

**Análise energética e económica de sistemas industriais
de arrefecimento de água**

Cláudia Sofia Antunes Pousinha

Dissertação para obtenção do grau de mestre em

Engenharia Mecânica

Orientadores: Prof. João Luís Toste de Azevedo
Prof. Mário Manuel Gonçalves da Costa

Júri

Presidente: Prof. João Rogério Caldas Pinto
Orientador: Prof. Mário Manuel Gonçalves da Costa
Vogal: Prof. Edgar Caetano Fernandes

Outubro 2014

Agradecimentos

Agradeço ao Professor João Luís Toste Azevedo por todas as ideias e ajudas no decorrer do Projeto. Por ter despertado o meu interesse na área e por me fazer ver mais longe em tantas situações. Se hoje vejo mais longe, a ele o devo.

Ao Professor Mário Costa por nunca ter duvidado do meu trabalho e por se ter mostrado disponível para contribuir na altura mais difícil.

Queria agradecer ao Eng. Vasco Teodoro por todo o tempo despendido na discussão de ideias, entusiasmo, preocupação e por ter estabelecido inúmeros contactos que me permitiram aprender imenso e que tiveram grande contribuição para um melhor aproveitamento do trabalho.

A todos os colegas de secção no decorrer do estágio, que sempre se mostraram disponíveis para ajudar no que lhes era permitido e por todo o bom ambiente.

A todos aqueles com quem privei durante o meu percurso pelo Instituto Superior Técnico.

À minha família e amigos por todo o apoio, entusiasmo e compreensão. Com um agradecimento especial à minha mãe, por todo o interesse em aprender e saber mais sobre os temas que vinha a abordar.

Por fim, ao Daniel, por toda a paciência e por ter sido essencial.

Resumo

No presente trabalho teve-se como objetivo a criação de um programa que calculasse as necessidades energéticas e económicas de diferentes soluções de utilização de equipamentos de arrefecimento num sistema, utilizando como linguagem o *MatLab*, com suporte em *Excel*TM.

Para se conseguir obter o consumo económico e energético das soluções desenvolvem-se modelos matemáticos que reproduzem o comportamento da instalação através de balanços de energia e de calor, a cada equipamento principal utilizado.

Para as torres de arrefecimento de contacto indireto (*TAI*) aplica-se o modelo matemático simplificado, proposto por Stabat & Marchio (2004). No caso das torres de arrefecimento de contacto direto (*TAD*) propõe-se um modelo, com base no método do Integral de *Merkel* e no método da eficiência – *NTU*.

No caso dos sistemas de compressão a vapor utilizam-se equações obtidas no *EnergyPlus*, obtendo-se um modelo empírico, que define o valor do coeficiente de proporcionalidade da performance e da potência de arrefecimento do equipamento.

Os modelos físicos e matemáticos propostos para os equipamentos de arrefecimento foram verificados pela comparação dos seus resultados com dados presentes em catálogos de fabricantes de equipamentos reais. Conclui-se que os modelos concebidos conseguem reproduzir o funcionamento dos equipamentos, com um erro associado de +/- 5 %.

Para mostrar as potencialidades do programa realizado, avaliam-se dois casos de estudo reais. Em ambos os casos de estudo pretende-se avaliar a melhor solução de combinação de equipamentos de arrefecimento e o melhor tratamento de água a aplicar.

O caso de estudo nº A tem como particularidade possuir uma necessidade de arrefecimento baixa (30 kW), um longo período de funcionamento (14h/dia em 7 dias da semana) e uma temperatura pretendida após o arrefecimento baixa (18 °C). Com o estudo mostrou-se que a melhor solução em termos energéticos e económicos se prende na utilização de um *chiller* de compressão água-água e a utilização de uma *TAI* para realizar o arrefecimento do sistema de condensação do *chiller*.

O caso de estudo nº B, por outro lado, possui uma necessidade de arrefecimento mais elevada (260 kW), um período de funcionamento curto (6h/dia em 5 dias da semana) e uma temperatura pretendida após o arrefecimento superior (24° C). Com o estudo conclui-se que a melhor solução se baseia na utilização de uma *TAI*, onde é efetuado o pré-arrefecimento da água a arrefecer. Se a temperatura da água na saída da torre de arrefecimento for superior à temperatura pretendida, a necessidade de arrefecimento em falta é realizada por um *chiller* de compressão arrefecido a água.

Palavras-chave: Sistema de arrefecimento de água, torre de arrefecimento, *chiller* de compressão, sistemas combinados, eficiência energética, tratamento de água.

Abstract

The present work aimed to create a program that calculates the energy and economic needs of different solutions using cooling devices in a system. For that it was used Matlab language, supported with Excel TM.

To achieve the results for the economical and energetic consumptions, mathematical models were developed to reproduce the behavior of the installation through energy balance and heat, for every major equipment used.

For indirect cooling towers, it is applied a simplified mathematical model proposed by Stabat & Marchio (2004). In the case of direct cooling towers, it is proposed a model based on Merkel's method and efficient – NTU method.

For vapor compression systems, it was used the *EnergyPlus* equations to obtain an empirical model. These equations define the value of the proportionality coefficient for performance and cooling capacity of the equipment.

The mathematical and physical models were verified by comparing the results with data found in catalogs of manufacturers from real equipments. It was concluded that the designed models can reproduce the operation of equipment with an error of +/- 5%.

To show the potential of the program that was developed, two real cases of studies were evaluated. In both cases, it was aimed to evaluate the best solution of cooling equipment and the best water treatment to apply.

The case of study A has the particularity to have a low cooling capacity (30 kW), a long operating period (14h / day and 7 days a week) and a low temperature after cooling (18 ° C). This study shows that the best solution relates the use of a compression chiller and a cooling tower of indirect contact to cool the water present in the condensation system.

In the other hand, the case of study B has a higher cooling capacity (260 kW), a shorter operation period (6 hours / day and 5 days per week) and a high temperature after cooling (24 ° C). This study proves that the best solution is to use a cooling tower of indirect contact which makes a pre-cooling of the water that is used through the system. If the water temperature at the outlet of the cooling tower is higher than the desired one, the cooling is performed by a compression chiller.

Keywords: water cooling system, cooling tower, chiller compression, combined systems, energy efficiency, water treatment.

Índice

Agradecimentos	ii
Resumo.....	iii
Abstract.....	iv
Índice de figuras	vii
Índice de tabelas	viii
Nomenclatura	x
1. Introdução.....	1
1.1. Enquadramento e motivação	1
1.2. Objetivos da tese.....	3
1.3. Organização da dissertação.....	4
2. Fundamentos teóricos	5
2.1. Conceito de sistema de arrefecimento.....	5
2.2. Caracterização de equipamentos de arrefecimento	7
2.2.1. Sistema de compressão a vapor	7
2.2.2. Torre de arrefecimento	9
2.3. Impacto ambiental dos sistemas de arrefecimento	15
3. Métodos utilizados.....	17
3.1. Introdução.....	17
3.2. Modelação física e matemática dos equipamentos	17
3.3. Modelação energética e económica.....	34
3.4. Modelação numérica	40
3.4.1. Organograma do algoritmo.....	40
3.4.2. As funções do algoritmo	42
3.4.3. Potencialidades do algoritmo	44
3.4.4. Limitações do algoritmo.....	45
4. Apresentação e discussão de resultados.....	46
4.1. Introdução.....	46
4.2. Modelos	46
4.3. Caso de estudo	54
5. Fecho.....	62

5.1.	Conclusões	62
5.2.	Trabalhos futuros.....	63
6.	Referências	64
Anexo 1.	Coeficientes dos modelos dos sistemas de compressão a vapor	69
Anexo 2.	Balanços e equações de transferência de calor e de massa para TAI.....	69
Anexo 3.	Equações descritivas das propriedades do ar e água	70
Anexo 4.	Indicadores económicos de viabilidade das soluções	71
Anexo 5.	Períodos horários e faturação energética	72
Anexo 6.	Cálculo de T' a partir de T e HR	72

Índice de figuras

Figura 1: <i>Chiller</i> com arrefecimento evaporativo (Jiang & Xie, 2010).....	3
Figura 2: Representação esquemática de um sistema de arrefecimento com circuito principal e secundário.....	6
Figura 3: Diagrama esquemático do ciclo de compressão a vapor (Yao et al., 2013)	8
Figura 4: Classificação do tipo de extração de uma torre de arrefecimento: (a) natural; (b) forçada; (c) induzida (Facão, 1999)	11
Figura 5: Classificação do tipo de torre de arrefecimento: (a) <i>TAD</i> ; (b) <i>TAI</i> (Facão, 1999)	11
Figura 6: Representação do método da pulverização da água numa <i>TAI</i> (Duan et al., 2012) ..	13
Figura 8: Representação da grelha de distribuição de água (Huang, 2010)	14
Figura 7: Modos de distribuição de água numa <i>TAI</i> (Huang, 2010)	14
Figura 9: Regiões do Mundo com viabilidade para <i>EC</i> (Jiang & Xie, 2010).....	15
Figura 10: Unidade de tratamento de ozono integrada numa torre de arrefecimento (Panjeshahi et al., 2009).....	16
Figura 11: Gráfico do fator de proporcionalidade da capacidade de arrefecimento em função da temperatura da água na entrada do condensador, para modelos de <i>chiller</i> água – ar equivalentes com potências de 1 a 850 kW.....	19
Figura 12: Gráfico das curvas críticas em função do fator de proporcionalidade da capacidade de arrefecimento de referência, para modelos de <i>chiller</i> água – ar equivalentes com potências de 1 a 850 kW	19
Figura 13: Gráfico do fator de proporcionalidade do coeficiente de desempenho em função da temperatura da água na entrada do condensador, para modelos de <i>chiller</i> água – ar equivalentes com potências de 1 a 850 kW.....	20
Figura 14: Gráfico das curvas críticas em função do fator de proporcionalidade do coeficiente de desempenho de referência, para modelos de <i>chiller</i> água – ar equivalentes com potências de 1 a 850 kW	20
Figura 15: Gráfico do fator de proporcionalidade da capacidade de arrefecimento em função da temperatura da água na entrada do condensador, para modelos de <i>chiller</i> água – água equivalentes com potências de 300 a 850 kW.....	22
Figura 16: Gráfico das curvas críticas em função do fator de proporcionalidade da capacidade de arrefecimento de referência, para modelos de <i>chiller</i> água – água equivalentes com potências de 300 a 850 kW.....	22
Figura 17: Gráfico do fator de proporcionalidade do coeficiente de desempenho em função da temperatura da água na entrada do condensador, para modelos de <i>chiller</i> água – água equivalentes com potências de 300 a 850 kW.....	23
Figura 18: Gráfico das curvas críticas em função do fator de proporcionalidade do coeficiente de desempenho de referência, para modelos de <i>chiller</i> água – água equivalentes com potências de 300 a 850 kW.....	23
Figura 19: Esquema da transferência de calor e massa numa <i>TAI</i> (Stabat & Marchio, 2004) ..	26
Figura 20: Circuito térmico equivalente para o volume de controlo (Stabat & Marchio, 2004) ..	26

Figura 21: Determinação do ponto de humidade absoluta média na interface entre a água e o ar (Stabat & Marchio, 2004)	33
Figura 22: Diagrama de processo: <i>chiller</i> compressão água – ar.	37
Figura 23: Diagrama de processo: <i>chiller</i> compressão água – água.....	37
Figura 24: Diagrama de processo: torre de arrefecimento/ <i>chiller</i> compressão água – ar.....	37
Figura 25: Diagrama de processo: torre de arrefecimento.	37
Figura 26: Diagrama de processo: Torre de arrefecimento/ <i>chiller</i> água-água /torre de arrefecimento de contacto direto.....	38
Figura 27: Organograma Caso 1.....	40
Figura 28: Organograma principal do algoritmo.....	41
Figura 29: Organograma da estrutura do caso 4 - <i>chiller</i> água-ar/ TA	43
Figura 30: α (catálogo) / γ (catálogo) vs $T_{cond,i}$	47
Figura 31: γ (catálogo) vs γ modelado (Eq. 9)	47
Figura 32: α (catálogo) vs α modelado (Eq. 8).....	47
Figura 33: α (catálogo) / γ (catálogo) vs $T_{cond,o}$	48
Figura 34: α (catálogo) vs α modelado (Eq. 10).....	48
Figura 35: γ (catálogo) vs γ modelado (Eq. 11)	48
Figura 36: α (catálogo) / γ (catálogo) vs $T_{cond,o}$	49
Figura 37: γ (catálogo) vs γ modelado (Eq. 15)	49
Figura 38: α (catálogo) vs α modelado (Eq. 14).....	49
Figura 39: Comparação entre os dados de catálogo e do modelo para a Torre Nº 1	50
Figura 40: Comparação entre os dados de catálogo e do modelo para a Torre Nº 2	51
Figura 41: Comparação entre os dados de catálogo e do modelo para a Torre Nº 3	51
Figura 42: Comparação entre os dados de catálogo e do modelo para a Torre Nº 4	53
Figura 43: Comparação entre os dados de catálogo e do modelo para a Torre Nº 5	54

Índice de tabelas

Tabela 1: Comparação entre os tipos de tecnologia mais utilizados no arrefecimento (Duan et al., 2012).....	2
Tabela 2: Tipos de compressor, características e aplicação	18
Tabela 3: Propriedades da água	29
Tabela 4: <i>Inputs</i> a introduzir pelo utilizador no programa de suporte (Excel™)	40
Tabela 5: Características dos modelos de <i>chiller</i> analisados	46

Tabela 6: Características dos modelos de <i>TAI</i> e parâmetros analisados.....	50
Tabela 7:Características dos modelos de <i>TAD</i> e parâmetros analisados	53
Tabela 8: Necessidades de arrefecimento e períodos de utilização do caso de estudo A	55
Tabela 9: Características dos equipamentos de arrefecimento utilizados no caso de estudo A 55	
Tabela 10: Custo dos equipamentos de arrefecimento utilizados no caso de estudo A	55
Tabela 11: Caracterização dos custos e consumos energéticos da solução atual do caso de estudo A	56
Tabela 12: Resultados dos parâmetros económicos analisados para as soluções do caso de estudo A, utilizando tratamento químico	56
Tabela 13: Resultados dos parâmetros energéticos analisados para as soluções do caso de estudo A, utilizando tratamento químico	56
Tabela 14:Resultados dos parâmetros económicos analisados para as soluções do caso de estudo A, utilizando ozonização.....	56
Tabela 15:Resultados dos parâmetros energéticos analisados para as soluções do caso de estudo A, utilizando ozonização.....	57
Tabela 16:Necessidades de arrefecimento e períodos de utilização do caso de estudo B	58
Tabela 17:Características dos equipamentos de arrefecimento utilizados no caso de estudo B	58
Tabela 18:Custo dos equipamentos de arrefecimento utilizados no caso de estudo B	59
Tabela 19: Caracterização dos custos e consumos energéticos da solução atual do caso de estudo B	59
Tabela 20:Resultados dos parâmetros económicos analisados para as soluções do caso de estudo B, utilizando tratamento químico	59
Tabela 21: Resultados dos parâmetros energéticos analisados para as soluções do caso de estudo B, utilizando tratamento químico	59
Tabela 22: Resultados dos parâmetros económicos analisados para as soluções do caso de estudo B, utilizando ozonização.....	60
Tabela 23: Resultados dos parâmetros energéticos analisados para as soluções do caso de estudo B, utilizando ozonização.....	60
Tabela A. 1: Coeficientes do modelo da potência de arrefecimento	69
Tabela A. 2: Coeficientes do modelo do coeficiente de desempenho	69
Tabela C. 1: Humidade absoluta e entalpia do ar húmido saturado.....	70
Tabela C. 2: Coeficientes das equações simplificadas da água.....	71
Tabela C. 3: Incerteza das equações simplificadas da água.....	71

Nomenclatura

A – Superfície [m^2]

AU – Coeficiente global de transferência de calor [$W K^{-1}$]

C - Constante que depende das características da TAD

ca – Custo da água [$€/m^3$]

ce – Custo da eletricidade [$€/kWh$]

CF_i – *Cash Flow* do ano i

CI – Custo do investimento [€]

CM – Custo de manutenção [€]

C_{min} – Capacidade térmica mínima [$kW K^{-1}$]

C_{max} – Capacidade térmica máxima [$kW K^{-1}$]

CO – Custos operacionais [€]

c_p – Calor específico [$kJ kg^{-1} K^{-1}$]

cpq – Custo do produto químico [$€/m^3$]

c_{psat} – Calor específico de saturação [$kJ kg^{-1} K^{-1}$]

c_{pv} – Calor específico do vapor de água [$kJ kg^{-1} K^{-1}$]

D – Perdas por filtração e decantação [$m^3 h^{-1}$]

d – Diâmetro [m]

G_{spray} – Caudal da água de pulverização por unidade de distância [$kg m^{-1} s^{-1}$]

G_a – Caudal de ar baseado na secção mínima [$kg m^{-2} s^{-1}$]

h – Entalpia [$J kg^{-1}$]

h_c – Coeficiente de transferência de calor [$W K^{-1} m^{-2}$]

h_{fg} – Calor latente de vaporização [$J kg^{-1}$]

h_m – Coeficiente de transferência de massa [$kg m^{-2} s^{-1}$]

I_M – Integral de Merkel

\dot{m} – Caudal mássico [kg s^{-1}]

$\dot{m}_{\text{blow-down}}$ – Caudal de água de drenagem (*blow-down*) [$\text{m}^3 \text{h}^{-1}$]

$\dot{m}_{\text{make-up}}$ – Caudal de água de reposição (*make-up*) [$\text{m}^3 \text{h}^{-1}$]

\dot{m}_{wevap} – Caudal mássico de água evaporada [kg s^{-1}]

n – Constante que depende das características da *TAD*

p_{atm} – Pressão atmosférica [Pa]

Pr – Número de Prandtl

P_{TA} – Potência da torre de arrefecimento [kW]

p_v – Pressão de vapor [Pa]

Q – Capacidade de arrefecimento [kW]

r – raio [m]

Re – Número de Reynolds

t – Taxa de atualização [%]

T – Temperatura de bolbo seco [K]

T' – Temperatura de bolbo húmido [K]

V – Volume [m^3]

w – humidade absoluta [kg ar húmido/ kg ar seco]

x – *Part load fraction*

$X_{\text{Make-up}}$ – Concentração na reposição

$X_{\text{Blow-down}}$ – Concentração na drenagem

Símbolos Gregos

α – Coeficiente de proporcionalidade da capacidade de arrefecimento

β – Constante que depende das características da *TAI*

γ – Coeficiente de proporcionalidade do coeficiente de performance

ΔT – Variação da temperatura [K]

ΔT_{LM} – Variação da temperatura média logarítmica [K]

ε – Eficiência

μ – Viscosidade dinâmica [$\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$]

λ – Condutividade térmica [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$]

ρ – Densidade térmica [kg m^{-3}]

π_c – Número de ciclos de concentração

Índices

a – Ar húmido

arr – Arrefecimento

bomb – Bomba

cond – Condensador

evap – Evaporador

ext – Lado exterior

f – Filme de água

i – entrada

int – Lado interno

ms – Ponto fictício

o – Saída

pret – Pretendida

n – ano n

N – Nominal

sat – Saturação

t – Total

w – Água

Acrónimos

COP – Coeficiente de performance

DEC – *Direct evaporative cooling*

EC – *Evaporative cooling*

EER – Razão de eficiência energética

IEC – *Indirect evaporative cooling*

IRP – Índice de rendibilidade do projeto

NTU – Número de unidades de transferência

PRI – Período de retorno do investimento [anos]

TA – Torre de arrefecimento

TAD – Torre de arrefecimento de contacto direto

TAI – Torre de arrefecimento de contacto indireto

VAL – Valor atual líquido

1. Introdução

1.1. Enquadramento e motivação

O mercado de arrefecimento é atualmente dominado pela utilização de sistemas de refrigeração mecânicos de compressão a vapor por apresentarem diversas vantagens, que os permitem estar totalmente integrados no mercado, existindo mais de 100 anos de registos da sua utilização (Duan et al., 2012).

A boa estabilidade no desempenho, o baixo custo, o longo ciclo de vida e o razoável desempenho energético (COP entre 2 - 4) são as suas principais vantagens. Contudo, este tipo de equipamento apresenta um elevado consumo de energia elétrica para o funcionamento do seu compressor.

A grande dependência dos combustíveis fósseis para a produção deste tipo de energia, fazem com que esta tecnologia seja pouco sustentável e pouco amiga do ambiente. (Duan et al., 2012). Assim, num Mundo cada vez mais industrializado, onde a cada dia, as necessidades energéticas crescem, surge a preocupação de conseguir dar uma resposta cada vez mais eficiente, o que tem vindo a estimular o desenvolvimento de soluções mais sustentáveis.

O arrefecimento por absorção e adsorção, pode ser uma boa alternativa à utilização dos sistemas convencionais de compressão a vapor quando existe uma fonte quente (água ou vapor a temperaturas elevadas) à disposição. No entanto, o *COP* deste tipo de sistema é consideravelmente menor, encontrando-se compreendido entre 0.4 - 1.2, o que mostra uma elevada dependência térmica da fonte quente. Além disso, a complexidade do sistema, na utilização de componentes pressurizados e não pressurizados reduzem a atração da sua utilização.

Ao longo das últimas décadas, o arrefecimento evaporativo (*EC*), que utiliza como princípio a evaporação da água para absorver o calor, tem vindo a ter um crescimento significativo na sua utilização. Este aumento deve-se à sua simplicidade e ao bom uso da característica do calor latente da água. A utilização desta energia natural, faz com que o *COP* deste tipo de sistemas esteja compreendido entre 15 – 20, que é consideravelmente superior quando comparado aos sistemas convencionais de compressão a vapor. No entanto, este tipo de tecnologia possui uma elevada dependência das condições do ar atmosférico.

Sendo a diferença entre a temperatura de bolbo seco e bolbo húmido (ou a temperatura de orvalho) responsável pela capacidade de arrefecimento do sistema, esta desvantagem torna o arrefecimento evaporativo uma tecnologia condicionada, principalmente em regiões com um clima de carácter húmido. A Tabela 1 apresenta uma comparação geral entre os três tipos de tecnologia referidos.

Tipo de Sistema	Mecânico de compressão a vapor	Absorção/adsorção	Arrefecedor Evaporativo
Características	Tecnologia muito desenvolvida com um desempenho estável e baixo custo.	Necessita de uma fonte quente apresentando limitações na sua aplicação.	Utiliza a água e o ar como meio de arrefecimento. Sistema com configuração e modo de operação simples.
	Necessita de eletricidade com um COP de 2 a 3	Sistema com configuração e modo de operação complexo.	Elevada dependência das condições ambientais.
	Consumidor intensivo	COP baixo: 0.4 – 1.2	COP elevado: 15 a 20
		Consumidor intensivo	Consumidor económico

Tabela 1: Comparação entre os tipos de tecnologia mais utilizados no arrefecimento (Duan et al., 2012)

Sousa (2010) faz referência a vantagens na utilização de arrefecedores evaporativos, relativamente a outras tecnologias de arrefecimento. Dá especial importância, ao baixo custo de operação deste equipamento e à sua versatilidade. Rianguilaikul & Kumar (2010) referem que o custo de operação de um *EC* é cerca de um quarto do custo de operação de um sistema para o mesmo propósito e para a mesma temperatura de arrefecimento.

Como desvantagens, Sousa (2010) refere: (1) a grande sensibilidade que este equipamento possui, relativamente às condições de entrada do ar, estando as condições de saída do fluido a arrefecer diretamente dependentes das de entrada. Assim, não se consegue controlar as propriedades de saída com a indicação de um *setpoint*, como se consegue no caso dos sistemas mecânicos de compressão a vapor. (2) Neste tipo de arrefecimento, parte da água que se encontra em contacto direto com o ar atmosférico evapora, o que obriga ao seu fornecimento quase constante, tendo consumos e custos associados. (3) As temperaturas a que a água opera neste tipo de equipamentos tornam favoráveis a presença da *legionella*, o que implica o seu tratamento e a sua análise química periódica, aumentando o custo de operação associado.

Tendo em conta as desvantagens mencionadas, a tecnologia baseada no arrefecimento evaporativo (*EC*), usualmente é combinada com outro tipo de equipamento, não trabalhando de forma independente.

O modo operacional comum dos sistemas combinados é: (1) *indirect evaporative cooling (IEC)* /sistemas de refrigeração mecânicos de compressão a vapor; (2) *direct evaporative cooling (DEC)* /sistemas de refrigeração mecânicos de compressão a vapor; (3) *IEC* /sistemas de refrigeração mecânicos de compressão a vapor /*DEC*.

Jiang & Xie (2010) desenvolveram uma tecnologia baseada no princípio dos sistemas combinados. O *chiller* com arrefecimento evaporativo consegue produzir água refrigerada com temperaturas abaixo da de bolbo húmido e acima do ponto de orvalho do ar atmosférico. Tal acontece porque o sistema utiliza a água por ele arrefecida para diminuir a temperatura do ar na entrada, utilizando permutadores estrategicamente instalados. O diagrama psicrométrico que descreve o processo de arrefecimento está representado na Figura 1, assim como a estrutura do equipamento.

O primeiro protótipo desta tecnologia foi construído e instalado em Xingjiang, na China. O seu estudo demonstrou que a unidade consegue produzir água refrigerada entre 14 °C a 20 °C, abaixo da temperatura de bolbo húmido e acima do ponto de orvalho. O sistema apresentou um COP de 9, permitindo uma redução acima de 40 % no consumo de energia elétrica quando comparado a um sistema mecânico de refrigeração a vapor convencional.

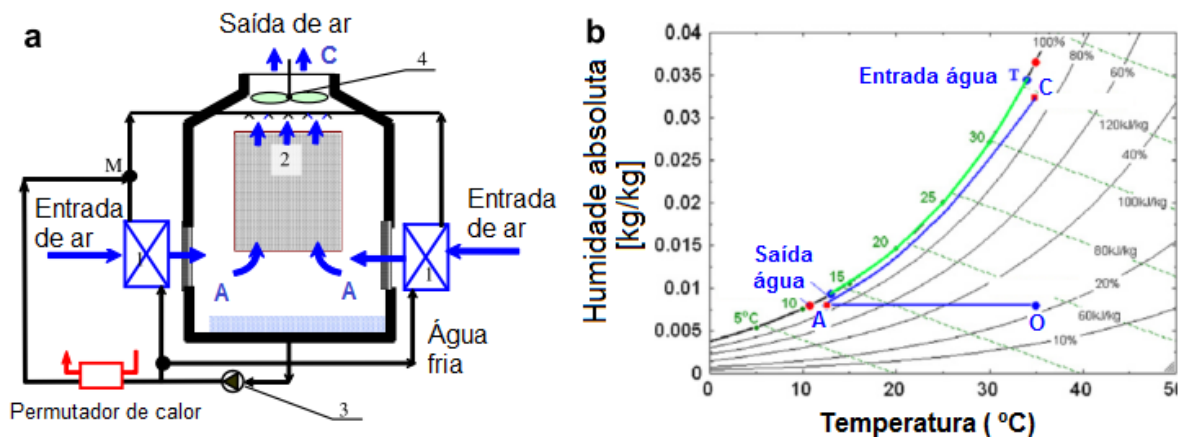


Figura 1: *Chiller* com arrefecimento evaporativo (Jiang & Xie, 2010)

(a) Estrutura do equipamento (b) Processo de arrefecimento da água. (1) Permutador em contra-corrente ar-água (2) torre de arrefecimento em contra-corrente ar-água (3) bomba de circulação (4) ventilador

A diversidade de opções a adotar torna difícil a escolha direta da opção mais rentável, o que tornou de especial importância, a criação de um programa que permitisse simular a questão. O sistema mecânico de compressão a vapor estudado denomina-se por *chiller*, sendo analisada a opção do condensador deste tipo de equipamento ser arrefecido a ar ou água (*chiller* ar-água/ *chiller* água-água). No caso dos sistemas baseados no arrefecimento evaporativo são abordadas as opções de torre de arrefecimento de contacto direto (*TAD*) e indireto (*TAI*).

1.2. Objetivos da tese

Este trabalho teve por objetivo a criação de um programa para calcular as necessidades energéticas e económicas de diferentes soluções de utilização de equipamentos de arrefecimento num sistema, utilizando como linguagem o *MatLab*, com suporte em *Excel*™.

Pretende-se que o programa permita ao utilizador conhecer a solução que melhor se adequa às suas necessidades, compreendendo as seguintes opções: (1) *TAI chiller* de compressão ar-água (2) *TAD/ chiller* de compressão ar-água; (3) *TAI/ chiller* água-água/ *TAD*; (4) *TAD/ chiller* água-água/ *TAD*; (5) *chiller* de compressão água-ar; (6) *chiller* de compressão água-água; (7) *TAD* e (8) *TAI*.

Para se conseguir obter o consumo económico e energético das soluções pretende-se desenvolver modelos matemáticos que reproduzam o comportamento da instalação através de balanços de energia e de calor, a cada equipamento principal utilizado (*TAD* e *TAI*). No caso dos sistemas de compressão a vapor convencionais, pretende-se obter equações generalizadas que descrevam o comportamento do equipamento, com base em expressões retiradas do *EnergyPlus*.

Depois disto, deseja-se aplicar o programa para determinar qual a melhor solução a utilizar em dois sistemas de arrefecimento com necessidades bastante distintas, que se pretendem implementar na *OGMA – Industria Aeronáutica de Portugal*: (A) arrefecimento de um tanque de têmpera e do seu respetivo forno, com necessidades de arrefecimento na ordem dos 30 kW e (B) arrefecimento de permutadores presentes em bancos de ensaio de motores aeronáuticos, com necessidades de arrefecimento na ordem dos 300 kW. Com estes exemplos, pretende-se analisar as vantagens e desvantagens da utilização dos diferentes equipamentos de arrefecimento.

