
**Estudo de Alternativas para o Aumento da Eficiência
Energética da Central de Valorização
Energética da LIPOR II**

Tiago Manuel Carvalho Teixeira

Dissertação submetida a:
Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Para o grau de:

Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador na FEUP:
Carlos Manuel Coutinho Tavares de Pinho

Orientador no INEGI:
Ana Gomes Magalhães

Departamento de Engenharia Mecânica (DEMec)
Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto (FEUP)

Porto, Junho de 2020

O presente trabalho foi realizado no
INEGI
Departamento de Engenharia Mecânica
Faculdade de Engenharia
Universidade do Porto
Porto, Portugal.

Tiago Manuel Carvalho Teixeira
E-mail: up201504505@fe.up.pt

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica
Rua Dr. Roberto Frias
4200-465 Porto
Portugal

Resumo

O presente trabalho tem como principal objetivo estudar algumas alternativas para o aumento da eficiência energética da Central de Valorização Energética da LIPOR II tendo como base a análise do sistema de arrefecimento da mesma. Esta central tem como função a valorização, na forma de energia elétrica, da fração de resíduos urbanos que não pode ser aproveitada previamente por processos de reciclagem e compostagem. A primeira alternativa estudada para o aumento da eficiência da central foi a recuperação da energia térmica residual libertada pelos aerocondensadores, cerca de 66 MW. Para isso realizou-se um estudo prévio de viabilidade do aproveitamento desta energia térmica para a criação de ambientes controlados em estufas agrícolas e aviários para a criação de galinhas poedeiras. Após este levantamento prévio constatou-se que para se obter economias relevantes, devido à baixa exergia da energia térmica rejeitada e devido também às reduzidas necessidades de aquecimento das estufas e aviários em Portugal, o caminho passava por avaliar um conceito de um sistema de condensação da central diferente do atualmente utilizado. Deste modo, a segunda alternativa estudada foi um sistema de arrefecimento evaporativo. Para esse fim projetou-se um conjunto de torres de arrefecimento para rejeitar para o ambiente o calor de condensação do vapor da central, em alternativa aos aerocondensadores atualmente utilizados.

Com base num modelo teórico utilizado para descrever o comportamento de uma torre de arrefecimento procedeu-se ao dimensionamento de um dos principais componentes daquela, o permutador evaporativo. O dimensionamento do permutador da torre foi realizado tendo em conta as condições atmosféricas mais exigentes, que ocorrem no Verão. Foram selecionadas duas configurações diferentes utilizando quatro e seis torres de arrefecimento. Analisou-se posteriormente o desempenho anual das torres de arrefecimento para ambas as configurações. De forma a aproveitar-se uma maior componente sensível da transferência de calor que ocorre nos meses mais frios, o caudal de água de atomização foi ajustado para as diferentes estações.

Através da análise dos resultados obtidos do estudo do desempenho das torres, verificou-se que os coeficientes globais de transferência de calor apresentam valores superiores para os meses de Verão e inferiores para os meses de Inverno, apresentando a eficiência térmica das torres a mesma tendência. Relativamente à potência elétrica consumida, esta é superior nos meses de Verão. Os coeficientes globais de transferência de calor e a potência elétrica consumida pela configuração de seis torres são ligeiramente inferiores quando comparados com a configuração de quatro torres. Com a utilização de um sistema de condensação evaporativo constatou-se que é possível economizar cerca de metade da potência elétrica atualmente consumida pelos aerocondensadores, passando-se de um consumo total anual de 3,45 GWh para valores da ordem dos 1,74 GWh consoante a configuração escolhida para o sistema, quatro ou seis torres de arrefecimento.

Abstract

The present work aims to study some alternatives to increase the energy efficiency in LIPOR II energy recovery plant, through the analysis of its cooling system. This plant produces electricity energy from urban wastes that cannot be used through recycling and composting processes. The first studied alternative to increase the plant's efficiency was via the recovery of residual heat rejected by the plant air condensers, about 66 MW. For this, a preliminary feasibility study for the residual heat recovery was carried out. This residual thermal energy was used to create controlled environments in greenhouses and poultry houses for laying hens. From this preliminary evaluation, it was clear that due to the low exergy of the residual heat, and also due to the low heating requirements of greenhouses and poultry houses in Portugal, to obtain relevant savings, the path to follow would be to evaluate a different steam condensing system than currently used. Thus, the second alternative studied was an evaporative cooling system. For this purpose, a set of cooling towers were designed to reject the plant's waste heat.

Based on a theoretical model used to describe the cooling tower's behavior, one of the main components was designed: the evaporative heat exchanger. The sizing of the tower heat exchanger was carried out taking into account the most demanding atmospheric conditions, which occurs in summer. Two different configurations were selected with four or six cooling towers. Then, the performance of cooling the towers was early evaluated for both configurations. In order to take advantage of a major sensitive component of the heat transfer that occurs in the coldest months, the spray water rate has been adjusted for the different seasons.

Through the analysis of the results obtained for the performance of the cooling towers, it was verified that the global heat transfer coefficients showed higher values for the summer months than for the winter months. The thermal efficiency of the towers shows the same trend. Regarding the electrical power consumed, this is higher in the summer months. The global heat transfer coefficients and the electrical power consumed by the six-tower configuration are slightly lower when compared to the four-tower configuration. With the use of an evaporative cooling system, it was found that it is possible to save about half of the electrical power currently consumed by air condensers. The present day total annual electrical consumption of 3.45 GWh is reduced to values of the order of 1.74 GWh, depending on the chosen configuration, four or six towers

*Aos meus pais,
À minha irmã*

Agradecimentos

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer ao meu orientador, Professor Carlos Pinho, pela disponibilidade, apoio e interesse demonstrado durante a realização deste trabalho e por todos os conselhos transmitidos, bastante úteis não só para a realização desta dissertação como também para a minha futura vida profissional.

No INEGI, deixar o meu agradecimento a toda a secção de Energia, em particular à Engenheira Ana Magalhães, pela disponibilidade e conhecimento transmitido.

À minha família, em particular aos meus pais e irmã, pelo apoio incondicional e motivação dados ao longo destes anos tornando possível a realização de um sonho.

Por último, e não menos importante, a todos os meus amigos pela constante amizade e incentivo.

Conteúdo

Resumo	i
Abstract	iii
Agradecimentos	vii
Símbolos e abreviaturas	xxi
1 Introdução	1
1.1 Enquadramento	1
1.2 Motivação e objetivos	4
1.3 Estrutura da dissertação	5
2 Estudo prévio de viabilidade do aproveitamento de calor residual da Central de Valorização Energética da LIPOR II	7
2.1 Introdução	7
2.2 Estufas	7
2.2.1 Ventilação e sistemas de arrefecimento	7
2.2.2 Sistemas de aquecimento	9
2.2.3 Cálculo da carga térmica de aquecimento	10
2.3 Aviário para criação de galinhas poedeiras	13
2.3.1 Sistemas de arrefecimento e aquecimento	14
2.3.2 Cálculo da carga térmica de aquecimento	15
2.4 Análise do estudo prévio de viabilidade efetuado	17
3 Torres de arrefecimento	19
3.1 Introdução	19
3.2 Diferentes tipos de torres de arrefecimento	19
3.2.1 Torres de arrefecimento evaporativas	19
3.3 História das torres de arrefecimento	20
3.4 Componentes de uma torre de arrefecimento evaporativa	21
3.4.1 Carcaça e estrutura	23
3.4.2 Eliminador de gotas	23
3.4.3 Sistema de distribuição de água	24
3.4.4 Enchimento	24
3.4.5 Grelhas de entrada	27
3.4.6 Tanque de recolha	28
3.4.7 Ventiladores	28
3.5 Classificação das torres de arrefecimento evaporativas	29
3.5.1 Classificação quanto à tiragem de ar	29

3.5.2	Classificação quanto ao escoamento de ar	35
3.6	Torres de arrefecimento secas	39
3.6.1	Torres de arrefecimento secas de tiragem natural	39
3.6.2	Torres de arrefecimento secas de tiragem mecânica	40
3.7	Torres de arrefecimento híbridas	41
4	Transferência de calor e massa em torres de arrefecimento evaporativas	43
4.1	Introdução	43
4.2	Mecanismos básicos de transferência de calor em torres de arrefecimento . .	43
4.3	Conceitos básicos sobre transferência de massa	44
4.4	Princípios de transferência de calor e massa em torres evaporativas	47
4.5	Análise do comportamento térmico de torres de arrefecimento evaporativas (Teoria de Merkel)	48
4.5.1	Balanço energético e mássico	49
4.5.2	Potencial entálpico médio	51
5	Dimensionamento da torre de arrefecimento	55
5.1	Introdução	55
5.2	Escolha do tipo de torre de arrefecimento	55
5.3	Torres de arrefecimento evaporativas de contacto indireto	55
5.4	Modelo teórico utilizado	56
5.4.1	Volume de controlo considerado no modelo	57
5.5	Análise térmica	59
5.5.1	Balanço térmico na torre de arrefecimento	59
5.5.2	Eficiência da torre de arrefecimento	60
5.5.3	Coeficientes de transferência de calor e de massa	61
5.5.4	Coeficientes globais de transferência de calor	63
5.5.5	Método das diferenças de temperaturas médias logarítmicas	64
5.5.6	Potências elétricas	64
5.5.7	Propriedades do ar e da água	65
5.6	Dimensionamento do permutador de calor	65
5.6.1	Condições de projeto	65
5.6.2	Configuração do permutador	66
5.6.3	Etapas para o dimensionamento	68
5.6.4	Configurações selecionadas	69
6	Análise do desempenho das torres de arrefecimento	75
6.1	Introdução	75
6.2	Comparação entre as configurações escolhidas com recurso a condições at- mosféricas típicas	76
6.2.1	Condições de saída do ar	76
6.2.2	Caudais mássicos obtidos	77
6.2.3	Coeficientes de transferência de calor e massa	79
6.2.4	Potências elétricas consumidas	84
6.2.5	Eficiência térmica das torres de arrefecimento	85
6.3	Análise de desempenho diário	86
6.3.1	Análise para as condições médias diárias	86
6.3.2	Análise para as condições diárias mais exigentes	88
6.4	Funcionamento nos meses de Inverno	90

6.5	Comparação da potência elétrica consumida entre as torres de arrefecimento e os atuais aerocondensadores da central	91
7	Conclusão	93
7.1	Conclusões gerais	93
7.2	Sugestões para trabalhos futuros	95
	Referências	97
A	Parâmetros utilizados para o cálculo da carga térmica de uma estufa	101
B	Diâmetros nominais para tubos de aço segundo a norma EN 10220	103
C	Dimensionamento das torres de arrefecimento com tubos de nove metros	105
C.1	Configuração com quatro torres	105
C.2	Configuração com seis torres	107
D	Diagrama psicométrico para as evoluções do ar nas torres de arrefecimento	109
E	Desempenho das torres de arrefecimento para as condições atmosféricas médias ocorridas em cada mês	111
E.1	Configuração com quatro torres	111
E.2	Configuração com seis torres	114
F	Desempenho das torres de arrefecimento para as condições atmosféricas mais exigentes ocorridas em cada mês	117
F.1	Configuração com quatro torres	117
F.2	Configuração com seis torres	120

Lista de Figuras

1.1	Esquema do aerocondensador utilizado e respetivos equipamentos auxiliares (GEA Heat Exchangers, Junho 2020)	3
1.2	Repartição setorial de consumos elétricas da central (Cunha & Ferreira, 2015)	5
2.1	Esquema do sistema de arrefecimento em que se utiliza um painel evaporativo (Ponce et al., 2015)	9
2.2	Aquecimento individual por queima (Evolve Greenhouse Systems, Junho 2020)	10
2.3	Perdas e ganhos ocorridos numa estufa (Worley, 2014)	11
2.4	Dimensões arbitradas para estufa	12
2.5	Seleção do caudal de ventilação adequado para edifícios de criação de animais (ASHRAE, 2019)	14
3.1	Primeira torre de arrefecimento hiperbólica (Mungan & Wittek, 2004) . . .	21
3.2	Componentes de uma torre de arrefecimento de contacto direto (Facão, 1999)	22
3.3	Componentes de uma torre de arrefecimento de contacto indireto (Mines Paris Tech, Abril 2020)	22
3.4	Carcaça de uma torre de arrefecimento (Amertech Tower Services, Abril 2020)	23
3.5	Eliminador de gotas em PVC (STEADY Tower, Abril 2020)	24
3.6	Tipos de sistemas de distribuição de água (CIBSE, 2013)	24
3.7	Funcionamento de um enchimento do tipo respingo (Tower Components INC., Abril 2020)	26
3.8	Enchimento do tipo filme (Brentwood, Abril 2020)	27
3.9	Grelhas de entrada de uma torre de arrefecimento (Cooling Tower Depot, Abril 2020)	27
3.10	Ventilador centrífugo (ERT Refrigeration Technology, Abril 2020)	28
3.11	Ventilador axial (CTP Engineering, Abril 2020)	28
3.12	Tipos de torres atmosféricas (ASHRAE, 2016)	30
3.13	Torre de arrefecimento hiperbólica (ASHRAE, 2016)	31
3.14	Tipos de torres de tiragem mecânica (Legg, 2017)	32
3.15	Torre de arrefecimento hiperbólica com ventilação assistida (HAMON, Abril 2020)	35
3.16	Torres de tiragem mecânica cruzada (Hill et al., 1990)	36
3.17	Torres de tiragem mecânica em contra-corrente (Sayigh, 2012)	37
3.18	Sistema de arrefecimento seco indireto (Kröger, 2004)	40
3.19	Sistema de arrefecimento seco direto (Kröger, 2004)	41
3.20	Esquema de uma torre de arrefecimento híbrida (zona seca à esquerda e zona molhada à direita) (ASHRAE, 2016)	42

4.1	Esquema representativo da transferência de calor numa gotícula de água de atomização (Hill et al., 1990)	44
4.2	Difusão de componentes (Kröger, 2004)	45
4.3	Camadas limite dinâmica e de concentração sobre uma placa plana (Kröger, 2004)	46
4.4	Transferência de calor para diferentes temperaturas da água (Hill et al., 1990)	47
4.5	Relações de transferência de calor e massa entre a água, filme de interface e ar (Marley, Abril 2020)	49
4.6	Diagrama dos potenciais entálpicos (Hill et al., 1990)	51
4.7	Gráfico para a determinação do potencial entálpico médio (Hill et al., 1990)	53
5.1	Esquema da transferência de calor e massa numa torre de contacto indireto (Stabat & Marchio, 2004)	57
5.2	Transferência de calor através do conceito de resistências térmicas (Stabat & Marchio, 2004)	59
5.3	Esquema da torre de arrefecimento (Stabat & Marchio, 2004)	60
5.4	Regimes de escoamento durante a condensação em filme no interior dos tubos (Rohsenow et al., 1998)	62
5.5	Esquema do permutador de calor utilizado na torre de arrefecimento (Incropera et al., 2011)	67
5.6	Arranjo dos tubos no permutador de calor (Cengel, 2003)	67
6.1	Comparação da temperatura de saída do ar para as três estações do ano e as duas configurações selecionadas	77
6.2	Comparação do caudal mássico de ar obtido para as três estações do ano e as duas configurações selecionadas	78
6.3	Comparação do caudal mássico de água de atomização obtido para as três estações do ano e as duas configurações selecionadas	78
6.4	Comparação do caudal mássico de água evaporada obtido para as três estações do ano e as duas configurações selecionadas	79
6.5	Comparação do coeficiente de transferência de massa do ar obtido para as três estações do ano e as duas configurações selecionadas	80
6.6	Comparação do coeficiente de transferência de calor do ar obtido para as três estações do ano e as duas configurações selecionadas	80
6.7	Comparação do coeficiente de transferência de calor do filme de água de atomização obtido para as três estações do ano e as duas configurações selecionadas	81
6.8	Comparação do coeficiente de transferência de calor latente do escoamento interior de água obtido para as três estações do ano e as duas configurações selecionadas	81
6.9	Comparação do coeficiente de transferência de calor sensível do escoamento interior de água obtido para as três estações do ano e as duas configurações selecionadas	82
6.10	Comparação do coeficiente global de transferência de calor latente obtido para as três estações do ano e as duas configurações selecionadas	83
6.11	Comparação do coeficiente global de transferência de calor sensível obtido para as três estações do ano e as duas configurações selecionadas	83
6.12	Comparação da potência elétrica total consumida para as três estações do ano e as duas configurações selecionadas	84

6.13	Comparação da eficiência da torre de arrefecimento obtida para as três estações do ano e as duas configurações selecionadas	85
6.14	Comparação do caudal de ar obtido obtido para condições atmosféricas médias diárias e para a configuração com 4 torres	86
6.15	Comparação do caudal de ar obtido obtido para condições atmosféricas médias diárias e para a configuração com 6 torres	87
6.16	Comparação da potência elétrica consumida para condições atmosféricas médias diárias e para a configuração com 4 torres	88
6.17	Comparação da potência elétrica consumida para condições atmosféricas médias diárias e para a configuração com 6 torres	88
6.18	Comparação do caudal de ar obtido obtido para condições atmosféricas diárias mais exigentes e para a configuração com 4 torres	89
6.19	Comparação do caudal de ar obtido obtido para condições atmosféricas diárias mais exigentes e para a configuração com 6 torres	89
6.20	Comparação da potência elétrica consumida para condições atmosféricas diárias mais exigentes e para a configuração com 4 torres	90
6.21	Comparação da potência elétrica consumida para condições atmosféricas diárias mais exigentes e para a configuração com 6 torres	90
6.22	Comparação entre a potência elétrica média consumida mensalmente pelas torres de arrefecimento e a potência elétrica consumida pelos atuais aerocondensadores	92
6.23	Comparação entre a potência elétrica máxima consumida mensalmente pelas torres de arrefecimento e a potência elétrica consumida pelos atuais aerocondensadores	92
B.1	Diâmetros nominais para tubos de aço segundo a norma EN 10220	103
D.1	Evoluções do ar na torre de arrefecimento para as diversas estações	109

Lista de Tabelas

1.1	Características técnicas dos aerocondensadores (Cunha & Ferreira, 2015) . .	4
1.2	Características técnicas do motor do ventilador (Cunha & Ferreira, 2015) .	4
2.1	Resultados para o cálculo da carga térmica de aquecimento da estufa	13
2.2	Ganhos internos produzidos pelas galinhas (ASHRAE, 2001)	15
2.3	Determinação dos coeficientes de transmissão térmica da envolvente	16
2.4	Ganhos internos produzidos pelas galinhas	16
2.5	Perdas térmicas por infiltrações	17
2.6	Perdas térmicas pela envolvente	17
2.7	Carga térmica de aquecimento para um aviário	17
2.8	Necessidades de aquecimento para um cenário hipotético	18
3.1	Comparação entre características de torres de arrefecimento de tiragem natural e mecânica (Cheremisinoff & Cheremisinoff, 1981)	33
3.2	Vantagens e desvantagens para uma configuração cruzada (Stanford III, 2003)	37
3.3	Vantagens e desvantagens para uma configuração em contra-corrente (Stanford III, 2003)	38
5.1	Condições de entrada e saída do ar e da água arrefecida para ambas as configurações	70
5.2	Caudais mássicos obtidos da água arrefecida, ar e água de atomização para uma configuração com 4 torres	70
5.3	Caudais mássicos obtidos da água arrefecida, ar e água de atomização para uma configuração com 6 torres	70
5.4	Arranjo e dimensões do permutador de calor para a configuração com 4 torres	71
5.5	Arranjo e dimensões do permutador de calor para a configuração com 6 torres	71
5.6	Parâmetros de desempenho térmico para uma configuração com 4 torres . .	72
5.7	Parâmetros de desempenho térmico para uma configuração com 6 torres . .	72
5.8	Potência elétrica consumida pelos ventiladores do ar e sistema de bombagem para uma configuração de 4 torres	73
5.9	Potência elétrica consumida pelos ventiladores do ar e sistema de bombagem para uma configuração de 6 torres	73
5.10	Condições previstas de saída da água para uma configuração de 4 torres . .	73
5.11	Condições previstas de saída da água para uma configuração de 6 torres . .	73
6.1	Configurações escolhidas para as torres de arrefecimento	75
6.2	Temperaturas de bolbo seco e humidades relativas médias para os meses do ano na região do Porto	76
6.3	Condições atmosféricas típicas para as estações consideradas	76

6.4	Caudal de água de atomização por unidade de largura utilizado em cada estação do ano	76
6.5	Percentagens de transferência de calor sensível para o ar	77
6.6	Potências elétricas totais consumidas pelos ventiladores e sistema de bombagem para as três estações do ano e as duas configurações selecionadas [kW]	85
6.7	Perda de carga do ar para as três estações do ano e as duas configurações selecionadas [Pa]	85
6.8	Caudais de ar médios mensais obtidos [kg/s]	87
A.1	Coeficientes globais de transferência de calor para estufas (ASHRAE, 2019)	101
A.2	Fator corretivo do coeficiente global de transferência de calor (ASHRAE, 2019)	101
A.3	Número de renovações por hora aconselháveis em estufas (ASHRAE, 2019)	102
C.1	Caudais mássicos obtidos da água arrefecida, ar e água de atomização para uma configuração com 4 torres (Tubos com 9 metros)	105
C.2	Arranjo e dimensões do permutador de calor para a configuração com 4 torres (Tubos com 9 metros)	105
C.3	Parâmetros de desempenho térmico para uma configuração com 4 torres (Tubos com 9 metros)	106
C.4	Potência elétrica consumida pelos ventiladores e sistema de bombagem para uma configuração de 4 torres (Tubos com 9 metros)	106
C.5	Condições previstas de saída da água para uma configuração de 4 torres (Tubos de 9 metros)	106
C.6	Caudais mássicos obtidos da água arrefecida, ar e água de atomização para uma configuração com 6 torres (Tubos com 9 metros)	107
C.7	Arranjo e dimensões do permutador de calor para a configuração com 6 torres (Tubos com 9 metros)	107
C.8	Parâmetros de desempenho térmico para uma configuração com 6 torres (Tubos com 9 metros)	107
C.9	Potência elétrica consumida pelos ventiladores e sistema de bombagem para uma configuração de 6 torres (Tubos com 9 metros)	108
C.10	Condições previstas de saída da água para uma configuração de 6 torres (Tubos de 9 metros)	108
E.1	Desempenho para uma configuração de 4 torres para as condições atmosféricas médias ocorridas em cada mês: condições de entrada do escoamento de ar	111
E.2	Desempenho para uma configuração de 4 torres para as condições atmosféricas médias ocorridas em cada mês: condições de saída do escoamento de ar	112
E.3	Desempenho para uma configuração de 4 torres para as condições atmosféricas médias ocorridas em cada mês: caudais de ar e água de atomização obtidos e potências elétricas consumidas	112
E.4	Desempenho para uma configuração de 4 torres para as condições atmosféricas médias ocorridas em cada mês: diferença de temperaturas médias logarítmicas, perda de carga do ar e coeficientes de transferência de calor .	113

E.5	Desempenho para uma configuração de 4 torres para as condições atmosféricas médias ocorridas em cada mês: coeficientes globais de transferência de calor, de transferência de massa e eficiência térmica das torres	113
E.6	Desempenho para uma configuração de 6 torres para as condições atmosféricas médias ocorridas em cada mês: condições de entrada do escoamento de ar	114
E.7	Desempenho para uma configuração de 6 torres para as condições atmosféricas médias ocorridas em cada mês: condições de saída do escoamento de ar	114
E.8	Desempenho para uma configuração de 6 torres para as condições atmosféricas médias ocorridas em cada mês: caudais de ar e água de atomização obtidos e potências elétricas consumidas	115
E.9	Desempenho para uma configuração de 6 torres para as condições atmosféricas médias ocorridas em cada mês: diferença de temperaturas médias logarítmicas, perda de carga do ar e coeficientes de transferência de calor	115
E.10	Desempenho para uma configuração de 6 torres para as condições atmosféricas médias ocorridas em cada mês: coeficientes globais de transferência de calor, de transferência de massa e eficiência térmica das torres	116
F.1	Desempenho para uma configuração de 4 torres para as condições atmosféricas mais exigentes ocorridas em cada mês: condições de entrada do escoamento de ar	117
F.2	Desempenho para uma configuração de 4 torres para as condições atmosféricas mais exigentes ocorridas em cada mês: condições de saída do escoamento de ar	118
F.3	Desempenho para uma configuração de 4 torres para as condições atmosféricas mais exigentes ocorridas em cada mês: caudais de ar e água de atomização obtidos e potências elétricas consumidas	118
F.4	Desempenho para uma configuração de 4 torres para as condições atmosféricas mais exigentes ocorridas em cada mês: diferença de temperaturas médias logarítmicas, perda de carga do ar e coeficientes de transferência de calor	119
F.5	Desempenho para uma configuração de 4 torres para as condições atmosféricas mais exigentes ocorridas em cada mês: coeficientes globais de transferência de calor, de transferência de massa e eficiência térmica das torres	119
F.6	Desempenho para uma configuração de 6 torres para as condições atmosféricas mais exigentes ocorridas em cada mês: condições de entrada do escoamento de ar	120
F.7	Desempenho para uma configuração de 6 torres para as condições atmosféricas mais exigentes ocorridas em cada mês: condições de saída do escoamento de ar	120
F.8	Desempenho para uma configuração de 6 torres para as condições atmosféricas mais exigentes ocorridas em cada mês: caudais de ar e água de atomização obtidos e potências elétricas consumidas	121
F.9	Desempenho para uma configuração de 6 torres para as condições atmosféricas mais exigentes ocorridas em cada mês: diferença de temperaturas médias logarítmicas, perda de carga do ar e coeficientes de transferência de calor	121

F.10 Desempenho para uma configuração de 6 torres para as condições atmosféricas mais exigentes ocorridas em cada mês: coeficientes globais de transferência de calor, de transferência de massa e eficiência térmica das torres . .	122
--	-----

Símbolos e abreviaturas

Símbolo	Descrição	Unidades
a	Área molhada exposta por unidade de volume	$[m^{-1}]$
A_{ench}	Área do enchimento	$[m^2]$
A_{exp}	Área superficial exposta da estufa	$[m^2]$
A_{ext}	Área exterior dos tubos do permutador	$[m^2]$
A_{int}	Área interior dos tubos do permutador	$[m^2]$
A_l	Distância entre tubos do permutador	$[m]$
A_p	Área de passagem do ar na torre de arrefecimento	$[m^2]$
$c_{água}$	Calor específico da água	$[kJ/(kg\ K), J/(kg\ K)]$
c_b	Concentração de um constituinte	$[kg/m^3]$
c_{b0}	Concentração de um constituinte na superfície da placa	$[kg/m^3]$
$c_{b\infty}$	Concentração de um constituinte no escoamento	$[kg/m^3]$
c_p	Calor específico	$[kJ/(kg\ K), J/(kg\ K)]$
$c_{p,ar}$	Calor específico do ar	$[kJ/(kg\ K), J/(kg\ K)]$
c_{pm}	Calor específico do ar húmido	$[J/(kg\ K)]$
$c_{p,sat}$	Calor específico de saturação do ar	$[kJ/(kg\ K), J/(kg\ K)]$
c_{pv}	Calor específico do vapor de água	$[J/(kg\ K)]$
D	Coefficiente de difusão	$[m^2/s]$
d_{ext}	Diâmetro exterior dos tubos	$[m]$
d_{int}	Diâmetro interior dos tubos	$[m]$
f	Fator para o cálculo do potencial entálpico médio	$[-]$
$\dot{G}_{ar}$	Fluxo mássico de ar	$[kg/(m^2\ s)]$
$\dot{G}_{L,atom}$	Caudal de água de atomização por unidade de largura do permutador	$[kg/(m\ s)]$
$h_{água,ent}$	Entalpia do escoamento interior de água à entrada da torre	$[kJ/(kg\ K), J/(kg\ K)]$

Símbolo	Descrição	Unidades
$h_{\text{água},\text{sai}}$	Entalpia do escoamento interior de água à saída da torre	[kJ/(kg K), J/(kg K)]
$h_{\text{água},\text{sai},\text{ideal}}$	Entalpia do escoamento interior de água ideal à saída da torre	[kJ/(kg K), J/(kg K)]
h_{ar}	Entalpia do ar	[kJ/(kg K), J/(kg K)]
$h_{\text{ar},\text{ent}}$	Entalpia do ar à entrada da torre	[kJ/(kg K), J/(kg K)]
$h_{\text{ar},\text{sai}}$	Entalpia do ar à saída da torre	[kJ/(kg K), J/(kg K)]
h_c	Coeficiente de transferência de calor	[W/(m ² K)]
h_c^{ar}	Coeficiente de transferência de calor do ar	[W/(m ² K)]
$h_c^{\text{água},\text{lat}}$	Coeficiente de transferência de calor latente do escoamento interior de água	[W/(m ² K)]
$h_c^{\text{água},\text{sens}}$	Coeficiente de transferência de calor sensível do escoamento interior de água	[W/(m ² K)]
h_c^{filme}	Coeficiente de transferência de calor do filme de água de atomização	[W/(m ² K)]
h_{filme}	Entalpia do filme de água de atomização	[kJ/(kg K), J/(kg K)]
$h_{\text{filme},\text{ar}}$	Entalpia do filme de ar saturado	[kJ/(kg K), J/(kg K)]
$h'_{\text{filme},\text{ar}}$	Entalpia do filme de ar saturado à temperatura de água	[kJ/(kg K), J/(kg K)]
h_{lv}	Calor latente de vaporização	[J/(kg K)]
h_m	Coeficiente de transferência de massa	[kg/(m ² s), m/s]
h_m^{ar}	Coeficiente de transferência de massa do ar	[kg/(m ² s)]
H_{perm}	Altura do permutador	[m]
k	Condutividade térmica	[W/(m K)]
$k_{TC,\text{água}-\text{filme}}$	Coeficiente de transferência de calor entre a água e o filme de ar saturado	[W/(m ² K)]
$k_{TC,\text{filme}-\text{ar}}$	Coeficiente de transferência de calor entre o filme de ar saturado e o ar	[W/(m ² K)]
k_{TM}	Coeficiente global de transferência de massa	[kg/(m ² s), m/s]
$k_{TM,\text{vol}}$	Coeficiente global de transferência de massa volumétrico	[kg/(m ³ s)]
k_{tubo}	Condutividade térmica do tubo	[W/(m K)]
L	Comprimento da placa	[m]
L_{perm}	Comprimento do permutador	[m]
L_{tubo}	Comprimento dos tubos do permutador	[m]
Le	Número de Lewis	[-]

Símbolo	Descrição	Unidades
l_{ench}	Altura do enchimento	[m]
$\dot{m}_{água}$	Caudal mássico de água	[kg/s]
$\dot{m}_{água,torre}$	Caudal mássico de água que circula na torre de arrefecimento	[kg/s]
$\dot{m}_{água,tubo}$	Caudal mássico de água que circula em cada tubo do permutador	[kg/s]
$\dot{m}_{ar}$	Caudal mássico de ar	[kg/s]
$\dot{m}_{atom}$	Caudal mássico de água de atomização	[kg/s]
$\dot{m}_b$	Caudal mássico evaporado de um constituinte	[kg/s]
$\dot{m}_{evap}$	Caudal mássico de água evaporado	[kg/s]
$\dot{m}_{filme}$	Caudal mássico do filme de água de atomização	[kg/s]
N	Renovações de ar por hora	[-]
N_C	Número de colunas do permutador	[-]
N_P	Número de passagens dos tubos no permutador	[-]
N_{TP}	Número de tubos por passagem do permutador	[-]
p_{atm}	Pressão atmosférica	[Pa]
Pr	Número de Prandtl	[-]
$\dot{Q}$	Potência calorífica libertada	[kW, W]
$\dot{Q}_{água}$	Potência calorífica libertada pela água	[W]
$\dot{Q}_{ar}$	Potência calorífica ganha pelo ar	[W]
$\dot{Q}_{aq}$	Carga térmica de aquecimento	[kW, W]
$\dot{Q}_{cond}$	Perdas térmicas por condução	[kW, W]
$\dot{Q}_{inf}$	Perdas térmicas por infiltrações	[kW, W]
$\dot{Q}_L$	Potência calorífica libertada pelo processo de evaporação (latente)	[W]
$\dot{Q}_{lat}$	Potência calorífica libertada durante a condensação	[W]
$\dot{Q}_{max}$	Potência calorífica máxima que pode ser libertada	[kW, W]
$\dot{Q}_{S,água-filme}$	Potência calorífica transferida da água para o filme de ar saturado (sensível)	[W]
$\dot{Q}_{sens}$	Potência calorífica libertada durante o subarrefecimento	[W]
$\dot{Q}_{S,filme-ar}$	Potência calorífica transferida do filme de ar saturado para o ar (sensível)	[W]
r_{ext}	Raio exterior dos tubos	[m]
r_{int}	Raio interior dos tubos	[m]

Símbolo	Descrição	Unidades
R_{suj}	Resistência térmica provocada pela sujidade no interior dos tubos do permutador	$[(m^2 \text{ K})/W]$
Sc	Número de Schmidt	$[-]$
Sh	Número de Sherwood	$[-]$
S_L	Passo longitudinal entre eixos dos tubos	$[m]$
S_T	Passo transversal entre eixos dos tubos	$[m]$
T	Temperatura da água	$[^{\circ}C, K]$
$T_{\acute{a}gua}$	Temperatura do escoamento interior de água	$[^{\circ}C, K]$
$T_{\acute{a}gua,ent}$	Temperatura do escoamento interior de água à entrada da torre	$[^{\circ}C, K]$
$T_{\acute{a}gua,sai}$	Temperatura do escoamento interior de água à saída da torre	$[^{\circ}C, K]$
T_{ar}	Temperatura do ar	$[^{\circ}C, K]$
$T'_{ar,ent}$	Temperatura de bolbo húmido do ar à entrada da torre	$[^{\circ}C, K]$
$T'_{ar,sai}$	Temperatura de bolbo húmido do ar à saída da torre	$[^{\circ}C, K]$
T_{ext}	Temperatura exterior de projeto	$[^{\circ}C, K]$
T_{filme}	Temperatura do filme de água de atomização	$[^{\circ}C, K]$
$T_{filme,ar}$	Temperatura do filme de ar saturado	$[^{\circ}C, K]$
T_i	Temperatura de interface	$[^{\circ}C, K]$
T_{int}	Temperatura interior de projeto	$[^{\circ}C, K]$
U	Coefficiente global de transferência de calor	$[W/(m^2 \text{ K})]$
U_{lat}	Coefficiente global de transferência de calor latente	$[W/(m^2 \text{ K})]$
U_{sens}	Coefficiente global de transferência de calor sensível	$[W/(m^2 \text{ K})]$
V	Volume de arrefecimento	$[m^3]$
$\dot{V}_{ar}$	Caudal volúmico de ar	$[m^3/s]$
$\dot{V}_{atom}$	Caudal volúmico de água de atomização	$[m^3/s]$
V_{est}	Volume interior da estufa	$[m^3]$
Vol_{perm}	Volume do permutador	$[m^3]$
v_{∞}	Velocidade do escoamento	$[m/s]$
$\dot{W}_{e_{bomb}}$	Potência elétrica consumida pelo sistema de bombagem	$[kW, W]$
$\dot{W}_{e_{vent}}$	Potência elétrica consumida pelos ventiladores	$[kW, W]$
X_{perm}	Largura do permutador	$[m]$

Símbolo	Descrição	Unidades
α	Difusibilidade térmica	[m ² /s]
δ_c	Espessura da camada limite de concentração	[m]
$\Delta h_{médio}$	Potencial entálpico médio	[J/(kg K)]
Δp_{ar}	Queda de pressão do ar ao longo do permutador	[Pa]
Δp_{bomb}	Aumento de pressão provocado pelo sistema de bombagem	[Pa]
$\Delta T_{ML,lat}$	Diferença de temperaturas médias logarítmicas para a transferência de calor latente	[°C, K]
$\Delta T_{ML,sens}$	Diferença de temperaturas médias logarítmicas para a transferência de calor sensível	[°C, K]
ε	Eficiência térmica da torre de arrefecimento	[% , -]
η_{bomb}	Rendimento da bomba	[-]
η_{vent}	Rendimento do ventilador	[-]
γ	Potencial entálpico	[J/(kg K)]
μ	Viscosidade dinâmica	[kg/(m s)]
ν	Viscosidade cinemática	[m ² /s]
ω_{ar}	Humidade de absoluta do ar	[kg _{água} /kg _{ar,seco}]
$\omega_{ar,ent}$	Humidade de absoluta do ar à entrada da torre	[kg _{água} /kg _{ar,seco}]
$\omega_{ar,ent}$	Humidade de absoluta do ar à saída da torre	[kg _{água} /kg _{ar,seco}]
$\omega_{filme,ar}$	Humidade absoluta do filme de ar saturado	[kg _{água} /kg _{ar,seco}]
$\omega'_{filme,ar}$	Humidade absoluta do filme de ar saturado à temperatura de água	[kg _{água} /kg _{ar,seco}]
ω_i	Humidade de absoluta da interface	[kg _{água} /kg _{ar,seco}]
$\phi_{ar,ent}$	Humidade relativa do ar à entrada da torre	[%]
$\phi_{ar,sai}$	Humidade relativa do ar à saída da torre	[%]
ρ	Massa volúmica	[kg/m ³]

Abreviaturas

AQS	Águas Quentes Sanitárias
CVE	Central de Valorização Energética
DTML	Diferença de Temperaturas Médias Logarítmicas
NTU	Número de Unidades de Transferência (<i>Number of Transfer Units</i>)
TC	Transferência de Calor
TM	Transferência de Massa

Introdução

1.1 Enquadramento

O presente trabalho baseia-se numa análise do sistema de arrefecimento industrial presente na Central de Valorização Energética da LIPOR II. Esta central, que se encontra situada na cidade da Maia (distrito do Porto), tem como objetivo a valorização, na forma de energia elétrica, da fração de resíduos urbanos que não pode ser aproveitada por processos de reciclagem e compostagem. A instalação, que possui duas linhas de tratamento em operação contínua, tem uma capacidade de processamento de 390 000 toneladas por ano, cerca de 1 100 toneladas de resíduos por dia. A central tem uma produção anual média de 187 GWh de energia elétrica, sendo 86 % enviados para a rede pública permitindo abastecer um aglomerado populacional da ordem de 150 mil habitantes (INEGI, 2018).

A valorização energética de resíduos urbanos consiste na recuperação calorífica, através de um processo térmico controlado, e posterior transformação em energia elétrica. Deste modo, a Central de Valorização Energética da LIPOR II tem como principal objetivo realizar o tratamento térmico controlado dos resíduos urbanos que não podem ser valorizados por processos de reciclagem orgânica e multimaterial, utilizando a sua energia endógena para a produção de energia elétrica (INEGI, 2018).

O processo produtivo da central inicia-se com a receção dos resíduos urbanos indiferenciados, sendo posteriormente descarregados numa fossa situada num edifício fechado mantido em depressão para evitar a propagação de odores. Os resíduos são transferidos da fossa de receção para as tremolhas de alimentação através de um ponte rolante provida de pólo de garras que promove a homogeneização dos resíduos. Encontrando-se os resíduos nas tremolhas, estes são progressivamente empurrados para as grelhas de combustão onde são queimados a elevadas temperaturas (1000 a 1200 °C). Os gases a elevadas temperaturas resultantes do processo de combustão passam por uma caldeira de recuperação, onde o seu calor é utilizado para a produção de vapor de água sobreaquecido (temperatura de 395 °C a uma pressão absoluta de 4500 kPa). O vapor resultante das duas linhas é alimentado a um turbogruppo. Por sua vez, a turbina aciona um alternador de forma a gerar-se energia elétrica, sendo uma pequena parte consumida pela instalação (cerca de 14 %) enquanto que a restante é exportada para a rede (média tensão - 20 kV) elétrica de distribuição. A potência elétrica nominal que a turbina poderá produzir é cerca de 26 MW_e. No escape da turbina, o vapor é condensado por um sistema de arrefecimento industrial e os condensados produzidos são recondicionados antes de serem reintroduzidos na caldeira. Os gases de combustão produzidos são tratados por processos de neutralização, condensação

e filtração antes de serem libertados para a atmosfera de maneira a minimizar a emissão de poluentes (INEGI, 2018).

Todos os processos industriais utilizadores energia, transformam as diferentes formas de energia (química, mecânica, eléctrica, etc.) em calor e ruído. Esta quantidade de calor, apelidada de calor ou energia térmica residual, deve ser removida por um sistema de arrefecimento para o meio ambiente. Em muitos processos existem diferentes fontes de calor residual e com diferentes níveis de temperatura, podendo ser divididos em: alto (temperaturas acima dos 60 °C), médio (temperaturas compreendidas entre os 25-60 °C) e baixo (temperaturas compreendidas entre os 10-25 °C) (Prevention & Control, 2001). As principais fontes de calor residual podem ser categorizadas de acordo com o seu nível de calor residual:

- Fricção: Transformação de energia mecânica em calor. A temperatura média da energia térmica residual apresenta um nível médio;
- Combustão: Transformação da energia química em calor por processos de oxidação, sendo o nível de calor residual destes processos bastante variável;
- Processos exotérmicos: Em muitos processos exotérmicos a energia química é transformada em calor sem a ocorrência de uma combustão. O nível de temperatura do calor residual varia entre o médio e o alto, dependendo do processo;
- Compressão: A compressão de um gás leva à dissipação de parte do trabalho consumido na compressão em calor. Este calor tem de ser removido a um nível de temperatura médio a alto;
- Condensação (processos termodinâmicos): Muitos processos baseiam-se nos princípios dos ciclos termodinâmicos. Um fluido de trabalho evapora-se, consumindo energia, e consequentemente é condensado libertando energia sob a forma de calor. Os sistemas termodinâmicos são bastantes sensíveis à temperatura e o seu nível varia entre o médio e o baixo.

O nível de calor residual é um fator importante que deve ser tomado em consideração na altura da escolha do sistema de arrefecimento industrial (Prevention & Control, 2001).

Os diferentes tipos de sistemas de arrefecimento podem ser classificados segundo diversos critérios. A grande parte da literatura utiliza os seguintes critérios de classificação (Prevention & Control, 2001):

- Sistemas de arrefecimento secos e evaporativos: Dependendo do princípio termodinâmico dominante, respetivamente transferência de calor sensível e uma combinação da transferência de calor sensível e latente. Nos sistemas evaporativos os dois princípios encontram-se interligados mas é a transferência de calor latente que apresenta mais significado, nos sistemas secos apenas ocorre transferência de calor sensível;
- Sistemas abertos ou fechados: Nos sistemas abertos o fluido de trabalho ou de arrefecimento contacta com o ambiente, o que não acontece nos sistemas fechados em que não existe este contacto devido a circulação destes fluidos no interior de tubos, serpentinas ou condutas;

- Sistemas diretos e indiretos: Nos sistemas diretos existe apenas um permutador de calor para remover calor do fluido de trabalho para o fluido de arrefecimento. Nos sistemas indiretos existe um circuito secundário de arrefecimento.

Na Central de Valorização Energética da LIPOR II existe a transformação pelo processo de combustão da energia química dos resíduos urbanos em energia elétrica com a consequente libertação de energia térmica residual. Esta libertação de energia térmica ocorre no processo de condensação do vapor de água proveniente dos andares de baixa pressão da turbina. Esta função de arrefecimento é realizada por um conjunto de seis aerocondensadores, sistema esquematizado na Figura 1.1. Como este sistema de arrefecimento utiliza apenas a transferência de calor sensível, não existe contacto do fluido de trabalho com a atmosfera e não se utiliza um circuito secundário de arrefecimento, pode ser considerado um sistema seco, fechado e direto.

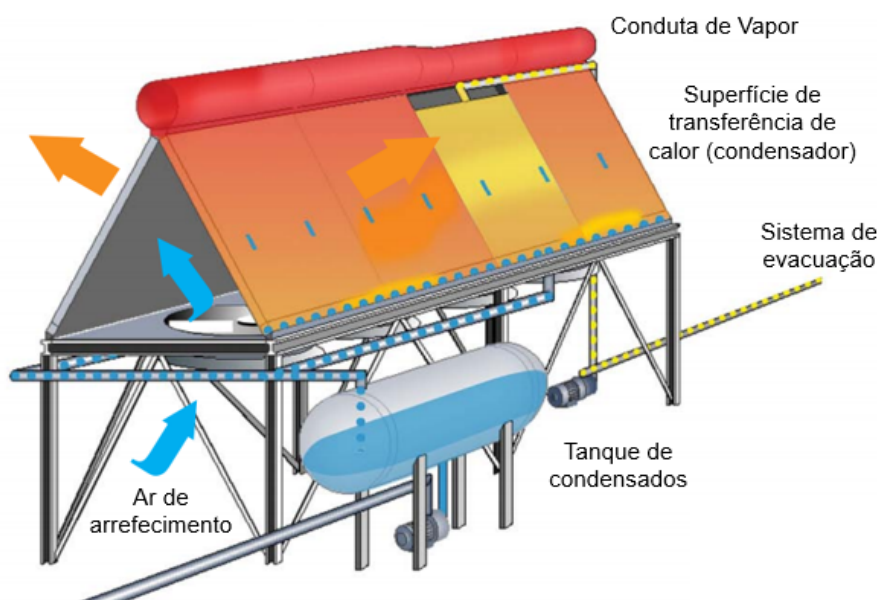


Figura 1.1: Esquema do aerocondensador utilizado e respetivos equipamentos auxiliares (GEA Heat Exchangers, Junho 2020)

De acordo com a auditoria realizada pelo INEGI (Cunha & Ferreira, 2015), o caudal que entra nos aerocondensadores é igual a 100,22 t/h encontrando-se em condições de vapor saturado para uma temperatura igual a 54 °C e uma pressão absoluta de 15 kPa. Relativamente à corrente de saída, esta encontra-se em condições de líquido comprimido com um temperatura igual a 52 °C para a mesma pressão de entrada.

Os aercondensadores consistem em permutadores de calor ar/vapor de água, em que o fluido frio é o ar ambiente. O ar é aspirado por um ventilador colocado na zona inferior deste equipamento sendo projetado para a zona de permuta de calor. Esta zona é constituída por tubos alhetados em que no seu interior circula vapor de água (fluido quente). A projeção de ar contra a zona de permuta irá promover a transferência de calor do vapor de água para o ar ambiente, provocando o seu arrefecimento, e consequente condensação

do vapor com posterior aquecimento do escoamento de ar. Nas Tabelas 1.1 e 1.2 são apresentadas as características técnicas dos aerocondensadores e dos motores instalados nos ventiladores, respetivamente.

