



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

Avaliação das necessidades térmicas de aviários e piscinas interiores

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia
Mecânica na Especialidade de Projeto Mecânico/Sistemas de Produção

Autor

Jordy Ferraz Costa

Orientadores

Professor Doutor Jorge Campos da Silva André

Professor Doutor Ricardo António Lopes Mendes

Júri

Presidente Professor Doutor José Carlos Miranda Góis
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

Vogais Professor Doutor José Manuel Baranda Moreira da Silva
Ribeiro
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

Orientador Professor Doutor Jorge Campos da Silva André
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

Coimbra, julho, 2017

“O sucesso é a soma de pequenos esforços repetidos dia após dia”

Robert Collier

Aos meus pais e irmão.

Agradecimentos

Não cheguei a este dia sozinho. Há pessoas a quem tenho o dever de agradecer.

Destaco os meus pais, como base sólida, fonte de educação, sempre presentes e depositantes da sua completa confiança em mim que me incute a responsabilidade de os orgulhar.

Ao meu irmão, que embora a distância tenda à perca de contacto, também contribuiu para esta conquista e sei que se orgulha.

À minha namorada pela sua presença nestes últimos tempos, pela sua paciência, apoio e boas palavras.

A todos os amigos que estiveram comigo neste tão breve percurso com quem aprendi e vivi tanto. Amigos que de certo ficarão guardados.

Aos meus orientadores da dissertação Professor Doutor Jorge Campos da Silva André e Professor Doutor Ricardo António Lopes Mendes pelo constante acompanhamento e aconselhamento que conduziu à conclusão desta dissertação.

A todos, muito obrigado!

Resumo

As energias renováveis e a eficiência energética são temáticas que estão na ordem do dia e, como tal, são hoje dedicados muitos esforços no sentido de poupar o ambiente e de aumentar essa eficiência. Estão constantemente a surgir novos projetos, novas ideias que conduzam a uma energia mais acessível e mais amiga do ambiente.

É neste âmbito que surge esta dissertação que tem como primeiro objetivo estimar as necessidades térmicas de um aviário de criação de frangos instalado no distrito de Viseu ao longo de uma campanha de criação em pleno inverno. Para tal foram recolhidos dados reais durante a campanha que são aqui tratados e aplicados em dois métodos completamente independentes que originam resultados muito próximos. Para um dos métodos, que tem em conta o funcionamento dos termoventiladores, o valor de energia térmica consumida durante o ciclo de criação foi de 49.889 kWh e, para o outro método, que tem em conta os períodos *OFF* da caldeira de aquecimento foi de 50.956 kWh. Estes resultados estão dentro do intervalo de valores encontrados na bibliografia.

Este objetivo prolongava-se, inicialmente, para a calibração e validação de um simulador que permitisse, a partir da introdução de alguns parâmetros básicos, estimar as necessidades térmicas de um aviário para qualquer cenário. Porém, dada a inclusão do tema num projeto real em desenvolvimento na Universidade de Coimbra, o rumo foi ligeiramente alterado.

O segundo objetivo advém então desta alteração de planos. Este prende-se com uma revisão bibliográfica que permita criar um simulador das necessidades térmicas de um complexo desportivo com piscinas interiores.

Palavras-chave: Cogeração a biomassa, Aviário, Necessidades térmicas, Eficiência energética, Piscinas interiores, Simulador.

Abstract

Nowadays, the topics related with the existence and the importance of renewable energies and also related with thermal efficiency have been developing a huge effort, by the ones who study those subjects, in order to save our Planet and increase their efficiency. Step by step, a lot of new projects and ideas are constantly arising with the aim of make this kind of energy more accessible and environmentally friendly.

In order to underpin the statement above, I propose myself to develop this dissertation which first aim is to estimate the thermal needs of a poultry that allows the growth of chickens, during the winter and based in Viseu, Portugal. Real data has been collected during a rearing period and were applied two different and independent methods that generate very similar results. For one of the methods, which is based on the fan heaters function, the value of thermal energy consumed during the rearing period was 48.889 kWh. For the other one, that is based on the OFF periods of the boiler, the value was 50.956 kWh. That is to say that both of the results are in the range of values written in the bibliography.

The aim in discussion extends itself to some topics related with calibration and validation of a simulator. That simulator allows, trough the introduction of some basic parameters, estimate the thermal needs of a poultry in every scenario possible. However, due to the dependency of the current subject on real project in development ate the University of Coimbra, the approach of the main subject has suffered some modifications.

Secondly, the last objective emerges from the modifications above explained. The second objective is to make a thorough bibliographical review that allows create a simulator to estimate the thermal necessities in indoor pools.

Keywords Biomass Cogeneration, Poultry, Thermal necessities, Indoor pools, simulator.

Índice

Índice de Figuras	xi
Índice de Tabelas	xiii
Simbologia e Siglas	xv
Simbologia.....	xv
Siglas	xvii
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Tema principal: Aviários	1
1.2. Tema secundário: Piscinas interiores.....	2
2. ESTADO DA ARTE	3
2.1. Setor de produção de energia elétrica: impacto no ambiente e políticas de controlo	3
2.2. Situação Económica do Setor da Avicultura	5
2.3. Consumos de Energia Térmica no Setor da Avicultura.....	5
2.4. A Cogeração	9
2.4.1. Climaespaço – Sucesso de cogeração em Portugal	11
3. MATERIAIS E PROCEDIMENTO.....	13
3.1. Caracterização da Instalação de Avicultura.....	13
3.2. Descrição do Processo Produtivo	15
3.3. Aquisição de Dados	15
3.4. Métodos utilizados.....	16
3.4.1. Método Baseado nos Períodos OFF da Caldeira	17
3.4.2. Método Baseado nos Períodos ON/OFF dos Termoventiladores.....	19
4. ANÁLISE E DISCUSSÃO DE RESULTADOS	23
4.1. Método Baseado nos Períodos OFF da Caldeira	23
4.2. Método Baseado nos Períodos ON/OFF dos Termoventiladores.....	25
4.3. Confronto dos resultados dos dois métodos	28
4.3.1. Necessidades Térmicas ao Longo de um Ciclo de Criação.....	28
4.3.2. Necessidades Térmicas ao Longo de um Dia de Criação.....	29
5. PISCINAS INTERIORES	31
5.1. Estado da Arte.....	31
5.2. Modelos Analisados.....	33
5.2.1. Modelo de Shah (2012)	33
5.2.2. Modelo da Norma Portuguesa NP 4448	36
5.3. Confronto entre os Métodos para a Taxa de Evaporação da Água.....	38
5.4. Exploração paramétrica do modelo completo da NP4448.....	40
6. CONCLUSÃO.....	45
6.1. Consumo térmico em aviários	45
6.2. Consumo térmico em piscinas interiores	45

Referências bibliográficas 47

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Medidas tangíveis aprovadas, no segmento indústria e agricultura [5]	4
Figura 2.2 Consumo de energia térmica e temperatura média em cada ciclo [9].....	7
Figura 2.3 Energia térmica cumulativa para 6 ciclos de criação [12]	8
Figura 2.4 Transformação da energia primária	9
Figura 2.5 Projeto de trigeriação Climaespaço no Parque da Nações, Lisboa	12
Figura 3.1 Localização geográfica do aviário	14
Figura 3.2 Caldeira da instalação	14
Figura 3.3 Pel 103.....	16
Figura 3.4 FLUKE 1730.....	16
Figura 3.5 Esquema do circuito de água quente de aquecimento da nave	17
Figura 4.1 Energia térmica diária e cumulativa dissipada (Método da Caldeira)	24
Figura 4.2 Potência térmica dissipada e temperatura do ar exterior médias diárias (Método da Caldeira)	24
Figura 4.3 Energia térmica diária e cumulativa dissipada (Método dos Termoventiladores)	25
Figura 4.4 Potência térmica dissipada e temperatura do ar exterior médias diárias (Método dos Termoventiladores).....	26
Figura 4.5 Potência térmica média dissipada em períodos de 30 minutos, ao longo de dias ilustrativos da campanha (extrapolada a 2 pavilhões standard)	27
Figura 4.6 Comparação integral dos dois métodos.....	28
Figura 4.7 Potência térmica média nos períodos OFF da caldeira, durante o dia de ciclo $j=6$, estimada pelos dois métodos.....	29
Figura 5.1 Estimativa do número de CPI em Portugal no início de 2013	31
Figura 5.2 Perdas térmicas em piscinas interiores segundo Spencer (2004).....	32
Figura 5.3 Taxa de evaporação [$V_s=0,03$ m/s; $\phi=0,55$].....	38
Figura 5.4 Taxa de evaporação [$V_s=0,03$ m/s; $\phi=0,65$].....	39
Figura 5.5 Taxa de evaporação [$V_s=0,03$ m/s; $\phi=0,75$].....	39
Figura 5.6 Perdas térmicas [$T_p=26^\circ\text{C}$; $T_{aw,p}=28^\circ\text{C}$; $T_r=15^\circ\text{C}$; $V=2xV_s$; $\Phi_{aw,r}=75\%$]	40
Figura 5.7 Perdas térmicas [$T_p=26^\circ\text{C}$; $T_{aw,p}=28^\circ\text{C}$; $T_r=15^\circ\text{C}$; $V=10xV_s$; $\Phi_{aw,r}=75\%$]	41
Figura 5.8 Energia térmica dissipada [$\Delta T_{aw,r}=2^\circ\text{C}$; $V=0,03$ m/s; $\phi_{aw,r}=0,65$]	42
Figura 5.9 Energia térmica dissipada [$T_p=24^\circ\text{C}$; $V=0,03$ m/s; $\phi_{aw,r}=0,65$].....	42

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1 Consumo de energia térmica por ciclo de criação para diferentes estudos [kWh/ave].....	9
Tabela 3.1 Temperatura prescrita para o ar no interior do aviário em função do dia do ciclo	20
Tabela 5.1 Distribuição do consumo térmico	43

SIMBOLOGIA E SIGLAS

Simbologia

$\overline{C}_{w,a}^r$ – Capacidade calorífica média equivalente da caldeira durante um período OFF [kJ/°C]

$c_{p_{ar}}$ – Calor específico do ar [kJ/(kg·°C)]

E_0 – Taxa (ou caudal mássico) de evaporação da água de piscinas interiores no modelo de Shah (2012) [kg/(m²·hora)]

h_{fg} – Calor latente de evaporação da água da piscina [MJ/kg]

m_k – Número de termoventiladores ligados, no par k=1,2,3.

\dot{m}_{ar} – Caudal mássico de ar num termoventilador [kg/s]

m_{evp} – Taxa (ou caudal mássico) de evaporação da água de piscinas interiores no modelo da NP4448 [kg/(m²·hora)]

P_{atm} – Pressão atmosférica ambiente [kPa, abs.]

$P_{w,sat}$ – Pressão de saturação do vapor de água à temperatura da água da piscina [kPa, abs.]

P_{aw} – Pressão de saturação do vapor de água à temperatura do recinto da piscina [kPa, abs.]

$P_{w,r}$ – Pressão parcial do vapor de água no ar húmido do recinto da piscina [kPa, abs.]

q_{eva} – Potência térmica específica dissipada por evaporação da água [MJ/(m²·hora)]

q_{con} – Potência térmica dissipada específica por convecção água/ar [MJ/(m²·hora)]

q_{ren} – Potência térmica específica dissipada por aquecimento da água de reposição [MJ/(m²·hora)]

q_{rad} – Potência térmica dissipada específica por radiação água/ar [MJ/(m²·hora)]

$\dot{Q}_{w,i,i+1}$ – Potência térmica dissipada durante um período homogêneo de funcionamento dos termoventiladores [kW]

\dot{Q}_{ar} – Potência de aquecimento da corrente de ar induzida por um termoventilador [kW]

\dot{Q}_w – Potência de arrefecimento da água na passagem por um termoventilador [kW]

$\dot{Q}_{w,0i}$ – Potência térmica média dissipada num período OFF da caldeira [kW]

$T_{ar,out}$ – Temperatura do ar à saída dos termoventiladores [°C]

$T_{ar,in}$ – Temperatura do ar no interior do pavilhão do aviário [°C]

$T_{w,in}$ – Temperatura da água à entrada da caldeira ou dos termoventiladores [°C]

T_{w,out_1} – *Set point* de temperatura máxima da água à saída da caldeira [°C]

T_{w,out_2} – *Set point* de temperatura mínima da água à saída da caldeira [°C]

T_p – Temperatura da camada de ar húmido saturado adjacente à superfície da água da piscina [°C]

V_s – Velocidade do ar junto à superfície da água da piscina (tipicamente, entre 0.03 m/s e 0.05 m/s) [m/s]

V – Velocidade do ar a uma altura de 0,3 m acima da superfície da água da piscina [m/s]

$\Delta t_{off,i}$ – Intervalo de tempo OFF da caldeira [hora]

$\Delta T_{w,out}$ – Diferença entre os *set points* de temperatura máxima e mínima da água à saída da caldeira [°C]

$\Delta T_{aw,r}$ – Diferença de temperatura entre a água da piscina e o ar húmido do interior do complexo [°C]

$\omega_{aw,r}$ – Humidade específica do ar húmido do recinto da piscina [kg água/kg ar seco]

$\omega_{aw,p}$ – Humidade específica do ar húmido saturado à temperatura da água da piscina [kg água/kg ar seco]

η_{term} – Rendimento energético de um termoventilador

ϵ_{term} – Eficiência do permutador água/ar de um termoventilador

Φ – Humidade relativa do ar húmido no recinto da piscina

$\rho_{aw,p}$ – Massa volúmica do ar húmido saturado à temperatura da água da piscina
[kg/m³]

$\rho'_{aw,p}$ – Massa volúmica do ar húmido saturado à temperatura da água da piscina
[kg ar seco/m³ de ar húmido]

$\rho_{aw,r}$ – Massa volúmica do ar húmido do recinto da piscina [kg/m³]

$\rho'_{aw,r}$ – Massa volúmica do ar húmido do recinto da piscina [kg ar seco/m³ de ar húmido]

ε – Emissividade da água da piscina

σ – Constante de Stefan-Boltzmann [W/m²·K⁴]

Siglas

CPI – Complexo desportivo com Piscina Interior

GEE – Gases com Efeito de Estufa

NP – Norma Portuguesa

PNAER – Plano Nacional de Ação para as Energias Renováveis

PPEC – Plano de Promoção de Eficiência no consumo de Energia Elétrica

UE – União Europeia

1. INTRODUÇÃO

A energia é hoje, e cada vez mais, um bem que coloca inúmeros engenheiros a estudar a sua gestão, empregabilidade e eficiência. É um bem de consumo tão comum no quotidiano humano que seria praticamente impossível viver sem ele.

De um modo geral, a Europa enfrenta uma procura crescente de energia. Por outro lado, deve reduzir o impacto ambiental do setor da energia. Como tal, a União Europeia (UE) impôs a si própria, objetivos energéticos e climáticos para 2020, 2030 e 2050. As metas para 2020 estão a ser alcançadas com sucesso: as emissões de gases de efeito de estufa diminuíram 18% entre 1990 e 2012 quando a meta para 2020 é uma redução de 20%; a energia obtida por fontes renováveis passou de 8,5% em 2005 para 14,1% em 2012 sendo que a meta também é de 20%; prevê-se uma melhoria da eficiência energética de 18-19% até 2020 sendo que a meta dos 20% ainda está ao alcance caso os países sigam as diretivas da UE.[1]

É, portanto, de elevado valor estudar formas alternativas de produção de energia, métodos de utilização que permitam reduzir o seu consumo, através do aumento da eficiência da sua utilização, e reduzir o seu impacto negativo no ambiente.