1.3. Organização da dissertação

O presente trabalho está organizado em seis capítulos incluindo esta Introdução. No segundo capítulo apresenta-se a teoria necessária à compreensão do trabalho.

O capítulo seguinte é dedicado ao desenvolvimento da ideia, onde são apresentadas as metodologias utilizadas. Num primeiro subcapítulo, encontram-se os modelos adotados para descrever o comportamento dos equipamentos de arrefecimento principais. No subcapítulo seguinte é apresentado o modelo energético e económico, onde se introduz a explicação das soluções propostas e os parâmetros que foram tidos em conta na análise energética e económica de cada solução. Por fim é abordado o algoritmo adotado, onde se procede à explicação da lógica da programação, com base no organograma e funções do algoritmo. São também referidas as suas potencialidades e limitações.

No capítulo quatro, numa primeira parte procede-se à verificação dos resultados obtidos com a implementação dos modelos propostos. Numa segunda parte, são apresentados os resultados obtidos para os dois casos de estudo, utilizando o programa elaborado. À medida que os resultados são apresentados, procede-se à sua discussão.

Por fim, no capítulo cinco são apresentadas as conclusões obtidas e as sugestões de trabalhos a realizar no futuro. No capítulo seis são apresentadas as referências bibliográficas utilizadas na elaboração do presente documento.

2. Fundamentos teóricos

2.1. Conceito de sistema de arrefecimento

Os sistemas de arrefecimento com recirculação de água (*RCWS's*) são o processo de rejeição de calor mais utilizado na indústria por permitirem uma importante redução no desperdício de água (Panjeshahi et al., 2009).

Desta forma, vários estudos têm vindo a ser realizados neste âmbito. O estudo dos sistemas de arrefecimento de forma individual (Castro et al., 2000) (Heikkila & Milosavljevic, 2001); a reutilização e minimização do desperdício de água (Mann & Liu, 1999); o tratamento da água de arrefecimento (Alsheyab & Muñoz, 2007) e a otimização da disposição dos permutadores a arrefecer pela rede de água têm sido os pontos mais estudados ao longo das duas últimas décadas.

Como o foco de estudo se prendia nos componentes do sistema de arrefecimento de forma singular e não na otimização do sistema como um todo, Kim & Smith (2001) desenvolveu um modelo matemático que permitiu prever a melhor disposição dos permutadores de calor de forma a reduzir o consumo de água e energia. Nesse estudo foi utilizado uma torre de arrefecimento, como dissipador de energia do sistema. Esse modelo foi denominado por *Kim and Smith design (KSD)* e passou a utilizar arranjos de permutadores em série e em paralelo, em vez da convencional configuração dos permutadores de calor em paralelo.

Posteriormente, Panjeshahi et al. (2009) desenvolve um modelo matemático baseado no modelo de *Kim and Smith design (KSD)* otimizando a tecnologia de *pinch*. A esse modelo, os autores introduziram um sistema de tratamento de água, de forma a estudar a influência do processo de tratamento nos consumos do sistema. A nova metodologia foi denominada por *enhanced cooling water system design (ECWSD)*.

Com o estudo realizado por Panjeshahi et al. (2009) pode-se concluir que a utilização de processos de tratamento, em sistemas de arrefecimento, permite uma redução significativa no consumo de água. Os resultados obtidos indicam uma poupança de 46 % na água de reposição (*make-up*) e 93 % na água de drenagem (*blow-down*), tendo um acréscimo de apenas 5 % no consumo de energia, quando comparado à mesma configuração sem a utilização de nenhum tipo de processo de tratamento no sistema.

A utilização de equipamentos de arrefecimento, como sistemas mecânicos de compressão a vapor e torres de arrefecimento, tem sido outro ponto muito abordado, tendo sido criados diversos modelos para descrever a transferência de energia e massa neste tipo de equipamentos.

Duan et al. (2012) realizou uma revisão bibliográfica sobre a utilização do arrefecimento evaporativo comparativamente à utilização de sistemas mecânicos de compressão a vapor,

abordando as diversas opções de combinação de equipamentos principais, para se conseguir reduzir o consumo energético de sistemas de ar condicionado.

Tanto para o arrefecimento de ar, como de água, existem diversas opções de equipamentos de arrefecimento e a solução mais versátil energética e economicamente depende de caso para caso e de diversos fatores. A temperatura a que o fluido a arrefecer se encontra, as necessidades de arrefecimento, a existência de necessidades de aquecimento em condições propícias e as condições exteriores são alguns dos fatores que condicionam a solução do sistema.

Nos sistemas de arrefecimento de água existem dois equipamentos essenciais ao seu equilíbrio que têm de estar presentes para melhorar a sua eficiência e utilização: (1) **Vasos de expansão**: são dispositivos que se destinam à compensação do aumento do volume da água provocado pela subida de temperatura, de forma a regular a pressão do circuito. (2) **Depósito de inércia**: é dimensionado com a função de separador hidráulico entre a bomba e os terminais, tornando-se um volante térmico do sistema, ou seja, o depósito de inércia faz com que o equipamento destinado ao aquecimento ou arrefecimento, não necessite de arrancar para pequenos volumes de água, poupando o equipamento e diminuindo o seu consumo elétrico. O volume deste depósito é calculado em função da potência máxima e mínima do equipamento, o número de escalões de funcionamento e em função do número de arranques/hora dos compressores.

Ambos os equipamentos mencionados devem estar presentes no circuito quente. Na Figura 2, encontra-se representado o esquema de um sistema de arrefecimento com o equipamento de arrefecimento no circuito secundário. Este tipo de configuração é muito utilizada porque permite que o fluido a arrefecer não entre em contacto direto com o equipamento de arrefecimento. As linhas apresentadas a azul representam a passagem da água refrigerada e a vermelho a passagem da água a arrefecer.

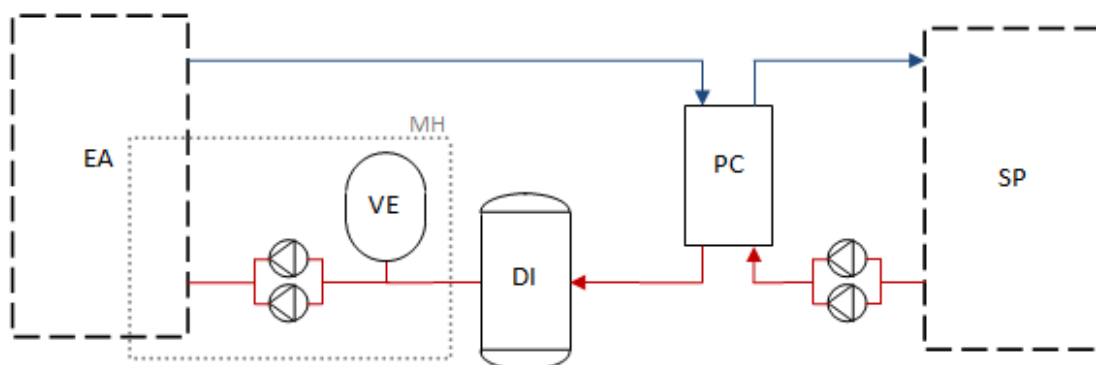


Figura 2: Representação esquemática de um sistema de arrefecimento com circuito principal e secundário
EA: equipamento de arrefecimento; VE: vaso de expansão; MH: módulo hidráulico; DI: depósito de inércia; PC: permutador de calor; SP: sistema do processo; linha azul: água fria; linha vermelha: água quente

2.2. Caracterização de equipamentos de arrefecimento

2.2.1. Sistema de compressão a vapor

História e estado atual da tecnologia

Chillers de compressão a vapor, além de serem utilizados para arrefecer fluidos presentes em processos térmicos industriais, também são frequentemente usados para garantir condições térmicas específicas de espaços em aplicações comerciais e industriais. Este tipo de equipamento distingue-se por se conseguir estabelecer um *setpoint*. Assim, dependendo das condições exteriores, a velocidade do compressor é modelada para se obter as condições desejadas.

Para se conseguir um melhor controlo das condições térmicas é necessário se conhecer o desempenho de um sistema de refrigeração em diferentes condições. Deste modo, os sucessivos estudos do modelo dinâmico de um sistema de refrigeração têm sido importantes, por permitirem simular com mais rigor o comportamento do equipamento.

Ao longo da última década, alguns investigadores têm desenvolvido a modelação dinâmica de sistemas de refrigeração. Pii & Wang (1998) desenvolveram um modelo para simular o comportamento de um sistema que utiliza a água do mar para arrefecer o condensador do equipamento. O modelo dinâmico tem em conta a água a arrefecer que entra no evaporador e a água do mar que serve para arrefecer o condensador. Shiming (2000) apresentou um modelo dinâmico do arrefecimento de água, de um sistema de ar condicionado, por expansão direta. O modelo pode ser utilizado para estudar a influência do caudal mássico do refrigerante, a pressão de evaporação e o comportamento do ar no desempenho do sistema. Browne & Bansal (2002) apresentaram um modelo dinâmico que utiliza um modelo de regressão para descrever o funcionamento do compressor e um modelo empírico para o evaporador, tendo como *outputs* o desempenho do sistema, o consumo elétrico do compressor e o estado do refrigerante ao longo do ciclo de refrigeração.

Lei & Zaheeruddin (2005) desenvolveram um modelo dinâmico baseado em modelos dos componentes individuais (evaporador, compressor, condensador e válvula de expansão termostática). Este modelo foi utilizado para estudar a influência dos parâmetros de entrada, a frequência de operação do compressor e a influência da abertura da válvula de expansão no desempenho do sistema.

Zhang et al. (2009) estabeleceu um modelo matemático para um *chiller* com um compressor do tipo parafuso que funciona em modo económico. O modelo abrange tanto o modo económico, como o modo não económico, dependendo das condições de funcionamento.

Os modelos dinâmicos presentes na literatura, usualmente apresentam uma estratégia comum. A maioria dos modelos tem por base a lei da conservação de energia e massa e os fundamentos físicos da transferência de calor. A estatística tem sido outra alternativa na modelação dinâmica de *chillers*. Bechtler et al. (2001) e Hosoz & Ertunc (2006) desenvolveram,

com base em rotinas matemáticas, uma formulação do sistema baseado em resultados experimentais.

Apesar dos modelos estatísticos apresentarem diversas vantagens (processamento rápido, desenvolvimento mais simples), este tipo de modelo é totalmente empírico, sendo difícil a sua generalização. Pelo contrário, os modelos físicos permitem uma relação dinâmica entre o sistema e as condições de operação, fornecendo muito mais informação sobre a influência destas condições no comportamento do sistema. No entanto, os modelos físicos necessitam de um maior número de *inputs*, muitas vezes de difícil acesso ao utilizador, comparativamente aos modelos estatísticos.

Conceitos básicos e princípio de funcionamento

Este tipo de sistemas é compostos por um refrigerante (e.g., R-22, R-134a, R410A) que circula por um evaporador, um condensador, um compressor e uma válvula de expansão.

No evaporador, o refrigerante absorve o calor circundante ocorrendo a mudança de fase de líquido para vapor (4 - 1) e consequentemente, o arrefecimento do fluido pretendido (e.g., água, ar). Numa fase seguinte, o refrigerante entra no compressor ocorrendo um aumento de pressão (1 -2), conseguido pela utilização de uma quantidade significativa de energia elétrica. Assim, o vapor entra no condensador onde perde calor a pressão constante (2 - 3) e posteriormente, o refrigerante utiliza a válvula de expansão, que através do *throttle effect*, provoca a sua redução de pressão (3 - 4) (Figura 3).

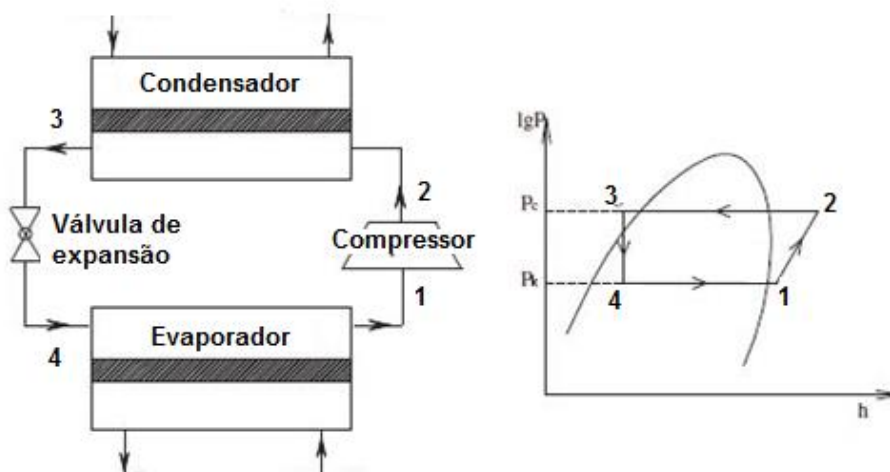


Figura 3: Diagrama esquemático do ciclo de compressão a vapor (Yao et al., 2013)

Considerando que a água é o fluido que se pretende arrefecer existem ainda dois componentes acessórios a considerar. Para realizar a circulação da água no permutador do evaporador é utilizada uma bomba de circulação. O segundo componente acessório a ter em conta depende do sistema de arrefecimento do condensador. Se o condensador for arrefecido por água tem de se ter em conta a bomba que garante a passagem de água no permutador.

Por outro lado, se for arrefecido a ar é necessário considerar o ventilador que permite a circulação do ar.

Num sistema mecânico de compressão a vapor o condensador tanto pode utilizar água ou ar para o seu arrefecimento, conduzindo a diferentes vantagens/desvantagens. Assim, para escolha do sistema de condensação mais indicado deve-se ter em conta que ao se utilizar sistema de condensação a água:

- Na generalidade, os custos de aquisição do equipamento são inferiores e os valores do coeficiente de performance superiores. Contudo, a instalação de sistemas de condensação a água obriga à aquisição de uma bomba de circulação para o circuito do condensador, a uma torre de arrefecimento e a toda a infraestrutura associada.
- É necessário um número superior de equipamentos adicionais para o seu funcionamento, aumentando os custos de manutenção e os riscos do sistema ficar fora de operação. Este último fator torna-se uma grande desvantagem, quando o processo a que se destina o arrefecimento não permite a paragem da instalação.

Parâmetros indicativos do desempenho da tecnologia

O desempenho do ciclo é dado pelo seu coeficiente de performance, que mede a razão entre a capacidade calorífica do ciclo e a potência consumida nos componentes do ciclo. Este coeficiente é dado pela Eq. (1), no caso do fluido de refrigeração do condensador ser o ar, e pela Eq. (2) se o fluido de refrigeração for a água.

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{comp} + W_{vent} + W_{bomb}} \quad (1)$$

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{comp} + W_{bomb1} + W_{bomb2}} \quad (2)$$

2.2.2. Torre de arrefecimento

História e estado atual da tecnologia

As torres de arrefecimento começaram a ser analisadas no século XIX, sendo o primeiro trabalho realizado por Lewis (1922) e utilizado por Robinson (1923) para estabelecer os princípios gerais, a aplicabilidade e as equações diferenciais que descreviam esta tecnologia. Assim, Robinson (1923) estabeleceu uma série de conceitos fundamentais no mecanismo de transferência de calor entre o líquido, o gás e a vaporização do líquido.

Merkel (1925) estabeleceu um marco importante na análise de torres de arrefecimento, ao observar que a diferença entálpica do ar húmido era o fator responsável pela capacidade de

arrefecimento e ao propor semelhanças entre a transferência de massa e calor por convecção, assumindo que o número de *Lewis* é igual à unidade.

Durante várias décadas, muitos autores têm vindo a estudar os fenómenos de convecção que ocorrem nas torres de arrefecimento. Baker & Shrylock (1961) desenvolveram uma explicação detalhada do processo de arrefecimento, clarificando as aproximações e os pressupostos assumidos por *Merkel*. Sutherland (1983) mostrou que a teoria de *Merkel* subestimava os resultados entre 5 – 15 %.

Braun et al. (1989) desenvolveu o método da eficiência-*NTU*, com base na teoria de *Merkel*, e teve em conta o calor específico de saturação presente na troca de calor sensível. Neste modelo, foram introduzidos dois novos parâmetros, o coeficiente de transferência de calor do lado do ar e do lado da água. Os resultados obtidos por este método foram comparados com soluções de modelos numéricos detalhados e com resultados experimentais, mostrando serem bastante precisos.

A análise da transferência de calor e de massa em torres de arrefecimento foi estudada por diversos outros autores e este tópico será abordado com mais detalhe no capítulo destinado à modelação física e matemática de componentes.

Conceitos básicos e princípio de funcionamento

As torres de arrefecimento são convencionalmente utilizadas para libertar na atmosfera excessos de calor provenientes de processos exotérmicos industriais. Este tipo de equipamento trabalha numa gama usual de temperaturas do fluido a arrefecer entre 32 e 46 °C e pode ser classificado:

- Pelo seu tipo de extração: natural, forçada e induzida (Figura 4);
- Pela circulação relativa entre os caudais de água e ar: se o escoamento de ar, que atravessa o fluxo descendente de água quente, for perpendicular a este denomina-se torres de fluxo cruzado. Se o escoamento de ar for em sentido contrário ao escoamento de água, denominam-se torres de fluxo em contracorrente;
- Pelo tipo de contacto: direto e indireto (Figura 5)

A torre de arrefecimento tem como princípio de funcionamento a evaporação da água para absorver o calor. A evaporação ocorre quando as moléculas de água sofrem colisões internas que aumentam a sua energia acima da sua energia de ligação. Essa energia provém da água que não evapora, o que resulta no seu arrefecimento.

O princípio de funcionamento é o mesmo para os dois tipos de torre presentes na Figura 5. A grande diferença entre uma torre de contacto direto em comparação a uma de contacto indireto é a substituição do material de enchimento por um feixe de tubos, passando a existir três escoamentos distintos, ou seja, o fluido quente deixa de ser pulverizado diretamente sobre o ar atmosférico que flui no sentido ascendente. Para isso, é introduzido um circuito

fechado dentro da torre de arrefecimento, onde a água de pulverização entra em contacto com a superfície exterior dos tubos, onde circula o fluido a arrefecer.

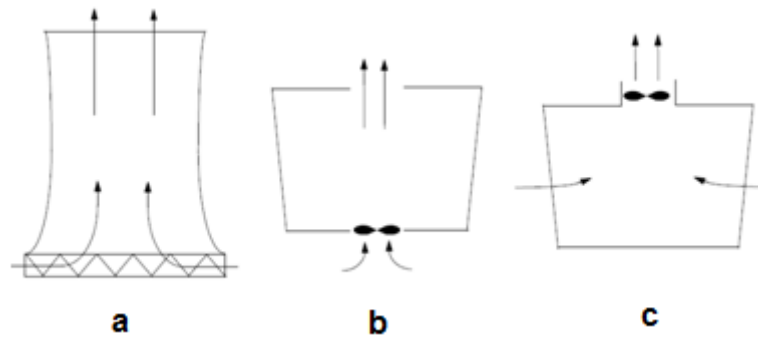


Figura 4: Classificação do tipo de extração de uma torre de arrefecimento: (a) natural; (b) forçada; (c) induzida (Facão, 1999)

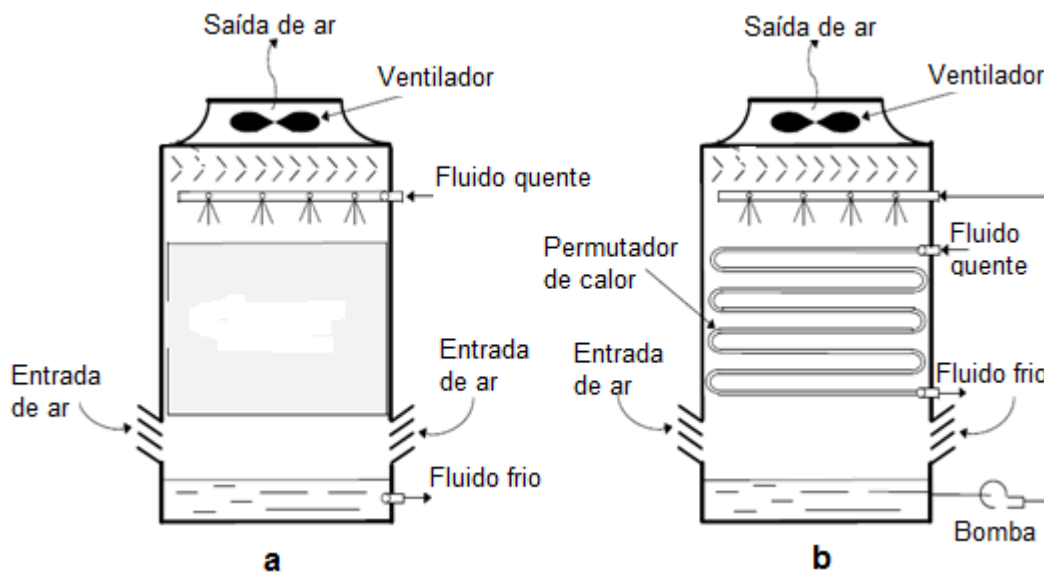


Figura 5: Classificação do tipo de torre de arrefecimento: (a) TAD; (b) TAI (Facão, 1999)

Facão (1999) refere que uma das vantagens da utilização de torres de arrefecimento de contacto indireto, relativamente às torres de contacto direto, é impedir o contacto entre o fluido interno e a atmosfera, podendo-se assim usar diversos tipos de fluidos, bem como prevenir a contaminação com impurezas existentes no ar.

Stabat et al. (2004), refere ainda, que torres de contacto indireto apresentam um consumo de água inferior às de contacto direto e a fim de reduzir o consumo de água, algumas torres de arrefecimento fechadas podem funcionar como um permutador monofásico (sem água de pulverização) quando as condições atmosféricas são favoráveis e as necessidades de arrefecimento são menores. Como desvantagens menciona que torres de arrefecimento de contacto indireto apresentam um custo e um tamanho superior, uma vez que se torna necessária uma maior superfície de troca para garantir a mesma transferência de calor.

Parâmetros indicativos do desempenho da tecnologia

O desempenho deste tipo de tecnologia é representado por vários parâmetros: (1) capacidade de arrefecimento; (2) consumo de energia; (3) eficiência energética; (4) caudal de água evaporada.

(1) Capacidade de arrefecimento

A capacidade de arrefecimento pode ser descrita pela diferença entre a temperatura de entrada e a de saída da água, multiplicada pela sua capacidade térmica.

$$\dot{Q} = \dot{m}_w c_{pw} (T_{wi} - T_{wo}) \quad (3)$$

(2) Consumo de energia

Uma torre de arrefecimento apresenta um consumo elétrico muito inferior a um sistema mecânico de compressão a vapor convencional, porque só necessita de energia para acionar os ventiladores (*TAD/ TAI*) e a bomba de circulação de água (*TAI*). Por outro lado, o sistema de compressão a vapor utiliza um compressor, além do ventilador, que é responsável pelo seu elevado consumo. O consumo de energia nestes sistemas é geralmente apresentado em W ou kW.

(3) Eficiência energética

A eficiência energética, também conhecida como coeficiente de desempenho (*COP*), representa a razão entre a capacidade de arrefecimento e o consumo de energia do sistema.

$$eficiência\ energética = \frac{\dot{Q}}{W} = \frac{\dot{m}_w c_{pw} (T_{wi} - T_{wo})}{W} \quad (4)$$

Se o resultado obtido pela Eq. (4) for multiplicado por um fator de conversão de 3.413, o *COP* passa a ser designado por razão de eficiência energética (*EER*).

(4) Caudal de água evaporada

O caudal de água evaporada numa torre de arrefecimento não depende apenas das condições de operação, sendo importante a temperatura/humidade do ar de entrada, caudal de escoamento do ar e a eficiência de arrefecimento do sistema. Por definição, a quantidade de água evaporada é igual ao aumento do volume de água no ar, durante o processo de arrefecimento.

Efeito da distribuição da água de pulverização

O método de pulverização de água mais utilizado nas torres de arrefecimento é conhecido como *sparkling nozzles* e está representado na Figura 6. A água pulverizada encontra-se situada no cimo da torre de arrefecimento, a circular em fluxo cruzado com o ar atmosférico no caso de *TAD* e em fluxo cruzado com os tubos de circulação da água a arrefecer no caso de *TAI*. A água, quando pulverizada, entra em contacto com o ar atmosférico,

existindo uma troca de energia e massa, ocorrendo a evaporação de uma grande porção de água.

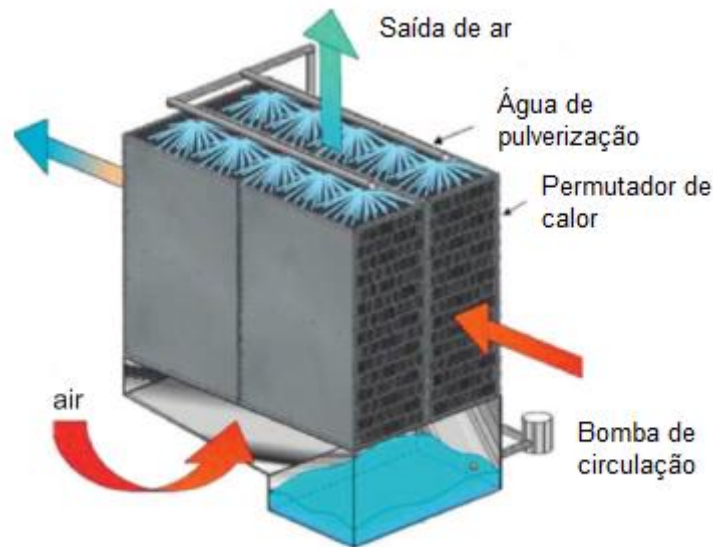


Figura 6: Representação do método da pulverização da água numa *TAI* (Duan et al., 2012)

Este processo tem vindo a ser utilizado durante vários anos, mas apresenta algumas limitações. Zhou et al. (2003) refere que (1) é difícil conseguir uma distribuição uniforme da água quando a velocidade/ pressão do ar atmosférico é elevada; (2) é difícil obter uma distribuição equilibrada do escoamento no equipamento de pulverização (*nozzle*); (3) a bomba de circulação presente nas *TAI* funciona com caudal constante, não tendo em conta a água evaporada, ocorrendo uma maior ou menor distribuição de água que a necessária; e (4) o desempenho hidrofílico das tubagens onde circula o fluido a arrefecer é insatisfatório o que impede a distribuição uniforme da água na sua superfície.

Zhou et al. (2003) realizou um estudo baseado na otimização do equipamento de pulverização, com o objetivo de melhorar os problemas referidos anteriormente. Este estudo apresentou vários equipamentos e novos métodos de pulverização viáveis possíveis de aplicar na tecnologia do arrefecimento evaporativo.

Na Figura 7 estão presentes três modos usualmente utilizados. É sugerido que (1) o pulverizador situado no topo seja aplicado na maioria das torres de arrefecimento; (2) apesar da difícil instalação o pulverizador situado no centro, deve ser aplicado quando o permutador possui grandes dimensões porque garante uma melhor distribuição da água; (3) o pulverizador situado no fundo da torre, seja aplicado quando o espaço de instalação é limitado.

Outras medidas para melhorar a distribuição de água também foram apresentadas: (1) reduzir a velocidade do ar atmosférico; (2) numa *TAI*, aumentar a capacidade de retenção da água de pulverização na superfície dos tubos onde circula o fluido a arrefecer, através de ranhuras na superfície; (3) instalar os pulverizadores de água de forma adequada a criar um

escoamento de água direito; (4) adicionar no topo da torre de arrefecimento, uma grelha de distribuição de água, como se encontra representado na Figura 8.

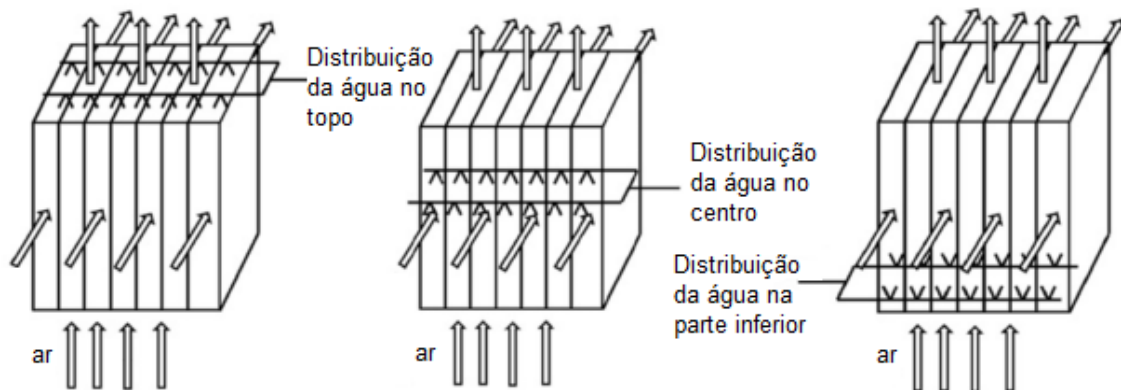


Figura 7: Modos de distribuição de água numa TAI (Huang, 2010)

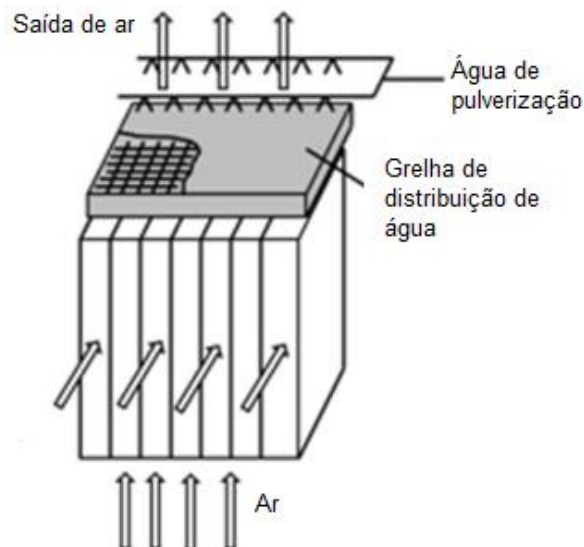


Figura 8: Representação da grelha de distribuição de água (Huang, 2010)

Viabilidade da utilização de EC em diferentes climas

Jiang & Xie (2010) apresentou um estudo sobre a viabilidade da utilização do *chiller* com arrefecimento evaporativo (Figura 1) em diferentes partes do mundo, analisando as condições climáticas estabelecidas em *ASHRAE handbook 2001*.