Tabela 1.1: Características técnicas dos aerocondensadores (Cunha & Ferreira, 2015)

Marca	GEA
Fluido de circulação	Vapor de água
Volume [m ³]	2023
Nº	6
Peso [kg]	6680
Temperatura máxima [°C]	120
Temperatura mínima [°C]	5
Eficiência [%]	92,8

Tabela 1.2: Características técnicas do motor do ventilador (Cunha & Ferreira, 2015)

Marca	EFACEC
Modelo	BF4 315 MA6
Caixa redutora	Brook Hansen
Nº	6
RPM [min ⁻¹]	980
Potência composta [kW]	90
Voltagem [V]	400
Cos ϕ	0,84

1.2 Motivação e objetivos

Para além do fornecimento de calor via fontes de energia renováveis é bastante importante promover a otimização da gestão de energia térmica nos processos industriais. Essa otimização passa pela racionalização do seu consumo e, fundamentalmente, pela recuperação de calor residual se for tecnicamente viável. O processo de recuperação de calor destina-se ao aproveitamento de calor normalmente desperdiçado para o ambiente, convertendo-o em energia útil. Este processo de recuperação de calor tem como propósito a redução de consumos energéticos e o desenvolvimento do conceito de projetos sustentáveis (INEGI, Junho 2020).

Através da análise das correntes de entrada e saída do sistema de arrefecimento da central, pode-se constatar que são dissipados cerca de 66 MW de energia térmica para o ambiente. Esta quantidade de calor residual e atendendo ao seu nível de temperatura (médio) apresenta poucas potencialidades de ser recuperada. Como o principal intuito deste trabalho é estudo de algumas alternativas para o aumento da eficiência energética da Central de Valorização Energética da LIPOR II, o primeiro objetivo desta dissertação é a realização de um estudo prévio de viabilidade do aproveitamento de energia térmica residual da central, sendo o calor utilizado para a criação de ambientes controlados para a produção agrícola em estufas e também para a criação de galinhas em aviários. Se o resultado deste estudo de viabilidade for satisfatório, o próximo passo deste trabalho será

o dimensionamento de uma rede de recuperação de calor (dimensionamento de permutadores de calor, rede hidráulica, reservatórios de armazenamento térmico, etc.). Caso a recuperação de calor para estas duas atividades não seja viável, será posteriormente estudada uma segunda possibilidade para o aumento da eficiência energética da central.

A segunda alternativa para o aumento da eficiência energética da central baseia-se na redução do consumo de energia elétrica por parte do sistema de arrefecimento da central. Através da auditoria realizada à CVE pelo INEGI, verifica-se que o consumo do sistema de arrefecimento representa cerca de 12,9 % da energia elétrica consumida pela central (3,45 GWh/ano em termos médios), Figura 1.2.

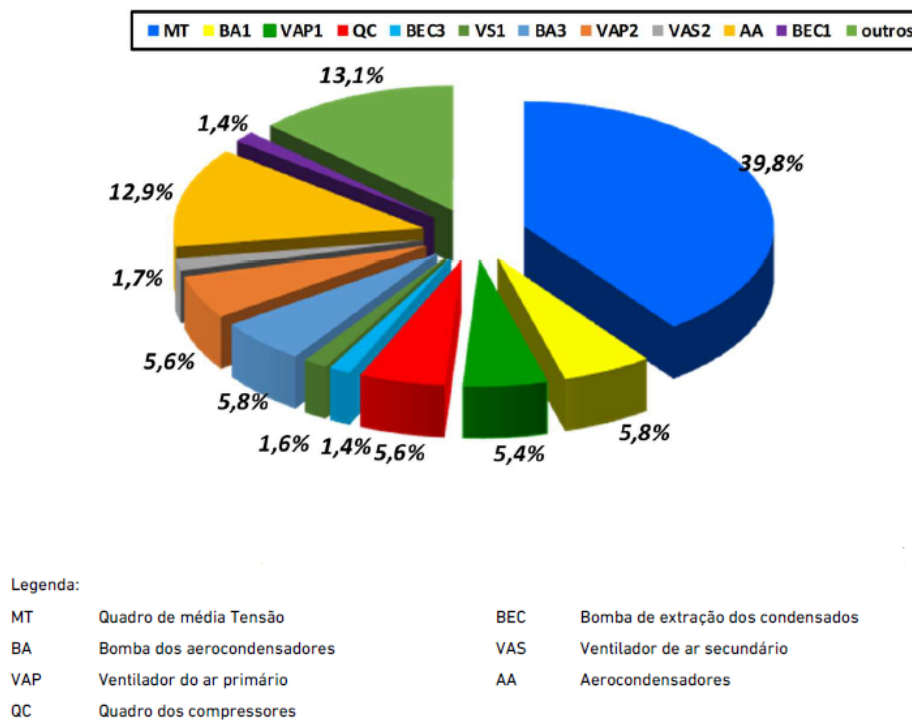


Figura 1.2: Repartição setorial de consumos elétricos da central (Cunha & Ferreira, 2015)

A redução dos consumos elétricos pode ser conseguida através da utilização de um sistema de arrefecimento mais eficiente. Sistemas de arrefecimento evaporativo devido à sua componente de transferência de calor latente podem reduzir os consumos elétricos do sistema de arrefecimento. Deste modo, o segundo objetivo deste trabalho é o dimensionamento de um conjunto de torres de arrefecimento de contacto indireto para proceder à rejeição do calor residual da CVE e a sua análise de desempenho ao longo do ano.

1.3 Estrutura da dissertação

O presente trabalho encontra-se dividido em sete capítulos, sendo iniciado por uma introdução onde se realiza um enquadramento e também onde se apresenta a motivação para a realização deste trabalho e os seus objetivos. O Capítulo 2 apresenta um estudo de viabilidade para a recuperação de energia térmica residual. O Capítulo 3 contém uma revisão bibliográfica sobre torres de arrefecimento evaporativas, focando-se nos componentes

constituintes e nos diferentes tipos de torres existentes. O Capítulo 4 dedica-se à explicação dos processos de transferência de calor e massa ocorridos nas torres de arrefecimento evaporativas. O Capítulo 5 foca-se no dimensionamento da torre de arrefecimento. O Capítulo 6 incide na análise do desempenho das configurações selecionadas para as torres de arrefecimento ao longo do ano. Em último lugar, o Capítulo 7 destina-se às conclusões e à sugestão de trabalhos futuros.

Estudo prévio de viabilidade do aproveitamento de calor residual da Central de Valorização Energética da LIPOR II

2.1 Introdução

No presente capítulo é realizado um estudo prévio de viabilidade do aproveitamento de calor residual da Central de Valorização Energética da LIPOR II. Este aproveitamento consiste na recuperação do calor libertado durante a condensação do fluido de trabalho da central para criação de ambientes controlados em estufas agrícolas e aviários para criação de galinhas poedeiras. Para a realização deste estudo foi necessário perceber os sistemas de aquecimento e de arrefecimento utilizados em estufas e aviários bem como calcular as suas cargas térmicas.

2.2 Estufas

As condições atmosféricas adversas podem ser atenuadas pelo cultivo interior das culturas utilizando estufas para esse propósito. As estufas para além de protegerem as culturas contras as condições atmosféricas adversas também providenciam condições propícias para produções economicamente viáveis. Estas devem fornecer um ambiente controlado para a produção das plantas, onde é necessário: uma suficiente exposição à radiação solar, já que apresenta um papel fulcral na fotossíntese; uma temperatura e humidade interior adequadas; um teor favorável de certos gases, como é o caso do dióxido de carbono; proteção contra insetos e doenças; e um substrato favorável para o desenvolvimento das culturas (ASHRAE, 2019). As condições interiores de temperatura e humidade dependem fortemente da cultura, podendo a temperatura variar desde o 10 °C até aos 27 °C (Worley, 2014).

2.2.1 Ventilação e sistemas de arrefecimento

A radiação solar é considerada como um ganho interno e mesmo que alguma da sua energia seja refletida pela estufa, parte dela é convertida em calor latente devido à transpiração das plantas sendo a restante convertida em material vegetal pela fotossíntese. Ventilação natural e forçada, sombreamento e arrefecimento evaporativo são os principais métodos utilizados para remover esse calor. Sistemas de refrigeração mecânica são raramente usados na climatização de estufas devido ao seu custo elevado (ASHRAE, 2019).

A ventilação, natural ou forçada, apresenta grande importância nas estufas e pode ser definida como o processo que permite a entrada de ar novo em espaços fechados, remo-

vendo o ar que possui características indesejadas (Ponce et al., 2015). Para além de ser essencial para a redução da temperatura interior, a ventilação auxilia no fornecimento de dióxido de carbono e controla a humidade relativa dentro da estufa. Uma elevada humidade é censurável a partir do momento em que causa a condensação de superfícies frias podendo este fenómeno potenciar o surgimento de doenças (Worley, 2014). Muitas estufas, modernas ou mais antigas, dependem da ventilação natural para executar o seu processo de arrefecimento, para isso devem possuir um conjunto de aberturas na parte superior da estufa ou ao longo das paredes laterais. A ventilação natural como sistema de arrefecimento pode ser utilizado a maior parte do ano, sem o custo adicionado dos ventiladores. Este tipo de ventilação é provocado pelas diferenças de pressão criadas pelo vento e pelas correntes de convecção natural devidas à diferença de temperatura entre o interior o exterior da estufa (ASHRAE, 2019). Quando a ventilação natural não é suficiente podem ser utilizados ventiladores de extração (ventilação forçada) que criam um escoamento de ar que não é influenciado pelo vento ou pela diferença de densidades.

Devido à incapacidade dos sistemas passivos arrefecerem as estufas nos períodos mais quentes de Verão, foram desenvolvidos sistemas de arrefecimento para reduzir o problema de excesso de calor. Estes sistemas são essencialmente do tipo evaporativo, que se baseiam no processo de absorção de calor durante a evaporação da água. Um destes sistemas evaporativos consiste na utilização de ventiladores de extração numa das extremidades da estufa e de uma bomba que faz circular água através de um painel poroso instalado na extremidade oposta, Figura 2.1. Se não existir nenhuma abertura com o exterior da estufa, o funcionamento dos ventiladores irá induzir um escoamento de ar ao longo do painel húmido ocorrendo deste modo a evaporação da água. A temperatura do ar vai apresentar um valor mínimo imediatamente após a passagem pelo painel. À medida que o ar se escoar ao longo da estufa em direção aos ventiladores de extração absorve o calor libertado pelas plantas e pelo solo e a sua temperatura vai aumentando gradualmente. Com a utilização de painéis evaporativos consegue-se arrefecer o ar cerca de 80 % da diferença entre a temperatura de bolbo seco e húmido exterior ou com um temperatura 1,5 a 2 °C acima da temperatura de bolbo húmido (ASHRAE, 2019). A segunda alternativa de arrefecimento evaporativo é a utilização de aerossóis. O custo da instalação do sistema de arrefecimento por aerossóis, quando comparado com o sistema de painel evaporativo pode ser inferior quando existe água pura ou superior quando é necessário filtragem e tratamentos químicos, contudo o custo da potência elétrica é bastante inferior para esta segunda alternativa. O arrefecimento por aerossol envolve a dispersão de partículas de água no interior da estufa, absorvendo o calor do ar à medida que estas gotículas evaporam. A velocidade de evaporação da água, e consequentemente, a taxa de arrefecimento do ar aumenta proporcionalmente com a redução do tamanho das gotículas. Para além de uma menor consumo elétrico por parte deste sistema, consegue-se ter um maior controlo do arrefecimento ao longo da estufa e também atingem-se temperaturas de arrefecimento inferiores (Ponce et al., 2015).

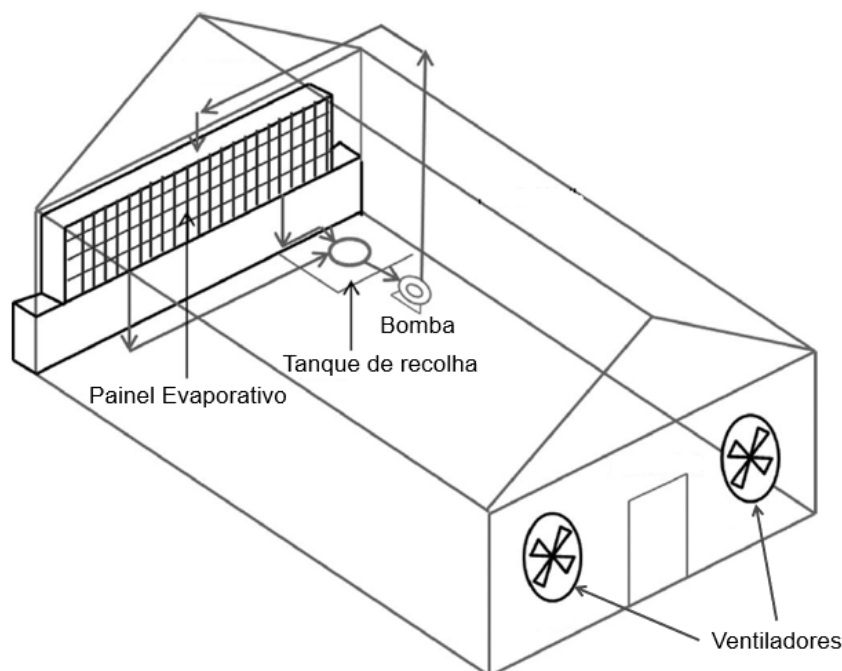


Figura 2.1: Esquema do sistema de arrefecimento em que se utiliza um painel evaporativo (Ponce et al., 2015)

Os dispositivos de sombreamento também pode ser utilizados como sistemas de arrefecimento uma vez que impedem a entrada da radiação solar, considerada com uma fonte de calor para a estufa. Estes dispositivos são utilizados preferencialmente na parte exterior da cobertura, conseguindo-se atingir um sombreamento até aos 50 % (ASHRAE, 2019). A duração de utilização dos dispositivos é variável, idealmente, são usados na estação de Verão e a partir do Outono são removidos por já não serem necessários. Na prática, não se pode utilizar um sombreamento total uma vez é necessário um contacto direto da radiação solar com as plantas para que estas possam realizar o processo de fotossíntese.

2.2.2 Sistemas de aquecimento

O aquecimento em estufas é necessário em condições atmosféricas mais frias, em que os ganhos caloríficos não são suficientes para provocar o crescimento das plantas durante a noite. O sistema de aquecimento deve fornecer uma potência calorífica igual à potência perdida por condução, infiltrações e radiação. Existem três tipos de sistemas de aquecimento utilizados em estufas: aquecimento individual por queima; aquecimento central; e aquecimento radiante. O sistema de aquecimento solar, com recurso a um coletor solar, pode ser considerado o quarto tipo de sistema de aquecimento, contudo é um sistema que apresenta custos elevados tornando-se inviável a sua utilização em estufas. Para além destes sistemas convencionais, existem várias alternativas tais como bombas de calor, sistemas de biomassa e de cogeração (Ponce et al., 2015).

O aquecimento individual por queima, Figura 2.2, é o sistema de aquecimento mais comum e também o que apresenta menores custos. Neste sistema de aquecimento, o ar quente é insuflado a partir de aquecedores individuais que possuem uma fornalha própria. Para além da fornalha, este tipo de aquecedores apresentam outros dois componentes

funcionais, um permutador de calor tubular e um sistema de ventilação do ar quente. O princípio de funcionamento deste sistema baseia-se na queima de um combustível no interior da fornalha e os fumos de escape resultantes passam pelo interior dos tubos do permutador. O calor produzido pela combustão é transferido para o escoamento de ar (provocado pelo sistema de ventilação do aquecedor), devido ao seu contacto com os tubos do permutador. Desta forma, o ar é aquecido sendo posteriormente insuflado na estufa. Este sistema de aquecimento fornece a circulação de ar necessária, pode ser combinado com sistemas de ventilação e sistemas de recuperação de calor residual, apresenta uma rápida resposta a mudanças bruscas de temperatura e também apresentam uma fácil instalação.



Figura 2.2: Aquecimento individual por queima (Evolve Greenhouse Systems, Junho 2020)

O sistema de aquecimento central é constituído por uma caldeira que produz vapor ou água quente e por dispositivos radiantes no interior da estufa para que seja possível dissipar o calor. Os dispositivos radiantes utilizados são tubos colocados nas paredes das estufas ou no próprio chão, sistema de aquecimento muito semelhante ao sistema de aquecimento por pavimento ou paredes radiantes utilizado em edifícios e habitações. O uso de um sistema de aquecimento central pode ser mais eficiente que o sistema por queima, especialmente em estufas de grandes dimensões (Ponce et al., 2015).

Por sua vez, o sistema de aquecimento radiante utiliza radiadores a gás suspensos na parte superior da estufa. A queima do gás dentro de tubos provoca uma transferência de calor por radiação para as plantas. Este tipo de aquecimento que usa radiação infravermelha de baixa intensidade pode provocar uma poupança de 30 % ou mais no consumo de combustível quando comparado com o primeiro sistema de aquecimento apresentado (Ponce et al., 2015).

2.2.3 Cálculo da carga térmica de aquecimento

Um bom sistema de aquecimento apresenta um papel fundamental para o desenvolvimento da plantas e, deste modo, qualquer sistema de aquecimento que proporciona uma

temperatura uniforme sem libertar substâncias nocivas para a cultura pode ser considerado adequado. Os requisitos de aquecimento de uma estufa dependem da quantidade de calor perdida para o exterior. As perdas de calor de uma estufa ocorrem pelos três modos de transferência de calor: condução, convecção e radiação. As perdas por condução estão relacionadas com o material utilizado na estufa bem como na sua estrutura, já as perdas por convecção devem-se à ventilação e infiltrações. Existem duas formas de transferência de calor por radiação numa estufa, uma delas está relacionada com ganho provocado pela radiação solar e a outra é considerada uma perda devido à transferência de calor por radiação entre a estufa e o céu frio. Cerca de metade da radiação proveniente do sol é convertida em calor latente e cerca de um quarto a um terço em calor sensível, a restante é refletida pela estufa ou absorvida pelas plantas para realizarem o seu processo de fotossíntese (ASHRAE, 2019). A quantidade de calor perdido por radiação vai depender do material utilizado na estufa, da temperatura exterior e também do grau de nebulosidade do céu. Materiais como o vidro e os plásticos que provocam o chamado efeito de estufa, permitem apenas que cerca de 4 % da irradiação térmica atravesse para o exterior (Worley, 2014). Na Figura 2.3 encontram-se representadas as perdas e os ganhos que ocorrem numa estufa.

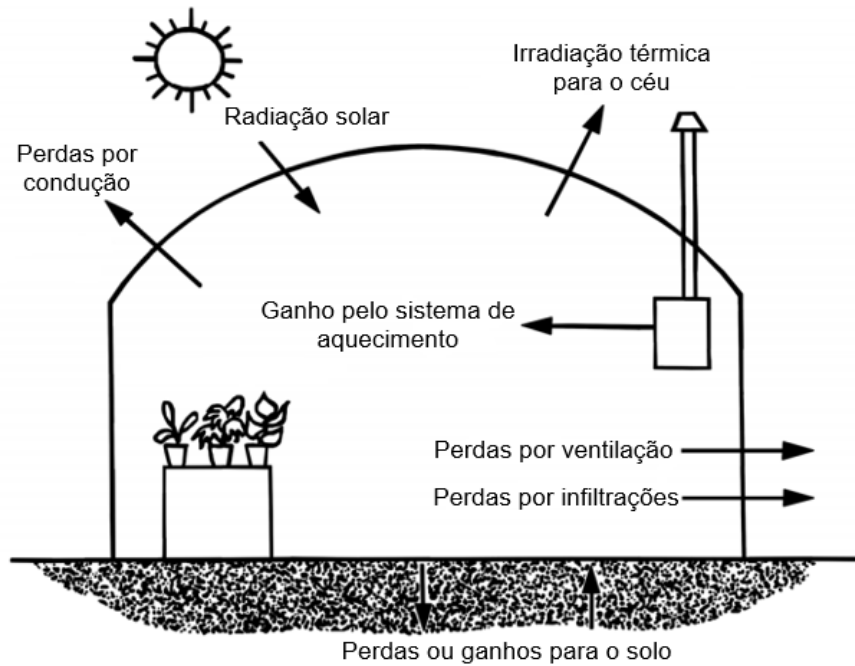


Figura 2.3: Perdas e ganhos ocorridos numa estufa (Worley, 2014)

Segundo a ASHRAE (2019), apenas as perdas por condução e infiltrações são consideradas para o cálculo da carga térmica de aquecimento desprezando a transferência de calor por radiação e também os ganhos internos da iluminação, que apresentam um papel mais importante que nos edifícios convencionais. Deste modo a carga térmica de aquecimento $\dot{Q}_{aq}$ pode ser determinada da seguinte maneira:

$$\dot{Q}_{aq} = \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{inf} \quad (2.1)$$

$$\dot{Q}_{cond} = U A_{exp} (T_{int} - T_{ext}) \quad (2.2)$$

$$\dot{Q}_{inf} = 0,5V_{est}N(T_{int} - T_{ext}) \quad (2.3)$$

onde:

U = coeficiente global de transferência de calor, $W/(m^2 K)$
 A_{exp} = área superficial exposta, m^2
 T_{int} = temperatura interior, $^{\circ}C$
 T_{ext} = temperatura exterior, $^{\circ}C$
 V_{est} = volume interno da estufa, m^3
 N = número de renovações de ar por hora

O fator utilizado na Equação 2.3 para o cálculo das perdas térmicas por infiltrações está relacionado com o calor específico e massa volúmica do ar, realizando também a conversão de unidades. As unidades deste fator são igual a $(W h)/(^{\circ}C m^3)$.

Para se determinar as perdas por condução da estufa é preciso primeiro selecionar o seu material de fabrico. Para este estudo prévio, selecionou-se uma estufa com uma camada dupla de filme plástico. De acordo com a Tabela A.1 do Anexo A, o coeficiente global de transferência de calor é igual a $4 W/(m^2 K)$. Uma vez que o tipo de estrutura da estufa influencia o coeficiente global, este deve ser multiplicado por um fator corretivo. Selecionando-se uma estrutura metálica para estrutura, o fator corretivo apresenta um valor igual 1,02 de acordo com a Tabela A.2. De acordo com o tipo de estufa escolhido, o valor sugerido para o número de renovações de ar por hora N é igual a 0,9 valor dentro do intervalo considerado na Tabela A.3. Em relação às dimensões da estufa, foram arbitrados valores de acordo com as valores de referência presentes em Ponce et al. (2015). Os valores arbitrados encontram-se presentes na Figura 2.4.

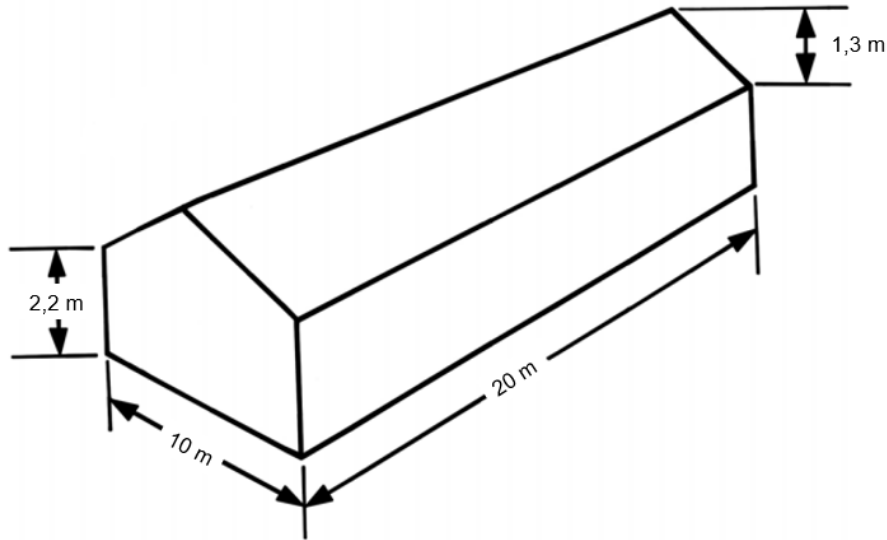


Figura 2.4: Dimensões arbitradas para estufa

Relativamente às temperaturas que irão ser utilizadas para a determinação da carga térmica, foi selecionada uma temperatura interior de $20 ^{\circ}C$. Para a temperatura exterior considerou-se uma temperatura que não é excedida em 2,5 % das horas durante o ano, a qual para a região do Porto é igual a $1,3 ^{\circ}C$ de acordo com Mendes et al. (1995). Na

Tabela 2.1 são apresentados os resultados para o cálculo da carga térmica de aquecimento da estufa.

Tabela 2.1: Resultados para o cálculo da carga térmica de aquecimento da estufa

Área superficial exposta, A [m ²]	345
Volume interior da estufa, V [m ³]	570
Coefficiente global de transferência de calor, U [W/(m ² K)]	4
Fator corretivo do coeficiente	1,02
Renovações de ar por hora, N	0,9
Temperatura interior, T_{int} [°C]	20
Temperatura exterior, T_{ext} [°C]	1,3
Perda por condução, $\dot{Q}_{cond}$ [kW]	25,8
Perda por infiltrações, $\dot{Q}_{inf}$ [kW]	4,8
Carga térmica de aquecimento, $\dot{Q}_{aq}$ [kW]	30,6

Através da análise da tabela anterior pode-se constatar que as necessidades de aquecimento de uma estufa não são desprezáveis. Contudo estas necessidades ocorrem durante um pequeno período de tempo durante o ano, sobretudo durante os períodos noturnos dos meses de Inverno quando os ganhos provocados pela radiação solar não são suficientes para manter a temperatura desejada. O clima ameno da região do Porto é uma das principais razões para que estas necessidades de aquecimento sejam necessárias em pouco alturas do ano, em conjunto com as características próprias deste tipo de instalações agrícolas. Deste modo, devido a estas necessidades pontuais, o sistema que mais se adequa às estufas são os aquecedores por queima.

2.3 Aviário para criação de galinhas poedeiras

Os sistemas de controlo de ambientes para a criação de animais são geralmente projetados para manter as condições térmicas e de qualidade do ar interior dentro de um intervalo aceitável mas próximas das condições que garantem um desempenho ótimo dos animais. Os equipamentos utilizados nestes sistemas são selecionados assumindo equações de conservação de energia e massa em regime estacionário, contudo a produção de calor sensível e latente dos animais não é constante provocando importantes efeitos na inércia térmica dos edifícios de criação de animais. Mesmo assim, para a grande maioria das situações, as equações em regime estacionário são aceitáveis (ASHRAE, 2019).

O dimensionamento destes sistemas devem ter em consideração dois aspetos importantes: proporcionar um adequado caudal de ar novo e também a sua correta distribuição ao longo de todo o espaço. O caudal de ventilação ótimo deve ser selecionado de acordo com a curva presente na Figura 2.5. Durante as estações mais frias, o caudal de ventilação ótimo deve ser selecionado de maneira a manter-se uma humidade relativa igual ao inferior a um nível máximo desejado e também manter a concentração de contaminantes do ar dentro dos níveis aceitáveis (caudais A e B na Figura 2.5). Nestas estações pode ser, por vezes, necessário existir um aquecimento suplementar para prevenir uma queda de temperatura abaixo dos valores ótimos. Nos meses de meia estação, o caudal de ventilação requerido para manter uma temperatura interior desejada é superior ao necessário para o controlo de humidade e qualidade de ar interior (caudais C e D na Figura 2.5). Ao longo dos meses

mais quentes, o caudal de ventilação é escolhido de maneira a impedir que a temperatura atinja valores superiores à temperatura ambiente e também para promover uma circulação de ar ótima nos animais. Por vezes é necessário existir sistemas de arrefecimento para estas situações mais quentes (ASHRAE, 2019).

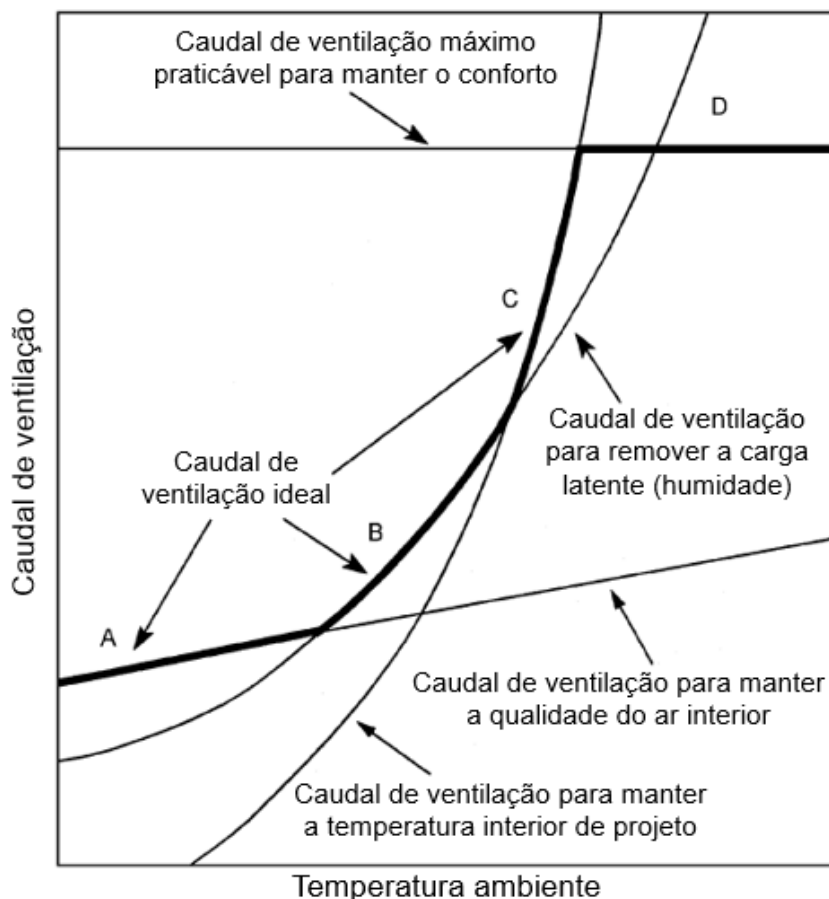


Figura 2.5: Seleção do caudal de ventilação adequado para edifícios de criação de animais (ASHRAE, 2019)

2.3.1 Sistemas de arrefecimento e aquecimento

O aumento da velocidade do ar facilita o arrefecimento dos animais. Tal como acontecia nas estufas, a ventilação quer seja ela natural ou forçada é considerada o principal método de arrefecimento em instalações de criação de animais. O aumento da velocidade do ar pode ser conseguida com a utilização de ventiladores instalados nas paredes que insuflam o ar horizontalmente ou então através de ventiladores colocados no teto onde o ar é insuflado na direção descendente. Para aviários, a velocidade do ar que apresenta mais benefícios para as galinhas apresenta um valor próximo dos 3 m/s (ASHRAE, 2019). Durante vagas de calor pode ser necessário utilizar arrefecimento suplementar de modo a prevenir a prostração provocado pelo calor, a morte dos animais ou graves perdas na produção ou reprodução. O sistema de arrefecimento suplementar mais utilizado em instalações pecuárias é arrefecimento evaporativo uma vez que este sistema apresenta elevados caudais de ar necessários para remover odores e gases contaminantes como o amoníaco e também aumenta a circulação de ar para transferir calor através da convecção. Os custos iniciais e

de manutenção são mais baixos comparativamente com outros sistemas de arrefecimento. Sistemas de refrigeração mecânica podem ser utilizados para o arrefecimentos de instalações pecuárias, contudo não são economicamente viáveis para a maioria das atividades pecuárias.

Relativamente ao aquecimento, para galinhas com uma massa igual ou superior a 1,5 kg, o ganhos internos produzidos pelas mesmas são suficientes para manter temperaturas moderadas em instalações bem isoladas (ASHRAE, 2019). Se for necessário aquecimento suplementar podem ser utilizados vários tipos de sistemas mas estes devem ser resistentes a atmosferas corrosivas, sendo principalmente utilizados aquecedores por queima. A utilização de aquecimento suplementar aumenta a capacidade do ar absorver humidade o que provoca uma redução do caudal de ar necessário para remover a carga latente.

2.3.2 Cálculo da carga térmica de aquecimento

Para o cálculo da carga térmica de aquecimento consideraram-se as perdas pela envolvente (paredes, cobertura e chão) e infiltrações, e também foram considerados os ganhos sensíveis e latentes produzidos pelas galinhas uma vez que apresentam um peso importante. Os ganhos internos por kg de massa viva produzidos pelas galinhas encontram-se na Tabela 2.2.

Tabela 2.2: Ganhos internos produzidos pelas galinhas (ASHRAE, 2001)

	Dia	Noite
Ganho sensível [W/kg]	25	15
Ganho latente [W/kg]	15	10
Ganho total [W/kg]	40	25

Relativamente às perdas pela envolvente foi necessário definir os elementos constituintes da mesma. Para as paredes considerou-se uma parede em alvenaria composta por tijolo cerâmico, reboco e isolamento com espuma de poliestireno extrudido. Para o chão definiu-se que seria constituído por betão e por uma camada de isolamento. Os coeficiente de transmissão térmica das paredes e do chão são determinados através das resistências térmicas provocadas pelos elementos constituintes. Para a determinação do coeficiente de transmissão térmica da cobertura foi considerada uma cobertura inclinada com isolamento nas vertentes com um fluxo de calor ascendente. As condutividades térmicas dos elementos constituintes das paredes e chão, bem como o coeficiente de transmissão térmica da cobertura foram retirados do ITE 50 (Santos & Matias, 2006). Os coeficientes de transmissão térmica dos elementos da envolvente estão presentes na Tabela 2.3.

Tabela 2.3: Determinação dos coeficientes de transmissão térmica da envolvente

	Elemento	Espessura [mm]	Condutividade térmica [W/(m K)]	Resistência térmica [(m ² K)/W]	Coeficiente de transmissão térmica [W/(m ² K)]
Parede	Ar interior			0,13	0,584
	Reboco	20	0,57	0,035	
	Tijolo	150		0,39	
	Isolamento	40	0,037	1,081	
	Reboco	20	0,57	0,035	
	Ar exterior			0,04	
Chão	Ar interior			0,13	0,724
	Betão	200	2	0,17	
	Isolamento	40	0,037	1,081	
Cobertura					0,68

Para se poder determinar a carga térmica de aquecimento é necessário definir as dimensões do aviário. Deste modo, arbitrou-se um comprimento de 20 metros, uma largura de 10 metros e um pé direito de 3 metros. De modo a calcular-se o ganhos internos é necessário primeiro determinar o número de galinhas que estarão dentro do aviário. De acordo com a ASHRAE (2019), o espaço necessário por galinha situa-se entre 0,2-0,3 m² para condições de produção intensivas. No presente estudo considerou-se uma produção não intensiva e por esse motivo o espaço para cada galinha é ligeiramente superior, considerando-se uma área de 0,5 m² por galinha. Relativamente à massa das galinhas, foi considerada uma massa média de 1,5 kg (Damerow, 2010). Os ganhos internos produzidos pelas galinhas são apresentados na Tabela 2.4, chama-se à atenção que foi considerada uma situação noturna, uma vez que se está a calcular uma carga térmica de aquecimento.

Tabela 2.4: Ganhos internos produzidos pelas galinhas

Área de pavimento [m ²]	200
Área necessária para cada galinha [m ² /galinha]	0,5
Número total de galinhas	400
Massa média de uma galinha [kg]	1,5
Massa viva dentro do aviário [kg]	600
Ganhos internos (sensíveis e latentes) [W]	15000

Em relação ao cálculo das perdas por infiltrações, considerou-se um caudal típico de infiltrações igual a 0,6 l/s por metro quadrado de área de pavimento (ASHRAE, 2019). Por último, para se proceder à determinação da carga térmica falta determinar as temperaturas interiores e exteriores de projeto. Tal como nas estufas foi considerada uma temperatura exterior de 1,3 °C. De acordo com a ASHRAE (2019), a temperatura interior nos aviários pode variar entre os 10 e os 30 °C, contudo os organismos das galinhas funcionam de forma mais eficiente para temperaturas interior entres os 21 e 24 °C. Deste modo foi considerada uma temperatura interior de 22 °C. Nas Tabelas 2.5 e 2.6 encontram-se as perdas térmicas do aviário por infiltrações e envolvente, respetivamente.

Tabela 2.5: Perdas térmicas por infiltrações

Caudal de infiltrações [m ³ /h]	432
Perdas por infiltrações [W]	4471

Tabela 2.6: Perdas térmicas pela envolvente

Elemento	Área [m]	Coeficiente de transmissão térmica [W/(m ² K)]	Perdas térmicas [W]
Paredes	460	0,584	5564
Chão	200	0,740	3064
Cobertura	200	0,68	2815

Através de um balanço entre as perdas térmicas para o exterior e os ganhos internos consegue-se determinar a carga térmica de aquecimento para um aviário, Tabela 2.7.

Tabela 2.7: Carga térmica de aquecimento para um aviário

Perdas pela envolvente [W]	11443
Perdas por infiltrações [W]	4471
Ganhos internos [W]	15000
Carga térmica de aquecimento [W]	914

Realizando-se uma análise da tabela anterior verifica-se que as necessidades de aquecimento de um aviário são mínimas. Esta constatação poder ser justificada pelo facto de as perdas térmicas pela envolvente e infiltrações serem compensadas pelos elevados ganhos internos provocados pelo metabolismo das galinhas.

2.4 Análise do estudo prévio de viabilidade efetuado

Após a realização deste estudo prévio pode-se concluir que não é viável recuperar o calor residual da central para criar ambientes controlados em estufas de produção agrícola e aviários para criação de galinhas poedeiras, existindo para isso duas principais razões. A primeira razão prende-se pelo facto de não ser possível utilizar o calor residual da central para se produzir frio. O processo mais interessante de se produzir frio com recurso a uma fonte de calor residual é o processo por ciclos de absorção, contudo estes ciclos só trabalham com temperaturas de geração próximas dos 100 °C. Como a temperatura de vapor do escape da turbina é igual a 54 °C, a produção de frio por ciclos de absorção é logo posta de lado. Mesmo se fosse possível a produção de frio, este método de arrefecimento suplementar para estufas e aviários não seria economicamente viável quando comparado com os métodos de arrefecimento evaporativos. A segunda razão relaciona-se com a questão do aquecimento destas instalações. Ao contrário do que acontece com a situação de arrefecimento, é possível utilizar-se o calor residual para suprimir as necessidades de aquecimento suplementares das estufas e dos aviários. Na Tabela 2.8, estão presentes as necessidades de aquecimento para um cenário hipotético em que existe um hectare de estufas e outro hectare de aviários, totalizando um conjunto de 50 estufas e 50 aviários.

Tabela 2.8: Necessidades de aquecimento para um cenário hipotético

	Necessidades de aquecimento [kW]
1 hectare de estufas	1530
1 hectares de aviários	46
Total	1576

Através da análise da tabela anterior verifica-se que as necessidades de aquecimentos por parte das estufas são bastantes superiores uma vez que nos aviários os elevados ganhos internos provocados pelas galinhas compensam as perdas para o exterior. Contudo as necessidades totais de aquecimento para este cenário representam apenas 2 % da potência calorífica libertada pela central e também só ocorrem em poucas alturas do ano devido ao clima ameno da região do Porto.

Estas aplicações não serão por si só um modo de aproveitamento generalizado da energia térmica de baixa exergia disponibilizada nos condensadores da CVE da LIPOR II. A recuperação da energia térmica residual pode suportar pequenos projetos demonstradores que se pretendam desenvolver à sombra da central, mas certamente não irão afetar de modo notável o seu desempenho térmico. As vantagens que possam a vir ser tiradas destas aplicações de reaproveitamento, estarão mais relacionadas com o âmbito educacional do que económico. Contudo foi necessário realizar este levantamento prévio para se ter informação primária e fidedigna sobre elas. Com a realização deste estudo conclui-se que caso se pretenda obter economias relevantes, devido à baixa exergia da energia térmica rejeitada por condensação e devido também às reduzidas necessidades de aquecimento das estufas e aviários, o caminho passa por avaliar um conceito de condensadores diferentes dos atualmente utilizados. Essa possibilidade é analisada nos capítulos seguintes deste trabalho.

Torres de arrefecimento

3.1 Introdução

Neste capítulo começa-se por explicar os diferentes tipos de torres de arrefecimento utilizadas nos sistemas de arrefecimento industrial, bem como a sua evolução ao longo do tempo. Uma vez que as torres de arrefecimento evaporativas apresentam grande importância nesta dissertação, são descritos os principais componentes que compõem este tipo de torres e também as diferentes classificações existentes. No final do capítulo faz-se uma referência às torres de arrefecimento secas e híbridas, comparando-as com as torres evaporativas.

3.2 Diferentes tipos de torres de arrefecimento

O método de transferência de calor que se utiliza no processo de arrefecimento pode ser utilizado para classificar torres de arrefecimento (Hensley, 2009). Deste modo, as torres de arrefecimento podem-se dividir em: Torres evaporativas, onde existe uma transferência de calor latente combinada com uma transferência de calor sensível; Torres secas, neste tipo de torres a cedência de calor é realizada apenas sensivelmente; e Torres híbridas, que é uma combinação dos dois tipos de torres referidos anteriormente.

O nível do calor residual, tal como foi referido no Capítulo 1, é um fator importante e que deve ser tomado em consideração quando se seleciona um sistema de arrefecimento industrial. Quanto mais baixo for o nível do calor residual, mais difícil é utilizar torres de arrefecimento secas para realizar o processo de arrefecimento. As torres de arrefecimento secas são normalmente utilizadas para temperaturas de processo superiores a 60 °C, ou seja, nível alto de calor residual. Quando o nível de calor se encontra acima dos 100 °C e não existe nenhuma opção para o reutilizar, existe um pré-arrefecimento através de um aeroarrefecedor (tipo de torre seca). As torres de arrefecimento evaporativo são utilizadas em processos de arrefecimento com nível baixo e médio de calor residual (Prevention & Control, 2001).

3.2.1 Torres de arrefecimento evaporativas

As torres de arrefecimento evaporativas combinam a transferência de calor e de massa para realizar o processo de arrefecimento da água. A água de atomização é distribuída pela torre com o recurso a atomizadores pressurizados, barras de respingo ou enchimentos do tipo filme com o objetivo de expor uma grande superfície molhada ao ar atmosférico.

O movimento do ar é conseguido através de ventiladores (tiragem mecânica), diferença de densidades entre o ar dentro da torre e exterior (tiragem natural) ou através do efeito de aspiração provocado pelo aerossol de água. Uma porção da água é evaporada devido ao teor de humidade do ar ser inferior ao do ar saturado à temperatura da água. Uma vez que o processo de evaporação requer energia para realizar a mudança do estado líquido para vapor, consegue-se deste modo arrefecer a água (Kröger, 2004). O processo de transferência de calor e massa na torres de arrefecimento evaporativo será explicado mais pormenorizado no Capítulo 4.

Existem dois tipos básicos de torres de arrefecimento evaporativas, as torres de contacto direto e de contacto indireto. A distinção deste tipo de torres baseia-se na forma como existe o contacto entre o escoamento de ar e o escoamento de água. Nas torres de arrefecimento evaporativo de contacto direto existe uma exposição da água diretamente à atmosfera de arrefecimento, transferindo deste modo a potência calorífica diretamente através do ar. Neste tipo de torres utiliza-se um enchimento de maneira a aumentar a área de contacto entre o ar e a água e o tempo de exposição. As torres de contacto indireto contêm dois escoamentos separados: um escoamento externo, que representa a água de atomização que está exposta à corrente de ar e escoam em forma de cascata sobre os tubos do permutador; e um escoamento interno, que representa o fluido que vai ser arrefecido e que circula no interior dos tubos do permutador. O calor é transferido do escoamento interior através das paredes do tubo para o escoamento exterior e posteriormente, por transferência de calor e massa, para o ar atmosférico (ASHRAE, 2016).

Uma vez que o escoamento interno nunca contacta com a atmosfera, não existe o risco de contaminação da água do circuito com as impurezas que podem ser transportadas pelo ar, sendo considerada a principal vantagem das torres de contacto indireto (ASHRAE, 2016). Outra vantagem das torres de contacto indireto é o facto de poderem funcionar em modo seco, reduzindo o consumo de água. Contudo, as torres de contacto indireto são mais caras e apresentam maiores dimensões uma vez que é necessário uma maior área de transferência de calor para se transferir a mesma potência calorífica em comparação com as torres de contacto direto (Stabat & Marchio, 2004).

3.3 História das torres de arrefecimento

O desenvolvimento das máquinas a vapor (após à Revolução Industrial) levou também ao desenvolvimento das torres de arrefecimento, sendo estas utilizadas para arrefecer a água dos condensadores utilizados em sistemas de produção de eletricidade. Desde o final do século XIX até aos dias de hoje, as torres de arrefecimento apresentam uma grande importância na grande parte dos processos industriais.

No passado, a hidrosfera era habitualmente utilizada como sorvedouro térmico de instalações industriais. O método mais simples e barato de arrefecimento era utilizar diretamente a água de rios, lagos, oceano no permutador de calor da instalação e devolver essa água à mesma fonte (Kröger, 2004). De maneira a reduzir os consumos de água e os problemas ambientais provocados por este método, começaram a surgir as torres evaporativas, posteriormente as torres de arrefecimento secas e uns tempos mais tarde as torres híbridas.

A primeira torre de arrefecimento a nível industrial foi desenvolvida pelo engenheiro Hans-Joachim Blacke no ano de 1894, tratando-se de uma torre do tipo atmosférica com cerca de 12 metros de altura (Sampaio, 2010). Contudo o criador e data da primeira torre de arrefecimento é um assunto controverso, outros especialistas defendem as primeira torre foi criada por George Stocker em 1898. Esta torre atmosférica consistia numa simples torre de madeira com paredes em persiana construída à volta de um tanque de atomização (Stanford III, 2003).

Em 1918, foram patenteadas as primeiras torres com forma hiperbólica pelos engenheiros holandeses Gerard Kuypers e Frederik van Iterson sendo construídas no mesmo ano na cidade holandesa de Heerlen, Figura 3.1 (Afshari & Dehghanpour, 2019).