É neste contexto que surge a presente dissertação que tem como temática: “AVALIAÇÃO DAS NECESSIDADES TÉRMICAS DE AVIÁRIOS E PISCINAS INTERIORES”.

1.1. Tema principal: Aviários

O objeto de estudo principal, inicialmente estabelecido, do presente trabalho é uma unidade de crescimento de aves para abate com o fim de produzir carne para o consumo humano. São habitualmente denominados de aviários.

Na unidade estudada está instalada uma caldeira de água quente a biomassa cuja finalidade é a produção de energia térmica para garantir que as necessidades térmicas das aves que potenciam o seu eficiente crescimento são satisfeitas.

À data, decorre um projeto (MINI-COG) de I&DT empresarial que, motivado, por um lado, pelas elevadas necessidades térmicas dos aviários (desde que se associem dois

ou mais pavilhões), e, por outro lado, pela oportunidade de redução do custo da energia elétrica que os aviários também consomem, visa adaptar e integrar essa caldeira num sistema de cogeração. Para tal, é indispensável conhecer as necessidades térmicas do aviário ao longo do dia, de um ciclo de criação das aves e do ano.

Concretamente, o primeiro objetivo desta tese consiste em avaliar as necessidades térmicas de um pavilhão de aviário situado na região de Viseu, durante uma campanha de criação de aves que decorreu entre 22 de dezembro de 2016 e 30 de janeiro de 2017, com base em dois métodos de medição/estimativa independentes e nos respetivos dados recolhidos durante a campanha. Um outro objetivo inicialmente previsto seria a calibração/validação de um modelo que permitisse simular de forma realista as necessidades térmicas de um pavilhão de aviário a partir de dados de entrada (da instalação e meteorológicos) fáceis de obter/prever para o período em questão. No entanto, em virtude das conclusões que se foram retirando no decorrer da elaboração da dissertação, este segundo objetivo foi descartado por perda de interesse para o projeto.

1.2. Tema secundário: Piscinas interiores

À medida que os resultados relativos ao primeiro objetivo do tema principal foram surgindo, percebeu-se que, pelo menos para já, os aviários teriam de perder o estatuto de cliente de referência do projeto, uma vez que implicam a seleção de um componente crítico do sistema de cogeração (turbina de vapor) que não está, presentemente, disponível no mercado. Portanto, o leme desta dissertação virou ligeiramente, passando, já na sua fase final, a ter em conta o novo cliente de referência do projeto, neste caso, complexos desportivos com piscinas interiores.

Neste âmbito, o objetivo, necessariamente modesto pela falta de tempo, consiste em fazer uma revisão bibliográfica dos modelos que permitem estimar as necessidades térmicas de piscinas interiores, para selecionar depois os mais interessantes para estudo aprofundado, rumo à conceção de um simulador de complexos de piscinas interiores semelhante ao perspetivado antes para os aviários.

2. ESTADO DA ARTE

Neste capítulo será apresentada uma breve revisão de estudos já concretizados por outros autores sobre o tema principal da presente dissertação. Os tópicos principais revistos são: o estado do setor de produção de energia, a situação económica do setor da avicultura em Portugal e na Europa e o consumo de energia térmica destas instalações em diversos países. Será ainda abordado o tema “cogeração” fazendo referência a um caso de sucesso em Portugal.

2.1. Setor de produção de energia elétrica: impacto no ambiente e políticas de controlo

A energia elétrica é um recurso indispensável ao mundo. Todavia, a sua produção e utilização acarreta diversas condicionantes que devem ser controladas. São exemplos disso os preços oscilatórios e com tendência crescente devido ao constante aumento da procura a um ritmo superior ao da capacidade de produção e os efeitos colaterais negativos sobre o ambiente devido à emissão de gases com efeito de estufa (GEE).

Em 2012, a principal causa das emissões de GEE em Portugal foi proveniente do setor da energia. As atividades relacionadas com este setor foram responsáveis por 93% das emissões totais de CO₂. O que influencia as emissões neste setor é o tipo de fonte de energia utilizada. No caso de Portugal, durante o período de 1990 a 2012, em média 83% da energia primária foram combustíveis fósseis, sendo os restantes 17% energias renováveis.[2] Contudo, nos últimos anos, a percentagem de energia renovável tem aumentado. A produção de energia elétrica em Portugal continental em 2016 a partir de fontes renováveis representou 64% do consumo de eletricidade.[3] A adoção de algumas medidas importantes por parte do governo, tiveram um efeito positivo nos níveis de emissões, levando à redução da intensidade carbónica (GEE/PIB). Essas medidas foram: em 1997, a introdução de gás natural no país; em 1999, a instalação de centrais de ciclo combinado a gás natural; implementação de unidades de cogeração, aumento da eficiência energética e tecnológica na indústria e ainda o aumento da qualidade e eficiência dos combustíveis para os veículos.[2]

A 23 de Abril de 2009, o Parlamento Europeu, através da Diretiva 28/2009/CE, vem impor a obrigatoriedade dos países da UE submeterem um plano de promoção da utilização de energia proveniente de fontes renováveis. Na sequência desta imposição, surge em Portugal o Plano Nacional de Ação para as Energias Renováveis (PNAER), que foi aprovado a 30 de julho de 2010 e que fixa os objetivos nacionais. Neste plano prevê-se a geração de energia térmica e elétrica a partir da combustão de biomassa de diferentes origens, tendo em conta a matriz energética nacional. Prevê-se ainda os respetivos ritmos de implementação e ações previstas para cada setor de atividade, tendo em atenção outras políticas relacionadas com a eficiência energética no consumo de energia. [2]

Pelo Despacho nº 15355/2016, de 21 de dezembro de 2016, é tomada a decisão de homologação final das medidas do Plano de Promoção da Eficiência no Consumo de Energia Elétrica (PPEC) 2017-2018. Pela sexta edição consecutiva, tem como objetivo prioritário, apoiar financeiramente iniciativas que promovam a eficiência e redução do consumo de eletricidade nos diferentes segmentos de consumidores.[4]

A boa implementação das medidas aprovadas para o PPEC 2017-2018 terá impactes no mercado de equipamentos e serviços de eficiência energética e produzirá efeitos mensuráveis ao nível da redução de consumos. Na Figura 2.1 apresentam-se as medidas aprovadas no âmbito do PPEC 2017-2018 no segmento da indústria e agricultura destinado a todos os promotores, identificando-se os seus custos, consumos e emissões de CO₂ evitados e benefícios alcançados.

Promotor	Código	Medida	Custos PPEC 2017-2018 aprovados (€)	Benefícios Totais (€)	Consumo evitado (kWh)	CO ₂ evitado (tonCO ₂)
CONFAGRI	CONFIG_T11	Cooperativa Agrícola + Eficiente	98 875	1 543 596	23 569 051	8 721
IBERDROLA	IBD_T11	Eficiência energética em sistemas motrizes	502 516	3 776 135	62 652 376	23 181
EDPC	EDPC_TI3	Motores de Alto Rendimento	896 767	6 944 349	115 218 336	42 631
EDPC	EDPC_TI1	Variadores Eletrónicos de Velocidade	1 131 059	8 380 361	139 044 177	51 446
IBERDROLA	IBD_T14	Eficiência energética em sistemas de refrigeração	185 011	1 192 381	21 970 080	8 129
IBERDROLA	IBD_TI3	Eficiência energética em sistemas de ar comprimido	228 636	1 354 258	22 469 400	8 314
EDPC	EDPC_TI5	Deslastre e Gestão de Cargas	578 086	2 345 977	25 510 040	9 439
GNF	GNF_TI1	Fornecimento de Sistemas de Iluminação eficientes na Indústria	473 788	1 772 921	23 894 605	8 841
EDPC	EDPC_TI2	Soluções de eficiência energética em ar comprimido	900 982	2 857 705	44 420 909	16 436
EDPC	EDPC_TI6	Soluções integradas de eficiência energética	757 153	2 272 668	37 707 353	13 952
GALP	GALP_TI1	Soluções Tecnológicas em Ar Comprimido	338 744	1 130 867	18 762 975	6 942
EDPC	EDPC_TI4	Substituição de Luminárias de Tecnologia Fluorescente T8 e Campânulas por LED	908 383	1 646 483	22 190 526	8 210
TOTAL			7 000 000	35 217 701	557 409 827	206 242

Figura 2.1 Medidas tangíveis aprovadas, no segmento indústria e agricultura [5]

Demonstra-se assim, que as medidas de promoção de eficiência no consumo de energia elétrica em diferentes setores apresentam benefícios para os consumidores e para a sociedade claramente superiores aos seus custos.

2.2. Situação Económica do Setor da Avicultura

A forte organização do sector da avicultura a nível europeu e nacional, com uma grande concentração da produção, leva a um controlo muito maior das unidades produtoras e conseqüentemente, da oferta. Resultado disso é o setor da avicultura ser um dos poucos sectores da agricultura nacional com um grau de auto-aprovisionamento ao nível da auto-suficiência, de 95% em 2005. A balança comercial é negativa em parte devido às rubricas referentes aos pintos do dia e ao sub-setor do peru que fazem parte das contas do setor da avicultura. [6]

O número de abates de frango entre janeiro de 2016 e junho de 2016 em Portugal aprovados para consumo subiu 9.3% em relação ao período homólogo do ano anterior, atingindo o valor de 130.364 toneladas.

Nos primeiros 8 meses de 2014, as exportações para países terceiros cresceram 1% e as importações 1,7%, o que mostra uma grande estabilidade comercial. Também de referir que em 2013 registou-se uma diminuição de 6% nas importações.[7]

2.3. Consumos de Energia Térmica no Setor da Avicultura

A avicultura é um importante setor na indústria de produção de animais para consumo. A energia utilizada neste setor tem vindo a aumentar, em parte, devido ao crescimento da população que tem impulsionado a procura de alimento. Estes factos têm levado a um aumento nos *inputs* de energia térmica para maximizar o crescimento, a eficiência da alimentação e os lucros.

A eficiência energética é de extrema relevância, não só por permitir aumentar a produtividade e reduzir os custos associados, mas também por ter um papel fundamental na proteção do ambiente que se reflete a partir da redução do consumo de energias fósseis. [8]

Desde 2002 que tem surgido nas diretivas da UE rigorosos requisitos com o objetivo de certificar e promover o aumento da eficiência energética em edifícios através da avaliação do desempenho energético dos mesmos. No entanto, no caso de instalações de

criação de animais, muitos dos requisitos da legislação da UE estão relacionados com o bem-estar dos animais, sem considerar aspetos diretamente relacionados com o desempenho energético das infraestruturas. Mesmo tendo sido desenvolvidos alguns programas de certificação para produtos específicos que são usados nestas explorações, não há um esquema de desempenho energético que permita avaliar o sistema de controlo climático destas instalações. [9]

Contudo, as margens sufocantes dos produtores e conseqüente interesse por minimizar os custos de criação tem levado à concretização de diversos estudos que visam apurar em pormenor os consumos energéticos nas instalações. Só desta forma, conhecendo o perfil de consumo de energia e a sua distribuição no sistema de produção, é possível otimizar o sistema.

A função de aquecimento e arrefecimento é claramente a responsável pela grande maioria do consumo energético nestas instalações. Rajaniemi e Ahokas (2015), recolheram dados de 12 ciclos de criação (26.000 aves por ciclo) entre maio de 2011 e maio de 2013 num aviário instalado na Finlândia. Este estudo revelou que a energia térmica média consumida por ciclo foi, globalmente, de 61.275 kWh, e, por kg de carcaça, 1,3 kWh/kg. Estes resultados incluem o pré-aquecimento da instalação antes da entrada das aves. A Figura 2.2 mostra a energia térmica consumida e a temperatura média exterior em cada um dos doze ciclos de criação, onde “Heating during the rearing period” corresponde ao período desde que as aves são colocadas na instalação até à sua retirada, e “Heating during the down-time” corresponde ao período de pré-aquecimento que é realizado para que no momento de entrada das aves, a instalação esteja já em condições ideais. [9]

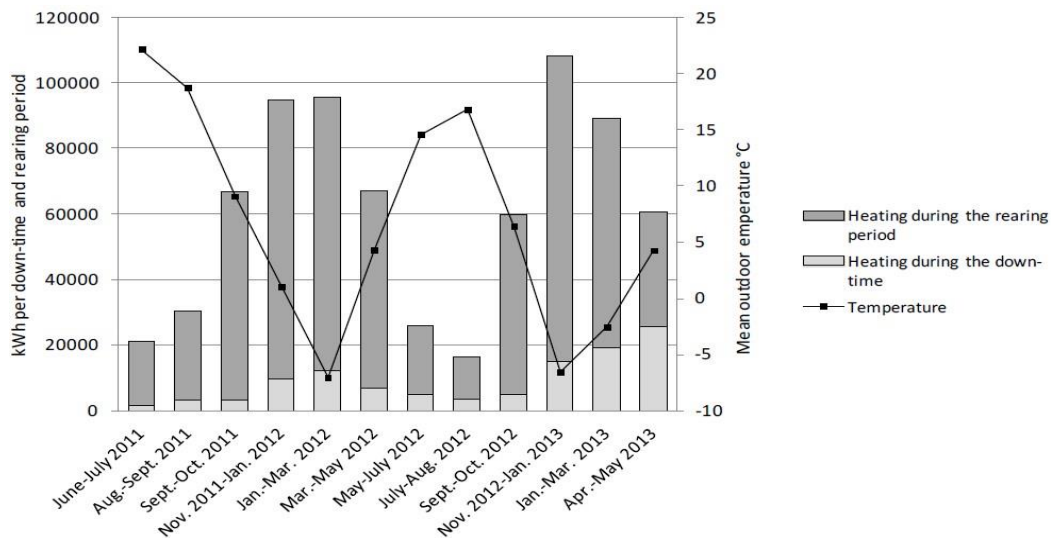


Figura 2.2 Consumo de energia térmica e temperatura média em cada ciclo [9]

Hörndahl (2008), mediu a energia consumida num aviário em exploração na Suécia. O consumo de energia térmica estimado por ciclo foi de 77.000 kWh para uma criação de 100.000 aves. [10]

Outro autor, Arrelano P. (2010), cujos objetos de estudo foram 3 aviários instalados em Espanha, estimou o valor da energia térmica consumida entre 104.93 kWh/m².ano e 197 kWh/m².ano. Neste ensaio foi considerada uma densidade de 17 aves por m² e uma média de 7 ciclos de criação por ano. [11]

Por fim, Rajaniemi e Ahokas (2012), estimaram o consumo da energia térmica num aviário Finlandês com 810 m² e capacidade para 28.000 aves. A metodologia utilizada teve por base a diferença de temperatura de entrada e saída da água nos permutadores de calor e o seu caudal. A recolha de dados foi executada durante 6 ciclos de criação consecutivos. O resultado apontou para um consumo térmico médio de 57.200 kWh por ciclo. [12] A Figura 2.3 ilustra a energia térmica cumulativa estimada por Rajaniemi e Ahokas (2012) para os diferentes 6 ciclos de criação.