Este estudo conclui que o princípio do arrefecimento evaporativo é adequado a diversas regiões, identificadas a azul na Figura 9, e.g., este da América, norte de França, Alemanha, Polónia, Áustria, Holanda, maioria das regiões da Rússia, nordeste da China, Mongólia, Arábia Saudita, algumas regiões da Índia e na maioria das regiões Australianas. Como se pode observar, as regiões identificadas a azul representam mais de 40 % de todo o Mundo, dando ao arrefecimento evaporativo uma boa perspetiva.



Figura 9: Regiões do Mundo com viabilidade para EC (Jiang & Xie, 2010)

2.3. Impacto ambiental dos sistemas de arrefecimento

Qualidade da água

Num sistema de arrefecimento com recirculação e reposição de água é necessário ter em conta os possíveis impactos ambientais da solução, não tendo apenas em conta o seu menor consumo de energia e de água.

Com isto, é necessário perceber que a elevada concentração de sais minerais e a corrosão resultante desse nível de concentração, pode causar uma perda de eficiência. Para garantir um bom funcionamento do sistema e um uso adequado do tratamento químico é necessário determinar um ciclo de concentração máximo, que garanta o controlo do crescimento biológico, da corrosão e da acumulação de sais contaminantes.

O ciclo de concentração (π_c) é definido como a razão entre a concentração de componentes solúveis na água de drenagem (*blow-down*) e a concentração dos mesmos componentes na água de reposição (*make-up*) (Panjeshahi et al., 2009).

$$\pi_c = \frac{X_{blow-down}}{X_{make-up}} = \frac{\dot{m}_{make-up}}{\dot{m}_{blow-down} + D} \quad (5)$$

Como se pode observar pela Eq. (5), o número máximo de ciclos de concentração depende da qualidade da água de reposição. Assim, diversos processos de tratamento químico, físico e biológico são utilizados para melhorar a qualidade da água de reposição. De todos os métodos, os processos de tratamento não químicos, são considerados os mais seguros e ambientalmente mais responsáveis de se utilizar, tendo-se como exemplo, os processos magnéticos e eletromagnéticos, eletrostáticos, eletrólises, ozonização e cavitação hidrodinâmica (Panjeshahi et al., 2009).

Tratamento da água com Ozono (Ozonização)

Sendo as torres de arrefecimento equipamentos que promovem o aumento da concentração de sais minerais e o crescimento de depósitos microbianos, devido ao fenómeno da evaporação, é de extrema importância o seu controlo para evitar a diminuição da eficiência do arrefecimento do equipamento.

A *Legionella*, é conhecida como o maior problema associado aos depósitos microbianos. Quando o processo de tratamento das torres de arrefecimento não é tido em conta, ou efetuado de forma inadequada, pode levar a problemas graves de infeções respiratórias, sendo responsável por mais de 1.5 milhões de mortes por ano Walser et al. (2014). As consequências da presença da *Legionella* têm um maior impacto quando a torre de arrefecimento é utilizada num sistema de AVAC, ou quando a TA está em contacto direto com os utilizadores.

Assim, a integração de um processo de tratamento numa torre de arrefecimento é de extrema importância.

Sendo o Ozono (O_3) reconhecido pela sua grande capacidade de desinfetar a água (Alsheyab & Muñoz, 2007), os processos de tratamento com ozono têm sido muito utilizados em torres de arrefecimento. Viera et al. (2000) mostraram que a utilização do ozono, em RCWS, permite diminuir os níveis de sais minerais e de depósitos microbianos nos sistemas de arrefecimento. Segundo Panjeshahi et al. (2009), esta diminuição permite aumentar o ciclo de concentração acima de 15, o que resulta numa poupança significativa na utilização de água (*make-up e blow-down*).

A Figura 10 apresenta a integração de uma unidade de tratamento de ozono numa torre de arrefecimento.

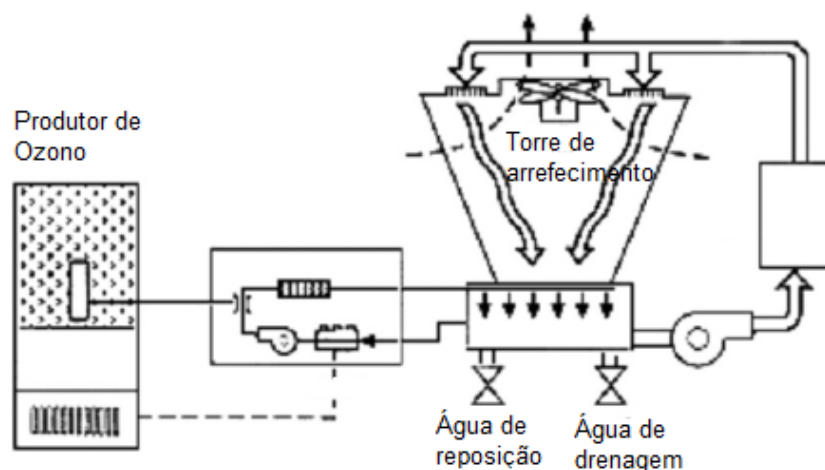


Figura 10: Unidade de tratamento de ozono integrada numa torre de arrefecimento (Panjeshahi et al., 2009)

3. Métodos utilizados

3.1. Introdução

Ao longo do próximo subcapítulo discutir-se-á o processo de criação dos modelos dinâmicos dos equipamentos de arrefecimento, quais as equações e correlações necessárias, bem como, as suposições tomadas. Apresentam-se os modelos para cada um dos dois tipos de equipamentos: sistemas de compressão a vapor (água-ar e água-água) e torres de arrefecimento (de contacto direto e indireto), assim como o consumo e tratamento da água.

Para o caso dos sistemas de compressão a vapor utilizam-se equações obtidas no *EnergyPlus*, obtendo-se um modelo empírico, que define o valor do coeficiente de proporcionalidade da performance e da potência de arrefecimento do equipamento.

Para as torres de arrefecimento de contacto indireto é utilizado o modelo matemático simplificado proposto por Stabat & Marchio (2004), com o objetivo de avaliar o desempenho do equipamento para diferentes condições de temperatura e humidade do ar atmosférico e consumo de água.

No caso das torres de arrefecimento de contacto direto, é proposto um modelo, com base no método do Integral de *Merkel* e no método da eficiência – *NTU*. De forma a simplificar a utilização do modelo, o integral de *Merkel* é calculado a partir de constantes que caracterizam o evaporador a ser analisado. Essas constantes são obtidas utilizando dois pontos de funcionamento do equipamento, presentes em catálogos de fabricantes, de fácil aquisição.

No subcapítulo 3.3 apresenta-se as diferentes possibilidades de disposição e utilização dos equipamentos de arrefecimento modelados no subcapítulo anterior. Para cada solução apresentada são especificadas as equações que descrevem os custos totais associados à sua utilização. Por fim, é apresentado o método de cálculo do consumo de energia e especificados os parâmetros económicos utilizados na comparação das possibilidades.

No subcapítulo 3.4 descreve-se o algoritmo adotado, ao se demonstrar o organograma da estrutura principal do programa utilizado, as suas funções principais e as suas principais potencialidades e limitações.

3.2. Modelação física e matemática dos equipamentos

Sistema de compressão a vapor

Num sistema de compressão a vapor, o compressor é o componente que necessita de uma maior quantidade de energia elétrica para o seu funcionamento. Desta forma, é importante definir os tipos de compressor que existem e em que situações são aplicados.

Com base em Daikin (2014), a Tabela 2 apresenta os tipos de compressores produzidos pela marca, assim como, as suas principais características e a sua aplicação. De acordo com a

informação presente na tabela e nos catálogos Carrier (2013b), Climaveneta (2013c) e Liebert (2009), optou-se por considerar a utilização do compressor do tipo *scroll* e parafuso, onde a sua aplicação depende do tipo de *chiller* e da potência de arrefecimento desejada.

Tipo de Compressor	Características	Aplicação
<i>Swing</i>	Possuem menos peças para uma operação mais suave e fiável com um nível de vibração e fricção reduzida.	<i>Chillers</i> de muito baixa capacidade
<i>Scroll</i>	Oferece um design compacto, simples e robusto, proporcionando fiabilidade e eficiência constantes.	<i>Chillers</i> arrefecidos a ar e água de pequena e média capacidade
Centrífugos	Possuem um sistema de rolamentos magnéticos, que aumentam significativamente a fiabilidade da unidade, reduzindo os custos de manutenção.	-
Parafuso	Possuem regulação contínua, proporcionando um fiabilidade e eficiência inigualáveis a cargas parciais.	<i>Chillers</i> de maiores capacidades e desempenho

Tabela 2: Tipos de compressor, características e aplicação

No modelo, a capacidade de arrefecimento e o coeficiente de desempenho do equipamento é calculado através das seguintes expressões:

$$\dot{Q}_{arr} = \alpha \dot{Q}_{arrN} \quad (6)$$

$$COP = \gamma COP_N \quad (7)$$

onde, α e γ representam o fator de proporcionalidade da capacidade de arrefecimento e do coeficiente de desempenho, respetivamente.

Com isto, o modelo proposto baseia-se na comparação de curvas de fatores de proporcionalidade obtidas no *EnergyPlus*, para uma gama de potências de 1 a 850 kW. Tendo como objetivo definir α e γ , através de uma única curva para a gama de potência mencionada. Com isto, pretende-se simplificar a sua implementação e utilização.

A curva generalizada é conseguida através das seguintes etapas: (1) as curvas de α e γ obtidas no *EnergyPlus*, são comparadas sob forma gráfica; (2) na análise gráfica é selecionada a curva de referência; (3) os valores dos coeficientes de proporcionalidade da curva de referência são comparados aos obtidos pelas 3 curvas que mais se distanciam (curvas críticas); (4) para uma melhor perceção da divergência entre as diferentes curvas, é apresentado o erro das curvas críticas na forma gráfica.

Chiller água-ar

Para o *chiller* com o condensador arrefecido a ar o modelo baseou-se nos seguintes pressupostos: (1) considerou-se a utilização de um compressor do tipo *scroll*, para a gama de potências de 1 – 850 kW, pelos motivos indicados anteriormente; (2) ambos os coeficientes de proporcionalidade dependem do valor da temperatura de entrada do ar no condensador e da temperatura da água na saída do evaporador; (3) como o circuito do *chiller* foi considerado fechado, como indicado na Figura 2, considerou-se que a temperatura de saída de água do *chiller* era sempre de 7 °C (*setpoint*); (4) analisaram-se 16 curvas de modelos de *chiller*, com diferentes valores de potência e de 4 marcas distintas, i.e., *Trane*, *York*, *Carrier* e *McQuay*.

Curva de referência de α : modelo AGZ125D.

Curvas críticas de α : modelo YCALL0033EE, YLAA0100SE, 30XA180.

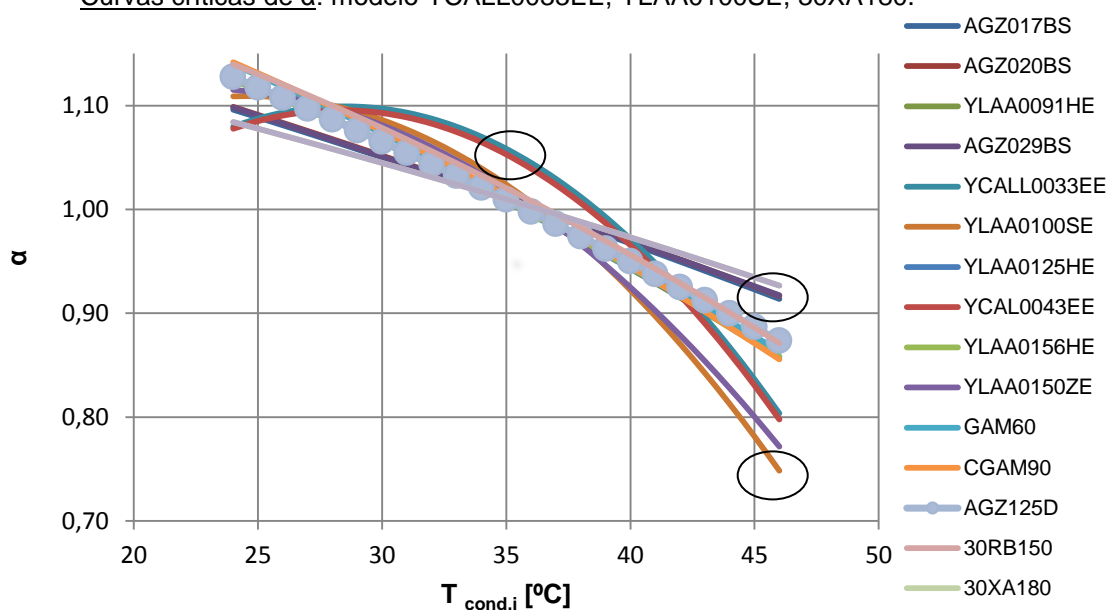


Figura 11: Gráfico do fator de proporcionalidade da capacidade de arrefecimento em função da temperatura da água na entrada do condensador, para modelos de chiller água – ar equivalentes com potências de 1 a 850 kW

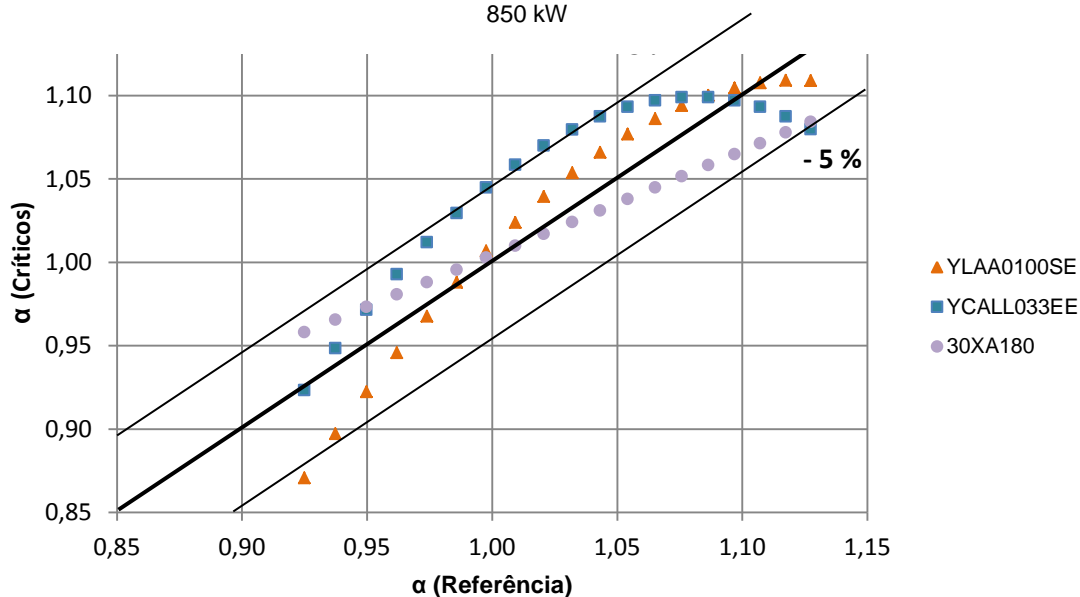


Figura 12: Gráfico das curvas críticas em função do fator de proporcionalidade da capacidade de arrefecimento de referência, para modelos de chiller água – ar equivalentes com potências de 1 a 850 kW

Curva de referência de α : modelo 30RB210.

Curvas críticas de α : modelo YLAA0100SE, AGZ017BS, YCAL0043EE.

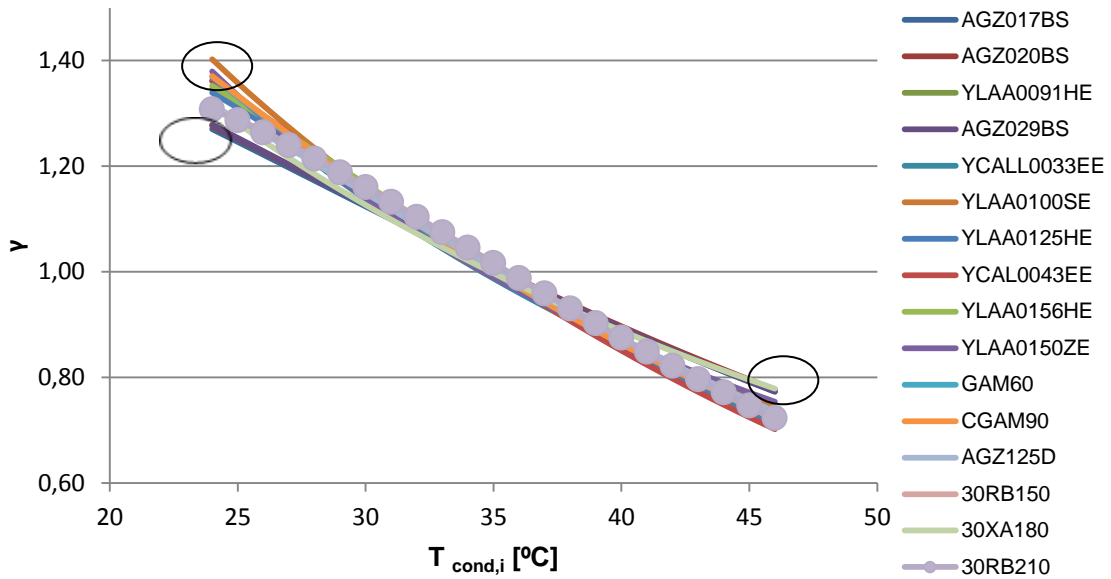


Figura 13: Gráfico do fator de proporcionalidade do coeficiente de desempenho em função da temperatura da água na entrada do condensador, para modelos de chiller água – ar equivalentes com potências de 1 a 850 kW

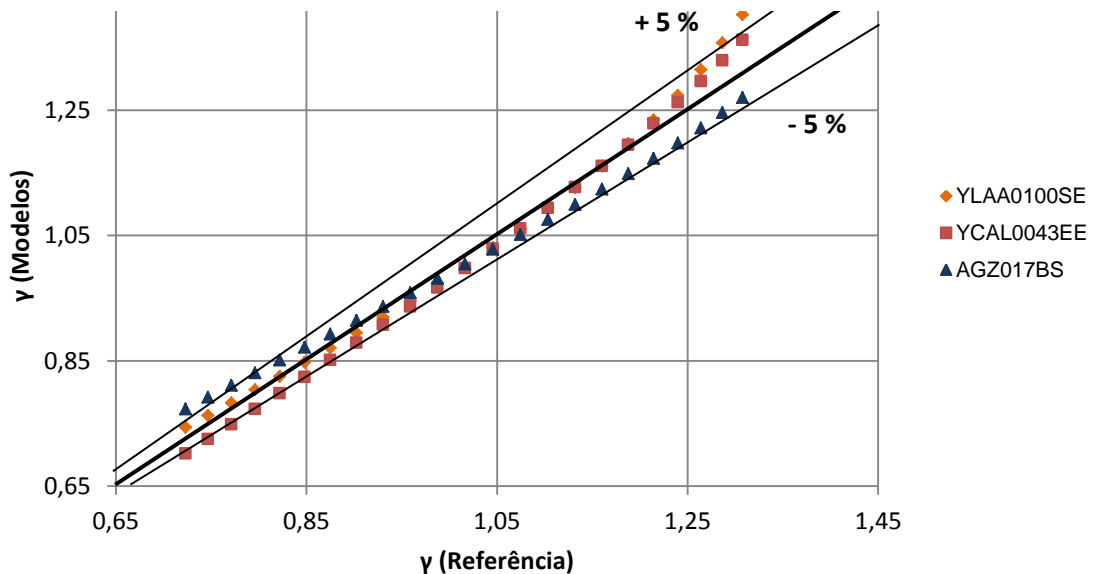


Figura 14: Gráfico das curvas críticas em função do fator de proporcionalidade do coeficiente de desempenho de referência, para modelos de chiller água – ar equivalentes com potências de 1 a 850 kW

Como a maioria dos erros entre as curvas críticas e a curva de referência de α e γ são menores que +/- 5 %, o coeficiente de proporcionalidade da capacidade de arrefecimento e do desempenho, para uma gama de potências de 1 – 850 kW é expresso por:

$$\alpha_{ar-água} = \alpha_{00} + \alpha_{10}T_{cond,i} + \alpha_{01}T_{evap,o} + \alpha_{11}T_{cond,i}T_{evap,o} + \alpha_{20}T_{cond,i}^2 + \alpha_{02}T_{evap,o}^2 \quad (8)$$

$$\gamma_{ar-água} = \gamma_{00} + \gamma_{10}T_{cond,i} + \gamma_{01}T_{evap,o} + \gamma_{11}T_{cond,i}T_{evap,o} + \gamma_{20}T_{cond,i}^2 + \gamma_{02}T_{evap,o}^2 \quad (9)$$

Chiller água – água

Para o *chiller* arrefecido a água o modelo baseou-se nos seguintes pressupostos: (1) considerou-se a utilização de um compressor do tipo *scroll*, para a gama de potências de arrefecimento de 1 – 500 kW e do tipo parafuso para a gama de potências de 300 – 850 kW, pelos motivos indicados anteriormente; (2) na gama de potências de 300 – 500 kW o utilizador opta pelo tipo de compressor que pretende; (3) pelo mesmo motivo apresentado no *chiller* arrefecido a ar, considerou-se que a temperatura de saída da água do *chiller* era sempre de 7 °C (*setpoint*).

Para a implementação do modelo, é necessário que a variável independente seja a temperatura da água na entrada do condensador. Contudo, os catálogos de fabricantes utilizados na verificação das equações apresentam os valores da capacidade de arrefecimento e do *COP* em função da temperatura de saída. Assim, tornou-se importante definir equações dos coeficientes de proporcionalidade em função da temperatura de entrada e de saída.

Compressor do tipo Scroll (1 – 500 kW)

Para este tipo de compressor o *EnergyPlus* apenas tinha informação de um único modelo, *TraneCGWD207*. Desta forma, a verificação das equações com base em dados de catálogos de fabricantes torna-se muito importante.

Variáveis independentes: temperatura da água na **saída** do condensador e temperatura da água na saída do evaporador.

$$\alpha_{\text{ág.-ág.scroll}} = \alpha_{00} + \alpha_{10}T_{\text{cond,o}} + \alpha_{01}T_{\text{evap,o}} + \alpha_{11}T_{\text{cond,o}}T_{\text{evap,o}} + \alpha_{20}T_{\text{cond,o}}^2 + \alpha_{02}T_{\text{evap,o}}^2 \quad (10)$$

$$\gamma_{\text{ág.-ág.scroll}} = \gamma_{00} + \gamma_{10}T_{\text{cond,o}} + \gamma_{01}T_{\text{evap,o}} + \gamma_{11}T_{\text{cond,o}}T_{\text{evap,o}} + \gamma_{20}T_{\text{cond,o}}^2 + \gamma_{02}T_{\text{evap,o}}^2 \quad (11)$$

Variáveis independentes: temperatura da água na **entrada** do condensador e temperatura da água na saída do evaporador.

$$\alpha_{\text{ág.-ág.scroll}} = \alpha_{00} + \alpha_{10}T_{\text{cond,i}} + \alpha_{01}T_{\text{evap,o}} + \alpha_{11}T_{\text{cond,i}}T_{\text{evap,o}} + \alpha_{20}T_{\text{cond,i}}^2 + \alpha_{02}T_{\text{evap,o}}^2 \quad (12)$$

$$\gamma_{\text{ág.-ág.scroll}} = \gamma_{00} + \gamma_{10}T_{\text{cond,i}} + \gamma_{01}T_{\text{evap,o}} + \gamma_{11}T_{\text{cond,i}}T_{\text{evap,o}} + \gamma_{20}T_{\text{cond,i}}^2 + \gamma_{02}T_{\text{evap,o}}^2 \quad (13)$$

Compressor do tipo Parafuso (300 – 850 kW)

Para o compressor do tipo parafuso analisaram-se 5 curvas de modelos de *chiller*, com diferentes valores de potência e de 3 marcas distintas, i.e., *Trane*, *York* e *Carrier*.

Curva de referência de α : modelo **YS 781**.

Curvas críticas de α : modelo 23XL 830 e RTWA 383.

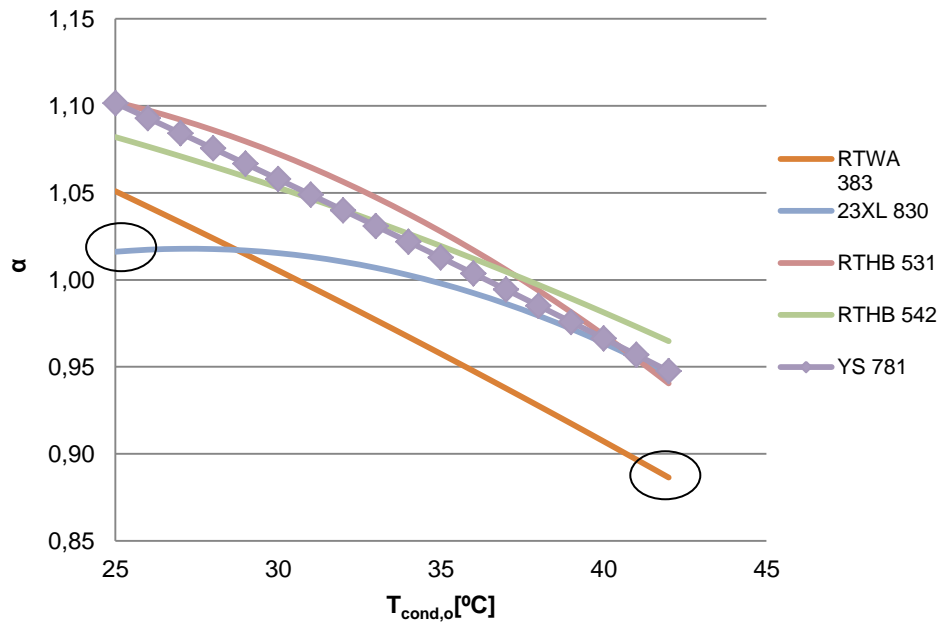


Figura 15: Gráfico do fator de proporcionalidade da capacidade de arrefecimento em função da temperatura da água na entrada do condensador, para modelos de chiller água – água equivalentes com potências de 300 a 850 kW

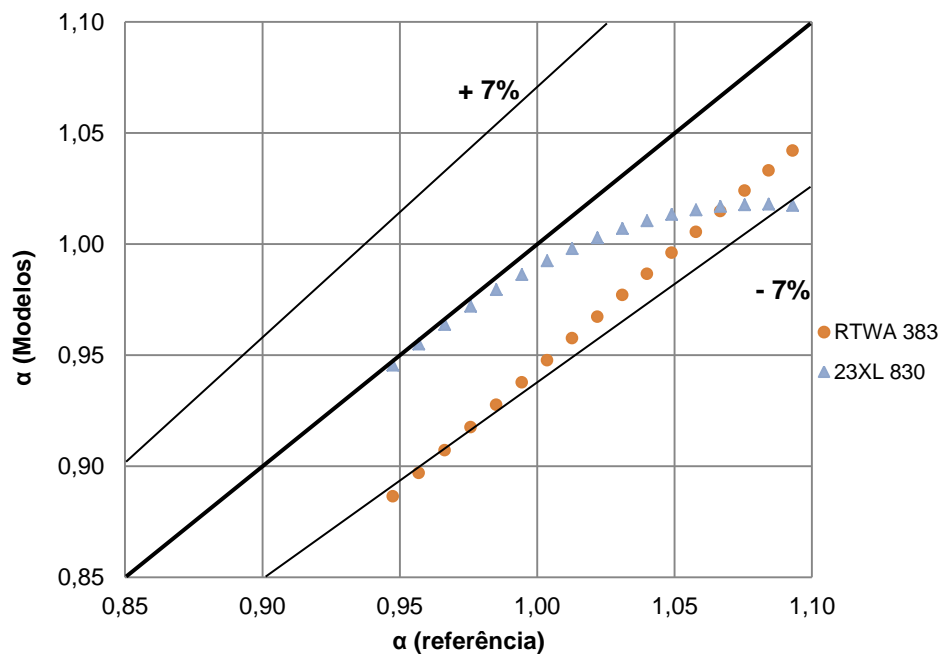


Figura 16: Gráfico das curvas críticas em função do fator de proporcionalidade da capacidade de arrefecimento de referência, para modelos de chiller água – água equivalentes com potências de 300 a 850 kW

Curva de referência de γ : modelo RTHB 542.