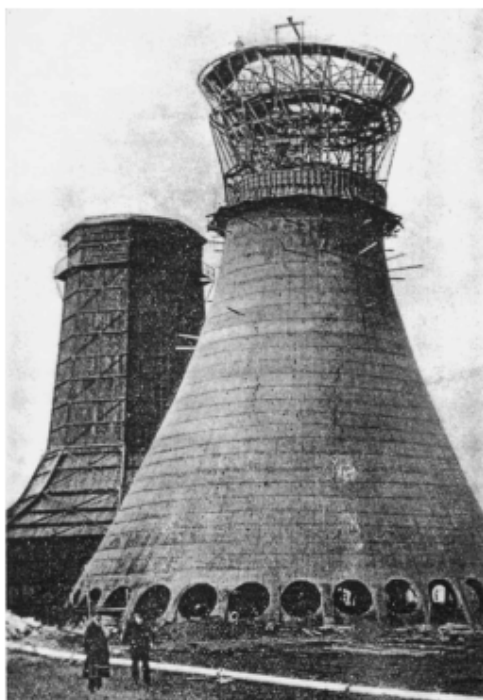


Figura 3.1: Primeira torre de arrefecimento hiperbólica (Mungan & Wittek, 2004)

Na década 30 do século XX, apareceram as primeiras torres de tiragem mecânica e também as primeiras torres hiperbólicas fabricadas em betão. Os aerocondensadores e aeroarrefecedores surgiram nas décadas de 50 e 60 do século passado, respetivamente. Na década de 80 foram desenvolvidas as torres híbridas (SPX Cooling Technologies, Abril 2020).

3.4 Componentes de uma torre de arrefecimento evaporativa

Apesar dos diferentes tipos de torres de arrefecimento, assunto que será abordado no próximo subcapítulo, estas possuem um conjunto de componentes comuns que garantem o bom funcionamento das mesmas. Convém referir-se que alguns componentes são exclusivos para um tipo específico de torres de arrefecimento. Nas Figuras 3.2 e 3.3 estão presentes os principais componentes das torres de arrefecimento de contacto direto e indireto, respetivamente.

3. Torres de arrefecimento

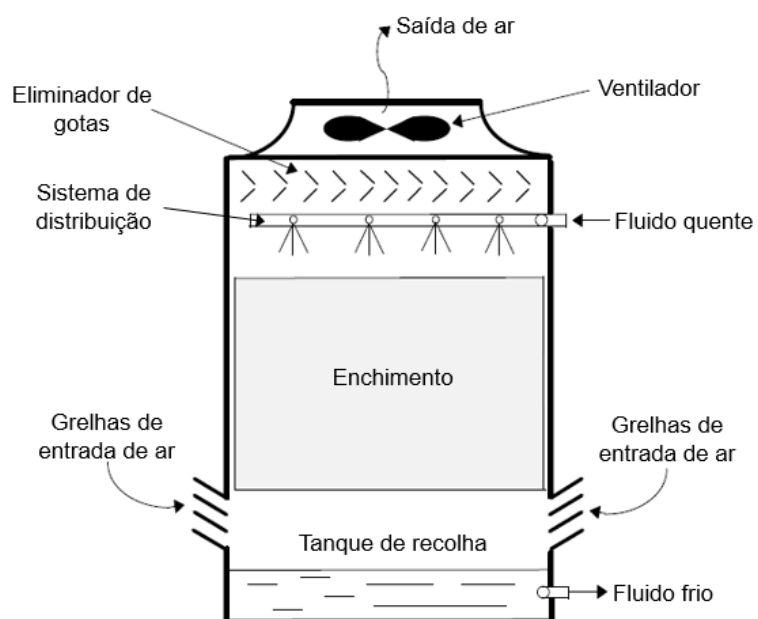


Figura 3.2: Componentes de uma torre de arrefecimento de contacto directo (Facão, 1999)

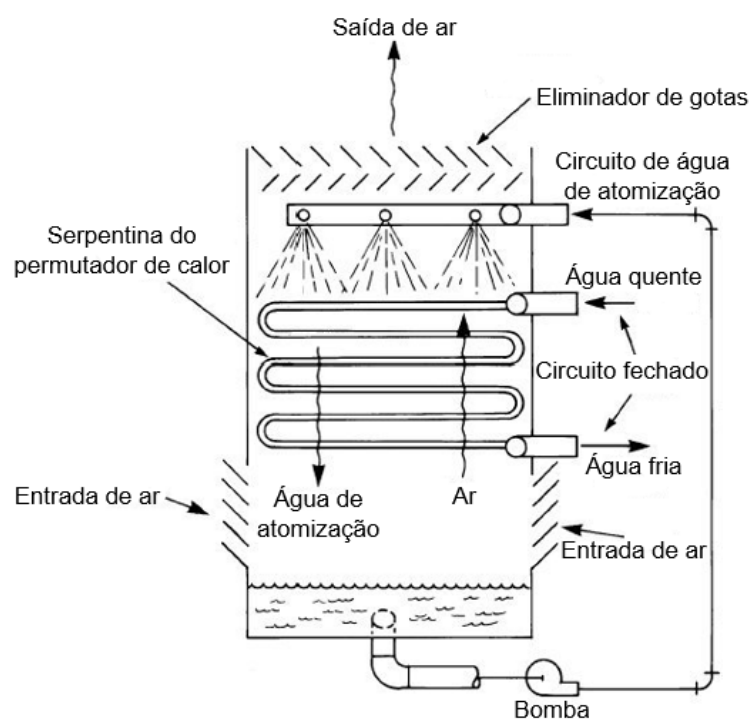


Figura 3.3: Componentes de uma torre de arrefecimento de contacto indirecto (Mines Paris Tech, Abril 2020)

3.4.1 Carcaça e estrutura

A estrutura de uma torre de arrefecimento é um componente essencial uma vez que suporta todos os outros componentes tais como o sistema de distribuição de água, ventiladores, eliminador de gotas, enchimento, entre outros. A estrutura é normalmente fabricada em madeira, aço, betão e por vezes em fibra de vidro (Hill et al., 1990). Já a carcaça (Figura 3.4) tem com função o confinamento da água ao interior da torre, criando um “caminho” para o ar forçando-o a passar pelo enchimento e transmite o esforço provocado pelo vento à estrutura da torre. Este componente deve ser resistente à corrosão e a condições atmosféricas adversas, estanque e possuir propriedades retardadoras de fogo (Hensley, 2009).



Figura 3.4: Carcaça de uma torre de arrefecimento (Amertech Tower Services, Abril 2020)

3.4.2 Eliminador de gotas

Devido ao contacto íntimo entre a água e o ar provocado pelo enchimento, algumas gotas podem ser arrastadas na corrente de ar que sai da torre. O eliminador de gotas, tal como o nome indica, tem como objetivo remover essa água que é arrastada no ar de descarga através da mudança repentina da sua direção. As forças centrífugas resultantes separam as gotas de água do ar, depositando-as na superfície do eliminador regressando posteriormente de novo à torre. O eliminador de gotas deve ser projetado para não causar uma perda de carga excessiva durante a passagem do ar neste componente, contudo uma certa diferença de pressão é benéfica uma vez que promove um escoamento uniforme de ar no enchimento (Hensley, 2009). Os eliminadores são classificados pelo número de mudanças de direção ou passagens. Normalmente, os eliminadores são compostos por duas ou mais passagens, com o aumento do número de passagens aumenta-se também a perda de carga. Estes componentes devem ser resistentes à corrosão tal como o enchimento, sendo por isso utilizados materiais como a madeira tratada e vários materiais plásticos, predominantemente o PVC (Figura 3.5). Em torres de arrefecimento em contra-corrente, o eliminador é colocado por cima do sistema de distribuição de água e podem ser compostos por uma até quatro passagens. Já em torres de escoamento cruzado forçado, o eliminador é posicionado ao lado do enchimento do lado da descarga podendo por vezes serem um componente conjunto (enchimento e eliminador de gotas). Atualmente, para torres de menores dimensões e mais compactas, as perdas raramente excedem os 0,008% do caudal de água de circulação. Em torres de maiores dimensões, onde podem ser aplicadas técnicas de eliminação mais eficientes, as perdas encontram-se normalmente na região dos 0,001%, podendo atingir os 0,0005% (Hensley, 2009).

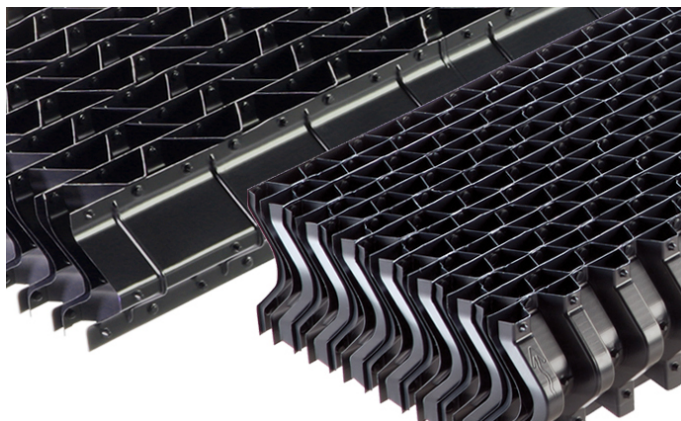
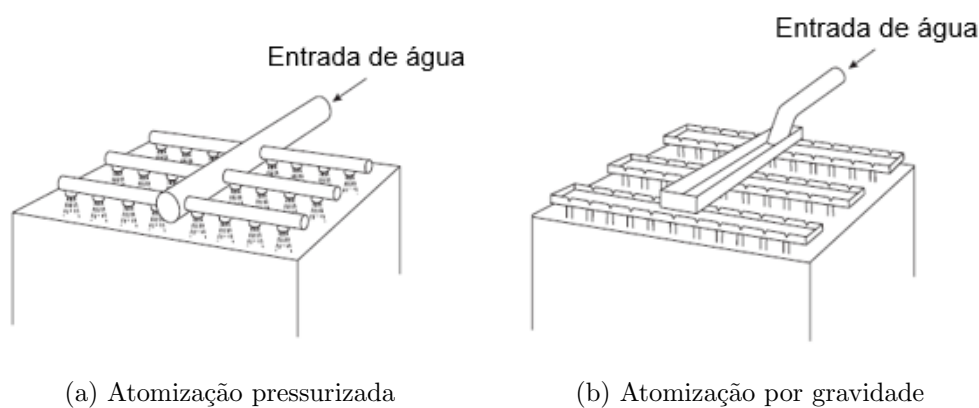


Figura 3.5: Eliminador de gotas em PVC (STEADY Tower, Abril 2020)

3.4.3 Sistema de distribuição de água

O sistema de distribuição de água está localizado no topo da torre de arrefecimento e tem como função distribuir a água quente de chegada o mais uniformemente possível sobre o enchimento de maneira a assegurar uma eficiente transferência de calor. Dependendo do tipo de escoamento de ar dentro da torre, existem diferentes tipos de sistemas de distribuição. Em torres de escoamento cruzado, são utilizados atomizadores por gravidade (Figura 3.6b). Neste tipo de torres o sistema de distribuição consiste num reservatório com pequenos orifícios e por efeito da gravidade a água contida no reservatório cai sobre o enchimento. Torres de escoamento em contra-corrente são usados atomizadores pressurizados (Figura 3.6a), sendo utilizados quer para distribuir a água uniformemente pelo enchimento quer para estabelecer um arrefecimento evaporativo inicial através do aerossol (Stanford III, 2003).



(a) Atomização pressurizada

(b) Atomização por gravidade

Figura 3.6: Tipos de sistemas de distribuição de água (CIBSE, 2013)

3.4.4 Enchimento

O enchimento consiste num conjunto de defletores que atrasam o progresso da água quente através da torre, garantindo deste modo o máximo de contacto entre as gotas de água e o ar de arrefecimento através de um aumento da área de contacto e de uma diminuição da espessura do filme de água (Hill et al., 1990). Este aumento da área de contacto

traduz-se num aumento da transferência de massa (evaporação) e consequentemente num aumento da transferência de calor (Stanford III, 2003). Este componente é exclusivo a torres de arrefecimento evaporativas de contacto direto. De acordo com Stanford III (2003), os enchimentos podem ser divididos em três categorias: enchimento do tipo aerossol, do tipo respingo e do tipo filme.

Enchimento do tipo aerossol

O enchimento do tipo aerossol não é verdadeiramente um enchimento, ou seja, não existe nenhum componente físico para promover o contacto entre o caudal de água e o caudal de ar. O princípio de funcionamento deste tipo de enchimento baseia-se no facto de a utilização de gotículas sobre a forma de aerossol aumentar a área de contacto entre os dois caudais em jogo devido ao aumento da área superficial da água exposta ao ar. A água quente é pulverizada através de bocais criando gotículas com a menor dimensão possível. O aerossol é contido nas paredes da torre criando uma cortina de pequenas gotículas através da qual a corrente de ar passa. Este tipo de enchimento foi utilizado nas primeiras torres de arrefecimento evaporativo. O enchimento do tipo aerossol apresenta uma eficiência relativamente baixa, exigindo torres de grandes dimensões e grandes caudais de ar quando comparado com outros tipos de enchimento (Hill et al., 1990).

Enchimento do tipo respingo

Este tipo de enchimento utiliza barras paralelas dispostas em diferentes níveis para interromper a queda da água formando deste modo pequenas gotas. Existe uma tendência para estas gotas se aglomerem em gotas de maiores dimensões na extremidade de cada barra, contudo a queda destas gotas para o próximo nível faz com que se forme novamente gotas de pequenas dimensões mantendo-se essa dimensão reduzida ao longo da passagem da água na torre (Hill et al., 1990). Esta cascata sucessiva de pequenas gotas, que é formada através do respingo da água em queda na barras, maximiza a superfície da água que entra em contacto com o ar. Também se consegue um aumento da área de contacto através da própria superfície molhada das barras (Hensley, 2009). O funcionamento do enchimento do tipo respingo encontra-se esquematizado na Figura 3.7.

O enchimento do tipo respingo é caracterizado pela redução das perdas de carga do lado do ar e não é propício para a ocorrência de entupimentos. Contudo é muito sensível em relação aos suportes das barras, estas devem permanecer na horizontal para que ocorra o correto contacto entre a água e o ar (Hensley, 2009). As torres que utilizam este tipo de enchimento são, normalmente, de maiores dimensões uma vez que são necessários grandes caudais de água. Existe também maiores probabilidades de água ser levada na corrente de ar devido às pequenas dimensões das gotas o que tem como consequência a necessidade de se utilizar maiores caudais de reposição. Para torres de enchimento tipo respingo é aconselhável a utilização de caudais de ar baixos e também a utilização de eliminadores de gotas (Sampaio, 2010). Geralmente, as barras utilizadas neste enchimento são de secção retangular ou de secção triangular. O escoamento do ar é melhorado com a utilização de barras de secção triangular (Hill et al., 1990).

O enchimento tipo respingo foi introduzido nos anos 40 e as barras eram fabricadas em madeira. Em 1980, as barras de madeira foram substituídas por barras produzidas em PVC, melhorando a formação de gotas e eliminando o problema de apodrecimento que ocorria em barras de madeira quando sujeitas a ambientes húmidos. Para além do PVC e

da madeira, podem ser utilizadas barras cerâmicas. Este tipo de barras são praticamente impermeáveis à corrosão e ao apodrecimento, contudo o seu custo é relativamente alto em comparação com os outros materiais (Stanford III, 2003).

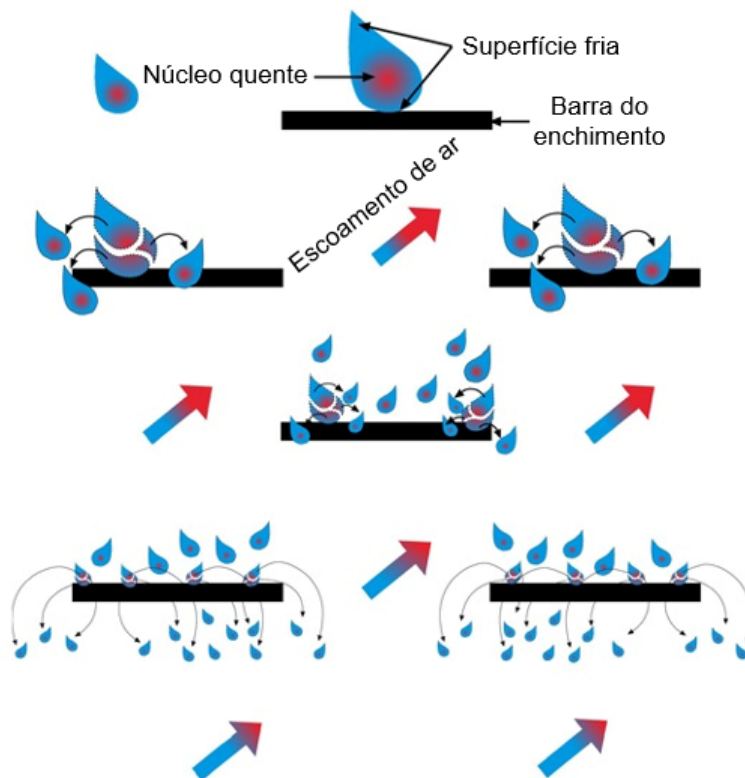


Figura 3.7: Funcionamento de um enchimento do tipo respingo (Tower Components INC., Abril 2020)

Enchimento do tipo filme

O enchimento do tipo filme foi introduzido nos anos 1960 e criou um novo conceito para o projeto de torres de arrefecimento evaporativas. Este tipo de enchimento faz com que a água se espalhe num filme em vez de separar a água em pequenas gotas. O enchimento do tipo filme proporciona maiores áreas e uma menor velocidade de queda relativamente ao enchimento do tipo respingo, criando deste modo maiores áreas de contacto entre o ar e água e uma maior transferência de calor devido à evaporação. Este enchimento é tipicamente composto por lâminas finas de PVC dispostas em camadas verticais com uma configuração ondulada de modo a garantir uma correta distribuição de água a toda a superfície do enchimento (Figura 3.8). Este tipo de configuração tem uma pequena resistência à passagem do ar traduzindo-se numa baixa perda de carga sofrida pelo ar ao longo da torre. O enchimento do tipo filme apresenta um menor custo e uma maior eficiência em comparação com o enchimento tipo respingo. Esta maior eficiência tem como consequência torres com menores dimensões para a mesma capacidade. Devido à sua maior área superficial e a zonas de passagem de água mais pequenas, este enchimento é mais suscetível a entupimentos e as incrustações microbiológicas. Deste modo, a sua limpeza não pode ser realizada sem se remover o enchimento da torre aumentando o tempo e custo de manutenção. O enchimento do tipo respingo não apresenta este tipo de

problemas (Stanford III, 2003). O enchimento do tipo filme é extremamente sensível a uma má distribuição da água, assim como ao bloqueio de ar e turbulência causados por mau dimensionamento do sistema de suporte. O projeto geral da torre deve assegurar uma distribuição uniforme tanto de ar como de água em toda a superfície de enchimento de maneira a que torre possa funcionar de um modo mais eficiente (Hensley, 2009).

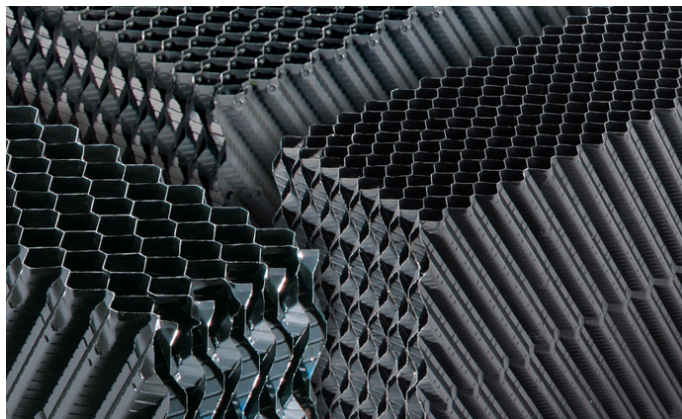


Figura 3.8: Enchimento do tipo filme (Brentwood, Abril 2020)

3.4.5 Grelhas de entrada

Todas as torres com escoamento cruzado são equipadas com grelhas de entrada (Figura 3.9), enquanto que as torres em contra-corrente raramente necessitam deste tipo de grelhas. O propósito destes componentes é confinar a água dentro da torre e uniformizar o caudal de ar no enchimento. As grelhas devem ser capazes de suportar os esforços provocados pela neve e o gelo e contribuir para um bom funcionamento em climas frios, retendo o aumento do caudal de água adjacente às entradas de ar que é necessário para o controlo do gelo (Hensley, 2009). As grelhas também impedem o contacto da radiação solar com a água de atomização, evitando deste modo a formação de incrustações biológicas tais como algas, fungos, bactérias e outro tipos de microrganismos que iriam, por um lado, reduzir a transferência de calor e por outro levar à formação de legionella, bastante prejudicial para a saúde humana (Sampaio, 2010).



Figura 3.9: Grelhas de entrada de uma torre de arrefecimento (Cooling Tower Depot, Abril 2020)

3.4.6 Tanque de recolha

O tanque de recolha localiza-se no fundo da torre de arrefecimento e tem como função recolher a água arrefecida para posteriormente regressar ao processo de arrefecimento. Frequentemente, o tanque de recolha da água de atomização é uma parte integral da torre de arrefecimento (Stanford III, 2003). Uma vez que o tanque também recolhe detritos transportados pelo ar, este componente deve ser de fácil acesso e limpeza bem como possuir adequados sistemas de drenagem e filtragem para que estes detritos não entrem para as tubagens (Hensley, 2009).

3.4.7 Ventiladores

Todas as torres de tiragem mecânica usam um ou mais ventiladores para fornecer um caudal de ar constante à torre através do aumento da pressão estática e da energia cinética do ar. São utilizados dois tipos de ventiladores: ventiladores centrífugos (Figura 3.10) e ventiladores axiais de hélice (Figura 3.11). Em torres de tiragem mecânica forçada podem ser utilizados os dois tipos de ventiladores, mas as torres de tiragem induzida apenas podem utilizar ventiladores do tipo axial (Stanford III, 2003).



Figura 3.10: Ventilador centrífugo (ERT Refrigeration Technology, Abril 2020)



Figura 3.11: Ventilador axial (CTP Engineering, Abril 2020)

3.5 Classificação das torres de arrefecimento evaporativas

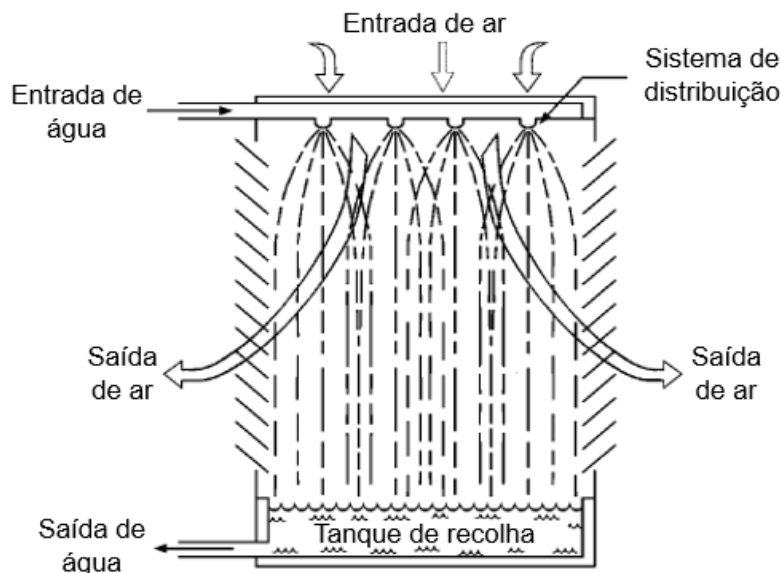
As torres de arrefecimento evaporativas podem ser classificadas segundo diversos critérios, neste trabalho optou-se por classificá-las segundo o tipo de tiragem de ar e o tipo de escoamento do ar. Classificações segundo o tipo de construção das torres e a sua forma também poderiam ter sido utilizadas.

3.5.1 Classificação quanto à tiragem de ar

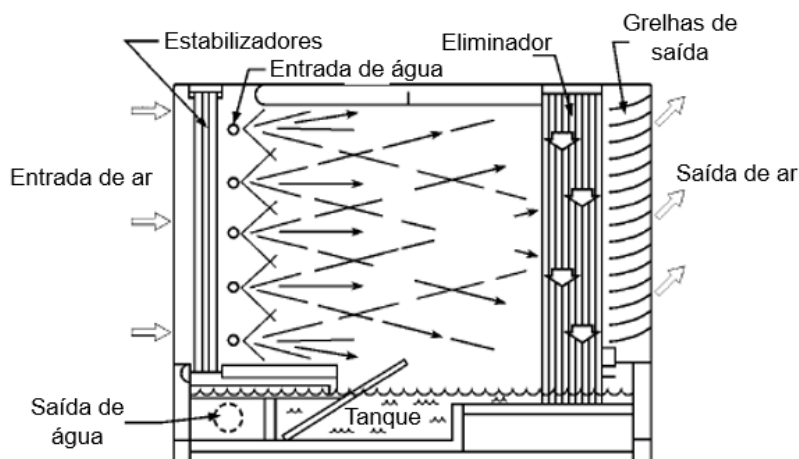
Torres de tiragem natural

Quanto ao tipo de torres de tiragem de forma natural, existem torres atmosféricas e torres do tipo chaminé (hiperbólicas). Neste tipo de torres não existe nenhum tipo de equipamento mecânico para realizar a movimentação do ar.

As torres atmosféricas não utilizam nenhum enchimento material, ou seja, o contacto entre o ar e a água é provocado por um aerossol (enchimento do tipo aerossol). O efeito de aspiração provocado pelo aerossol de água, vertical (Figura 3.12a) ou horizontal (Figura 3.12b), induz um escoamento de ar na torre de arrefecimento, sendo este paralelo ao escoamento de água. Algumas torres atmosféricas verticais são suscetíveis aos efeitos adversos do vento, uma vez que apresentam velocidades do ar relativamente baixas (entrada e saída) (ASHRAE, 2016). Este tipo de torres apresentam um custo reduzido e são apenas utilizadas em pequenas dimensões. O seu uso em processos em que é necessário uma certa precisão na temperatura da água não é aconselhável e por esse motivo raramente são utilizadas (Hensley, 2009).



(a) Vertical



(b) Horizontal

Figura 3.12: Tipos de torres atmosféricas (ASHRAE, 2016)

Nas torres de arrefecimento de tiragem natural do tipo chaminé, o caudal de ar necessário é induzido pela diferença de densidades entre o ar quente e húmido (menos denso) dentro da torre e ar exterior (mais denso). A transferência de calor neste tipo de torres podem ser em escoamento em contra-corrente, cruzado ou paralelo e os enchimentos utilizados são do tipo respingo ou filme (ASHRAE, 2016). Inicialmente, as torres do tipo chaminé apresentavam uma configuração cilíndrica e posteriormente passaram a ter a configuração de um cone truncado. Atualmente apresentam uma forma hiperbólica, sendo que esta configuração apresenta algumas vantagens tais como: resistência mecânica superior; semelhança entre o escoamento natural do ar e a forma da torre; torres com menos volume de material, pois devido à resistência mecânica da forma hiperbólica é possível usar uma espessura da parede inferior em comparação com outro tipo configurações; com esta forma consegue-se reduzir a dependência da direção do vento (Cheremisinoff & Cheremisinoff, 1981; Hill et al., 1990).

As torres hiperbólicas são torres de grandes dimensões podendo atingir os 200 metros de altura e cerca de 100 metros de diâmetro. Devido à sua grande dimensão, estas torres são utilizadas em centrais térmicas onde existe grandes quantidades de calor a ser rejeitado. Apesar de não se gastar energia para os ventiladores, o caudal de água deste tipo de torres é superior quando comparado com outros tipos aumentando deste modo a energia gasta na bombagem da água. Devido à sua tiragem natural, as torres hiperbólicas apresentam maior eficiência em locais de maior humidade relativa e por esse motivo, em zonas áridas e de elevada altitude, devem ser utilizadas torres de tiragem mecânica (Hensley, 2009; Sampaio, 2010).

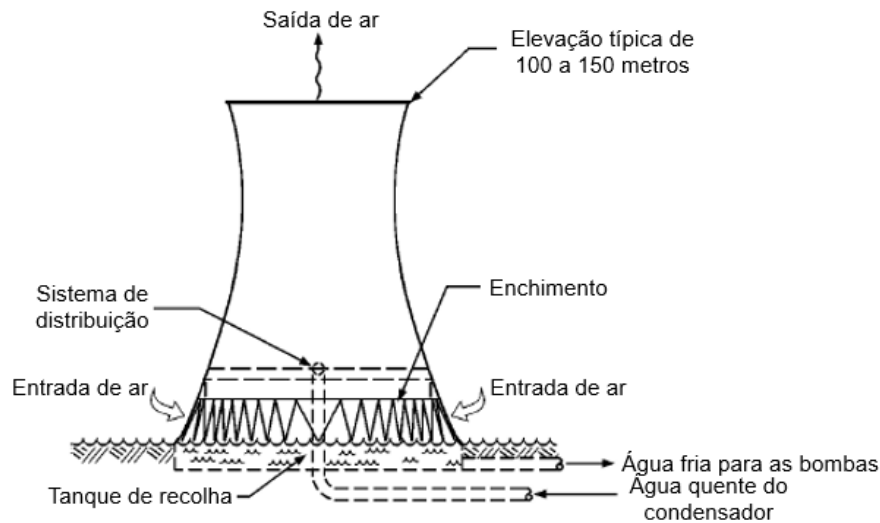
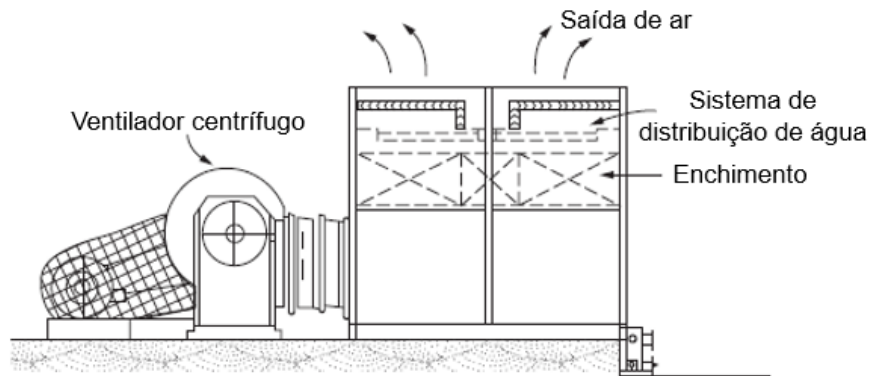


Figura 3.13: Torre de arrefecimento hiperbólica (ASHRAE, 2016)

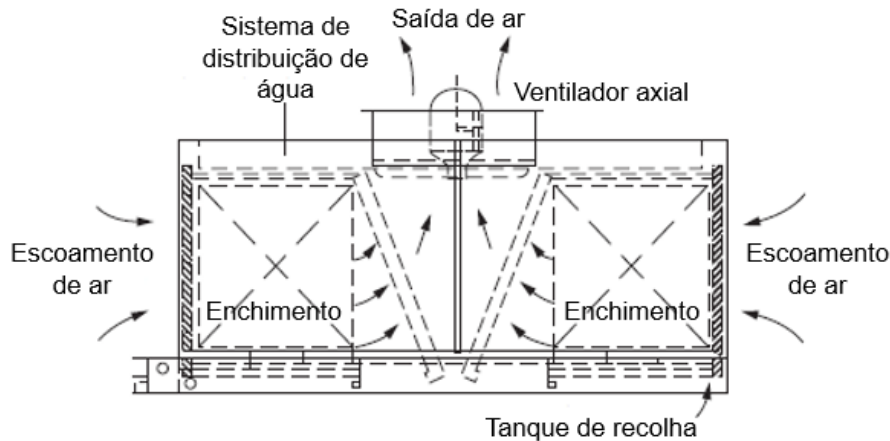
Torres de tiragem mecânica

Torres de arrefecimento de tiragem mecânica fazem uso de um ou vários ventiladores para fornecer um certo caudal de ar à torre. O desempenho térmico deste tipo de torres tende a ter uma maior estabilidade, sendo afetado por poucas variáveis psicrométricas comparativamente às torres naturais. Com o uso de ventiladores consegue-se regular o caudal de ar que entra na torre, compensando variações das condições atmosféricas e variações da quantidade de calor a rejeitar através da regulação da capacidade do ventilador (Hensley, 2009). Para além de se conseguir regular a capacidade de arrefecimento, as torres de tiragem mecânica têm um baixo custo de construção, são torres mais pequenas e compactas em comparação com torres naturais e existe uma redução dos gastos referentes ao sistema de bombagem (torre de menores dimensões). Contudo estas torres apresentam algumas desvantagens tais como: maiores custos de manutenção e maiores consumos de energia devido aos ventiladores; e problemas de ruído provocado pelo sistema de ventilação (Sampaio, 2010).

As torres de tiragem mecânica podem ser divididas em forçadas (Figura 3.14a) ou induzidas (Figura 3.14b), esta divisão vai depender da localização do sistema de ventilação na torre de arrefecimento. Nas torres de tiragem forçada, os ventiladores, localizados na entrada de ar na parte inferior, injetam ar na torre. Já nas torres induzidas, os ventiladores encontram-se na parte superior da torre, na saída de ar, extraindo o ar dentro da torre para o exterior. No tipo de torre forçada o enchimento encontra-se em pressão positiva, enquanto que no tipo induzido encontra-se em pressão negativa (Stanford III, 2003).



(a) Forçada



(b) Induzida

Figura 3.14: Tipos de torres de tiragem mecânica (Legg, 2017)

- Forçadas

Torres de tiragem mecânica forçadas são caracterizadas por altas velocidades de entrada e baixas velocidades de saída, consequentemente tornam-se suscetíveis para a existência de recirculação. Esta recirculação provoca que o desempenho das torres forçadas seja inferior ao das induzidas (Hensley, 2009).

Os ventiladores utilizados em torres forçadas são, normalmente, do tipo centrífugo, que apesar de requererem mais potência que os ventiladores axiais, têm a vantagem de serem capazes de operar contra elevadas pressões estáticas associadas ao sistema de tubagem (Hensley, 2009). Como a entrada de ar se encontra na parte inferior, estas torres encontram-se menos sujeitas a vibrações apresentando deste modo uma maior resistência estrutural. Os ventiladores centrífugos apresentam menores níveis de ruído e por esse motivo este tipo de torres podem ser instaladas em espaços interiores (Sampaio, 2010). Contudo quando instaladas em espaços interiores, deve existir uma distância mínima entre a entrada e saída de ar com o intuito de minimizar a recirculação (Hensley, 2009).

- Induzidas

Neste tipo de torres a velocidade de descarga do ar é três a quatro vezes superior à velocidade de entrada, o que reduz a propabilidade de ocorrência de recirculação (Hensley, 2009). Uma vez que o ventilador se encontra na parte superior da torre em contacto com o ar quente de descarga, reduz-se o risco de formação de gelo neste componente. Estas torres apenas utilizam ventiladores axiais, ao contrário das torres forçadas que podem utilizar os dois tipos. Em comparação com as torres forçadas, as torres de tiragem induzida necessitam de uma potência de ventilação superior para movimentar a mesma massa de ar uma vez que o ar apresenta menor densidade, encontra-se mais quente e contém um teor de vapor de água mais elevado do que o ar de entrada (Kröger, 2004). Como o escoamento de ar em torres de tiragem induzida é mais uniforme, estas torres apresentam um maior desempenho sendo por isso o tipo que é mais utilizado.

Na Tabela 3.1 apresenta-se uma comparação entre torres naturais e torres de tiragem mecânica.

Tabela 3.1: Comparação entre características de torres de arrefecimento de tiragem natural e mecânica (Cheremisinoff & Cheremisinoff, 1981)

Considerações	Tiragem mecânica	Tiragem natural
Localização	Deve ser localizada com alguma distância da instalação. Isto é necessário para se garantir um bom fornecimento de ar e por causa de problemas associados à formação de pluma e gotas no ar de descarga. O ruído também pode ditar a escolha da localização da torre.	Podem ser construídas perto das instalações da central (cerca de 1,5 do diâmetro da torre) para se reduzir os custos associados à tubagem. A sua localização deve ser escolhida para que os gases provenientes da central não interfiram com a torre.
Materiais de construção	Pode ser fabricada em madeira, metal ou cimento. A estrutura deve ser dimensionada para suportar as cargas produzidas pelo vento e sismos, devem também suportar o peso dos componentes da torre, água de circulação e vibrações mecânicas.	Produzidas em betão, com paredes de espessura reduzida para garantir uma boa resistência aos esforços provocados pelo vento.
Investimento inicial	Podem ser utilizados materiais mais baratos como a madeira e materiais plásticos. Ventiladores com custo elevado.	Construídas com materiais relativamente caros tais como o betão armado.

Tabela 3.1 Continuação

Considerações	Tiragem Mecânica	Tiragem Natural
Custos de operação e manutenção	Como não é necessário muita potência de bombagem de água, os custos relativos à circulação de água são baixos. Os custos de energia relativamente aos ventiladores são consideráveis, bem como os custos de manutenção dos mesmos e de todos os componentes associados (correias e transmissões).	Os custos totais de operação favorecem as torres de tiragem natural.
Recirculação e formação de pluma	São o maior problema das torres de tiragem mecânica.	Devido as suas elevadas velocidades de descarga das torres naturais, raramente existe problemas de recirculação.
Aplicações	Economicamente favoráveis em comparação com as torres hiperbólicas, exceto quando são instalações de grande dimensão.	As torres naturais são a escolha mais indicada para centrais térmicas. São selecionadas quando: (a) existe baixas temperatura de bolbo húmido e alta humidade relativa; (b) combinação de baixas temperaturas de bolbo húmido com altas temperaturas da água (entrada e saída).

Torres hiperbólicas com ventilação assistida

Este tipo de torres são torres hiperbólicas que incluem um sistema de ventilação para operação intermitente, combinando as melhores características da tiragem natural e também mecânica (Cheremisinoff & Cheremisinoff, 1981). Um exemplo deste tipo de torres encontra-se representado na Figura 3.15. Apesar das torres de tiragem mecânica serem de mais compactas e baratas que a torres naturais, as primeiras apresentam maiores consumos de energia e têm problemas de recirculação. Com a utilização de torres hiperbólicas com ventilação assistida consegue-se eliminar o problema de recirculação devido às elevadas velocidades de descarga e também se consegue reduzir a potência gasta nos ventiladores (comparando com torres mecânicas) (Cheremisinoff & Cheremisinoff, 1981; Hensley, 2009). Para a mesma potência de arrefecimento, as torres hiperbólicas assistidas apresentam cerca de $\frac{2}{3}$ do diâmetro e metade da altura das torres hiperbólicas padrão, o que diminui o seu impacto visual (Cheremisinoff & Cheremisinoff, 1981).



Figura 3.15: Torre de arrefecimento hiperbólica com ventilação assistida (HAMON, Abril 2020)

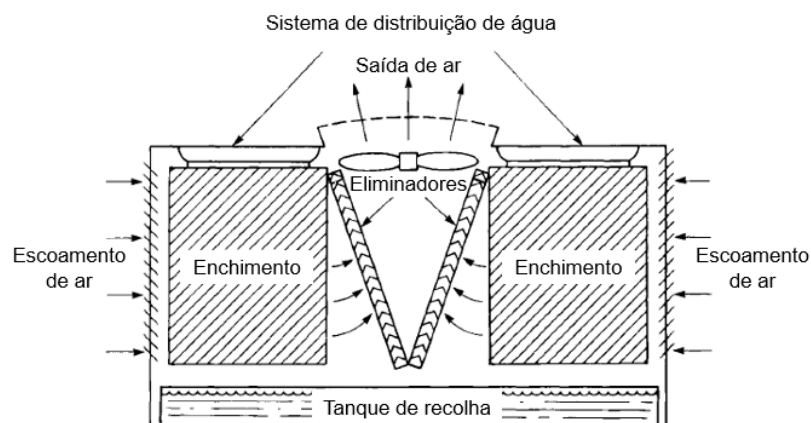
3.5.2 Classificação quanto ao escoamento de ar

As torres de arrefecimento também podem ser classificadas de acordo com o tipo de escoamento entre o ar e a água de atomização dentro da torre. Podem-se classificar em torres de escoamento cruzado ou torres de escoamento em contra-corrente, existem torres em que o escoamento entre o ar e a água é paralelo, mas a sua utilização é muito reduzida.

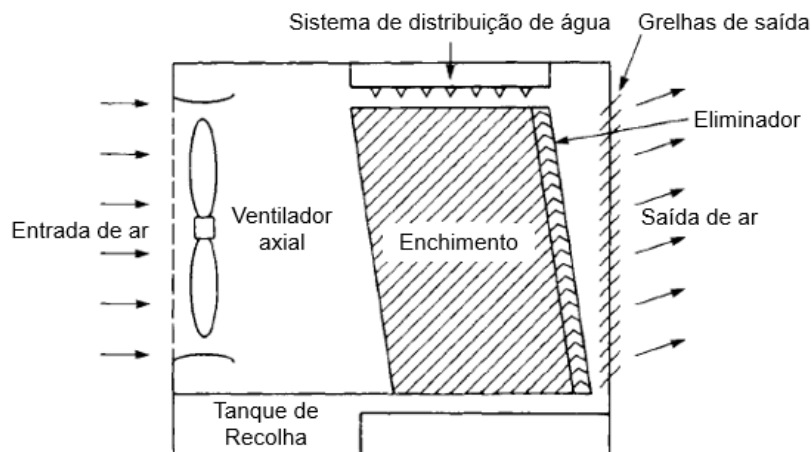
Escoamento cruzado

Neste tipo de torres, os dois escoamentos encontram-se orientados a 90° um em relação ao outro: a água escoa-se verticalmente de cima para baixo e o ar apresenta um escoamento horizontal (Stanford III, 2003). Tal como o escoamento em contra-corrente, as torres de tiragem mecânica dividem-se em:

- Tiragem induzida cruzada (Figura 3.16a)
- Tiragem forçada cruzada (Figura 3.16b)



(a) Induzida



(b) Forçada

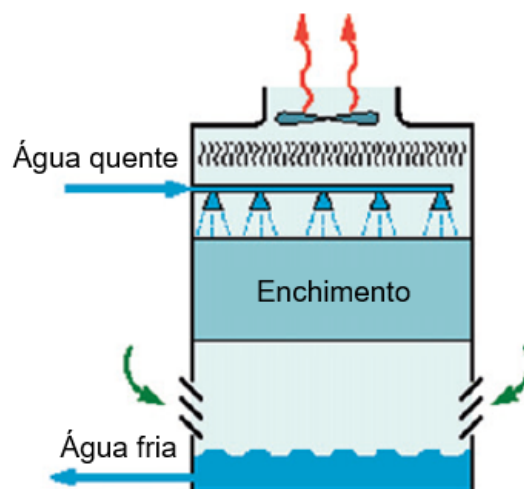
Figura 3.16: Torres de tiragem mecânica cruzada (Hill et al., 1990)

Escoamento em contra-corrente

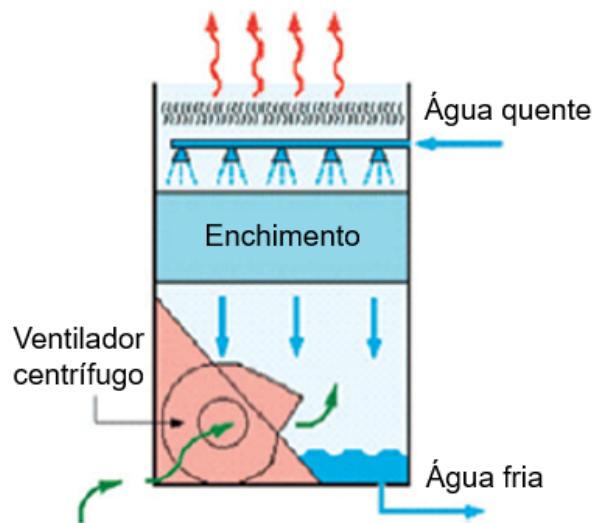
Em torres em contra-corrente, o escoamento de ar e água têm direções opostas: o escoamento de água de atomização escoa verticalmente no sentido descendente enquanto que o ar apresenta um escoamento vertical ascendente (Stanford III, 2003).

O escoamento em contra-corrente pode ser utilizado em torres de tiragem mecânica, podendo dividir-se da seguinte forma:

- Tiragem induzida em contra-corrente (Figura 3.17a)
- Tiragem forçada em contra-corrente (Figura 3.17b)



(a) Induzida



(b) Forçada

Figura 3.17: Torres de tiragem mecânica em contra-corrente (Sayigh, 2012)

Comparação entre torres de escoamento cruzado e em contra-corrente

Nas Tabelas 3.2 e 3.3 estão presentes as principais vantagens e desvantagens para o escoamento de ar e água dependendo da configuração utilizada na torre.

Tabela 3.2: Vantagens e desvantagens para uma configuração cruzada (Stanford III, 2003)

Escoamento	Vantagens	Desvantagens
Água	• Menores perdas de carga, traduzindo-se em potências mais baixas dos equipamentos e menor energia consumida; • Fácil acesso ao sistema de distribuição ou manutenção; • Mais flexível relativamente ao uso de economizador do caudal de água.	• Possibilidade de ocorrência de entupimento dos orifícios do sistema de distribuição e fraca distribuição da água ao longo do enchimento; • O tanque de atomização de água pode ser suscetível à formação de incrustações microbiológicas; • Ocupam uma maior área.
Ar	• Menores perdas de pressão estática, com uma potência de ventilação baixa e menor consumo de energia; • Menores perdas de água com o escoamento de ar à saída; • Menor recirculação; • Requer menos células para grandes potências.	• Áreas de entrada de maior dimensão, o que dificulta o controlo da formação de gelo.

3. Torres de arrefecimento

Tabela 3.3: Vantagens e desvantagens para uma configuração em contra-corrente (Stanford III, 2003)

Escoamento	Vantagens	Desvantagens
Água	• Distribuição por atomização (aerossol) promove a formação de gotas de menores dimensões; • Torres com maior altura o que provoca aproximações reduzidas (diferença entre temperatura da água à saída e a temperatura de bolbo húmido do ar à entrada).	• Aumento das perdas de carga devido aos atomizadores, tendo como consequência o aumento da energia gasta na bombagem; • Os atomizadores dificultam o acesso e manutenção.
Ar	• A configuração em contra-corrente aumenta a transferência de calor.	• Perdas de pressão estática superiores, aumentando a potência dos ventiladores e consequentemente o consumo de energia; • Velocidades de entrada superiores o que pode provocar a entrada de detritos na torres; • Tendência para um escoamento não uniforme no enchimento, o que reduz a eficiência da torre.

Contudo, as grandes diferenças entre este tipo de torres são como se segue:

- Tamanho/Disposição: Para uma dada potência de arrefecimento, torres em contra-corrente têm tipicamente uma área de superfície menor, logo requerem menos espaço para a sua instalação;
- Potência/Energia de Ventilação: Torres em contra-corrente apresentam geralmente perdas de pressão estática superiores às das torres de escoamento cruzado, requerendo mais potência de ventilação, o que se traduz num maior consumo de energia associada à ventilação. Estas perdas superiores devem-se ao facto das torres em contra-corrente terem uma altura superior, com um enchimento mais alto, e um sistema de atomização pressurizado.
- Potência/Energia de Bombagem: Uma vez que as torres em contra-corrente utilizam atomizadores pressurizados e têm uma altura superior, isto faz com que as perdas de carga sejam superiores, aumentando deste modo a altura manométrica requerida pelo sistema de bombagem com o consequente aumento do consumo de energia.