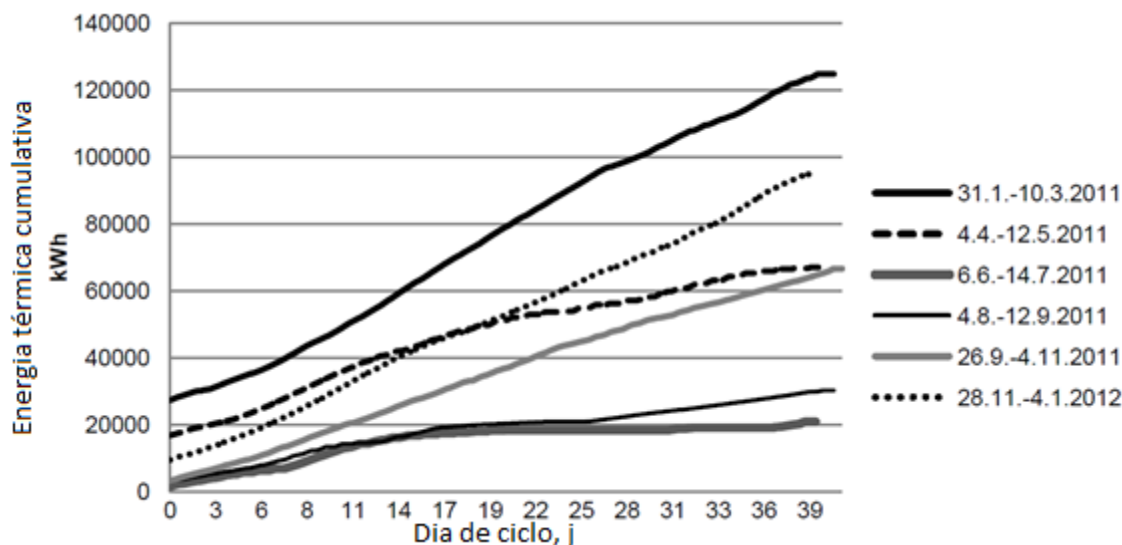


Figura 2.3 Energia térmica cumulativa para 6 ciclos de criação [12]

Da conclusão dos estudos surgem soluções que visam aumentar a eficiência energética nas instalações em causa. Rajaniemi e Ahokas (2015), deliberaram proceder a um controlo rigoroso da função de ventilação do espaço por concordarem ser o serviço onde mais energia térmica é dissipada. Outro exemplo, foi o desenvolvimento de um projeto que visava utilizar a energia geotérmica para criar um sistema de arrefecimento/aquecimento para sustentar as necessidades de um aviário típico instalado na Síria. A aplicação deste projeto levaria a um aumento da produção e poupanças significativas a nível económico, energéticas e ambientais. [13]

Como forma de conclusão, pode inferir-se que o consumo de energia varia muito de aviário para aviário. Muitos fatores como o clima, a estação do ano, o tipo de construção, os aparelhos instalados, os ciclos de criação, a massa da ave, a prática e técnicas de gestão afetam diretamente o consumo de energia térmica.

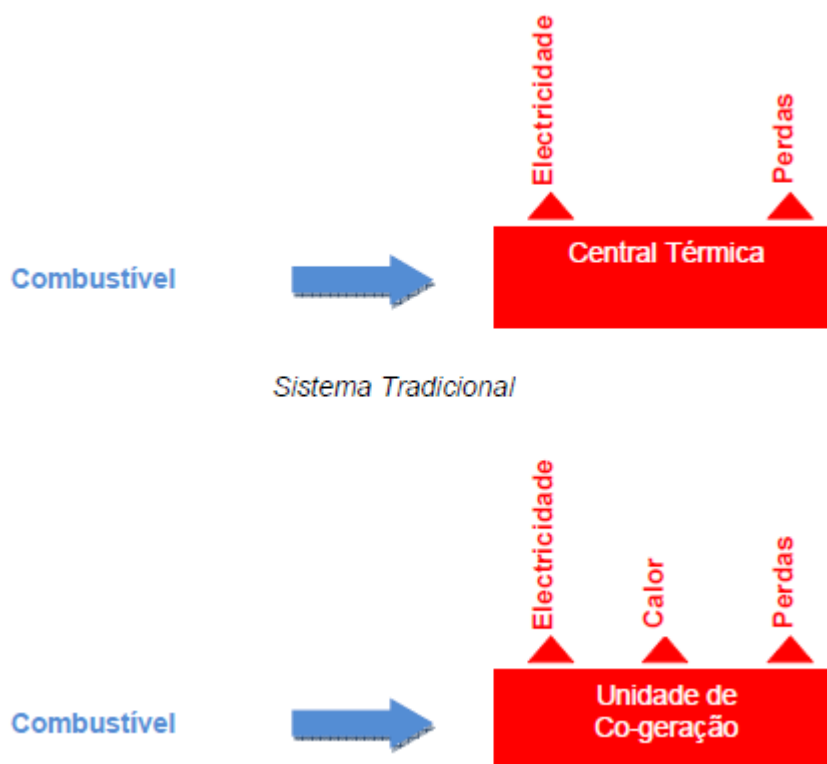
Na Tabela 2.1 resumem-se os resultados de parte dos estudos abordados nesta secção. Para facilitar a comparação dos dados, é utilizada como unidade comum o consumo específico por ave.

Tabela 2.1 Consumo de energia térmica por ciclo de criação para diferentes estudos [kWh/ave]

Espanha (1)	Suécia	Finlândia (1)	Espanha (2)	Finlândia (2)
0,88 [11]	0,77 [10]	2,04 [12]	1,65 [11]	2,35 [9]

2.4. A Cogeração

A cogeração é definida como sendo um processo em que há geração simultânea de duas formas de energia, mais vulgarmente, energia térmica e energia mecânica posteriormente convertida em energia elétrica, podendo esta última ser destinada a consumo próprio ou de terceiros, a partir de uma energia primária, por exemplo, libertada numa combustão. O calor produzido pode ser utilizado diretamente no processo industrial, bem como recuperado e convertido para utilização em aquecimento de espaços e/ou aquecimento de água. Complementarmente, a partir do calor poderá ainda produzir-se frio, por absorção, passando o processo a designar-se por trieração. A Figura 2.4 explica de forma ilustrativa a utilização da energia primária no processo tradicional e no processo de cogeração. [14]

**Figura 2.4** Transformação da energia primária

O gás natural é o combustível mais utilizado nestes sistemas, diminuindo consideravelmente as emissões de CO₂. Estes sistemas são adequados para instalações com um consumo elevado de energia térmica. [14]

A turbina a gás, turbina a vapor e motor alternativo são os sistemas de cogeração mais utilizados, diferenciando-se apenas nos rendimentos elétricos e térmicos. [14]

A cogeração representa uma alternativa de elevada eficiência energética, que permite reduzir a fatura energética dos utilizadores com necessidades simultâneas de calor (água quente ou vapor) e eletricidade. Para além da redução da fatura energética do utilizador, a cogeração permite poupar cerca de 15% a 30% da energia primária necessária para produzir, separadamente, eletricidade e calor. Além disso, o aproveitamento útil da energia contida no combustível pode, em alguns casos, ultrapassar os 80%. Outra vantagem da cogeração é a redução do impacto ambiental causado pela transformação de energia. A utilização mais eficiente dos combustíveis fósseis permitida pela cogeração resulta numa diminuição significativa das emissões de gases poluentes. Ao produzir a eletricidade e o calor no local da sua utilização, a cogeração permite ainda eliminar os custos de transporte e distribuição da energia elétrica.

Em Portugal, a cogeração foi introduzida no setor industrial nos anos 40, sendo as primeiras instalações baseadas em turbinas de vapor. No entanto, apenas na década de 90 a cogeração veio a ter um crescimento significativo em termos de potência instalada e de energia produzida. [15] A 15 de dezembro de 2003 foi inaugurada uma instalação de cogeração na Estação de Redução de Pressão Medida da Galp Transgás situada em Frielas. Já a empresa Tecaprod, foi a responsável pela primeira instalação de micro-cogeração a biogás ligada à rede pública de Portugal, nas piscinas municipais de Santa Marta de Penaguião, e pela instalação de micro-cogeração a gás natural no Ginásio Clube de Vila Real. [16]

As centrais de cogeração têm uma potência mínima de 15 kW e podem ir até às dezenas de MW. Desta forma, qualquer consumidor de energia elétrica e térmica pode instalar o seu sistema não estando esta forma de produção de energia limitada a grandes indústrias ou a avultados projetos. No entanto, a implementação deste sistema deve ser devidamente estudada para ser verificada a sua viabilidade económica e confrontar com o investimento que se pretende realizar.

A UE definiu para 2010 a produção de 18% de energia elétrica através da cogeração. Vários países foram definindo igualmente as suas metas internas lançando benefícios como a redução de tarifas de uso do sistema elétrico. Em Portugal, os benefícios também foram apresentados e a legislação foi fixada e tem sido revista nos últimos anos. A última medida legislativa é o Decreto-Lei nº68-A/2015 e estabelece os termos da tarifa de referência do regime remuneratório aplicável às instalações de cogeração.

2.4.1. Climaespaço – Sucesso de cogeração em Portugal

A Climaespaço é uma Central Térmica situada no Parque da Nações (Figura 2.5). Tem como função cobrir todas as necessidades térmicas do Parque Expo, sendo estas, o aquecimento central dos edifícios, a sua refrigeração e o aquecimento das águas sanitárias destes sendo distribuída a 150 edifícios, através de uma rede de tubagens com mais de 80 km de extensão. A Central funciona segundo um processo de trigeração, ou seja, a partir da mesma fonte energética (gás natural), produz simultaneamente energia elétrica, calor e frio. O sistema de distribuição urbana de energia térmica baseia-se na utilização de uma central de produção e de um meio de transporte de energia em circuito fechado (tubagens enterradas ou instaladas em galeria técnica). A Central de produção termoelétrica em trigeração tem uma potência em frio de 35 MW, uma potência térmica em calor de 27 MW e potência elétrica de 5MW. Os equipamentos de produção de frio são arrefecidos por água captada no rio Tejo e devolvida ao rio sem qualquer impacte ambiental [17]



Figura 2.5 Projeto de trigeração Climaespaço no Parque da Nações, Lisboa

3. MATERIAIS E PROCEDIMENTO

Concluída a revisão bibliográfica e feito o enquadramento do tema da presente dissertação, segue-se, nas próximas secções, a apresentação do objeto de estudo principal, a explicação da forma como foram recolhidos os dados e realizado o seu tratamento.

3.1. Caracterização da Instalação de Avicultura

A unidade de criação de frangos em estudo localiza-se no município de Viseu, freguesia de São Cipriano na localidade de Sarzedelo (Figura 3.1). Tem 1.100 m² de área e capacidade para aproximadamente 30.000 aves.

Para o aquecimento do espaço interior é utilizada uma caldeira de água quente a biomassa e 6 permutadores de calor água/ar (termoventiladores). Este sistema de aquecimento funciona de forma automática, assegurando, diariamente, a temperatura ideal para otimizar o ciclo de crescimento das aves, e reagindo às variações de temperatura e humidade do ar no interior e no exterior da instalação, as quais são afetadas, por um lado, pelos sistemas autónomos de controlo da humidade do ar e de renovação do ar (ver abaixo), e, por outro lado, pela meteorologia.

A caldeira instalada (Figura 3.2) tem 580 kW de potência nominal (potência térmica transferida para a água) e uma capacidade de armazenamento de água de 2.200 litros. A caldeira está programada para (re)iniciar a alimentação de combustível à fornalha (passagem ao estado ON) quando a temperatura da água no seu interior desce 3°C (valor típico deste parâmetro programável) em relação à temperatura máxima imposta, 93°C (*idem*), que assinala a paragem da alimentação de combustível (passagem ao estado OFF).

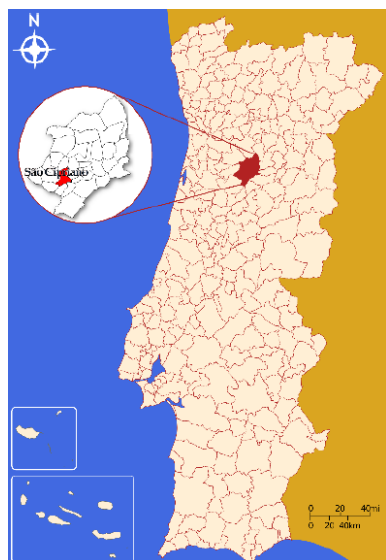


Figura 3.1 Localização geográfica do aviário



Figura 3.2 Caldeira da instalação

A transferência de calor para o ar interior da nave dá-se através de 6 permutadores de calor água/ar (termoventiladores) com potência calorífica máxima de 75 kW cada. Estão instalados próximo do teto e distribuídos ao longo da nave de forma a proporcionar um aquecimento uniforme. Os termoventiladores são controlados autonomamente (quatro destes estão sincronizados aos pares) segundo uma estratégia ON/OFF, em função da temperatura do ar na sua proximidade.

A renovação do ar da nave é feita com recurso a 16 conjuntos de ventiladores de extração e persianas de entrada de ar localizados frente a frente, em paredes opostas. Cada ventilador tem uma capacidade máxima de 15.000 m³/h. Existem também bombas pulverizadoras de água para fazer o controlo da humidade do ar e arrefecer o ar nos casos em que a temperatura do ar exterior é superior à temperatura desejada para o ar interior.

Além destes equipamentos, há ainda outros auxiliares, mas que representam uma fração apreciável da fatura elétrica. São eles: 36 lâmpadas fluorescentes T8 de 36 W cada, com um funcionamento intermitente consoante a necessidade das aves; bombas de circulação de água de abastecimento dos bebedouros e do sistema de aquecimento central; três motores elétricos incorporados na caldeira, acoplados aos ventiladores de insuflação de ar de combustão e de extração dos gases queimados, e ao parafuso sem-fim que faz a alimentação de combustível à fornalha. Os ventiladores de extração, os termoventiladores e o sistema de abastecimento dos comedouros estão também equipados com motores elétricos.

3.2. Descrição do Processo Produtivo

O “processo produtivo”, neste caso, um ciclo de criação das aves, inicia-se uns dias antes da receção dos pintos, com a limpeza e desinfeção do espaço. Após este procedimento, é espalhada de forma uniforme a “cama” para as aves.

No dia que antecede imediatamente a receção dos pintos é feito um aquecimento homogéneo do interior do aviário, elevando a temperatura do ar até aos 32,5°C. À medida que as aves se vão desenvolvendo, a temperatura da nave vai sendo gradualmente reduzida, de acordo com uma função ótima diária pré-estabelecida, até que, ao fim da 6ª semana de criação, se atinge os 21°C. Como já foi explicado acima, o controlo da temperatura, humidade e renovação do ar interior é levado a cabo mediante um sistema automático de controlo ON/OFF autónomo, mas indiretamente conjugado, dos termoventiladores, da caldeira, dos ventiladores/persianas de renovação do ar e das bombas pulverizadoras/humidificadoras.

As aves são alimentadas com ração que se encontra num silo adjacente ao aviário. O fornecimento de ração é ajustado conforme a idade das mesmas.

O consumo de água das aves é controlado de forma análoga ao da ração, sendo também ajustado à sua idade.

Por volta do 30º dia de criação são recolhidas as primeiras aves, permanecendo cerca de 23.000 na instalação até ao final da criação.

Após a recolha de todas as aves, por volta do 37º ou 38º dia de criação, todo o ciclo é repetido.

3.3. Aquisição de Dados

A recolha de dados decorreu durante uma campanha de criação completa em pleno inverno. Iniciou-se no dia 22 de dezembro de 2016 e teve fim no dia 30 de janeiro de 2017. Para tal foram utilizados dois analisadores de energia elétrica não intrusivos: para fazer o registo da energia elétrica fornecida aos 6 termoventiladores foi utilizado um analisador FLUKE 1730 (Figura 3.4) programado para adquirir e registar médias de várias grandezas elétricas de 30 em 30 segundos; para registar a energia elétrica fornecida ao ventilador do ar de insuflação da caldeira utilizou-se um analisador PEL 103 (Figura 3.3) com taxa de aquisição e registo de 1 em 1 segundo. Estes analisadores fazem uso de garras

amperimétricas que são colocadas em redor do fio condutor que alimenta os aparelhos cujo funcionamento procuramos analisar. Para os termoventiladores empregaram-se 3 garras, circundando, cada uma, o fio condutor de alimentação de um par de termoventiladores. O processamento do sinal conjunto das alimentações do par de termoventiladores não sincronizados obrigou a uma análise específica para perceber se apenas um ou os dois termoventiladores estavam em funcionamento num dado momento.