Curvas críticas de γ : modelo YS 781 e RTWA 383.

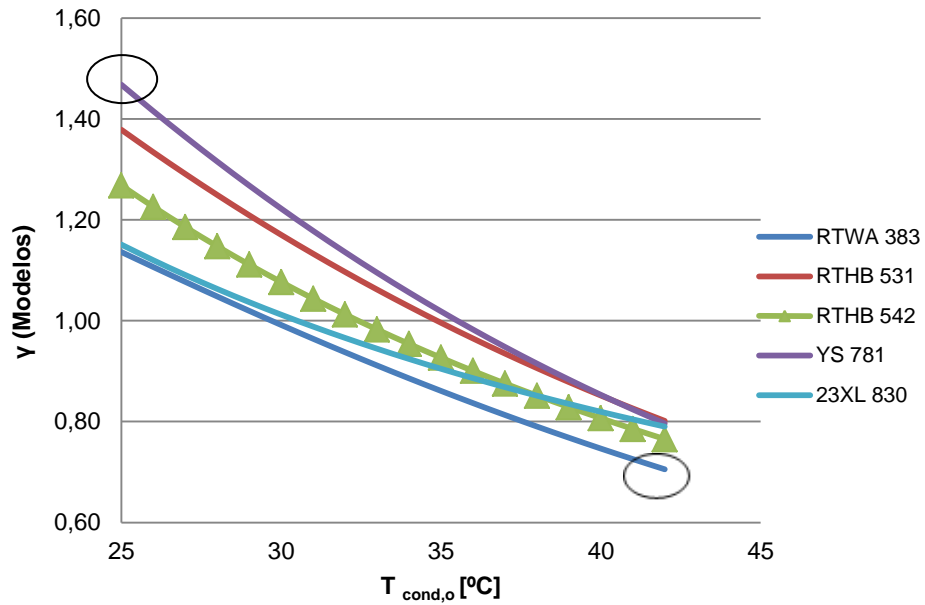


Figura 17: Gráfico do fator de proporcionalidade do coeficiente de desempenho em função da temperatura da água na entrada do condensador, para modelos de chiller água – água equivalentes com potências de 300 a 850 kW

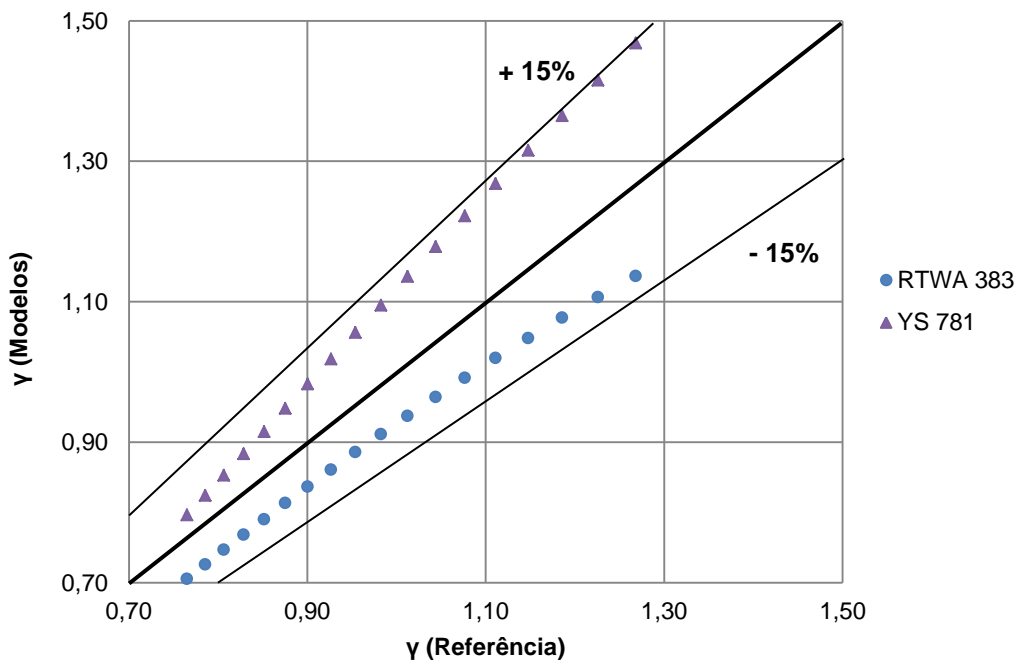


Figura 18: Gráfico das curvas críticas em função do fator de proporcionalidade do coeficiente de desempenho de referência, para modelos de chiller água – água equivalentes com potências de 300 a 850 kW

Neste caso, os erros verificados entre as curvas críticas e a curva de referência de α e γ são superiores ao caso do chiller arrefecido a ar. No entanto, o erro é de +/- 7% para o α e de +/- 15% para γ .

Variáveis independentes: temperatura da água na **saída** do condensador e temperatura da água na saída do evaporador.

$$\alpha_{\acute{a}g.-\acute{a}g.paraf.} = \alpha_{00} + \alpha_{10}T_{cond,o} + \alpha_{01}T_{evap,o} + \alpha_{11}T_{cond,o}T_{evap,o} + \alpha_{20}T_{cond,o}^2 + \alpha_{02}T_{evap,o}^2 \quad (14)$$

$$\gamma_{\acute{a}g.-\acute{a}g.paraf.} = \gamma_{00} + \gamma_{10}T_{cond,o} + \gamma_{01}T_{evap,o} + \gamma_{11}T_{cond,o}T_{evap,o} + \gamma_{20}T_{cond,o}^2 + \gamma_{02}T_{evap,o}^2 \quad (15)$$

Variáveis independentes: temperatura da água na **entrada** do condensador e temperatura da água na saída do evaporador.

$$\alpha_{\acute{a}g.-\acute{a}g.paraf.} = \alpha_{00} + \alpha_{10}T_{cond,i} + \alpha_{01}T_{evap,o} + \alpha_{11}T_{cond,i}T_{evap,o} + \alpha_{20}T_{cond,i}^2 + \alpha_{02}T_{evap,o}^2 \quad (16)$$

$$\gamma_{\acute{a}g.-\acute{a}g.paraf.} = \gamma_{00} + \gamma_{10}T_{cond,i} + \gamma_{01}T_{evap,o} + \gamma_{11}T_{cond,i}T_{evap,o} + \gamma_{20}T_{cond,i}^2 + \gamma_{02}T_{evap,o}^2 \quad (17)$$

Os coeficientes α_{ii} e γ_{ii} , referidos no presente subcapítulo, estão definidos na Tabela A. 1 e na Tabela A. 2, respetivamente.

Torre de arrefecimento de contacto indireto

Como foi referido anteriormente, a análise da transferência de calor e de massa em torres de arrefecimento tem vindo a ser estudada por diversos autores, existindo diversos modelos numéricos e simplificados que descrevem o comportamento do sistema.

No caso das torres de arrefecimento de contacto indireto, Facção (1999) compara dois modelos simplificados, desenvolvidos por Peterson (1993) e Mizushina & Miyashita (1967), com modelos detalhados resolvidos por métodos numéricos ((Kals, 1971) e (Lebrun et al., 2002)).

Facção (1999) utilizou como comparação os resultados experimentais obtidos a partir de um protótipo de uma torre de arrefecimento. Com isto, mostrou que o modelo de *Mizushina* e *Miyashita* apesar de ser um dos mais simples em termos de cálculo é o que prevê melhor a eficiência da torre de arrefecimento.

Como o método a utilizar será introduzido num programa que efetuará um número elevado de cálculos, torna-se útil a utilização de um modelo simplificado, com um curto tempo de computação, mas que continue a garantir uma boa precisão.

Para caracterizar a torre de arrefecimento pelo modelo de *Mizushina* é necessário dispor de um grande número de dados da geometria do equipamento que não são possíveis de obter para o caso considerado. Assim, este modelo não foi adotado. Passou-se a ter como objetivo, a utilização de um modelo que permitisse avaliar a transferência de calor e de massa da torre de arrefecimento a partir de dados de desempenho disponíveis em catálogos do fabricante, fáceis de serem obtidos pelo utilizador.

Stabat & Marchio (2004) propuseram um modelo simplificado de uma torre de arrefecimento, adaptado para ser utilizado em programas de simulação energética, fazendo

uma analogia entre a torre de arrefecimento em estudo e um permutador de calor clássico, utilizando o método da temperatura média logarítmica e o método da eficiência – *NTU*. O erro do valor da transferência de calor obtido foi inferior a 10 %.

Os modelos existentes para simular o comportamento térmico de torres de arrefecimento assentam todos nas mesmas equações físicas, diferindo apenas em alguns pressupostos. O modelo de Stabat & Marchio (2004) assume as seguintes hipóteses:

- Torre isolada termicamente, desprezando-se a transferência de calor através do corpo da torre de arrefecimento (incluindo a tubagem da água de pulverização);
- O calor específico dos fluidos é assumido como constante;
- A transferência de calor e de massa só ocorre na direção normal ao escoamento;
- Os fluidos encontram-se uniformemente distribuídos no plano perpendicular ao seu escoamento;
- A tubagem onde circula o fluido a arrefecer, encontra-se em contacto com a água pulverizada, em toda a sua superfície de forma uniforme;
- A temperatura de interface entre o filme de água e o ar é igual à temperatura do filme de água;
- O número de Lewis igual à unidade;
- A análise é realizada em regime permanente.

Na Figura 19, encontra-se representado o volume de controle do sistema, com os diversos escoamentos: (1) água a arrefecer, (2) ar e (3) água de pulverização. Na interface entre o ar e a água de pulverização, existe um filme de ar saturado em contacto com a água. Como a pressão parcial do vapor de água na interface é superior à pressão parcial do vapor de água no ar, ocorre uma transferência de calor da água para o ar. Esta transferência de calor está relacionada com a vaporização da água, denominando-se de transferência de calor latente. Em simultâneo ocorre transferência de calor por convecção devido à diferença de temperaturas entre o ar e a superfície da água.

O modelo teórico de uma torre de arrefecimento de contacto indireto encontra-se especificado no Anexo 2. Sendo a sua solução de complicada resolução, Stabat & Marchio (2004) recorreram ao circuito térmico equivalente, representado na Figura 20, para simplificar o cálculo da transferência de calor.

Com base no circuito térmico equivalente a transferência de calor pode ser escrita como:

$$\partial \dot{Q} = U_t \partial A_t (T_f - T'_a) \quad (18)$$

com,

$$\frac{1}{U_t \partial A_t} = \frac{1}{U_{ext} \partial A_{ext}} + \frac{1}{U_{int} \partial A_{int}} = \frac{c_{pa}}{h_{c,ext} c_{psat} \partial A_{ext}} + \frac{1}{U_{int} \partial A_{int}} \quad (19)$$

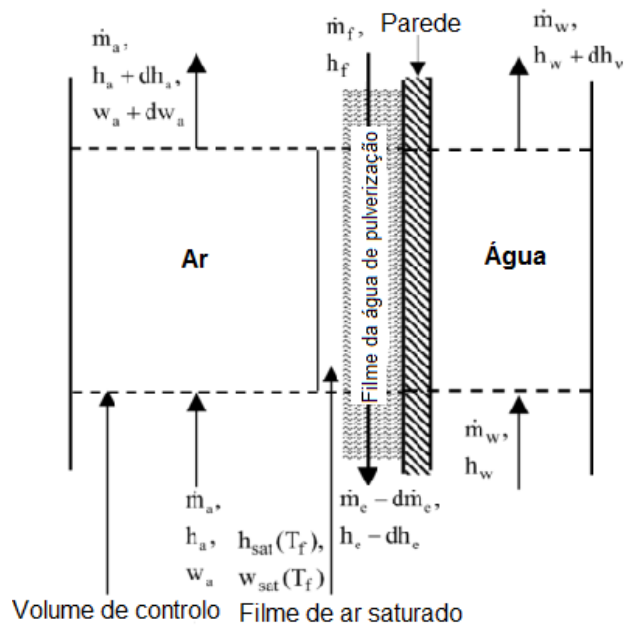


Figura 19: Esquema da transferência de calor e massa numa TAI (Stabat & Marchio, 2004)

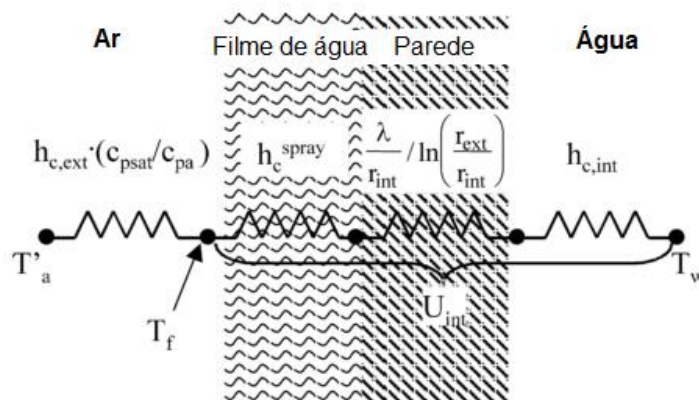


Figura 20: Circuito térmico equivalente para o volume de controle (Stabat & Marchio, 2004)

Para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor, os autores modelaram o sistema como um permutador de calor clássico. Deste modo, a transferência de calor do lado da água pode ser escrita pela Eq. (20) e do lado do ar pela Eq. (21):

$$\dot{Q} = -\dot{m}_w c_{pw} (T_{wo} - T_{wi}) \quad (20)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_a (h_{ao} - h_{ai}) \cong \dot{m}_a c_{psat} (T'_{ao} - T'_{ai}) \quad (21)$$

Nos catálogos de fabricante, a performance do equipamento é normalmente limitada pela temperatura de bolbo húmido do ar, sendo conveniente realizar a simplificação demonstrada na Eq. (21). A aproximação baseia-se no modelo de Peterson (1993), que define o calor específico de saturação como a taxa de variação da entalpia de saturação com a temperatura, isto é,

$$c_{psat} = \left[\frac{\partial h_{sat}}{\partial T} \right]_{T=T_{sat}} \quad (22)$$

Assumindo a temperatura de bolbo húmido como a temperatura de saturação e considerando um declive médio entre a entrada e saída do ar, o calor específico médio de saturação é expresso por:

$$c_{psat} = \frac{h_{ao} - h_{ai}}{T'_{ao} - T'_{ai}} \quad (23)$$

Como os catálogos de torres de arrefecimento apresentam as suas características em função da temperatura de bolbo húmido do ar de entrada, torna-se vantajoso expressar a entalpia em função da temperatura. Assim, Stabat & Marchio (2004) definiu a entalpia como:

$$h_a = c_{pa}T_a + w_a(h_{fg} + c_{pv}T_a) \cong h_a(T'_a) = c_{pa}T'_a + w_{sat}(T'_a)h_{fg} \quad (24)$$

onde h_{fg} representa o calor latente de vaporização da água a 0 °C, em J/kg.

Com a Eq. (20) e (21) consegue-se definir a transferência de calor do lado da água e do ar, sem a utilização de dados da geometria do equipamento. Para calcular o coeficiente global de transferência de calor interno e externo os autores realizaram simplificações que serão apresentadas de seguida.

A torre de arrefecimento de contacto indireto utilizada no modelo pode funcionar em regime seco (sem água de pulverização), o que indica que a sua composição é equivalente a um permutador alhetado.

Na literatura, foram estabelecidas várias correlações para calcular o coeficiente de transferência de massa, e.g., Facão (1999), Mizushina & Miyashita (1967) e Niitsu et al. (1969). Niitsu et al. (1969) demonstraram que o coeficiente de transferência de massa era independente do caudal mássico da água de pulverização. Com isto, vários autores passaram a utilizar a Eq. (25) para calcular o coeficiente de transferência de massa de forma mais simplificada:

$$\bar{h}_m = C(\dot{G}_a)^n \quad (25)$$

onde, C representa um parâmetro que se situa entre 0.049 e 0.076, e o expoente, n, entre 0.773 e 0.905. Assim, soube-se que o coeficiente de transferência de massa varia essencialmente com o caudal mássico de ar.

Com isto, Stabat & Marchio (2004) utilizaram, n = 0.8 e definiram o coeficiente global de transferência de calor do lado do ar por:

$$UA_{ext} = \beta_{ext}c_{psat}\dot{m}_a^{0.8} \quad (26)$$

onde β_{ext} é uma constante que depende das propriedades térmicas do ar e da geometria do evaporador, sendo o único parâmetro que sofre alteração quando se altera a geometria do evaporador.

Para o cálculo do coeficiente global de transferência do lado da água, incluiu-se a convecção no tubo, a condução através do tubo e a transferência de calor entre a superfície externa do tubo e a convecção da água de pulverização no filme de água, como se encontra representado na Eq. (27).

$$\frac{1}{UA_{int}} = \frac{1}{h_c^w A_{int}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{\frac{\lambda}{r_{int}} A_{int}} + \frac{1}{h_c^{filme} A_{ext}} \quad (27)$$

A influência da condução através do tubo pode ser desprezada quando comparada à influência da convecção no tubo e no filme de água. Assim,

$$UA_{int} = \left(\frac{h_c^{filme} A_{ext} A_{int}}{h_c^w A_{int} + h_c^{filme} A_{ext}} \right) h_c^w \quad (28)$$

Stabat & Marchio (2004) consideraram a correlação de *Dittus Boelter*, presente em Incropera et al. (2007), para definir o coeficiente de convecção da água, presente na Eq. (29), tendo em conta que $Re > 104$, e a correlação de Mizushima & Miyashita (1967) para caracterizar a convecção no filme de água dada pela Eq. (30):

$$h_c^w = 0,023 \frac{\lambda_w}{d_{int}} Re^{0,8} Pr^{0,3} \quad (29)$$

$$h_c^{film} = 2100 \left(\frac{\dot{G}_{spray}}{d_{ext}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (30)$$

Como as equações anteriores dependem de mais que um parâmetro desconhecido, a Eq. (28) foi simplificada de forma a que o coeficiente global de transferência de calor interno dependesse apenas de um único parâmetro desconhecido. Assim,

$$UA_{int} \propto Re^{0,8} Pr^{0,3} \quad (31)$$

Esta simplificação foi analisada para $10 \leq d_{ext} \leq 40$ mm, $0,7 \leq \frac{\dot{G}_{spray}}{d_{ext}} \leq 5.5$ kg m⁻²s⁻¹, $2500 \leq Re \leq 10000$ e $3 \leq Pr \leq 8$ ($15 \leq T_w \leq 60$ °C). Os autores utilizaram uma condutividade e uma espessura para o estudo de 380 W m⁻¹ K⁻¹ e 1.8 mm, respetivamente. O coeficiente de proporcionalidade é determinado para cada diâmetro externo dos tubos e para cada caudal mássico da água de pulverização. Do estudo, concluíram que considerando coeficientes médios de proporcionalidade, os resultados obtidos a partir da Eq. (31), diferem em cerca de 20 % dos resultados obtidos pela Eq. (28). Deste modo, e tendo em conta que o caudal mássico da água de pulverização é constante, a Eq. (31) pode ser dada por:

$$UA_{int} \propto \left(\frac{4\dot{m}_w}{n\pi d_{int} \mu_w} \right)^{0,8} \left(\frac{\mu_w c_{pw}}{\lambda_w} \right)^{0,3} \quad (32)$$

Com base na Tabela 3, para um intervalo de temperaturas de 10 – 40 °C, a condutividade, a densidade e o calor específico variam pouco, o que torna possível considerar as propriedades aproximadamente constantes. Contudo, a viscosidade dinâmica toma valores

muito distintos no intervalo considerado, e por isso não pode ser descurada à priori. Desta forma, o coeficiente global de transferência de calor interno pode ser expresso por:

$$UA_{int} = \beta_{int} m_w^{0.8} \left(\frac{1}{\mu_w^{0.5}} \right) \quad (33)$$

onde β_{int} é uma constante que depende das propriedades constantes da água e da geometria do evaporador.

Para resolver o modelo simplificado é necessário calcular o valor de β_{ext} e β_{int} da TA/em causa. Para isso, utilizam-se dois pontos com valores de caudal mássico de água ou de ar diferentes e conseqüentemente, com valores de transferência de calor diferentes, utilizando o método da temperatura média logarítmica.

No caso de torre de fluxo cruzado, a transferência de calor total é igual a:

$$\dot{Q} = UA_t \Delta T_{LM} \quad (34)$$

onde,

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{wo} - T'_{ai}) - (T_{wi} - T'_{ao})}{\ln \left(\frac{T_{wo} - T'_{ai}}{T_{wi} - T'_{ao}} \right)} \quad (35)$$

$$\frac{1}{UA_t} = \frac{1}{\beta_{ext} c_{psat} \dot{m}_a^{0.8}} + \frac{\mu_w^{0.5}}{\beta_{int} m_w^{0.8}} \quad (36)$$

As equações que descrevem as propriedades da água, utilizadas para o cálculo dos valores presentes na Tabela 3, encontram-se no Anexo 3. Assim como, as equações que descrevem as propriedades do ar necessárias para a implementação do modelo.

Temperatura [°C]	Densidade [kg/m ³]	Calor específico [kJ/(kg K)]	Condutividade térmica [W/(mK)]	Viscosidade dinâmica [kg/(ms) x10 ⁻³]
10	999,6427	4,1921	0,5843	1,3068
20	998,1522	4,1826	0,6017	1,0021
30	995,6074	4,1790	0,6170	0,7974
40	992,1832	4,1788	0,6304	0,6528
Varição em %	0,75	0,32	7,32	100,20

Tabela 3: Propriedades da água

Este modelo pode ser testado em regime seco e húmido, o que permite estudar a possibilidade da torre funcionar **sem água de pulverização** durante parte do ano. Para isso, é necessário ter em conta que todas as correlações definidas com temperatura de bolbo húmido do ar passam a ser utilizadas com a temperatura de bolbo seco e o calor específico de saturação deixa de ser utilizado, passando-se a utilizar o calor específico médio do ar de entrada.

Stabat & Marchio (2004) mostraram que o valor das constantes β_{int}^{seco} e β_{ext}^{seco} podem ser expressas em função das constantes β_{int}^{humido} e β_{ext}^{humido} , pelas Eq. (37) e (38), respetivamente. Os resultados obtidos por estas equações foram comparados com valores de catálogo de fabricantes de onde se pode observar um desvio padrão de 3.4 % no valor da transferência de calor e um desvio padrão de 0.17 °C na temperatura.

$$\beta_{int}^{seco} = 2\beta_{int}^{humido} \quad (37)$$

$$\beta_{ext}^{seco} = 0.35\beta_{ext}^{humido} \quad (38)$$

Os autores referem que o fator corretivo deve ser validado para outros tipos de torres, antes de ser generalizado.

Torre de arrefecimento de contacto direto

Para a *TAD* o modelo proposto baseia-se num modelo simplificado de uma torre de arrefecimento, fazendo uma analogia entre a torre de arrefecimento em estudo e um permutador de calor clássico, utilizando o método do Integral de *Merkel* e o método da eficiência – *NTU*.

Como foi referido anteriormente, o Método de *Merkel* tem servido de base para a maioria dos modelos desenvolvidos, apesar de não caracterizar o processo de transferência de calor e massa com precisão. Por outro lado, o Método *e-NTU* é um método simplificado, que garante uma solução com boa precisão, com um esforço computacional muito inferior quando comparado a um método numérico convencional. A maior desvantagem deste método, considerando o objetivo do modelo pretendido, prende-se na necessidade de se possuir detalhes das características geométricas da torre.

De forma a contrariar a desvantagem do Método *e-NTU*, vão ser calculadas duas constantes que dependem da geometria do evaporador, como o sucedido para a *TAI*.

Assim, o modelo tem como base a Eq. (39) que relaciona o número de unidades de transferência (*NTU*) necessário no cálculo do modelo *e-NTU* com o integral de *Merkel*, utilizando a expressão referida em Kloppers & Kröger (2005):

$$NTU = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} I_M \quad (39)$$

se $\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_w} < \frac{c_{pw}}{\left(\frac{\partial h_s}{\partial T_w}\right)}$, onde:

$$\frac{\partial h_s}{\partial T_w} = \frac{h_{aswi} - h_{aswo}}{T_{wi} - T_{wo}} \quad (40)$$

O integral de *Merkel*, por definição, pode ser expresso pela Eq. (41). Contudo, para simplificar o modelo utilizado no trabalho optou-se por calcular o integral a partir da Eq. (42), referida por Lemouari et al. (2009).

A equação utilizada emprega as constantes C e n , que dependem das características geométricas do evaporador, de forma similar às constantes β_{int} e β_{ext} presentes no modelo da torre de arrefecimento de contacto indireto.

$$I_M = \frac{h_m a V}{\dot{m}_w} = \int_{T_{wo}}^{T_{wi}} \frac{c_{pw} \partial T_w}{(h_s - h)} \quad (41)$$

$$I_M = C \left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \right)^{-n} \quad (42)$$

Com esta simplificação é possível determinar o número de unidades de transferência (NTU), necessário no cálculo da transferência de calor. Assim, o valor da transferência de calor no evaporador, é dado de forma semelhante ao modelo TAI , pela Eq. (34) e (35).

Para a utilização da Eq. (35) é necessário calcular o coeficiente global de transferência de calor (UA). Segundo, Azevedo (2005) UA pode ser calculado pela expressão:

$$UA = NTU \times C_{min} \quad (43)$$

Desta forma, é possível definir a transferência de calor por:

$$\dot{Q} = NTU C_{min} \Delta T_{LM} \quad (44)$$

$$C_{min} = \min(c_{pw} \dot{m}_w, c_{psat} \dot{m}_a) \quad (44a)$$

Para o cálculo das constantes, utilizam-se dois pontos com valores de caudal mássico de água ou de ar diferentes, tal como para o cálculo de β_{int} e β_{ext} , no caso da TAI . Para a TAD , a equação a utilizar para determinar as constantes é dada por:

$$\dot{Q} = C \left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \right)^{-n+1} C_{min} \frac{(T_{wo} - T'_{ai}) - (T_{wi} - T'_{ao})}{\ln \left(\frac{T_{wo} - T'_{ai}}{T_{wi} - T'_{ao}} \right)} \quad (45)$$

Numa fase anterior ao cálculo de C e n pela Eq. (45) é necessário calcular o calor específico de saturação do ar pela Eq. (23), para se perceber qual é o fluido com o valor de capacidade térmica menor. Esse cálculo deve ser feito utilizando a temperatura de saída do ar húmido e a capacidade de arrefecimento de um ponto de funcionamento do catálogo.

Consumo de água

Ao se utilizar uma torre de arrefecimento, existe uma perda de água associada que é necessário se ter em consideração. Esse consumo de água deve-se à evaporação da água que se encontra em contacto com o ar atmosférico, à necessidade de renovar a água do sistema periodicamente, devido à existência de impurezas, e às perdas por filtração e decantação. As perdas por filtração e decantação representam menos de 0,2 % do total de perdas, não tendo sido tidas em conta nos modelos de Stabat & Marchio (2004) e Kim et al. (2001).

As perdas por evaporação podem ser representadas pela seguinte expressão:

$$\dot{m}_{w_{evap}} = \dot{m}_a \partial w = \dot{m}_a (w_{ao} - w_{ai}) \quad (46)$$

Sendo,

$$w_{ai} \cong \frac{0,622 (p_v(T_a))}{p_{atm} - (p_v(T_a))} \quad (47)$$

O cálculo da humidade absoluta do ar na saída depende do tipo de torre considerado.

No caso da **torre de arrefecimento de contacto indirecto**, a variação da humidade absoluta é obtida diretamente da diferença entre a humidade absoluta do ar na entrada e na saída da torre. Com isto, é necessário conhecer a humidade absoluta do ar na saída. O seu método de cálculo consiste na integração da Eq. (B.3) e da Eq. (B.4), presentes no Anexo 3, ou seja:

$$w_{ao} = w_{ms} + (w_{ai} - w_{ms}) e^{-\frac{h_{m_{A_{ext}}}}{\dot{m}_a}} = w_{ms} + (w_{ai} - w_{ms}) e^{-\frac{U_{A_{ext}}}{\dot{m}_a c_{psat}}} \quad (48)$$

Para o cálculo da temperatura do ar na saída, foi introduzida a humidade absoluta de um ponto fictício, que corresponde ao valor médio da humidade do filme de ar saturado. A variável introduzida não é conhecida, sendo necessário calcular a entalpia desse mesmo ponto, a partir da integração da Eq. (B.4), considerando o número de Lewis unitário.

$$h_{ms} = h_{ai} + \frac{h_{ao} - h_{ai}}{1 - e^{-\frac{U_{A_{ext}}}{\dot{m}_a c_{psat}}}} \quad (49)$$

Conhecendo o valor da entalpia do filme de ar na interface entre o ar e a água, consegue-se calcular o seu valor de humidade absoluta a partir da expressão:

$$w_{ms} = \frac{h_{ms} - c_{psat}(T_{ms})T_{ms}}{2501.3 + 1.82T_{ms}} \quad (50)$$

A temperatura a que se encontra o ponto considerado (T_{ms}), representado na Figura 21 é expressa pela média de temperaturas entre a temperatura do ar de saída e a temperatura da água de entrada. Para simplificar o cálculo da propriedade, considerou-se que a temperatura no ar da saída é aproximadamente a temperatura de bolbo húmido do ar, tendo em conta que o ar na saída se encontra muito próximo da saturação. Assim, como o ponto fictício também se encontra muito perto da saturação utiliza-se o calor específico de saturação no cálculo da Eq. (50), obtido pela expressão indicada na Eq. (23).