No geral, as torres de escoamento cruzado tornam-se uma melhor opção quando se pretende minimizar o consumo de energia da torre devido à ventilação, minimizar o tamanho

da bomba e energia gasta na bombagem e facilitar a manutenção da torre. No entanto, as torres de escoamento em contra-corrente são a escolha indicada quando o espaço para a instalação da torre é limitado e também quando a formação de gelo durante a operação durante o inverno é um problema. Quando se pretende uma pequena aproximação (diferença entre temperatura da água à saída e a temperatura de bolbo húmido do ar à entrada), a torre em contra-corrente é a melhor escolha (Stanford III, 2003).

3.6 Torres de arrefecimento secas

Em torres de arrefecimento secas, a transferência de calor entre o fluido de trabalho e o escoamento de ar realiza-se através de superfícies extendidas (alhetas planas) ou tubos alhetados. Enquanto o funcionamento dos sistemas de arrefecimento do tipo molhado (torres de arrefecimento evaporativas) depende da temperatura de bolbo húmido ambiente, o dos sistemas de arrefecimento seco é influenciado pela temperatura de bolbo seco ambiente (Kröger, 2004).

O uso de torres de arrefecimento secas elimina a necessidade de consumo de grandes quantidades de água no processo de arrefecimento de centrais térmicas (ideal para zonas áridas) e representam uma solução atrativa para os problemas ambientais associados às torres de arrefecimento evaporativas. Contudo, trata-se de uma solução dispendiosa. O baixo calor específico do ar em conjunto com um baixo coeficiente de transferência de calor do permutador torna necessária a existência de grandes quantidades de ar, grandes áreas de transferência de calor e consequentemente torres de maiores dimensões que apresentam maiores custos. Torres de tiragem mecânica necessitam de grandes quantidades de ar o que resulta em grandes consumos de energia associados à ventilação em comparação com as torres evaporativas. Uma vez que a temperatura de bolbo seco é superior à temperatura de bolbo húmido, o sistema de arrefecimento seco é forçado a rejeitar calor para fontes com temperaturas mais elevadas o que se traduz em pressões mais elevadas à saída da turbina de vapor e consumo de energia mais elevados em relação às torres evaporativas (Cheremisinoff & Cheremisinoff, 1981). A manutenção das torres de arrefecimento secas apresenta custos mais reduzidos comparativamente às torres evaporativas e também não utilizam grandes quantidades de químicos e a sua limpeza não necessita de ser tão frequente (Sampaio, 2010).

As torres de arrefecimento secas podem efetuar um arrefecimento sensível (aeroarrefecedores), como podem condensar o fluido de trabalho arrefecendo-o do estado de vapor até ao estado de líquido (aerocondensadores). Tais como as torres de arrefecimento evaporativas, as torres de arrefecimento secas podem-se classificar segundo o método de tiragem de ar, ou seja, existem torres de tiragem natural e tiragem mecânica. Este tipo de torres podem realizar o arrefecimento segundo sistemas diretos e indiretos.

3.6.1 Torres de arrefecimento secas de tiragem natural

As torres de arrefecimento secas de tiragem natural são utilizadas: quando existe uma grande quantidade de calor a rejeitar (mais de 200 MW); em aplicações em que seja necessária a inexistência de ruído; e quando não existe água disponível para se optar por uma torre evaporativa ou quando a água está apenas disponível por curtos períodos de tempo (Prevention & Control, 2001). Este tipo de torres utilizam-se em sistemas de arrefecimento seco indiretos, como se representa na Figura 3.18. O sistema de arrefecimento indireto

utiliza um condensador de contacto directo. Água arrefecida na torre de arrefecimento seca é pulverizada dentro do condensador, condensando deste modo o vapor do escape da turbina. A mistura composta pela água pulverizada e o vapor condensado deposita-se no fundo do condensador sendo posteriormente retirada por bombas circuladoras. Uma parte do condensado retorna à caldeira, mas a maior parte é bombeada com uma pressão relativa positiva até ao permutador de tubos alhetados que se encontra na base da torre de arrefecimento natural. A água depois de ser arrefecida regressa ao condensado, após a passagem por uma turbina de recuperação onde ocorre uma queda de pressão (Cheremisinoff & Cheremisinoff, 1981; Kröger, 2004).

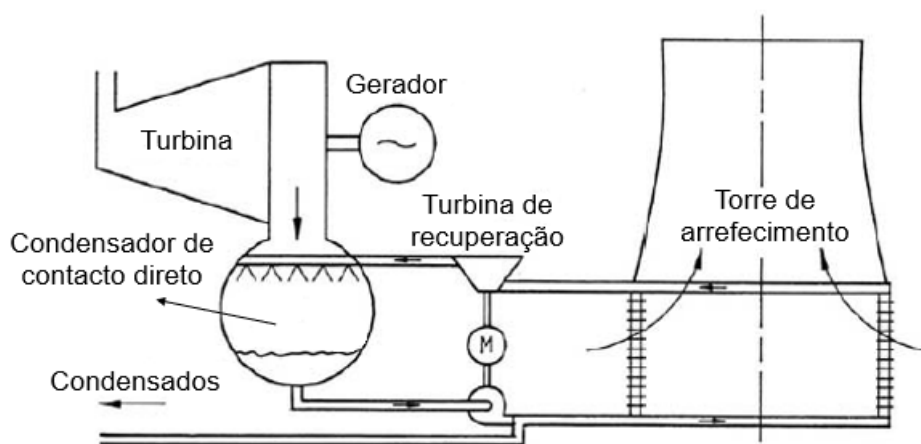


Figura 3.18: Sistema de arrefecimento seco indireto (Kröger, 2004)

3.6.2 Torres de arrefecimento secas de tiragem mecânica

As torres de arrefecimento seco de tiragem mecânica, tais como as de arrefecimento evaporativo, podem ser do tipo induzido ou forçado. Nas torres forçadas, os ventiladores encontram-se instalados na entrada do escoamento de ar por debaixo dos permutadores de tubos tendo como consequência um menor consumo de energia em comparação com o tipo induzido para um dado caudal de ar. A localização dos ventiladores neste tipo de torres apresenta algumas vantagens tais como: manutenção mais fácil e a escolha do material de construção dos ventiladores não precisa de ser tão exigente uma vez que não se encontram expostos a temperaturas elevadas. De um modo geral, o escoamento de ar ao longo do permutador não é tão uniforme como numa configuração induzida e uma vez que o permutador se encontra em contacto com o ambiente, a sua eficiência pode ser reduzida devido ao vento, chuva e radiação solar (Kröger, 2004).

As torres do tipo induzido são menos sensíveis a certas mudanças das condições atmosféricas e o escoamento de ar é muito mais uniforme relativamente às torres forçadas. Devido a velocidades de saída de ar elevadas, este tipo de torres tornam-se menos suscetíveis a fenómenos de recirculação. O maior consumo de energia e o facto de os ventiladores estarem expostos a altas temperaturas são as grandes desvantagens desta configuração (Kröger, 2004).

Em aerocondensadores de grandes dimensões, os permutadores encontram-se inclinados (até 60° com a horizontal) ou apresentam uma configuração em “A” com o objetivo de reduzir a área ocupada. Contudo, estas configurações aumentam a perda de carga do escoamento de ar traduzindo-se em maiores consumos de energia.

Neste tipo de torres, o sistema de arrefecimento é indireto contrariamente ao que ocorre na torres de tiragem natural, este sistema encontra-se representado na Figura 3.19. O vapor de escape da turbina é transportado diretamente para o aerocondensador onde é arrefecido pela passagem do escoamento de ar através dos tubos alhetados do permutador. A tubagem do escape da turbina apresenta grande diâmetro e o seu comprimento deve ser o mínimo possível para minimizar as perdas de carga. O vapor condensado escoar-se por gravidade até um tanque de recolha, sendo posteriormente bombeado para seguir as restantes etapas do ciclo termodinâmico (Cheremisinoff & Cheremisinoff, 1981).

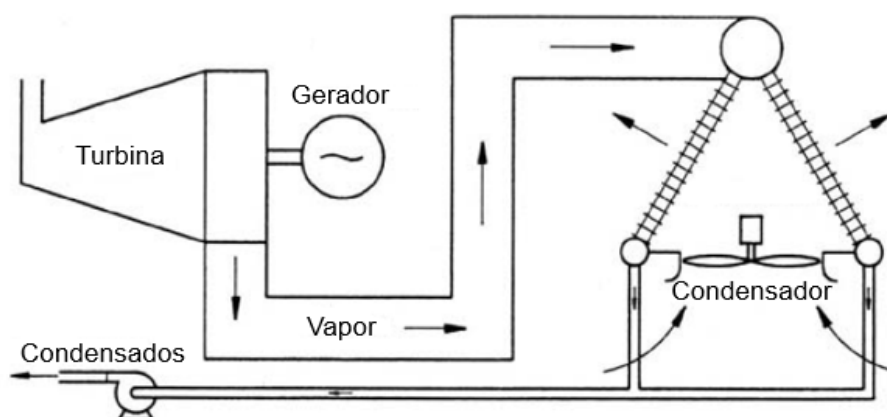


Figura 3.19: Sistema de arrefecimento seco direto (Kröger, 2004)

3.7 Torres de arrefecimento híbridas

As torres de arrefecimento híbridas (esquema representado na Figura 3.20) combinam as vantagens dos sistemas de arrefecimento seco e evaporativo. Um dos objetivos das torres híbridas é a redução da formação de pluma nas torres evaporativas. Esta redução é conseguida através da adição de um arrefecimento seco de modo a reduzir a humidade relativa do ar abaixo do ponto onde a formação de uma pluma visível possa ocorrer quando a temperatura ambiente é baixa e a humidade relativa é alta. Com a utilização de torres híbridas consegue-se reduzir o consumo anual de água através do funcionamento em regime seco nos meses de Inverno onde a temperatura ambiente é mais baixa (Kröger, 2004). As torres de arrefecimento híbridas são bastante semelhantes às torres de arrefecimento evaporativas de contacto indireto uma vez que ambas permitem o funcionamento em modo seco. Contudo, as torres híbridas apresentam duas zonas, uma seca e outra molhada, enquanto que as torres evaporativas de contacto indireto apenas apresentam uma zona e deste modo os dois tipos de arrefecimento não podem acontecer em simultâneo (Sampaio, 2010). Para além de reduzirem o consumo de água através do funcionamento em regime seco nos meses de Inverno, as torres híbridas permitem consumir menos água que as torres evaporativas uma vez que mesmo com temperaturas altas, parte do calor

3. Torres de arrefecimento

é removido sensivelmente na zona seca. O funcionamento em regime seco torna-se útil quando existe um excesso da potência a arrefecer permitindo um arrefecimento adicional quando o arrefecimento evaporativo não é suficiente.

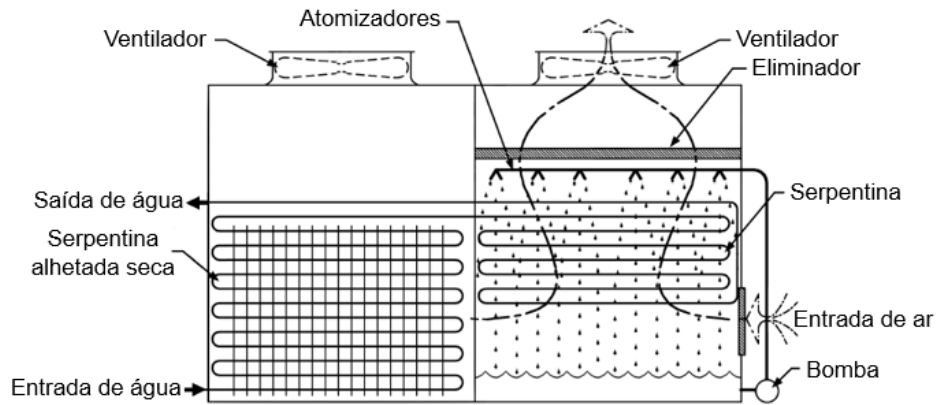


Figura 3.20: Esquema de uma torre de arrefecimento híbrida (zona seca à esquerda e zona molhada à direita) (ASHRAE, 2016)

Transferência de calor e massa em torres de arrefecimento evaporativas

4.1 Introdução

Neste capítulo serão abordados os mecanismos de transferência de calor e de massa em torres de arrefecimento evaporativas de contacto direto. Uma vez que o fenómeno de evaporação apresenta grande importância neste tipo de torres, os conceitos básicos da transferência de massa são apresentados também neste capítulo. Por último é apresentada uma teoria que combina a transferência de massa e de calor num único processo, baseada no potencial entálpico, tornando-se bastante útil na análise do comportamento térmico de torres de arrefecimento.

4.2 Mecanismos básicos de transferência de calor em torres de arrefecimento

Nas torres de arrefecimento evaporativas, as gotículas da água de atomização formadas são rodeadas por um filme de ar de pequena espessura. Este filme de ar encontra-se saturado e praticamente não é perturbado pelo escoamento de ar (Hill et al., 1990). A transferência de calor realiza-se através do filme saturado de ar e pode ocorrer através de três mecanismos diferentes:

- Por radiação através da superfície da gotícula. Contudo, a transferência de calor por radiação corresponde a uma pequena percentagem do calor total transferido, sendo por isso muitas vezes desprezada;
- Por condução e convecção entre o ar e a água. A quantidade de calor transferido depende das temperaturas do ar e da água e corresponde a uma parte significativa do calor total transferido, cerca de $\frac{1}{4}$ a $\frac{1}{3}$;
- Por evaporação. Representa a grande parte da transferência de calor e é por esse motivo que o processo é denominado por arrefecimento evaporativo.

Os principais mecanismos de transferência de calor encontram-se representados na Figura 4.1.

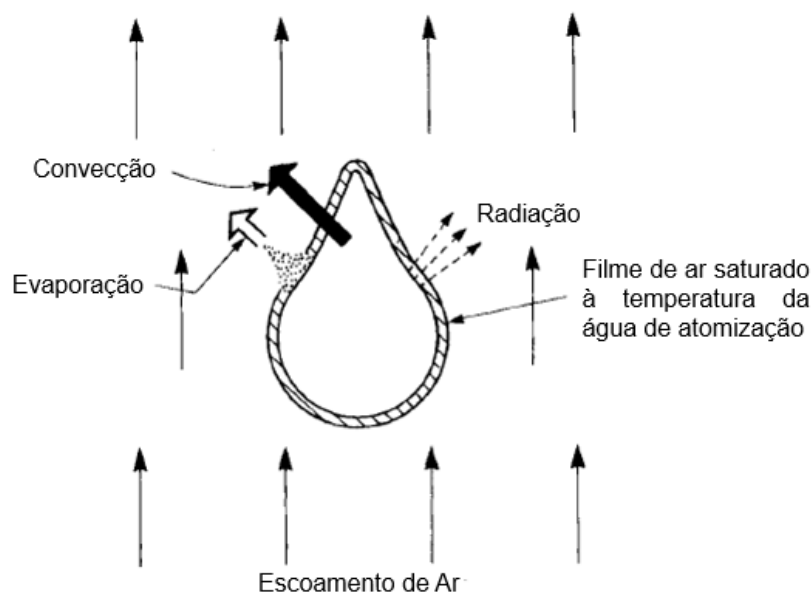


Figura 4.1: Esquema representativo da transferência de calor numa gotícula de água de atomização (Hill et al., 1990)

A evaporação é um fenómeno que apresenta um papel importante para o bom funcionamento de uma torre de arrefecimento. Este fenómeno, que ocorre quando existe um contacto entre o ar e a água, deve-se à diferença da pressão parcial do vapor de água entre a superfície de água e o ar. As pressões parciais de vapor são função da temperatura da água e do grau de saturação do ar, respetivamente.

Em torres de arrefecimento, os escoamentos de ar e água apresentam, geralmente, sentidos contrários. Deste modo a água arrefecida, que se encontra na parte inferior do enchimento, está em contacto com o ar de entrada. Similarmente, a água quente que entra no enchimento estará em contacto com o ar quente de descarga.

Como já foi referido anteriormente, o enchimento é um dos componentes fundamentais das torres de arrefecimento evaporativas de contacto direto e é onde ocorre o fenómeno de evaporação. Na parte superior do enchimento o ar encontra-se quase saturado, mas este facto é compensado por uma temperatura da água mais elevada e consequentemente uma maior pressão de saturação da água e uma maior pressão parcial de vapor. A taxa de evaporação depende de alguns fatores, tais como: área total de contacto entre o ar e a água (razão para qual o formato do enchimento é tão importante) e o caudal de ar em circulação. Quanto maior for o caudal de ar, maior irá ser o efeito de arrefecimento conseguido. Com o aumento do caudal de ar, o efeito da água na temperatura e humidade do ar tornar-se-á menor, e a diferença entre as pressões parciais irá aumentar ao longo do enchimento (Hill et al., 1990).

4.3 Conceitos básicos sobre transferência de massa

Quando uma mistura de gases ou líquidos está contida de tal modo que exista um gradiente de concentração de um ou mais componentes ao longo do sistema, irá existir

transferência de massa a um nível microscópico. Esta transferência é o resultado da difusão das regiões com altas concentração para as regiões onde a concentração é mais baixa. A transferência de massa também pode ocorrer a um nível molecular. Em escoamentos turbulentos, as aceleradas taxas de difusão podem ocorrer como resultado de processos rápidos de mistura. Estes processos de mistura aumentam a transferência de calor e os efeitos viscosos no escoamento turbulento (Kröger, 2004).

Considerando o sistema presente na Figura 4.2, os dois gases, *a* e *b*, encontram-se separados por uma fina divisão. Quando esta divisão é removida, os dois gases difundem-se através um do outro até se atingir o equilíbrio e a concentração destes gases for uniforme em todo o recipiente. A taxa de difusão é dada pela Lei de Fick, que afirma que o caudal mássico de um constituinte por unidade de área é proporcional ao gradiente de concentração:

$$\frac{\dot{m}}{A} = -D \frac{dc}{dx} \quad (4.1)$$

onde a constante de proporcionalidade *D* representa o coeficiente de difusão. A concentração *c* é a massa do constituinte por unidade de volume. É de notar que a Equação 4.1 apresenta semelhanças com as equações que traduzem a Lei de Fourier para transferência de calor sob a forma de condução e a Lei de Newton da viscosidade (também conhecida como lei da transferência de quantidade de movimento).

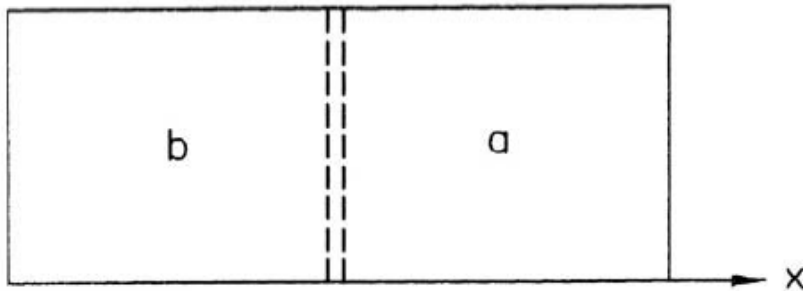


Figura 4.2: Difusão de componentes (Kröger, 2004)

A taxa de difusão de alguns sistemas pode ser prevista através da teoria cinética dos gases, tendo em consideração os mecanismos de colisão e os pesos moleculares dos gases constituintes. Nos gases, a taxa de difusão é dependente da velocidade molecular. Uma vez que a temperatura indica uma velocidade molecular média, pode-se concluir que existe uma dependência entre o coeficiente de difusão e a temperatura. Existem algumas equações semi-empíricas para determinar coeficientes de difusão para gases (Kröger, 2004).

Para se determinar a equação apropriada para a transferência de calor numa interface sólido-fluido é necessário o conhecimento do perfil de temperatura e velocidade da camada limite, o mesmo acontece para a transferência de massa. A transferência de massa na interface é determinada pelo perfil de concentração na camada limite, na Figura 4.3 encontra-se representado um escoamento de um dado fluido sobre uma placa plana com uma velocidade, v_∞ , e uma concentração $c_{b\infty}$. Se a concentração na superfície da placa for superior à concentração do escoamento ($c_{b0} > c_{b\infty}$), existirá uma quantidade de massa, m_b , que irá difundir da placa para o escoamento. Tal como a camada limite dinâmica, a camada limite de concentração aumenta com o aumento da distância do bordo da placa. A

espessura da camada limite de concentração, δ_c , é definida como a distância à placa onde $(c_{b0} - c_b) = 0.99(c_{b0} - c_{b\infty})$ (Kröger, 2004). Por analogia com a transferência de calor, o coeficiente de transferência de massa, h_m , poder ser definido por:

$$\dot{m}_b = h_m A (c_{b0} - c_{b\infty}) \quad (4.2)$$

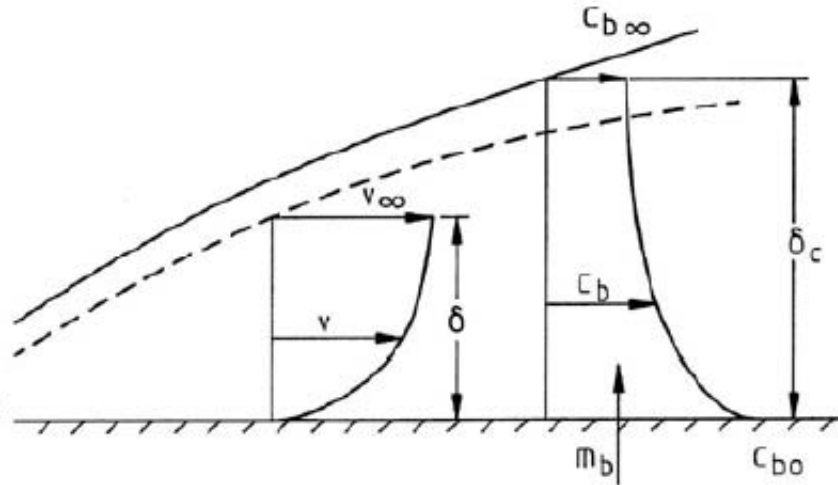


Figura 4.3: Camadas limite dinâmica e de concentração sobre uma placa plana (Kröger, 2004)

O número adimensional para a transferência de massa, que tem como nome número de Sherwood, corresponde ao número de Nusselt na transferência de calor e para uma placa plana pode ser definido como:

$$Sh = \frac{h_m L}{D} \quad (4.3a)$$

e para tubos:

$$Sh = \frac{h_m d_{ext}}{D} \quad (4.3b)$$

A taxa relativa de crescimento das camadas limite dinâmica e de concentração é determinada pelo número de Schmidt do fluido que é análogo ao número de Prandtl na transferência de calor. O número de Schmidt é definido por:

$$Sc = \frac{\mu}{\rho D} = \frac{\nu}{D} \quad (4.4)$$

Se para além de existir uma diferença de concentração, existir uma diferença de temperatura entre a placa e o escoamento livre, uma camada limite térmica irá desenvolver-se simultaneamente com as camadas limite de concentração e dinâmica. A taxa relativa de crescimento das camadas térmica e de concentração é determinada pelo número de Lewis. O perfil de temperatura e de concentração coincidem quando $Le = 1$. O número de Lewis pode ser calculado da seguinte maneira:

$$Le = \frac{k}{\rho c_p D} = \frac{\alpha}{D} = \frac{Sc}{Pr} \quad (4.5)$$

As semelhanças entre as equações que governam a transferência de calor e de massa sugerem que as correlações empíricas para a transferência de massa sejam similares as utilizadas na transferência de calor (Kröger, 2004).

Em sistemas de ar-vapor de água, a concentração de vapor de água no ar é, geralmente, expresso em termos de humidade absoluta, ω , que é definida como sendo a massa de vapor de água existente por unidade de massa de ar seco. Neste tipo de sistemas, que são utilizados em torres de arrefecimento evaporativo, quando se determinam os coeficientes de transferência de massa recorre-se a propriedades psicométricas.

4.4 Princípios de transferência de calor e massa em torres evaporativas

O mecanismo de transferência de calor é melhor compreendido em torres de arrefecimento em contra-corrente em que a água a ser arrefecida entra pelo topo da torre e o escoamento de ar (induzido ou forçado) percorre a torre num sentido ascendente. Na parte superior da torre, a água encontra-se a uma temperatura superior à temperatura de bolbo seco do ar. Conforme a água desce ao longo da torre, a sua temperatura irá diminuir e a certa altura esta temperatura irá ser inferior à temperatura de bolbo seco mas continuando a ser superior à temperatura de bolbo húmido. Estas duas situações (temperatura da água superior ou inferior à do bolbo seco) devem ser analisadas em separado. À medida que a água segue o seu percurso, irá continuar a arrefecer mas nunca atingindo a temperatura de bolbo húmido, para tal acontecer a torre teria de ter um altura infinita.

As Figuras 4.4a e 4.4b ilustram a duas situações que podem ocorrer dependendo da temperatura da água ser superior ou inferior à temperatura de bolbo seco do ar.

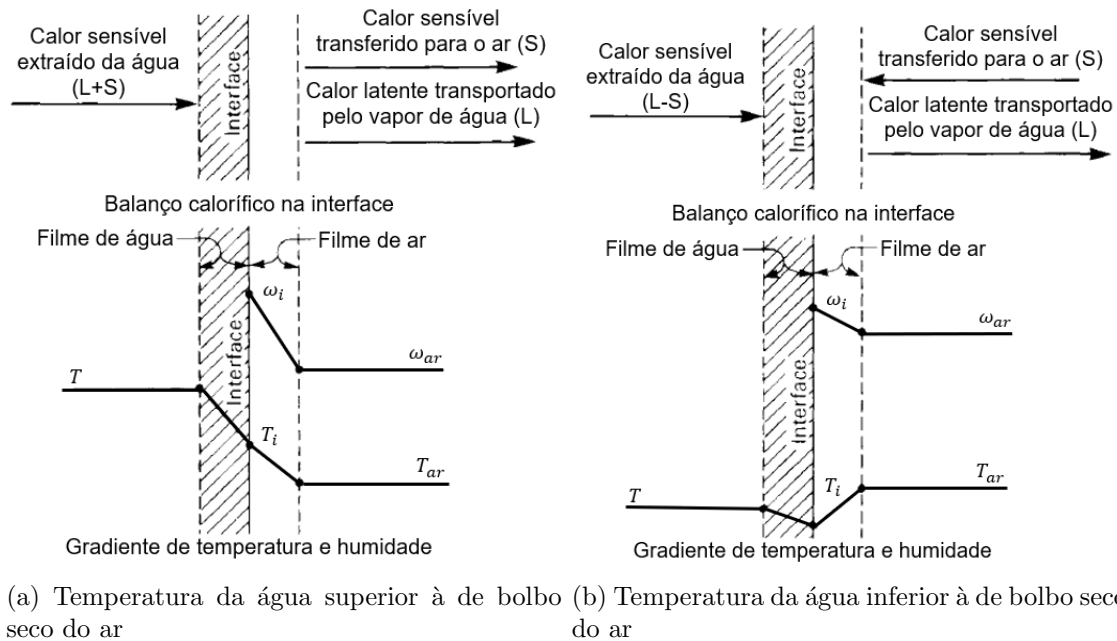


Figura 4.4: Transferência de calor para diferentes temperaturas da água (Hill et al., 1990)

Na Figura 4.4a, a temperatura da interface (T_i) é inferior à temperatura da água (T), mas permanece acima da temperatura do ar (T_{ar}). Neste situação existirá uma transferência de calor da água para o ar com duas componentes: uma sensível (S), devido à diferença de temperaturas ($T - T_{ar}$); e outra latente (L), em consequência do vapor de água formado que se difunde através da interface.

Na Figura 4.4b, a temperatura da água é inferior à temperatura de bolbo seco do ar. Neste caso, existirão duas fontes de calor na interface, uma ($L - S$) que provém da água devido à diferença de temperatura ($T - T_i$) e outra (S) proveniente do ar causado pela diferença de temperatura ($T_{ar} - T_i$). Estas duas fontes de calor igualam o calor latente (L) libertado por evaporação.

Em ambas as situações, a humidade absoluta na interface (ω_i) é superior à humidade absoluta da massa de ar (ω_{ar}) e esta diferença gera o gradiente de concentração causador da difusão do vapor de água e consequentemente a transferência de calor latente para o ar. A potência total de calor transferida irá cada vez ser menor à medida que água desce ao longo da torre. Na parte inferior da torre o calor sensível (S) fica próximo de igualar o calor latente libertado (L), logo a potência calorífica libertada da água para o ar é mínima (Hill et al., 1990).

A transferência de calor e massa da água para o ar depende dos coeficientes de transferência de calor e de massa do filme de ar, como também do coeficiente de transferência de calor do filme de água. Uma vez que a temperatura da interface e área de contacto entre a água e o ar não se conseguem determinar por métodos experimentais, não é viável atribuir valores para estas propriedades. Por este motivo, coeficientes globais são utilizados:

- Um coeficiente de calor global baseado na diferença de temperatura entre a água e o ar ($T - T_{ar}$);
- Um coeficiente de massa global baseado na diferença de humidade absoluta ($\omega'_{filme,ar} - \omega_{ar}$), onde $\omega'_{filme,ar}$ corresponde à humidade absoluta do filme de ar saturado à temperatura da água T e ω_{ar} à humidade absoluta do ar.

4.5 Análise do comportamento térmico de torres de arrefecimento evaporativas (Teoria de Merkel)

O cálculo do desempenho de torres de arrefecimento utilizando a transferência de calor e massa em separado tornar-se um processo muito trabalhoso e a teoria de Merkel é um meio de simplificar este processo. Enquanto que na transferência de calor e na transferência de massa, a força motriz é o gradiente de temperatura ou concentração, respectivamente, quando ocorre transferência simultânea de calor e massa, a força motriz é a diferença entálpica (Facão, 1999). Esta teoria combina a transferência de calor sensível e latente num processo global baseado no potencial entálpico como força motriz. Deste modo, a potência total calorífica transferida em qualquer posição da torre é proporcional à diferença entre a entalpia do ar nessa posição e a entalpia do filme de ar saturado à temperatura da água também para a mesma posição, isto é:

$$\dot{Q} = k_{TM} A (h'_{filme,ar} - h_{ar}) \quad (4.6)$$

onde:

$\dot{Q}$	potência calorífica libertada
k_{TM}	coeficiente global de transferência de massa
A	área de contacto entre o ar e a água
$h'_{filme,ar}$	entalpia do filme de ar saturado à temperatura da água
h_{ar}	entalpia do ar ambiente

4.5.1 Balanço energético e mássico

O processo combinado de transferência de calor e massa encontra-se esquematicamente representado na Figura 4.5. Cada partícula de água na torre de arrefecimento é rodeada por um filme de ar para o qual é transferido o calor. Posteriormente, esta potência calorífica é transferida do filme para o escoamento de ar. Para realização deste balanço considerou-se uma torre de arrefecimento que apresenta uma área molhada exposta por unidade de volume a , um volume de arrefecimento V e caudais de água e ar $\dot{m}_{\text{água}}$ e $\dot{m}_{\text{ar}}$, respetivamente.

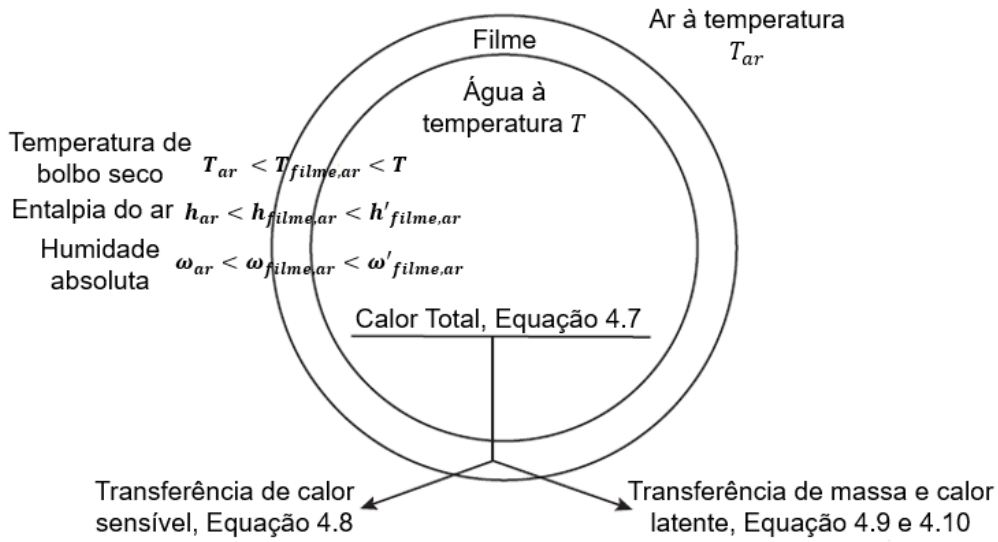


Figura 4.5: Relações de transferência de calor e massa entre a água, filme de interface e ar (Marley, Abril 2020)

O calor é removido da água sensivelmente devido à diferença de temperaturas e também sob a forma latente devido ao processo de transferência de massa que ocorre em resultado da evaporação de uma porção da água em circulação.

O ar em cada ponto da torre apresenta uma temperatura de bolbo seco T_{ar} , uma humidade absoluta ω_{ar} e uma entalpia h_{ar} . A água, que apresenta uma temperatura T , é rodeada por um filme de ar com uma temperatura $T_{filme,ar}$.

A potência calorífica transferida da água para o filme (interface) é dada por:

$$d\dot{Q}_{S,\text{água-filme}} = k_{TC,\text{água-filme}} a (T - T_{filme,ar}) dV = \dot{m}_{\text{água}} c_{\text{água}} dT \quad (4.7)$$

onde $k_{TC, \text{água-filme}}$ representa o coeficiente de transferência de calor entre a água e o filme.

Uma porção do calor é transferida, sensivelmente, do filme de ar para o escoamento de ar:

$$d\dot{Q}_{S, \text{filme-ar}} = k_{TC, \text{filme-ar}} a (T_{\text{filme, ar}} - T_{\text{ar}}) dV \quad (4.8)$$

onde $k_{TC, \text{filme-ar}}$ representa o coeficiente de transferência de calor entre a água e o filme.

A difusão de vapor de água do filme para o escoamento de ar é dada por:

$$dm = k_{TM} a (\omega_{\text{filme, ar}} - \omega_{\text{ar}}) dV \quad (4.9)$$

A transferência de calor causada pelo processo de evaporação é igual ao produto do calor latente de vaporização, h_{lv} , e do caudal evaporado, dm :

$$d\dot{Q}_L = h_{lv} dm = h_{lv} k_{TM} a (\omega_{\text{filme, ar}} - \omega_{\text{ar}}) dV \quad (4.10)$$

O processo atinge o equilíbrio quando o ar apresenta uma temperatura igual à da água e a sua humidade for igual à humidade do estado de saturação para essa temperatura. Em condições adiabáticas, o equilíbrio é atingido à temperatura adiabática de saturação, ou seja, à temperatura de bolbo húmido. Esta é a temperatura mínima que se pode atingir numa torre de arrefecimento. A água em circulação aproxima-se rapidamente desta temperatura quando a torre opera sem carga térmica. O processo é semelhante quando existe uma potência térmica, mas neste caso a entalpia do ar aumenta à medida que o ar passa pela torre e deste modo a temperatura de equilíbrio aumenta progressivamente (ASHRAE, 2016).

Para uma mistura de ar com vapor de água (ar húmido), o número de Lewis é igual à unidade, conseguindo-se combinar a transferência de calor e massa num coeficiente global baseado no potencial entálpico (Baker & Shryock, 1961; ASHRAE, 2016):

$$\frac{k_{TC, \text{filme-ar}}}{k_{TM} c_{pm}} = 1 \quad (4.11)$$

onde c_{pm} representa o calor específico do ar húmido.

Uma vez que a potência calorífica perdida pela água é igual ao ganho calorífico do ar:

$$\dot{m}_{\text{água}} c_{\text{água}} dT = \dot{m}_{\text{ar}} dh = k_{TM} a (h'_{\text{filme, ar}} - h_{\text{ar}}) dV \quad (4.12)$$

A Equação 4.12 considera a transferência de calor da interface (filme de ar) para o escoamento de ar, contudo as condições na interface são desconhecidas. Este problema pode ser ultrapassado se a resistência térmica do filme for desprezada (ASHRAE, 2016). Considerando um potencial entálpico baseado na entalpia do filme à temperatura da água $h'_{\text{filme, ar}}$, a Equação 4.12 pode ser escrita das seguintes maneiras:

$$\dot{m}_{\text{água}} c_{\text{água}} dT = \dot{m}_{\text{ar}} dh = k_{TM} a (h'_{\text{filme, ar}} - h_{\text{ar}}) dV \quad (4.13)$$

$$\frac{k_{TM} a V}{\dot{m}_{\text{água}}} = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_{\text{água}}}{h'_{\text{filme, ar}} - h_{\text{ar}}} dT \quad (4.14)$$

$$\frac{k_{TM} a V}{\dot{m}_{\text{ar}}} = \int_{h_1}^{h_2} \frac{dh}{h'_{\text{filme, ar}} - h_{\text{ar}}} \quad (4.15)$$

Em torres de arrefecimento, o valor do integral da Equação 4.13 é normalmente referido como o número de unidades de transferência (NTU). Este valor determina o número de vezes que um potencial entálpico médio ($h'_{filme,ar} - h_{ar}$) provoca uma variação da temperatura da água ΔT .

4.5.2 Potencial entálpico médio

Quando se recorre à Teoria de Merkel geralmente utiliza-se um coeficiente $k_{TM,vol}$ baseado no volume de enchimento (de maneira a evitar a determinação da área de contacto) e determina-se um potencial entálpico médio, uma vez que esta teoria aplica-se para um único ponto do enchimento (Hill et al., 1990).

O método para determinar o potencial entálpico médio encontra-se ilustrado na Figura 4.6.

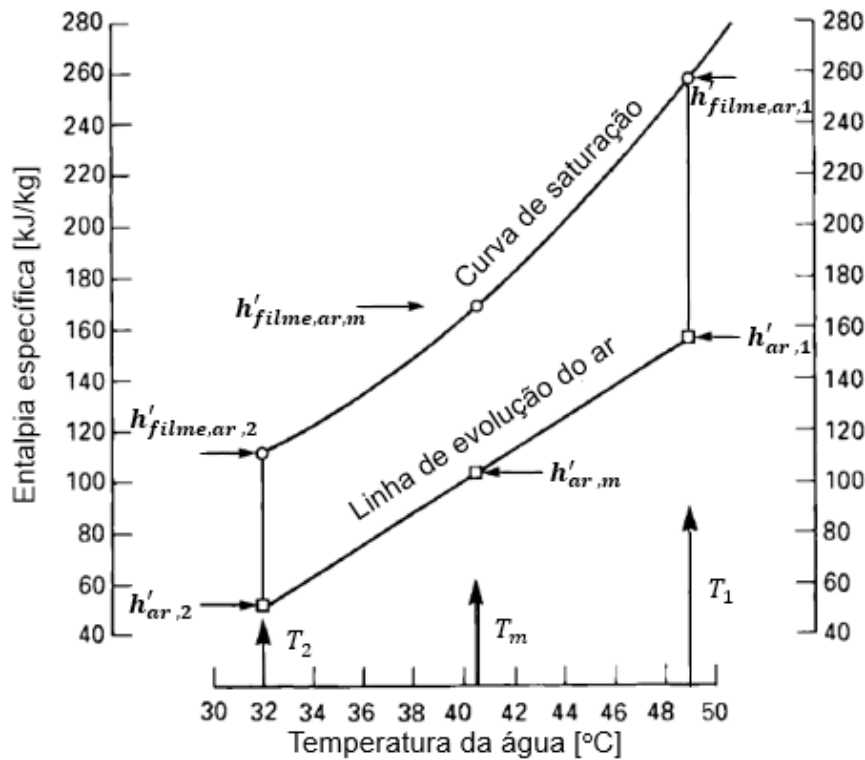


Figura 4.6: Diagrama dos potenciais entálpicos (Hill et al., 1990)

O primeiro passo é definir a reta de evolução do ar, para isso deve-se igualar as potências caloríficas dos dois fluidos em jogo (ar e água). A potência calorífica que a água liberta é dada por:

$$\dot{Q}_{\text{água}} = \dot{m}_{\text{água}} c_{\text{água}} (T_1 - T_2) \quad (4.16)$$

onde T_1 e T_2 representam as temperaturas da água à entrada e saída da torre, respetivamente. Por outro lado, a potência calorífica ganha pelo ar é dada por:

$$\dot{Q}_{\text{ar}} = \dot{m}_{\text{ar}} (h_{\text{ar},1} - h_{\text{ar},2}) \quad (4.17)$$

onde $h_{ar,1}$ e $h_{ar,2}$ representam as entalpias do ar à saída e entrada, respetivamente. Desprezando as perdas de calor para o exterior, o balanço destas duas potências é igual a:

$$\dot{m}_{\acute{a}gua}c_{\acute{a}gua}(T_1 - T_2) = \dot{m}_{ar}(h_{ar,1} - h_{ar,2}) \quad (4.18)$$

Deste modo, a reta que representa a evolução do ar ao longo da torre pode ser escrita da seguinte maneira:

$$h_{ar,1} = \frac{\dot{m}_{\acute{a}gua}c_{\acute{a}gua}(T_1 - T_2)}{\dot{m}_{ar}} + h_{ar,2} \quad (4.19)$$

A distância vertical entre a linha de saturação e reta de evolução do ar representa o potencial entálpico em qualquer secção transversal do enchimento. O potencial entálpico médio encontra-se relacionado com a distância média entre a curva de saturação e a reta do ar e pode-se determinar matematicamente através de integração ou então por métodos gráficos. O processo pode ser simplificado através da utilização de um gráfico apresentado em Hill et al. (1990), Figura 4.7, de onde se obtém um fator f que permite calcular o potencial entálpico médio $\Delta h_{m\acute{e}dio}$.

Adotando o conceito do potencial entálpico médio e o coeficiente volumétrico ($k_{TM,vol}$) do enchimento, a equação da transferência de calor fica igual a:

$$\dot{Q}_{\acute{a}gua} = \dot{Q}_{ar} = k_{TM,vol}l_{ench}A_{ench}\Delta h_{m\acute{e}dio} \quad (4.20)$$

onde l_{ench} representa a altura do enchimento e A_{ench} a sua área (o produto representa o volume de arrefecimento V).

Através do rearranjo da equações anteriores:

$$k_{TM,vol} = \frac{\dot{m}_{\acute{a}gua}c_{\acute{a}gua}(T_1 - T_2)}{l_{ench}A_{ench}\Delta h_{m\acute{e}dio}} \quad (4.21a)$$

ou:

$$k_{TM,vol} = \frac{\dot{m}_{ar}(h_{ar,1} - h_{ar,2})}{l_{ench}A_{ench}\Delta h_{m\acute{e}dio}} \quad (4.21b)$$

Nas equações anteriores assume-se que o caudal de ar e água permanecem constantes, o que na prática não é verdade devido à evaporação. Contudo, a temperaturas normais o erro desta suposição não é significativo (Hill et al., 1990).

Em situações práticas conhecem-se: o caudal de ar e água; as entalpias de entrada e saída do ar; e as temperaturas de entrada e saída da água. A reta da evolução do ar pode ser estabelecida através dos pontos de entalpia de entrada e saída do ar. A partir das temperaturas da água, consegue-se determinar o potencial entálpico na topo da torre, na base e também o potencial no ponto médio. Estes três potenciais são designados no gráfico presente na Figura 4.7 como γ_1 , γ_2 e γ_m respetivamente. Através do rácios destes potenciais consegue-se obter o fator f . O potencial entálpico médio determina-se da seguinte forma:

$$\Delta h_{m\acute{e}dio} = f\gamma_m = f(h'_{filme,ar,m} - h_{ar,m}) \quad (4.22)$$

onde $h'_{filme,m}$ representa a entalpia da posição média na curva de saturação e $h_{ar,m}$ a entalpia da posição média na reta da evolução do ar.

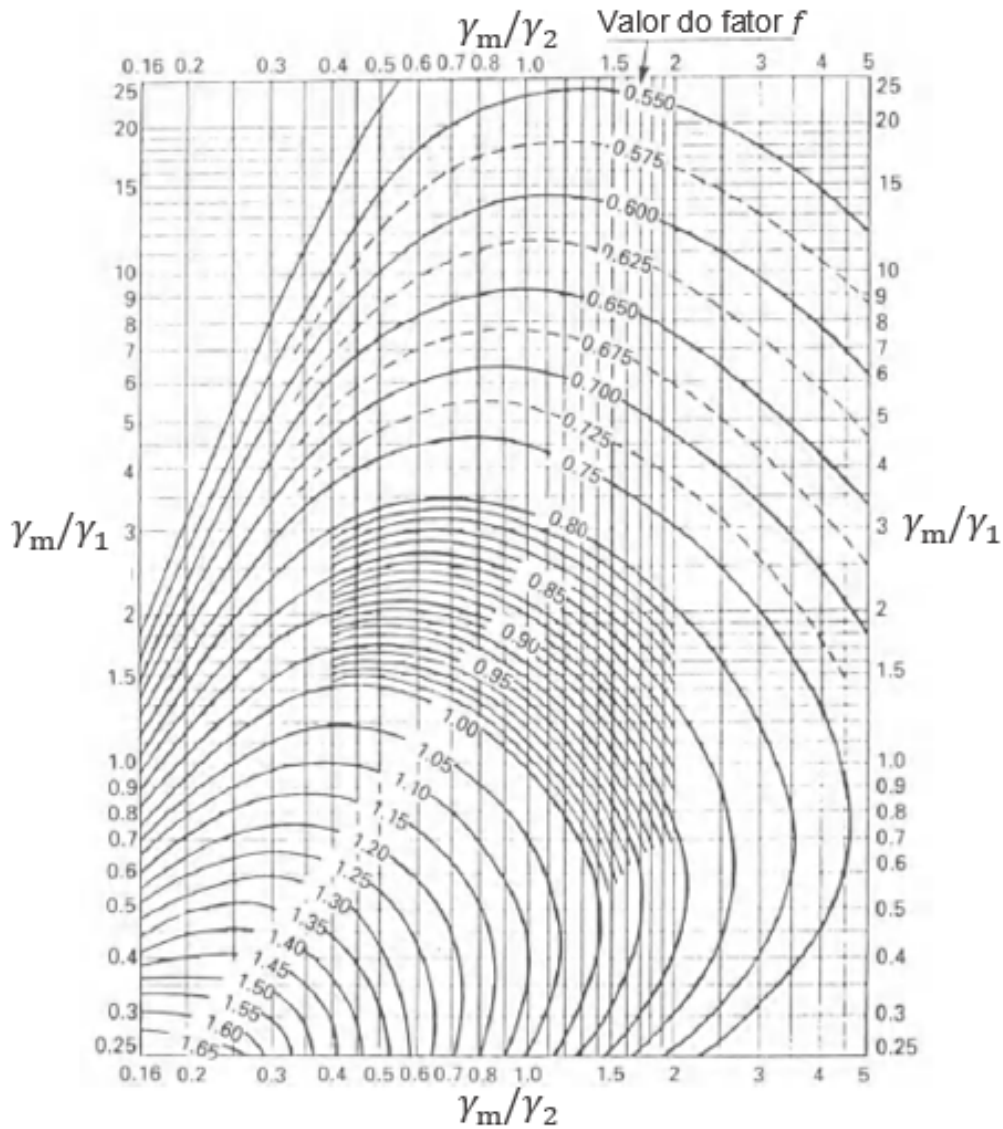


Figura 4.7: Gráfico para a determinação do potencial entálpico médio (Hill et al., 1990)

O coeficiente volumétrico $k_{TM,vol}$ depende do tipo de enchimento utilizado na torre e dos caudais de ar e água. Valores para este coeficiente são obtidos experimentalmente pelos fabricantes de enchimentos podendo ser expresso da seguinte forma:

$$k_{TM,vol} = \alpha_1 \left(\frac{\dot{m}_{\text{água}}}{A_{ench}} \right)^{\alpha_2} \left(\frac{\dot{m}_{ar}}{A_{ench}} \right)^{\alpha_3} \quad (4.23)$$

onde α_1, α_2 e α_3 são constantes para cada tipo específico de enchimento dadas pelos fabricantes.