Das várias grandezas elétricas que estes analisadores permitem registar, apenas a intensidade de corrente foi aproveitada.



Figura 3.3 Pel 103



Figura 3.4 FLUKE 1730

3.4. Métodos utilizados

Nesta subsecção são apresentados os dois métodos/modelos utilizados para determinar as necessidades térmicas do aviário. Um dos modelos baseia-se nos períodos ON/OFF dos termoventiladores enquanto o outro, completamente independente deste, se foca nos períodos OFF da caldeira.

Ambos os métodos são não intrusivos na medida em que a recolha de dados necessários, nem implica fazer alterações na instalação, nem perturba o seu normal funcionamento.

Para um entendimento mais simples dos modelos, é apresentado na Figura 3.5 um esquema do sistema de aquecimento do ar no interior da nave.

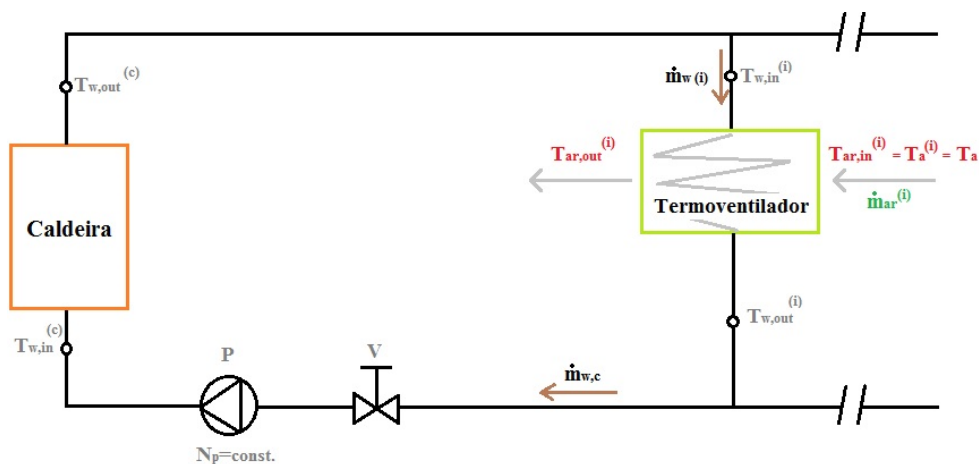


Figura 3.5 Esquema do circuito de água quente de aquecimento da nave

Os ramais dos termoventiladores estão montados em paralelo e são sensivelmente equilibrados do ponto de vista hidráulico, pelo que $\dot{m}_w^{(i)} \approx \dot{m}_{w,c}/6$, independentemente do estado ON/OFF do respectivo termoventilador. As perdas térmicas nas condutas são desprezáveis, tendo-se $T_{w,in}^{(i)} \approx T_{w,out}^{(c)}$ e, quando o termoventilador está em modo OFF, $T_{w,out}^{(i)} \approx T_{w,in}^{(i)}$. A temperatura $T_{w,in}^{(c)}$ de retorno da água à caldeira é determinada pela mistura das águas de retorno dos seis ramais dos termoventiladores. Quando em modo ON, os termoventiladores funcionam com caudal mássico de ar $\dot{m}_{ar}^{(i)}$ constante (em modo OFF, $\dot{m}_{ar}^{(i)} = 0$).

3.4.1. Método Baseado nos Períodos OFF da Caldeira

O modelo em que se apoia este método consta em André *et al.* (2016) [18], sendo sintetizado de seguida.

Em primeiro lugar, para identificar os períodos OFF da caldeira recorreu-se ao sinal de intensidade de corrente, medido com o aparelho PEL 103, no fio condutor que alimenta o motor de insuflação do ar de combustão à caldeira. O processamento deste sinal (ao longo de cada dia do ciclo de criação: instante de início e duração Δt_{off} dos períodos OFF) foi feito com *software* de programação MatLab.

Posto isto, durante um período OFF da caldeira, por um lado, a água no seu interior e as partes sólidas em equilíbrio térmico com esta, com capacidade calorífica $C_{w,a}$ e temperatura média $\bar{T}_w \approx (T_{w,in} + T_{w,out})/2$, vão perdendo calor sensível, mas, por outro lado, a combustão em brasa com cinética lenta (gases queimados, brasas e cinzas quentes),

que ainda persiste, vai transferindo calor para a água a uma taxa $\dot{Q}_{C,off}(t)$ decrescente no tempo. Deste modo, o balanço térmico (instantâneo) da água na caldeira é dado por:

$$\dot{Q}_{w,n} = \dot{m}_w \cdot c_{p_w} \cdot (T_{w,out} - T_{w,in}) = -C_{w,a} \cdot \frac{d\bar{T}_w}{dt} + \dot{Q}_{C,off} = -C'_{w,a} \cdot \frac{d\bar{T}_w}{dt} \quad (3.1)$$

No membro extremo direito desta equação, $C'_{w,a}$ representa uma capacidade calorífica equivalente, assimilando-se o processo de arrefecimento real a uma pura perda de calor sensível, mas com capacidade calorífica variável no tempo. Para estimar a função $C'_{w,a}(t)$, realizou-se um ensaio de uma caldeira semelhante à instalada no pavilhão de aviário em estudo, no banco de ensaios do fabricante, no qual se mediram e registaram as temperaturas $T_{w,in}$ e $T_{w,out}$, e o caudal mássico \dot{m}_w da água, durante um período de tempo longo, com a caldeira em modo OFF (sem alimentação de biomassa à fornalha).

Concretamente,

$$C'_{w,a}(t) = \frac{-\dot{Q}_{w,n}(t)}{\frac{d\bar{T}_w}{dt}(t)} \quad (3.2)$$

Obeve-se, assim, a seguinte função empírica para a capacidade calorífica equivalente instantânea $C'_{w,a}(\Delta t_{off})$:

$$C'_{w,a}(\Delta t_{off}[h])[MJ/^\circ C] = \begin{cases} 0.0606 \cdot (19 + \Delta t_{off})^2 - 3.31 \cdot (19 + \Delta t_{off}) + 55.597 \\ \quad \text{se } \Delta t_{off} \leq 5.5 \text{ h} \\ 11.100 \text{ se } \Delta t_{off} > 5.5 \text{ h} \end{cases} \quad (3.3)$$

A capacidade calorífica média no período $[0, \Delta t_{off}]$, que se pode obter integrando a função $C'_{w,a}(\Delta t_{off})$ da Equação (3.3), é bem descrita por:

$$\bar{C}'_{w,a}[MJ/^\circ C] = \begin{cases} 14.882 - 0.402 \cdot \Delta t_{off} \text{ se } \Delta t_{off} \leq 5.5 \text{ h} \\ 12.870, \text{ se } \Delta t_{off} > 5.5 \text{ h} \end{cases} \quad (3.4)$$

Em suma, para estimar a potência térmica média consumida no aviário durante um período OFF da caldeira, com duração Δt_{off} , usa-se a Equação (3.5):

Na Equação (3.5), $\bar{C}'_{wa}(\Delta t_{off})$ é a função dada pela Equação (3.4) e $\Delta T_{w,out}$ é a diferença entre os *set points* superior ($T_{w,out1}$) e inferior ($T_{w,out2}$) de temperatura de saída da água da caldeira, programados no controlo ON/OFF desta. Nesta campanha, tem-se, em concreto: $T_{w,out1} = 93 \text{ °C}$, $T_{w,out2} = 90 \text{ °C}$ e, portanto, $\Delta T_{w,out} = 3 \text{ °C}$.

$$\dot{Q}_{w,0} = -\frac{1}{\Delta t_{off}} \int_0^{\Delta t_{off}} C'_{wa}(t) \cdot \frac{d\bar{T}_w}{dt}(t) \cdot dt \approx \bar{C}'_{wa}(\Delta t_{off}) \cdot \left(\frac{\Delta T_{w,out}}{\Delta t_{off}} \right) \quad (3.5)$$

Em princípio, o método pode ser estendido também aos períodos ON da caldeira, mas campanhas de medidas preliminares acabaram por revelar que perde então bastante fiabilidade, pelo que não o teremos em conta neste trabalho.

3.4.2. Método Baseado nos Períodos ON/OFF dos Termoventiladores

Este método de estimativa é completamente independente do apresentado na subsecção anterior, com o qual será, pois, confrontado oportunamente.

Baseia-se no modelo de funcionamento dos termoventiladores do sistema de aquecimento do aviário desenvolvido por André *et al.* (2016) [19], que se sintetiza abaixo.

Da teoria geral dos permutadores (e.g., Incropera and DeWitt ?), sabe-se que, em permutadores água (fluido quente)/ar (fluido frio) como os presentes termoventiladores, verificando-se a seguinte relação entre os fluxos das capacidades caloríficas específicas dos dois fluidos, $C_{ar} = \dot{m}_{ar} \cdot c_{par} \approx 2.5 \text{ kJ/s} \cdot \text{°C} < C_w = \dot{m}_w \cdot c_{pw} \approx 4 - 8 \text{ kJ/s} \cdot \text{°C}$, a eficiência do permutador ε_{term} é dada por (a notação é aqui algo aligeirada):

$$\varepsilon_{term} = \frac{T_{ar,out} - T_{ar,in}}{T_{w,in} - T_{ar,in}} \quad (3.6)$$

Ora, dentro da gama dos *inputs* contemplados na folha técnica destes termoventiladores ($\dot{m}_{ar} \approx 2.5 \text{ kg/s}$, $T_{ar,in} = 15 - 30 \text{ °C}$, $\dot{m}_w = 1 - 1.91 \text{ kg/s}$, $T_{w,in} = 80 - 100 \text{ °C}$), a análise experimental do seu desempenho mostra que:

$$\varepsilon_{term} \approx 0.35 \quad (3.7)$$

Assim, das Equações (3.6) e (3.7) obtém-se já a temperatura $T_{ar,out}$ da corrente de ar quente à saída do termoventilador:

$$T_{ar,out} = T_{ar,in} + \varepsilon_{term} \cdot (T_{w,in} - T_{ar,in}) \quad (3.8)$$

Na Equação (3.8): $T_{ar,in}$ é, sensivelmente, a temperatura do ar no interior do aviário, que é função do dia do ciclo de acordo com a Tabela 3.1; e, dado que $T_{w,out2}^{(C)} = 90 \text{ °C} \leq T_{w,in} \leq T_{w,out1}^{(C)} = 93 \text{ °C}$, toma-se, simplesmente, $T_{w,in} \approx 91.5 \text{ °C}$.

Tabela 3.1 Temperatura prescrita para o ar no interior do aviário em função do dia do ciclo

Dia do ciclo, j	T_{ar,in} [°C]
0-3	32.5
4-7	31
8-14	28
15-21	25
22-28	22
≥29	21

Por outro lado,

$$\dot{Q}_{ar} = -\eta_{term} \cdot \dot{Q}_w \quad (3.9)$$

em que: \dot{Q}_{ar} expressa a potência de aquecimento da corrente de ar induzida pelo termoventilador, η_{term} representa o rendimento energético do termoventilador, e \dot{Q}_w é a potência de arrefecimento da água.

Ora, da análise da folha técnica dos termoventiladores pode constatar-se que:

$$\eta_{term} \approx 0.8957 + (0.0042 - 10^{-5} \cdot T_{w,in}) \cdot T_{ar,in} \quad (3.10)$$

Assim, conhecidos $T_{ar,out}$ da Equação (3.8) pode calcular-se a potência de aquecimento da corrente de ar através do termoventilador, pela Equação (3.11):

$$\dot{Q}_{ar} = \dot{m}_{ar} \cdot c_{par} \cdot (T_{ar,out} - T_{ar,in}) \quad (3.11)$$

Por fim, a potência térmica extraída à água, ou dissipada, por um grupo de m termoventiladores (em modo ON) é calculada pela Equação (3.12), com η_{term} dado pela Equação (3.10):

$$\dot{Q}_w = m \cdot \frac{1}{\eta_{term}} \cdot \dot{Q}_{ar} \quad (3.12)$$

Como já se referiu, os termoventiladores estão agrupados em três pares ($k = 1, 2, 3$), para os quais: $m_1 = m_2 = 0,2$ (funcionamento sincronizado) mas $m_3 = 0,1,2$. Assim, o modelo anterior deve ser acoplado a um complexo algoritmo de processamento dos sinais da alimentação dos três grupos de termoventiladores, implementado em *software* MatLab, para discriminar os instantes de início (t_i) e fim (t_{i+1}) de cada período homogéneo de funcionamento dos termoventiladores, em que $m = m_1 + m_2 + m_3 = C.te$, proporcionando a Equação (3.12) a desejada estimativa da potência térmica total dissipada durante o período, também constante ao longo deste.

4. ANÁLISE E DISCUSSÃO DE RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos pelos dois métodos de estimativa das necessidades térmicas do aviário, assim como as dificuldades que surgiram. Do confronto dos resultados dos métodos tiram-se conclusões sobre a sua fiabilidade e outras de interesse.

4.1. Método Baseado nos Períodos OFF da Caldeira

Recorde-se que este método proporciona apenas, diretamente, as potências térmicas médias $\dot{Q}_{o,i}$ dissipadas na sequência de períodos OFF da caldeira, cujas durações $\Delta t_{off,i}$ variam de uns minutos a várias horas. Naturalmente, entre dois períodos OFF consecutivos existe um período ON com a duração de poucos minutos.

Multiplicando a potência $\dot{Q}_{o,i}$ [kW] térmica média dissipada num período, pela sua duração $\Delta t_{off,i}$ [h], obtém-se a correspondente energia térmica $Q_{o,i}$ [kWh] dissipada. A Figura 4.1 representa a energia térmica diária e cumulativa dissipada ao longo da campanha, estimada por este método, desprezando os períodos ON da caldeira (o que conduz a uma ligeira subestimação). É interessante confrontar a energia térmica total dissipada no ciclo ($Q_o = 50,956$ kWh) com os valores de outros autores constantes na Tabela 2.1.

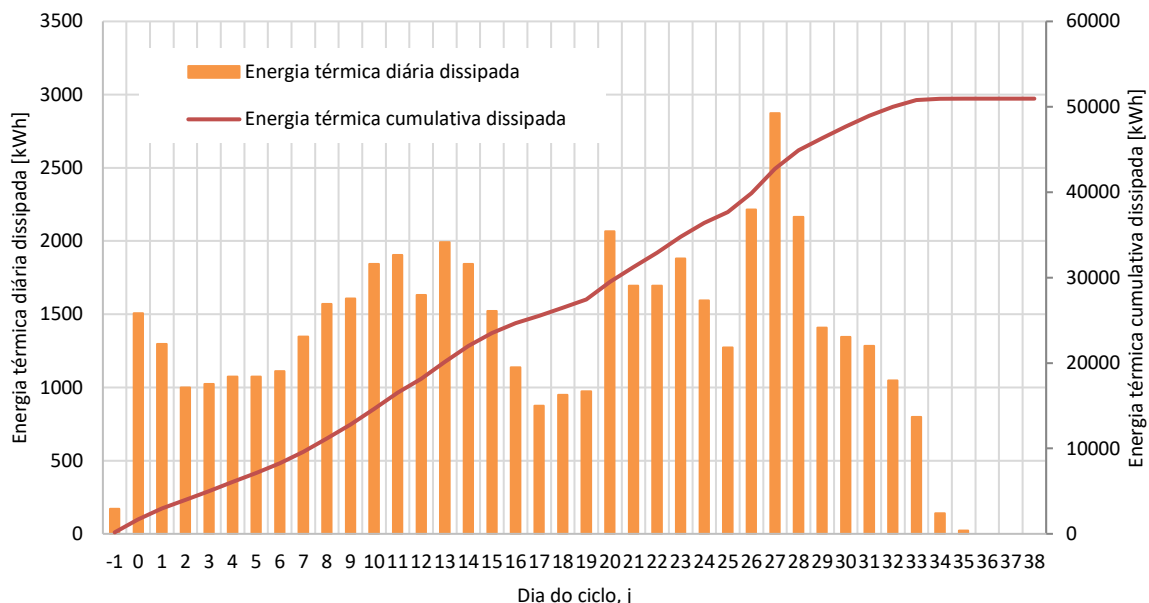


Figura 4.1 Energia térmica diária e cumulativa dissipada (Método da Caldeira)

Calculou-se também a potência média térmica diária, que se representa em conjunto com a temperatura média diária do ar exterior na Figura 4.2.