No caso de se utilizar **torre de arrefecimento de contacto direto**, a variação da humidade do ar é calculado com base no Método de *Merkel*, pela expressão:

$$dw = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} I_M (w_{sat} - w_{ai}) \quad (51)$$

onde, w_{sat} representa a humidade absoluta de saturação na saída da torre de arrefecimento.

Por outro lado, o consumo de água associado à drenagem da água do sistema (*blow-down*) e à água de reposição (*make-up*), é calculado de igual forma para os dois tipos de arrefecedores evaporativos e é dado por:

$$\dot{m}_{blow-down} = \frac{\dot{m}_{wevap}}{\pi_c - 1} \quad (52)$$

$$consumo\ de\ água = \dot{m}_{wevap} + \dot{m}_{blow-down} = \dot{m}_{wevap} \frac{\pi_c}{\pi_c - 1} \quad (53)$$

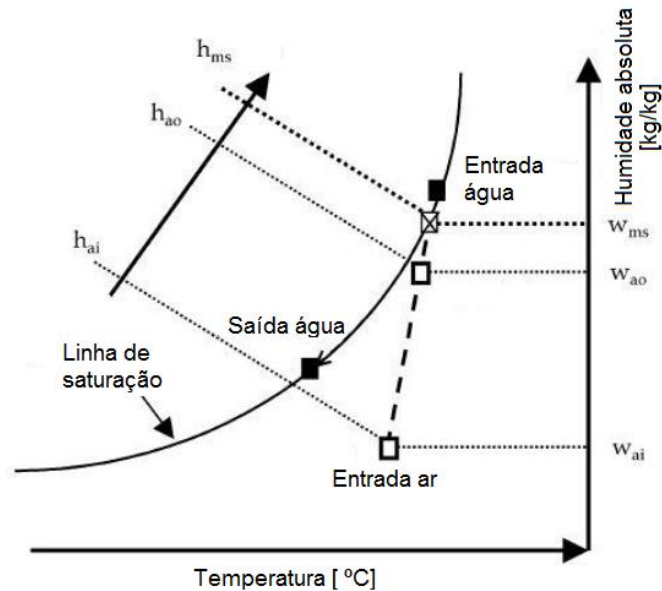


Figura 21: Determinação do ponto de umidade absoluta média na interface entre a água e o ar (Stabat & Marchio, 2004)

Tratamento da água

Como se considera que a utilização de um processo de tratamento é obrigatório e a sua presença é contabilizada na análise económica e energética, avalia-se a possibilidade de se utilizar um de dois tipos de tratamento: químico ou a ozonização.

Stabat & Marchio (2004) refere que o número de ciclos de concentração (π_c) depende da dureza da água e normalmente, ronda os 2 ciclos quando se utiliza um tratamento químico. Por outro lado, Panjeshahi et al. (2009) refere que o número de ciclos de concentração aumenta para 15 quando é utilizada a ozonização. Assim, a água consumida na utilização de uma torre de arrefecimento é caracterizada por:

$$\text{Tratamento químico:} \quad consumo\ de\ água = \frac{2}{1} \dot{m}_{wevap} \quad (54)$$

$$\text{Ozonização:} \quad consumo\ de\ água = \frac{15}{14} \dot{m}_{wevap} \quad (55)$$

Apesar da utilização do ozono no tratamento da água representar uma poupança significativa no consumo de água, o custo de aquisição da central de ozonização é elevado e

necessário de se ter em conta na escolha da melhor opção de tratamento. Segundo Panjeshahi et al. (2009), o custo de aquisição de uma central de ozonização é dado por:

$$CI = 2.283 \times (24.43m_w + 10^4) \times t \quad (56)$$

Onde, t representa a taxa de atualização do custo do investimento, que sofre um aumento de 3% por cada ano. Além do custo de aquisição também é necessário ter em conta o custo de exploração de ambos os tratamentos químicos. Esse ponto será abordado no modelo energético e económico.

3.3. Modelação energética e económica

Como foi referido anteriormente, os sistemas mecânicos de compressão a vapor e os equipamentos baseados na tecnologia do arrefecimento evaporativo apresentam diferentes vantagens e desvantagens. Assim, as suas diferentes características conduzem a uma difícil avaliação antecipada da melhor solução de disposição e utilização dos equipamentos de arrefecimento. Por exemplo, ao se optar pela utilização de torres de arrefecimento é necessário ter em conta que o equipamento depende fortemente das condições do ambiente exterior e que é necessário se ter um especial cuidado com o tratamento da água. Por outro lado, ao se utilizar um *chiller*, a capacidade de arrefecimento do equipamento não é condicionada pelas condições exteriores, mas estas podem conduzir a um aumento no consumo de energia.

A possibilidade de sistemas combinados pode vir a ser uma hipótese de conjugar as diferentes vantagens dos dois tipos de tecnologia, apesar de conduzirem a um investimento superior. Desta forma, teve-se em conta a utilização dos seguintes equipamentos: (1) *chiller* de compressão água-ar; (2) *chiller* de compressão água-água/ torre de arrefecimento de contacto direto; (3) torre de arrefecimento; (4) torre de arrefecimento/ *chiller* de compressão água-ar; (5) torre de arrefecimento/*chiller* água-água /torre de arrefecimento de contacto direto.

Em todas as soluções onde se utiliza um sistema de compressão a vapor, considerou-se que o equipamento se encontrava situado no circuito secundário do sistema de arrefecimento (Figura 2), por outro lado a torre de arrefecimento situa-se no circuito principal.

(1) Chiller de compressão água – ar:

A solução apresentada trata-se da utilização de um *chiller* composto por um condensador arrefecido a ar. Com esta solução consegue-se garantir a capacidade de arrefecimento necessária independentemente das condições exteriores. O diagrama de processo da utilização do *chiller* de compressão água – ar como solução, é apresentado na Figura 22.

Custos operacionais (CO): consumo elétrico (compressor, ventilador e bomba de circulação responsável pela passagem da água no evaporador).

$$CO = \left(\frac{\alpha \times \dot{Q}_{arrN}}{\gamma \times COP_N} \right) \times ce \quad (57)$$

Onde, α é obtido a partir da Eq. (8) e γ a partir da Eq. (9). Os valores da capacidade de arrefecimento nominal, do coeficiente de performance nominal e o custo da eletricidade são fornecidos pelo utilizador, sendo três dos *inputs* a introduzir.

Custos de manutenção (*CM*): com base na experiência adquirida no estágio admitiu-se que a manutenção será feita num período de 8h semestralmente, sendo o seu valor de 15 €/hora. Com isto, tem-se um custo fixo de manutenção de 240 €.

(2) Chiller de compressão água –água/ torre de arrefecimento de contacto directo:

A opção de considerar a utilização de um *chiller* arrefecido a água surge pelo aumento do *COP* do equipamento, quando comparado ao *chiller* arrefecido a ar. Contudo, é necessário introduzir uma *TA*, para arrefecer a água aquecida pelo condensador. Com esta solução pretende-se entender se o acréscimo no investimento e no consumo de energia, com a introdução da torre de arrefecimento, compensa o valor superior da eficiência do equipamento. A torre que se destina ao arrefecimento da água que provém do condensador é do tipo de contacto direto (*TAD*), porque permitem um investimento e uma área de ocupação inferior à *TAI*, para um mesmo valor de transferência de calor. Contudo, se a capacidade de arrefecimento do *chiller* de compressão for inferior a 100 kW é necessário utilizar uma *TAI*. O diagrama de processo da solução é apresentado na Figura 23.

Custos operacionais (*CO*): consumo elétrico (compressor, ventilador, bombas de circulação responsáveis pela passagem da água no evaporador e condensador, ventiladores da *TAD*) + consumo água (*make-up*) + tratamento da água (ozonização ou tratamento químico).

$$\text{Trat. Químico: } CO = \left(\frac{\alpha \times \dot{Q}_{arrN}}{\gamma \times COP_N} + P_{TA} \right) \times ce + (2\dot{m}_{wevap}) \times ca + (2\dot{m}_{wevap}) \times cpq \quad (58)$$

$$\text{Ozonização: } CO = \left(\frac{\alpha \times \dot{Q}_{arrN}}{\gamma \times COP_N} + P_{TA} + 1.3593 \times 10^{-3} \dot{m}_w \right) \times ce + \left(\frac{15}{14} \dot{m}_{wevap} \right) \times ca \quad (59)$$

Onde, α é obtido a partir da Eq. (12) e γ a partir da Eq. (13), no caso do compressor ser do tipo scroll e respetivamente pela Eq. (16) e Eq. (17), para compressor do tipo parafuso. A expressão inserida na Eq. (59) que descreve o custo elétrico necessário à ozonização foi mencionada por Panjeshahi et al. (2009).

Custos de manutenção (*CM*): com a introdução da torre de arrefecimento no sistema de arrefecimento torna-se necessário uma manutenção mais regular, assim admitiu-se que a manutenção será feita num período de 8h trimestralmente. Com isto, tem-se um custo fixo de manutenção de 480 €.

(3) Torre de arrefecimento:

Este tipo de solução apresenta uma gama limitada de aplicações. Como a torre de arrefecimento depende fortemente das condições exteriores, a utilização da torre de arrefecimento como equipamento único requer que a água a arrefecer se encontre a temperaturas mais elevadas que a temperatura de bolbo húmido do ar. Com isto, ao se comparar esta solução com as restantes é necessário ter em conta o número de ocasiões em que a temperatura de saída da água se situou acima da temperatura pretendida. O diagrama de processo da solução encontra-se na Figura 25.

Para este tipo de solução é considerada a opção de se utilizar torre de arrefecimento de contacto direto ou indireto. Decidiu-se implementar as duas possibilidades porque para alguns sistemas de arrefecimento é importante que a água a arrefecer não se encontre em contacto direto com o ar atmosférico.

Custos operacionais (CO): consumo elétrico (ventiladores + bomba de circulação da água de circulação na TAI) + consumo água (*make-up*) + tratamento da água (ozonização ou tratamento químico).

Os custos operacionais podem ser calculados pela Eq. (58) e (59), retirando o primeiro termo dessas equações, que se refere ao consumo dos sistemas de compressão a vapor. Para a opção em que se utiliza TAI é necessário introduzir o consumo elétrico da bomba de circulação da água de pulverização. Os custos de manutenção considerados são idênticos aos admitidos para a utilização do *chiller* de compressão água – água/ torre de arrefecimento de contacto direto.

(4) Torre de arrefecimento/ chiller de compressão água-ar:

A solução onde se utiliza a torre de arrefecimento e o *chiller* de compressão água-ar como meios de arrefecimento, permite estudar a potencialidade de sistemas combinados. Numa primeira fase a água é arrefecida pela TA. Na saída da torre encontra-se um sensor de temperatura que comanda a válvula de três vias. Quando a temperatura registada pelo sensor é inferior à temperatura pretendida, a bomba que permite a circulação da água no evaporador é acionada e o *chiller* entra em funcionamento. Quando a torre consegue garantir as necessidades de arrefecimento, o *chiller* não entra em funcionamento (Figura 24).

Tal como na solução da utilização da TA, considera-se a possibilidade de se utilizar torre de arrefecimento de contacto direto ou indireto.

Os custos operacionais da solução são calculados pela Eq. (58) ou (59), onde o valor de α é calculado a partir da Eq. (8) e γ a partir da Eq. (9). Como os equipamentos necessitam de manutenção idêntica à solução (2), admitiu-se o valor fixo de 480 € anuais para os custos de manutenção.

(5) Torre de arrefecimento/ chiller água-água /torre de arrefecimento de contacto direto – caso 5

A presente solução surge de forma semelhante à introdução da segunda solução em relação à primeira. Isto é, pretende-se perceber se a introdução da torre de arrefecimento de contacto direto (TAD) é compensada pelo aumento da eficiência do *chiller* pelo sistema de condensação ser a água. Todo o restante processo é semelhante ao especificado na solução anterior. (Figura 26)

Custos operacionais (CO): consumo elétrico (compressor, ventilador, bombas de circulação responsáveis pela passagem da água no evaporador e condensador, ventiladores da TAD + ventiladores da TA) + consumo água (*make-up TAD + make-up TA*) + tratamento da água (ozonização ou tratamento químico).

$$\text{Trat. Químico: } CO = \left(\frac{\alpha \dot{Q}_{arrN}}{\gamma COP_N} + P_{TA1} + P_{TA2} \right) \times ce + 2(\dot{m}_{wevap1} + \dot{m}_{wevap2}) \times ca + 2(\dot{m}_{wevap1} + \dot{m}_{wevap2}) \times cpq \quad (60)$$

$$\text{Ozonização: } CO = \left(\frac{\alpha \dot{Q}_{arrN}}{\gamma COP_N} + P_{TA1} + P_{TA2} + 1.3593 \times 10^{-3} \dot{m}_w \right) \times ce + \frac{15}{14} (\dot{m}_{wevap1} + \dot{m}_{wevap2}) \times ca \quad (61)$$

Com a utilização de duas torres de arrefecimento, admite-se que o número de horas de manutenção seja de 10h trimestralmente, perfazendo um custo de manutenção de 600 € anuais.

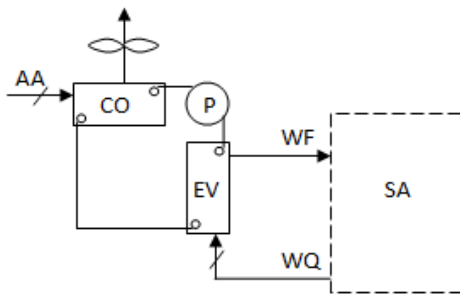


Figura 22: Diagrama de processo: *chiller* compressão água – ar.

AA: ar ambiente; CO: condensador; EV: evaporador; WF: água fria; WQ: água quente; SA: sistema de arrefecimento

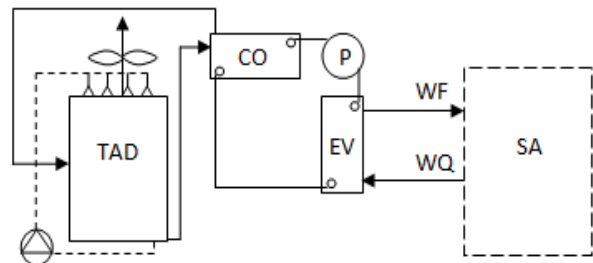


Figura 23: Diagrama de processo: *chiller* compressão água – água.

TAD: torre de arrefecimento de contacto direto; CO: condensador; EV: evaporador; WF: água fria; WQ: água quente; SA: sistema de arrefecimento

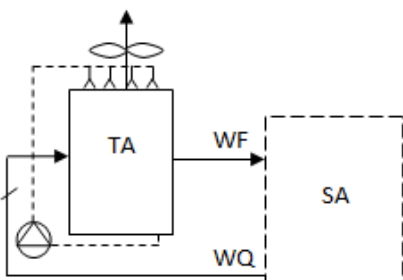


Figura 25: Diagrama de processo: torre de arrefecimento.

TA: torre de arrefecimento; WF: água fria; WQ: água quente; SA: sistema de arrefecimento

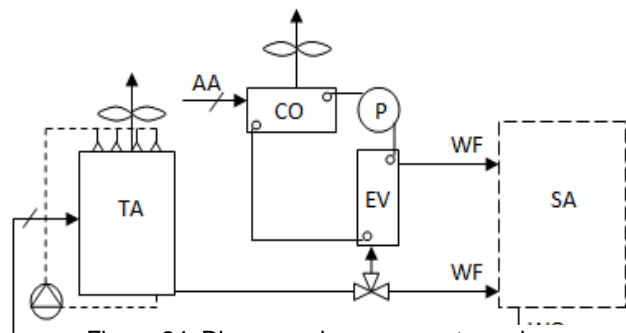


Figura 24: Diagrama de processo: torre de arrefecimento/ *chiller* compressão água – ar.

AA: ar ambiente; TA: torre de arrefecimento; CO: condensador; EV: evaporador; WF: água fria; WQ: água quente; SA: sistema de arrefecimento

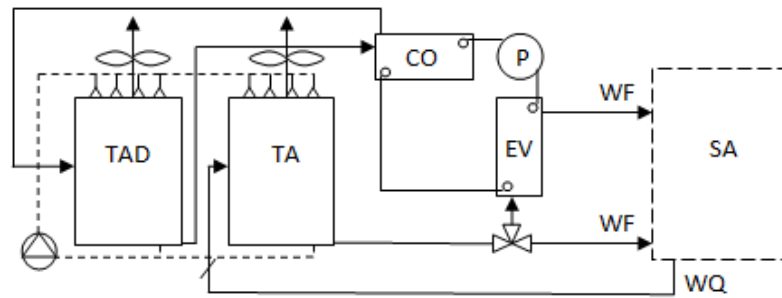


Figura 26: Diagrama de processo: Torre de arrefecimento/ *chiller* água-água /torre de arrefecimento de contacto direto.

TA: torre de arrefecimento; TAD: torre de arrefecimento de contacto direto; CO: condensador; EV: evaporador; WF: água fria; WQ: água quente; SA: sistema de arrefecimento.

Na análise, o consumo de energia primária e a quantidade de emissões de CO₂ foram os indicadores energéticos tidos em conta. Esses parâmetros são calculados a partir do consumo elétrico expresso em parte das equações anteriores. Para calcular a energia primária consumida, o consumo elétrico é multiplicado por 215×10^{-6} tep/ kWh_{elétrico}. No caso do cálculo das emissões de CO₂ equivalente, o consumo elétrico é multiplicado por 0,47 kg/kWh_{elétrico}.

Para realizar a análise económica calcularam-se três indicadores económicos, que permitem verificar a viabilidade das soluções, e.g. *VAL*, *PRI*, *IRP*. No Anexo 4, apresenta-se a definição e o método de cálculo de cada indicador económico mencionado, segundo (João et al. 2006).

O investimento torna-se um parâmetro fundamental para a realização da análise. Assim, admitiu-se que o valor de aquisição de cada equipamento, utilizado para cada solução, é inserido pelo utilizador, ao invés de se modelar curvas de custo de investimento. Assim, evita-se a considerável diferença do custo de marcas distintas para modelos de equipamentos equivalentes e a sua desatualização constante.

Na análise económica, todas as opções foram comparadas ao custo da inexistência de sistema de arrefecimento, ou seja, à utilização da água da rede como meio de arrefecimento. Sendo uma opção de comparação foi considerada como opção 1 – caso 1.

Na Indústria, em muitas situações, existe a necessidade de não se poder correr o risco da instalação estar fora de funcionamento para um eventual arranjo de uma anomalia no sistema de arrefecimento. Assim, é comum o sistema ser construído em duplicado, duplicando assim o investimento. Essa possibilidade é permitida ao utilizador, tendo-se considerado que quando se utiliza a configuração *TA/ chiller* de compressão água-ar (Figura 24) e *TA/ chiller* de compressão água-água/ *TA* (Figura 26), as necessidades são mantidas durante a maioria do ano, mesmo que ocorra uma eventual anomalia num dos equipamentos principais. No caso da *TA* deixar de funcionar, o *chiller* assegura as necessidades. Se por outro lado, ocorrer uma anomalia com o *chiller*, a torre consegue satisfazer as necessidades mínimas durante grande parte do ano.

Segundo todos os critérios apresentados no presente capítulo, consideraram-se as seguintes opções: (1) utilização direta da água da rede; (2) 1 *chiller* de compressão água-ar; (3) 1 *chiller* de compressão água-água + *TAD/TAI* associada ao sistema de condensação a água; (4) 2 *chiller* de compressão água-ar; (5) 2 *chiller* de compressão água-água + 2 *TAD/TAI* associadas ao sistema de condensação a água; (6) 1 *TAD* que funciona como pré-arrefecimento da água do sistema + 1 *chiller* de compressão água-ar; (7) 1 *TAI* que funciona como pré-arrefecimento do sistema + 1 *chiller* de compressão água-ar; (8) 1 *TAD* que funciona como pré-arrefecimento da água do sistema + 1 *chiller* de compressão água-água + *TAD/TAI* associada ao sistema de condensação a água (9) 1 *TAI* que funciona como pré-arrefecimento da água do sistema + 1 *chiller* de compressão água-água + *TAD/TAI* associada ao sistema de condensação a água (10) 1 *TAD*; (11) 1 *TAI*; (12) 2 *TAD*; (13) 2 *TAI*.

3.4. Modelação numérica

3.4.1. Organograma do algoritmo

Como ponto inicial do programa, o utilizador insere os *inputs* presentes na Tabela 4, no *Excel™* que funciona como programa de suporte. Numa primeira fase, é calculada a opção 1, de acordo com o organograma presente na Figura 27.

Inputs- Utilizador	
Gerais	Tarifa horária (<i>tri</i> ; <i>bi</i> ou <i>simple</i>)
	Horário de utilização (início e fim)
	Nº dias/ semana
	Caudal água a arrefecer
	Temperatura da água a arrefecer
	Temperatura pretendida
	Capacidade de arrefecimento
	Sistema duplicado (<i>s</i> ou <i>n</i>)
<i>Chiller</i> compressão água - ar	<i>COP</i>
Torre de arrefecimento	<i>Chiller</i> compressão água - água
	Tipo de compressor (<i>scroll</i> ou <i>parafuso</i>)
	Caudal de ar
	Temperatura inicial da água - Ponto 1 e 2
	Caudal água a arrefecer - Ponto 1
	Temperatura final da água - Ponto 1
	Temperatura de bolbo húmido - Ponto 1
	Caudal água a arrefecer - Ponto 2
	Temperatura final da água - Ponto 2
	Temperatura de bolbo húmido - Ponto 2
Tratamento (químico ou ozonização)	
Potência ventilador + bomba circulação	

Tabela 4: *Inputs* a introduzir pelo utilizador no programa de suporte (*Excel™*)

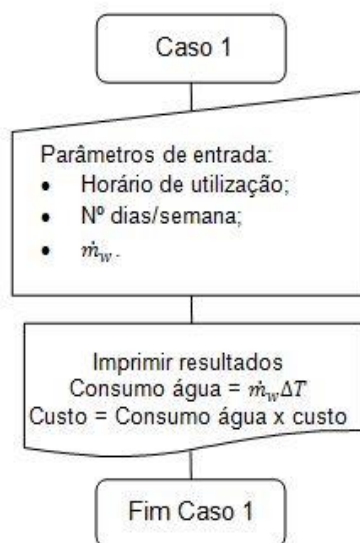


Figura 27: Organograma Caso 1

Após o cálculo da opção que serve de comparação na análise económica, é efetuado o cálculo dos custos e consumos de energia das restantes soluções, de acordo com o organograma principal da estrutura do algoritmo, presente na Figura 28. Essa estrutura é utilizada para os restantes casos em estudo, empregando a função respetiva em cada caso.

As funções do caso *x* mencionadas no organograma, serão apresentadas no subcapítulo seguinte.

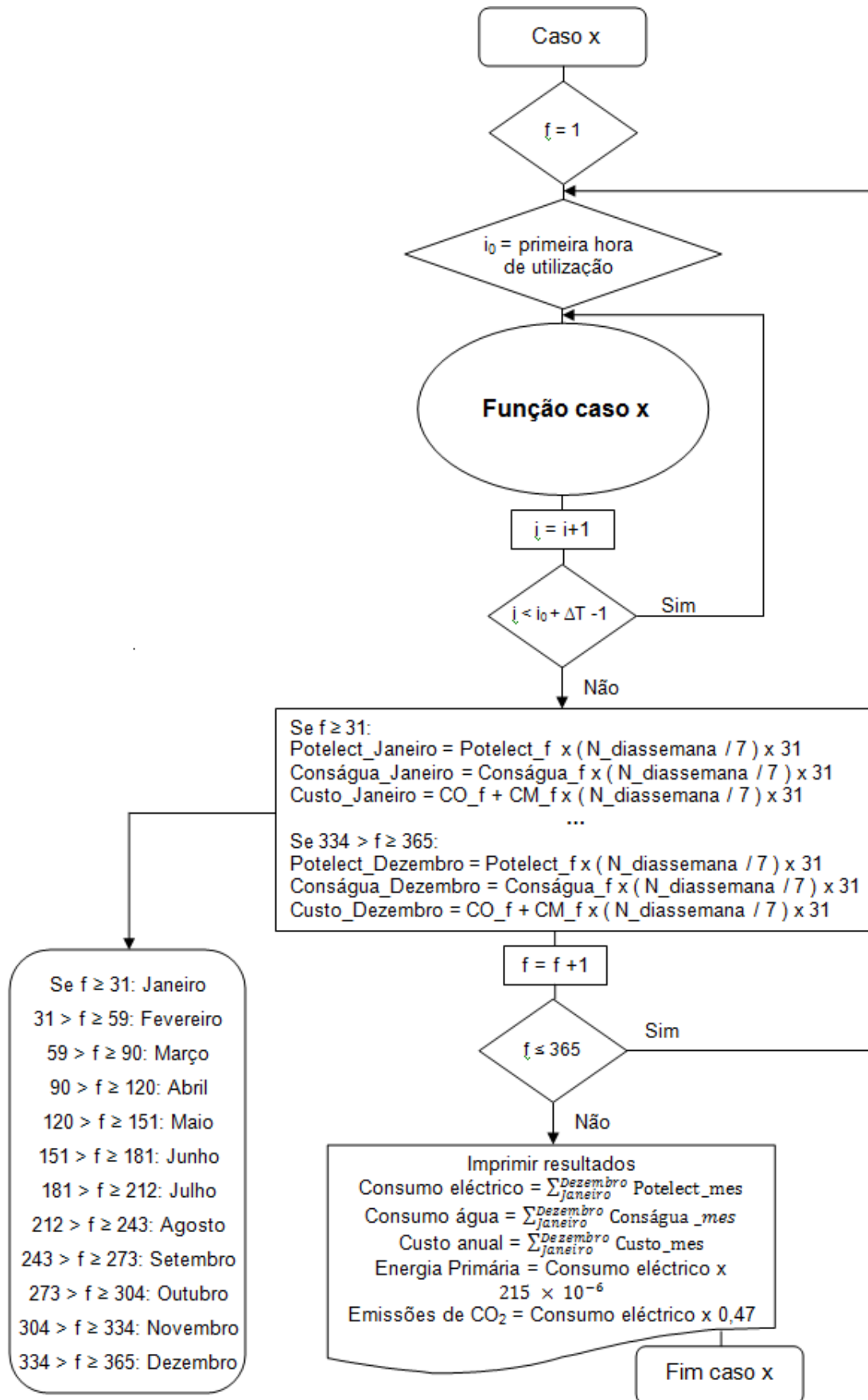


Figura 28: Organograma principal do algoritmo

3.4.2. As funções do algoritmo

No seguinte subcapítulo serão esquematizadas e explicadas as funções com maior importância, no funcionamento do programa:

- calc_hourlyrate:

O ritmo de vida dos consumidores sejam eles domésticos, industriais ou de serviços, e a sua dependência face aos serviços de energia elétrica faz com que as necessidades variem. Por este motivo, torna-se importante a definição de uma estrutura tarifária que esteja adaptada a cada situação em termos de montantes e períodos de consumo.

Ao introduzir esta função no programa é permitido que o utilizador opte por uma tarifa bi-horária ou tri-horária, além da tarifa simples. A adesão à tarifa bi-horária ou tri-horária é uma forma direta de reduzir custos associados ao consumo de energia. Nas chamadas horas de vazio (maioritariamente durante a noite), o custo de eletricidade é inferior. Assim, a função calcula o custo da eletricidade consoante o horário de utilização e a tarifa horária. Na Tabela E. 1, presente no Anexo 5, encontram-se presentes os custos de eletricidade, por tarifa e horário, utilizados (Energia do Seixal, 2013).

Os encargos de potência contratada não foram tidos em conta, por serem um acréscimo de igual valor a todas as soluções, que para efeitos de comparação de soluções se tornam irrelevantes. Considerou-se ainda que o horário de Inverno corresponde aos meses de Outubro a Fevereiro, inclusive.

- calc_option2and4:

A função é utilizada para calcular a potência elétrica consumida com a utilização do *chiller* água-ar e da bomba que permite a circulação da água no evaporador. O valor da potência elétrica é calculado pelas equações propostas para o *chiller* água-ar, tendo em conta a temperatura de bolbo seco do ar ambiente, a capacidade de arrefecimento desejada e o *COP* do *chiller* analisado. Posteriormente, a potência elétrica é utilizada para calcular o custo da energia elétrica, recorrendo à função *calc_hourlyrate*. A função é chamada na estrutura do organograma principal quando se pretende calcular o Caso 2.

- calc_option3and5:

A função é utilizada para calcular a potência e custo elétrico necessários à utilização do *chiller* água-água, das bombas responsáveis pela circulação da água no evaporador e condensador e da *TAD*, assim como o seu consumo de água. A função utiliza a temperatura de saída do condensador como temperatura da água de entrada da torre (para a primeira utilização diária, admite que a temperatura de entrada da água no condensador é de 25 °C).

Pelo *EnergyPlus*, a temperatura de entrada da água no condensador deve ser de 24 a 35 °C, o que permitiu admitir que a *TAD* só entra em funcionamento se a temperatura de saída da água do condensador for superior a 28 °C. Assim, consegue-se garantir que a temperatura de entrada da água do condensador esteja dentro do intervalo desejado. Quando a torre entra em funcionamento, a temperatura de saída da água do condensador é, de forma simultânea,

um *input* e *output* da função. Numa fase inicial é utilizado para prever o consumo da *TA*, e posteriormente, são utilizadas as equações para calcular o *COP* e a capacidade de arrefecimento, tendo em conta a temperatura de saída da torre. A temperatura de saída da água no condensador é conseguida utilizando o valor da capacidade de arrefecimento obtido e a Eq. (14) ou a Eq.(10), dependendo do tipo de compressor considerado. O custo da eletricidade é calculado da mesma forma que na função *calc_option2and4* – Caso 3.