Dimensionamento da torre de arrefecimento

5.1 Introdução

Neste capítulo começa-se por apresentar qual o tipo de torre de arrefecimento que se optou por utilizar. Posteriormente é descrito o modelo teórico utilizado para realizar o dimensionamento e análise de desempenho da torre de arrefecimento. De seguida realiza-se uma análise térmica à torre de maneira a estabelecer as equações que permitem realizar o dimensionamento da torre. Por último, depois de estabelecidas as equações e com base o modelo teórico é feito o dimensionamento do permutador de calor evaporativo sendo selecionadas duas configurações diferentes onde se varia o número de torres utilizadas. Para o dimensionamento da torre de arrefecimento foi utilizado o programa EES (Engineering Equation Solver) recorrendo as funções disponibilizadas para a determinação de propriedades e coeficientes de transferência de calor.

5.2 Escolha do tipo de torre de arrefecimento

Como já se referiu anteriormente pretende-se projetar um conjunto de torres de arrefecimento utilizadas em alternativa aos aerocondensadores atualmente usados no processo de remoção de calor residual na Central de Valorização Energética LIPOR II. O calor residual produzido nesta central é da ordem dos 66 MW e sabe-se que o vapor à entrada dos aerocondensadores encontra-se no estado de vapor saturado para uma temperatura de 54 °C, saindo no estado de líquido comprimido a 52 °C para a mesma pressão (15 kPa) (Cunha & Ferreira, 2015).

Antes de se desenvolver o modelo de comportamento térmico da torre de arrefecimento é necessário escolher o tipo de torre de arrefecimento que se vai utilizar, sendo esta escolha influenciada por diversos fatores. No presente caso optou-se por uma torre de arrefecimento evaporativa de contacto indireto. Uma vez que a água do processo não deve ser contaminada por impurezas, a escolha de uma torre de contacto indireto é a melhor opção já que o escoamento interno nunca contacta com a atmosfera exterior.

5.3 Torres de arrefecimento evaporativas de contacto indireto

Nas torres de arrefecimento de contacto indireto, o enchimento é substituído por um permutador constituído por um feixe de tubos. Neste tipo de torres existem três escoamentos distintos: um escoamento dentro dos tubos onde circula o fluido que se pretende arrefecer; o escoamento de ar que se escoar no sentido ascendente; e o escoamento de água

de atomização, com sentido descendente, que circula em circuito fechado e que têm como objetivo molhar exteriormente o feixe de tubos permitindo desta maneira o arrefecimento evaporativo. As vantagens e desvantagens deste tipo de torres relativamente às torres de contacto direto já foram apresentadas na secção 3.2.1.

A água de atomização, que circula em circuito fechado, é bombeada do tanque de recolha que se encontra na base da torre para a parte superior onde se encontra o sistema de distribuição. A água que é distribuída através de atomizadores pressurizados molha o feixe de tubos, criando deste modo um filme de água à volta dos tubos. O fluido que escoar dentro dos tubos cede calor por condução, através da parede do tubo, para o filme de água. Quando o escoamento de ar entra em contacto com o filme de água, poderá ocorrer: uma transferência de massa caso exista um gradiente entre a pressão parcial de vapor de água na superfície livre do filme de água e a pressão parcial de vapor no ar, estando associado a esta transferência de massa uma transferência de calor latente; e uma transferência de calor sensível se existir um gradiente térmico entre o ar e o filme de água (Facão, 1999).

Deste modo, o processo de arrefecimento da água no interior dos tubos é conseguido devido à transferência de calor por condução para o filme de água formado em redor dos tubos. Posteriormente o filme de água cede o calor ganho para o escoamento de ar e também para as paredes da torre por condução e convecção. Como foi dito no Capítulo 4, também existe transferência de calor por radiação mas este fenómeno pode ser desprezado. Tal como nas torres de contacto direto, o processo de evaporação apresenta um papel bastante importante. O processo de transferência de massa associada à transferência de calor em torres de contacto indireto é similar ao que acontece nas torres de contacto direto (apresentado no Capítulo 4), uma vez que em redor do filme de água de atomização forma-se um filme de ar saturado.

Quando no escoamento interior dos tubos ocorre mudança de fase, neste caso a condensação do vapor de escape da turbina, a torre de arrefecimento de contacto indireto pode ser também apelidada de condensador evaporativo. O princípio de funcionamento de um condensador evaporativo e de uma torre de arrefecimento de contacto indireto é o mesmo, a única diferença reside no coeficiente de transferência de calor por convecção da água do escoamento interior.

5.4 Modelo teórico utilizado

Para o dimensionamento da torre adotou-se como referência o modelo simplificado proposto por Stabat & Marchio (2004). Este modelo baseia-se na Teoria de Merkel (descrita no Capítulo 4) e utiliza o método da eficiência-NTU. No presente trabalho, em alternativa ao método da eficiência-NTU utilizou-se o método das diferenças de temperaturas médias logarítmicas (DTML), método utilizado no dimensionamento de permutadores de calor.

O modelo seguido para o projeto da torre considera vários pressupostos, são eles (Stabat & Marchio, 2004):

- A transferência de calor entre a torre de arrefecimento e a vizinhança é desprezável;
- Os calores específicos dos fluidos são considerados constantes;
- A transferência de calor e de massa ocorre apenas na direção normal ao escoamento;

- Os fluidos à entrada da torre são distribuídos uniformemente no plano perpendicular ao escoamento;
- O filme de água cobre toda a superfície exterior dos tubos separando o ar da água;
- O escoamento de ar e água encontram-se uniformemente distribuídos no plano perpendicular ao escoamento;
- Pode-se assumir que a temperatura da interface entre o filme de água e o ar é igual à temperatura do filme de água.

5.4.1 Volume de controlo considerado no modelo

A transferência de calor e de massa numa torre de arrefecimento de contacto indirecto pode ser analisada considerando-se um volume de controlo como o apresentado na Figura 5.1. O volume de controlo considerado é atravessado por um escoamento de água no interior dos tubos, por um escoamento de ar e também pelo escoamento da água de atomização que forma o filme de água que envolve exteriormente os tubos.

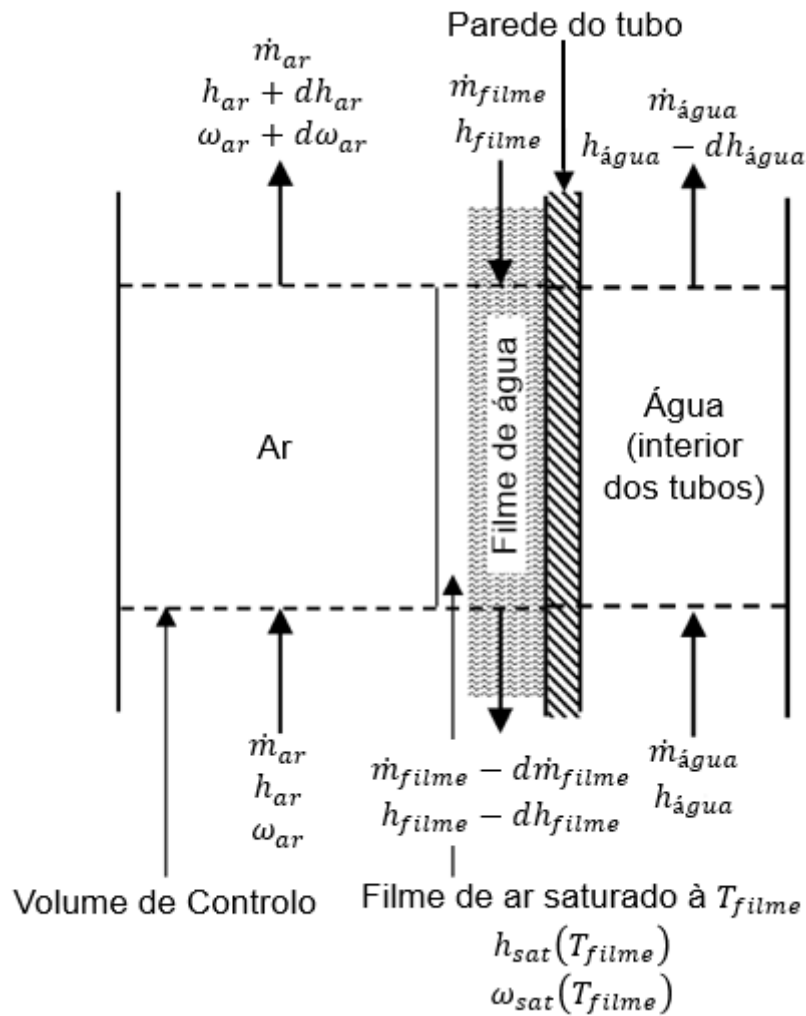


Figura 5.1: Esquema da transferência de calor e massa numa torre de contacto indirecto (Stabat & Marchio, 2004)

Na interface entre o ar e o filme de água de atomização forma-se um filme de ar saturado. Este filme de ar saturado encontra-se a uma temperatura igual à temperatura média do filme de água no volume de controlo. Se a pressão parcial de vapor de água nesta interface for superior à pressão parcial de vapor de água no ar, existirá uma transferência de vapor de água para o escoamento de ar. Como já foi referido, a esta transferência de massa está associada uma transferência de calor latente. Ao mesmo tempo, devido à diferença de temperatura entre a superfície de água e o ar, existirá uma transferência de calor sensível por convecção (Stabat & Marchio, 2004).

O modelo teórico apresentado é baseado nas equações de transferência de calor e de massa e também nas equações de balanço mássico e energético, estabelecidas em regime permanente. A transferência de massa entre o filme de água e o escoamento de ar pode ser escrita da seguinte maneira:

$$\dot{m}_{ar}d\omega_{ar} = \bar{h}_m(\omega_{sat}(T_{filme}) - \omega_{ar})dA \quad (5.1)$$

O balanço mássico entre o filme de água e o escoamento de ar é dado por:

$$\dot{m}_{ar}d\omega_{ar} = d\dot{m}_{filme} \quad (5.2)$$

A transferência de calor entre a água de atomização e o escoamento de ar é igual a:

$$\dot{m}_{ar}dh_{ar} = \bar{h}_m(\omega_{sat}(T_{filme}) - \omega_{ar})dA(h_{lv} + c_{pv}T_{filme}) + \bar{h}_c(T_{filme} - T_{ar})dA \quad (5.3)$$

O balanço entálpico no volume de controlo pode ser expresso como:

$$\dot{m}_{ar}dh_{ar} - \dot{m}_{agua}dh_{agua} = [(\dot{m}_{filme} - d\dot{m}_{filme})h_{filme} + d\dot{m}_{filme}h_{filme}] \quad (5.4)$$

Tal como foi visto no capítulo anterior, é possível agregar o gradiente de temperatura e de humidade absoluta num único gradiente, o gradiente entálpico ou potencial entálpico. Esta agregação é possível uma vez que se considera que o número de Lewis é igual à unidade (Baker & Shryock, 1961; ASHRAE, 2016). Deste modo, a transferência de calor do lado do ar pode ser simplificada da seguinte maneira:

$$d\dot{Q} = \frac{\bar{h}_{c,ext}dA_{ext}}{c_{p,ar}}(h_{sat}(T_{filme}) - h_{ar}) \quad (5.5)$$

Do lado da água, a transferência de calor entre a água e o filme de água pode ser expressa através do recurso do conceito de resistência térmicas em série (Figura 5.2), introduzindo um coeficiente global de transferência de calor:

$$d\dot{Q} = U_{int}dA_{int}(T_{agua} - T_{filme}) \quad (5.6)$$

De maneira a ter-se o mesmo potencial nas equações anteriores, pode-se por um lado exprimir a entalpia em função da temperatura na Equação 5.5 ou, por outro lado, pode-se introduzir a entalpia na Equação 5.6 em vez da temperatura (Stabat & Marchio, 2004). No modelo que se vai seguir opta-se por modificar a Equação 5.5 em função da temperatura de bolbo húmido. Assumindo que as curvas de temperatura de bolbo húmido se confundem com as curvas isentálpicas, a entalpia do ar pode ser expressa da seguinte maneira:

$$h_{ar} = c_{p,ar}T_{ar} + \omega_{ar}(h_{lv} + c_{pv}T_{ar}) \cong h(T_{ar}) = c_{p,ar}T_{ar} + \omega_{sat}(T'_{ar})h_{lv} \quad (5.7)$$

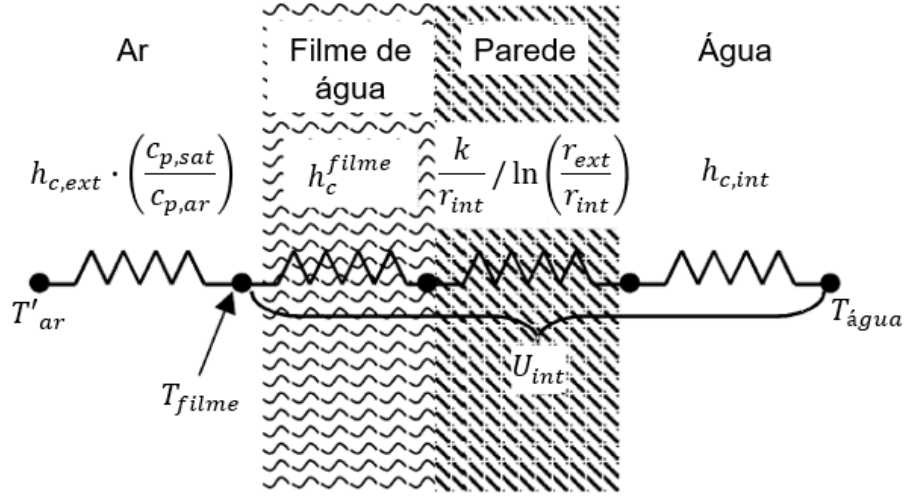


Figura 5.2: Transferência de calor através do conceito de resistências térmicas (Stabat & Marchio, 2004)

Da mesma maneira, a entalpia do filme de ar saturado é dada por:

$$h_{sat}(T_{filme}) = c_{p,ar}T_{filme} + \omega_{sat}(T_{filme})h_{lv} \quad (5.8)$$

Assumindo-se que a entalpia é linear numa pequena gama de temperaturas:

$$h_{ar} = h_0 + c_{p,sat}T'_{ar} \quad (5.9)$$

Deste modo a Equação 5.5 pode ser rescrita da seguinte forma:

$$d\dot{Q} = \frac{\bar{h}_{c,ext}dA_{ext}}{c_{p,ar}}c_{p,sat}(T_{filme} - T'_{ar}) \quad (5.10)$$

A transferência de calor total entre a água no interior dos tubos e o ar pode ser representada por um coeficiente global total:

$$d\dot{Q} = U_{total}dA_{total}(T_{água} - T'_{ar}) \quad (5.11)$$

onde

$$\frac{1}{U_{total}dA_{total}} = \frac{1}{U_{ext}dA_{ext}} + \frac{1}{U_{int}dA_{int}} = \frac{c_{p,ar}}{h_{c,ext}c_{p,sat}dA_{ext}} + \frac{1}{U_{int}dA_{int}} \quad (5.12)$$

5.5 Análise térmica

5.5.1 Balanço térmico na torre de arrefecimento

Na Figura 5.3 está presente o esquema da torre de arrefecimento de contacto indireto bem como os escoamentos intervenientes no processo de arrefecimento, neste caso no processo de condensação do vapor de escape da turbina.

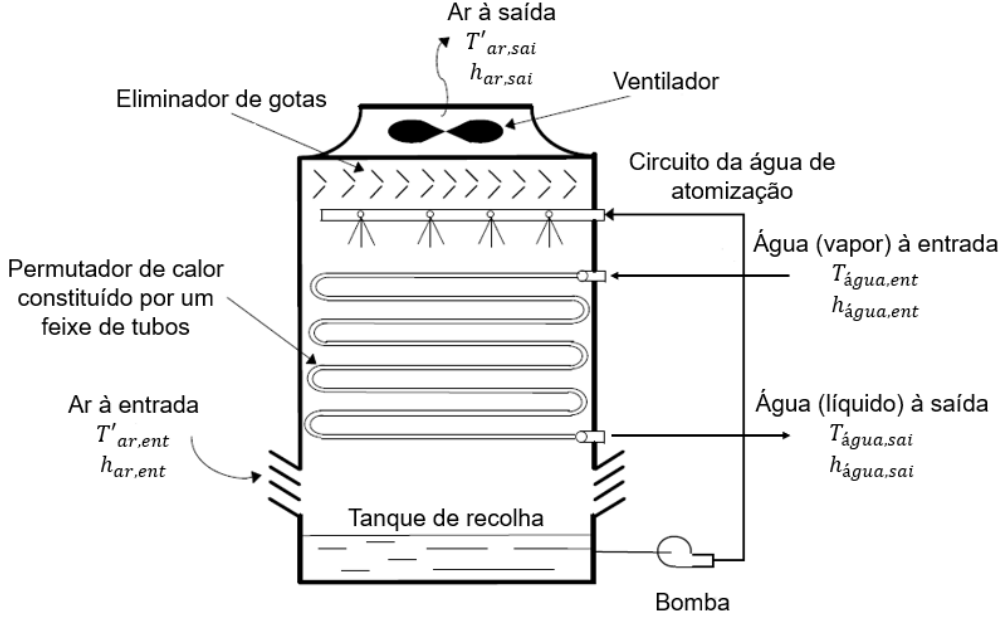


Figura 5.3: Esquema da torre de arrefecimento (Stabat & Marchio, 2004)

Realizando o balanço térmico à torre de arrefecimento, a transferência de calor do lado do ar é dada por:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ar}(h_{ar,sai} - h_{ar,ent}) = \dot{m}_{ar}c_{p,sat}(T'_{ar,sai} - T'_{ar,ent}) \quad (5.13)$$

onde:

$$c_{p,sat} = \frac{h_{ar,sai} - h_{ar,ent}}{T'_{ar,sai} - T'_{ar,ent}} \quad (5.14)$$

Para o lado da água e lembrando que ocorre condensação do vapor, a potência calorífica transferida é igual a:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{água,torre}(h_{água,ent} - h_{água,sai}) \quad (5.15)$$

5.5.2 Eficiência da torre de arrefecimento

A eficiência da torre de arrefecimento é determinada pela eficiência do permutador de calor que pode ser definida como a razão entre a potência calorífica real transferida e potência calorífica máxima que é possível transferir na torre de arrefecimento. Deste modo a eficiência da torre é dada por:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (5.16)$$

A transferência máxima de calor ocorre quando o vapor de escape da turbina arrefece até à temperatura de bolbo húmido do ar à entrada da torre (Ettouney et al., 2001). Assim a potência calorífica máxima transferida é igual a:

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m}_{água,torre}(h_{água,ent} - h_{água,sai,ideal}) \quad (5.17)$$

onde $h_{água,sai,ideal}$ representa a entalpia da água à temperatura de bolbo húmido do ar de entrada.

Assim sendo a Equação 5.16 pode ser rescrita da seguinte maneira:

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_{\text{água},\text{torre}}(h_{\text{água},\text{ent}} - h_{\text{água},\text{sai}})}{\dot{m}_{\text{água},\text{torre}}(h_{\text{água},\text{ent}} - h_{\text{água},\text{sai},\text{ideal}})} = \frac{(h_{\text{água},\text{ent}} - h_{\text{água},\text{sai}})}{(h_{\text{água},\text{ent}} - h_{\text{água},\text{sai},\text{ideal}})} \quad (5.18)$$

5.5.3 Coeficientes de transferência de calor e de massa

Coeficiente de transferência de massa

Quando $\frac{\dot{G}_{L,\text{atom}}}{d_{\text{ext}}} \geq 0,7$, Niitsu et al. (1969) constataram que o coeficiente de transferência de massa é independente do caudal de água de atomização variando apenas com o caudal de ar. Deste modo o coeficiente de transferência de massa pode ser expresso por:

$$h_m^{\text{ar}} = C(\dot{G}_{\text{ar}})^n \quad (5.19)$$

onde o parâmetro C situa-se entre 0,049 e 0,076 e o expoente n entre 0,773 e 0,905. Segundo Stabat & Marchio (2004) pode-se assumir um expoente médio n igual a 0,8. Este coeficiente de transferência de massa depende do fluxo mássico de ar $\dot{G}_{\text{ar}}$ baseado numa área mínima de passagem.

Coeficiente de transferência de calor do ar

O coeficiente de transferência de calor do ar está relacionado com o coeficiente de transferência de massa para o mesmo número de Reynolds através da analogia entre a transferência de calor, massa e quantidade de movimento (Facão, 1999). Chilton & Colburn (1934) propuseram uma analogia que correlaciona os coeficientes de transferência de massa e de calor com o fator de atrito f (*j-factor analogy*). Ao contrário da analogia de Reynolds, esta analogia considera a diferença entre as espessuras das camadas limite (efeito do número de Prandtl e de Schmidt). Adotando esta analogia, o coeficiente de transferência de calor do ar é igual a:

$$h_c^{\text{ar}} = c_{p,\text{ar}} h_m^{\text{ar}} Le^{2/3} \quad (5.20)$$

Como já foi dito anteriormente, para o caso do ar húmido o número de Lewis pode ser considerado igual a 1. Assim a Equação 5.20 pode ser simplificada:

$$h_c^{\text{ar}} = c_{p,\text{ar}} h_m^{\text{ar}} \quad (5.21)$$

Coeficiente de transferência de calor entre a parede exterior do tubo e o filme de água

A transferência de calor por convecção entre a superfície exterior do tubo e a água de atomização que ocorre no filme de água pode ser caracterizada pelo seguinte coeficiente (Stabat & Marchio, 2004):

$$h_c^{\text{filme}} = C \left(\frac{\dot{G}_{L,\text{atom}}}{d_{\text{ext}}} \right)^n \quad (5.22)$$

Mizushima et al. (1967) estabeleceram que $C = 2100$ e $n = 1/3$. Esta correlação é válida para $0,7 \leq \frac{\dot{G}_{L,\text{atom}}}{d_{\text{ext}}} \leq 5,5$.

Coefficiente de transferência de calor do escoamento interior de água

Uma vez que existe condensação com subarrefecimento do fluido de trabalho (vapor de água de escape da turbina) existirão dois coeficientes de transferência de calor por convecção para a água no interior dos tubos, um para o arrefecimento latente (condensação) e outro para o arrefecimento sensível (subarrefecimento).

O coeficiente de transferência de calor da água no interior dos tubos na zona de arrefecimento sensível é dado pela correlação de Dittus Boetler (Stabat & Marchio, 2004):

$$h_c^{água,sens} = 0,023 \frac{k_{água}}{d_{int}} Re_{int}^{0,8} Pr^{0,3} \quad (5.23)$$

onde $Re_{int} = \frac{\rho_{água} V_{água} d_{int}}{\mu_{água}}$ e $Pr = \frac{c_{água} \mu_{água}}{k_{água}}$, válida para um número de Reynolds superior a 10^4 .

Como inicialmente não se tem a certeza quanto ao regime de escoamento da água no interior dos tubos preferiu-se utilizar uma função do programa EES que determina o coeficiente de transferência de calor $h_c^{água,sens}$ independentemente do regime de escoamento. Esta função tem como parâmetros de entrada a temperatura média do fluido, a pressão, caudal mássico, o diâmetro interior do tubo e o seu comprimento.

Durante a condensação em filme no interior dos tubos podem ocorrer vários regimes de escoamentos (Figura 5.4) que dependem da orientação e comprimento do tubo, o fluxo de calor ao longo do eixo do tubo e também das propriedades do fluido. O coeficiente de transferência de calor da água para a parte da condensação irá depende do tipo de regime de escoamento bifásico existente (Rohsenow et al., 1998).

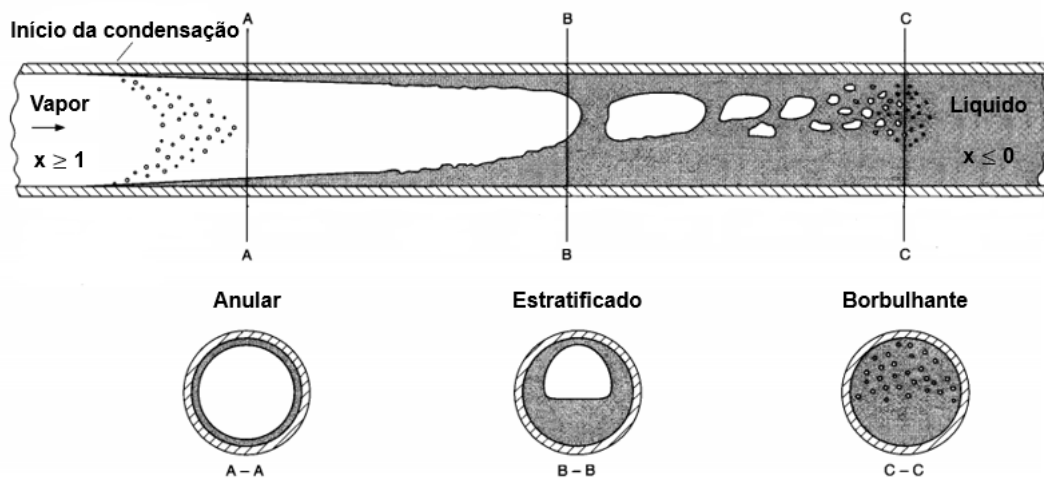


Figura 5.4: Regimes de escoamento durante a condensação em filme no interior dos tubos (Rohsenow et al., 1998)

O coeficiente de transferência de calor da água durante a condensação $h_c^{água,lat}$ foi definido utilizando uma função disponibilizada pela biblioteca de funções do programa EES. Esta função calcula o coeficiente de transferência de calor médio entre o estado de vapor saturado e líquido saturado, baseando-se na correlação definida por Dobson & Chato (1998). A função utiliza como parâmetros de entrada o caudal mássico, a temperatura de saturação e temperatura na superfície interior do tubo, o diâmetro e os títulos de entrada e saída. A temperatura na superfície no interior do tubo é calculada através do método de resistências térmicas.

5.5.4 Coeficientes globais de transferência de calor

Tendo por base o modelo proposto por Stabat & Marchio (2004), a transferência de calor na torre de arrefecimento pode ser definida através de um coeficiente global de transferência de calor. Este coeficiente pode ser calculado através das resistências térmicas constituintes e é representado pela seguinte expressão:

$$\frac{1}{(UA)_{total}} = \frac{1}{(UA)_{ext}} + \frac{1}{(UA)_{int}} \quad (5.24)$$

O coeficiente de transferência de calor externo, do lado ar, é dado por:

$$\frac{1}{(UA)_{ext}} = \frac{c_{p,ar}}{h_c^{ar} c_{p,sat} A_{ext}} \quad (5.25)$$

Uma vez que existem dois coeficientes de transferência de calor para a água, um latente e outro sensível, também irão existir dois coeficientes de transferência de calor interno. Deste modo, os coeficientes de transferência de calor interno, sensível e latente, são dados pelas seguintes equações:

$$\frac{1}{(UA)_{int,sens}} = \frac{1}{h_c^{água,sens} A_{ext}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{\frac{k_{tubo}}{r_{int}} A_{int}} + \frac{1}{h_c^{filme} A_{ext}} + \frac{R_{suj}}{A_{int}} \quad (5.26)$$

$$\frac{1}{(UA)_{int,lat}} = \frac{1}{h_c^{água,lat} A_{ext}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{\frac{k_{tubo}}{r_{int}} A_{int}} + \frac{1}{h_c^{filme} A_{ext}} + \frac{R_{suj}}{A_{int}} \quad (5.27)$$

onde as primeiras e terceiras parcelas são referentes às resistências térmicas de convecção da água do escoamento interior e do filme de água, respetivamente. A segunda parcela representa a resistência térmica de condução do tubo do permutador e a última parcela diz respeito à resistência térmica devido à sujidade dentro do tubo penalizando deste modo a transferência de calor (Pinho, 2018).

O coeficiente global de transferência de calor U pode ser expresso em relação à área interior ou exterior dos tubos. No presente trabalho optou-se por se utilizar a área exterior e uma vez que existem dois coeficientes de transferência de calor internos também existirão dois coeficientes globais. Assim sendo os coeficientes globais sensível e latente são iguais a:

$$\frac{1}{U_{sens}} = A_{ext} \left[\frac{c_{p,ar}}{h_c^{ar} c_{p,sat} A_{ext}} + \frac{1}{h_c^{água,sens} A_{ext}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{\frac{k_{tubo}}{r_{int}} A_{int}} + \frac{1}{h_c^{filme} A_{ext}} + \frac{R_{suj}}{A_{int}} \right] \quad (5.28)$$

$$\frac{1}{U_{lat}} = A_{ext} \left[\frac{c_{p,ar}}{h_c^{ar} c_{p,sat} A_{ext}} + \frac{1}{h_c^{água,lat} A_{ext}} + \frac{\ln \left(\frac{r_{ext}}{r_{int}} \right)}{\frac{k_{tubo}}{r_{int}} A_{int}} + \frac{1}{h_c^{filme} A_{ext}} + \frac{R_{suj}}{A_{int}} \right] \quad (5.29)$$

5.5.5 Método das diferenças de temperaturas médias logarítmicas

Para dimensionar ou prever o comportamento de um permutador de calor é essencial relacionar a potência calorífica transferida com as seguintes grandezas: as temperaturas de entrada e saída dos fluidos; o coeficiente global de transferência de calor; e a área superficial total disponível para a transferência de calor (Incropera et al., 2011). O método das diferenças de temperaturas médias logarítmicas é um método frequentemente utilizado para relacionar a potência calorífica transferida com o coeficiente global. A diferença de temperaturas para a parte de mudança de fase do processo e recordando que a temperatura da água se mantém constante é igual a:

$$\Delta T_{ML,lat} = \frac{(T_{água,ent} - T'_{ar,sai}) - (T_{água,aux} - T'_{ar,aux})}{\ln \left(\frac{T_{água,ent} - T'_{ar,sai}}{T_{água,aux} - T'_{ar,aux}} \right)} \quad (5.30)$$

onde as temperatura $T_{água,aux}$ e $T'_{ar,aux}$ representam as temperaturas auxiliares da água e bolbo húmido do ar, respetivamente, que marcam o fim da condensação ou o início do subarrefecimento. Salienta-se que a temperatura auxiliar da água é igual à temperatura de entrada (temperatura de saturação). Já a diferença para a parte sensível do arrefecimento é expressa do seguinte modo:

$$\Delta T_{ML,sens} = \frac{(T_{água,aux} - T'_{ar,aux}) - (T_{água,sai} - T'_{ar,ent})}{\ln \left(\frac{T_{água,aux} - T'_{ar,aux}}{T_{água,sai} - T'_{ar,ent}} \right)} \quad (5.31)$$

Deste modo as potências caloríficas transferidas na torre são iguais a:

$$\dot{Q}_{lat} = U_{lat} A_{ext} \Delta T_{ML,lat} \quad (5.32)$$

e

$$\dot{Q}_{sens} = U_{sens} A_{ext} \Delta T_{ML,sens} \quad (5.33)$$

em que:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{lat} + \dot{Q}_{sens} \quad (5.34)$$

5.5.6 Potências elétricas

Potência elétrica de ventilação

A potência elétrica consumida pelos ventiladores pode ser calculada através da seguinte expressão (Pinho, 2018):

$$\dot{W}_{event} = \frac{\dot{V}_{ar} \Delta p_{ar}}{\eta_{vent}} \quad (5.35)$$

esta equação é válida para fluidos incompressíveis e deste modo o cálculo da potência elétrica dos ventiladores através desta equação é uma aproximação grosseira uma vez que o ar é um fluido compressível.

Considerando um ventilador axial (torre com escoamento induzido), assumiu-se um rendimento (η_{vent}) de 0,6 segundo Pinho (2018).

Relativamente à queda de pressão do ar após a passagem pelo permutador evaporativo, considerou-se uma correlação que relaciona a queda de pressão com o fluxo mássico de ar e caudal mássico da água de atomização por unidade de largura (Finlay & Harris, 1984):

$$\Delta p_{ar} = 4,9 H_{perm} (\dot{G}_{ar})^{1,85} \left(\frac{\dot{G}_{L,atom}}{d_{ext}} \right)^{0,285} \quad (5.36)$$

onde H_{perm} representa a altura do permutador. Esta correlação é válida para $2 \leq \dot{G}_{ar} \leq 6$ e $1,3 \leq \frac{\dot{G}_{L,atom}}{d_{ext}} \leq 3,5$.

Potência elétrica de bombagem

A potência elétrica consumida pelo sistema de bombagem pode ser definida através da seguinte equação (Pinho, 2018):

$$\dot{W}_{e_{bomb}} = \frac{\dot{V}_{atom} \Delta p_{bomb}}{\eta_{bomb}} \quad (5.37)$$

onde η_{bomb} representa o rendimento da bomba e segundo Pinho (2018) pode-se assumir um valor de 0,6 para uma bomba do tipo centrífugo.

O aumento de pressão provocado pelo sistema de bombagem depende da pressão de atomização, ou seja, a pressão com que a água é distribuída pelos tubos do permutador. No presente trabalho considerou-se uma pressão de atomização de 3 kgf/cm² (Sampaio, 2010), cerca de 294200 Pa, deste modo o aumento de pressão é dado por:

$$\Delta p_{bomb} = 294200 - p_{atm} \quad (5.38)$$

5.5.7 Propriedades do ar e da água

As propriedades da água (mudança de fase e subarrefecimento) e do ar (seco e húmido) foram determinadas através do programa EES. Para as propriedades da água no subarrefecimento considerou-se uma temperatura média entre a temperatura de saturação e a temperatura de saída da água. Já para as propriedades de ar seco foi considerada uma temperatura média entre as temperaturas de entrada e saída do ar e uma pressão atmosférica igual a 101,325 kPa, sendo esta pressão também utilizada na determinação das propriedades de ar húmido tais como a temperatura de bolbo húmido e entalpia.

5.6 Dimensionamento do permutador de calor

5.6.1 Condições de projeto

A torre de arrefecimento deve ser dimensionada para a situação mais exigente que possa ocorrer no local em que vai ser instalada, ou seja quando o ar exterior apresenta temperaturas elevadas, que ocorre geralmente nos meses de Verão. Através da análise dos dados climáticos escolheu-se a maior temperatura de bolbo húmido do ar, que ocorre quando a

temperatura de bolbo seco é alta e a humidade relativa é reduzida. Uma vez que a torre está projetada para a situação mais exigente, no resto do tempo onde as temperaturas de bolbo húmido irão ser mais baixas irá funcionar sem problemas. Os dados climáticos foram obtidos com recurso ao software PolySun (VelaSolaris, Maio 2020) para a cidade do Porto (instalação situada na região do Porto). Deste modo selecionou-se a situação em que a temperatura de bolbo seco exterior $T_{ar,ent}$ é igual a 32,9 °C com uma humidade relativa $\phi_{ar,ent}$ de 58,6 % (ocorrida no dia 19 de Agosto de 2019). Relativamente às condições de saída do ar arbitrou-se uma temperatura $T_{ar,sai}$ de 40 °C e uma humidade relativa $\phi_{ar,sai}$ de 95 %.

As condições de entrada e saída da água são determinadas pelas condições do processo de arrefecimento da central de valorização e não sofrem quaisquer alterações. A temperatura de entrada $T_{\acute{a}gua,ent}$ é igual a 54 °C e uma pressão (absoluta) de 15 kPa estando no estado de vapor saturado, já a temperatura de saída $T_{\acute{a}gua,sai}$ é igual a 52 °C para a mesma pressão situando-se no estado de líquido comprimido. O caudal de água (vapor) que sai das turbinas e dirige-se para as torres de arrefecimento é igual a 100,22 t/h, cerca de 27,84 kg/s, que posteriormente será distribuído pelas diversas torres.

5.6.2 Configuração do permutador

A configuração do permutador de calor apresenta grande influência no funcionamento da torre de arrefecimento. No presente trabalho considerou-se um permutador composto por um feixe de tubos alinhados. O caudal de água de cada torre é distribuído por três toalhas de tubos (valor escolhido após uma avaliação de um conjunto inicial de resultados) composto por um determinado número de colunas N_C , tal como representado na Figura 5.5 (nesta figura não se encontra representado o escoamento da água de atomização que iria ter um sentido contrário ao escoamento de ar). Deste modo, o número de tubos por passagem N_{TP} é igual ao produto do número de colunas pelo número de toalhas arbitrado ($N_{TP} = 3N_C$). O material escolhido para os tubos do permutador foi o aço inox AISI 316 (condutividade térmica retirada do programa EES) e o tubos do permutador apresentam um comprimento L_{tubo} escolhida em função dos comprimentos dos tubos comercialmente disponíveis (varas de seis metros).

Na Figura 5.6 encontra-se esquematizado o arranjo dos tubos na matriz do permutador de calor, onde S_T representa o passo transversal (direção perpendicular ao escoamento de ar) e S_L o passo longitudinal (direção do escoamento de ar) entre os eixos dos tubos. Neste trabalho foi considerado que o passo longitudinal é igual ao transversal, $S_L = S_T$. A distância entre tubos A_l é dada por:

$$A_l = S_L - d_{ext} = S_T - d_{ext} \quad (5.39)$$

As áreas exteriores e interiores totais dos tubos são dependentes da configuração escolhida e são dadas através das seguintes expressões:

$$A_{ext} = \pi d_{ext} L_{tubo} N_P N_{TP} \quad (5.40)$$

$$A_{int} = \pi d_{int} L_{tubo} N_P N_{TP} \quad (5.41)$$

onde N_P representa o número de passagens dos tubos onde é distribuída a água ao longo do permutador. A área de passagem do ar na torre de arrefecimento depende dos passos

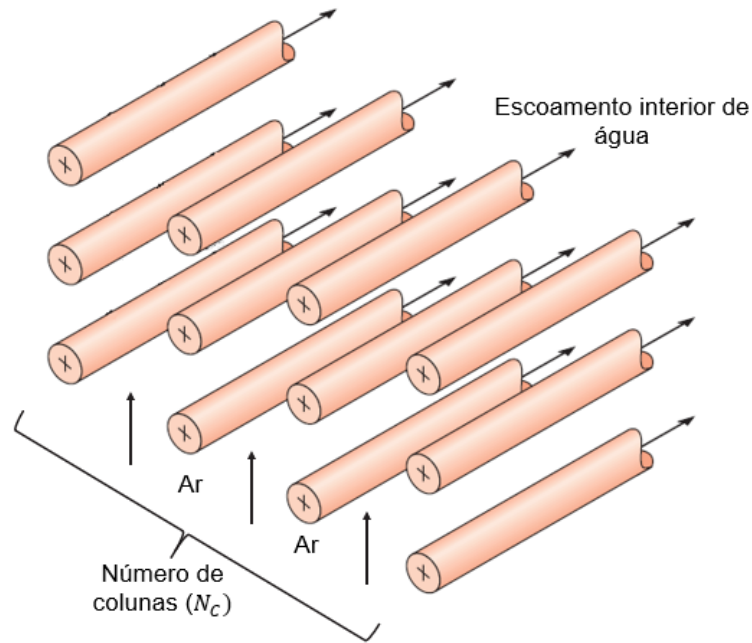


Figura 5.5: Esquema do permutador de calor utilizado na torre de arrefecimento (Incropera et al., 2011)

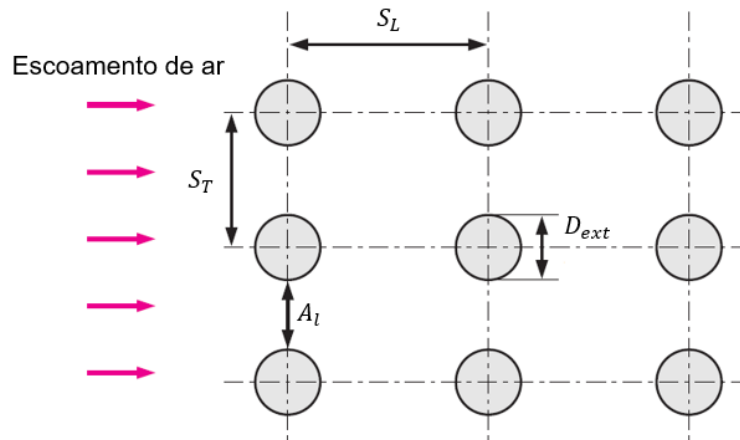


Figura 5.6: Arranjo dos tubos no permutador de calor (Cengel, 2003)

transversais e pode ser definida por:

$$A_p = X_{perm} L_{perm} - N_C d_{ext} L_{tubo} \quad (5.42)$$

onde X_{perm} representa a largura do permutador de calor e L_{perm} o seu comprimento.

A largura do permutador pode ser determinada através da seguinte expressão:

$$X_{perm} = N_C d_{ext} + A_l (N_C + 2) \quad (5.43)$$

para o cálculo do comprimento de permutador adiciona-se meio metro em cada ponta do tubo para realizar o encurvamento das diversas passagens, sendo dado por:

$$L_{perm} = L_{tubo} + 1 \quad (5.44)$$

A altura do permutador pode ser calculada através:

$$H_{perm} = 2N_P S_L + S_L(N_P - 1) + d_{ext} \quad (5.45)$$

Relativamente ao volume do permutador, este pode ser expresso da seguinte maneira:

$$Vol_{perm} = \frac{\pi d_{int}^2}{4} L_{tubo} N_P N_{TP} \quad (5.46)$$

Os coeficientes de transferência de massa e de calor do ar estão relacionados com a configuração do permutador, uma vez que o fluxo mássico do ar $\dot{G}_{ar}$ depende da área de passagem, sendo definido da seguinte maneira:

$$\dot{G}_{ar} = \frac{\dot{m}_{ar}}{A_p} \quad (5.47)$$

Também o caudal de água de atomização é dependente da configuração, podendo ser determinado do seguinte modo:

$$\dot{m}_{atom} = \dot{G}_{L,atom} L_{tubo} N_C \quad (5.48)$$

O caudal de água evaporada pode ser definido da seguinte maneira:

$$\dot{m}_{evap} = \dot{m}_{ar}(\omega_{ar,sai} - \omega_{ar,ent}) \quad (5.49)$$

5.6.3 Etapas para o dimensionamento

O primeiro passo a ser tomado para o dimensionamento do permutador de calor da torre de arrefecimento é selecionar as condições atmosféricas mais exigentes (maior temperatura de bolbo húmido do ar) e também arbitrar as condições de saída do ar da torre. Em seguida determina-se o caudal de água que irá circular no permutador de cada torre, para isso basta dividir o caudal total de vapor que sai das turbinas pelo número de torres de arrefecimento. O número de torres é um valor arbitrado e no presente trabalho irá ser feita uma análise para duas configurações em que o número de torres de arrefecimento é diferente. As condições de entrada e saída da água, apresentadas anteriormente, são fixas.

Depois de se determinar o caudal de água em cada torre, determina-se o caudal de ar. Para isso realiza-se um balanço térmico à torre, onde se considera que todo o calor transferido do escoamento interior de água é libertado para o escoamento de ar, ou seja, não existem perdas caloríficas para a vizinhança. Deste modo o caudal de ar é determinado através da seguinte equação:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ar} c_{p,sat}(T'_{ar,sai} - T'_{ar,ent}) = \dot{m}_{água,torre}(h_{água,ent} - h_{água,sai}) \quad (5.50)$$

Para o dimensionamento do permutador arbitrou-se: o número de colunas N_C (podendo este valor ser alterado ao longo das iterações para o dimensionamento); o passo longitudinal S_L e transversal S_T , onde se considerou um passo igual ao dobro do diâmetro exterior; um tubo sem costura com um diâmetro exterior d_{ext} de duas polegadas (diâmetros nominais presentes no Anexo B); e um caudal mássico de água de atomização por unidade de largura igual a $\dot{G}_{L,atom} = 2d_{ext}$. Relativamente à constante C do coeficiente de transferência de calor e massa do ar considerou-se um valor médio do intervalo válido igual a 0,0625. Em relação ao comprimento dos tubos foram consideradas duas hipóteses uma para tubos com nove metros e outra para tubos com doze metros. Para a resistência térmica provocada pela sujidade no interior dos tubos R_{suj} considerou-se um valor igual a 10^{-4} (m² K)/W (Pinho, 2018).