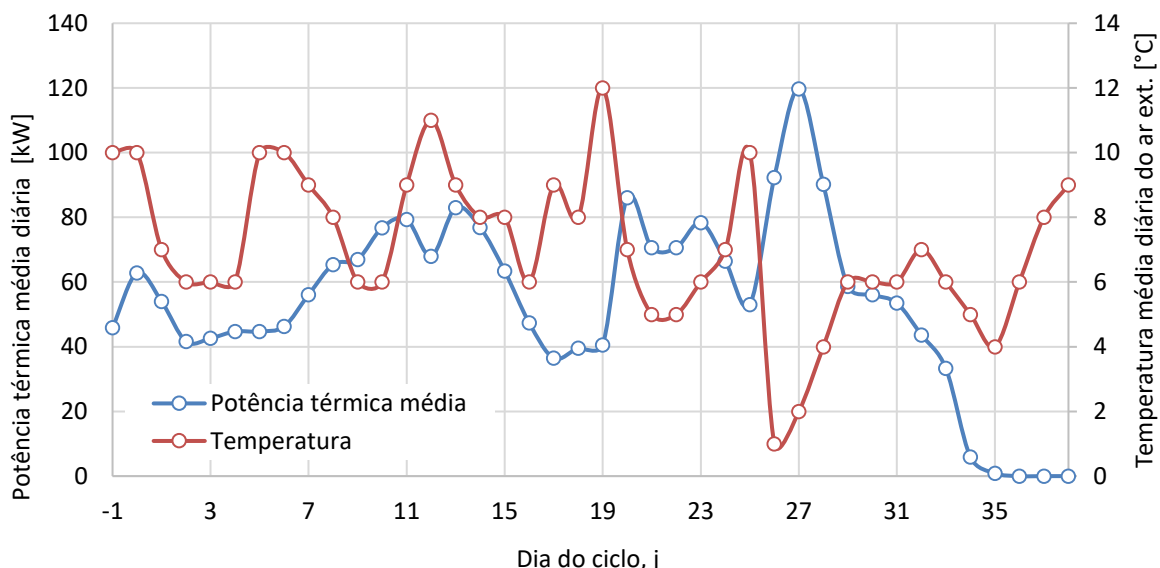


Figura 4.2 Potência térmica dissipada e temperatura do ar exterior médias diárias (Método da Caldeira)

Pela análise da Figura 4.2 é possível inferir que, como se esperaria e apenas com algumas exceções, a potência térmica acompanha as flutuações da temperatura média do ar exterior o que permite sustentar alguma confiança no modelo.

4.2. Método Baseado nos Períodos ON/OFF dos Termoventiladores

Neste método estima-se a potência térmica instantânea $\dot{Q}_{w,i,i+1}$ dissipada em períodos $[t_i, t_{i+1}]$ consecutivos (com duração oscilando entre alguns segundos e poucas horas), de funcionamento homogêneo dos termoventiladores, ao longo do ciclo de criação.

Na Figura 4.3 representa-se a energia térmica diária e cumulativa consumida ao longo da campanha em estudo.

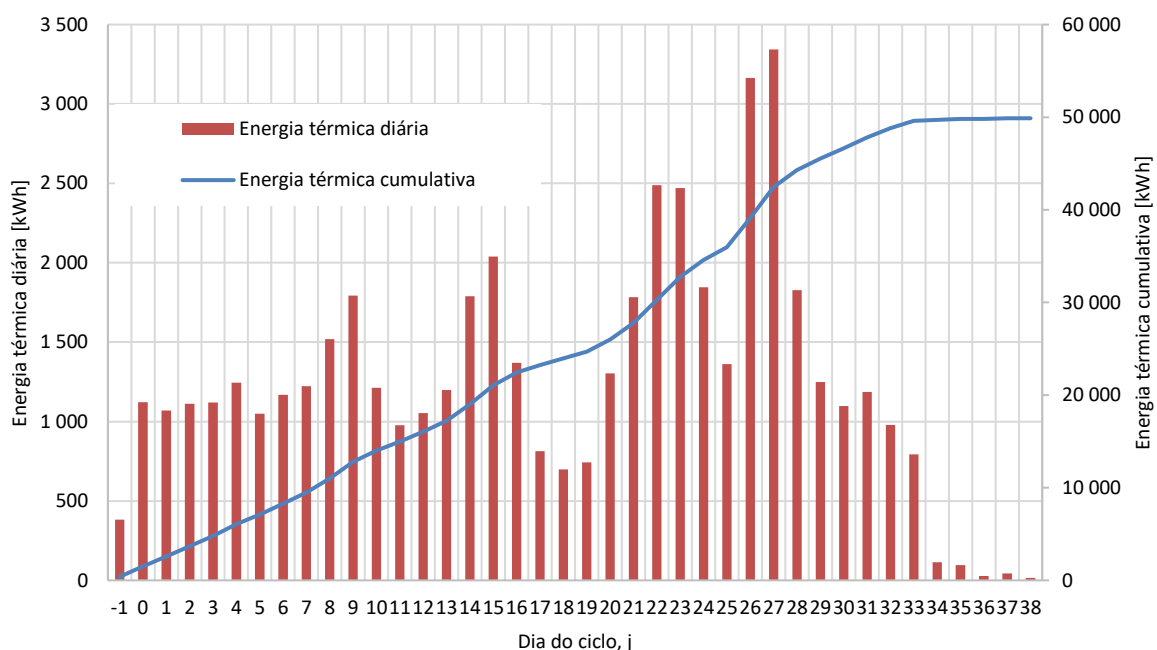


Figura 4.3 Energia térmica diária e cumulativa dissipada (Método dos Termoventiladores)

É interessante reparar que os dias 26 e 27 foram dias de grande consumo térmico, correspondendo, de fato, aos dias mais frios da campanha, com temperaturas médias diárias do ar exterior a atingir 1°C e 2°C, respetivamente. A energia térmica total consumida na campanha é de 49.889 kWh.

A potência térmica média diária ao longo da campanha, em conjunto com a temperatura média diária do ar exterior, são representadas na Figura 4.4.

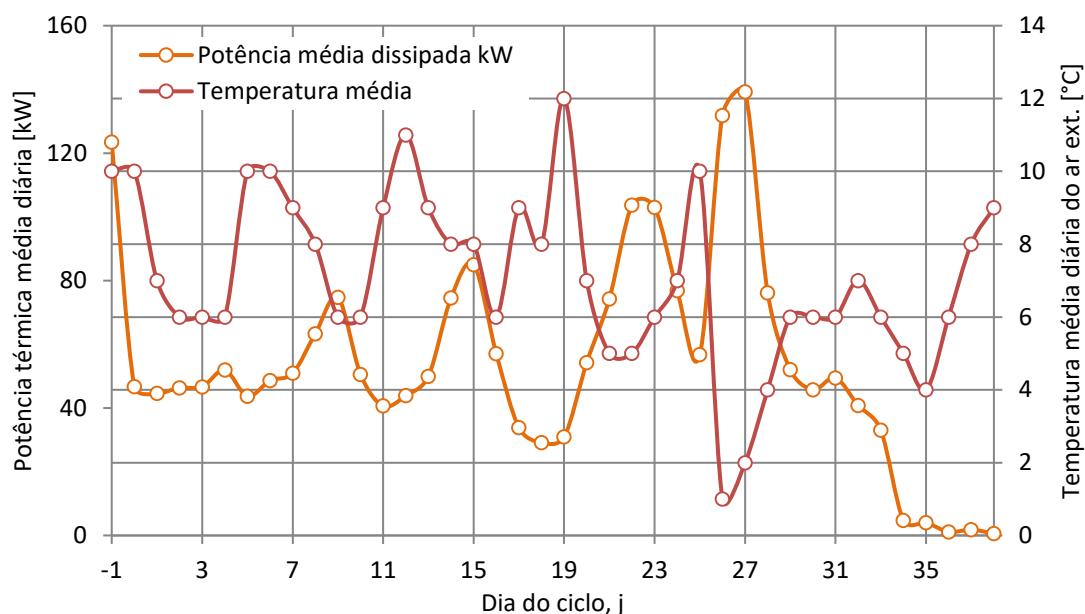


Figura 4.4 Potência térmica dissipada e temperatura do ar exterior médias diárias (Método dos Termoventiladores)

Tal como no Método da Caldeira, observa-se que a potência média diária, em geral, responde às flutuações da temperatura da forma que se esperaria.

Aproveitando a grande riqueza de informação e a razoável fiabilidade do presente método de estimativa do consumo térmico do aviário, investiga-se agora a questão, crítica para o Projeto MINI-COG que esta tese serve, de saber se uma caldeira com potência nominal $\dot{Q}_{wn} \sim 560$ kW, capaz de operar com modulação contínua da potência entre 20% e 110% da potência nominal e devidamente integrada no sistema de cogeração do projeto, poderia servir as necessidades térmicas de dois pavilhões *standard* de aviário, tendo em conta que o pavilhão analisado tem cerca de metade da área de um pavilhão *standard*.

Com este intuito, decidiu-se estudar a variação da potência térmica média dissipada em períodos de 30 minutos (apenas para reduzir o volume de dados a processar), ao longo do dia, para todos os dias da campanha, que ocorre no período crítico do ano. De forma simplista mas prudente (já que sobrestima a realidade), multiplica-se por quatro (i.e., na proporção da área) os valores das potências apuradas para o pavilhão de S. Cipriano. Na Figura 4.5 mostram-se os resultados para os dias do ciclo $j = 9, 15, 18, 22, 27$, considerados ilustrativos.

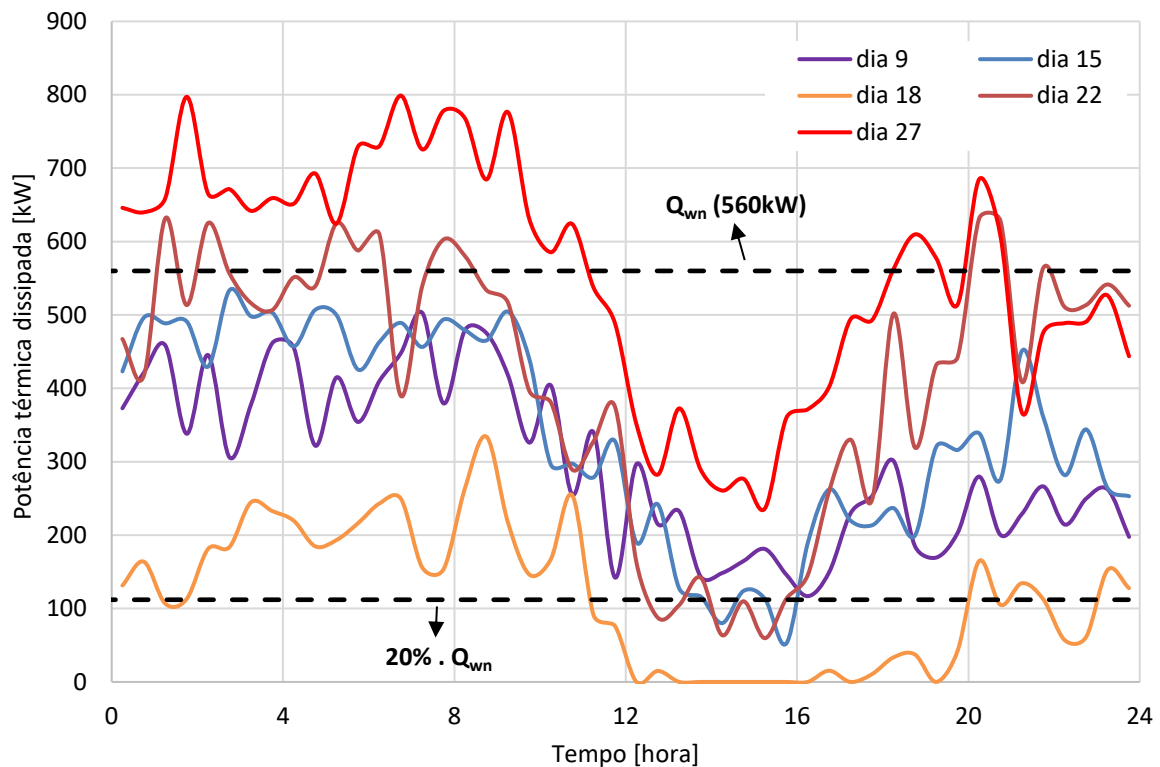


Figura 4.5 Potência térmica média dissipada em períodos de 30 minutos, ao longo de dias ilustrativos da campanha (extrapolada a 2 pavilhões standard)

O dia do ciclo 27 apresenta um comportamento crítico entre as 0 horas e as 10 horas, com potências de consumo claramente superiores a 110% da potência nominal da caldeira. Embora, *prima facie*, este facto permita inferir que a caldeira não teria capacidade para garantir as necessidades térmicas do aviário, uma análise aprofundada do fenómeno e do controlo do sistema, que não cabe aqui expor, indica que esta limitação é, provavelmente, tolerável/inócua. Por outro lado, a Figura 4.5 mostra também que, em partes dos dias 15, 18 (sobretudo este) e 22, o sistema é obrigado a funcionar de modo intermitente.

Uma outra conclusão interessante que a Figura 4.5 permite tirar é que as médias diárias da potência ocultam grandes diferenças entre as médias diurnas (mais baixas) e as médias noturnas (mais altas).

4.3. Confronto dos resultados dos dois métodos

4.3.1. Necessidades Térmicas ao Longo de um Ciclo de Criação

Na Figura 4.6 faz-se o confronto integral, para o ciclo completo de criação, das estimativas dos dois métodos para a potência média diária e a energia térmica cumulativa consumida.

