejo para aves recém-nascidas. **Ave World**, p.26-30, 2004 Disponível em: <www.alltech.com/Brasil/artigos/Pics/artigo02.pdf> Acesso em: 12 maio de 2011.

ROSSI, L. A.; CARDOSO, P. E. Dos R.; BERALDO, A. L.. Avaliação Térmica de Placas de Argamassa de Cimento e Casca de Arroz Aquecidas por Resistência Elétrica. **Revista Engenharia Agrícola**, Jaboticabal, v. 25, n. 1, p.37-45, 2005. Disponível em: <<http://www.scielo.br/pdf/eagri/v25n1/24869.pdf>>. Acesso em: 02 maio 2011.

SANTOS, R. R. dos. **Análise de Sistemas de Secagem de Café Utilizando-se Bomba de Calor e Gás Liquefeito de Petróleo - GLP**. 2007. 92 f. Tese (Doutorado)

- Departamento de Engenharia Agrícola, Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 2007. Disponível em: <http://www.tede.ufv.br/tedesimplificado/tde_arquivos/12/TDE-2008-04-03T075024Z-1108/Publico/texto%20completo.pdf>. Acesso em: 01 maio 2011.

SEAB. SECRETARIA DE ESTADO DA AGRICULTURA O DO ABASTECIMENTO. Produção Agropecuária: abates inspecionados. **Evolução mensal do abate de aves no Paraná, de 1986 à 2007.** Disponível em: <<http://www.seab.pr.gov.br/modules/conteudo/conteudo.php?conteudo=137>>. Acesso em: 07 abr. 2011.

SIMEPAR. SISTEMA METEOROLÓGICO DO PARANÁ. **Almanaque Climático.** Disponível em: < <http://www.simepar.br/tempo/clima/almanaque.jsp>>. Acesso em: 03 jun. 2011.

SINDIAVIPAR. SINDICATO DAS INDÚSTRIAS DE PRODUTOS AVÍCOLAS DO ESTADO DO PARANÁ. **O perfil da avicultura presente em mais de 120 países.** Curitiba. v. 4, n. 20, 2011. Disponível em: <http://painel.ubis.com.br/clientes/sindiavipar/pdfs/20_edicao.pdf>. Acesso em: 13 maio 2011.

STOECKER, W. F.; JABARDO, José. M. Saiz. **Refrigeração Industrial.** 2. ed. São Paulo: Edgar Blucher Ltda, 2002. 371 p.

STOECKER, W. F.; JABARDO, José M. Saiz. **Refrigeração Industrial.** São Paulo: Edgard Blucher Ltda, 1994. 453 p.

VIGODERIS, R. B.. **Sistema de Aquecimento de Aviários e seus Efeitos no Conforto Térmico Ambiental, Qualidade do Ar e Performance Animal, em Condições de Inverno, na Região Sul do Brasil.** 2006. 100 f. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Viçosa, Viçosa/MG, 2006.

WYLEN, Gordon J. Van; SONNTAG, Richard E.; BORGNAKKE, Claus. **Fundamentos da Termodinâmica.** 5. ed. São Paulo: Edgard Blucher Ltda, 1998. 537 p. Traduzido da 5 edição americana.