O processo de dimensionamento do permutador tem como objetivo determinar o número de passagens N_P para que seja possível a realização da transferência de calor para o ar. De acordo com as Equações 5.40 e 5.41, as áreas exteriores e interiores dependem do número de passagens e através do método das diferenças de temperaturas médias logarítmicas e dos coeficientes globais consegue-se determinar essa incógnita. Uma vez que a transferência de calor é maioritariamente realizada sob a forma latente, o número de passagens é determinado através da seguinte equação:

$$\frac{1}{U_{lat}} = \frac{A_{ext}\Delta T_{ML,lat}}{\dot{Q}_{lat}} \quad (5.51)$$

Uma vez que o número de passagens calculado não é um número inteiro, o valor efetivo para esta variável é o inteiro acima do valor calculado. Depois de se determinar o número efetivo de passagens, deve-se verificar se as condições de saída da água estão próximas das pretendidas. Para isso o comprimento de tubagem necessário para realizar o subarrefecimento sensível, calculado através da diferença de temperatura média logarítmica e coeficiente global sensíveis $\Delta T_{ML,sens}$ e U_{sens} , deverá ser igual ou inferior ao comprimento efetivo que existe no permutador para realizar esse subarrefecimento, determinado através da diferença entre o número de passagens efetivo e o calculado através da Equação 5.51. Se esta condição for verificada, através do comprimento efetivo do permutador destinado ao arrefecimento sensível, determina-se a temperatura prevista de saída da água. Para o correto dimensionamento do permutador é necessário escolher uma configuração em que a temperatura prevista de saída da água seja próxima da temperatura pretendida (52 °C), para isso pode-se ir alterando o número de colunas N_C até se atingir o número que cumpra todos os requisitos pretendidos.

5.6.4 Configurações selecionadas

No presente trabalho foram dimensionadas duas configurações diferentes de permutadores de calor, uma configuração onde se utilizam quatro torres de arrefecimento e outra com seis torres. Com o aumento do número de torres de arrefecimento consegue-se um melhor controlo da potência calorífica libertada e também torna-se mais fácil modelar o calor residual da central que pode ser reaproveitado para outras aplicações, bastando para isso desviar o caudal de água que vai para a torre de arrefecimento e encaminha-lo para a aplicação de reaproveitamento.

O dimensionamento do permutador de calor/torre de arrefecimento foi realizado através de várias iterações onde se vai alterando o número de colunas do permutador N_C . Deste

5. Dimensionamento da torre de arrefecimento

modo, o número de colunas é escolhido de maneira a que as condições de saída da água sejam as mais próximas das pretendidas e também de maneira a minimizar a potência elétrica consumida quer na bombagem da água quer na circulação do ar. Após uma análise dos valores obtidos, o comprimento dos tubos selecionado foi o comprimento de doze metros uma vez que se consegue obter temperaturas de saída muito próximas das pretendidas apesar da potência consumida ser ligeiramente superior (o resultados obtidos para um comprimento de nove metros estão presentes no Anexo C). Na Tabela 5.1 estão presentes as condições de entrada e saída pretendidas para a água e o ar. Relativamente ao ar, como já foi referido anteriormente, as condições de entrada refletem a situação mais exigente (maior temperatura de bolbo húmido) sendo as condições de saída arbitradas.

Tabela 5.1: Condições de entrada e saída do ar e da água arrefecida para ambas as configurações

Água arrefecida					
Entrada			Saída		
$T_{água,ent}$ [°C]	p [kPa]	Estado:	$T_{água,sai}$ [°C]	p [kPa]	Estado:
54,00	15,00	Vapor saturado	52,00	15,00	Líquido comprimido
Ar					
Entrada			Saída		
$T_{ar,ent}$ [°C]	$\phi_{ar,ent}$ [%]	$T'_{ar,ent}$ [°C]	$T_{ar,sai}$ [°C]	$\phi_{ar,sai}$ [%]	$T'_{ar,sai}$ [°C]
32,90	58,60	26,08	40,00	95,00	39,18

Nas Tabelas 5.2 e 5.3 encontram-se representados os caudais de água arrefecida, de ar e da água de atomização obtidos para as configuração com quatro e seis torres de arrefecimento, respetivamente. O caudal $\dot{m}_{água,tubo}$ é o caudal de água que passa em cada tubo do permutador e resulta da distribuição do caudal de água da torre $\dot{m}_{água,torre}$ pelo número de tubos por passagem N_{TP} .

Tabela 5.2: Caudais mássicos obtidos da água arrefecida, ar e água de atomização para uma configuração com 4 torres

Água		Ar		Água de atomização	
$\dot{m}_{água,torre}$ [kg/s]	6,96	$\dot{m}_{ar}$ [kg/s]	210,40	$\dot{m}_{atom}$ [kg/s]	75,25
$\dot{m}_{água,tubo}$ [kg/s]	0,0442	$\dot{V}_{ar}$ [m ³ /s]	184,50	$\dot{V}_{atom}$ [m ³ /s]	0,0754
		$\dot{G}_{ar}$ [kg/(m ² s)]	4,2670	$\dot{G}_{L,atom}$ [kg/(m s)]	0,1206

Tabela 5.3: Caudais mássicos obtidos da água arrefecida, ar e água de atomização para uma configuração com 6 torres

Água		Ar		Água de atomização	
$\dot{m}_{água,torre}$ [kg/s]	4,64	$\dot{m}_{ar}$ [kg/s]	140,30	$\dot{m}_{atom}$ [kg/s]	50,65
$\dot{m}_{água,tubo}$ [kg/s]	0,0442	$\dot{V}_{ar}$ [m ³ /s]	123,00	$\dot{V}_{atom}$ [m ³ /s]	0,0507
		$\dot{G}_{ar}$ [kg/(m ² s)]	4,5080	$\dot{G}_{L,atom}$ [kg/(m s)]	0,1206

Os arranjos e as dimensões do permutador apresentam-se nas Tabelas 5.4 e 5.5. Tal como foi referido no subcapítulo anterior, foram arbitrados valores para o diâmetro exte-

rior da tubagem, o seu comprimento, os passos entre tubos e também o número de colunas. A seleção do passo e do número de colunas apresenta grande importância no dimensionamento do permutador uma vez que determinam o fluxo mássico de ar que percorre a torre bem como o caudal de água de atomização. Um menor espaçamento dos tubos leva a uma redução da área de passagem do escoamento de ar, aumentando deste modo o fluxo mássico de ar e com consequente aumento da perda de carga e potência consumida pelos ventiladores. Contudo aumentar o passo e o número de colunas levemente não é uma boa opção uma vez que aumenta o tamanho do permutador. Assim sendo, o passo transversal e o número de colunas foram selecionados de modo que o fluxo mássico de ar se encontrasse no intervalo válido para as diversas correlações utilizadas. As áreas de transferência de calor e a área de passagem, presentes também nas Tabelas 5.4 e 5.5, dependem do número de passagens calculado.

Tabela 5.4: Arranjo e dimensões do permutador de calor para a configuração com 4 torres

Tubos		Arranjo		Áreas		Dimensões	
d_{ext} [m]	0,0603	S_L [m]	0,1206	A_{ext} [m ²]	1773,00	X_{perm} [m]	6,39
d_{int} [m]	0,0545	S_T [m]	0,1206	A_{int} [m ²]	1603,00	H_{perm} [m]	1,75
e [m]	0,0029	N_C [-]	52	A_p [m ²]	45,47	L_{perm} [m]	13,00
L_{tubo} [m]	12,00	N_{TP} [-]	156			Vol_{perm} [m ³]	21,84
		N_P [-]	5				

Tabela 5.5: Arranjo e dimensões do permutador de calor para a configuração com 6 torres

Tubos		Arranjo		Áreas		Dimensões	
d_{ext} [m]	0,0603	S_L [m]	0,1206	A_{ext} [m ²]	1193,00	X_{perm} [m]	4,34
d_{int} [m]	0,0545	S_T [m]	0,1206	A_{int} [m ²]	1079,00	H_{perm} [m]	1,75
e [m]	0,0029	N_C [-]	35	A_p [m ²]	31,11	L_{perm} [m]	13,00
L_{tubo} [m]	12,00	N_{TP} [-]	105			Vol_{perm} [m ³]	14,70
		N_P [-]	5				

Os parâmetros de desempenho térmico, coeficientes de transferência de calor e de massa, coeficientes globais, diferença de temperaturas médias logarítmicas, eficiência e potência calorífica libertada, estão presentes nas Tabelas 5.6 e 5.7.

5. Dimensionamento da torre de arrefecimento

Tabela 5.6: Parâmetros de desempenho térmico para uma configuração com 4 torres

Coeficientes de transferência de calor e massa					
Escoamento Interior de água		Filme de água de atomização		Ar	
Latente		h_c^{filme} [W/(m² K)] 2646,00		h_m^{ar} [kg/(m² s)]	0,2129
$h_c^{água,lat}$ [W/(m² K)]	13194,00				
Sensível				h_c^{ar} [W/(m² K)]	213,40
$h_c^{água,sens}$ [W/(m² K)]	217,60				
Coeficientes globais de transferência de calor					
Latente			Sensível		
U_{lat} [W/(m² K)]	635,60		U_{sens} [W/(m² K)]	152,10	
Diferença de temperaturas médias logarítmicas					
Latente			Sensível		
$\Delta T_{ML,lat}$ [°C]	14,84		$\Delta T_{ML,sens}$ [°C]	19,73	
Eficiência [%]					
95,65					
Potência calorífica libertada					
Por torre [MW]			Total [MW]		
16,57			66,28		

Tabela 5.7: Parâmetros de desempenho térmico para uma configuração com 6 torres

Coeficientes de transferência de calor e massa						
Escoamento Interior de água			Filme de água de atomização		Ar	
Latente			h_c^{filme} [W/(m² K)] 2646,00		h_m^{ar} [kg/(m² s)]	0,2085
$h_c^{água,lat}$ [W/(m² K)]	13135,00					
Sensível					h_c^{ar} [W/(m² K)]	209,90
$h_c^{água,sens}$ [W/(m² K)]	225,00					
Coeficientes globais de transferência de calor						
Latente				Sensível		
U_{lat} [W/(m² K)]		628,80		U_{sens} [W/(m² K)]		155,70
Diferença de temperaturas médias logarítmicas						
Latente				Sensível		
$\Delta T_{ML,lat}$ [°C]		14,84		$\Delta T_{ML,sens}$ [°C]		19,79
Eficiência [%]						
95,65						
Potência calorífica libertada						
Por torre [MW]				Total [MW]		
11,05				66,30		

Nas Tabelas 5.8 e 5.9 estão presentes as potências elétricas consumidas pelos ventiladores do ar e pelo sistema de bombagem para a configuração de quatro e seis torres.

Tabela 5.8: Potência elétrica consumida pelos ventiladores do ar e sistema de bombagem para uma configuração de 4 torres

Ventiladores	
Perda de carga sofrida pelo ar Δp_{ar} [Pa]	177,60
Potência elétrica consumida por torre [kW]	54,61
Potência elétrica total consumida [kW]	218,44
Sistema de bombagem	
Aumento de pressão da água de atomização Δp_{bomb} [Pa]	192875
Potência elétrica consumida por torre [kW]	24,23
Potência elétrica total consumida [kW]	96,92

Tabela 5.9: Potência elétrica consumida pelos ventiladores do ar e sistema de bombagem para uma configuração de 6 torres

Ventiladores	
Perda de carga sofrida pelo ar Δp_{ar} [Pa]	169,20
Potência elétrica consumida por torre [kW]	34,67
Potência elétrica total consumida [kW]	208,02
Sistema de bombagem	
Aumento de pressão da água de atomização Δp_{bomb} [Pa]	192875
Potência elétrica consumida por torre [kW]	16,31
Potência elétrica total consumida [kW]	97,86

Tal como já foi dito anteriormente, o número de passagens calculado não é um valor inteiro e por esse motivo a temperatura prevista de saída da água não exatamente igual à temperatura pretendida. O dimensionamento do permutador deve ser realizado de maneira a que a temperatura prevista de saída da água seja a mais próxima possível da pretendida. Nas Tabelas 5.10 e 5.11 estão presentes a temperatura prevista de saída da água para ambas as configurações bem como o comprimento total de tubagem necessário e disponível para realizar o subarrefecimento (parte sensível do processo de arrefecimento).

Tabela 5.10: Condições previstas de saída da água para uma configuração de 4 torres

Condições reais de saída	
N_P calculado [-]	4,935
N_P escolhido [-]	5
Comprimento necessário para o subarrefecimento [m]	101,60
Comprimento disponível para o subarrefecimento [m]	121,70
Temperatura prevista de saída da água [°C]	51,62

Tabela 5.11: Condições previstas de saída da água para uma configuração de 6 torres

Condições reais de saída	
N_P calculado [-]	4.941
N_P escolhido [-]	5
Comprimento necessário para o subarrefecimento [m]	66,20
Comprimento disponível para o subarrefecimento [m]	74,34
Temperatura prevista de saída da água [°C]	51,77

Análise do desempenho das torres de arrefecimento

6.1 Introdução

No presente capítulo é realizada a análise do desempenho das configurações escolhidas para as torres de arrefecimento, estas configurações encontram-se lembradas na Tabela 6.1.

Tabela 6.1: Configurações escolhidas para as torres de arrefecimento

	Configuração com 4 torres	Configuração com 6 torres
Comprimento dos tubos [m]	12	12
Número de colunas N_C	52	35
Número de passagens N_P	5	5

Em primeiro lugar é feita uma comparação entre as configurações escolhidas com recurso a temperaturas típicas para estações do ano. Através da análise da Tabela 6.2 e com base na temperaturas de bolbo seco médias mensais, consegue-se perceber que para o clima do Porto os meses podem ser divididos, de um modo simplista, em três estações: estação de Inverno que incluem os meses de Dezembro, Janeiro e Fevereiro; estação de Verão que engloba os meses de Maio, Junho, Julho, Agosto, Setembro e Outubro; e por fim a Meia Estação composta pelos meses de Março, Abril e Novembro. As condições atmosféricas (temperatura de bolbo seco e humidade relativa) típicas utilizadas para as diferentes estações do ano encontram-se na Tabela 6.3, bem como o dia de ocorrência dessa condições.

Em segundo lugar efetua-se uma análise diária do comportamento das torres de arrefecimento com o intuito de se perceber melhor o desempenho das mesmas ao longo do ano.

O caudal de água de atomização é ajustado para cada estação do ano uma vez que nos meses onde a temperatura atmosférica é mais baixa consegue-se aumentar a transferência de calor sensível para o ar e diminuir a componente latente e deste modo não é necessário um caudal de água de atomização tão elevado em comparação com os meses mais quentes. O caudal de água de atomização utilizado em cada estação está apresentado na Tabela 6.4. Na parte final do capítulo é estudada a hipótese do funcionamento da torre em modo seco (sem água de atomização) durante os meses de Inverno.

6. Análise do desempenho das torres de arrefecimento

Tabela 6.2: Temperaturas de bolbo seco e humidades relativas médias para os meses do ano na região do Porto

Mês	Temperatura de bolbo seco [°C]	Humidade relativa [%]
Janeiro	10	80,6
Fevereiro	10,8	77,9
Março	12,8	74,7
Abril	13,7	77,9
Maio	16,1	76,7
Junho	18,8	76,5
Julho	19,6	78,7
Agosto	20,3	76,1
Setembro	18,8	77,1
Outubro	16,7	80,1
Novembro	12,7	79,8
Dezembro	10,6	79,8

Tabela 6.3: Condições atmosféricas típicas para as estações consideradas

Estação	Temperatura [°C]	Humidade relativa [%]	Data de ocorrência
Meses de Inverno	6	85,6	15/01/2019
Meses de Meia Estação	15	64,3	02/04/2019
Meses de Verão	25	61,9	29/07/2019

Tabela 6.4: Caudal de água de atomização por unidade de largura utilizado em cada estação do ano

Estação	Caudal utilizado por unidade de largura [kg/(m s)]
Meses de Inverno	$\dot{G}_{L,atom} = 1d_{ext}$
Meses de Meia Estação	$\dot{G}_{L,atom} = 1,5d_{ext}$
Meses de Verão	$\dot{G}_{L,atom} = 2d_{ext}$

No programa desenvolvido para a análise de desempenho das torres é necessário arbitrar uma das condições de saída do ar da torre e deste modo foi considerada uma humidade relativa de 95%, igual à considerada na situação de dimensionamento da torre.

Em último lugar é realizada uma comparação entre as potências elétricas consumidas nas torres de arrefecimento e nos aerocondensadores.

Nos Anexos E e F apresenta-se o desempenho das torres de arrefecimento para as condições atmosféricas mensais e para as mais exigentes ocorridos em cada mês, respetivamente.

6.2 Comparação entre as configurações escolhidas com recurso a condições atmosféricas típicas

6.2.1 Condições de saída do ar

As condições de saída do ar da torre de arrefecimento são definidas pela temperatura de bolbo seco e humidade relativa do ar na descarga, sendo as restantes propriedades psicomé-

6.2. Comparação entre as configurações escolhidas com recurso a condições atmosféricas típicas

tricas definidas a partir destas duas. Como foi referido no início do capítulo, a humidade relativa do ar à saída é arbitrada para um valor próximo do estado de saturação (95%) e a temperatura de saída é determinada através do programa desenvolvido. A comparação da temperatura do ar à saída entre configurações e estações encontra-se representada no gráfico da Figura 6.1. Como seria de esperar, a temperatura de saída aumenta com o aumento da temperatura atmosférica exterior e o seu valor máximo ocorre nos meses de Verão. Relativamente à comparação entre configurações, estas apresentam praticamente a mesma temperatura de descarga.

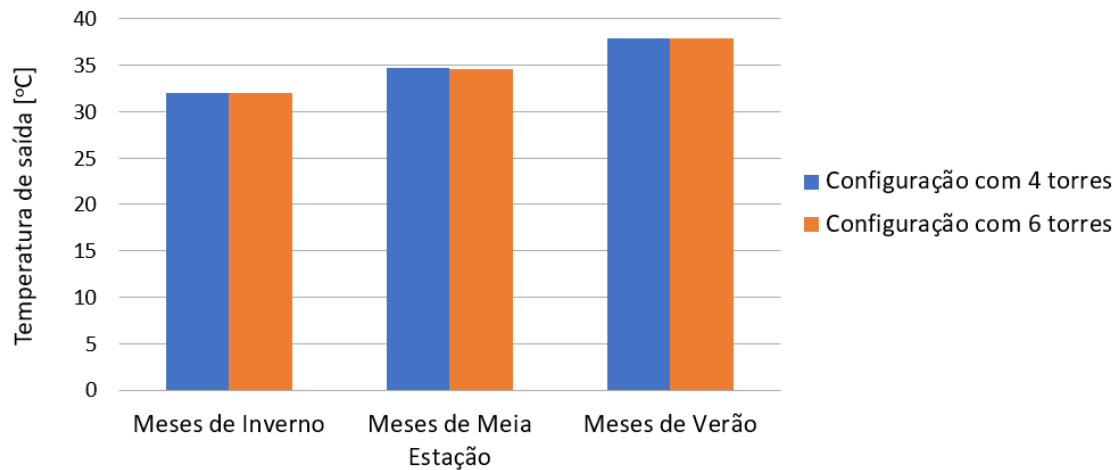


Figura 6.1: Comparação da temperatura de saída do ar para as três estações do ano e as duas configurações selecionadas

As evoluções do ar ao longo da torre de arrefecimento encontram-se representadas no diagrama psicrométrico presente no Anexo D. Através da utilização de um ponto auxiliar no diagrama foi possível determinar a percentagem da transferência de calor para o ar que ocorre de forma sensível. Este ponto auxiliar apresenta uma temperatura de bolbo seco igual à temperatura de bolbo seco do ar à saída e humidade absoluta igual à humidade absoluta do ar à entrada. Uma vez que as condições de saída são praticamente iguais para as duas configurações, não se justifica fazer essa diferenciação. Na Tabela 6.5 estão presentes as percentagens da transferência de calor sensível para o ar e pode-se verificar que com o aumento das temperaturas exteriores diminui a percentagem de transferência de calor sensível aumentando a componente latente, provocada por um aumento do caudal de água de atomização.

Tabela 6.5: Percentagens de transferência de calor sensível para o ar

Estação	Percentagem de transferência de calor sensível [%]
Meses de Inverno	30
Meses de Meia Estação	23
Meses de Verão	14

6.2.2 Caudais mássicos obtidos

Nos gráficos das Figuras 6.2, 6.3 e 6.4 é possível fazer uma comparação dos caudais de ar, água de atomização e água evaporada, respetivamente, obtidos para as três estações

do ano analisadas e para as duas configurações.

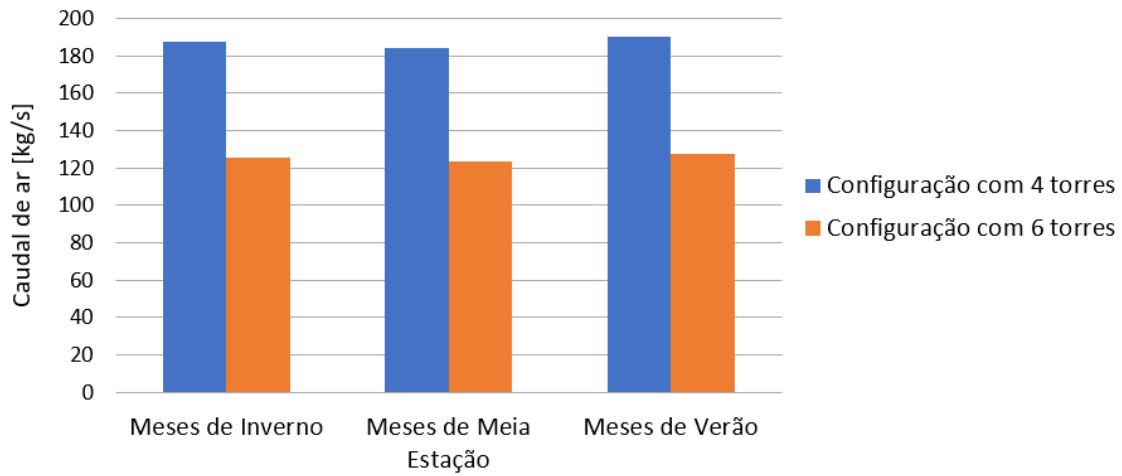


Figura 6.2: Comparação do caudal mássico de ar obtido para as três estações do ano e as duas configurações selecionadas

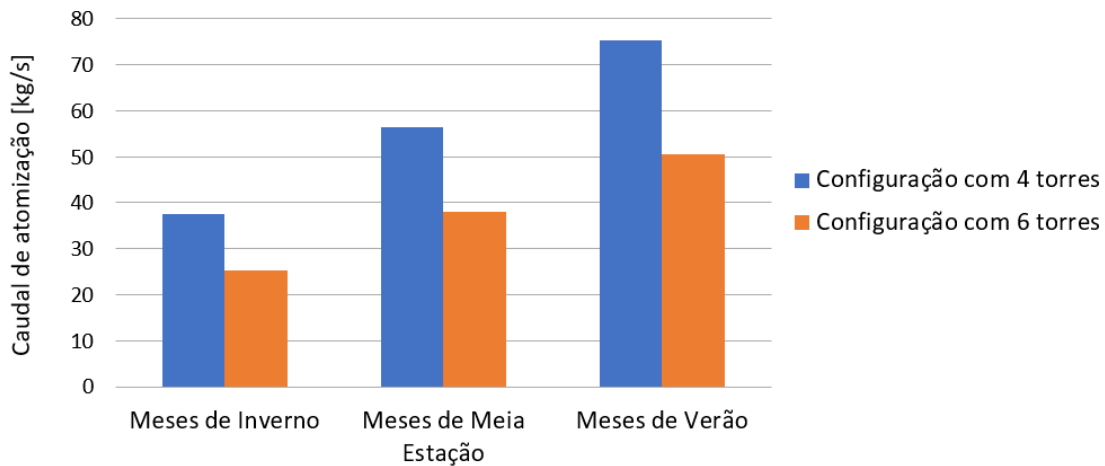


Figura 6.3: Comparação do caudal mássico de água de atomização obtido para as três estações do ano e as duas configurações selecionadas

O caudal mássico de ar obtido, comparação presente no gráfico da Figura 6.2, é maior na configuração com quatro torres. Uma vez que a potência calorífica transferida por torre para o ar é maior para esta configuração, é necessário um maior caudal de ar para que isso possa acontecer. A evolução do caudal de ar ao longo das estações do ano é analisada com mais pormenor no próximo subcapítulo.

Através da análise do gráfico presente na Figura 6.3, é possível verificar que o consumo de água de atomização é maior nos meses de Verão devido ao maior caudal de água de atomização por unidade de largura $\dot{G}_{L,atom}$ utilizado. O maior consumo de água de atomização nesta situação deve-se à necessidade de se rejeitar uma potência térmica constante ao longo do ano, sendo tal apenas possível aumentando a troca de calor latente (a troca

de calor sensível diminui devido ao aumento da temperatura ambiente). Realizando uma comparação entre configurações é possível também verificar que a configuração com seis torres apresenta um menor consumo de água de atomização, justificado pelas menores dimensões que esta configuração apresenta.

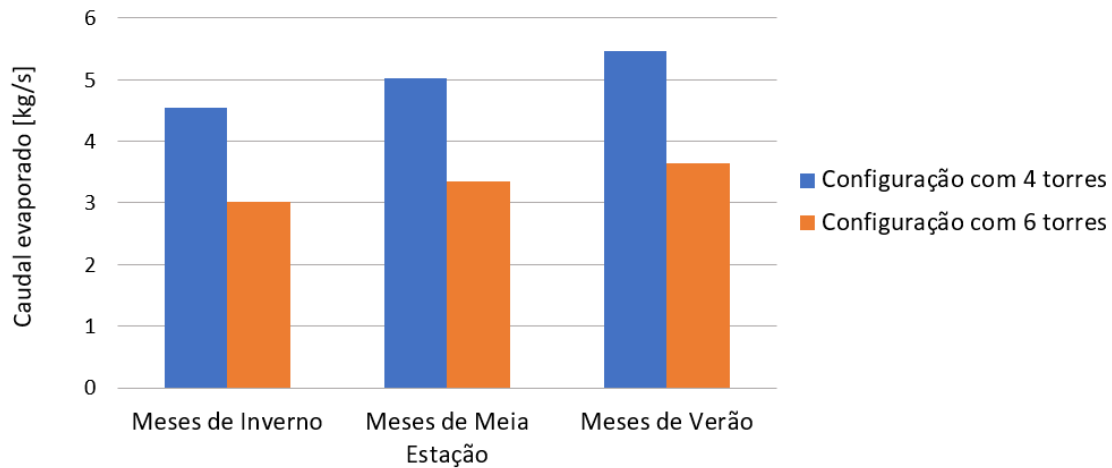


Figura 6.4: Comparação do caudal mássico de água evaporada obtido para as três estações do ano e as duas configurações selecionadas

Relativamente ao caudal de água evaporada, Figura 6.4, este é menor valor nos meses de Inverno e maior nos meses de Verão. Esta diferença deve-se sobretudo a uma maior diferença de humidade absoluta que ocorre nos meses de Verão (maior percentagem de transferência de calor latente para o ar). Contudo em termos percentuais (caudal evaporado sobre o caudal de água de atomização), são os meses de Inverno que apresentam uma maior percentagem de evaporação (cerca de 12%), seguindo-se os meses de Meia Estação (9%) e com menor percentagem os meses de Verão (7%). A configuração com seis torres apresenta um menor caudal de água evaporada devido ao menor caudal de ar presente na torre de arrefecimento, mas a taxa de evaporação é igual à da configuração com 4 torres e apresenta a mesma evolução para as diferentes estações.

6.2.3 Coeficientes de transferência de calor e massa

Coeficiente de transferência de calor e de massa do ar

A análise dos coeficientes de transferência de massa e de calor do ar pode ser feita através dos gráficos presentes nas Figuras 6.5 e 6.6, respetivamente. Os coeficientes de transferência de massa e de calor são ambos dependentes do fluxo mássico de ar obtido, sendo este fluxo diretamente proporcional ao caudal mássico de ar e inversamente à área de passagem do ar. Através da análise destes gráficos, é possível verificar que os dois coeficientes são ligeiramente inferiores para a configuração de seis torres. Apesar de o caudal mássico de ar obtido ser bastante inferior para esta configuração, a diferença do fluxo mássico entre as configurações é mínima. Uma menor área de passagem do ar, devido às menores dimensões da torre para a configuração com seis torres, compensa o facto de o caudal de ar ser mais baixo minimizando deste modo a diferença entre os coeficientes para as duas configurações. Os coeficientes de transferência de calor e de massa também

apresentam variações ao longo das estações do ano, sendo esta variação provocada pela variação do caudal mássico de ar obtido.

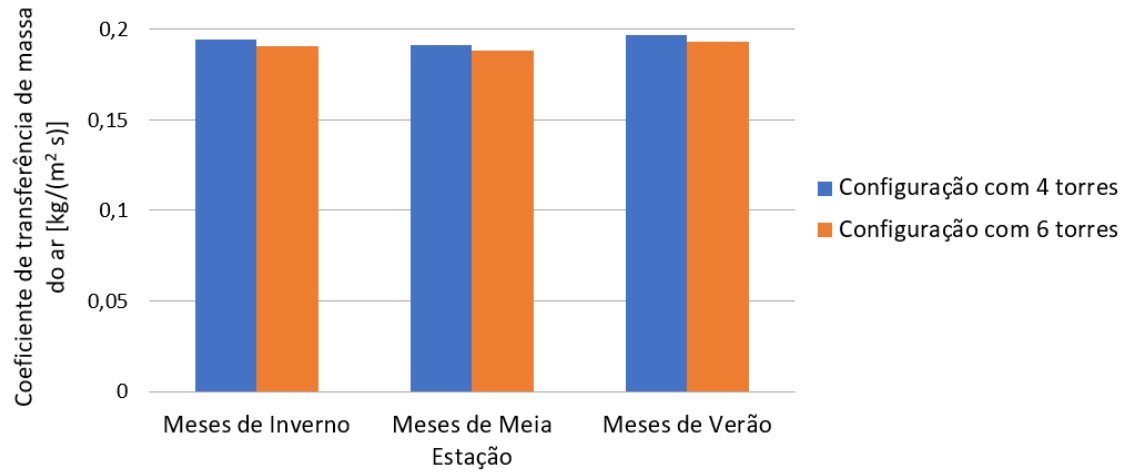


Figura 6.5: Comparação do coeficiente de transferência de massa do ar obtido para as três estações do ano e as duas configurações seleccionadas

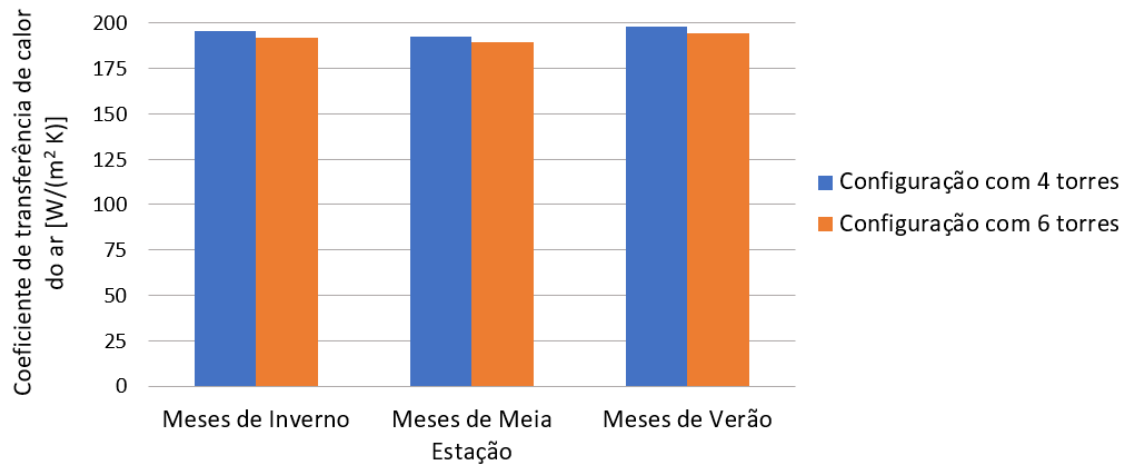


Figura 6.6: Comparação do coeficiente de transferência de calor do ar obtido para as três estações do ano e as duas configurações seleccionadas

Coeficiente de transferência de calor do filme de água de atomização

A comparação do coeficiente de transferência de calor do filme de água entre as diferentes estações e as duas configurações é apresentada no gráfico da Figura 6.7. Através da análise deste gráfico pode-se concluir que o coeficiente de transferência de calor do filme de água apenas varia para as diferentes estações, apresentando o mesmo valor para ambas as configurações. Sendo este coeficiente de transferência de calor apenas influenciado pelo caudal de água de atomização por unidade de largura relativo $\dot{G}_{L,atom}/d_{ext}$, a variação entre as estações deve-se à utilização de diferentes caudais por unidade de largura (presentes na Tabela 6.4). A não variação entre configurações é justificada pelo facto de ter

sido utilizado o mesmo caudal de água de atomização por unidade de largura para as duas configurações.

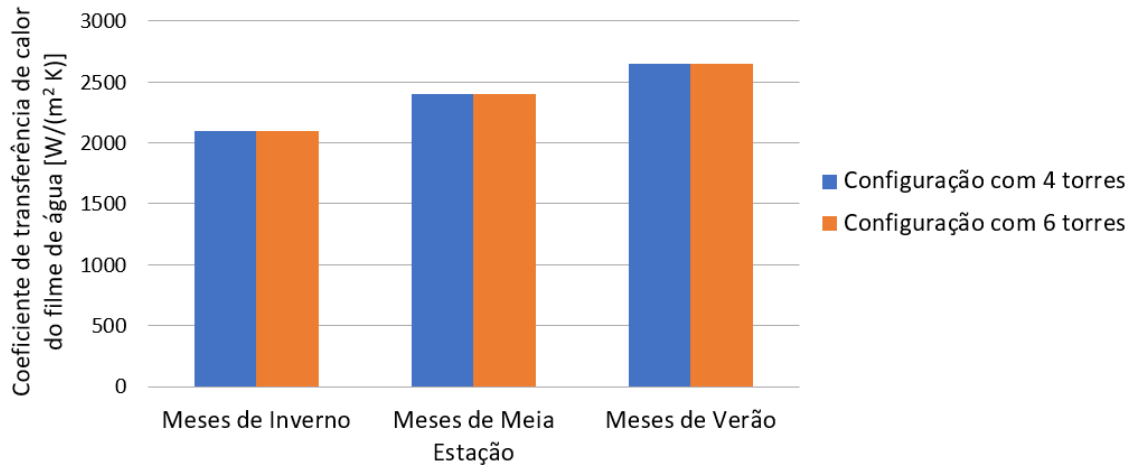


Figura 6.7: Comparação do coeficiente de transferência de calor do filme de água de atomização obtido para as três estações do ano e as duas configurações selecionadas

Coefficientes de transferência da água arrefecida

A análise dos coeficientes de transferência de calor do escoamento interior de água pode ser realizada com recurso aos gráficos das Figuras 6.8 e 6.9, onde estão representados os coeficientes relativos ao arrefecimento latente (condensação) e ao subarrefecimento sensível da água, respetivamente.

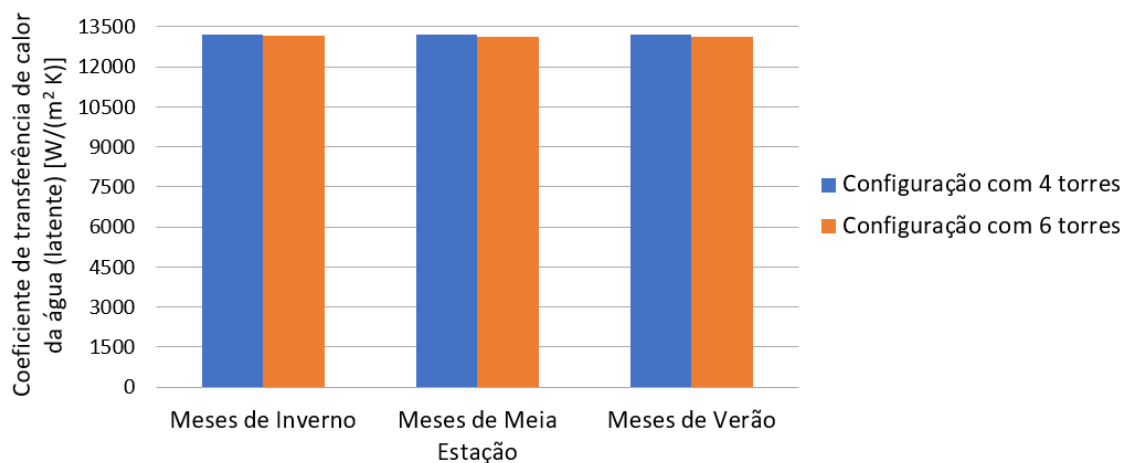


Figura 6.8: Comparação do coeficiente de transferência de calor latente do escoamento interior de água obtido para as três estações do ano e as duas configurações selecionadas

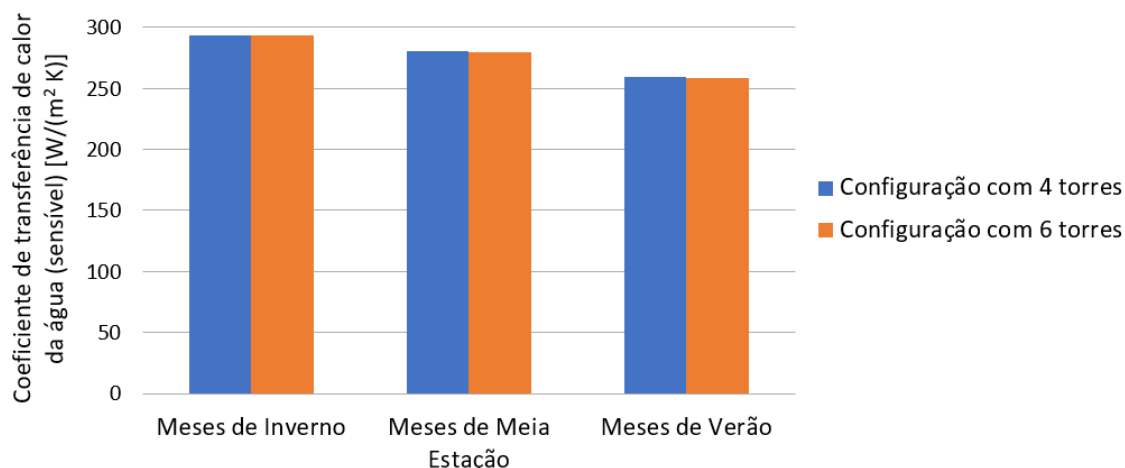


Figura 6.9: Comparação do coeficiente de transferência de calor sensível do escoamento interior de água obtido para as três estações do ano e as duas configurações selecionadas

Conforme pode ser visto no gráfico da Figura 6.8, o coeficiente de transferência de calor latente da água do escoamento interior não é influenciado pelas condições atmosféricas exteriores, sendo o seu valor praticamente igual para as três estações consideradas. Verifica-se também que a diferença do valor deste coeficiente entre configurações é mínima, apresentando a configuração de seis torres um valor ligeiramente inferior. Esta diferença deve-se ao facto de o caudal de água no interior de cada tubo ser diferente em cada configuração, onde um maior caudal traduz-se num maior coeficiente de transferência de calor.

O coeficiente de transferência de calor sensível do escoamento interior de água (Figura 6.9), tal como o coeficiente de transferência de calor latente, também apresenta um valor ligeiramente inferior para a configuração de seis torres sendo a justificação a mesma. Contudo este coeficiente varia com as estações do ano, apresentando um valor mais alto nos meses de Inverno e mais baixo no meses de Verão. O coeficiente de transferência de calor no interior dos tubos diminui com o aumento do comprimento da tubagem e este é o motivo de existir esta diferença entre as estações. O comprimento de tubagem disponível para a ocorrência do subarrefecimento da água é superior nos meses de Verão, seguindo-se os meses de Meia Estação e por último os meses de Inverno traduzindo-se numa variação pela ordem inversa dos coeficientes de transferência de calor, tal como foi referido anteriormente. Esta diferença entre os comprimentos de tubagem disponíveis para o subarrefecimento é provocada pela diferença de caudal de água de atomização entre as várias estações que influencia o coeficiente de transferência de calor do filme de água, ou seja, um maior valor para este coeficiente provoca uma redução da área necessária para ocorrer a condensação e deste modo o comprimento/área para o subarrefecimento aumenta.

Coeficientes globais de transferência de calor

Nos gráficos das Figuras 6.10 e 6.11, encontra-se representada a comparação entre os coeficientes globais de transferência de calor latente e sensível, respetivamente.

6.2. Comparação entre as configurações escolhidas com recurso a condições atmosféricas típicas

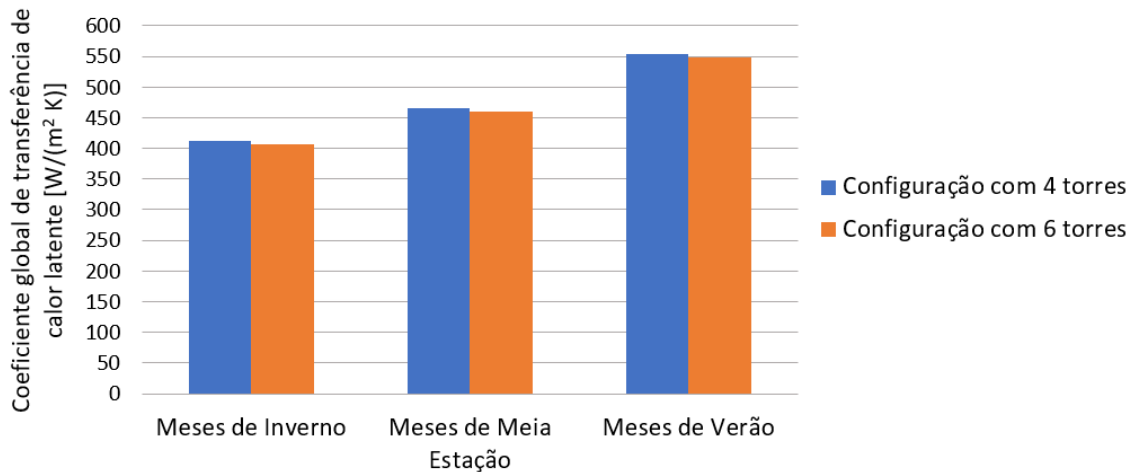


Figura 6.10: Comparação do coeficiente global de transferência de calor latente obtido para as três estações do ano e as duas configurações seleccionadas

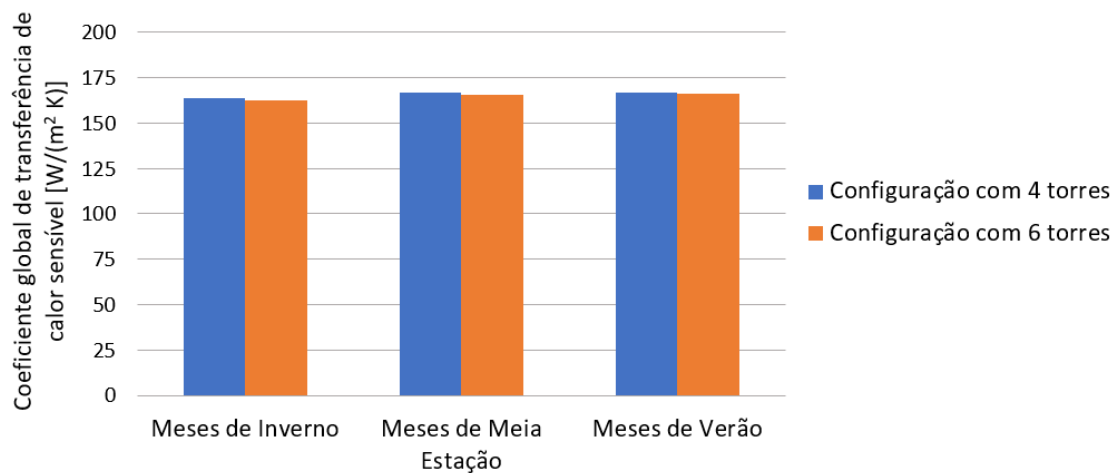


Figura 6.11: Comparação do coeficiente global de transferência de calor sensível obtido para as três estações do ano e as duas configurações seleccionadas

Em relação ao coeficiente de transferência de calor latente pode-se verificar que apresenta um valor crescente desde os meses de Inverno até aos meses de Verão, apresentando os meses de Meia Estação um valor intermédio. Esta diferença de coeficientes entre as diferentes estações deve-se à variação dos coeficientes intervenientes no cálculo do coeficiente global especialmente do coeficiente de transferência de calor do filme de água uma vez que é este que mais varia com as estações do ano. No coeficiente global de transferência de calor sensível também se segue esta tendência de variação ao longo das estações, contudo essa diferença é mínima quase impercetível no gráfico da Figura 6.11. Tal como já foi referido o coeficiente de transferência de calor do filme de água aumenta com o aumento das temperaturas atmosféricas exteriores, contudo o coeficiente de transferência de calor sensível do escoamento interno apresenta uma tendência contrária diminuindo deste modo a diferença entre estações. Tal como acontece com a maior parte dos coeficientes de transferência de calor analisados, a configuração com seis torres apresenta coeficientes globais mais baixos relativamente à configuração com quatro torres. A diferença na ordem de

grandeza entre o coeficiente global latente e sensível é provocada sobretudo pelos valores substancialmente diferentes entre os coeficientes de transferência de calor latente e sensível do escoamento de água no interior dos tubos do permutador.

6.2.4 Potências elétricas consumidas

As potências elétricas consumidas dividem-se na potência consumida pelos ventiladores e na potência consumida pelo sistema de bombagem da água de atomização. Não foi considerada a potência de bombagem da água a ser arrefecida por se assumir que o seu cálculo está ligado ao dimensionamento da central instalada a montante da torre de arrefecimento.

Com a observação do gráfico da Figura 6.12, verifica-se que o maior consumo de potência elétrica ocorre nos meses de Verão sendo inferior nos meses de Inverno. De acordo com a Tabela 6.6 tanto a potência elétrica consumida pelos ventiladores como pelo sistema de bombagem é superior nos meses de Verão sobretudo devido ao maior consumo de água de atomização que ocorre nestes meses. A potência elétrica consumida pelos ventiladores, tal como referido no Capítulo 5, depende da perda de carga que o ar sofre ao longo do permutador e também do caudal volumétrico do mesmo. Tratando-se de um permutador evaporativo onde existe um filme de água em torno do tubos, a perda de carga é fortemente influenciada pelo caudal de água de atomização por unidade de largura apresentando por isso um valor superior nos meses de Verão, Tabela 6.7. A potência elétrica do sistema de bombagem é apenas influenciada pelo caudal de água de atomização uma vez que a pressão de atomização é constante e deste modo apresenta também um valor superior na estação de Verão.