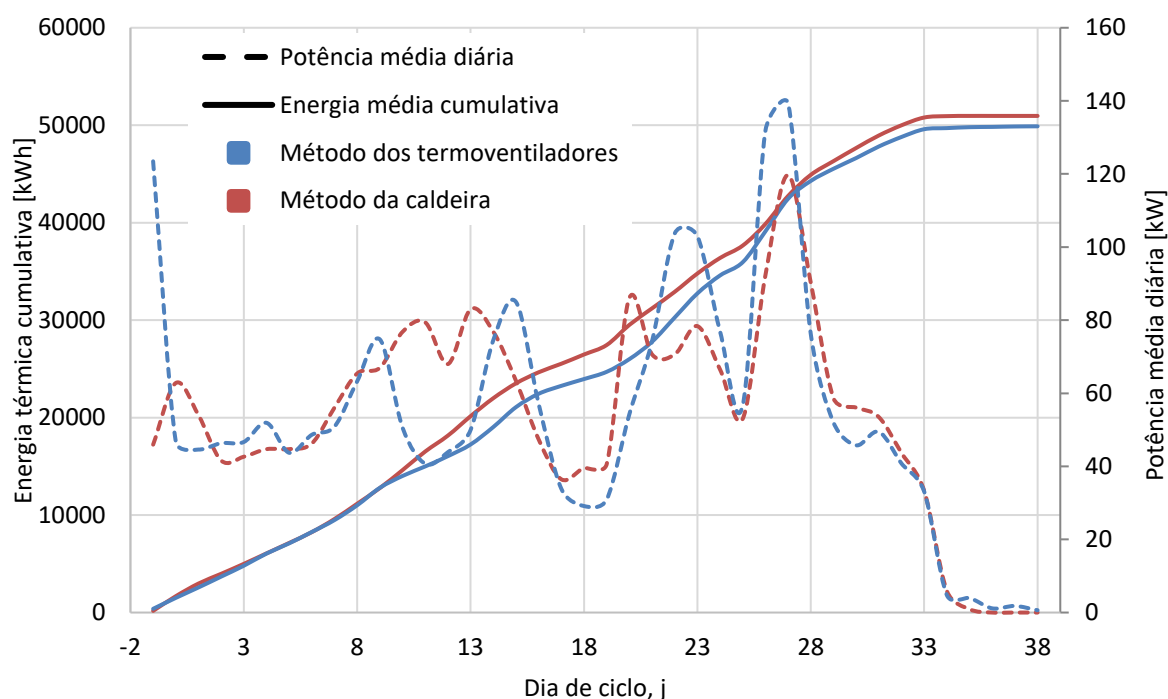


Figura 4.6 Comparação integral dos dois métodos

É perceptível que até ao dia de ciclo 9 o método da caldeira acompanha perfeitamente o resultado do método dos termoventiladores, no que diz respeito à energia térmica cumulativa consumida. Daí em diante os métodos separam-se ligeiramente voltando a convergir para valores muito próximos a partir do dia de ciclo 27. A energia térmica consumida em toda a campanha é estimada pelo método da caldeira em 50.956 kWh, e pelo método dos termoventiladores em 49.889 kWh. São valores bastante próximos que permitem gerar alguma confiança em ambos os métodos.

No que diz respeito à potência térmica, as discrepâncias entre as estimativas dos dois métodos são mais significativas, mas sem chegar a ser, com poucas exceções,

preocupantes. Em todo o caso, a análise das incertezas inerentes aos modelos subjacentes aos dois métodos leva-nos a supor que o método dos termoventiladores é o mais fiável dos dois. Esta conclusão é reforçada experimentalmente na seção seguinte.

4.3.2. Necessidades Térmicas ao Longo de um Dia de Criação

Para fazer um confronto mais fino e rigoroso dos dois métodos, é necessário pós-processar as estimativas do método dos termoventiladores, para calcular a potência térmica média dissipada nos períodos OFF da caldeira. A Figura 4.7 apresenta o resultado deste confronto para um dia de ciclo com comportamento típico.

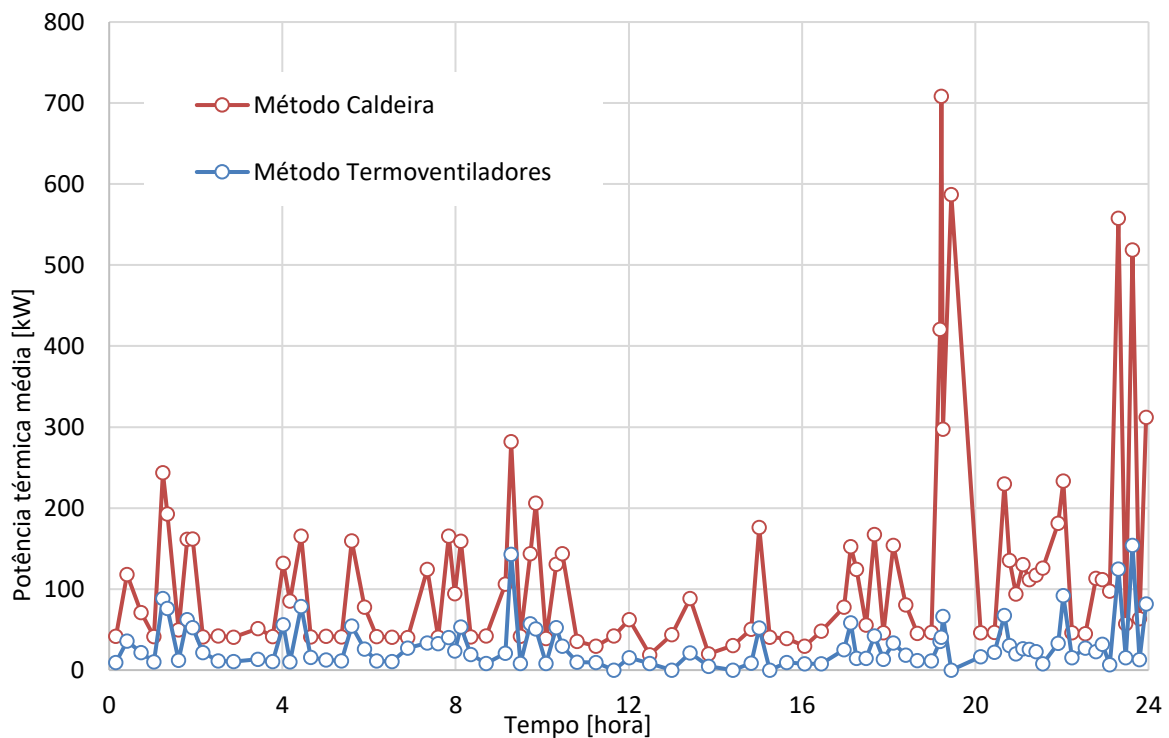


Figura 4.7 Potência térmica média nos períodos OFF da caldeira, durante o dia de ciclo $j=6$, estimada pelos dois métodos

Da análise desta figura infere-se que a tendência das duas linhas é semelhante, todavia com valores bastantes díspares. As estimativas do método da caldeira são sempre superiores às do método dos termoventiladores, sobretudo no período noturno, em que as primeiras alcançam valores claramente irrealistas, muito superiores à potência nominal da caldeira. Este facto retira alguma confiança ao método da caldeira, embora se reconheça que estes erros na estimativa da potência (por este método) são muito atenuados na estimativa da energia, como se viu na seção anterior.

5. PISCINAS INTERIORES

Devido ao carácter secundário e à forma menos desenvolvida como foi tratado o objetivo “consumo térmico de piscinas interiores”, decidiu-se dedicar-lhe apenas um capítulo na dissertação, que trata o tema com autonomia.

5.1. Estado da Arte

Nos últimos anos o crescimento dos complexos desportivos com piscinas interiores tem sido assinalável, impulsionado pelo poder municipal, com a finalidade de proporcionar condições de bem-estar aos seus munícipes.

No início de 2013 foram contabilizados mais de 410 complexos com piscinas, o que corresponde a um mínimo de 670 piscinas de diversas dimensões, sendo na sua maioria tanques semiolímpicos com vinte e cinco metros de comprimento.[20] A distribuição deste número por distritos está representada na Figura 5.1.

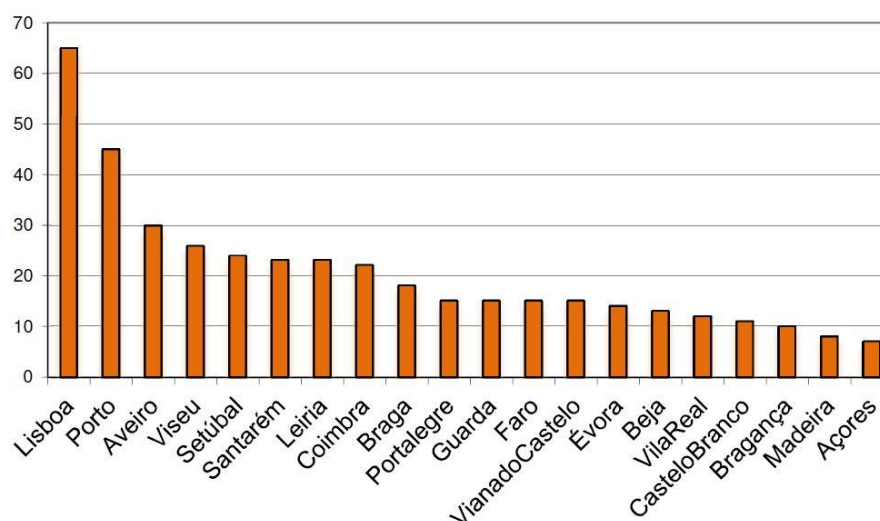


Figura 5.1 Estimativa do número de CPI em Portugal no início de 2013

Os complexos desportivos com piscinas interiores são edifícios com características bastante específicas no que diz respeito ao seu consumo energético. Isto deve-se, essencialmente, à necessidade de garantir condições ambientais bastante peculiares,

nomeadamente, certas temperatura e humidade do ar interior da nave e temperatura da água da piscina, o que implica gastos energéticos bastante elevados.

De acordo com a Norma CNQ 23/93, a temperatura ambiente do complexo da piscina deve ser igual ou superior à temperatura da água do tanque, sendo, no mínimo, de 24°C. Quanto à humidade relativa do ar, esta deve ser entre 55% e 75%. Já a água da piscina deve estar entre os 24°C e os 28 °C. A Norma indica ainda alguns valores de renovação do ar: uma taxa de cerca de 6 l/s por banhista, não devendo a velocidade do ar exceder os 2 m/s, para não causar correntes de ar desconfortáveis aos banhistas. A respeito da regeneração da água das piscinas, recomenda-se uma reposição diária de água nova (potável) à taxa mínima de 30 l/dia por banhista, com o mínimo absoluto de 2% do volume do tanque.

Com estas condições de temperatura e humidade do ar interior garante-se que os banhistas, que saem da piscina molhados, não tenham a sensação de frio, por a temperatura do ambiente ser baixa ou pelo calor cedido pelo corpo no processo de evaporação de água da pele molhada caso a humidade relativa fosse baixa. Além disso, limita-se a evaporação de água da piscina, pois esta está diretamente relacionada com a diferença entre a temperatura da lâmina de água superficial e a temperatura do ar interior, e ainda com a humidade relativa do ar no interior do complexo.

Tratando-se de uma instalação com elevado consumo energético (térmico), é importante conhecer a distribuição deste consumo ao longo do tempo, assim como a natureza e contribuição relativa das respetivas perdas térmicas. Spenser (2004) refere que as perdas por evaporação e por ventilação são as principais (Figura 5.2).

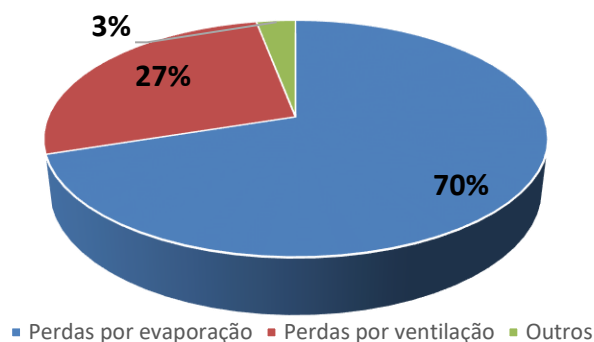


Figura 5.2 Perdas térmicas em piscinas interiores segundo Spenser (2004)

Sendo a evaporação da água responsável pela maior parte das perdas térmicas das piscinas, é muito importante fazer uma avaliação o mais precisa possível da taxa de evaporação. Além disso, a evaporação torna a atmosfera do complexo muito húmida, o que causa desconforto aos ocupantes e pode causar estragos nos equipamentos. [21]

5.2. Modelos Analisados

Da diversa bibliografia sobre modelos de previsão de perdas térmicas em piscinas interiores, que foi revista, pela falta de tempo, optou-se por aprofundar apenas o estudo de dois deles, que ofereciam, à partida, maior confiança.

O primeiro modelo, de Shah M. (2012), tem como objetivo exclusivo estimar a taxa de evaporação da água de uma piscina interior, grandeza que, como já se referiu, assume grande relevância no cálculo das perdas térmicas.

O outro modelo é o presente no anexo A da Norma Portuguesa NP4448 [22]. Este estima, não apenas a taxa de evaporação de água da piscina, mas também as perdas térmicas.

5.2.1. Modelo de Shah (2012)

Shah M. (2012) faz a validação do seu modelo de previsão da taxa de evaporação de água da piscina por comparação com dados experimentais de onze autores e previsões de outros dez modelos, concluindo que o seu é o que apresenta maior concordância com os dados experimentais. [23]

Os *inputs* do modelo são os seguintes:

- P_{atm} – pressão atmosférica ambiente [kPa, abs];
- T_p – temperatura da água da piscina e da camada de ar húmido saturado adjacente à superfície da água [°C];
- $T_{aw,r}$ – temperatura do ar húmido na área circundante à piscina [°C];
- $\Phi_{aw,r}$ – humidade relativa do ar húmido na área circundante à piscina.

A partir destes *inputs* calculam-se *outputs* intermédios, que são depois empregues para calcular o *output* principal do modelo, a taxa de evaporação de água da piscina. Os *outputs* intermédios e as suas expressões de cálculo são:

- $P_{w,sat}$ – pressão de saturação do vapor de água à temperatura da superfície da água da piscina [kPa, abs.] (Equação (5.1), de interpolação de propriedades termodinâmicas do vapor de água);

$$P_{w,sat} = 100 \times (0.004516 + 0.0007178 \cdot T_p - 2.649 \times 10^{-6} \cdot T_p^2 + 6.944 \times 10^{-7} \cdot T_p^3) \quad (5.1)$$

- $\rho_{aw,p}$ – massa volúmica do ar húmido saturado à temperatura da superfície da água da piscina [kg/m³] (Equação (5.2), que assume que o ar húmido é uma mistura de gases perfeitos, ar seco e vapor de água, neste caso, saturado);

$$\rho_{aw,p} = \frac{(P_{amb} - P_{w,sat}) \cdot M_a + P_{w,sat} \cdot M_w}{R \cdot (T_p + 273.15)} \quad (5.2)$$

- em que: M_a [kg/kmol] é a massa molar do ar seco, M_w [kg/kmol] é a massa molar do vapor de água e R [kJ/kmol · K] é a constante universal dos gases perfeitos.
- $\rho'_{aw,p}$ – massa volúmica do ar húmido saturado à temperatura da água da piscina expressa em [kg ar seco/m³ de ar húmido] (Equação (5.3), que relaciona $\rho'_{aw,p}$ com $\rho_{aw,p}$).

$$\rho'_{aw,p} = \frac{\rho_{aw,p}}{1 + \frac{P_{w,sat}}{P_{atm} - P_{w,sat}} \cdot \left(\frac{M_w}{M_a}\right)} \quad (5.3)$$

- $\omega_{aw,p}$ – humidade específica do ar húmido saturado à temperatura da água da piscina [kg água/kg ar seco] (Equação (5.4), caso particular da Equação (5.9) para ar húmido saturado, com $\Phi_{aw,r} = 1$);

$$\omega_{aw,p} = \frac{0.625 \cdot P_{w,sat}}{P_{atm} - P_{w,sat}} \quad (5.4)$$

- P_{aw} - pressão de saturação do vapor de água à temperatura da envolvente da piscina [kPa, abs] (Equação (5.5), análoga à Equação (5.1));

$$P_{aw} = 100 \times (0.004516 + 0.0007178 \cdot T_{aw,r} - 2.649 \times 10^{-6} \cdot T_{aw,r}^2 + 6.944 \times 10^{-7} \cdot T_{aw,r}^3) \quad (5.5)$$

- $P_{w,r}$ – pressão parcial do vapor de água no ar húmido envolvente da piscina [kPa, abs.] (Equação (5.6), de definição da humidade relativa Φ);

$$P_{w,r} = P_{aw} \cdot \Phi_{aw,r} \quad (5.6)$$

- $\rho_{aw,r}$ – massa volúmica do ar húmido envolvente da piscina [kg/m³] (Equação (5.7), análoga à Equação (5.2))

$$\rho_{aw,r} = \frac{(P_{amb} - P_{w,r}) \cdot M_a + P_{w,r} \cdot M_w}{R \cdot (T_{aw,r} + 273.15)} \quad (5.7)$$

- $\rho'_{aw,r}$ – massa volúmica do ar húmido envolvente da piscina expresso em [kg ar seco/m³ de ar húmido] (Equação (5.8), análoga à Equação (5.3)).

$$\rho'_{aw,p} = \frac{\rho_{aw,r}}{1 + \frac{P_{w,r}}{P_{atm} - P_{w,r}} \cdot \left(\frac{M_w}{M_a}\right)} \quad (5.8)$$

- $\omega_{aw,r}$ – humidade específica do ar húmido à temperatura da envolvente da piscina [kg água/kg ar seco] (Equação (5.9) de definição de ω);

$$\omega_{aw,r} = \frac{0,625 \cdot \Phi_{aw,r} \cdot P_{aw}}{P_{atm} - \Phi_{aw,r} \cdot P_{aw}} \quad (5.9)$$

Por fim, a taxa de evaporação de água de uma piscina interior é dada por: [21]

$$E_0 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}} \right] = \max \left\{ C \cdot \rho'_{aw,p} \left(\rho'_{aw,r} - \rho'_{aw,p} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot (\omega_{aw,p} - \omega_{aw,r}), b \cdot (P_{w,sat} - P_{w,r}) \right\} \quad (5.10)$$

em que C e b são coeficientes empíricos: $C = 35$ e $b = 0.00005$.