- *calc_option6* e *calc_option7*:

Ambas as funções utilizam a mesma estrutura, mas diferem nas subfunções que utilizam para calcular a potência elétrica e o consumo de água da *TA*. As funções *calc_option6* e *calc_option7* utilizam as subfunções referentes a *TAI* e *TAD*, respetivamente.

Numa fase inicial, avalia-se se T'_{ai} é superior a T_{wi} . Quando a restrição é verdadeira a *TA* não entra em funcionamento, e apenas se utiliza o *chiller* água-ar. O processo de arrefecimento é equivalente ao do caso 2 e utiliza-se a função *calc_option2nd4* para calcular o consumo elétrico. No caso de a restrição ser falsa, a *TA* entra em funcionamento e calcula-se o valor de T_{wo} , a potência elétrica, o consumo de água e de produto químico. De seguida verifica-se se T_{wo} é superior à temperatura pretendida. Quando a condição é verdadeira, é necessário realizar a restante necessidade de arrefecimento no *chiller* água-ar, utilizando a função *calc_option2and4* e posteriormente multiplicando o valor da capacidade de arrefecimento e do *COP*, pela fração de potência do *chiller* utilizada (x) – Caso 4 (Figura 29).

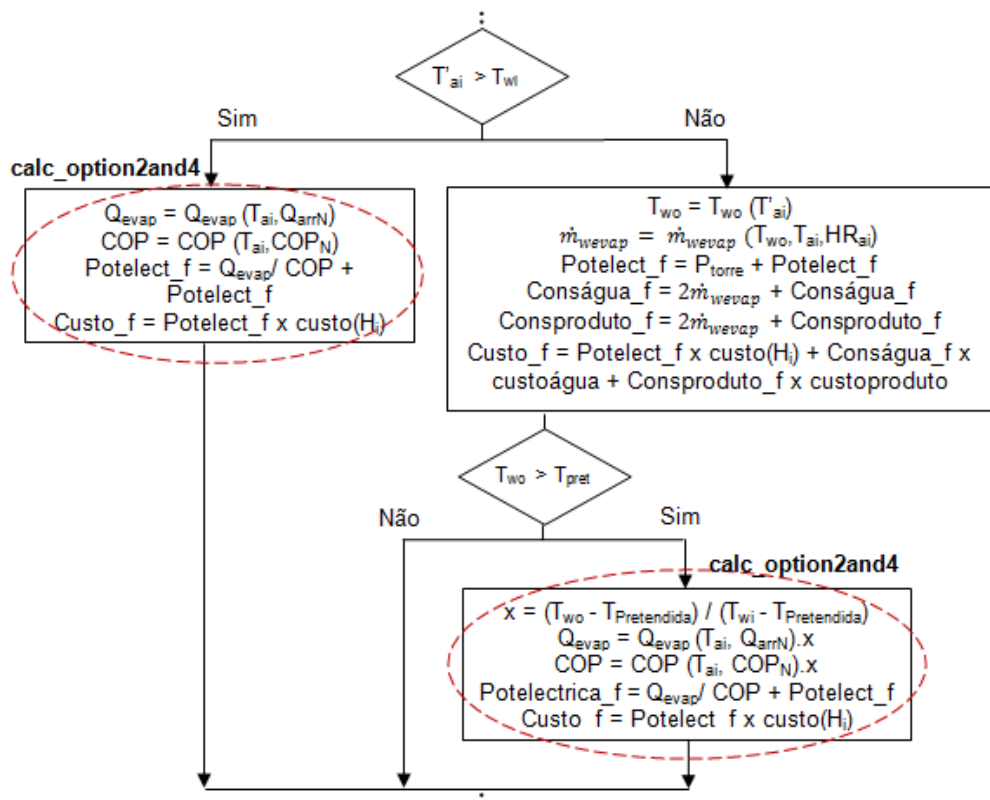


Figura 29: Organograma da estrutura do caso 4 - *chiller* água-ar/ *TA*

- calc_option8 e calc_option9:

A estrutura das funções *calc_option8* e *calc_option9* é semelhante à apresentada no organograma da Figura 29. Contudo, os blocos referentes à utilização do *chiller* são calculados com recurso à função *calc_option3and5*, em vez da função *calc_option2and4* – Caso 5.

- calc_option10and12 e calcoption11and13:

Ambas as funções utilizam a mesma estrutura, mas diferem nas subfunções que utilizam para calcular a potência elétrica e o consumo de água da *TA*. As funções *calc_option10and12* e *calc_option11and13* utilizam as subfunções referentes a *TAI* e *TAD*, respetivamente. Neste caso, o processo de arrefecimento só envolve a *TA*. O consumo elétrico, o consumo de água e produto químico são calculados recorrendo às equações dos modelos propostos para *TAI* e *TAD*.

Como foi referido anteriormente, para este caso, são apresentados os meses do ano para os quais a T_{wo} é superior à temperatura pretendida – Caso 6.

- matrix_TdbandHR:

No início de cada caso x , o valor da temperatura de bolbo seco e a humidade relativa são retirados da matriz consoante o horário de utilização (i) e o dia do ano (f), onde se apresenta para cada coluna (dia) o horário de utilização para as suas 24 h. Desta forma, a matriz resultante tem uma dimensão de 24 x 365. De seguida, a partir dos valores de T e HR é calculado o valor da temperatura de bolbo húmido (T'), de acordo com o procedimento descrito no Anexo 6, de forma semelhante ao apresentado no documento elaborado por (Pereira et al. 2004).

Os valores de T e HR foram obtidos a partir de um ficheiro climático da região da grande Lisboa, para um período nominal de 1961 – 1990, pelo *INETI-DER*, em 2004.

3.4.3. Potencialidades do algoritmo

(1) Os modelos adotados e propostos para caracterizarem o comportamento dinâmico dos equipamentos, apesar de serem modelos simplificados, apresentam uma boa precisão, em relação a potenciais modelos numéricos. A utilização de modelos simplificados tornou o tempo computacional e o número de cálculos efetuados consideravelmente mais reduzidos;

(2) Com o algoritmo adotado tornou-se possível observar a comparação de soluções considerando investimentos, custos de operação e custos de manutenção para uma gama alargada de condições de entrada. Para os modelos do *chiller* em particular, mostrou-se que é possível generalizar os coeficientes de proporcionalidade da capacidade de arrefecimento e do COP para uma larga gama de potências e para uma variedade apreciável de fabricantes;

(3) Com o modelo adotado para *TAI*, tornou-se possível permitir ao utilizador testar possibilidades de poupança quando decide utilizar uma solução que tenha presente *TAI*. É permitido ao utilizador perceber em que meses do ano as necessidades de arrefecimento são

garantidas, sem ser necessária a utilização da água de pulverização. Para isso, apenas é necessário ter em conta que todas as correlações definidas com temperatura de bolbo húmido do ar passam a ser utilizadas com a temperatura de bolbo seco e o calor específico de saturação deixa de ser utilizado, passando-se a utilizar o calor específico médio do ar de entrada. Com isto, consegue-se reduzir substancialmente o consumo de água e os custos associados ao seu tratamento e consumo;

(4) Com a introdução da função *calc_hourlyrate*, o utilizador tem a possibilidade de alterar a tarifa horária na avaliação da solução. A grande vantagem para o utilizador é que, com o programa, pode perceber quais são as poupanças que pode obter com a alteração do horário de utilização do sistema de arrefecimento, ou entender quais os benefícios de alterar o tarifário de energia elétrica.

3.4.4. Limitações do algoritmo

(1) O programa só permite utilizar um período de trabalho diário. Se o sistema de arrefecimento trabalha em mais que um período diário, o utilizador precisa de realizar a simulação por períodos e somar os consumos;

(2) O programa apenas permite a variação de T' e HR (condições exteriores), não sendo possível aplicar o programa a sistemas de arrefecimento com variação do caudal da água a arrefecer;

(3) Não foi estudada a possibilidade do ventilador da TA variar a sua velocidade. Essa possibilidade pode conduzir a uma poupança no consumo de energia porque a mudança de velocidade é feita através da variação da potência de ventilação. Com a aplicação do controlador, o ventilador iria ter de encontrar o ponto de funcionamento ótimo, de acordo com as condições exteriores e com as condições da instalação, e proceder à sua regulação de potência, tendo em atenção a variação do seu rendimento;

4. Apresentação e discussão de resultados

4.1. Introdução

No presente capítulo procede-se à apresentação dos resultados e à sua discussão. No primeiro subcapítulo é realizada a verificação dos modelos termodinâmicos. Os resultados dos modelos propostos são comparados a dados disponíveis em catálogos de fabricantes, para mostrar a sua veracidade. No subcapítulo seguinte serão apresentados os dois casos práticos de sistemas de arrefecimento da *OGMA*. Com base nos resultados obtidos pelo programa desenvolvido serão discutidas as melhores soluções a empregar em cada sistema.

4.2. Modelos

Sistemas de compressão a vapor

A verificação das equações que caracterizam a capacidade de arrefecimento e o *COP*, para os diferentes tipos de sistemas de compressão a vapor, é conseguida através das seguintes etapas: (1) são apresentadas curvas de α e γ obtidas em catálogos de fabricantes, para modelos e potências equivalentes (Tabela 5); (2) da análise gráfica são selecionadas as curvas que mais se distanciam do padrão (curvas de catálogo críticas); (3) as equações de α e γ anteriormente modeladas são comparadas às curvas de catálogo críticas (4) para uma melhor perceção da divergência entre as diferentes curvas, é apresentado o seu erro na forma gráfica.

<i>Chiller</i>	Ar - Água	Água - Água	
Compressor	Scroll ¹ (Nº 1)	Scroll (Nº 2)	Parafuso (Nº 3)
	30RB 162-802/ (Carrier 2013)		
Modelo/Catálogo	NECS-Q 0152-0612/ (Climaveneta 2013a)	NEQS – WQ 0152- 1604/(Climaveneta 2013c)	HPC - WS 2033-2080/ (Liebert 2009)
	NECS-Q 0604- 1204/(Climaveneta 2013b)		

Tabela 5: Características dos modelos de *chiller* analisados

Foram criados modelos para três tipos de *chiller* diferentes. Na verificação dos modelos, o *chiller* arrefecido a ar com compressor do tipo *scroll* é designado por *chiller* nº 1, o *chiller* arrefecido a água com compressor do tipo *scroll* por *chiller* nº 2 e por último, o *chiller* arrefecido a água com compressor do tipo parafuso por *chiller* nº 3.

¹As curvas referentes ao modelo da *Carrier* estão identificadas com *C* e as referentes aos modelos da *Climaveneta* com *CV*.

As curvas de catálogos do *chiller* nº 1, nº 2 e nº 3, encontram-se apresentadas na Figura 30, Figura 33 e Figura 36, respetivamente. A comparação entre as curvas de catálogos de fabricantes e os resultados obtidos com os modelos estão presentes nas Figuras 31-32, 34-35, 37-38.

O modelo que descreve o comportamento dinâmico do *chiller* nº 1 possui erros máximos de 5.8 % e de 7.1 %. No caso do *chiller* nº 2, o erro máximo do modelo foi de 4.2 % e de 6.6 %. Para ambos os modelos de *chiller*, os erros máximos foram apresentados para o coeficiente de proporcionalidade da capacidade de arrefecimento e do coeficiente de performance, respetivamente.

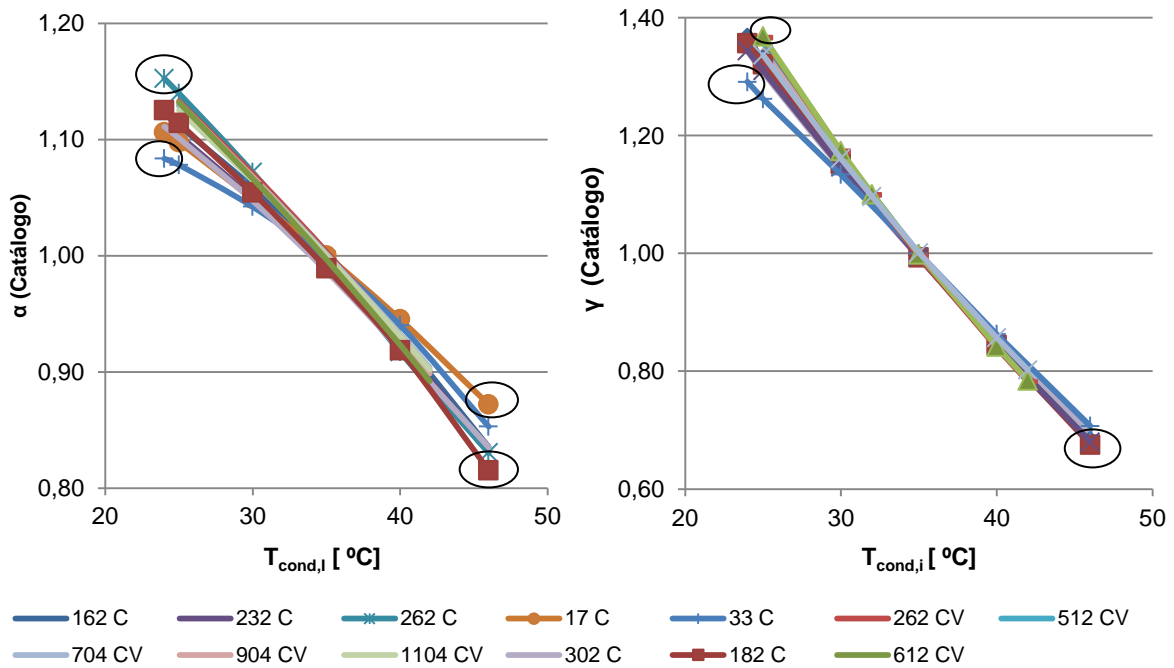


Figura 30: α (catálogo) / γ (catálogo) vs $T_{cond,i}$

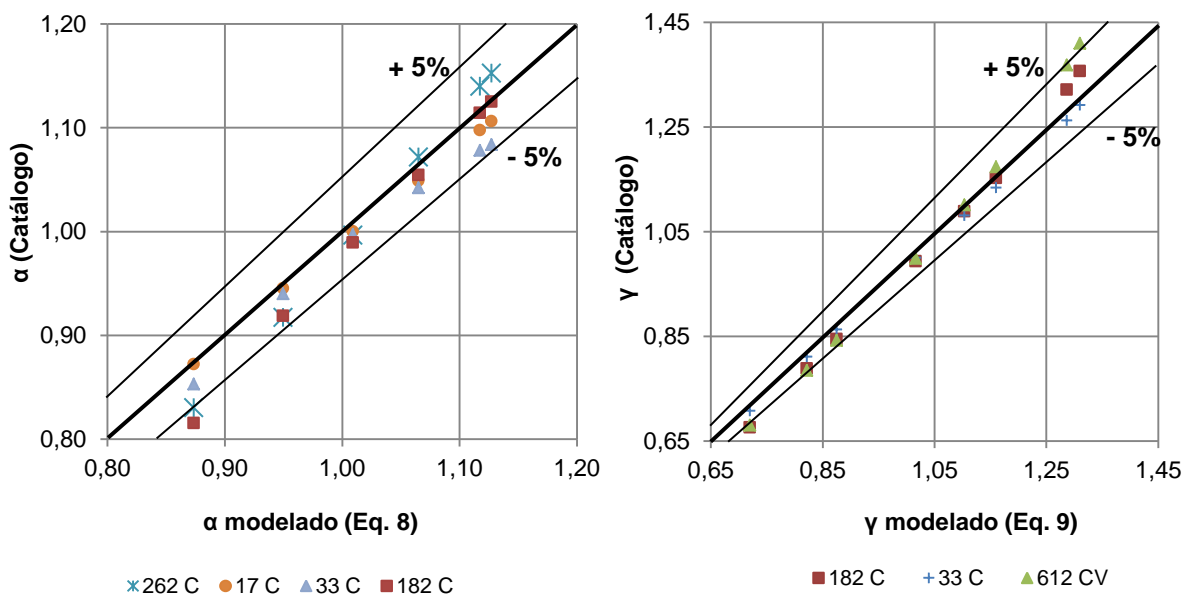


Figura 32: α (catálogo) vs α modelado (Eq. 8)

Figura 31: γ (catálogo) vs γ modelado (Eq. 9)

O erro máximo do coeficiente de proporcionalidade da capacidade de arrefecimento do *chiller* nº 3, é de 4.6 %. No entanto, o coeficiente de proporcionalidade do desempenho do *chiller* nº 3 situa-se acima dos 5 % para a maioria dos pontos analisados, sendo o seu valor máximo de 8.0 %.

Com os resultados apresentados, pode-se concluir que foi encontrado uma boa relação entre as curvas de catálogos de fabricantes e os resultados obtidos com os modelos, para uma ampla gama de potências, considerando diferentes marcas de equipamentos.

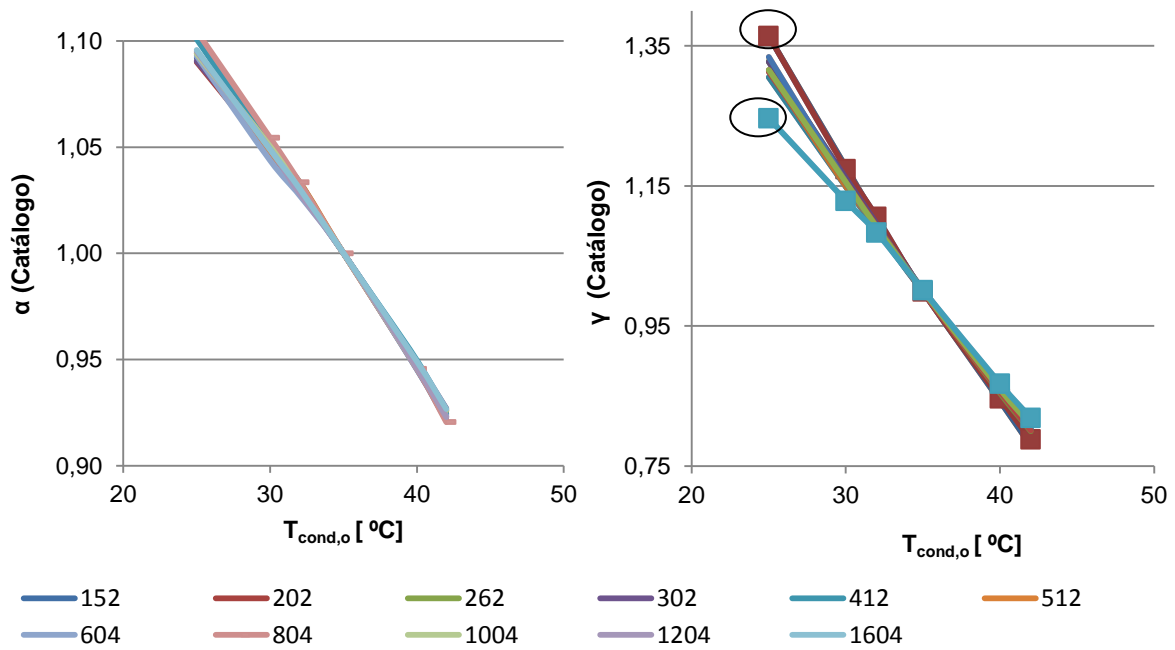


Figura 33: α (catálogo) / γ (catálogo) vs $T_{cond,o}$

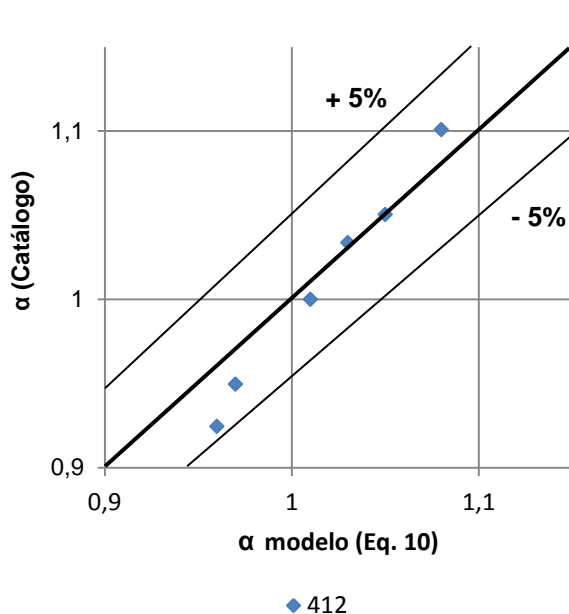


Figura 34: α (catálogo) vs α modelado (Eq. 10)

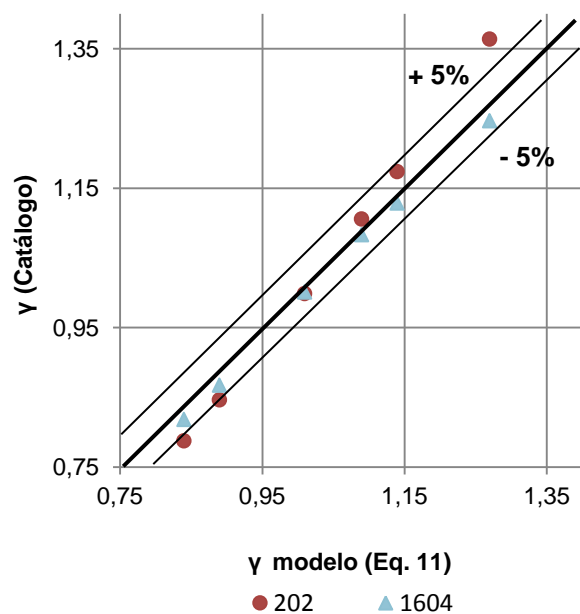


Figura 35: γ (catálogo) vs γ modelado (Eq. 11)

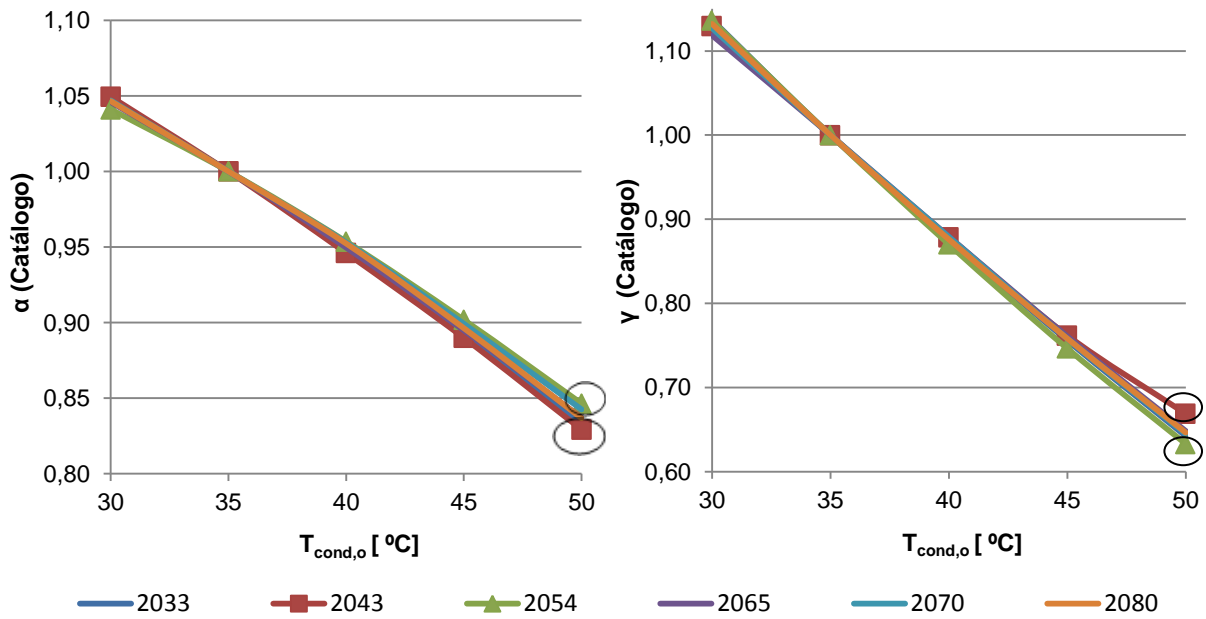


Figura 36: α (catálogo) / γ (catálogo) vs $T_{cond,o}$

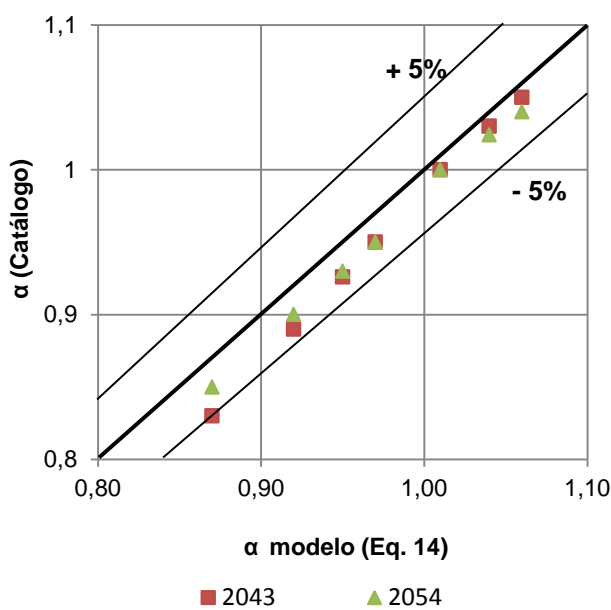


Figura 38: α (catálogo) vs α modelado (Eq. 14)

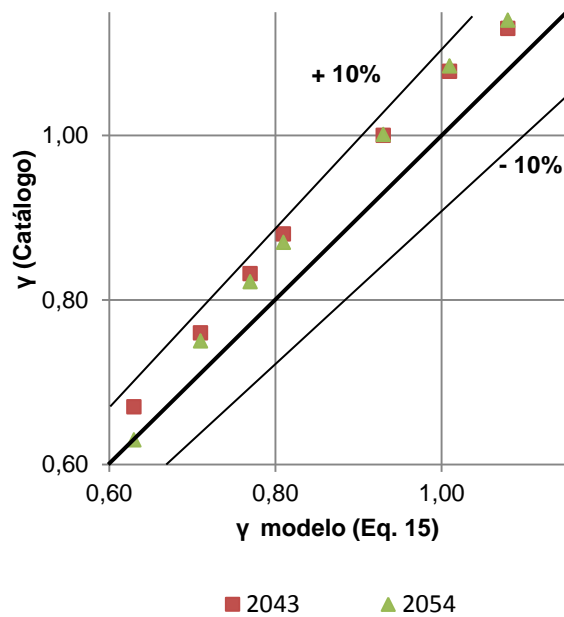


Figura 37: γ (catálogo) vs γ modelado (Eq. 15)

Torre de arrefecimento de contacto indirecto

A verificação do modelo foi feita de forma idêntica à realizada na proposta de Stabat & Marchio (2004): (1) comparou-se os resultados obtidos pela modelação, com dados de catálogos de três modelos distintos de TAI. O primeiro e o segundo modelo de TAI possuem um ventilador centrífugo. No primeiro caso, o ventilador encontra-se situado de lado do material de enchimento da torre, enquanto que no segundo caso se situa abaixo. O terceiro modelo de TAI utilizado possui um ventilador axial no topo do equipamento. (2) Comparou-se os resultados obtidos na modelação a valores de 13 pontos de funcionamento, para diferentes

temperaturas de bolbo húmido, temperaturas de entrada e caudais da água a arrefecer. (Tabela 6)

	Torre Nº 1	Torre Nº 2	Torre Nº 3
Modelo/Catálogo	LRWB 8 – 4K12 (Evapco 2013f) (Evapco 2013h)	LSWE 4 – 5K12 (Evapco 2013f) (Evapco 2013h)	ATWB 4 – 3E6 (Evapco 2013b) (Evapco 2013e)
Características	Escoamento cruzado Ventilador centrífugo	Escoamento cruzado Ventilador centrífugo	Escoamento cruzado Ventilador axial
Caudal de água [l/s]	20,2 - 35,7	15,4 - 25,3	1,7 - 4,6
Temp. de bolbo húmido [°C]	21 - 33	21 - 33	21 - 33
Temp. de entrada da água [°C]	33 - 48	33 - 48	33 - 48
Caudal de ar [m ³ /s]	22,61	13,59	5,19
Caudal de água spray [l/s]	34,34	15,44	8,51

Tabela 6: Características dos modelos de TAI e parâmetros analisados

O modelo é parametrizado para cada torre utilizando 2 dos 13 pontos de funcionamento, o que torna a escolha desses pontos um fator importante na precisão do modelo. Contudo, a precisão do modelo é bastante estável desde que a relação entre o caudal de água dos pontos utilizados na parametrização seja inferior a 0,6.

