

## **Sistemas de Climatização Industrial com Saturação Adiabática**

**JOAQUIM VICENTE NETO GOMES**  
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre  
em Engenharia Mecânica – Perfil Energia

Orientador:

Prof. Eng.º Manuel Duarte Dias Mendes Nogueira

Júri:

Presidente: Prof. Eng.º Francisco Manuel Fernandes Severo

Vogais:

Prof. Doutor Alfredo Manuel Nobre Marques

Prof. Eng.º Manuel Duarte Dias Mendes Nogueira

**Novembro de 2010**





ISEL

**INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA**

**Departamento de Engenharia Mecânica**

## **Sistemas de Climatização Industrial com Saturação Adiabática**

**JOAQUIM VICENTE NETO GOMES**  
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre  
em Engenharia Mecânica – Perfil Energia

Orientador:

Prof. Eng.º Manuel Duarte Dias Mendes Nogueira

Júri:

Presidente: Prof. Eng.º Francisco Manuel Fernandes Severo

Vogais:

Prof. Doutor Alfredo Manuel Nobre Marques

Prof. Eng.º Manuel Duarte Dias Mendes Nogueira

**Novembro de 2010**

# I. AGRADECIMENTOS

Por me terem ajudado na realização deste trabalho, gostaria de agradecer:

Ao Prof. Eng.º Manuel Duarte Dias Mendes Nogueira, por ter orientado este projecto, por todo o apoio e disponibilidade, pela supervisão e aconselhamento durante cada etapa, pela discussão e revisão crítica do manuscrito;

Ao Eng. José Rodrigues da empresa Dalkia pela disponibilidade e informação prestada na visita ao edifício Sede da Caixa Geral de Depósitos;

Ao Eng. Rui Paulo da empresa Bamesa-Slem Sociedade Luso-Espanhola de Metais, Lda pela visita;

Ao Eng. José Luís Moura, da empresa Carrier por toda a documentação e catálogos e pela cedência do “Hourly Analyses Program” (HAP v4.50);

A Eng.ª Goreti Oliveira da empresa Chatron por toda a documentação e catálogos disponibilizados;

A Eng.ª Ivone Claro da empresa Airteam por toda a documentação e catálogos disponibilizados;

Ao Eng. Carlos Dias da empresa Efcis por toda a documentação e catálogos disponibilizados;

Ao Eng. José Amaral da empresa Nónio por toda a documentação e catálogos disponibilizados;

Ao Dr. Pita Pereira da empresa Coolair international por toda a documentação e catálogos disponibilizados;

Ao Eng. Tiago Lopes da empresa Iberoar por promover a reunião com o, responsável pela manutenção da unidade fabril e ao Eng. Bruno Batista pela prestabilidade e informações transmitidas usadas no caso concreto;

Aos companheiros de mestrado, pela troca de saberes e experiências, em especial ao Costa Santos pelas sugestões e paciência na ajuda e ao colega Adérito Machado pelo incentivo para levar por diante esta difícil tarefa;

À minha família por todo o apoio e preocupação, em especial à minha filha pelo encorajamento e compreensão ao longo de todo o trabalho.

A todos, muito obrigado.

## II. RESUMO

Com este projecto pretende-se demonstrar a aplicação dos processos de climatização através do sistema de arrefecimento por saturação adiabática no tratamento do ar novo, em oposição ao sistema tradicional de arrefecimento, em termos de conforto industrial, vantagens económicas e ambientais e de eficiência energética.

Considerando as condições exteriores de projecto em quatro cidades (Beja, Coimbra, Lisboa e Porto), fez-se um estudo teórico de forma a comparar os dois sistemas em relação à potência de frio necessária para o tratamento de  $1000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$  de ar novo que determinado equipamento deveria ter para garantir uma temperatura na saída da máquina de  $25 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Posteriormente procedeu-se à selecção de equipamentos e à sua validação, comparando as cargas térmicas sensíveis do ar novo, com as potências de frio dos equipamentos. Consultando os catálogos de várias empresas reuniram-se os dados necessários para os cálculos do estudo económico e eficiência energética. Ficou confirmado que os consumos de energia eléctrica e de água assim como os custos totais foram sempre inferiores no sistema arrefecimento por saturação adiabática.

Também foi objectivo deste projecto, o estudo de um caso concreto de uma unidade fabril. Selecionou-se a cidade de Beja, por ser a cidade com as melhores condições de clima para aplicação dos sistemas de climatização por saturação adiabática de forma a conseguir as condições termo higrométricas interiores dentro dos parâmetros de conforto. Dos dois processos analisados para arrefecimento do ar novo, verificou-se que a introdução de um recuperador no sistema de climatização com saturação adiabática, não só permite garantir as condições requeridas para o conforto como também apresenta menores consumos energéticos e de água.

### **Palavras-chave:**

Sistemas de arrefecimento de ar; Arrefecimento evaporativo; Painéis evaporativos; Saturação adiabática; Psicrometria; Eficiência energética.

### III. ABSTRACT

This project aims to demonstrate the application of air conditioning systems by comparing the adiabatic saturation cooling system in the treatment of fresh air with the traditional cooling system, in terms of industrial comfort, economical advantages and energy efficiency.

The project external conditions of four cities (Beja, Coimbra, Lisbon and Oporto) were considered to compare both systems refrigeration power requirements to treat  $1000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$  of fresh air assuring the temperature of  $25 \text{ }^\circ\text{C}$  in the unit's exit.

To select the equipments and validate them, their sensible thermal loads were compared to their refrigeration power. The economic and energy efficiency studies were done using the data of the units consulted in catalogues. It was verified that energy and water consumption as well as their total costs were always lower in the adiabatic cooling system.

At last, a real manufacture unit, placed in Beja, was adapted as study case. This city was selected because it represents the best climate conditions for the application of the adiabatic cooling system, in order to obtain the hygrometric conditions inside the building considering the comfort parameters. The introduction of a recuperator in the adiabatic air conditioning system not only guarantees the required conditions for comfort but also dispends lesser energy and water consumptions.

**Key words:**

Air cooling systems; Evaporative cooling; Evaporative painels; Adiabatic saturation; Psychometric; Energy efficiency.

# IV. ÍNDICE

<b>I. Agradecimentos .....</b>	<b>i</b>
<b>II. Resumo.....</b>	<b>ii</b>
<b>III. Abstract .....</b>	<b>iii</b>
<b>IV. Índice .....</b>	<b>iv</b>
<b>V. Índice de Figuras .....</b>	<b>vii</b>
<b>VI. Índice de Tabelas .....</b>	<b>ix</b>
<b>VII. Simbologia .....</b>	<b>xi</b>
<b>1. INTRODUÇÃO.....</b>	<b>1</b>
1.1 Origem do ar condicionado .....	1
1.2 Conforto .....	2
1.3 Climatização.....	3
1.4 Revisão bibliográfica .....	5
1.5 Objectivos .....	14
1.6 Organização do trabalho.....	14
<b>2. PSICROMETRIA.....</b>	<b>16</b>
2.1 Conceito .....	16
2.2 Composição do ar atmosférico .....	16
2.2.1 Propriedades do ar seco .....	16
2.2.1.1 Constante para o ar seco.....	17
2.2.1.2 Volume específico do ar seco.....	17
2.2.1.3 Calor específico do ar seco.....	17
2.2.1.4 Entalpia do ar seco .....	18
2.2.2 Propriedades do vapor de água .....	18
2.2.2.1 Constante para o vapor de água.....	19
2.2.2.2 Volume específico do vapor de água.....	19
2.2.2.3 Calor específico do vapor de água.....	19
2.2.2.4 Entalpia do vapor de água .....	19
2.2.3 Propriedades do ar húmido .....	20
2.3 Variáveis psicrométricas .....	20
2.3.1 Termómetro de bolbo seco .....	21
2.3.2 Termómetro de bolbo húmido .....	21
2.3.3 Temperatura do ponto de orvalho .....	22
2.3.4 Humidade específica ou absoluta .....	22
2.3.5 Humidade específica de saturação.....	23
2.3.6 Humidade relativa.....	23
2.3.7 Grau de saturação .....	24
2.3.8 Entalpia.....	24
2.3.9 Calor sensível .....	24
2.3.10 Calor latente.....	25
2.4 Transferência de calor e massa numa superfície húmida .....	25