As principais hipóteses restritivas deste modelo são: velocidade da corrente de ar no interior do complexo inferior a 0.15 m/s, e ausência de ocupantes.

5.2.2. Modelo da Norma Portuguesa NP 4448

O modelo da NP 4448 é mais completo que o de Shah (2012), mas partilha com este a hipótese restritiva que consiste no desprezo da turbulência provocada pelos utilizadores.

As variáveis de *input* deste modelo são:

- T_r – temperatura da água da rede [°C];
- T_p – temperatura da camada de ar húmido saturado adjacente à superfície da água da piscina [°C];
- $T_{aw,r}$ – temperatura do ar húmido interior [°C];
- $\Delta T_{aw,r} = T_{aw,r} - T_p$ [°C];
- V_s – velocidade do ar interior à superfície da água (tipicamente, entre 0.03 e 0.05 m/s) [m/s];
- V – velocidade do ar interior a uma altura de 0.3 m acima da superfície da água [m/s].
- $\Phi_{aw,r}$ – humidade relativa do ar húmido na área circundante à piscina.

Os parâmetros de *input* do modelo são:

- ε – emissividade da água, $\varepsilon = 0.95$;
- σ – constante de Stefan-Boltzmann, $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$;
- c_{p_w} – calor específico da água, por apresentar uma variação muito pequena na gama de temperaturas em análise, $c_{p_w} = 4.179 \text{ kJ/kg} \cdot \text{°C}$.

As variáveis de *output* intermédias do modelo são:

- $P_{w,sat}$ – pressão de saturação do vapor de água à temperatura da água da piscina [kPa] (Equação (5.1));
- $P_{w,r}$ – pressão parcial do vapor de água no ar húmido envolvente da piscina [kPa, abs.] (Equação (5.6), de definição da humidade relativa Φ);
- h_{fg} – calor latente de evaporação da água à superfície [MJ/kg] (Equação (5.11), de interpolação das propriedades termodinâmicas da água).

$$h_{fg} = \frac{-2.3752 \cdot T_p + 2501.4}{1000} \quad (5.11)$$

A potência térmica específica absorvida pela evaporação da água é fornecida pela Equação (5.12):

$$q_{eva} \left[\frac{\text{MJ}}{\text{m}^2 \cdot \text{dia}} \right] = (5.64 + 5.96 \cdot V_s) \cdot (P_{w,sat} - P_{w,r}) \quad (5.12)$$

É então possível calcular a taxa de evaporação de água da piscina:

$$m_{evp} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{dia}} \right] = \frac{q_{evap}}{h_{fg}} \quad (5.13)$$

A potência térmica específica dissipada por convecção é dada pela Equação (5.14):

$$q_{con} \left[\frac{\text{MJ}}{\text{m}^2 \cdot \text{dia}} \right] = \frac{24 \times 3600}{10^6} \cdot (3.1 + 4.1 \cdot V) \cdot (T_p - T_{aw,r}) \quad (5.14)$$

A potência térmica específica consumida para aquecer a quantidade de água que é necessário repor devido à evaporação é dada pela Equação (5.15):

$$q_{ren} \left[\frac{\text{MJ}}{\text{m}^2 \cdot \text{dia}} \right] = m_{evp} \cdot \frac{c_{pw}}{1000} \cdot (T_r - T_p) \quad (5.15)$$

Por fim, a potência térmica específica dissipada por radiação da água para o ar circundante é calculada com a Equação (5.16):

$$q_{rad} \left[\frac{\text{MJ}}{\text{m}^2 \cdot \text{dia}} \right] = \frac{24 \times 3600}{10^6} \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_p^4 - T_{aw,r}^4) \quad (5.16)$$

5.3. Confronto entre os Métodos para a Taxa de Evaporação da Água

Com a finalidade de perceber se existe uma convergência simpática entre os dois métodos construiu-se os gráficos presentes nas Figura 5.3, Figura 5.4 e Figura 5.5 onde todos eles apresentam o resultado da taxa de evaporação para os dois métodos e para três diferenças de temperatura entre o ar interior e a água da piscina, em função da temperatura da água da piscina. O que difere os gráficos é o valor da humidade relativa, sendo o primeiro de 55%, o segundo de 65% e o último de 75%.

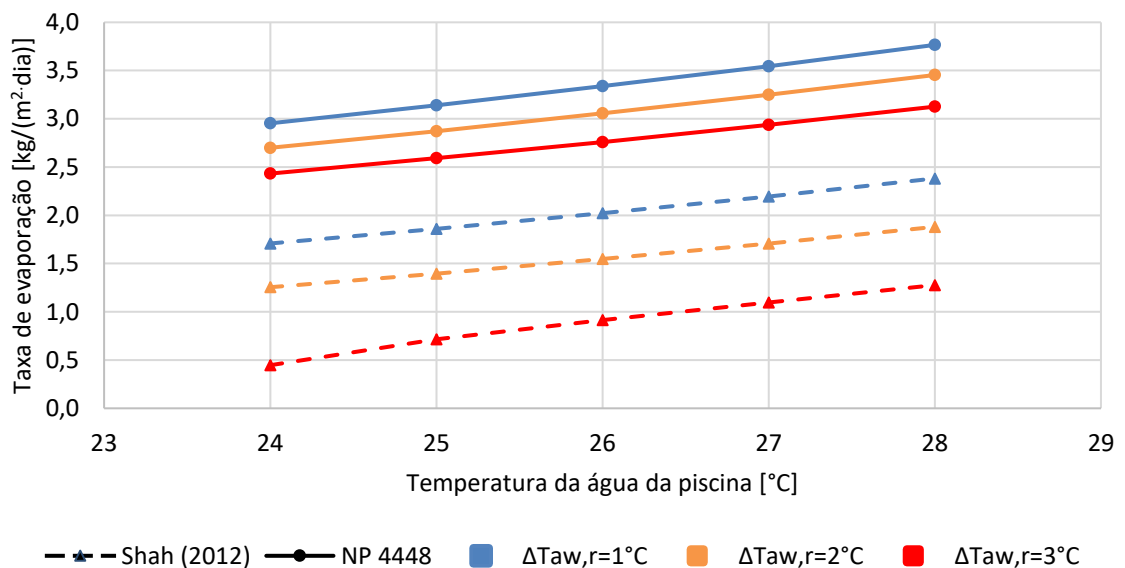


Figura 5.3 Taxa de evaporação [Vs=0,03 m/s; φ=0,55]

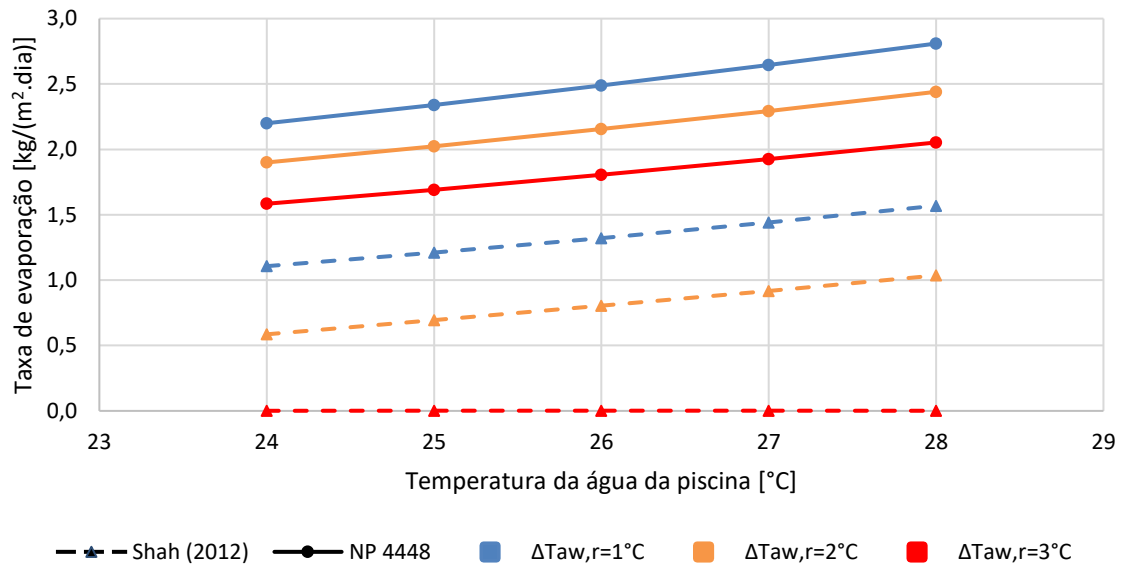


Figura 5.4 Taxa de evaporação [$V_s=0,03\text{m/s}$; $\phi=0,65$]

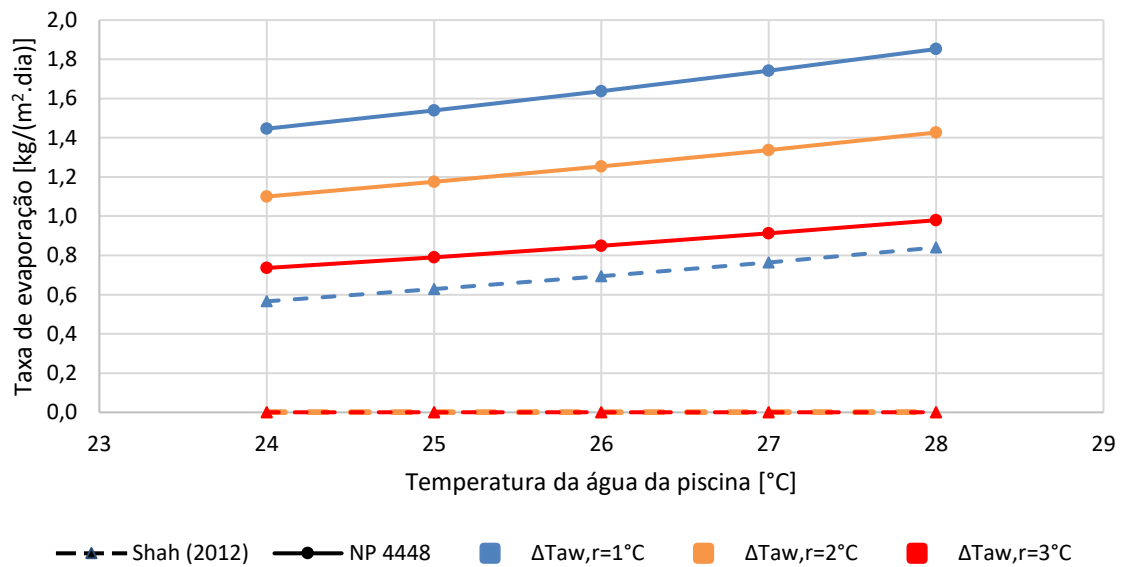


Figura 5.5 Taxa de evaporação [$V_s=0,03\text{m/s}$; $\phi=0,75$]

Pela interpretação das figuras anteriores é possível retirar três principais conclusões: a taxa de evaporação, para ambos os modelos, evolui com o aumento da temperatura da água da piscina, com a diminuição da humidade relativa e com uma diminuição da diferença de temperatura entre o ar interior e a água da piscina.

Além disso, verifica-se que o modelo da norma sobrestima a taxa de evaporação em relação ao modelo de Shah (2012), em qualquer um dos casos analisados.

5.4. Exploração paramétrica do modelo completo da NP4448

Nesta secção é estudada a influência dos diversos parâmetros de entrada no modelo da NP4448.

Começou-se por avaliar o impacto da velocidade do ar no interior do complexo no resultado final da potência térmica dissipada. A Figura 5.6 ilustra os resultados para a velocidade mínima e máxima, segundo a Norma CNQ 23/93. Os dados correspondem às seguintes condições: temperatura da água de 26°C; temperatura do ar interior de 28°C; temperatura da água da rede de 15°C. Quanto à velocidade do ar a uma altura de 0,3 m acima da superfície da água, arbitrou-se, inicialmente, um coeficiente de 2 em relação à velocidade do ar à superfície.

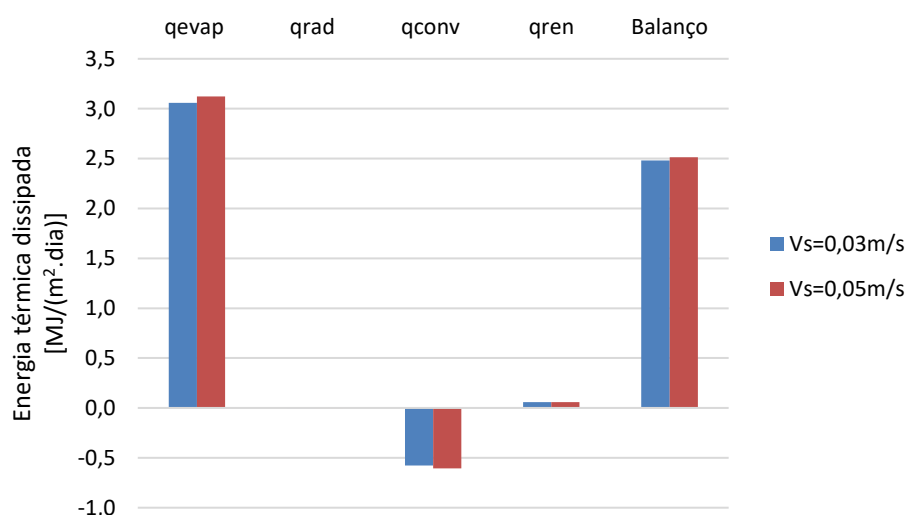


Figura 5.6 Perdas térmicas [$T_p=26^\circ\text{C}$; $T_{aw,p}=28^\circ\text{C}$; $T_r=15^\circ\text{C}$; $V=2xV_s$; $\Phi_{aw,r}=75\%$]

Os dados da Figura 5.6 permitem concluir que a velocidade do ar não é um parâmetro crucial ou significativo no resultado final da energia térmica dissipada nas piscinas interiores, apresentando uma discrepância de apenas 2% entre os resultados para a velocidade máxima e os resultados para a velocidade mínima. Percebe-se que com uma velocidade do ar superior a energia térmica necessária fornecer é ligeiramente superior também. Por um lado, as perdas específicas por evaporação fazem subir esse balanço, enquanto que, por outro lado, os ganhos por convecção tendem a atenuar esse valor com uma velocidade do ar superior. No entanto, para uma análise mais completa, decidiu-se

inflacionar o coeficiente que dita a velocidade do ar a uma altura de 0,3 m da superfície da água para 10, Figura 5.7.