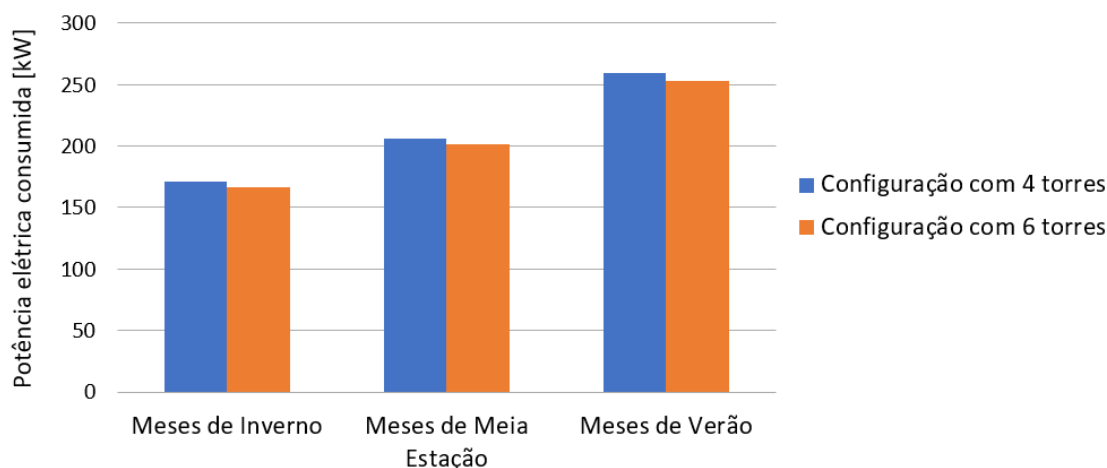


Figura 6.12: Comparação da potência elétrica total consumida para as três estações do ano e as duas configurações selecionadas

Realizando uma comparação entre configurações, pode-se concluir que a configuração com seis torres apresenta uma potência elétrica total consumida inferior quando comparada com a configuração de quatro torres, contudo esta diferença é pequena devendo-se sobretudo à diferença na potência elétrica dos ventiladores já que a potência necessária para a bombagem é praticamente igual para ambas as configurações. A perda de carga na configuração de seis torres apresenta valores muito próximos dos que são obtidos para a configuração de quatro torres uma vez que o fluxo mássico de ar é idêntico. Chama-se à

6.2. Comparação entre as configurações escolhidas com recurso a condições atmosféricas típicas

atenção que estas análises são realizadas ao conjunto total de torres, sendo que a potência consumida por torre para a configuração de seis torres é substancialmente inferior à potência consumida por torre para a configuração de quatro torres.

Tabela 6.6: Potências elétricas totais consumidas pelos ventiladores e sistema de bombagem para as três estações do ano e as duas configurações selecionadas [kW]

	Configuração com 4 torres		Configuração com 6 torres	
	Ventiladores	Bombagem	Ventiladores	Bombagem
Meses de Inverno	122	48	118	49
Meses de Meia Estação	133	73	128	73
Meses de Verão	162	97	154	98

Tabela 6.7: Perda de carga do ar para as três estações do ano e as duas configurações selecionadas [Pa]

	Configuração com 4 torres	Configuração com 6 torres
Meses de Inverno	118	114
Meses de Meia Estação	128	123
Meses de Verão	145	142

6.2.5 Eficiência térmica das torres de arrefecimento

A eficiência térmica das torres de arrefecimento apenas depende das condições atmosféricas exteriores uma vez que a potência calorífica libertada não se altera. Por esse motivo apenas varia conforme a estações do ano apresentando o mesmo valor para ambas as configurações. Através da análise do gráfico da Figura 6.13, verifica-se que com o aumento da temperatura de bolbo seco exterior e consequentemente aumento da temperatura de bolbo húmido, aumenta a eficiência térmica da torre de arrefecimento atingindo o seu máximo na situação de dimensionamento.

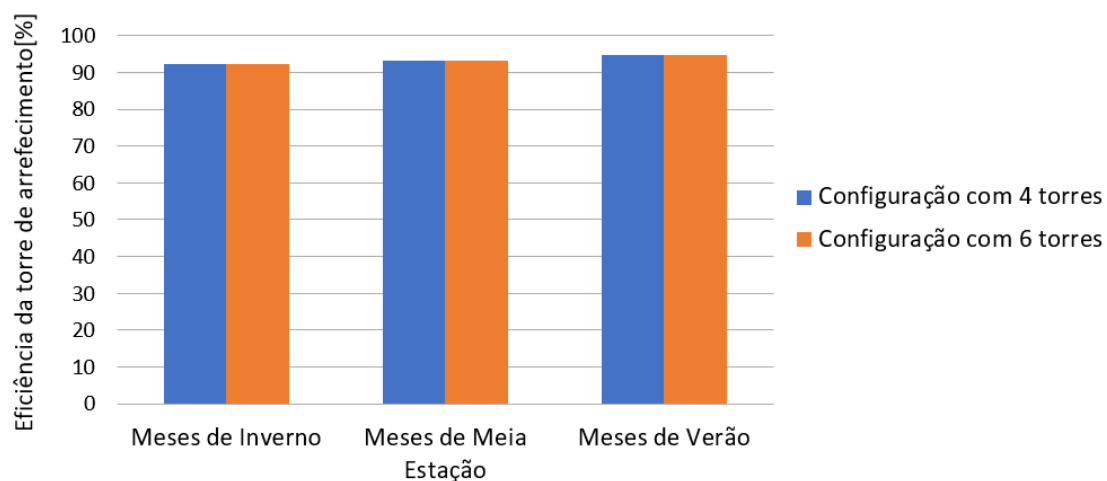


Figura 6.13: Comparação da eficiência da torre de arrefecimento obtida para as três estações do ano e as duas configurações selecionadas

6.3 Análise de desempenho diário

Na presente secção realiza-se a análise do desempenho das torres de arrefecimento numa base temporal diária, uma vez que podem existir variações que não são perceptíveis na análise com recurso a temperaturas típicas para as estações do ano. Esta análise diária é realizada para as condições atmosféricas médias e também para as condições mais exigentes ocorridas diariamente e baseia-se na comparação da potência elétrica total consumida e do caudal de ar que se escoia nas torres de arrefecimento.

6.3.1 Análise para as condições médias diárias

Nos gráficos das Figuras 6.14 e 6.15 é realizada uma comparação entre os caudais de ar obtidos para condições atmosféricas médias diárias para a configuração com quatro e seis torres, respetivamente.

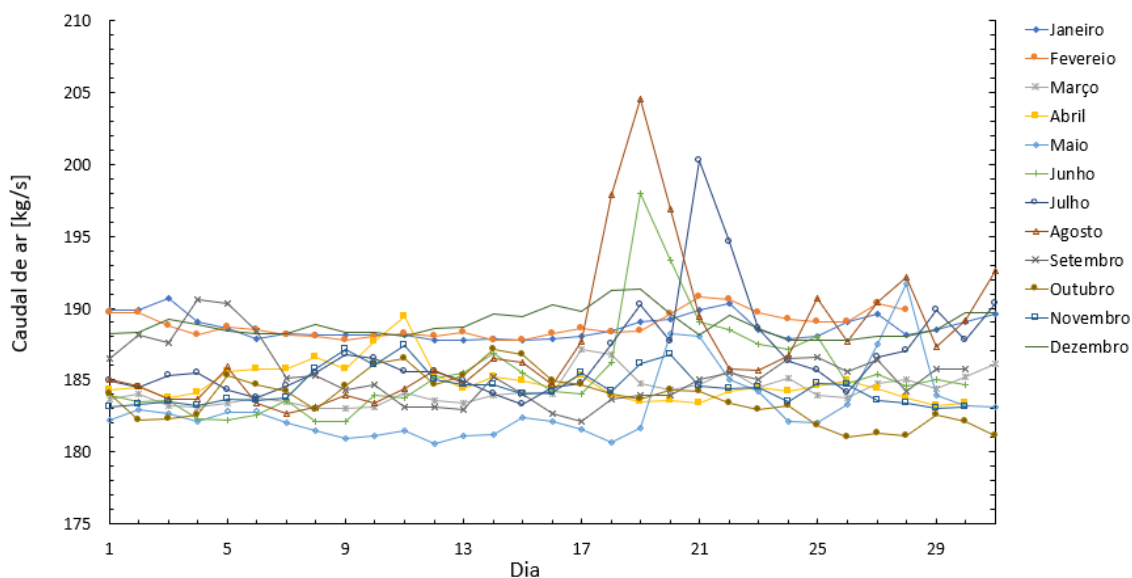


Figura 6.14: Comparação do caudal de ar obtido para condições atmosféricas médias diárias e para a configuração com 4 torres

Da análise das Figuras 6.14 e 6.15 pode-se constatar que o caudal obtido para ambas as configurações varia bastante ao longo dos meses, resultado da variação das condições atmosféricas exteriores. Para se realizar uma melhor comparação entre os meses do ano foi calculado o caudal de ar médio obtido para cada mês, presente na Tabela 6.8. Através da análise dos gráficos anteriormente apresentados e da Tabela 6.8 verifica-se que o caudal de ar obtido é superior nos meses de Inverno. Este caudal mais elevado deve-se a um menor caudal de água de atomização utilizado sendo, consequentemente, necessário um maior caudal de ar para ocorrer a transferência de calor. Na maior parte dos dias o caudal médio obtido para os meses de Meia Estação é superior ao obtido para os meses de Verão devido a um menor caudal de água nos meses de Meia Estação. Contudo em termos médios mensais, o caudal obtido para os meses Verão é superior relativamente aos meses de Meia Estação devido a picos de caudal obtido que ocorrem em alguns dias dos meses de Junho, Julho e Agosto. Estes picos podem indiciar que seria necessário uma maior caudal de água de atomização para estes meses. Tal como referido anteriormente, também se pode verificar que o caudal de ar é inferior para a configuração de seis torres.

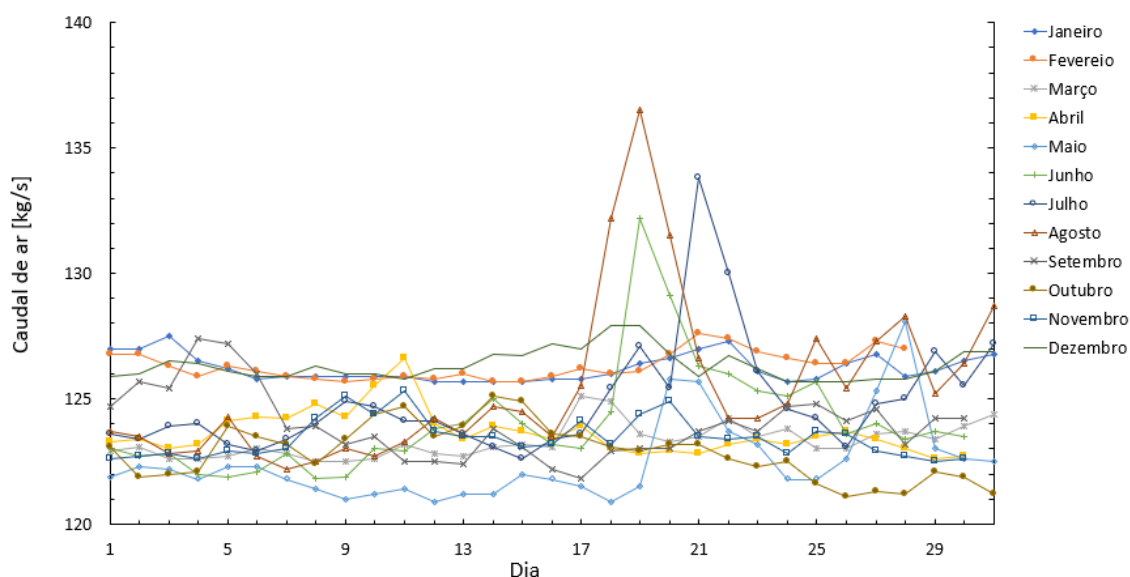


Figura 6.15: Comparação do caudal de ar obtido obtido para condições atmosféricas médias diárias e para a configuração com 6 torres

Tabela 6.8: Caudais de ar médios mensais obtidos [kg/s]

Mês	Configuração com 4 torres	Configuração com 6 torres
Janeiro	188,67	126,4
Fevereiro	188,83	126,33
Março	184,29	122,30
Abril	184,82	123,64
Maio	183,10	122,47
Junho	185,56	124,08
Julho	186,81	124,89
Agosto	187,62	125,43
Setembro	185,40	123,98
Outubro	183,73	122,88
Novembro	184,51	123,44
Dezembro	188,86	126,35

Relativamente à potência elétrica consumida, comparação presente nos gráficos das Figuras 6.16 e 6.17, verifica-se que é quase constante ao longo dos meses de Inverno e Meia Estação. Já para os meses de Verão existe uma maior variação da potência consumida ao longo dos meses uma vez que existe uma maior variação do caudal de ar obtido que influencia a potência consumida pelos ventiladores, tudo provocado por condições atmosféricas mais inconstantes.

6. Análise do desempenho das torres de arrefecimento

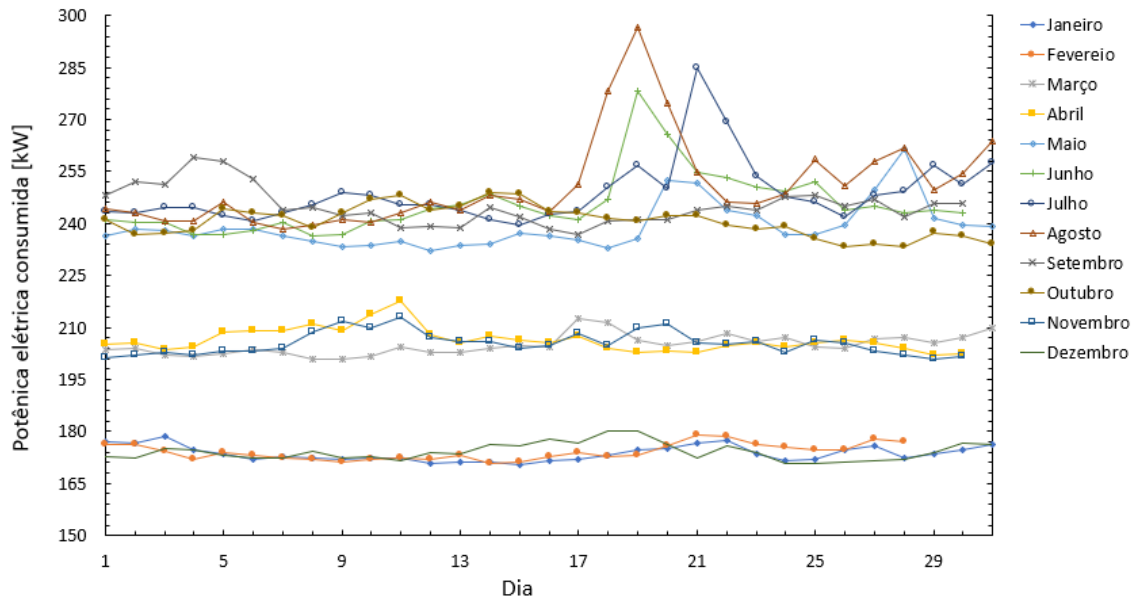


Figura 6.16: Comparação da potência elétrica consumida para condições atmosféricas médias diárias e para a configuração com 4 torres

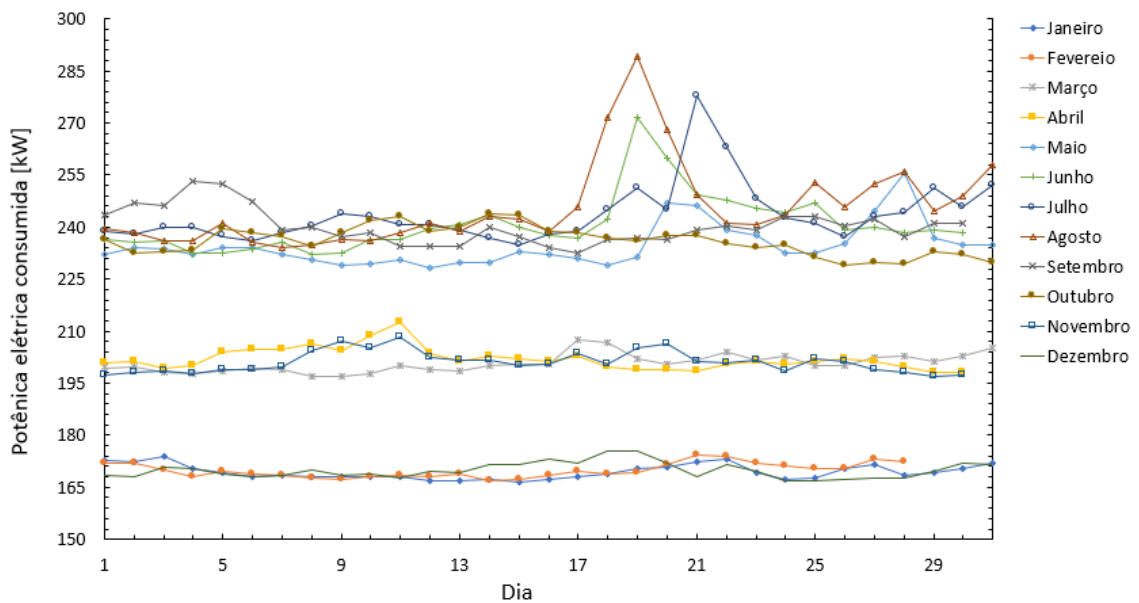


Figura 6.17: Comparação da potência elétrica consumida para condições atmosféricas médias diárias e para a configuração com 6 torres

6.3.2 Análise para as condições diárias mais exigentes

A comparação entre o caudal de ar obtido para as condições diárias mais exigentes está presente nos gráficos das Figuras 6.18 e 6.19. Já a comparação entre as potências elétricas consumidas é representada nos gráficos das Figuras 6.20 e 6.21. A evolução dos caudais obtidos e das potências necessárias para as condições atmosféricas diárias mais exigentes é igual à evolução para as condições médias, apenas se constata que tanto o caudal de ar obtido como a potência são superiores para as condições mais exigentes, tal como seria de

esperar.

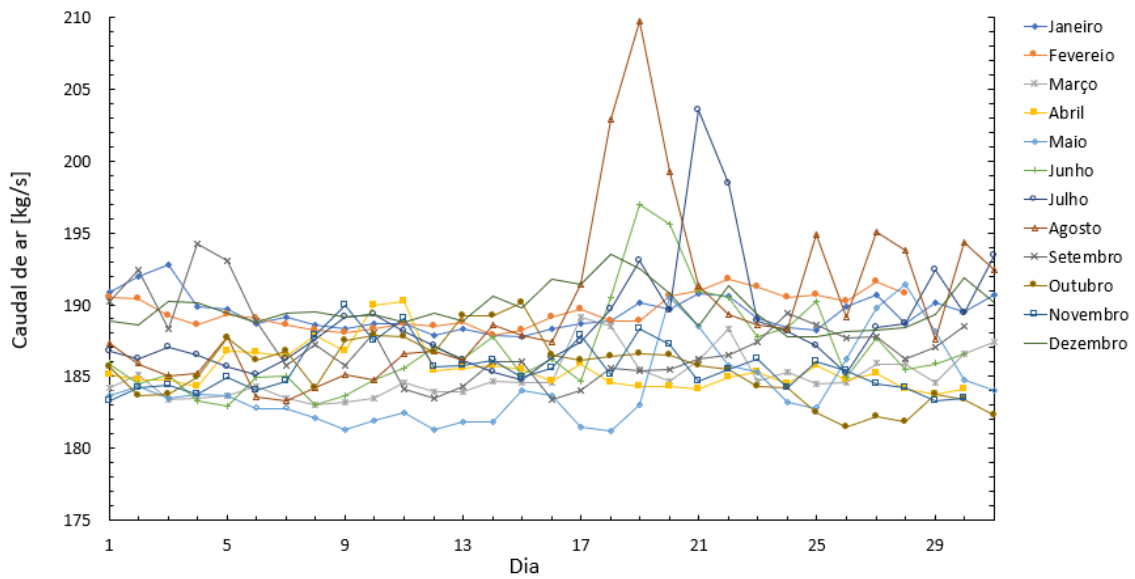


Figura 6.18: Comparação do caudal de ar obtido obtido para condições atmosféricas diárias mais exigentes e para a configuração com 4 torres

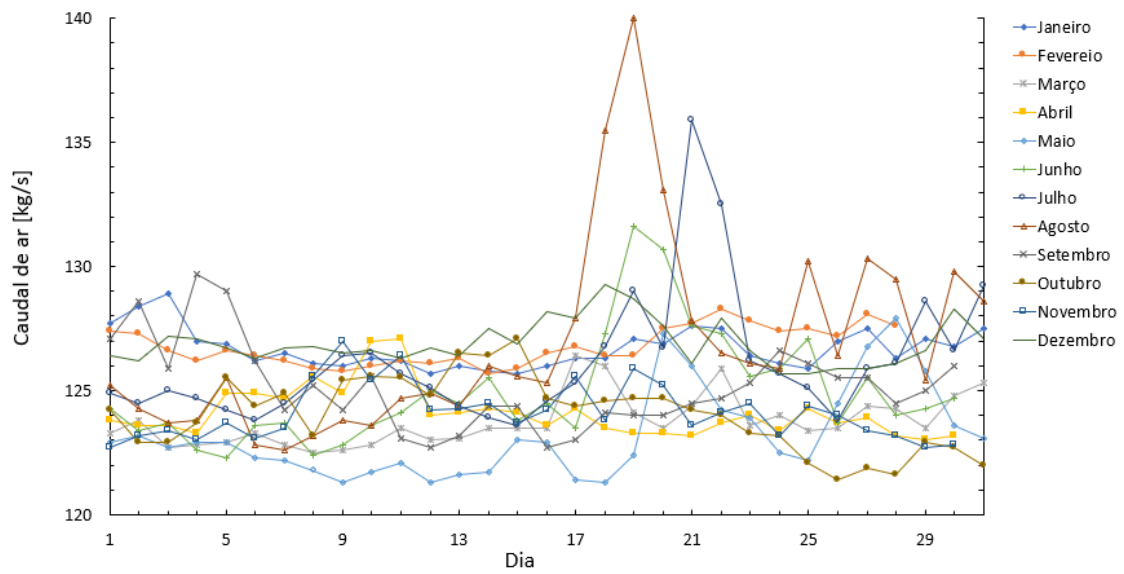


Figura 6.19: Comparação do caudal de ar obtido obtido para condições atmosféricas diárias mais exigentes e para a configuração com 6 torres

6. Análise do desempenho das torres de arrefecimento

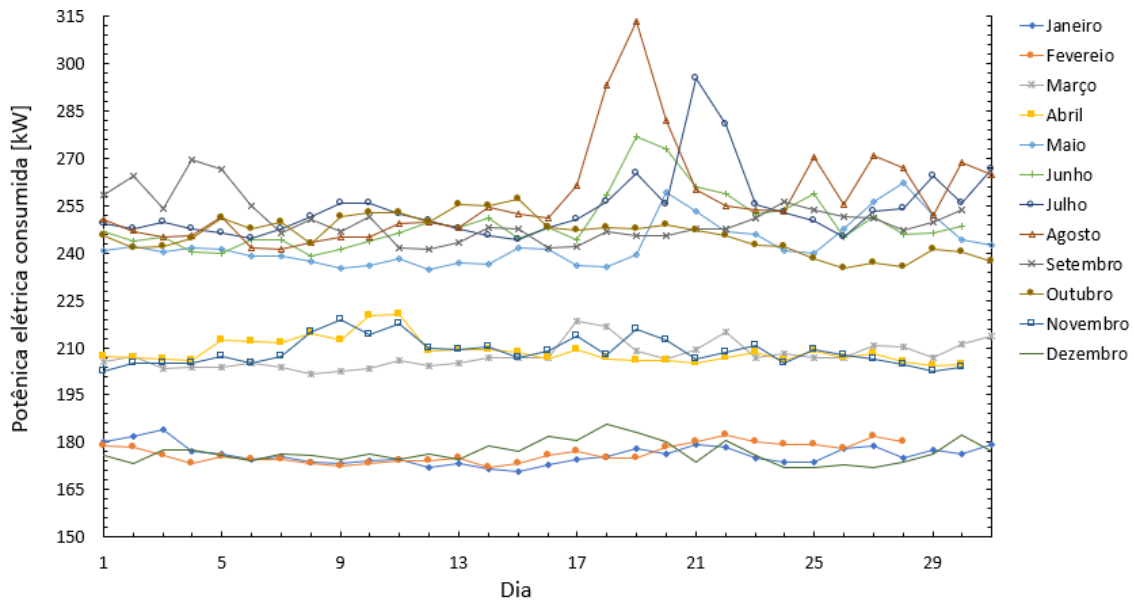


Figura 6.20: Comparação da potência elétrica consumida para condições atmosféricas diárias mais exigentes e para a configuração com 4 torres

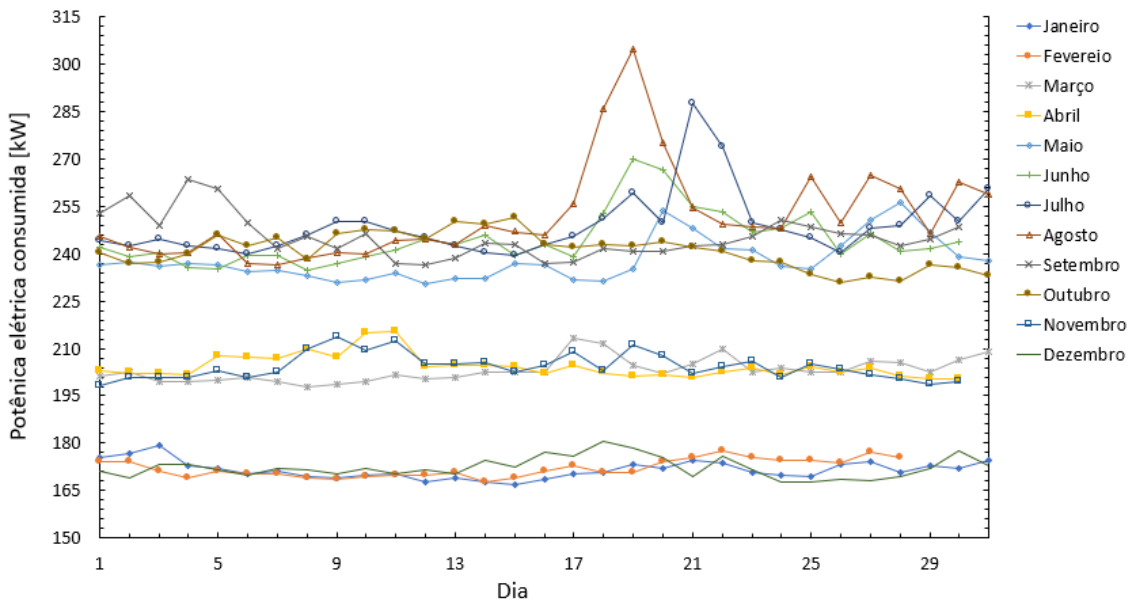


Figura 6.21: Comparação da potência elétrica consumida para condições atmosféricas diárias mais exigentes e para a configuração com 6 torres

6.4 Funcionamento nos meses de Inverno

Para os meses de Inverno foi estudada a possibilidade de funcionamento em modo seco, ou seja, sem o recurso ao caudal de água de atomização uma vez que a capacidade de transferência de calor sensível nestes meses é maior devido a temperaturas exteriores mais baixas. Devido a inexistência de um caudal de atomização, os custos de operação podem ser reduzidos resumindo-se aos custos provocados pelo sistema de ventilação.

A diferença entre funcionamento em modo evaporativo e modo seco verifica-se sobretudo no coeficiente de transferência de calor do ar deixando, no modo seco, de ser influenciado pela transferência de massa. A expressão utilizada para a perda de carga do ar é diferente para o funcionamento em modo seco uma vez que já não existe um filme de água em torno dos tubos do permutador. Também a temperatura de bolbo húmido do ar utilizada nos cálculos é substituída pela temperatura de bolbo seco. Após a corrida do programa modificado para o funcionamento em modo seco, verificou-se que para um caudal viável de ar a área de transferência de calor do permutador não é suficiente para condensar o vapor que se escoia no interior dos tubos e por esse motivo este modo de funcionamento não é praticável. De maneira a se reduzir os custos de operação das torres nos meses de Inverno e aproveitar a transferência de calor sensível utilizou-se um caudal de atomização inferior, tal como foi referido no início do capítulo.

Um dos problemas do funcionamento das torres de arrefecimento nos meses de Inverno é a formação de pluma, que ocorre quando o ar ambiente em redor da torre não consegue absorver toda a humidade do escoamento de descarga e o excesso condensa formando um névoa/pluma (ASHRAE, 2016). A formação de pluma ocorre quando a linha de evolução do ar no diagrama psicrométrico intersesta a curva de saturação e quanto maior for a área de interseção do lado esquerdo da curva de saturação mais intensa será a pluma formada. Através da análise da figura presente no Anexo D consegue-se verificar que nos meses de Inverno existirá formação de névoa. A ocorrência deste fenómeno pode ser reduzida ou prevenida através: do aquecimento do ar de descarga da torre de arrefecimento provocado por queimadores a gás natural ou serpentinas de vapor/água quente; da instalação de precipitadores; ou através da pulverização de produtos químicos na exaustão da torre. No entanto, estas soluções apresentam um custo de operação elevado e nem sempre são eficazes (ASHRAE, 2016).

6.5 Comparação da potência elétrica consumida entre as torres de arrefecimento e os atuais aerocondensadores da central

Um dos critérios utilizados para se verificar se a utilização de torres de arrefecimento como método de arrefecimento do calor residual da central de valorização é mais vantajosa em relação aos atuais aerocondensadores, é a potência elétrica total consumida. Para realizar esta comparação, presente nos gráficos das Figuras 6.22 e 6.23, considerou-se que os seis ventiladores dos aerocondensadores estavam em funcionamento consumindo cada ventilador 90 kW, potência do motor do ventilador (Cunha & Ferreira, 2015).

Através das análise dos gráficos, verifica-se que tanto os consumos médios como os consumos máximos ocorridos em cada mês para ambas as configurações de torres de arrefecimento são inferiores relativamente ao consumos dos ventiladores utilizados nos aerocondensadores. A potência elétrica consumida pelas torres de arrefecimento é aproximadamente metade da consumida pelos aerocondensadores, havendo uma grande poupança nos custos de operação quando se opta por um método de arrefecimento evaporativo.

6. Análise do desempenho das torres de arrefecimento

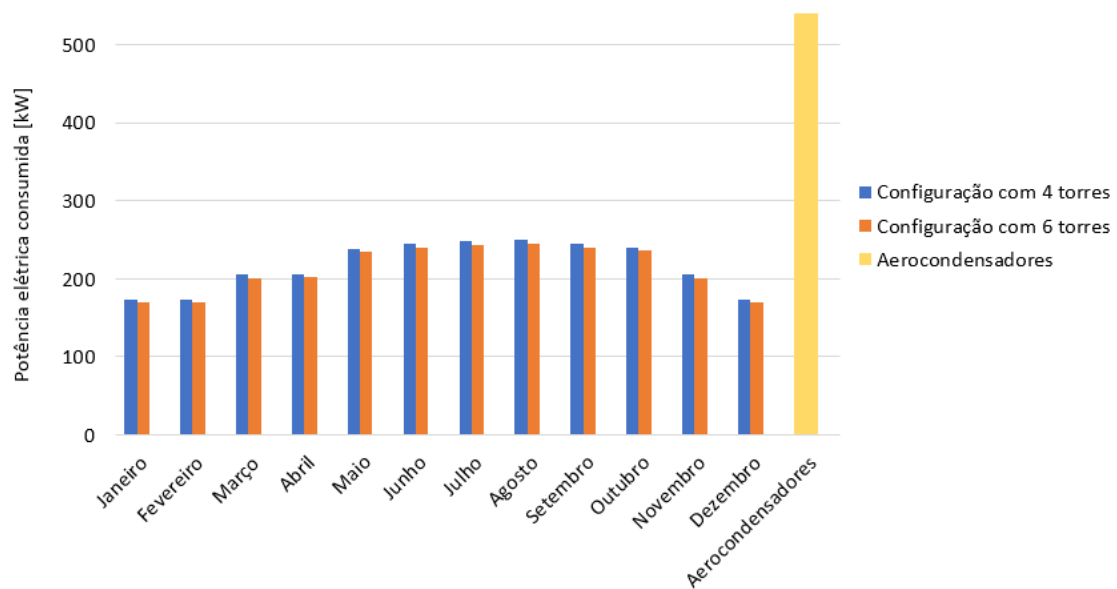


Figura 6.22: Comparação entre a potência elétrica média consumida mensalmente pelas torres de arrefecimento e a potência elétrica consumida pelos atuais aerocondensadores

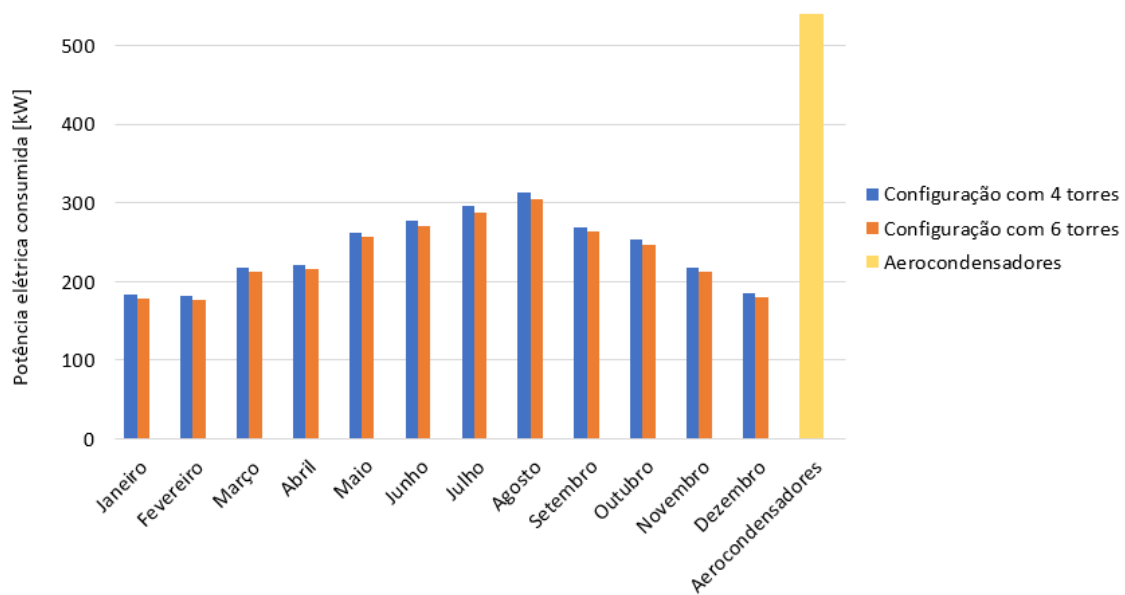


Figura 6.23: Comparação entre a potência elétrica máxima consumida mensalmente pelas torres de arrefecimento e a potência elétrica consumida pelos atuais aerocondensadores

Conclusão

7.1 Conclusões gerais

No presente trabalho foram estudadas duas alternativas para o aumento da eficiência energética da Central de Valorização Energética da LIPOR II: recuperação da energia térmica rejeitada pelo processo de condensação e substituição do sistema de arrefecimento seco atualmente utilizado na central por um sistema evaporativo com o objetivo de se reduzir a energia elétrica consumida neste sector. Após a realização de um estudo prévio de viabilidade do aproveitamento do calor residual verificou-se que é possível utilizar esta energia térmica para efetuar o aquecimento de estufas agrícolas e aviários para a criação de galinhas contudo, devido às características das aplicações estudadas (contributo da radiação solar nas estufas e elevados ganhos internos nos aviários) e ao clima ameno do Porto, este aquecimento só é necessário em poucos meses ao longo do ano. Por este motivo e devido também à baixa exergia da energia térmica rejeitada, para se obter economias relevantes estudou-se um sistema de arrefecimento diferente do atual, um sistema evaporativo onde existe o contributo do processo de transferência de massa estando associado uma transferência de calor latente.

Numa primeira fase do projeto da torre, com recurso a um modelo teórico proposto por Stabat & Marchio (2004) dimensionaram-se duas configurações diferentes de permutadores evaporativos, em que numa delas se utiliza um conjunto de quatro torres de arrefecimento e na outra seis torres. Depois de se dimensionar as duas configurações de torres, procurou-se avaliar o comportamento das mesmas ao longo do ano. As principais conclusões sobre o desempenho apresentadas em seguida resultam da análise dos resultados exibidos no Capítulo 6.

Relativamente ao caudal de ar obtido em cada torre pode-se concluir que é influenciado pelas condições atmosféricas exteriores apresentando variações ao longo dos meses. Em termos médios e não se considerando os picos existentes, o caudal de ar obtido para os meses de Inverno é superior ao obtido nos meses de Meia Estação e este superior ao dos meses de Verão. Esta variação deve-se ao facto de se utilizar caudais de água de atomização diferentes em cada estação, sendo necessário um caudal superior de ar quando a componente latente da transferência de calor para o ar é inferior. Em relação ao caudal de água de atomização, tal como já foi referido, é diferente para cada estação sendo superior nos meses em que as condições atmosféricas são mais exigentes (temperaturas mais elevadas) necessitando-se de uma maior transferência de calor latente. A configuração com seis torres apresenta um menor caudal de ar devido a uma menor potência calorífica

libertada por torre. Apesar de se ter utilizado o mesmo caudal de água de atomização por unidade de largura para as ambas as configurações, a configuração com quatro torres apresenta um caudal de água de atomização superior devido às maiores dimensões desta configuração.

Quanto aos coeficientes globais de transferência de calor verificou-se que apresentam uma tendência crescente desde os meses de Inverno até aos meses de Verão devido à variação ao longo do ano dos coeficientes de transferência de calor intervenientes no cálculo, principalmente do coeficiente de transferência de calor do filme de água de atomização. No coeficiente global de transferência de calor sensível esta variação entre estações é ligeira uma vez que o coeficiente de transferência sensível do escoamento interno apresenta uma tendência contrária. Os coeficientes globais de transferência de calor para a configuração com seis torres apresentam um valor inferior comparativamente à configuração com quatro torres devido à sua menor dimensão, contudo esta diferença é mínima. A eficiência térmica das torres de arrefecimento, que depende apenas das condições atmosféricas exteriores, é superior nos meses de Verão atingindo o seu valor máximo para a situação de dimensionamento.

Em relação à potência elétrica consumida pelos ventiladores e pelo sistema de bombagem, esta apresenta valores superiores nos meses de Verão e inferiores nos meses de Inverno, existindo picos de consumo em situações próximas da situação de dimensionamento. A variação de ambas as potências elétricas consumidas deve-se à variação do caudal de água de atomização, uma vez que este caudal também afeta a queda de pressão sofrida pelo ar ao longo do permutador evaporativo. É possível também constatar que grande parte de potência elétrica total é consumida pelos ventiladores. A diferença entre as potências elétricas consumidas entre configurações é mínima, no entanto a potência elétrica consumida por torre é relativamente mais baixa para a configuração com seis torres.

Apesar de a configuração com seis torres apresentar um desempenho térmico ligeiramente inferior à configuração com quatro, pode-se considerar uma escolha interessante. Uma das grandes vantagens desta configuração é possibilidade de se poder utilizar equipamentos (ventiladores, motores elétricos e bombas) de menores dimensões devido aos menores caudais de ar e de água de atomização por torre de arrefecimento obtidos. Com a utilização de uma configuração com seis torres consegue-se um melhor controlo da potência térmica libertada, podendo este aspeto ser importante para situações futuras de aproveitamento de parte da energia térmica residual e para variações de produção da central, com consequente variação do vapor de água libertado pela turbina.

Considerando-se que as torres de arrefecimento trabalham 8088 horas por ano (quatro semanas de paragem para manutenção) e que a potência elétrica total consumida é igual a 215 kW (valor médio anual para ambas as configurações), a energia elétrica consumida é igual a 1,74 GWh/ano. Através deste cálculo simplificado constata-se que a energia elétrica consumida por um sistema de arrefecimento evaporativo representa cerca de metade da atualmente consumida pelos aerocondensadores, conseguido-se uma economia de 1,71 GWh/ano.

7.2 Sugestões para trabalhos futuros

Durante a realização deste trabalho estudou-se a possibilidade do funcionamento das torres de arrefecimento em modo seco, ou seja, sem o recurso ao caudal de água de atomização para os meses de Inverno. Contudo verificou-se que para um caudal de ar viável a área de transferência de calor disponível no permutador não é suficiente para realizar a condensação do vapor de água. Sugere-se, deste modo e como trabalho futuro, modificar a configuração dos tubos utilizados implementando-se alhetas de modo a aumentar a área de transferência de calor.

Sugere-se ainda a realização de um estudo económico detalhado para se determinar se é economicamente viável a substituição do sistema de arrefecimento da central atual por um sistema evaporativo.

Por último sugere-se o aproveitamento da energia térmica residual da central para outro tipo de aplicações, especialmente aplicações que utilizem energia térmica de baixa exergia. Uma maneira de se alargar o leque de aplicações para o aproveitamento do calor residual passa por aumentar a sua exergia. Este propósito pode ser atingido através da utilização de transformadores de calor de absorção (bombas de calor de absorção do tipo II). Estes equipamentos poderiam utilizar diretamente a corrente de baixa exergia que vai para os aerocndensadores transformando-a numa corrente com uma exergia superior, ou seja, com temperaturas mais elevadas. Uma corrente com um exergia superior podia ser utilizada, por exemplo, para supressão das necessidades de aquecimento e arrefecimento e produção de AQS.

Referências

- Afshari, F., & Dehghanpour, H. (2019). A review study on cooling towers: Type, performance and application. *ALKU Journal of Science*, 1-10.
- Amertech Tower Services. (Abril 2020). *Cooling Tower Casing and Siding*. (<https://amertechtower.com/cooling-tower-casing-siding/>)
- ASHRAE. (2001). *ASHRAE Handbook: Fundamentals*. Atlanta, Estados Unidos da América: American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers.
- ASHRAE. (2016). *ASHRAE Handbook: HVAC Systems and Equipment*. Atlanta, Estados Unidos da América: American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers.
- ASHRAE. (2019). *ASHRAE Handbook: HVAC Applications*. Atlanta, Estados Unidos da América: American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers.
- Baker, D., & Shryock, H. A. (1961). Comprehensive approach to the analysis of cooling tower performance. *Journal of Heat Transfer*, 339-349.
- Brentwood. (Abril 2020). *Cross-Fluted Film Fill*. (<https://www.brentwoodindustries.com/cooling-tower/accupac-counterflow-film-fill-media/>)
- Cengel, Y. A. (2003). *Heat transfer: A practical approach*. Nova Iorque, Estados Unidos da América: McGraw-Hill.
- Cheremisinoff, N. P., & Cheremisinoff, P. N. (1981). *Cooling Towers: Selection, Design and Practice*. Ann Arbor, Estados Unidos da América: Ann Arbor Science.
- Chilton, T. H., & Colburn, A. P. (1934). Mass transfer (absorption) coefficients prediction from data on heat transfer and fluid friction. *Industrial and engineering chemistry*, 26(11), 1183-1187.
- CIBSE. (2013). *Minimising the risk of Legionnaire's disease*. Londres, Reino Unido: Chartered Institution of Building Services Engineers.
- Cooling Tower Depot. (Abril 2020). *Casing and Louvers*. (<https://coolingtowerdepot.com/content/parts/product-detail/1681>)
- CTP Engineering. (Abril 2020). *Irian Cooling Tower with axial fan*. (http://www.grpcoolingtower.com/8_iranian-Cooling-Towers-with-Axial-Fan.html)
- Cunha, O., & Ferreira, V. (2015). *Auditoria Energética às instalações da Central de Valorização Energética (LIPOR II)* (Relatório técnico). Porto, Portugal: INEGI.