<b>3. ARREFECIMENTO EVAPORATIVO.....</b>	<b>28</b>
3.1 Processo e vantagens.....	28
3.2 Arrefecimento evaporativo directo.....	29
3.3 Arrefecimento evaporativo indirecto.....	30
3.4 Arrefecimento evaporativo indirecto/directo .....	30
3.5 Cálculo da carga térmica no tratamento do ar novo .....	32
3.5.1 Fundamentos.....	32
3.5.2 Sistema de arrefecimento por saturação adiabática .....	33
3.5.2.1 Beja .....	33
3.5.2.2 Coimbra / Geofísico .....	35
3.5.2.3 Lisboa / Portela .....	36
3.5.2.4 Porto / S. do Pilar .....	36
3.5.3 Sistema tradicional de arrefecimento com chiller .....	37
3.5.3.1 Beja .....	38
3.5.3.2 Coimbra / Geofísico .....	39
3.5.3.3 Lisboa / Portela .....	41
3.5.3.4 Porto / S. do Pilar .....	42
3.5.4 Conclusões.....	43
<b>4. COMPARAÇÃO DOS SISTEMAS DE ARREFECIMENTO POR SATURAÇÃO ADIABÁTICA E TRADICIONAL.....</b>	<b>44</b>
4.1 Fundamentos .....	44
4.2 Sistema de arrefecimento por saturação adiabática.....	45
4.2.1 Características do equipamento .....	46
4.2.2 Validação do equipamento.....	47
4.2.2.1 Beja .....	47
4.2.2.2 Coimbra / Geofísico .....	48
4.2.2.3 Lisboa / Portela .....	48
4.2.2.4 Porto / S. do Pilar .....	49
4.2.3 Considerações.....	50
4.3 Sistema tradicional de arrefecimento com unidade compacta ar/ar .....	50
4.3.1 Características do equipamento .....	51
4.3.2 Validação do equipamento.....	52
4.3.2.1 Beja .....	52
4.3.2.2 Coimbra / Geofísico .....	54
4.3.2.3 Lisboa / Portela .....	54
4.3.2.4 Porto / S. do Pilar .....	55
4.3.3 Considerações.....	56
4.4 Estudo económico .....	56
4.4.1 Beja.....	56
4.4.2 Coimbra / Geofísico.....	57
4.4.3 Lisboa / Portela.....	58
4.4.4 Porto / S. do Pilar.....	59
4.5 Conclusões .....	60

<b>5. COMPARAÇÃO ENTRE SISTEMAS DE ARREFECIMENTO POR SATURAÇÃO ABIABÁTICA COM E SEM RECUPERADOR DE CALOR.....</b>	<b>62</b>
5.1 Fundamentos .....	62
5.2 Descrição da nave fabril.....	62
5.2.1 Caracterização da envolvente .....	64
5.2.2 Caracterização do interior.....	65
5.2.2.1 Equipamentos do processo produtivo.....	65
5.2.2.2 Equipamentos da oficina de apoio (mecânica e electricidade) .....	65
5.2.2.3 Iluminação.....	66
5.2.2.4 Ocupação.....	66
5.2.3 Cálculo das cargas térmicas.....	66
5.3 Climatização com arrefecimento por saturação adiabática (1.º Sistema).....	67
5.4 Climatização com arrefecimento por saturação adiabática e com recuperador (2.º Sistema) .....	70
5.5 Comparação dos dois sistemas .....	72
<b>6. CONCLUSÕES E DESENVOLVIMENTOS FUTUROS.....</b>	<b>74</b>
<b>7. REFERÊNCIAS.....</b>	<b>76</b>
<b>8. ANEXOS.....</b>	<b>81</b>
8.1 Anexo I.....	81
8.1.1 Coimbra / Geofísico.....	81
8.1.2 Lisboa / Portela.....	83
8.1.3 Porto / S. do Pilar.....	84
8.2 Anexo II .....	86
8.2.1 Lisboa / Portela.....	86
8.2.2 Porto / S. do Pilar.....	88
8.3 Anexo III.....	90
8.4 Anexo IV.....	92
8.5 Anexo V .....	98
8.5.1 Coimbra / Geofísico.....	98
8.5.2 Lisboa / Portela.....	99
8.5.3 Porto / S. do Pilar.....	101
8.6 Anexo VI.....	103
8.7 Anexo VII .....	107

## V. ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1</b> – Zonas climáticas de Portugal continental, segundo o Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios (RCCTE). .....	4
<b>Figura 2</b> – Unidade de arrefecimento evaporativo num posto de trabalho da Bamesa-Slem Sociedade Lusó-Espanhola de Metais, Lda. ....	13
<b>Figura 3</b> – Representação esquemática do diagrama psicrométrico .....	21
<b>Figura 4</b> – Diagrama Temperatura (T) vs. Entropia (S) para o ar.....	22
<b>Figura 5</b> – Transferência de calor e massa do ar numa superfície húmida .....	25
<b>Figura 6</b> – Sistema de arrefecimento evaporativo directo com painel de contacto.....	29
<b>Figura 7</b> – Sistema de arrefecimento evaporativo indirecto com permutador de calor do tipo placa.....	30
<b>Figura 8</b> – Sistema de arrefecimento evaporativo com dois estágios indirecto/directo. ....	31
<b>Figura 9</b> – Diagrama psicrométrico do sistema de arrefecimento evaporativo com dois estágios indirecto/directo .....	31
<b>Figura 10</b> – Diagrama com a evolução psicrométrica do sistema de arrefecimento por saturação adiabática para Beja. ....	34
<b>Figura 11</b> – Diagrama com a evolução psicrométrica do sistema tradicional de arrefecimento com chiller para Beja.....	39
<b>Figura 12</b> – Diagrama com a evolução psicrométrica do sistema tradicional de arrefecimento com chiller para Coimbra / Geofísico. ....	40
<b>Figura 13</b> – Diagrama com a evolução psicrométrica do sistema tradicional de arrefecimento com unidade compacta ar/ar para Beja.....	53
<b>Figura 14</b> – Esboço em perspectiva da nave fabril (a); e alçados: Norte (b), Sul (c), Nascente (d) e Poente (e). ....	63
<b>Figura 15</b> – Esquema do piso térreo com os equipamentos do processo produtivo da nave fabril.....	64
<b>Figura 16</b> – Diagrama com a evolução psicrométrica do sistema de arrefecimento por saturação adiabática para Beja. ....	68
<b>Figura 17</b> – Desenho esquemático do sistema de arrefecimento por saturação adiabática para Beja.....	68
<b>Figura 18</b> – Diagrama com a evolução psicrométrica do sistema de arrefecimento por saturação adiabática e com recuperador para Beja .....	71
<b>Figura 19</b> – Desenho esquemático do sistema de arrefecimento por saturação adiabática e com recuperador para Beja.....	71
<b>Figura 20</b> – Diagrama com a evolução psicrométrica do processo de arrefecimento por saturação adiabática para Coimbra / Geofísico. ....	82
<b>Figura 21</b> – Diagrama com a evolução psicrométrica do sistema de arrefecimento por saturação adiabática para Lisboa / Portela.....	83
<b>Figura 22</b> – Diagrama com a evolução psicrométrica do sistema de arrefecimento por saturação adiabática para Porto / S. Pilar. ....	85
<b>Figura 23</b> – Diagrama com a evolução psicrométrica do sistema tradicional de arrefecimento com chiller para Lisboa / Portela.....	87
<b>Figura 24</b> – Diagrama com a evolução psicrométrica do sistema tradicional de arrefecimento com chiller para Porto / S. Pilar. ....	89
<b>Figura 25</b> – Diagrama com a evolução psicrométrica do sistema tradicional de arrefecimento com unidade compacta ar/ar para Coimbra / Geofísico. ....	99