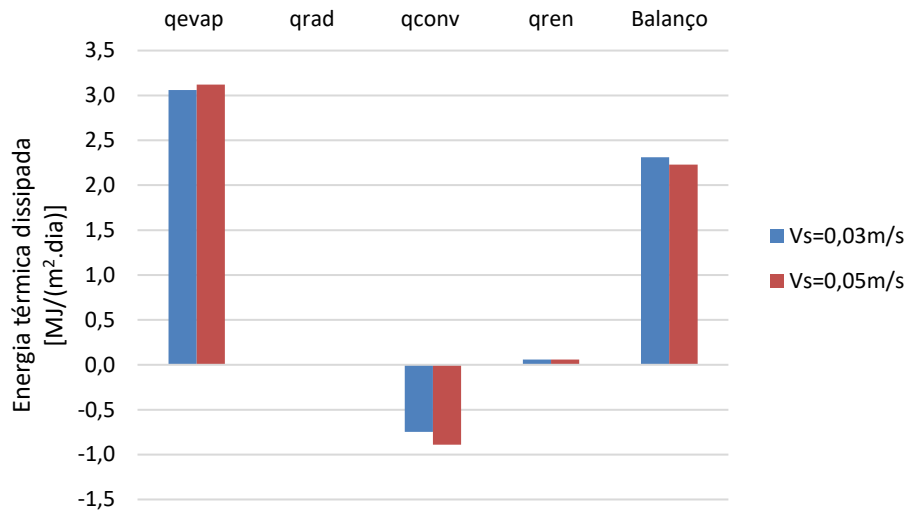


Figura 5.7 Perdas térmicas [$T_p=26^\circ\text{C}$; $T_{aw,p}=28^\circ\text{C}$; $T_r=15^\circ\text{C}$; $V=10 \times V_s$; $\Phi_{aw,r}=75\%$]

Mais uma vez prova-se que a velocidade não tem uma influência significativa. A energia térmica dissipada com velocidade do ar à superfície de 0,05 m/s é agora cerca de 2% inferior em relação a uma velocidade do ar à superfície de 0,03 m/s. Uma vez que a velocidade a uma altura de 0,3 m da superfície da água da piscina é superior, os ganhos específicos de carga térmica por evaporação são superiores e são responsáveis pelo o inverso do balanço.

No entanto, independentemente de o balanço ser superior ou inferior para a velocidade máxima ou para a velocidade mínima, a diferença é sempre muito reduzida, pelo que se pode admitir que a velocidade não é importante na determinação das perdas térmicas de piscinas interiores.

De seguida, foi-se conhecer o efeito da temperatura da água da piscina, mantendo a diferença de temperaturas em 2°C , Figura 5.8.

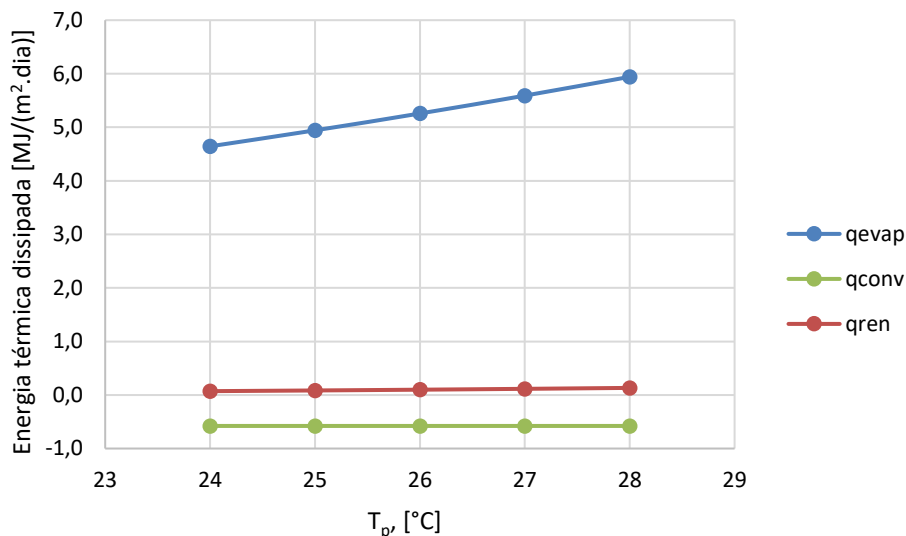


Figura 5.8 Energia térmica dissipada [$\Delta T_{aw,r}=2^\circ\text{C}$; $V=0,03\text{m/s}$; $\phi_{aw,r}=0,65$]

Verifica-se que o aumento da temperatura da água reflete-se num aumento da perda de energia térmica por evaporação, devido claro, ao aumento da taxa de evaporação como comprovado na secção 5.3. Quanto aos ganhos por convecção, estes mantem-se constantes, uma vez que a diferença de temperatura entre o ar interior e a água da piscina é também fixo. As perdas por renovação de água sobem muito ligeiramente, devido, em completo, ao aumento da taxa de evaporação.

A ilustra o comportamento das perdas térmicas específicas em função da diferença de temperatura.

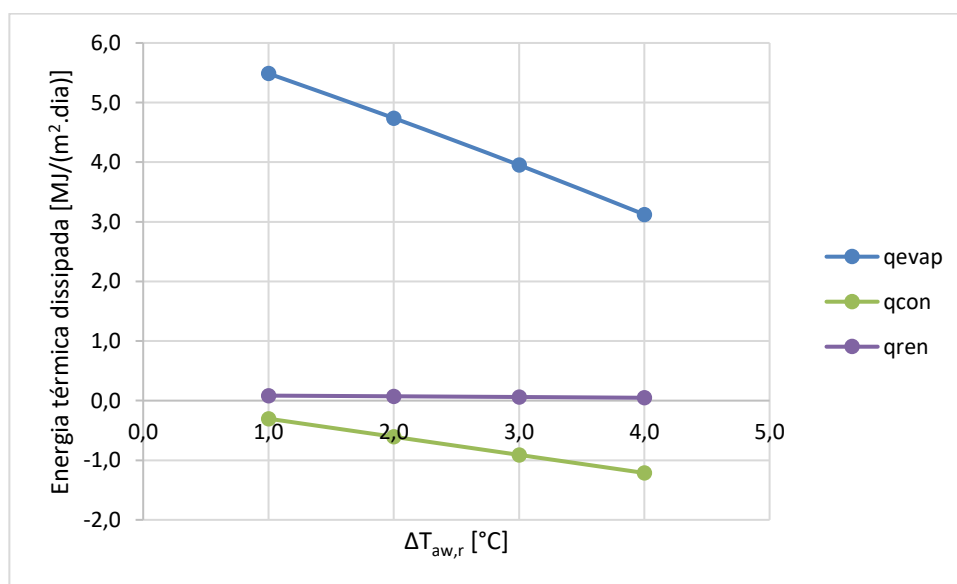


Figura 5.9 Energia térmica dissipada [$T_p=24\text{C}$; $V=0,03\text{m/s}$; $\phi_{aw,r}=0,65$]

Percebe-se que com o aumento da diferença de temperatura entre o ar interior a água da piscina a perda específica de energia térmica por evaporação diminui. Por outro lado, os ganhos por convecção aumentam com o aumento dessa diferença de temperatura.

Por fim, fez-se uma estimativa do consumo térmico supondo um dia de utilização do Complexo Olímpico de Piscinas de Coimbra em que a temperatura da água média seria de 26°C e a temperatura ambiente média de 29°C e humidade relativa de 65%. Este complexo tem dois tanques em salas separadas. O maior de 1.250m² e o menor de 312,5m². Admite-se que as condições térmicas do ambiente e da água são iguais nos dois espaços.

O resultado do modelo da NP4448 para este caso de utilização é resumido na Tabela 5.1

Tabela 5.1 Distribuição do consumo térmico

q_{evap} [MJ/(m ² .dia)]	q_{conv} [MJ/(m ² .dia)]	q_{ren} [MJ/(m ² .dia)]	q_{rad} [MJ/(m ² .dia)]	$Q_{\text{balanço}}$ [MJ/(m ² .dia)]
4,4030	-0,8354	0,0830	-0,0012	3,6494

É perceptível que a convecção e a radiação (a radiação com muito pouca significância) representam ganhos ao sistema. Isto é, contribuem para a manutenção da energia térmica da piscina devido ao facto de a temperatura do ar interior ser obrigatoriamente superior à temperatura da água da piscina.

O modelo indica que o consumo para as condições referidas é de aproximadamente 3,65 [MJ/(m².dia)]. Uma vez que a área de piscina total do complexo em causa é de 1562,5m², o consumo de energia térmica para este dia de utilização é de 5702,11 MJ, o que se reflete num consumo anual de 2.081.271 MJ de energia térmica.

6. CONCLUSÃO

Tendo em conta que a presente dissertação está subdividida em dois temas, são aqui apresentados dois subcapítulos, dedicando cada um deles às conclusões de cada tema.

6.1. Consumo térmico em aviários

O consumo térmico estimado para a campanha de 38 dias e uma temperatura exterior média de 7,1°C foi de 49.889 kWh (1,66 kWh/ave) para o método baseado no funcionamento dos termoventiladores e de 50.956 kWh (1,70 kWh/ave) para o método dos períodos OFF da caldeira. Estes resultados estão muito próximos de valores encontrados na bibliografia para a mesma temperatura média exterior.

Os modelos utilizados para estimar o consumo térmico a partir dos dados recolhidos no aviário de São Cipriano, convergiram então para valores de energia térmica consumida muito próximos, o que dá credibilidade aos modelos. No entanto, numa análise mais detalhada, diária, percebe-se que os modelos não estão em tão perfeita sintonia como na análise integral.

Mais ainda, percebe-se que a caldeira em estudo não tem capacidade para fornecer energia térmica em simultâneo a quatro aviários com a área do estudado. Existem períodos de tempo em que a potência térmica requerida na instalação é superior àquela que a caldeira tem capacidade de fornecer.

6.2. Consumo térmico em piscinas interiores

Quanto a este tema, durante a revisão bibliográfica, foi encontrada muita informação e completa que visa estimar os consumos térmicos nestes tipos de complexos desportivos.

Assim, o confronto do método de Shah M. (2012) com o método da NP4448, no que diz respeito à taxa de evaporação de água da piscina, permitiu concluir que ambos os modelos respondem de igual forma às diversas perturbações que se analisaram. Todavia, em

todos esses casos, a NP 4448 sobrestima o valor da taxa de evaporação em relação ao modelo sugerido por Shah (2012).

Quanto à análise paramétrica efetuada, percebe-se que as perdas térmicas são globalmente superiores se: a temperatura da água da piscina aumentar; a diferença de temperatura entre o ar interior e a água da piscina diminuir; e se a humidade relativa diminuir. Exatamente o mesmo tipo de perturbações refletem um aumento da taxa de evaporação.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] União Europeia, “Europa - A UE por temas - Energia - Balanço da situação,” *UE*, 2016. [Online]. Available: https://europa.eu/european-union/topics/energy_pt. [Accessed: 08-Jul-2017].
- [2] A. C. O. Matos, “Análise ao setor energético nos planos nacionais às alterações climáticas: Portugal e Espanha,” Faculdade de Economia do Porto, 2014.
- [3] APREN, “2016 – Um ano de recordes - Apren _ Associação de Energias Renováveis,” *Apren*, 2017. [Online]. Available: <http://www.apren.pt/pt/2016/um-ano-de-recordes/>. [Accessed: 01-Jul-2017].
- [4] ERSE, “Portal ERSE - PPEC 2017 - 2018,” *ERSE*, 2017. [Online]. Available: <http://www.erse.pt/pt/planodepromocaodaeficiencianoconsumoppec/ppec17-18/Paginas/default.aspx>. [Accessed: 01-Jul-2017].
- [5] ERSE, “De energia elétrica para 2017-2018,” 2016.
- [6] Ministério da Agricultura do Desenvolvimento Rural e das Pescas, “Carne: Diagnóstico sectorial,” p. 97, 2007.
- [7] AgroInfo, “Balanço agrícola 2014 (Sector pecuário – Suinicultura e avicultura) _ Agroinfo.”
- [8] I. Kilic, “Analysis of the energy efficiency of poultry houses in the Bursa region of Turkey,” *J. Appl. Anim. Res.*, vol. 2119, no. August, pp. 1–8, 2015.
- [9] M. Rajaniemi and J. Ahokas, “Direct energy consumption and CO₂ emissions in a Finnish broiler house – a case study,” *Agric. Food Sci.*, vol. 24, no. October 2014, pp. 10–23, 2015.
- [10] T. Hörndahl, *Energy Use in Farm Buildings (A study of 16 farms with different enterprises Revised and translated second edition)*. 2008.
- [11] Arrelano Peche G., “Evolución y situación actual de los costes de producción en las granjas de broilers,” 2010.
- [12] M. Rajaniemi and J. Ahokas, “A case study of energy consumption measurement system in broiler production,” *Agron. Res. Biosyst. Eng.*, no. 1, pp. 195–204, 2012.
- [13] J. Sarkar and S. Bhattacharyya, “Operating characteristics of transcritical CO₂ heat pump for simultaneous water cooling and heating,” *Arch. Thermodyn.*, vol. 33, no.

- 4, pp. 23–40, 2012.
- [14] B. M. A. Guimarães, “Piscinas: consumos energéticos associados e a aplicação de energias renováveis. Estudo de caso realizado em estabelecimento de ensino privado.,” p. 185, 2010.
- [15] C. S. L. Silva and J. P. L. Mendonça, “Produção e Distribuição Centralizada de Energia Térmica e Cogeração,” p. 50, 2003.
- [16] M. A. L. Pereira, “Estudo do desenvolvimento da integração de micro-cogeração em Portugal,” p. 72, 2009.
- [17] Climaespaço, “A rede de frio e calor do Parque das Nações - Lisboa,” 2011.
- [18] J. C. da S. André, “Caldeira VENTIL - Controlo de Queima II (v6a).pdf.” 2016.
- [19] J. C. da S. André, “Caldeira VENTIL - Controlo de Queima (v9c).pdf.” 2016.
- [20] E. M. Artilheiro Ribeiro, “Avaliação e controlo integrado de processos energéticos em piscinas interiores numa perspectiva de optimização,” 2014.
- [21] M. M. Shah, “Methods for Calculation of Evaporation from Swimming Pools and Other Water Surfaces,” vol. 120, pp. 1–15, 2014.
- [22] I. portugues da qualidades IPC, “Aquecimento solar; Instalações solares térmicas para aquecimento de piscinas; Regras de dimensionamento, concepção e instalação.,” 2007.
- [23] M. M. Shah, “Pool Evap ASHRAE Tr 2008.pdf.” 2008.