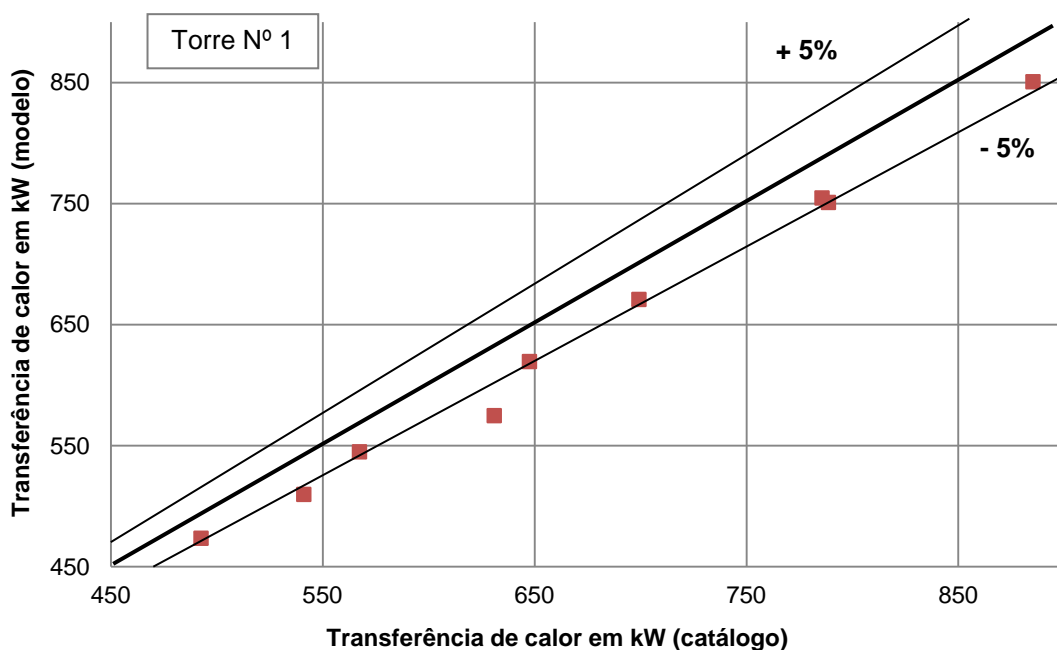


Figura 39: Comparação entre os dados de catálogo e do modelo para a Torre Nº 1

Os resultados obtidos para as três torres de arrefecimento são apresentados nas Figuras 39-41. Da análise de resultados, verificou-se que o erro máximo do valor da transferência de

calor foi de 8,83, 6,44 e 5,44 %, para a primeira, segunda e terceira torre de arrefecimento, respetivamente.

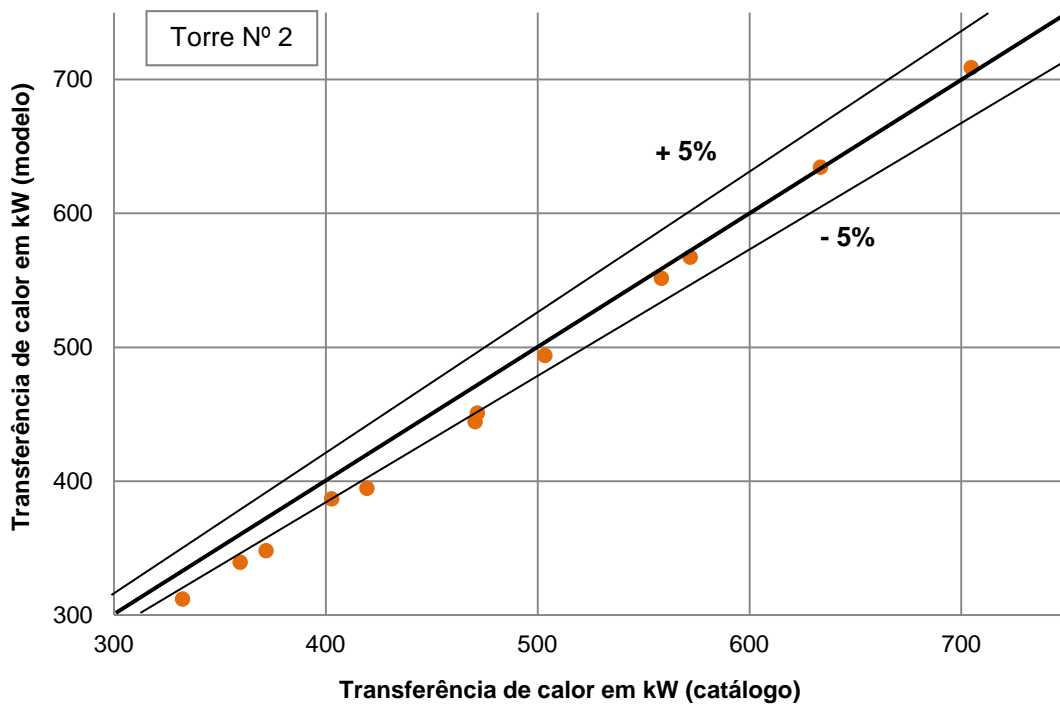


Figura 40: Comparação entre os dados de catálogo e do modelo para a Torre Nº 2

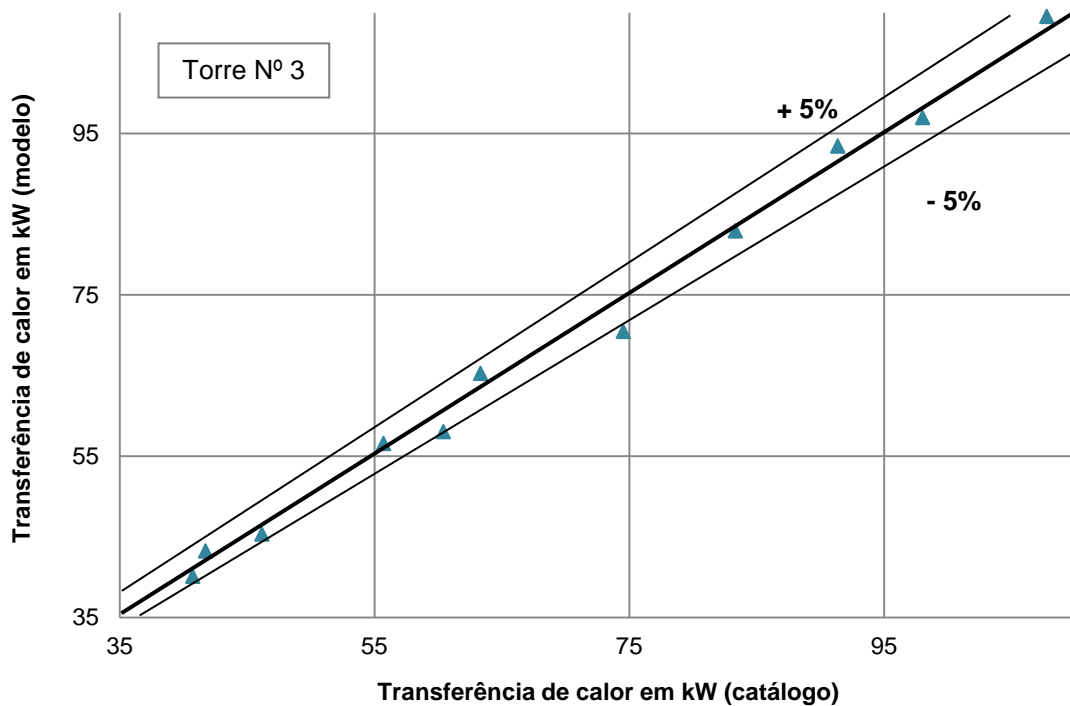


Figura 41: Comparação entre os dados de catálogo e do modelo para a Torre Nº 3

Em relação à temperatura de saída da água, observou-se que a variação máxima entre o modelo e os dados de catálogo foi de respetivamente, 0,60, 0,36 e 0,30 °C, sendo a média da

sua variação da temperatura de saída da água de 0,25, 0,26 e 0,10 °C, para a torre nº 1, nº 2 e nº 3. Apesar do erro máximo da transferência de calor adotar o maior valor para a primeira torre de arrefecimento, a média da variação da temperatura de saída da água é inferior a da segunda torre. Este facto, mostra que para os restantes pontos analisados, o erro é bastante inferior a 8,83 %, situando-se na sua maioria abaixo dos 5 %.

Tal como foi realizado por Stabat & Marchio (2004), para verificar o modelo do consumo de água, considerou-se 13 pontos de funcionamento, para a torre nº 2 com temperaturas de entrada da água entre 25 °C e 45 °C, espaçadas de 5 °C, temperaturas de bolbo húmido de 16 a 24 °C, espaçadas de 4 °C e uma temperatura de bolbo seco de 30 °C. Para o caso onde a temperatura de entrada da água é de 25 °C, só se considerou uma temperatura de bolbo húmido de 16 °C. O caudal de ar considerado na análise foi de 2.5 m³/s, para se conseguir verificar se o caudal de ar na saída se encontra perto da saturação.

Ao analisar os resultados obtidos, pode-se comprovar que a humidade relativa do ar na saída da torre é superior a 90 %, para 12 dos 13 pontos analisados. Contudo, o ponto com uma temperatura de entrada da água de 30 °C, uma temperatura de bolbo húmido de 24 °C e uma temperatura de bolbo seco de 30 °C, registou uma humidade relativa do ar na saída de aproximadamente 73 %. O resultado pode ser explicado devido à proximidade entre a temperatura de saída da água e a temperatura de bolbo húmido. Ao observar o valor do caudal de água evaporado, confirmou-se que a evaporação é maior quanto maior for o valor da temperatura de entrada da água, aumentando, à medida que a diferença entre a temperatura de entrada da água a arrefecer e a temperatura de bolbo húmido aumenta.

Com base nos resultados obtidos, pode-se concluir que o modelo adotado estima os parâmetros que descrevem o processo de transferência de calor e massa numa *TAI* de forma adequada, para um domínio abrangente de condições de operação.

Torre de arrefecimento de contacto indirecto

A verificação do modelo de *TAD* foi realizada de forma idêntica à do modelo *TAI*. Considerou-se dois modelos distintos de torres de arrefecimento em circuito aberto. O primeiro e o segundo modelo possuem um ventilador centrífugo e um axial, respetivamente. O ventilador centrífugo encontra-se situado abaixo do material de enchimento da *TA*. Para cada *TA* foram analisados 11 pontos de funcionamento para diferentes temperaturas de bolbo húmido, temperaturas de entrada e caudais da água a arrefecer. (Tabela 7).

O modelo é parametrizado para cada torre utilizando 2 pontos de funcionamento, o que torna a escolha desses pontos um fator importante na precisão do modelo, tal como no modelo *TAI*. Contudo, para o modelo *TAI* a precisão do modelo é bastante estável desde que a relação entre o caudal de água dos pontos utilizados (*z*) seja inferior a 0,6. Para perceber a relação entre a precisão e *z* para o modelo de *TAD*, comparou-se os valores da transferência de calor, com três valores de *z* distintos, para a torre de arrefecimento nº 5.

	Torre de Arrefecimento Nº 4	Torre de Arrefecimento Nº 5
Modelo/Catálogo	LSTE – 426 (Evapco 2013g) (Evapco 2013c)	AT 14 – 76 (Evapco 2013a) (Evapco 2013d)
Características	Escoamento cruzado Ventilador centrífugo	Escoamento cruzado Ventilador axial
Caudal de água [l/s]	6,6-14,0	10,9 – 20,6
Temperatura de bolbo húmido [°C]	23 - 33	23 - 33
Temperatura de entrada da água [°C]	33 -47	33 -47
Caudal de ar [m ³ /s]	4,84	7,10

Tabela 7:Características dos modelos de TAD e parâmetros analisados

Os resultados obtidos para as TAD são apresentados nas Figuras 43 e 44. Numa primeira análise da Figura 43 é notória a influência de z na precisão dos resultados. Ao contrário do modelo TAI, neste caso, um valor de z de 0,6 não garante precisão, sendo necessário diminuir esse valor para cerca de 0,3. Ao se comparar os resultados para os vários valores de z , conclui-se que os valores da transferência de calor tendem a convergir quando $z=0,25$ e $z=0,28$, o que não se verifica para $z=0,61$.

Como foi referido anteriormente, de acordo com (Asvapoositkul & Treeutok 2012) os valores típicos de n situam-se num intervalo de 0,4 a 0,9. Ao se visualizar a Figura 43, confirma-se que a convergência dos resultados foi conseguida quando o valor de n se aproximou de 0,9.

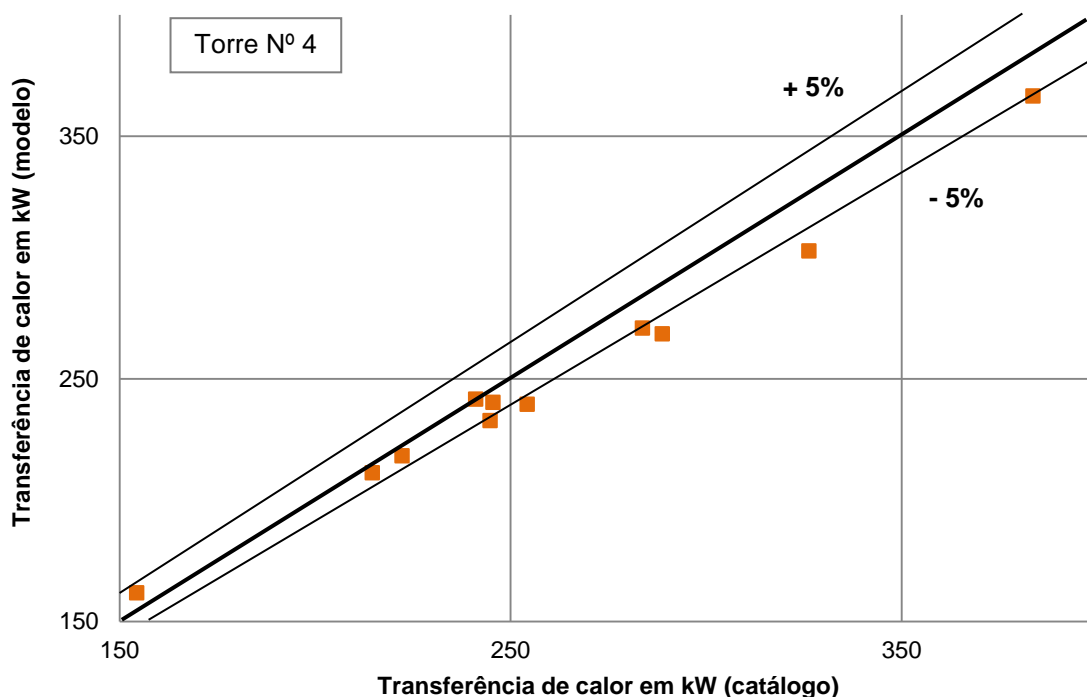
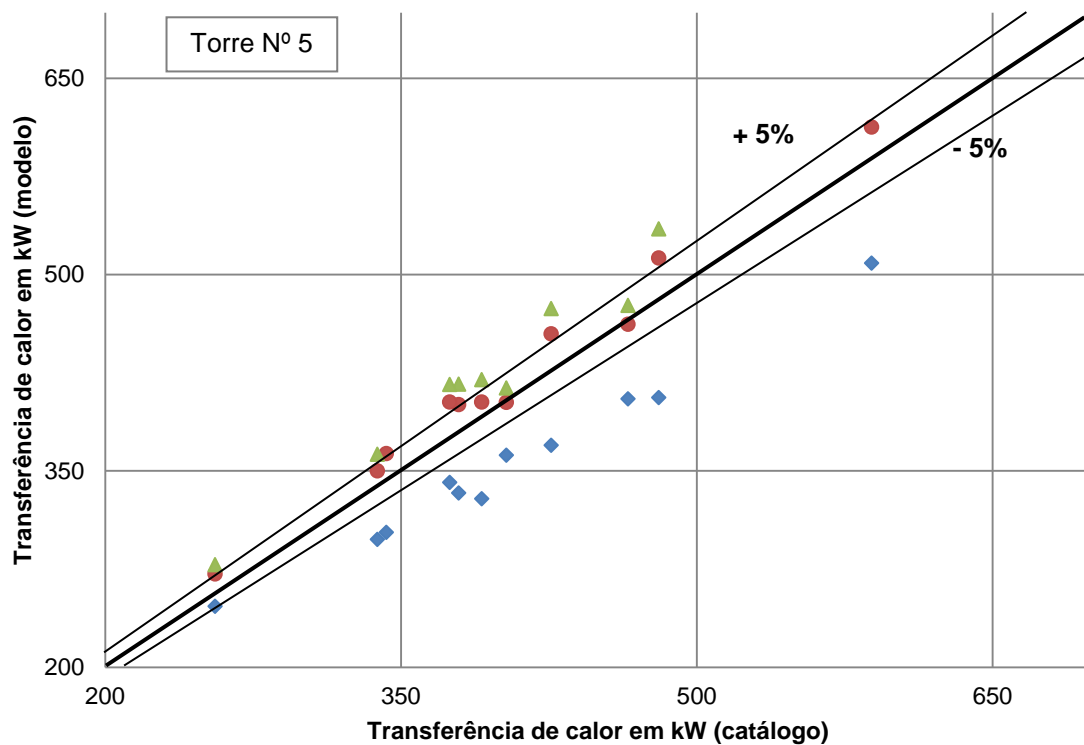


Figura 42: Comparação entre os dados de catálogo e do modelo para a Torre Nº 4



◆ C = 1.569 & n = 1.392 (z=0.61) ● C = 1.795 & n = 0.945 (z=0.28) ▲ C = 1.892 & n = 0.873 (z=0.25)

Figura 43: Comparação entre os dados de catálogo e do modelo para a Torre N° 5

Desta forma, os resultados apresentados para a Torre N° 4 foram obtidos com um valor de z de 0,29. O erro máximo do valor da transferência de calor foi de 7,24 % e 7,40 % (z=0,28) para a quarta e quinta torre de arrefecimento, respetivamente. Em relação à temperatura de saída da água, observou-se que a variação máxima entre o modelo e os dados de catálogo foi de respetivamente, 0,59 e 0,40 °C, sendo a média da variação da temperatura de saída da água de 0,27 e 0,31 °C, para a torre nº 4 e nº 5.

4.3. Caso de estudo

Forno guinea e tanque de têmpera:

No primeiro caso prático a analisar pretende-se projetar o sistema de arrefecimento do forno guinea e respetivo tanque de têmpera, que se situa no edifício 17 da OGMA – Indústria Aeronáutica de Portugal, SA. O forno é utilizado em tratamentos térmicos de peças aeronáuticas, realizando envelhecimentos e têmperas em alumínio e suas ligas.

O circuito de água de arrefecimento associado ao tanque de têmpera serve para arrefecer a água após os processos de tratamento térmicos. Essa necessidade surge porque após a realização de várias têmperas, a temperatura da água aumenta, ao ponto de não cumprir os requisitos impostos pelos clientes para o processo.

As condições de arrefecimento e os períodos de utilização estão presentes na Tabela 8. Na Tabela 9, encontram-se as características dos equipamentos de arrefecimento, utilizados no primeiro caso de estudo, que foram selecionados com base no valor da capacidade de arrefecimento necessária.

Tarifa horária	<i>simple</i>
Horário de utilização (inicio e fim) [h]	7 - 21
Nº dias/ semana	7
Caudal água a arrefecer [l/s]	1,43
Temperatura da água a arrefecer [°C]	24
Temperatura pretendida [°C]	18
Capacidade de arrefecimento [kW]	36
Sistema duplicado	Não

Tabela 8: Necessidades de arrefecimento e períodos de utilização do caso de estudo A

<i>Chiller</i> compressão água - ar	Modelo	<i>NECS - Q 0152</i>
	COP	2,64
<i>Chiller</i> compressão água - água	Modelo	<i>NECS - WQ 0152</i>
	COP	4,66
	Compressor	<i>Scroll</i>
TAI	Modelo	<i>LRWB 3 – 2E6</i>
	Caudal de ar [m ³ /s]	3,9
	Temperatura inicial da água - Ponto 1 [°C]	35
	Caudal água a arrefecer - Ponto 1 [l/s]	1,46
	Temperatura final da água - Ponto 1 [°C]	29,44
	Temperatura de bolbo húmido - Ponto 1 [°C]	23,89
	Temperatura inicial da água - Ponto 2 [°C]	44,44
	Caudal água a arrefecer - Ponto 2 [l/s]	2,72
	Temperatura final da água – Ponto 2 [°C]	38,89
	Temperatura de bolbo húmido - Ponto 2 [°C]	32,22
Potência ventiladores + bomba[kW]	1,86	

Tabela 9: Características dos equipamentos de arrefecimento utilizados no caso de estudo A

<i>Chiller</i> compressão água-ar com módulo hidráulico	7.497,35
<i>Chiller</i> compressão água-água com módulo hidráulico	7.235,40
TAI	10.356,85
TAD	9.536,42
Central de Ozonização	27.033,51

Tabela 10: Custo dos equipamentos de arrefecimento utilizados no caso de estudo A

Tendo em conta as características apresentadas na Tabela 8 é possível perceber quais as soluções que vão ser avaliadas no primeiro caso de estudo: (1) como este sistema de arrefecimento pode parar se ocorrer eventuais anomalias no seu funcionamento, não é

necessário efetuar o sistema em duplicado, não sendo necessário realizar o cálculo da opção (4), (5), (12) e (13); (2) como a necessidade de arrefecimento do sistema é inferior a 100 kW, a torre de arrefecimento de contacto direto (*TAD*) não é utilizada, não sendo efetuada a avaliação das soluções (6), (8) e (10).

Para efetuar a análise das soluções, considerou-se que numa situação atual o arrefecimento é realizado pela utilização direta da água da rede. (Tabela 11) Nas Tabelas 12-15, são apresentados os resultados dos parâmetros económicos e energéticos, utilizando como tratamento da água, o habitual tratamento químico ou a ozonização.

Opção 1 - comparação	Utilização direta da água da rede
Consumo elétrico [kWh]	0,00
Consumo água [m ³]	26.234,00
Consumo de energia primária [tep]	0,00
Emissão de CO ₂ eq [tep]	0,00
Custo [€]	40.138,02

Tabela 11: Caracterização dos custos e consumos energéticos da solução atual do caso de estudo A

	Opção 2	Opção 3	Opção 7	Opção 9	Opção 11
Investimento [€]	7.497,35	16.771,82	17.033,77	26.308,24	9.536,42
Poupança anual [€]	32.284,32	34.789,12	34.952,34	36.699,33	38.410,41
VAL [€]	223.160,14	231.781,38	232.685,57	235.892,59	264.889,33
PRI [anos]	0,23	0,48	0,49	0,72	0,25
IRP	5,31	3,07	3,05	2,39	5,03

Tabela 12: Resultados dos parâmetros económicos analisados para as soluções do caso de estudo A, utilizando tratamento químico

	Opção 2	Opção 3	Opção 7	Opção 9	Opção 11
Poupança de água [m ³]	26.234,00	25.862,48	26.005,79	25.619,53	25.928,39
Consumo de energia primária [tep]	12,73	7,75	7,84	6,89	2,04
Emissão de CO ₂ eq [tep]	27,84	16,94	17,14	15,07	4,47

Tabela 13: Resultados dos parâmetros energéticos analisados para as soluções do caso de estudo A, utilizando tratamento químico

	Opção 2	Opção 3	Opção 7	Opção 9	Opção 11
Investimento [€]	34.530,86	43.805,33	44.067,28	53.341,75	36.569,93
Poupança anual [€]	32.284,32	35.046,48	35.107,89	37.129,27	38.620,94
VAL [€]	196.126,63	206.586,57	206.763,41	211.930,81	239.360,00
PRI [anos]	1,07	1,25	1,26	1,44	0,95
IRP	1,93	1,80	1,80	1,70	2,06

Tabela 14: Resultados dos parâmetros económicos analisados para as soluções do caso de estudo A, utilizando ozonização

	Opção 2	Opção 3	Opção 7	Opção 9	Opção 11
Poupança de água [m ³]	26.234,00	26.034,97	26.111,75	25.904,82	26.070,28
Consumo de energia primária [tep]	12,73	7,76	7,85	6,90	2,06
Emissão de CO ₂ eq [tep]	26,55	16,97	17,17	15,09	4,50

Tabela 15: Resultados dos parâmetros energéticos analisados para as soluções do caso de estudo A, utilizando ozonização

Ao se comparar a Tabela 12 com a Tabela 14, conclui-se que a diferença na poupança de água não compensa o investimento acrescido da central de ozonização. Desta forma, considera-se que a utilização de tratamento químico é mais vantajosa para o caso de estudo 1.

Na Tabela 12, é possível perceber que o valor do *VAL* da solução 11 (utilização de *TAI*) é superior aos restantes. No entanto, esta solução não cumpre o requisito da temperatura pretendida ser igual ou inferior a 18 °C, na maioria do ano.

Com isto, ao se comparar os parâmetros económicos e energéticos das restantes soluções, percebe-se que a opção 2, apesar de possuir um valor de *PRI* inferior e *IRP* superior aos restantes, apresenta um *VAL* consideravelmente inferior, além de consumir uma maior quantidade de energia primária e uma maior emissão de CO₂ eq. Assim, a opção 3 apesar de não apresentar o maior valor de *VAL* torna-se mais vantajosa por apresentar o menor *PRI* e maior *IRP*. Ao se optar pela opção 3 considerou-se que o valor do *VAL* das opções 3, 7 e 9 possuem uma variação máxima de 1,7 %.

Em suma, para o sistema de arrefecimento do forno guinea e respetivo tanque de têmpera, é benéfico utilizar um *chiller* de compressão com sistema de condensação a água, arrefecido por uma *TAI*. O tratamento de água mais aconselhado é o tratamento químico.

Bancos de ensaio de órgãos aeronáuticos:

No segundo caso prático a analisar pretende-se projetar o sistema de arrefecimento dos bancos de ensaio de órgãos aeronáuticos, que se situa no edifício 56 da *OGMA – Indústria Aeronáutica de Portugal, SA*.

Os bancos de ensaio utilizam permutadores de calor no seu funcionamento. Com isto, surge a necessidade de criar um sistema de arrefecimento, para arrefecer a água que provem dos permutadores de calor.

As condições de arrefecimento e os períodos de utilização estão presentes na Tabela 16. Na Tabela 17, encontram-se as características dos equipamentos de arrefecimento, utilizados no segundo caso de estudo. O custo dos equipamentos de arrefecimento utilizados estão presentes na Tabela 18.

Tendo em conta as características apresentadas na Tabela 16 é possível perceber quais as soluções que vão ser avaliadas no primeiro caso de estudo. Como este sistema de arrefecimento não pode estar fora de funcionamento, por se destinar ao arrefecimento de permutadores que estão presentes numa fase de processo dos órgãos aeronáuticos de

extrema importância, é necessário efetuar o sistema em duplicado, não sendo necessário realizar o cálculo da opção (2), (3), (10) e (11).

Tarifa horária	simple
Horário início de utilização [h]	12
Horário fim de utilização [h]	18
Nº dias/ semana	5
Caudal água a arrefecer [l/s]	15,6
Temperatura da água a arrefecer [°C]	28
Temperatura pretendida [°C]	24
Capacidade de arrefecimento [kW]	262
Sistema duplicado	Sim

Tabela 16:Necessidades de arrefecimento e períodos de utilização do caso de estudo B

<i>Chiller</i> compressão água - ar	Modelo	<i>NECS - Q 1104</i>
	COP	2,59
<i>Chiller</i> compressão água - água	Modelo	<i>NECS - WQ 0904</i>
	COP	4,70
	Compressor	<i>Scroll</i>
<i>TAI</i>	Modelo	<i>LSWE4 – 3K12</i>
	Caudal de ar [m ³ /s]	13,86
	Temperatura inicial da água - Ponto 1 [°C]	35
	Caudal água a arrefecer - Ponto 1 [l/s]	11,79
	Temperatura final da água - Ponto 1 [°C]	29,44
	Temperatura de bolbo húmido - Ponto 1 [°C]	23,89
	Temperatura inicial da água - Ponto 2 [°C]	47,22
	Caudal água a arrefecer - Ponto 2 [l/s]	21,61
	Temperatura final da água - Ponto 2 [°C]	40,56
	Temperatura de bolbo húmido - Ponto 2 [°C]	32,22
	Potência ventiladores + bomba[kW]	14,92
<i>TAD</i>	Modelo	<i>LSTE 439</i>
	Caudal de ar [m ³ /s]	9,16
	Temperatura inicial da água - Ponto 1 [°C]	33,33
	Caudal água a arrefecer - Ponto 1 [l/s]	10,85
	Temperatura final da água - Ponto 1 [°C]	25,00
	Temperatura de bolbo húmido - Ponto 1 [°C]	21,11
	Temperatura inicial da água - Ponto 2 [°C]	38,89
	Caudal água a arrefecer - Ponto 2 [l/s]	19,75
	Temperatura final da água – Ponto 2 [°C]	33,33
	Temperatura de bolbo húmido - Ponto 2 [°C]	29,44
	Potência ventiladores + bomba[kW]	7,48

Tabela 17:Características dos equipamentos de arrefecimento utilizados no caso de estudo B

<i>Chiller</i> compressão água-ar com módulo hidráulico	36.038,59
<i>Chiller</i> compressão água-água com módulo hidráulico	37.571,08
<i>TAI</i>	38.274,80
<i>TAD</i>	35.648,26
Central de Ozonização	27.966,08

Tabela 18: Custo dos equipamentos de arrefecimento utilizados no caso de estudo B

Para efetuar a análise das soluções, considerou-se que numa situação atual o arrefecimento é realizado pela utilização direta da água da rede (Tabela 19). Nas Tabelas 20-23, são apresentados os resultados dos parâmetros económicos e energéticos, utilizando como tratamento da água, o habitual tratamento químico ou a ozonização.