<b>Figura 26</b> – Diagrama com a evolução psicrométrica do sistema tradicional de arrefecimento com unidade compacta ar/ar para Lisboa / Portela.....	100
<b>Figura 27</b> – Diagrama com a evolução psicrométrica do sistema tradicional de arrefecimento com unidade compacta ar/ar para Porto / S. do Pilar. ....	102

## VI. ÍNDICE DE TABELAS

<b>Tabela 1</b> – Condições termo higrométricas requeridas no sistema de climatização no Edifício Sede da Caixa Geral de Depósitos, em Lisboa. ....	11
<b>Tabela 2</b> – Consumos de energia eléctrica e água com humificadores e com lavadores no sistema de climatização actual e proposto do Edifício Sede da Caixa Geral de Depósitos, em Lisboa. ...	12
<b>Tabela 3</b> – Custos com energia eléctrica e água com humificadores e com lavadores no sistema de climatização actual e proposto do Edifício Sede da Caixa Geral de Depósitos, em Lisboa. ...	12
<b>Tabela 4</b> – Composição do ar seco ao nível do mar. ....	17
<b>Tabela 5</b> – Altitude e condições exteriores de projecto de verão para a probabilidade acumulada de ocorrência de 97,5% e amplitude térmica diária do mês mais quente das cidades escolhidas.	32
<b>Tabela 6</b> – Valores das variáveis psicrométricas do sistema de arrefecimento por saturação adiabática para Beja.....	34
<b>Tabela 7</b> – Valores das variáveis psicrométricas do sistema de arrefecimento por saturação adiabática para Coimbra / Geofísico. ....	36
<b>Tabela 8</b> – Valores das variáveis psicrométricas do sistema de arrefecimento por saturação adiabática para Lisboa / Portela.....	36
<b>Tabela 9</b> – Valores das variáveis psicrométricas do sistema de arrefecimento por saturação adiabática para Porto / S. Pilar. ....	37
<b>Tabela 10</b> – Necessidades do sistema de arrefecimento por saturação adiabática para um caudal de $1000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ . ....	37
<b>Tabela 11</b> – Valores das variáveis psicrométricas do sistema tradicional de arrefecimento com chiller para Beja.....	38
<b>Tabela 12</b> – Valores das variáveis psicrométricas do sistema tradicional de arrefecimento com chiller para Coimbra / Geofísico. ....	40
<b>Tabela 13</b> – Valores das variáveis psicrométricas do sistema tradicional de arrefecimento com chiller para Lisboa / Portela.....	42
<b>Tabela 14</b> – Valores das variáveis psicrométricas do sistema tradicional de arrefecimento com chiller para Porto / S. Pilar. ....	42
<b>Tabela 15</b> – Necessidades do sistema tradicional de arrefecimento com chiller para um caudal de $1000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ . ....	43
<b>Tabela 16</b> – Resumo da informação do sistema de arrefecimento por saturação adiabática para um caudal de $5000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ .....	45
<b>Tabela 17</b> – Carga térmica sensível, potência de frio e consumo eléctrico do equipamento usado no sistema de arrefecimento por saturação adiabática para um caudal de $5000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ .....	50
<b>Tabela 18</b> – Valores das variáveis psicrométricas do sistema tradicional de arrefecimento com unidade compacta ar/ar para Beja. ....	52
<b>Tabela 19</b> – Valores das variáveis psicrométricas do sistema tradicional de arrefecimento com unidade compacta ar/ar para Coimbra / Geofísico .....	54
<b>Tabela 20</b> – Valores das variáveis psicrométricas do sistema tradicional de arrefecimento com unidade compacta ar/ar para Lisboa / Portela .....	55
<b>Tabela 21</b> – Valores das variáveis psicrométricas do sistema tradicional de arrefecimento com unidade compacta ar/ar para Porto / S. do Pilar .....	55
<b>Tabela 22</b> – Resumo da informação do processo tradicional de arrefecimento com unidade compacta ar/ar para um caudal de $5364 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ .....	56
<b>Tabela 23</b> – Resumo dos valores relativos aos consumos e custos dos dois sistemas de arrefecimento para Beja .....	57

<b>Tabela 24</b> – Resumo dos valores relativos aos consumos e custos dos dois sistemas de arrefecimento para Coimbra / Geofísico .....	58
<b>Tabela 25</b> – Resumo dos valores relativos aos consumos e custos dos dois sistemas de arrefecimento para Lisboa / Portela .....	59
<b>Tabela 26</b> – Resumo dos valores relativos aos consumos e custos dos dois sistemas de arrefecimento para Porto / S. do Pilar .....	60
<b>Tabela 27</b> – Comparação do investimento no primeiro ano e a dez anos entre os dois sistemas de arrefecimento para as quatro cidades em estudo. ....	60
<b>Tabela 28</b> – Condições termo higrométricas requeridas no sistema de arrefecimento por saturação adiabática para Beja durante a estação de verão.....	62
<b>Tabela 29</b> – Correção dos valores do perfil de temperatura e radiação solar.....	67
<b>Tabela 30</b> – Valores das variáveis psicrométricas nos vários estados do sistema de arrefecimento por saturação adiabática para Beja .....	68
<b>Tabela 31</b> – Valores das variáveis psicrométricas nos vários estados do sistema de arrefecimento por saturação adiabática e com recuperador para Beja .....	70
<b>Tabela 32</b> – Comparação dos dois sistemas a nível da carga térmica sensível a retirar ao ar novo, potência no tratamento do ar novo, humidade relativa, consumo de água e eficiência de saturação .....	73