REFERÊNCIAS

- Daikin. (Maio 2020). *Daikin Psychrometrics Diagram Viewer*. (https://www.daikin.eu/en_us/customers/software-downloads/daikin-psychrometrics-diagram-viewer.html)
- Damerow, G. (2010). *Storey's guide to raising chickens*. North Adams, Estados Unidos da Améric: Storey Publishing.
- Dobson, M., & Chato, J. (1998). Condensation in smooth horizontal tubes. *Journal of Heat Transfer (ASME)*, 120(1), 193-213.
- EN10220:2002. (2002). *Seamless and welded steel tubes Dimensions and masses per unit length*. Berlim, Alemanha: European Committee for Standardization.
- ERT Refrigeration Technology. (Abril 2020). *Open cooling systems*. (<https://ertgmbh.de/en/vtl-e/>)
- Ettouney, H. M., El-Dessouky, H. T., Bouhamra, W., & Al-Azmi, B. (2001). Performance of evaporative condensers. *Heat Transfer Engineering*, 22(4), 41-55.
- Evolve Greenhouse Systems. (Junho 2020). *Unit Heaters*. (<http://evolvegreenhouse.com/heating/>)
- Facão, J. (1999). *Comportamento Térmico de Torres de Arrefecimento Indirectas para Aplicação a Sistemas de Arrefecimento Ambiente*. Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Portugal.
- Finlay, I. C., & Harris, D. (1984). Evaporative cooling of tube banks. *International journal of refrigeration*, 7(4), 214-224.
- GEA Heat Exchangers. (Junho 2020). *Air Cooled Condensers (ACC)*. (<https://docplayer.net/104601556-Air-cooled-condensers-acc-engineering-for-a-better-world-gea-heat-exchangers.html>)
- HAMON. (Abril 2020). *Fan Assisted Natural Draft Cooling Tower*. (<https://www.hamon.com/solutions/wet-cooling-towers/fan-assisted-natural-draft/>)
- Hensley, J. C. (2009). *Cooling Tower Fundamentals* (Vol. Segunda Edição). Overland Park, Estados Unidos da América: SPX Cooling Technologies.
- Hill, G., Pring, E., & Osborn, P. D. (1990). *Cooling Towers: Principles and Practice* (Vol. Terceira Edição). Londres, Reino Unido: Butterworth-Heinemann.
- Incropera, F. P., L., B. T., Lavine, A. S., & Dewitt, D. P. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Hoboken, Estados Unidos da América: John Wiley and Sons.
- INEGI. (2018). *Estudo de Viabilidade de Aproveitamento de Energia Térmica Residual na Central de Valorização Energética da Lipor II* (Relatório técnico). Porto, Portugal: INEGI.
- INEGI. (Junho 2020). *Recuperação de calor residual na indústria*. (<https://servicos.inegi.up.pt/pt/artigos/recuperacao-de-calor-residual-na-industria/>)
- Kröger, D. G. (2004). *Air-Cooled Heat Exchangers and Cooling Towers: Thermal-Flow Performance Evaluation and Design, Volume I*. Tulsa, Estados Unidos da América:

- PennWell.
- Legg, R. (2017). *Air Conditioning System Design*. Oxford, Reino Unido: Butterworth-Heinemann.
- Marley. (Abril 2020). *A Comprehensive Approach to the Analysis of Cooling Tower Performance*. (<https://spxcooling.com/wp-content/uploads/TB-R61P13.pdf>)
- Mendes, C. J., Guerreiro, R. M., Santos, C., & Paiva, J. V. (1995). *Temperaturas exteriores de projecto e números de graus-dias*. Lisboa, Portugal: LNEC.
- Mines Paris Tech. (Abril 2020). *Cooling Towers*. (<https://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopty/en/co/tours-refroidissement.html>)
- Mizushima, T., Ito, R., & Miyashita, H. (1967). Experimental study of an evaporative cooler. *International chemical engineering*, 7(4).
- Mungan, I., & Wittek, U. (2004). *Natural Draught Cooling Towers*. Londres, Reino Unido: A. A. Balkema Publishers.
- Niitsu, Y., Naito, K., & Anzai, T. (1969). Studies on characteristics and design procedure of evaporative coolers. *Journal of SHASE, Japan*, 43(7), 581-590.
- Pinho, C. (2018). *Sistemas Térmicos*. Porto, Portugal: FEUP.
- Ponce, P., Molina, A., Cepeda, P., Lugo, E., & MacCleery, B. (2015). *Greenhouse design and control*. Boca Raton, Estados Unidos da América: CRC Press.
- Prevention, I. P., & Control. (2001). *Reference Document on the application of Best Available Techniques to Industrial Cooling Systems*. European Commission.
- Rohsenow, W. M., Hartnett, J. P., & Cho, Y. I. (1998). *Handbook of Heat Transfer*. Nova Iorque, Estados Unidos da América: McGraw-Hill.
- Sampaio, F. (2010). *Projecto de uma Torre de Arrefecimento de 3 MW de Potência Térmica*. Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Portugal.
- Santos, P., & Matias, L. (2006). *Coeficientes de transmissão térmica de elementos da envolvente dos edifícios*. Lisboa, Portugal: LNEC.
- Sayigh, A. (2012). *Comprehensive Renewable Energy*. Amesterdão, Holanda: Elsevier.
- SPX Cooling Technologies. (Abril 2020). *History*. (<https://spxcooling.com/history/>)
- Stabat, P., & Marchio, D. (2004). Simplified model for indirect-contact evaporative cooling-tower behaviour. *Applied Energy*, 78(4), 433-451.
- Stanford III, H. W. (2003). *HVAC Water Chillers and Cooling Towers: Fundamentals, Application and Operation*. Nova Iorque, Estados Unidos da América: Marcel Dekker.
- STEADY Tower. (Abril 2020). *Cellular Drift Eliminator*. (http://www.steadyegypt.com/products_steady_tower_for_cooling_tower_services_31_Cellular_drift_eliminator)

REFERÊNCIAS

- Tower Components INC. (Abril 2020). *Opti-Bar*. (<https://www.towercomponentsinc.com/products/splash-fill/opti-bar>)
- VelaSolaris. (Maio 2020). *PolySun Software*. (<https://www.velasolaris.com/software-overview/?lang=en>)
- Worley, J. (2014). *Greenhouses: Heating, Cooling and Ventilation*. Fort Valley, Estados Unidos da América: The University of Georgia.

Parâmetros utilizados para o cálculo da carga térmica de uma estufa

Na Tabela A.1 encontram-se presentes os coeficientes globais de calor sugeridos para a o cálculo da carga térmica de aquecimento de uma estufa.

Tabela A.1: Coeficientes globais de transferência de calor para estufas (ASHRAE, 2019)

	U [W/(m ² K)]
Vidro	
Vidro simples	6,4
Vidro duplo	4,0
Com isolamento	Informação do fabricante
Filme plástico	
Filme simples	6,8
Filme duplo	4,0
Filme simples sobre o vidro	4,8
Filme duplo sobre o vidro	3,4
Fibra de vidro	
Panéis reforçados	6,8
Placas de plástico reforçado	
16 mm de espessura	3,3
8 mm de espessura	3,7
6 mm de espessura	4,1

O tipo de estrutura da estufa deve ser considerado na determinação do coeficiente global de transferência de calor, pelo que deve ser utilizado um fator corretivo presente na Tabela A.2.

Tabela A.2: Fator corretivo do coeficiente global de transferência de calor (ASHRAE, 2019)

Estrutura metálica com envolvente em vidro, espaçamento de 400 a 600 mm	1,08
Estrutura metálica com envolvente em vidro, espaçamento de 1200 mm	1,05
Fibra de vidro com estrutura metálica	1,03
Filme plástico com estrutura metálica	1,02
Filme ou fibra de vidro com estrutura em madeira	1,00

O número de renovações de ar por hora recomendado são apresentados na Tabela A.3.

Tabela A.3: Número de renovações por hora aconselháveis em estufas (ASHRAE, 2019)

Construções novas	
Vidro simples (selado)	1,25
Vidro simples (não selado)	1,0
Envolvente constituída por filme plástico	0,6 até 1,0
Placas estruturais	1,0
Filme plástico sobre vidro	0,9
Construções antigas	
Boa manutenção	1,5
Má manutenção	2 até 4

Anexo B

Diâmetros nominais para tubos de aço segundo a norma EN 10220

Na Figura B.1 estão presentes os diâmetros nominais, bem como a sua espessura, para tubos de aço sem costura segundo a norma EN 10220 (EN10220:2002, 2002).

Diâmetro exterior do tubo				Espessuras de parede complementares [mm]									
Série fundamental [mm]	Diâmetro nominal [polegadas]	Espessura do péso nominal [mm]	Massa nominal [kg/m]	2	2,3	2,6	2,9	3,2	3,6	4	4,5	5	5,6
Massa nominal [kg/m]													
10,2	1/8"	1,6	0,344	0,410	0,454	0,493							
13,5	1/4"	1,8	0,522	0,571	0,639	0,703	0,762	0,817	0,833				
16,0		1,8	0,632	0,692	0,778	0,860	0,938	1,010	1,100	1,18			
17,2	3/8"	1,8	0,688	0,754	0,850	0,942	1,030	1,110	1,210	1,31	1,41		
20,0		2,0	0,890		1,010	1,120	1,220	1,330	1,460	1,58	1,71	1,85	
21,3	1/2"	2,0	0,962		1,090	1,210	1,330	1,440	1,590	1,72	1,87	2,01	
25,0		2,0	1,130		1,290	1,440	1,580	1,720	1,900	2,07	2,28	2,47	2,68
26,9	3/4"	2,3	1,410			1,570	1,730	1,890	2,09	2,28	2,48	2,70	2,94
30,0		2,6	1,770				1,960	2,140	2,370	2,59	2,83	3,08	3,37
31,8		2,6	1,890				2,080	2,270	2,520	2,76	3,02	3,30	3,60
33,7	1"	2,6	2,010				2,220	2,420	2,690	2,95	3,23	3,54	3,87
38,0		2,6	2,290				2,530	2,770	3,080	3,38	3,71	4,07	4,47
42,4	1 1/4"	2,6	2,570				2,840	3,110	3,470	3,81	4,19	4,61	5,07
44,5		2,6	2,700				2,990	3,280	3,650	4,02	4,42	4,87	5,35
48,3	1 1/2"	2,6	2,950				3,270	3,590	4,000	4,41	4,85	5,34	5,89
51,0		2,6	3,120				3,460	3,790	4,230	4,66	5,13	5,67	6,24
57,0		2,9	3,900					4,280	4,780	5,27	5,81	6,41	7,08
60,3	2"	2,9	4,140					4,540	5,070	5,59	6,17	6,82	7,53
63,5		2,9	4,360					4,790	5,360	5,91	6,52	7,21	7,97
70,0		2,9	4,830					5,300	5,930	6,55	7,24	8,01	8,85
76,1	2 1/2"	2,9	5,280					5,800	6,490	7,17	7,92	8,77	9,71
82,5		3,2	6,310						7,060	7,80	8,63	9,56	10,60
88,9	3"	3,2	6,810						7,630	8,43	9,33	10,30	11,50
101,6	3 1/2"	3,6	8,760							9,70	10,70	11,90	13,20
108,0		3,6	9,330							10,30	11,40	12,70	14,10
114,3	4"	3,6	9,900							11,00	12,10	13,50	15,00
127,0		4,0	12,200								13,50	15,00	16,70
133,0		4,0	12,800								14,20	15,80	17,60
139,7	5"	4,0	13,500								14,90	16,60	18,50
152,4		4,5	16,400									18,20	20,20
159,0		4,5	17,100									19,00	21,10
165,1		4,5	17,800									19,70	21,90
168,3	6"	4,5	18,100									20,10	22,40
193,7	7"	5,4	25,000										
219,1	8"	6,3	31,100										
244,5	9"	6,3	37,100										
267,0		6,3	40,600										
273,0	10"	6,3	41,600										
298,5		7,1	51,100										
323,9	12"	7,1	55,600										
355,6	14"	8,0	68,300										
406,4	16"	8,8	85,900										
457,2	18"	10,0	110,000										
508,0	20"	11,0	135,000										
558,8	22"	12,5	170,000										

Figura B.1: Diâmetros nominais para tubos de aço segundo a norma EN 10220

Dimensionamento das torres de arrefecimento com tubos de nove metros

Nas Tabelas C.1 até C.5 estão presentes os parâmetros calculados para situação de dimensionamento com tubos com nove metros de comprimento onde são utilizadas quatro torres de arrefecimento. Os resultados para uma configuração de seis torres são apresentados nas Tabelas C.6 até C.10.

C.1 Configuração com quatro torres

Tabela C.1: Caudais mássicos obtidos da água arrefecida, ar e água de atomização para uma configuração com 4 torres (Tubos com 9 metros)

Água		Ar		Água de atomização	
$\dot{m}_{\text{água, torre}}$ [kg/s]	6,96	$\dot{m}_{\text{ar}}$ [kg/s]	210,40	$\dot{m}_{\text{atom}}$ [kg/s]	77,06
$\dot{m}_{\text{água, tubo}}$ [kg/s]	0,0327	$\dot{V}_{\text{ar}}$ [m ³ /s]	184,50	$\dot{V}_{\text{atom}}$ [m ³ /s]	0,0772
		$\dot{G}_{\text{ar}}$ [kg/(m ² s)]	4,3560	$\dot{G}_{L, \text{atom}}$ [kg/(m s)]	0,1206

Tabela C.2: Arranjo e dimensões do permutador de calor para a configuração com 4 torres (Tubos com 9 metros)

Tubos		Arranjo		Áreas		Dimensões	
d_{ext} [m]	0,0603	S_L [m]	0,1206	A_{ext} [m ²]	1816,00	X_{perm} [m]	8,68
d_{int} [m]	0,0545	S_T [m]	0,1206	A_{int} [m ²]	1641,00	H_{perm} [m]	1,75
e [m]	0,0029	N_C [-]	71	A_p [m ²]	48,30	L_{perm} [m]	10,00
L_{tubo} [m]	9,00	N_{TP} [-]	213			Vol_{perm} [m ³]	22,36
		N_P [-]	5				

C. Dimensionamento das torres de arrefecimento com tubos de nove metros

Tabela C.3: Parâmetros de desempenho térmico para uma configuração com 4 torres (Tubos com 9 metros)

Coeficientes de transferência de calor e massa					
Escoamento Interior de água		Filme de água de atomização		Ar	
Latente		h_c^{filme} [W/(m² K)] 2646,00		h_m^{ar} [kg/(m² s)]	0,2028
$h_c^{água,lat}$ [W/(m² K)]	12542,00				
Sensível				h_c^{ar} [W/(m² K)]	204,20
$h_c^{água,sens}$ [W/(m² K)]	191,80				
Coeficientes globais de transferência de calor					
Latente			Sensível		
U_{lat} [W/(m² K)]	618,60		U_{sens} [W/(m² K)]	137,10	
Diferença de temperaturas médias logarítmicas					
Latente			Sensível		
$\Delta T_{ML,lat}$ [°C]	14,84		$\Delta T_{ML,sens}$ [°C]	19,49	
Eficiência [%]					
95,65					
Potência calorífica libertada					
Por torre [MW]			Total [MW]		
16,57			66,28		

Tabela C.4: Potência elétrica consumida pelos ventiladores e sistema de bombagem para uma configuração de 4 torres (Tubos com 9 metros)

Ventiladores	
Perda de carga sofrida pelo ar Δp_{ar} [Pa]	158,80
Potência elétrica consumida por torre [kW]	48,83
Potência elétrica total consumida [kW]	195,32
Sistema de bombagem	
Aumento de pressão da água de atomização Δp_{bomb} [Pa]	192875
Potência elétrica consumida por torre [kW]	24,82
Potência elétrica total consumida [kW]	99,28

Tabela C.5: Condições previstas de saída da água para uma configuração de 4 torres (Tubos de 9 metros)

Condições reais de saída	
N_P calculado [-]	4,912
N_P escolhido [-]	5
Comprimento necessário para o subarrefecimento [m]	112,80
Comprimento disponível para o subarrefecimento [m]	168,70
Temperatura prevista de saída da água [°C]	51,07

C.2 Configuração com seis torres

Tabela C.6: Caudais mássicos obtidos da água arrefecida, ar e água de atomização para uma configuração com 6 torres (Tubos com 9 metros)

Água		Ar		Água de atomização	
$\dot{m}_{\text{água, torre}}$ [kg/s]	4,64	$\dot{m}_{\text{ar}}$ [kg/s]	140,30	$\dot{m}_{\text{atom}}$ [kg/s]	52,10
$\dot{m}_{\text{água, tubo}}$ [kg/s]	0,0322	$\dot{V}_{\text{ar}}$ [m ³ /s]	123,00	$\dot{V}_{\text{atom}}$ [m ³ /s]	0,0522
		$\dot{G}_{\text{ar}}$ [kg/(m ² s)]	4,2440	$\dot{G}_{L, \text{atom}}$ [kg/(m s)]	0,1206

Tabela C.7: Arranjo e dimensões do permutador de calor para a configuração com 6 torres (Tubos com 9 metros)

Tubos		Arranjo		Áreas		Dimensões	
d_{ext} [m]	0,0603	S_L [m]	0,1206	A_{ext} [m ²]	1228,00	X_{perm} [m]	5,91
d_{int} [m]	0,0545	S_T [m]	0,1206	A_{int} [m ²]	1109,00	H_{perm} [m]	1,75
e [m]	0,0029	N_C [-]	48	A_p [m ²]	33,04	L_{perm} [m]	10,00
L_{tubo} [m]	9,00	N_{TP} [-]	144			Vol_{perm} [m ³]	15,12
		N_P [-]	5				

Tabela C.8: Parâmetros de desempenho térmico para uma configuração com 6 torres (Tubos com 9 metros)

Coeficientes de transferência de calor e massa					
Escoamento Interior de água		Filme de água de atomização		Ar	
Latente		h_c^{filme} [W/(m² K)] 2646,00		h_m^{ar} [kg/(m² s)]	0,1987
$h_c^{água,lat}$ [W/(m² K)]	12493,00				
Sensível					
$h_c^{água,sens}$ [W/(m² K)]	179,00			h_c^{ar} [W/(m² K)]	200,00
Coeficientes globais de transferência de calor					
Latente			Sensível		
U_{lat} [W/(m² K)]	612,00		U_{sens} [W/(m² K)]	129,40	
Diferença de temperaturas médias logarítmicas					
Latente			Sensível		
$\Delta T_{ML,lat}$ [°C]	14,84		$\Delta T_{ML,sens}$ [°C]	19,34	
Eficiência [%]					
95,65					
Potência calorífica libertada					
Por torre [MW]			Total [MW]		
11,05			66,30		

Tabela C.9: Potência elétrica consumida pelos ventiladores e sistema de bombagem para uma configuração de 6 torres (Tubos com 9 metros)

Ventiladores	
Perda de carga sofrida pelo ar Δp_{ar} [Pa]	151,40
Potência elétrica consumida por torre [kW]	31,04
Potência elétrica total consumida [kW]	186,24
Sistema de bombagem	
Aumento de pressão da água de atomização Δp_{bomb} [Pa]	192875
Potência elétrica consumida por torre [kW]	16,78
Potência elétrica total consumida [kW]	100,68

Tabela C.10: Condições previstas de saída da água para uma configuração de 6 torres (Tubos de 9 metros)

Condições reais de saída	
N_P calculado [-]	4,912
N_P escolhido [-]	5
Comprimento necessário para o subarrefecimento [m]	112,80
Comprimento disponível para o subarrefecimento [m]	168,70
Temperatura prevista de saída da água [°C]	51,07

Diagrama psicrométrico para as evoluções do ar nas torres de arrefecimento

Na figura abaixo estão presentes as evoluções do ar para as diversas estações, onde a evolução a azul representa os meses de Inverno, a verde os meses de Meia Estação e a vermelho os meses de Verão. Estas evoluções foram realizadas através de um software disponibilizado pela empresa Daikin (Daikin, Maio 2020).

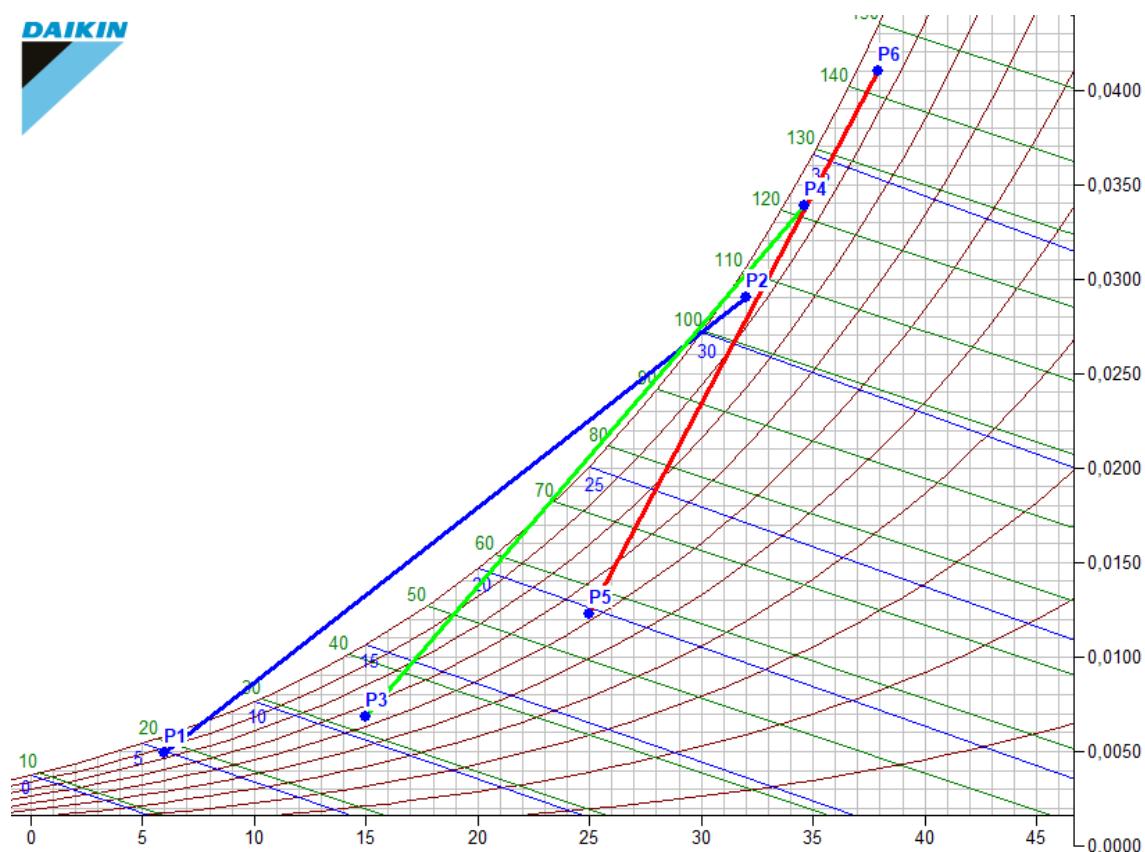


Figura D.1: Evoluções do ar na torre de arrefecimento para as diversas estações

Desempenho das torres de arrefecimento para as condições atmosféricas médias ocorridas em cada mês

O desempenho das torres de arrefecimento para as condições atmosféricas médias mensais encontra-se exibido nas seguintes tabelas para ambas as configurações.

E.1 Configuração com quatro torres

Tabela E.1: Desempenho para uma configuração de 4 torres para as condições atmosféricas médias ocorridas em cada mês: condições de entrada do escoamento de ar

Mês	Condições de entrada do ar				
	$T_{ar,ent}$ [°C]	$\phi_{ar,ent}$ [%]	$T'_{ar,ent}$ [°C]	$\omega_{ar,ent}$ [kg _{água} /kg _{ar,seco}]	$h_{ar,ent}$ [kJ/(kg K)]
1	10,04	80,57	8,36	0,0062	25,72
2	10,85	77,95	8,89	0,0063	26,86
3	12,84	74,67	10,42	0,0069	30,39
4	13,65	77,88	11,49	0,0076	32,94
5	16,08	76,72	13,63	0,0088	38,52
6	18,82	76,51	16,13	0,0105	45,42
7	19,64	78,68	17,14	0,0113	48,38
8	20,30	76,07	17,47	0,0115	49,56
9	18,84	77,08	16,20	0,0105	45,48
10	16,72	80,06	14,57	0,0095	40,92
11	12,67	79,83	10,75	0,0073	31,21
12	10,64	79,79	8,85	0,0064	26,82

E. Desempenho das torres de arrefecimento para as condições atmosféricas médias ocorridas em cada mês

Tabela E.2: Desempenho para uma configuração de 4 torres para as condições atmosféricas médias ocorridas em cada mês: condições de saída do escoamento de ar

Mês	Condições de saída do ar				
	$T_{ar,sai}$ [°C]	$\phi_{ar,sai}$ [%]	$T'_{ar,sai}$ [°C]	$\omega_{ar,sai}$ [kg _{água} /kg _{ar,seco}]	$h_{ar,sai}$ [kJ/(kg K)]
1	33,24	95,00	32,50	0,0313	113,55
2	33,42	95,00	32,68	0,0316	114,61
3	34,38	95,00	33,63	0,0334	120,31
4	34,75	95,00	34,00	0,0342	122,60
5	35,76	95,00	34,99	0,0363	129,02
6	36,63	95,00	35,85	0,0381	134,74
7	36,98	95,00	36,19	0,0389	137,09
8	37,09	95,00	36,31	0,0392	137,94
9	36,65	95,00	35,87	0,0382	134,86
10	36,09	95,00	35,31	0,0369	131,12
11	34,50	95,00	33,74	0,0337	121,02
12	33,41	95,00	32,67	0,0316	114,55

Tabela E.3: Desempenho para uma configuração de 4 torres para as condições atmosféricas médias ocorridas em cada mês: caudais de ar e água de atomização obtidos e potências elétricas consumidas

Mês	Caudais de ar			Caudais de água		Potências elétricas		
	$\dot{m}_{ar}$ [kg/s]	$\dot{V}_{ar}$ [m ³ /s]	$\dot{G}_{ar}$ [kg/(m ² s)]	$\dot{m}_{atom}$ [kg/s]	$\dot{m}_{evap}$ [kg/s]	$\dot{W}_{e,vent}$ [kW]	$\dot{W}_{e,bomb}$ [kW]	$\dot{W}_{e,total}$ [kW]
1	188,67	157,51	4,15	37,63	4,73	125,18	48,47	173,64
2	188,83	157,91	4,15	37,63	4,77	125,68	48,47	174,15
3	184,29	154,88	4,05	56,44	4,89	132,28	72,70	204,98
4	184,82	155,64	4,06	56,44	4,91	133,65	72,70	206,35
5	183,10	155,09	4,03	75,25	5,02	142,13	96,93	239,06
6	185,56	158,14	4,08	75,25	5,13	148,62	96,93	245,55
7	186,81	159,50	4,11	75,25	5,16	151,77	96,93	248,70
8	187,62	160,41	4,13	75,25	5,19	154,03	96,93	250,96
9	185,40	157,99	4,08	75,25	5,13	148,14	96,93	245,07
10	183,73	155,88	4,04	75,25	5,04	143,71	96,93	240,64
11	184,51	155,04	4,06	56,44	4,86	132,71	72,70	205,41
12	188,86	157,87	4,15	37,63	4,76	125,70	48,47	174,17

Tabela E.4: Desempenho para uma configuração de 4 torres para as condições atmosféricas médias ocorridas em cada mês: diferença de temperaturas médias logarítmicas, perda de carga do ar e coeficientes de transferência de calor

Mês	DTML		Perda de carga	Coeficientes de TC			
	$\Delta T_{ML,lat}$ [°C]	$\Delta T_{ML,sens}$ [°C]	Δp_{ar} [Pa]	h_c^{ar}	h_c^{filme}	$h_c^{água,lat}$	$h_c^{água,sens}$
	[W/(m ² K)]						
1	21,54	31,33	119,19	196,32	2100,00	13202,10	286,84
2	21,36	31,00	119,38	196,46	2100,00	13202,04	285,77
3	20,41	29,78	128,11	192,68	2404,00	13201,77	282,31
4	20,04	29,11	128,78	193,13	2404,00	13201,67	279,97
5	19,04	27,61	137,41	191,69	2646,00	13201,13	274,80
6	18,19	26,06	140,88	193,76	2646,00	13200,63	268,72
7	17,84	25,43	142,62	194,81	2646,00	13200,45	266,15
8	17,73	25,22	143,81	195,48	2646,00	13200,35	265,19
9	18,16	26,01	140,60	193,63	2646,00	13200,70	268,63
10	18,72	27,03	138,26	192,23	2646,00	13201,00	272,63
11	20,30	29,57	128,38	192,85	2404,00	13201,73	281,57
12	21,37	31,02	119,42	196,49	2100,00	13202,03	285,83

Tabela E.5: Desempenho para uma configuração de 4 torres para as condições atmosféricas médias ocorridas em cada mês: coeficientes globais de transferência de calor, de transferência de massa e eficiência térmica das torres

Mês	Coeficientes globais		Coeficiente de TM	Eficiência [%]
	U_{lat} [W/(m ² K)]	U_{sens} [W/(m ² K)]	h_m^{ar} [kg/(m ² s)]	
1	435,61	164,65	0,1951	92,88
2	439,34	164,80	0,1953	92,96
3	459,82	166,27	0,1915	93,19
4	468,31	166,47	0,1919	93,18
5	493,47	167,36	0,1905	93,69
6	516,86	167,39	0,1925	93,68
7	526,82	167,33	0,1936	94,23
8	530,81	167,21	0,1942	94,28
9	517,09	167,45	0,1924	94,09
10	501,64	167,46	0,1910	93,83
11	462,53	166,33	0,1917	93,24
12	439,15	164,79	0,1953	92,95

E.2 Configuração com seis torres

Tabela E.6: Desempenho para uma configuração de 6 torres para as condições atmosféricas médias ocorridas em cada mês: condições de entrada do escoamento de ar

Mês	Condições de entrada do ar				
	$T_{ar,ent}$ [°C]	$\phi_{ar,ent}$ [%]	$T'_{ar,ent}$ [°C]	$\omega_{ar,ent}$ [kg _{água} /kg _{ar,seco}]	$h_{ar,ent}$ [kJ/(kg K)]
1	10,04	80,57	8,36	0,0062	25,72
2	10,85	77,95	8,89	0,0063	26,86
3	12,84	74,67	10,42	0,0069	30,39
4	13,65	77,88	11,49	0,0076	32,94
5	16,08	76,72	13,63	0,0088	38,52
6	18,82	76,51	16,13	0,0105	45,42
7	19,64	78,68	17,14	0,0113	48,38
8	20,30	76,07	17,47	0,0115	49,56
9	18,84	77,08	16,20	0,0105	45,48
10	16,72	80,06	14,57	0,0095	40,92
11	12,67	79,83	10,75	0,0073	31,21
12	10,64	79,79	8,85	0,0064	26,82

Tabela E.7: Desempenho para uma configuração de 6 torres para as condições atmosféricas médias ocorridas em cada mês: condições de saída do escoamento de ar

Mês	Condições de saída do ar				
	$T_{ar,sai}$ [°C]	$\phi_{ar,sai}$ [%]	$T'_{ar,sai}$ [°C]	$\omega_{ar,sai}$ [kg _{água} /kg _{ar,seco}]	$h_{ar,sai}$ [kJ/(kg K)]
1	33,18	95,00	32,44	0,0312	113,23
2	33,37	95,00	32,63	0,0315	114,30
3	34,32	95,00	33,57	0,0333	119,97
4	34,70	95,00	33,95	0,0341	122,27
5	35,71	95,00	34,95	0,0362	128,73
6	36,59	95,00	35,81	0,0380	134,47
7	36,94	95,00	36,16	0,0388	136,86
8	37,05	95,00	36,27	0,0391	137,68
9	36,61	95,00	35,83	0,0381	134,58
10	36,04	95,00	35,27	0,0368	130,82
11	34,44	95,00	33,69	0,0336	120,69
12	33,36	95,00	32,62	0,0315	114,23

Tabela E.8: Desempenho para uma configuração de 6 torres para as condições atmosféricas médias ocorridas em cada mês: caudais de ar e água de atomização obtidos e potências elétricas consumidas

Mês	Caudais de ar			Caudais de água		Potências elétricas		
	$\dot{m}_{ar}$ [kg/s]	$\dot{V}_{ar}$ [m ³ /s]	$\dot{G}_{ar}$ [kg/(m ² s)]	$\dot{m}_{atom}$ [kg/s]	$\dot{m}_{evap}$ [kg/s]	$\dot{W}_{e,vent}$ [kW]	$\dot{W}_{e,bomb}$ [kW]	$\dot{W}_{e,total}$ [kW]
1	126,24	105,38	4,06	25,33	3,15	120,47	48,93	169,40
2	126,33	105,64	4,06	25,33	3,18	120,94	48,93	169,87
3	123,30	103,62	3,96	37,99	3,26	127,33	73,40	200,73
4	123,64	104,11	3,97	37,99	3,27	128,60	73,40	201,99
5	122,47	103,73	3,94	50,65	3,35	136,71	97,86	234,57
6	124,08	105,73	3,99	50,65	3,42	142,80	97,86	240,66
7	124,89	106,63	4,01	50,65	3,44	145,77	97,86	243,63
8	125,43	107,24	4,03	50,65	3,46	147,90	97,86	245,76
9	123,98	105,64	3,98	50,65	3,42	142,35	97,86	240,21
10	122,88	104,25	3,95	50,65	3,36	138,18	97,86	236,04
11	123,44	103,73	3,97	37,99	3,24	127,73	73,40	201,13
12	126,35	105,61	4,06	25,33	3,17	120,96	48,93	169,89

Tabela E.9: Desempenho para uma configuração de 6 torres para as condições atmosféricas médias ocorridas em cada mês: diferença de temperaturas médias logarítmicas, perda de carga do ar e coeficientes de transferência de calor

Mês	DTML		Perda de carga	Coeficientes de TC			
	$\Delta T_{ML,lat}$ [°C]	$\Delta T_{ML,sens}$ [°C]		h_c^{ar}	h_c^{filme}	$h_c^{água,lat}$	$h_c^{água,sens}$
			Δp_{ar} [Pa]	[W/(m ² K)]			
1	21,60	31,36	114,32	192,81	2100,00	13141,87	286,32
2	21,41	31,03	114,48	192,94	2100,00	13141,86	285,27
3	20,47	29,81	122,87	189,23	2404,00	13141,61	281,83
4	20,09	29,14	123,49	189,65	2404,00	13141,37	279,52
5	19,09	27,64	131,73	188,22	2646,00	13140,97	274,37
6	18,23	26,08	134,96	190,21	2646,00	13140,50	268,32
7	17,88	25,45	136,59	191,21	2646,00	13140,26	265,77
8	17,76	25,24	137,71	191,86	2646,00	13140,16	264,80
9	18,20	26,04	134,70	190,08	2646,00	13140,50	268,22
10	18,77	27,06	132,52	188,74	2646,00	13140,87	272,22
11	20,35	29,61	123,12	189,40	2404,00	13141,50	281,11
12	21,42	31,06	114,52	192,96	2100,00	13141,90	285,32

E. Desempenho das torres de arrefecimento para as condições atmosféricas médias ocorridas em cada mês

Tabela E.10: Desempenho para uma configuração de 6 torres para as condições atmosféricas médias ocorridas em cada mês: coeficientes globais de transferência de calor, de transferência de massa e eficiência térmica das torres

Mês	Coeficientes globais		Coeficiente de TM	Eficiência [%]
	U_{lat} [W/(m ² K)]	U_{sens} [W/(m ² K)]	h_m^{ar} [kg/(m ² s)]	
1	430,36	163,72	0,1916	92,88
2	434,06	163,88	0,1917	92,96
3	454,26	165,36	0,1881	93,19
4	462,68	165,59	0,1885	93,18
5	487,56	166,52	0,1870	93,69
6	510,81	166,58	0,1890	93,68
7	520,71	166,55	0,1900	94,23
8	524,68	166,43	0,1906	94,23
9	511,04	166,65	0,1889	94,09
10	495,66	166,62	0,1875	93,83
11	456,93	165,43	0,1882	93,24
12	433,90	163,86	0,1918	92,95

Desempenho das torres de arrefecimento para as condições atmosféricas mais exigentes ocorridas em cada mês

O desempenho das torres de arrefecimento para as condições atmosféricas mais exigentes ocorridas em cada mês encontra-se exibido nas seguintes tabelas para ambas as configurações.

F.1 Configuração com quatro torres

Tabela F.1: Desempenho para uma configuração de 4 torres para as condições atmosféricas mais exigentes ocorridas em cada mês: condições de entrada do escoamento de ar

Mês	Condições de entrada do ar				
	$T_{ar,ent}$ [°C]	$\phi_{ar,ent}$ [%]	$T'_{ar,ent}$ [°C]	$\omega_{ar,ent}$ [kg _{água} /kg _{ar,seco}]	$h_{ar,ent}$ [kJ/(kg K)]
1	19,00	63,00	14,66	0,0086	40,93
2	20,40	48,80	13,94	0,0073	38,93
3	24,60	44,50	16,66	0,0086	46,52
4	23,70	53,20	17,31	0,0097	48,54
5	28,70	46,70	20,33	0,0115	58,20
6	29,80	53,90	22,55	0,0142	66,24
7	32,70	51,80	24,59	0,0162	74,21
8	32,90	58,60	26,08	0,0185	80,55
9	30,70	44,70	21,55	0,0124	62,47
10	26,90	43,80	18,36	0,0097	51,71
11	22,70	53,30	16,49	0,0092	46,09
12	19,40	64,70	15,23	0,0091	42,51

F. Desempenho das torres de arrefecimento para as condições atmosféricas mais exigentes ocorridas em cada mês

Tabela F.2: Desempenho para uma configuração de 4 torres para as condições atmosféricas mais exigentes ocorridas em cada mês: condições de saída do escoamento de ar

Mês	Condições de saída do ar				
	$T_{ar,sai}$ [°C]	$\phi_{ar,sai}$ [%]	$T'_{ar,sai}$ [°C]	$\omega_{ar,sai}$ [kg _{água} /kg _{ar,seco}]	$h_{ar,sai}$ [kJ/(kg K)]
1	35,45	95,00	34,68	0,0356	126,90
2	35,20	95,00	34,43	0,0351	125,30
3	36,55	95,00	35,77	0,0379	134,10
4	36,78	95,00	36,00	0,0384	135,70
5	38,08	95,00	37,28	0,0414	144,80
6	38,84	95,00	38,03	0,0433	150,30
7	39,53	95,00	38,71	0,0450	155,60
8	40,03	95,00	39,21	0,0463	159,60
9	38,49	95,00	37,69	0,0424	147,80
10	37,40	95,00	36,61	0,0398	140,00
11	36,50	95,00	35,72	0,0378	133,80
12	35,64	95,00	34,88	0,0360	128,10

Tabela F.3: Desempenho para uma configuração de 4 torres para as condições atmosféricas mais exigentes ocorridas em cada mês: caudais de ar e água de atomização obtidos e potências elétricas consumidas

Mês	Caudais de ar			Caudais de água		Potências elétricas		
	$\dot{m}_{ar}$ [kg/s]	$\dot{V}_{ar}$ [m ³ /s]	$\dot{G}_{ar}$ [kg/(m ² s)]	$\dot{m}_{atom}$ [kg/s]	$\dot{m}_{evap}$ [kg/s]	$\dot{W}_{e,vent}$ [kW]	$\dot{W}_{e,bomb}$ [kW]	$\dot{W}_{e,total}$ [kW]
1	192,80	164,00	4,24	37,63	5,19	135,59	48,47	184,06
2	191,80	163,50	4,22	37,63	5,33	134,00	48,47	182,47
3	189,10	162,70	4,16	56,44	5,55	145,71	72,70	218,41
4	190,20	163,40	4,18	56,44	5,46	147,89	72,70	220,58
5	191,40	166,20	4,21	75,25	5,73	165,27	96,93	262,20
6	197,00	171,60	4,33	75,25	5,73	179,92	96,93	276,85
7	203,50	178,30	4,48	75,25	5,88	198,55	96,93	295,48
8	209,70	183,90	4,61	75,25	5,83	216,55	96,93	313,48
9	194,20	169,20	4,27	75,25	5,84	172,76	96,93	269,69
10	187,80	162,40	4,13	75,25	5,66	155,79	96,93	252,72
11	189,00	162,10	4,16	56,44	5,41	145,02	72,70	217,72
12	193,50	164,80	4,26	37,63	5,20	137,15	48,47	185,62

Tabela F.4: Desempenho para uma configuração de 4 torres para as condições atmosféricas mais exigentes ocorridas em cada mês: diferença de temperaturas médias logarítmicas, perda de carga do ar e coeficientes de transferência de calor

Mês	DTML		Perda de carga	Coeficientes de TC			
	$\Delta T_{ML,lat}$ [°C]	$\Delta T_{ML,sens}$ [°C]	Δp_{ar} [Pa]	h_c^{ar}	h_c^{filme}	$h_c^{água,lat}$	$h_c^{água,sens}$
				[W/(m ² K)]			
1	19,35	27,39	124,00	199,80	2100,00	13201,00	273,10
2	19,60	27,84	122,90	199,00	2100,00	13201,00	274,80
3	18,26	25,89	134,40	196,70	2404,00	13201,00	267,80
4	18,03	25,48	135,80	197,60	2404,00	13200,00	266,10
5	16,75	23,44	149,20	198,70	2646,00	13200,00	257,70
6	16,00	22,06	157,30	203,30	2646,00	13199,00	251,20
7	15,31	20,79	167,10	208,70	2646,00	13198,00	244,90
8	14,81	19,87	176,60	213,80	2646,00	13197,00	240,00
9	16,34	22,68	153,10	201,00	2646,00	13199,00	254,20
10	17,42	24,67	143,90	195,60	2646,00	13200,00	263,10
11	18,32	25,99	134,20	196,70	2404,00	13201,00	268,20
12	19,16	27,04	124,90	200,40	2100,00	13201,00	271,70

Tabela F.5: Desempenho para uma configuração de 4 torres para as condições atmosféricas mais exigentes ocorridas em cada mês: coeficientes globais de transferência de calor, de transferência de massa e eficiência térmica das torres

Mês	Coeficientes globais		Coeficiente de TM	Eficiência [%]
	U_{lat} [W/(m ² K)]	U_{sens} [W/(m ² K)]	h_m^{ar} [kg/(m ² s)]	
1	484,60	165,80	0,1985	93,84
2	478,40	165,80	0,1977	93,73
3	513,90	166,80	0,1955	94,16
4	520,30	166,80	0,1964	94,26
5	560,60	166,80	0,1974	94,73
6	587,30	166,00	0,2020	95,08
7	614,10	164,90	0,2073	95,41
8	635,00	163,90	0,2123	95,65
9	575,00	166,40	0,1996	94,92
10	538,80	167,30	0,1944	94,42
11	512,30	166,80	0,1954	94,13
12	489,60	165,80	0,1991	93,93

F.2 Configuração com seis torres

Tabela F.6: Desempenho para uma configuração de 6 torres para as condições atmosféricas mais exigentes ocorridas em cada mês: condições de entrada do escoamento de ar

Mês	Condições de entrada do ar				
	$T_{ar,ent}$ [°C]	$\phi_{ar,ent}$ [%]	$T'_{ar,ent}$ [°C]	$\omega_{ar,ent}$ [kg _{água} /kg _{ar,seco}]	$h_{ar,ent}$ [kJ/(kg K)]
1	19,00	63,00	14,66	0,0086	40,93
2	20,40	48,80	13,94	0,0073	38,93
3	24,60	44,50	16,66	0,0086	46,52
4	23,70	53,20	17,31	0,0097	48,54
5	28,70	46,70	20,33	0,0115	58,20
6	29,80	53,90	22,55	0,0142	66,24
7	32,70	51,80	24,59	0,0162	74,21
8	32,90	58,60	26,08	0,0185	80,55
9	30,70	44,70	21,55	0,0124	62,47
10	26,90	43,80	18,36	0,0097	51,71
11	22,70	53,30	16,49	0,0092	46,09
12	19,40	64,70	15,23	0,0091	42,51

Tabela F.7: Desempenho para uma configuração de 6 torres para as condições atmosféricas mais exigentes ocorridas em cada mês: condições de saída do escoamento de ar

Mês	Condições de saída do ar				
	$T_{ar,sai}$ [°C]	$\phi_{ar,sai}$ [%]	$T'_{ar,sai}$ [°C]	$\omega_{ar,sai}$ [kg _{água} /kg _{ar,seco}]	$h_{ar,sai}$ [kJ/(kg K)]
1	35,41	95,00	34,65	0,0355	126,70
2	35,16	95,00	34,40	0,0350	125,10
3	36,52	95,00	35,74	0,0379	133,90
4	36,75	95,00	35,97	0,0384	135,40
5	38,05	95,00	37,25	0,0414	144,60
6	38,81	95,00	38,01	0,0432	150,20
7	39,51	95,00	38,70	0,0450	155,50
8	40,02	95,00	39,20	0,0463	159,50
9	38,47	95,00	37,67	0,0424	147,60
10	37,37	95,00	36,58	0,0398	139,70
11	36,46	95,00	35,68	0,0377	133,50
12	35,61	95,00	34,84	0,0359	127,90

Tabela F.8: Desempenho para uma configuração de 6 torres para as condições atmosféricas mais exigentes ocorridas em cada mês: caudais de ar e água de atomização obtidos e potências elétricas consumidas

Mês	Caudais de ar			Caudais de água		Potências elétricas		
	$\dot{m}_{ar}$ [kg/s]	$\dot{V}_{ar}$ [m ³ /s]	$\dot{G}_{ar}$ [kg/(m ² s)]	$\dot{m}_{atom}$ [kg/s]	$\dot{m}_{evap}$ [kg/s]	$\dot{W}_{e,vent}$ [kW]	$\dot{W}_{e,bomb}$ [kW]	$\dot{W}_{e,total}$ [kW]
1	128,90	109,60	4,14	25,33	3,46	130,16	48,93	179,09
2	128,30	109,30	4,12	25,33	3,55	128,67	48,93	177,61
3	126,40	108,70	4,06	37,99	3,70	139,89	73,40	213,29
4	127,10	109,20	4,09	37,99	3,64	141,94	73,40	215,33
5	127,90	111,00	4,11	50,65	3,82	158,50	97,86	256,36
6	131,60	114,60	4,23	50,65	3,82	172,35	97,86	270,21
7	135,90	119,00	4,37	50,65	3,92	189,96	97,86	287,82
8	140,00	122,70	4,50	50,65	3,89	206,98	97,86	304,84
9	129,70	113,10	4,17	50,65	3,89	165,57	97,86	263,43
10	125,50	108,50	4,03	50,65	3,77	149,55	97,86	247,41
11	126,40	108,30	4,06	37,99	3,61	139,24	73,40	212,64
12	129,30	110,10	4,16	25,33	3,47	131,63	48,93	180,56

Tabela F.9: Desempenho para uma configuração de 6 torres para as condições atmosféricas mais exigentes ocorridas em cada mês: diferença de temperaturas médias logarítmicas, perda de carga do ar e coeficientes de transferência de calor

Mês	DTML		Perda de carga	Coeficientes de TC			
	$\Delta T_{ML,lat}$ [°C]	$\Delta T_{ML,sens}$ [°C]	Δp_{ar} [Pa]	h_c^{ar}	h_c^{filme}	$h_c^{água,lat}$	$h_c^{água,sens}$
					[W/(m ² K)]		
1	19,39	27,41	118,70	196,00	2100,00	13141,00	272,60
2	19,64	27,87	117,70	195,30	2100,00	13141,00	274,30
3	18,29	25,91	128,70	193,10	2404,00	13140,00	267,40
4	18,07	25,50	130,00	193,90	2404,00	13140,00	265,70
5	16,78	23,46	142,70	194,90	2646,00	13139,00	257,30
6	16,02	22,07	150,40	199,40	2646,00	13139,00	250,80
7	15,33	20,80	159,60	204,60	2646,00	13138,00	244,50
8	14,82	19,87	168,60	209,50	2646,00	13137,00	239,70
9	16,36	22,70	146,50	197,10	2646,00	13139,00	253,80
10	17,45	24,69	137,80	192,00	2646,00	13140,00	262,70
11	18,35	26,01	128,50	193,00	2404,00	13140,00	267,80
12	19,19	27,06	119,50	196,60	2100,00	13141,00	271,30

F. Desempenho das torres de arrefecimento para as condições atmosféricas mais exigentes ocorridas em cada mês

Tabela F.10: Desempenho para uma configuração de 6 torres para as condições atmosféricas mais exigentes ocorridas em cada mês: coeficientes globais de transferência de calor, de transferência de massa e eficiência térmica das torres

Mês	Coeficientes globais		Coeficiente de TM	Eficiência [%]
	U_{lat} [W/(m ² K)]	U_{sens} [W/(m ² K)]	h_m^{ar} [kg/(m ² s)]	
1	479,10	165,00	0,1948	93,84
2	473,00	164,90	0,1941	93,73
3	508,00	166,10	0,1918	94,16
4	514,40	166,00	0,1927	94,26
5	554,30	166,10	0,1937	94,73
6	580,90	165,30	0,1981	95,08
7	607,60	164,30	0,2033	95,41
8	628,50	163,30	0,2081	95,65
9	568,60	165,70	0,1958	94,92
10	532,60	166,50	0,1907	94,42
11	506,40	166,10	0,1918	94,13
12	484,10	165,00	0,1954	93,93