Opção 1 - comparação	Utilização direta da água da rede
Consumo elétrico [kWh]	0,00
Consumo água [m ³]	87.850,29
Consumo de energia primária [tep]	0,00
Emissão de CO ₂ eq [tep]	0,00
Custo [€]	134.410,94

Tabela 19: Caracterização dos custos e consumos energéticos da solução atual do caso de estudo B

	Opção 4	Opção 5	Opção 6	Opção 7	Opção 8	Opção 9
Investimento [€]	72.077,18	151.691,76	71.686,85	74.313,39	108.867,60	114.120,68
Poupança anual	116.447,57	119.242,29	128.048,42	128.424,99	128.296,37	128.607,99
VAL [€]	759.890,27	700.242,81	843.163,65	843.227,55	807.754,45	804.727,71
PRI [anos]	0,62	1,27	0,56	0,58	0,85	0,89
IRP	2,62	1,79	2,79	2,73	2,18	2,13

Tabela 20: Resultados dos parâmetros económicos analisados para as soluções do caso de estudo B, utilizando tratamento químico

	Opção 4	Opção 5	Opção 6	Opção 7	Opção 8	Opção 9
Poupança de água [m ³]	87.850,29	85.865,52	85.733,08	86.813,16	85.587,55	86.716,43
Consumo de energia primária [tep]	29,13	18,14	5,01	7,13	4,35	6,74
Emissão de CO ₂ eq [tep]	63,67	39,66	10,96	15,59	9,52	14,74

Tabela 21: Resultados dos parâmetros energéticos analisados para as soluções do caso de estudo B, utilizando tratamento químico

	Opção 4	Opção 5	Opção 6	Opção 7	Opção 8	Opção 9
Investimento [€]	100.043,26	179.657,84	99.652,93	102.279,47	136.833,68	142.086,76
Poupança anual	116.447,57	120.636,55	129.536,75	129.146,08	129.888,09	129.397,79
VAL [€]	731.924,19	682.238,07	825.831,08	820.413,33	791.160,46	782.404,45
PRI [anos]	0,86	1,49	0,77	0,79	1,05	1,10
IRP	2,16	1,67	2,30	2,26	1,95	1,91

Tabela 22: Resultados dos parâmetros económicos analisados para as soluções do caso de estudo B, utilizando ozonização

	Opção 4	Opção 5	Opção 6	Opção 7	Opção 8	Opção 9
Poupança de água [m ³]	87.850,29	86.787,02	86.716,07	87.294,68	86.638,11	87.242,86
Consumo de energia primária [tep]	29,13	18,17	5,05	7,16	4,38	6,77
Emissão de CO ₂ eq [tep]	60,76	39,73	11,03	15,66	9,58	14,80

Tabela 23: Resultados dos parâmetros energéticos analisados para as soluções do caso de estudo B, utilizando ozonização

Para efeitos de apresentação e comparação, as soluções 11 e 13 não foram apresentadas nas tabelas anteriores. Contudo, as soluções 11 e 13 podem ser consideradas opções viáveis em situações onde a temperatura da água pretendida é elevada. No caso de estudo B, requeria-se uma temperatura de 24 °C e foi possível observar que não se consegue obter esse valor de temperatura com a utilização de *TAD* ou *TAI* exclusivamente, durante todo o ano.

Ao se comparar a Tabela 20 com a Tabela 22, conclui-se que a diferença na poupança de água ainda não compensa o investimento acrescido da central de ozonização. Contudo, verifica-se que a utilização de uma central de ozonização é mais credível no segundo caso de estudo que no primeiro, podendo-se justificar o investimento, em sistemas de arrefecimento que possuem um elevado consumo de água. Assim, considera-se que a utilização de tratamento químico também é mais vantajosa para o segundo caso de estudo.

Na Tabela 20, é possível observar que a opção 6 e a opção 7 são as opções mais benéficas para o presente caso de estudo. Avaliando os parâmetros económicos e energéticos verifica-se que as soluções apresentam um *VAL* superior, um *IRP* superior e um *PRI* inferior, às restantes soluções.

Apesar da solução 7 apresentar um maior consumo de energia e consequentemente um maior valor de emissões de dióxido de carbono equivalente que a solução 6, no presente caso tem um maior interesse a utilização de *TAI* do que *TAD*, para evitar que a água a arrefecer não entre em contacto direto com a atmosfera.

Em suma, para o sistema de arrefecimento dos bancos de ensaio, é benéfico utilizar uma *TAI* que efetua o pré-arrefecimento da água. Para garantir que a temperatura pretendida

seja conseguida durante todo o ano, é utilizado um *chiller* de compressão com sistema de condensação a ar. O tratamento de água mais aconselhado é o tratamento químico.

5. Fecho

5.1. Conclusões

A criação do programa, para calcular as necessidades energéticas e económicas de diferentes soluções de utilização de equipamentos de arrefecimento num sistema, foi implementado com sucesso.

Os modelos adotados para caracterizar o comportamento dinâmico dos equipamentos, estiveram na base do sucesso da implementação.

No caso dos sistemas de compressão a vapor, o modelo que descreve o comportamento dinâmico do *chiller* arrefecido a ar possui erros máximos de 5.8 % e de 7.1 %. No caso do *chiller* arrefecido a água com compressor do tipo *scroll*, o erro máximo do modelo foi de 4.2 % e de 6.6 %, para o fator de proporcionalidade da capacidade de arrefecimento e do coeficiente de performance, respetivamente. O erro máximo do fator de proporcionalidade da capacidade de arrefecimento do *chiller* arrefecido a água com compressor do tipo parafuso, foi de 4.6 %. No entanto, o fator de proporcionalidade do coeficiente de desempenho do *chiller* nº 3 situou-se acima dos 5 % para a maioria dos pontos analisados, sendo o seu valor máximo de 8.0 %.

No caso das torres de arrefecimento de contato indireto, o modelo foi verificado para três tipos de torre diferentes, verificou-se que o erro máximo do valor da transferência de calor foi de 8,83, 6,44 e 5,44 %, para a primeira, segunda e terceira torre, respetivamente. Em relação à temperatura de saída da água, observou-se uma média da variação da temperatura de saída da água de 0,25, 0,26 e 0,10 °C, para a torre nº 1, nº 2 e nº 3. Os resultados obtidos são idênticos aos resultados mencionados por Stabat & Marchio (2004).

Para as torres de arrefecimento de contato direto, o modelo proposto foi verificado para dois tipos de torre. O erro máximo do valor da transferência de calor foi de 7,24 % e 7,40 % para a quarta e quinta torre de arrefecimento, respetivamente. Em relação à temperatura de saída da água, observou-se uma a variação média da temperatura de saída de 0,27 e 0,31 °C, para a torre nº 4 e nº 5.

Após a implementação do programa, foi possível prever qual a melhor solução de disposição e utilização de equipamentos de arrefecimento em dois casos de estudo distintos.

O caso de estudo nº A, tem como particularidade possuir uma necessidade de arrefecimento baixa (30 kW), um largo período de funcionamento (14h/dia em 7 dias da semana) e uma temperatura pretendida após o arrefecimento baixa (18 °C). Com o estudo mostrou-se que a melhor solução em termos energéticos e económicos se prende na utilização de um *chiller* de compressão água-água e a utilização de uma *TAI* para realizar o arrefecimento do sistema de condensação do *chiller*.

O caso de estudo nº B, por outro lado, possui uma necessidade de arrefecimento mais elevada (260 kW), um período de funcionamento curto (6h/dia em 5 dias da semana) e uma

temperatura pretendida após o arrefecimento superior (24° C). Com o estudo conclui-se que a melhor solução se baseia na utilização de uma *TAI*, onde é efetuado o pré-arrefecimento da água a arrefecer. Se a temperatura da água na saída da torre de arrefecimento for superior à temperatura pretendida, a necessidade de arrefecimento em falta é realizada por um *chiller* de compressão arrefecido a água.

Como as necessidades dos dois sistemas eram bastantes distintas foi permitido confirmar que a escolha da melhor solução de sistema de arrefecimento depende de caso para caso. Por outro lado, foi possível entender que a utilização exclusiva da torre de arrefecimento num sistema, só pode ser empregada quando a temperatura pretendida após o arrefecimento assume um valor elevado. Também foi possível concluir que a utilização de sistemas combinados, apesar de representarem um investimento superior conduzem a um menor consumo de energia, principalmente nos meses mais frios.

5.2. Trabalhos futuros

(1) Introduzir no presente estudo a possibilidade do ventilador da TA variar a sua velocidade. Essa possibilidade pode conduzir a uma poupança no consumo de energia.

(2) Estudar a viabilidade da utilização da água em sistemas de arrefecimento em edifícios e efetuar a sua análise energética e económica considerando soluções idênticas às apresentadas no presente trabalho. Para realizar a análise em sistemas de arrefecimento em edifícios seria necessária a quantificação global do sistema, em condições de funcionamento dinâmico. Tal exige a interligação dos modelos dos equipamentos com os modelos de simulação de edifícios, usando como *input* os dados climáticos externos e internos relevantes. Só após uma simulação global deste tipo será possível quantificar com precisão as potencialidades das diferentes soluções em termos energéticos e económicos.

(3) A poupança de energia na maioria das situações, está associada a uma melhor utilização da energia. Desta forma, torna-se importante a divulgação e o estudo de novas tecnologias, principalmente em certas regiões mais restritas do Mundo. Por exemplo, a utilização do arrefecimento evaporativo em muitas situações conduz a uma poupança considerável de energia, mas comparada aos sistemas de compressão a vapor ainda é uma tecnologia relativamente recente e menos familiar ao público, incluindo a alguns profissionais.

6. Referências

- Alsheyab, M.A.T. & Muñoz, A.H., 2007.** Optimisation of ozone production for water and waste water treatment. , 217, pp.1–7.
- Asvapoositkul, W. & Treeutok, S., 2012.** A simplified method on thermal performance capacity evaluation of counter flow cooling tower. *Applied Thermal Engineering*, 38, pp.160–167.
- Azevedo, T., 2005.** Permutadores de Calor. , Apontamentos da disciplina de Equipamentos Térmicos. *Instituto Superior Técnico*, pp.1–29.
- Baker, D.R. & Shrylock, H.A., 1961.** A comprehensive approach to the analysis of cooling tower performance. *J Heat Transfer*, 83, pp.339 – 49.
- Bechtler, H. et al., 2001.** New approach to dynamic modeling of vapour-compression liquid chillers: artificial neural networks. *Appl Therm Eng.*, 21, pp.941 – 953.
- Braun, J.R., Klein, S. & Mitchell, J., 1989.** Effectiveness model for cooling towers and cooling coils. *ASHRAE Trans*, 95, pp.164–74.
- Browne, M.W. & Bansal, P.K., 2002.** Transient simulation of vapour-compression packaged liquid chillers. *Appl Therm Eng.*, 25, pp.597–610.
- Carrier, 2013a.** Air-Cooled Liquid Chillers with Integrated Hydronic Module: 30RB 162-802. *Catalogue Carrier*.
- Carrier, 2013b.** Water-Cooled/ Condenserless Liquid Chillers with Integrated Hydronic Module: 30RW/30RWA.
- Castro, M.M., Song, T.W. & Pinto, J.M., 2000.** Minimization of operational costs in cooling water systems. *Trans IChemE*, 78, pp.192 – 201.
- Climaveneta, 2013a.** ENERGY Line - Air-cooled units for 4 pipe system: NECS-Q 0152-0612. *Catalogue Climaveneta*.
- Climaveneta, 2013b.** ENERGY Line - Air-cooled units for 4 pipe system: NECS-Q 0604-1204. *Catalogue Climaveneta*.
- Climaveneta, 2013c.** INTEGRA unit for 4-pipe systems, water source: 0152-1604. *Catalogue Climaveneta*.
- Daikin, 2014.** Chilled Water Systems | Energy efficient Chillers. *Available at: <http://www.daikin.pt/industrial/needs/process-cooling/chillers/>*.
- Duan, Z. et al., 2012.** Indirect evaporative cooling: Past, present and future potentials. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(9), pp.6823–6850.
- Energia do Seixal, A.M., 2013.** Tarifas bi-horária e tri-horária. , pp.1–7.
- Evapco, 2013a.** AT/UT/USS: Cooling Towers. *Catalogue Evapco*.
- Evapco, 2013b.** ATWB: Closed Circuit Cooler. *Catalogue Evapco*.
- Evapco, 2013c.** Capacity Tables LSTE Cooling Tower Line. *Catalogue Evapco*.

- Evapco, 2013d.** Capacity Tables: AT Cooling Tower Line. *Catalogue Evapco*.
- Evapco, 2013e.** Evapco ATWB Line Thermal Performance in USGPM - Galvanized Steel Coil - Water as Process Fluid. *Catalogue Evapco*.
- Evapco, 2013f.** Evapco L-Series Line Thermal Performance in USGPM - Galvanized Steel Coil - Water as Process Fluid. *Catalogue Evapco*.
- Evapco, 2013g.** LSTE/LPT: Forced Draft Cooling Towers. *Catalogue Evapco*.
- Evapco, 2013h.** LSWE/LRWB: Closed Circuit Coolers. *Catalogue Evapco*.
- Facão, J.M., 1999.** Arrefecimento Indirectas para Aplicação a Sistemas de Arrefecimento Ambiente. *Dissertação de Mestrado da FEUP*.
- Heikkila, P. & Milosavljevic, N., 2001.** A comprehensive approach to cooling tower design. *Appl Therm Eng.*, 21(9), pp.899 – 915.
- Hosoz, M. & Ertunc, H.M., 2006.** Modeling of a cascade refrigeration system using artificial neural network. *International journal of Energy Res.*, 30, pp.1200 – 1215.
- Huang, X., 2010.** Theory and Application of Evaporative Air Conditioning First. A. and B. Press, ed., China.
- Incropera, F.P. et al., 2007.** Fundamentals of Heat and Mass Transfer F. P. Incropera & F. P. F. O. H. A. M. T. *Incropera, eds., John Wiley & Sons*.
- Jiang, Y. & Xie, X., 2010.** Theoretical and testing performance of an innovative indirect evaporative chiller. *Solar Energy*, 84(12), pp.2041–2055.
- João, R., Viegas, V. & Rebelo, S., 2006.** Métodos de avaliação da decisão de investimento, Algarve.
- Kals, W.A., 1971.** Wet-surfaces air coolers. *International Chemical Engineering*.
- Kim, J., Savulescu, L. & Smith, R., 2001.** Design of cooling systems for effluent temperature reduction. , 56 (July 2000).
- Kim, J.-K. & Smith, R., 2001.** Cooling water system design. *Chemical Engineering Science*, 56(12), pp.3641–3658.
- Kloppers, J.C. & Kröger, D.G., 2005.** Cooling Tower Performance Evaluation: Merkel, Poppe, and e-NTU Methods of Analysis. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 127(1), p.1.
- Lebrun, J. et al., 2002.** Simplified models for direct and indirect contact cooling-towers and evaporative condensers.
- Lei, Z. & Zaheeruddin, M., 2005.** Dynamic simulation and analysis of a water chiller refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, 25(14-15), pp.2258–2271.
- Lemouari, M., Boumaza, M. & Kaabi, a., 2009.** Experimental analysis of heat and mass transfer phenomena in a direct contact evaporative cooling tower. *Energy Conversion and Management*, 50(6), pp.1610–1617.
- Lewis, W.K., 1922.** The evaporation of liquid into gas. *ASME Trans*, 44, pp.325–40.

- Liebert, 2009.** HPC-W: Water-Cooled Chiller with Screw Compressor/s -PD. *Catalogue Liebert*.
- Mann, J. & Liu, Y.A., 1999.** Industrial water reuse and waste water minimization. *McGraw-Hill*, ed., New York, USA.
- Merkel, F., 1925.** Verdunstungskühung. VDI Forschungsarbeiten, 275.
- Mizushima, R. & Miyashita, H., 1967.** Experimental study of an evaporative cooler. *International Chemical Engineering*, 7(4).
- Niitsu, Y., Naito, K. & Anzai, T., 1969.** Studies on characteristics and design procedure of evaporative coolers. *Journal of SHASE*, 43(7).
- Panjeshahi, M.H. et al., 2009.** Optimum design of cooling water systems for energy and water conservation. *Chemical Engineering Research and Design*, 87(2), pp.200–209.
- Pereira, I. et al., 2004.** Metodologia de tratamento de dados climáticos para inserção em softwares de simulação energética de edifícios. In I Conferência latino-americana de construção sustentável X. Encontro nacional de tecnologia do ambiente construído. São Paulo.
- Peterson, J.L., 1993.** An effectiveness model for indirect evaporative coolers. *ASHRAE Trans*, 99(2).
- Pii, P. & Wang, S., 1998.** Dynamic Simulation of a Building Central Chilling System and Evaluation of EMCS On-Line Control Strategies. , 03604323(97).
- Popiel, C.O. & Wojtkowiak, J., 1998.** Simple Formulas for Thermophysical Properties of Liquid Water for Heat Transfer Calculations (from 0°C to 150°C). *Heat Transfer Engineering*, 19(3), pp.87–101.
- Riangvilaikul, B. & Kumar, S., 2010.** An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system. *Energy and Buildings*, 42(5), pp.637–644.
- Robinson, C.S., 1923.** The design of cooling towers. *Mech Eng*, 15, pp.99 – 102.
- Shiming, D., 2000.** A dynamic mathematical model of a direct expansion (DX). , 35, pp.603–613.
- Sousa, H.N. De, 2010.** Estudo de um Arrefecedor Evaporativo Indirecto de Elevada Eficiência.
- Stabat, P. & Marchio, D., 2004.** Simplified model for indirect-contact evaporative cooling-tower behaviour. *Applied Energy*, 78(4), pp.433–451.
- Sutherland, J.W., 1983.** Analysis of mechanical draught counter flow air water cooling towers. *ASME Trans*, 105, pp.576 – 83.
- Viera, M.R. et al., 2000.** Use of dissolved ozone for controlling planktonic and sessile bacteria in industrial cooling systems. *Int Biodeter Biodeg*, 44(4), pp.201 – 207.
- Walser, S.M. et al., 2014.** Assessing the environmental health relevance of cooling towers- a systematic review of legionellosis outbreaks. *International journal of hygiene and environmental health*, 217(2-3), pp.145–54.
- Yao, Y., Huang, M. & Chen, J., 2013.** State-space model for dynamic behavior of vapor compression liquid chiller. *International Journal of Refrigeration*, 36(8), pp.2128–2147.

Zhang, W.-J., Zhang, C.-L. & Ding, G.-L., 2009. Transient modeling of an air-cooled chiller with economized compressor. Part I: Model development and validation. *Applied Thermal Engineering*, 29(11-12), pp.2396–2402.

Zhou, B., Huang, X. & Di, Y., 2003. Effects of water sprays in Indirect Evaporative Coolers and Heat and Mass Transfer. *Building Energy and Environment*.

Anexos

Anexo 1. Coeficientes dos modelos dos sistemas de compressão a vapor

Modelo da potência de arrefecimento					
Tipo	Ar - Scroll	Água - Scroll		Água - Parafuso	
Variável independente	$T_{cond,i}$	$T_{cond,o}$	$T_{cond,i}$	$T_{cond,o}$	$T_{cond,i}$
α_{00}	1,5093	0,9585	0,9442	1,0334	1,0021
α_{10}	-0,004065	-0,002746	-0,003221	-0,005737	-0,00593
α_{01}	0,006175	0,03517	0,03371	0,03516	0,00330
α_{11}	$-3,431 \times 10^{-4}$	$-1,724 \times 10^{-4}$	$-1,776 \times 10^{-4}$	$-2,223 \times 10^{-4}$	$-2,172 \times 10^{-4}$
α_{20}	$-7,247 \times 10^{-5}$	$-5,000 \times 10^{-5}$	$-4,917 \times 10^{-5}$	$-2,647 \times 10^{-5}$	$-2,599 \times 10^{-5}$
α_{02}	$2,421 \times 10^{-4}$	$1,247 \times 10^{-4}$	$9,757 \times 10^{-5}$	$4,288 \times 10^{-4}$	$3,742 \times 10^{-4}$

Tabela A. 1: Coeficientes do modelo da potência de arrefecimento

Modelo do coeficiente de desempenho					
Tipo	Ar - Scroll	Água - Scroll		Água - Parafuso	
Variável independente	$T_{cond,i}$	$T_{cond,o}$	$T_{cond,i}$	$T_{cond,o}$	$T_{cond,i}$
γ_{00}	0,9811	0,7327	0,7274	0,2877	0,4953
γ_{10}	-0,01816	-0,003038	0,001879	0,023523	0,027781
γ_{01}	-0,02149	-0,008344	-0,01189	-0,011912	-0,01359
γ_{11}	$8,263 \times 10^{-4}$	$-8,359 \times 10^{-4}$	$-7,115 \times 10^{-4}$	$-9,517 \times 10^{-4}$	$-8,591 \times 10^{-4}$
γ_{20}	$7,434 \times 10^{-4}$	$4,850 \times 10^{-4}$	$4,735 \times 10^{-4}$	$2,033 \times 10^{-4}$	$7,473 \times 10^{-4}$
γ_{02}	0,001648	$-6,385 \times 10^{-4}$	$5,412 \times 10^{-4}$	$7,252 \times 10^{-4}$	$5,785 \times 10^{-4}$

Tabela A. 2: Coeficientes do modelo do coeficiente de desempenho

Anexo 2. Balanços e equações de transferência de calor e de massa para TAI

O modelo teórico que descreve a troca de calor e massa numa torre de arrefecimento de contacto indireto é baseado em balanços e equações de transferência de calor e de massa, estabelecidos para regime permanente. Sendo:

O balanço de massa entre o filme de água e o escoamento de ar descrito como:

$$\dot{m}_a \partial w_a = \partial \dot{m}_f \quad (B.1)$$

O balanço de energia a todo o volume de controlo expresso por:

$$\dot{m}_a \partial h_a + \dot{m}_w \partial h_w = [(\dot{m}_f - \partial \dot{m}_f) \partial h_f + \partial \dot{m}_f h_f] \quad (B.2)$$

A transferência de massa entre o filme de água e o escoamento de ar dada por:

$$\dot{m}_a \partial w_a = \bar{h}_m (w_{sat}(T_f) - w_a) \partial A \quad (B.3)$$

A transferência de calor entre o filme de água e o escoamento de ar descrito como:

$$\dot{m}_a \partial h_a = \bar{h}_m (w_{sat}(T_f) - w_a) \partial A (h_{fg} + c_{pv} T_f) + \bar{h}_c (T_f - T_a) \partial A \quad (B.4)$$

Anexo 3. Equações descritivas das propriedades do ar e água

As equações que descrevem as propriedades do ar foram conseguidas através da modelação gráfica das propriedades termodinâmicas do ar seco e do ar húmido tabeladas. Na sua maioria, as expressões apresentadas estão na forma de polinómios de terceira ordem, para permitirem uma fácil manipulação ao serem utilizadas nos modelos matemáticos, ao mesmo tempo que garantem uma boa precisão.

Humidade absoluta de saturação [kg_{H2O} / kg_{ar seco}]

$$\omega_{sat}(T'_a) = 9.1935 \times 10^{-7} T'^3_a - 2.6529 \times 10^{-5} T'^2_a + 7.4856 \times 10^{-4} T'_a + 0.0029 \quad (C.1)$$

Temperatura de bolbo húmido [°C]

$$T'_a(h_{sat}^2) = 1.3220 \times 10^{-6} h_{sat}^3 - 1.2 \times 10^{-3} h_{sat}^2 + 0.4309 h_{sat} - 2.2153 \quad (C.2)$$

Temperatura [°C]	ω_{sat} [kg _{H2O} /kg _{ar seco}]	h_{sat} [kJ/kg _{ar seco}]
5	0,0054	18,6
10	0,0077	29,5
15	0,011	42,9
20	0,015	58,2
25	0,02	76,1
30	0,027	99,2
35	0,037	130,1
40	0,049	166,4

Tabela C. 1: Humidade absoluta e entalpia do ar húmido saturado

No caso da água, foram utilizadas expressões desenvolvidas por Popiel & Wojtkowiak (1998). Estes apresentaram e validaram fórmulas relativamente simples, para calcular as propriedades termofísicas da água no estado líquido, para temperaturas entre 0 °C a 150 °C.

Densidade [kg/m³]

$$\rho_w(T_w) = a + bT_w + cT_w^2 + dT_w^{2.5} + eT_w^3 \quad (C.3)$$

Calor específico a pressão constante [kJ/(kg K)]

$$c_{p,w}(T_w) = a + bT_w + cT_w^{1.5} + dT_w^2 + eT_w^{2.5} \quad (C.4)$$

Condutividade Térmica [W/(m K)]

$$\lambda_w(T_w) = a + bT_w + cT_w^{1.5} + dT_w^2 + eT_w^{0.5} \quad (C.5)$$

²Assume-se a temperatura de bolbo húmido como a temperatura de saturação

Viscosidade Dinâmica [kg/m s]

$$\mu_w(T_w) = \frac{1}{a + bT_w + cT_w^2 + dT_w^3} \quad (C.6)$$

Calor latente de vaporização [kJ/kg]

$$h_{fg}(T_w) = a + bT_w + cT_w^{1.5} + dT_w^{2.5} + eT_w^3 \quad (C.7)$$

Coeficientes	Densidade	Calor específico	Condutividade térmica	Viscosidade dinâmica	Calor latente de vaporização
a	999,7968	4,2174	0,5650	557,8247	2.500,304
b	0,06832	-0,005618	0,002636	19,4088	-2,2521
c	-0,01074	0,001299	-1,252x10 ⁻⁴	0,1360	-0,02147
d	8,214x10 ⁻⁴	-1,154x10 ⁻⁴	-1,515x10 ⁻⁶	-3,116x10 ⁻⁴	3,175x10 ⁻⁴
e	-2,303x10 ⁻⁵	4,150x10 ⁻⁶	-9,413x10 ⁻⁴	-	-2,8608E-05

Tabela C. 2: Coeficientes das equações simplificadas da água

Equação simplificada	Autores das expressões para comparação dos resultados	Incerteza
(C.3)	Wagner and Pruss	± 0,002% a ± 0,004%
(C.4)	Liley and Gluck	± 0,06%
(C.5)	Sengers and Watson	± 2%
(C.6)	Sengers and Watson	± 1%
(C.7)	International Skeleton Table	± 0,09%

Tabela C. 3: Incerteza das equações simplificadas da água

Anexo 4. Indicadores económicos de viabilidade das soluções

Valor Atual Líquido (VAL): tem como objetivo avaliar a viabilidade de um projeto de investimento através do cálculo do valor atual de todos os seus *cash flow*, em que, os valores de *cash flow* serão considerados como a poupança anual conseguida com a aplicação das propostas.

$$VAL = \sum_{i=0}^n \frac{CF_i}{(1+t)^i} - CI \quad (D.1)$$

Este indicador económico representa o valor hoje de um determinado montante a obter no futuro e afirma que um projeto tem rentabilidade positiva quando o seu valor é positivo. No presente projeto o valor do VAL foi calculado para n = 10.

Período de Retorno de Investimento simples (PRI): tempo que demora a recuperar os montantes investidos através dos *cash flow* gerados por esse mesmo investimento.

$$CI = \sum_{i=0}^{PRI} CF_i \quad (D.2)$$

IRP (Índice de Rendibilidade do Projeto): rendibilidade gerada por unidade de capital investido.

$$IRP = \frac{\sum_{i=0}^n \frac{CF_i + I_i}{(1+t)^i}}{\sum_{i=0}^n \frac{I_i}{(1+t)^i}} \quad (D.3)$$

De acordo com o critério apresentado, um projeto de investimento é economicamente viável quando o *IRP* é superior à unidade. A possibilidade de hierarquizar projetos tendo em conta a dimensão do investimento é uma das principais vantagens do indicador.

Considerou-se uma taxa de atualização de 10%.

Anexo 5. Períodos horários e faturação energética

Horário	Tri-horária		bi-horária	Simples	
	Inverno	Verão			
22h - 8h	Vazio	Vazio	0,0778 €/kWh	0,1326 €/kWh	
8h - 9h	Cheia	Cheia	0,1448 €/kWh		
9h - 10h30	Ponta				
10h30 - 13h	Cheia	Ponta			
13h - 18h		Cheia			
18h - 19h30	Ponta	Ponta			
19h30 - 20h30					
20h30 - 21h	Cheia	Cheia			
21h - 22h		Cheia			
Horas de Ponta: 0,1593 €/kWh Horas de Cheia: 0,1373 €/kWh Horas de Vazio: 0,0778 €/kWh					

Tabela E. 1: Períodos horários e faturação energética das tarifas horárias (Energia do Seixal, 2013)

Anexo 6. Cálculo de T' a partir de T e HR

O cálculo da temperatura de bolbo húmido foi resolvido pelo método descrito por Jensen et al. (1990), que utiliza os seguintes procedimentos:

- (1) Cálculo da pressão de vapor do ambiente (p_v), em kPa, pela multiplicação da pressão de saturação (p_{sat}) pela humidade relativa (HR), dividida por 100:

$$p_v = \frac{p_{sat} \times HR}{100} \quad (F.1)$$

Onde a pressão de saturação é dada por:

$$p_{sat} = 0,611e^{(17,27 \times \frac{T}{T+237,3})} \quad (F.2)$$

(2) Cálculo da temperatura de ponto de orvalho (T_o) em °C:

$$T_o = \frac{116,9 + (237,3 \times \ln(p_v))}{16,78 - \ln(p_v)} \quad (F.3)$$

(3) Cálculo da temperatura de bolbo húmido (T'), em °C:

$$T' = \frac{(g \times T) + (d \times T_o)}{g + d} \quad (F.4)$$

$$g = (6,6 \times 10^{-4})p_{atm} \quad (F.5)$$

$$d = 4098 \frac{p_v}{(T_o + 237,3)^2} \quad (F.6)$$