## VII. SIMBOLOGIA

Alt.	Altitude	[m]
CE	Consumo eléctrico	[kW]
CE <sub>Comp.</sub>	Consumo eléctrico do compressor	[kW]
CE <sub>Vent.</sub>	Consumo eléctrico do ventilador	[kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
cp	Calor específico à pressão constante	[kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
cp <sub>ar</sub>	Calor específico do ar seco	[kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
cp <sub>h</sub>	Calor específico do ar húmido	[kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
cp <sub>v</sub>	Calor específico do vapor de água	[kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
CPC	Painéis solar tipo concentradores	
dA	Diferencial de área da superfície húmida	[m <sup>2</sup> ]
d $\dot{Q}_L$	Diferencial da taxa de transferência de calor latente	[kW]
d $\dot{Q}_S$	Diferencial da taxa de transferência de calor sensível	[kW]
E <sub>int.</sub>	Energia interna de um sistema	[J]
FCSL	Factor de calor sensível do local	
G <sub>S</sub>	Grau de saturação	[%]
H	Entalpia	[kJ kg <sup>-1</sup> ]
h	Entalpia específica	[kJ kg <sup>-1</sup> ]
H <sub>ar</sub>	Entalpia do ar seco	[kJ kg <sup>-1</sup> ]
h <sub>ar</sub>	Entalpia específica do ar seco	[kJ kg <sup>-1</sup> ]
h <sub>c</sub>	Coefficiente de transferência de calor por convecção	[W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]
h <sub>S</sub>	Entalpia específica do ar saturado	[kJ kg <sup>-1</sup> ]
H <sub>v</sub>	Entalpia do vapor de água	[kJ kg <sup>-1</sup> ]
h <sub>v</sub>	Entalpia específica do vapor de água	[kJ kg <sup>-1</sup> ]
HR	Humidade relativa	[%]
k <sub>m</sub>	Constante de proporcionalidade da transferência de massa	[kg m <sup>-2</sup> s Pa]
m	Taxa de transferência de massa	[kg s <sup>-1</sup> ]
M <sub>ar</sub>	Peso molecular do ar seco	[g mole <sup>-1</sup> ]
m <sub>ar</sub>	Massa de ar seco	[kg]
$\dot{m}_{ar}$	Caudal mássico do ar	[kg s <sup>-1</sup> ]
$\dot{m}_{H_2O}$	Quantidade de água vaporizada	[kg h <sup>-1</sup> ]
M <sub>v</sub>	Peso molecular do vapor de água	[g mole <sup>-1</sup> ]

$m_v$	Massa de vapor de água	[kg]
$n$	Número de gases (ou vapores)	
$p$	Pressão total da mistura	[k Pa]
$p_{ar}$	Pressão parcial do ar seco	[k Pa]
$p_{atm.}$	Pressão atmosférica	[k Pa]
$P_F$	Potência de frio	[kW]
$p_i$	Pressão parcial de cada componente (i) da mistura	[k Pa]
$p_s$	Pressão de saturação à temperatura de bolbo seco	[k Pa]
$p_{Sup.}$	Pressão parcial do vapor no ar junto à superfície	[k Pa]
$p_v$	Pressão parcial do vapor de água	[k Pa]
$\dot{Q}_L$	Calor latente	[kW]
$q_{lv}$	Calor latente de vaporização da água	[kW]
$\dot{Q}_{AN}$	Potência no tratamento do caudal do ar novo	[kW]
$\dot{Q}_S$	Calor sensível	[kW]
$\dot{Q}_T$	Calor total	[kW]
$\dot{Q}_{tepp}$	Carga térmica dos equipamentos do processo produtivo	[kW]
$\dot{Q}_{teme}$	Carga térmica dos equipamentos da mecânica e electricidade	[kW]
$\dot{Q}_{ti}$	Carga térmica de iluminação	[kW]
$\dot{Q}_{to}$	Carga térmica devido a ocupação	[kW]
$R$	Constante universal dos gases perfeitos	[J (kg mol °C) <sup>-1</sup> ]
$R_{ar}$	Constante do ar	[kJ kg <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup> ]
$R_v$	Constante do vapor de água	[kJ kg <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup> ]
$S$	Entropia	[J K <sup>-1</sup> ]
$T$	Temperatura	[°C]
$T_0$	Temperatura de referência	[°C]
$T_{ar}$	Temperatura do ar seco	[°C]
$T_{ADP}$	Temperatura do ponto de orvalho	[°C]
$T_H$	Temperatura de bolbo húmido	[°C]
$T_S$	Temperatura de bolbo seco	[°C]
$T_{Sup.}$	Temperatura da superfície	[°C]
$T_v$	Temperatura do vapor de água	[°C]
$U$	Coeficiente de transmissão térmica	[W m <sup>-2</sup> °C <sup>-1</sup> ]
$V$	Volume	[m <sup>3</sup> ]

$\dot{V}$	Caudal de ar novo	$[\text{m}^3 \text{h}^{-1}]$
$\eta$	Rendimento de saturação	$[\%]$
$v$	Volume específico	$[\text{m}^3 \text{kg}^{-1}]$
$v_{\text{ar}}$	Volume específico do ar seco	$[\text{m}^3 \text{kg}^{-1}]$
$v_v$	Volume específico do vapor de água	$[\text{m}^3 \text{kg}^{-1}]$
$\omega$	Humidade específica ou absoluta	$[\text{kg kg}^{-1}]$
$\omega_{\text{ar}}$	Humidade específica do ar	$[\text{kg kg}^{-1}]$
$\omega_s$	Humidade específica de saturação	$[\text{kg kg}^{-1}]$
$\omega_{\text{Sup.}}$	Humidade específica do ar junto à superfície	$[\text{kg kg}^{-1}]$

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1 Origem do ar condicionado

Durante séculos, o homem tentou controlar o calor utilizando ventiladores, gelo e vários outros métodos, sem que tenha obtido qualquer resultado útil. Só em 1902, o engenheiro norte-americano Willys Carrier, formado pela Universidade de Cornell, inventou um processo mecânico para condicionar o ar, conseguindo assim um controlo climático em ambientes fechados [1].

Esta tecnologia surgiu devido a um problema numa empresa gráfica, a Sackett-Wilhelms Lithography and Publishing Co., onde as elevadas temperatura interior e humidade do ar causavam impressões borradas e desfocadas. Com o objectivo de reduzir a humidade absorvida pelo papel, Carrier idealizou que podia remover a humidade da fábrica por arrefecimento do ar, desenvolvendo o primeiro projecto de uma máquina que fazia circular o ar por tubos arrefecidos artificialmente. Este processo, que controlava a temperatura e a humidade do ar, foi o primeiro modelo de condicionamento de ar contínuo por processo mecânico, tornando-se assim a primeira unidade de climatização da história. O sistema foi, posteriormente, adoptado por indústrias de têxteis (o primeiro grande mercado do ar condicionado), do papel, do tabaco, farmacêuticas e também por estabelecimentos comerciais. Em 1922, a empresa Carrier desenvolveu o chiller centrífugo que teve grande impacto na história da indústria. Este novo sistema, instalado em 1924, nas lojas de J.L. Hudson de Detroit e Michigan, era composto de três chillers centrífugos para arrefecer o armazém na cave da loja. Em 1925, com a climatização do cinema Rivoli em Nova York, o grande acontecimento que era o ar condicionado fez esquecer o filme exibido. O sucesso foi tal que 5 anos depois 300 cinemas já tinham ar condicionado Carrier [1].

Ao longo do tempo, a procura de equipamentos de ar condicionado foi aumentando de modo a corresponder às exigências de conforto da sociedade e à necessidade de controlar as condições ambientais de que dependem actualmente muitos produtos e serviços.

## 1.2 Conforto

O conceito de conforto é difícil de definir com exactidão dada a sua subjectividade e dependência de diversos parâmetros quer individuais, como o metabolismo, a actividade exercida ou o vestuário usado, quer ambientais, como a temperatura e a humidade do ar [2].

Uma definição padronizada de condições de conforto têm sido discutida, em particular para os locais de trabalho, pois melhores condições permitem aumentar o rendimento e a produtividade dos trabalhadores. No entanto, condições tipificadas de conforto não são o suficiente quando cada utilizador tem a sua própria noção e necessidade de conforto. Diversos estudos têm, por esta razão, sido realizados no sentido de tentar criar condições de conforto individuais e personalizadas principalmente em edifícios de serviços e em transportes [3, 4, 5].

Independentemente dos resultados de uma avaliação mais rigorosa, existem alguns diplomas legais que têm em vista a melhoria das condições de trabalho tanto em edifícios de serviços como industriais: Decreto-Lei n.º 243/86, de 20 de Agosto, que aprovou o Regulamento Geral de Higiene e Segurança do Trabalho nos estabelecimentos comerciais, escritórios e serviços; Decreto-Lei n.º 78/2006, de 04 de Abril, que aprovou o Sistema Nacional de Certificação Energética e da Qualidade do Ar Interior (SNCEQAI), respeitando as condições de eficiência energética na utilização de sistemas de energias renováveis, garantindo a melhoria da qualidade do ar ambiente; Decreto-Lei n.º 79/2006, de 04 de Abril, que aprovou o Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios (RSECE), limitando os consumos de energia nos sistemas de climatização; e Decreto-Lei n.º 80/2006, de 04 de Abril, que aprovou o Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios (RCCTE), caracterizando o tipo de construção dos edifícios.

Destes, podem ser retiradas algumas das seguintes medidas de carácter geral:

- A regulação da temperatura e a renovação do ar devem ser feitas em função dos trabalhos executados e mantidas dentro de limites convenientes para evitar prejuízos à saúde dos trabalhadores. O caudal médio de ar fresco e puro deve ser pelo menos de  $30 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$  por trabalhador, podendo ser aumentado até  $50 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$  sempre que as condições ambientais o exijam, como é o caso dos locais onde se efectuam soldaduras.

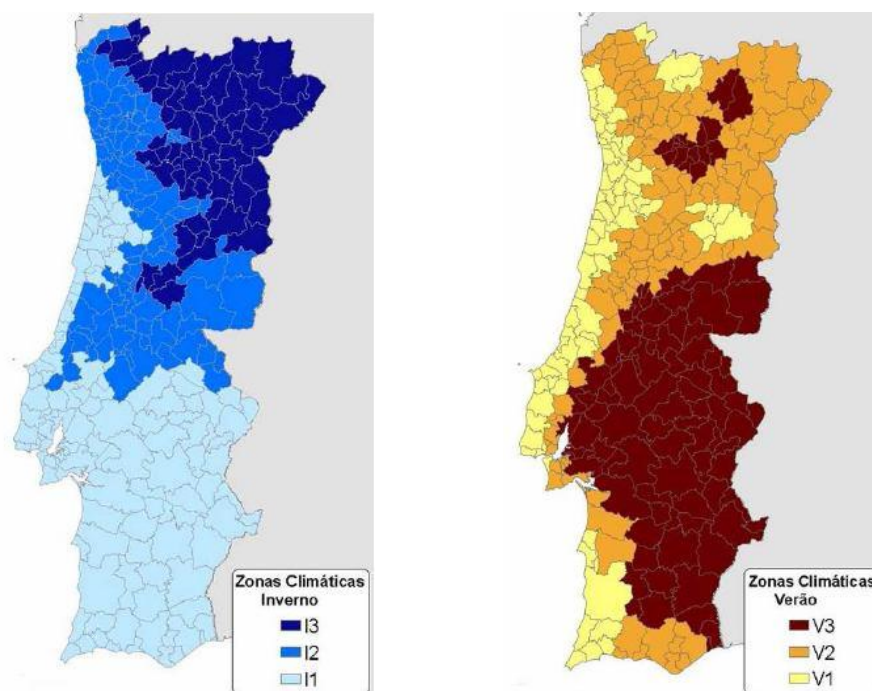
- A temperatura dos locais de trabalho deve oscilar entre 18 °C e 22 °C, podendo atingir, nalguns casos, os 25 °C. A humidade da atmosfera de trabalho deverá, por seu lado, oscilar entre 50 % e 70 %.
- Quando não for possível ou conveniente modificar as condições de temperatura e humidade, devem ser adoptadas medidas para proteger os trabalhadores contra temperaturas e humidades prejudiciais, quer através de técnicas localizadas, meios de protecção individual ou, ainda, pela redução da duração dos períodos de trabalho no local.
- Não devem ser adaptados sistemas de aquecimento que possam prejudicar a qualidade do ar ambiente.
- Nos locais de trabalho onde a temperatura for elevada, devem ser colocadas barreiras, fixas ou amovíveis para proteger os trabalhadores contra radiações intensas de calor e serem fornecidos equipamentos de protecção individual e bebidas para evitar a desidratação.
- Nos locais de trabalho de baixa temperatura, deve ser fornecido vestuário de protecção adequado e bebidas quentes.
- Em relação à qualidade do ar devem existir na empresa sistemas de aspiração de fumos e/ou poeiras, sistemas de aspiração sobre os locais de utilização de produtos nocivos e deverá existir sempre uma renovação regular de ar das instalações.
- A implementação dos postos de trabalho deverá ter sempre em consideração que as correntes de ar devem ser sempre evitadas.
- A manutenção dos equipamentos de aquecimento e/ou refrigeração deverá ser programada e efectuada em prazos que permitam um eficiente funcionamento dos mesmos.

### **1.3 Climatização**

A climatização é cada vez mais um processo fundamental para a obtenção de conforto, bem-estar e qualidade de vida, tanto nos lares como nos locais de trabalho, e pode

representar um valor significativo no total da factura energética, pelo que deve ser pensado logo na fase de início do projecto [6, 7].

As necessidades energéticas de um edifício dependem das características térmicas da sua envolvente e do clima da região [8]. De facto, conhecer o clima de uma determinada região é de extrema importância para o planeamento e gestão das actividades socioeconómicas. Cientificamente e em termos quantitativos, o clima define-se pela sua duração, persistência e repetição, caracterizadas por valores médios e respectivas variações, assim como pela probabilidade de ocorrência de valores extremos dos parâmetros climáticos [8]. Tendo por base a classificação Koppen, que se baseia nas temperaturas médias de cada região, com excepção do clima seco que é definido com base na precipitação e evapotranspiração da região [8], foi feita uma divisão por zonas climáticas de Portugal. De acordo com o Decreto-Lei n.º 80/2006, de 04 de Abril (RCCTE), o país encontra-se dividido em três zonas climáticas de inverno (I1, I2, I3) e três de verão (V1, V2, V3) (Figura 1). Esta avaliação teve por base novas condições interiores de referência (20 °C no inverno e 25 °C no verão) e novos dados climáticos, utilizando as últimas tecnologias disponíveis, com reflexo em valores graus-dia mais elevados e especificidades ao nível da concelhia do país, tendo em conta a altitude e a distância do local à costa litoral.



**Figura 1** – Zonas climáticas de Portugal continental, segundo o Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios (RCCTE).

Assim, de modo manter as condições de conforto, diminuindo os consumos energéticos e aumentando a eficiência dos sistemas de climatização, há que ter em consideração alguns parâmetros:

- Edifícios com bom isolamento de paredes, tectos e envidraçados;
- Manter termóstatos regulados para temperaturas interiores de acordo com as necessidades de conforto dos diversos espaços;
- Não climatizar espaços vazios ou sem utilização;
- Limpeza regular dos filtros de ar e manutenção periódica dos equipamentos;
- Manutenção de portas e janelas fechadas, para não desperdiçar energia;
- Ao projectar um edifício, quer de serviços quer industrial, ter em conta a arquitectura bioclimática e a arquitectura solar passiva;
- Soluções de sistemas centralizados, com mecanismos de regulação local, aumentam a eficiência do processo e facilitam a manutenção dos sistemas de climatização [6].

Os sistemas de climatização podem ser activos, caso recorram a energia eléctrica ou combustíveis convencionais, ou passivos que utilizam os recursos naturais para criar as condições de conforto. Actualmente, a procura destes últimos têm sido cada vez maior, já que, por apresentarem consumos energéticos menores para obtenção de conforto térmico comparativamente aos activos, são bastante mais económicos [9]. Entre os sistemas passivos encontra-se o arrefecimento evaporativo directo ou por saturação adiabática, que consiste genericamente na diminuição da temperatura associada a mudança de fase da água de estado líquido ao estado de vapor [6].

#### **1.4 Revisão bibliográfica**

O arrefecimento evaporativo começou a ser investigado cientificamente por Watt (1963) [10], o qual efectuou a primeira análise rigorosa nos sistemas de arrefecimento evaporativo directo e indirecto, descrevendo as vantagens, desvantagens, e considerações na sua aplicação em projectos. No entanto, apenas no início da década de 90 houve um importante estímulo ao estudo do controlo das condições de conforto no interior dos edifícios e unidades industriais, em resposta ao interesse e preocupações do

público e privado com a conservação de energia, a qualidade do ar interior e os cuidados ambientais [11].

- Brown (1993) [12], com o intuito de economizar energia e melhorar a qualidade do ar interior sem agredir o meio ambiente, desenvolveu a aplicação do arrefecimento evaporativo no projecto de um laboratório de elevada carga térmica. Descreveu todo o sistema de Aquecimento Ventilação e Ar Condicionado (AVAC) incluindo o arrefecimento evaporativo no projecto. Na comparação com os sistemas convencionais verificou uma redução no consumo energético anual de 15,1 % para sistema com um estágio (arrefecimento evaporativo directo) e 38,6 % para o sistema com duplo estágio (arrefecimento evaporativo directo e indirecto).

- Thepa *et al.* (1999) [13] estudaram o efeito do processo de arrefecimento evaporativo e ventilação contínua na climatização de uma casa típica no estilo “Thai” (Thai-style) para produção de cogumelos, desenvolvendo um modelo numérico que descrevia o comportamento deste processo. Na comparação com uma experiência realizada a partir de um pequeno modelo de uma casa de cogumelos, verificaram que, a combinação do arrefecimento evaporativo com a ventilação contínua, baixava a temperatura e aumentava a humidade relativa do ar insuflado, criando as condições adequadas para o crescimento de cogumelos.

- Joudi e Mehdi (2000) [14] compararam, através de uma simulação sistemática, os sistemas de arrefecimento indirecto e directo numa residência em Bagdad, Iraque, com cargas de arrefecimento variáveis. A simulação envolveu o funcionamento do sistema de arrefecimento em quatro operações para as condições variáveis de temperatura e carga de arrefecimento do local durante o verão. A ideia de Volume de Ar Variável (VAV) foi introduzida como estratégia de controlo devido à necessidade de variar o caudal de ar por meio da velocidade do ventilador, visto que a carga de arrefecimento sofre variação ao longo do dia. Os resultados mostraram que o arrefecimento indirecto proporcionava conforto térmico na maior parte do período em que estava a trabalhar. Além disso, observou-se que o coeficiente de performance tende a ser elevado porque o sistema consome somente energia do ventilador e da bomba de água.

- Camargo e Ebinuma (2002) [15] desenvolveram um modelo matemático para sistemas de arrefecimento evaporativo directo e indirecto, baseando-se na transferência de calor e massa entre o ar e água sob certas hipóteses simplificativas. Estas tornaram possível

chegar a relações entre as principais grandezas envolvidas no arrefecimento evaporativo, as quais podem ser usadas na simulação do processo para obter a optimização do projecto. No ano seguinte, Camargo (2003/2004) [16] após análise dos sistemas de arrefecimento evaporativo directo, indirecto, multi-estágios e híbridos (que utilizam o arrefecimento por compressão mecânica como apoio) apresentou os princípios básicos de funcionamento e as considerações técnicas para a utilização do arrefecimento evaporativo nos sistemas de ar condicionado para conforto térmico humano. Além disso, descreveu alguns benefícios ambientais e económicos resultantes da utilização eficiente destes sistemas assim como uma análise do desempenho dos sistemas de arrefecimento evaporativo directo/indirecto para quinze cidades Brasileiras, tendo concluído que esta tecnologia tem grande potencial para garantir conforto térmico em locais onde a temperatura de bolbo húmido é baixa [16].

- Manzan e Saro (2002) [17] investigaram o comportamento térmico de um telhado destinado ao arrefecimento passivo de edifícios. Esse telhado possuía no seu interior um canal ventilado, por ar exterior, e cuja superfície inferior era mantida continuamente molhada. De modo a avaliar o desempenho térmico do sistema, os autores realizaram simulações numéricas relativas à distribuição da temperatura, velocidades e concentração de vapor de água do ar no interior do canal. Concluíram que esta técnica pode ser útil, em especial, no arrefecimento passivo de edifícios industriais e de serviços onde existem grandes superfícies de telhado e onde os problemas associados ao arrefecimento são de difícil resolução.

- Sumathy e Dai (2002) [18] desenvolveram uma teoria sobre os sistemas de arrefecimento evaporativo directo de corrente cruzada com painel evaporativo do tipo “colmeia de abelha”, onde mostraram que sistemas com este tipo de painéis são mais compactos e podem ser eficientes humidificadores em regiões áridas. Demonstraram também que existe um comprimento óptimo do canal de ar através do painel que proporciona a mínima temperatura do ar na saída.

- Liao e Chiu (2002) [19] desenvolveram um túnel de vento compacto na Tailândia, para testar painéis evaporativos fabricados com materiais alternativos. O desempenho do arrefecimento evaporativo, em termos de eficiência e queda de pressão, foram determinados para painéis à base de esponja de PVC, rugosa e polida, com espessuras de 50, 100 e 150 mm. Estes autores verificaram que o painel com acabamento rugoso

apresentou uma eficiência entre 81 % e 85 %, enquanto o painel com acabamento polido apresentou uma eficiência entre 76 % e 91 %.

- Pimenta e Castro (2003) [20] projectaram um sistema de arrefecimento evaporativo por micro aspersão para climatizar o ambiente do Centro Comunitário da Universidade de Brasília. Após caracterização do recinto e cálculo das cargas de arrefecimento do local, com especial atenção para o tecto em lona devido a sua geometria, com grande superfície exposta à radiação solar e com base no cálculo do pico de carga máximo de arrefecimento no período considerado, foi dimensionado o sistema de arrefecimento evaporativo por micro aspersão para climatização de todo o espaço coberto pela tenda. Os resultados mostraram que cerca de 6 % da carga de arrefecimento sensível do Centro Comunitário é devido ao ganho de calor por radiação do tecto em lona.

- Ibrahim *et al.* (2003) [21], num trabalho de carácter experimental, investigaram a aplicação de evaporadores cerâmicos porosos destinados ao arrefecimento de edifícios. Os ensaios foram conduzidos numa câmara térmica, no interior da qual existia um canal onde foram colocados os protótipos dos evaporadores, classificados como de baixa, média ou elevada porosidade. O desempenho dos diferentes evaporadores foi avaliado para várias condições de temperatura do ar seco, humidade relativa, pressão de alimentação da água e disposição dos evaporadores no interior do canal. Obtiveram-se reduções entre 6 °C a 8 °C na temperatura de bolbo seco do ar à saída do canal, com um aumento correspondente na humidade relativa da ordem de 30 %.

- Ghosal *et al.* (2003) [22] realizaram um modelo matemático e numérico do escoamento de água sobre um tecido aplicado num telhado e numa parede virada a sul de uma estufa cujo objectivo foi avaliar, simultaneamente, o potencial de arrefecimento de estufas por evaporação da água. Produziram igualmente ensaios experimentais durante o período de verão, com recolha de dados em três situações distintas: com sombreamento, com e sem escoamento de água, e sem sombreamento. Os estudos dos parâmetros realizados envolveram os efeitos do caudal de água, do comprimento do telhado, da humidade relativa do ar ambiente e da capacidade de absorção do tecido na redução da temperatura do ar interior da estufa. Os resultados revelaram uma redução de 6 °C na temperatura interior da estufa no primeiro caso, e de 2 °C no caso de sombreamento sem escoamento de água.

- Bellorio e Pimenta (2005) [23] estudaram a influência do sistema de arrefecimento evaporativo no desempenho de um ciclo de turbina a gás, através do uso de um modelo matemático baseado nos princípios clássicos de conservação de massa e energia para representação dos diferentes processos térmicos envolvidos. Para o modelo do ciclo de turbina a gás, consideraram a utilização de números adimensionais obtidos a partir de mapas de desempenho real para o compressor e turbina. O desempenho do ciclo de turbina a gás foi analisado sobre certas condições de operação, ao longo de um Ano Teste de Referência (TRY) para a cidade de Brasília, com e sem o uso do arrefecimento evaporativo do ar. Com o uso dos painéis evaporativos no arrefecimento do ar na entrada, numa primeira análise dos resultados verificaram uma pequena redução no consumo específico de combustível, e um aumento na potência produzida de 2 % a 4 %.

- Nascimento (2005) [24] mediu os benefícios da evaporação da água sobre as temperaturas superficiais internas das telhas de barro e de fibrocimento, sujeitas às variações climáticas como o vento e radiação solar. Para tal, montou uma bancada de testes onde foram registados valores das telhas idênticas, uma com chuveiro de água e outra mantida seca, em situações de inverno em laboratório e em situações de verão no campo. Por meio de análise de regressão, identificaram fortes correlações entre as quedas observadas nas temperaturas superficiais internas das telhas e as condições climáticas. A evaporação provocou, nalguns casos, uma redução de 18,7 °C na temperatura superficial interna da telha de barro e de 17 °C da telha de fibrocimento. Os resultados indicaram que o chuveiro de água sobre superfícies externas de telhas de barro e de fibrocimento reduz a temperatura superficial interna das mesmas por meio do arrefecimento evaporativo, sendo por isso um potencial sistema de arrefecimento passivo de telhados de barro e de fibrocimento a ter em conta no consumo energético e poluição ambiental.

- Lotti *et al.* (2006) [25] propuseram a substituição dos aparelhos de ar condicionado da Faculdade de Engenharia Mecânica da Unicamp, no Brasil, por aparelhos de arrefecimento do ar pelo sistema evaporativo. Com a instalação destes aparelhos, a Faculdade podia diminuir os gastos com a energia eléctrica (menos 95 %) e consequentemente, preservar o meio ambiente, assim como a saúde dos seus ocupantes, com obtenção do retorno financeiro, em relação às salas analisadas, após quatro anos e meio da compra dos aparelhos.

- Os sistemas de arrefecimento adiabático evaporativo usam normalmente painéis em celulose que apresentam o inconveniente de ter um alto custo e uma baixa durabilidade. Por esta razão, Vigoderis *et al.* (2007) [26] investigaram a utilização nestes sistemas de materiais alternativos à base de argila expandida (cinasita). Esta investigação levou à construção de um protótipo túnel de vento reduzido, para a avaliação das placas porosas, de diferentes espessuras, construídas com a argila expandida para o arrefecimento evaporativo do ar. O túnel de vento mostrou-se eficiente para a caracterização do estudo assim como a argila expandida (cinasita) para aplicação em sistemas de arrefecimento adiabático evaporativo no arrefecimento térmico de instalações para animais. Os ensaios mostraram que a placa com espessura de 75 mm apresentou os melhores resultados no arrefecimento térmico do ar, com uma eficiência de arrefecimento adiabática de aproximadamente 80 %.

- Maalouf *et al.* (2008) [27] verificaram que a tecnologia dessecante pode ser usada para arrefecer edifícios sem o uso dos tradicionais fluidos frigorigénios. No estudo do funcionamento de um sistema de arrefecimento evaporativo usaram técnicas de arrefecimento livre de modo a reduzir as exigências de energia primária de uma sala de treinos para 40 pessoas. Os modelos foram implementados num ambiente de simulação capaz de resolver problemas complexos, o “Simulation Program Analysis and Research Kernel” (SimSPARK) e aplicados em várias cidades francesas. Os resultados indicaram que, à medida que aumentava a humidade ao ar livre, aumentava a regeneração de energia. Usando arrefecimento livre com ventilação e humidificação directa diminuiu-se a necessidade de regeneração de energia entre 15 % e 25 %.

- Em visita realizada ao Edifício Sede da Caixa Geral de Depósitos, em Lisboa, foi obtida informação sobre o seu sistema de climatização, gentilmente cedida pelo Sr. Eng. José Rodrigues da empresa Dalkia, que presta manutenção naquele edifício. Este sistema foi concebido para trabalhar exclusivamente com ar novo que é recolhido e pré filtrado em dois plenos acoplados às respectivas Unidades de Tratamento de Ar Novo (UTAN). Cada um deles capta directamente, do exterior, cerca de  $500.000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$  de ar. Nas UTAN's (1 e 2), o ar sofre uma filtragem de alta eficiência, é pré-tratado numa roda térmica por troca de energia com o ar de extracção sendo de seguida arrefecido e/ou aquecido em baterias de água. Para corrigir os desvios da humidade relativa, no interior do edifício, estão instalados 70 humidificadores de ar que se encontram distribuídos pela instalação. A temperatura de insuflação é mantida, todo o ano, a  $\pm 17 \text{ }^\circ\text{C}$ , sendo a

humidade relativa, função das condições termo higrométricas desejadas para o interior. A instalação funciona 14 horas por dia (entre as 6 e as 20 horas), cinco dias por semana, doze meses por ano, com a repartição entre ciclos de aquecimento e arrefecimento / humidificação, comum à generalidade dos edifícios deste tipo e classe de construção.

Os 70 humidificadores, tipo caldeira eléctrica, produzem vapor de água fazendo uso do efeito de Joule e consomem anualmente na ordem dos 2.220.000 kW h de energia eléctrica. Tendo em conta este dado, a CGD decidiu mandar elaborar um estudo para proceder à actualização do actual sistema de humidificação. Os resultados apontaram para a instalação de um conjunto de lavadores de ar adiabáticos em cada uma das Centrais Técnicas (CT1 e CT2), de modo a manter os actuais humidificadores em perfeito estado de funcionamento. Como as necessidades de humidificação não são constantes no tempo e existe a necessidade de fasear o processo, foi decidido a instalação de 11 lavadores na CT1 e 10 lavadores de ar na CT2.

As condições termo higrométricas requeridas pela CGD encontram-se descritas na Tabela 1. Com base nestas condições foram calculadas as necessidades de humidificação do sistema. Concluiu-se ainda que, anualmente, o actual sistema produz cerca de 2.885.900 kg de vapor, a que corresponde um consumo de 2.218.130 kW h de energia eléctrica.

Condições	Inverno	Verão
Temperatura de bolbo seco ( $T_{db}$ )	$22 \pm 2$ °C	$24 \pm 2$ °C
Humidade relativa (HR)	$50 \pm 10$ %	$50 \pm 10$ %
Humidade específica (g água / kg de ar)	$8,26 \pm 1,67$	$9,34 \pm 1,90$

**Tabela 1** – Condições termo higrométricas requeridas no sistema de climatização no Edifício Sede da Caixa Geral de Depósitos, em Lisboa.

A comparação dos consumos de energia eléctrica, água e custos de funcionamento dos dois sistemas (actual e proposto) encontra-se resumido nas Tabela 2 e Tabela 3. Os custos de manutenção não foram considerados uma vez que estão atribuídos por contrato à respectiva concessionária assim como também não foram consideradas as variações do custo da água e da energia eléctrica.

Itens	Consumo de Energia Eléctrica e Água			
	Sistema actual		Sistema Proposto	
	Electricidade kW h / ano	Água m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> / ano	Electricidade kW h / ano	Água m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> / ano
Humidificadores do Tipo caldeira	2.218.000	2.890	---	---
Bombas de água dos lavadores	---	---	3.200	---
Bombas de água das UTANs	---	---	1.600	---
Lavadores de ar	---	---	---	3.500
Arrefecimento do ar	---	---	4.900	---
Permutador de calor	---	---	7.300	---
<b>TOTAL</b>	<b>2.218.000</b>	<b>2.890</b>	<b>17.000</b>	<b>3.500</b>

**Tabela 2** – Consumos de energia eléctrica e água com humificadores e com lavadores no sistema de climatização actual e proposto do Edifício Sede da Caixa Geral de Depósitos, em Lisboa.

Itens	Custo com Energia Eléctrica e Água			
	Sistema actual		Sistema Proposto	
	Electricidade € / ano	Água € / ano	Electricidade € / ano	Água € / ano
Humidificadores do Tipo caldeira	173.230	3.750	---	---
Bombas de água dos lavadores	---	---	250	---
Bombas de água das UTANs	---	---	125	---
Lavadores de ar	---	---	---	4.550
Arrefecimento do ar	---	---	450	---
Permutador de calor	---	---	560	---
<b>TOTAL</b>	<b>173.230</b>	<b>3.750</b>	<b>1.385</b>	<b>4.550</b>

**Tabela 3** – Custos com energia eléctrica e água com humificadores e com lavadores no sistema de climatização actual e proposto do Edifício Sede da Caixa Geral de Depósitos, em Lisboa.

Considerando todos os pressupostos em análise neste estudo conclui-se que o uso do conjunto dos lavadores de ar adiabáticos a montar na CT1 e CT2 com as rodas térmicas e os lavadores de ar montados nas UTAN's obtém-se uma poupança anual em termos de consumos eléctricos e de água de:  $(173.230 + 3.750) - (1.385 + 4.550) = 171.045$  Euros.

- Na visita à empresa Bamesa-Slem Sociedade Luso-Espanhola de Metais, Lda., unidade transformadora de metais ferrosos, verificou-se a existência de uma unidade de arrefecimento evaporativo (Figura 2) junto a cada posto de trabalho não só para criar um melhor ambiente de trabalho aos operários, mas também para arrefecer as máquinas que

transformam a matéria-prima e toda a zona circundante. Este tipo de equipamento foi escolhido por permitir climatizar as chamadas “zonas de trabalho”, locais com maior libertação de carga térmica.



**Figura 2** – Unidade de arrefecimento evaporativo num posto de trabalho da Bamesa-Slem Sociedade Luso-Espanhola de Metais, Lda.

- Os escritórios do primeiro andar do departamento de energias renováveis do Instituto Nacional de Engenharia Tecnologia e Inovação, I.P. (INETI) são climatizados exclusivamente por um sistema exsicante. Neste edifício, os envidraçados exteriores, que cobrem 70 % de superfície exposta à radiação solar e com orientação a Sudoeste (28° Oeste), provocam um pico de climatização ao final da tarde. A secção das condutas de distribuição de ar (dimensionadas para um sistema tradicional) limita o caudal de ar, o que obriga a reduzir a temperatura do ar insuflado, pelo que, foi necessário instalar uma bomba de calor complementar. A produção solar compreende 24 colectores do tipo concentradores, CPC, da marca AO SOL instalados na cobertura do edifício. O sistema foi concebido para corresponder às seguintes condições:

- Débito máximo de ar novo  $5.000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ ;
- Temperatura do ar exterior:  $32 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- Humidade relativa: 40,4 %;
- Humidade absoluta:  $12 \text{ g kg}^{-1}$ .

A temperatura pretendida nos escritórios é de 24 °C e uma humidade relativa de 50 %. O sistema foi instalado como uma unidade de demonstração no âmbito de um projecto europeu. Por esta razão, compreende um importante dispositivo de instrumentação destinado à monitorização o que contribuiu para o custo final elevado da instalação. O custo de reprodução do sistema, sem este dispositivo de instrumentação, será mais barato. Em relação aos aspectos energéticos e ambientais o sistema exsicante associado à produção solar permite cobrir as necessidades de arrefecimento dos gabinetes com um COP de 0,6 e fracção solar de 44 % o que corresponde a uma economia anual de cerca de 7.000 kW h de energia eléctrica que representa 3,5 t / ano de CO<sub>2</sub> não enviados para a atmosfera [28].

## **1.5 Objectivos**

O objectivo geral deste trabalho consiste em desenvolver um projecto típico de climatização industrial com saturação adiabática. Para tal, têm-se como objectivos específicos:

- Comparar a nível teórico o sistema de arrefecimento por saturação adiabática com o sistema tradicional de arrefecimento no tratamento de ar novo;
- Seleccionar um equipamento para cada um dos sistemas de arrefecimento e demonstrar o que confere melhores vantagens energéticas e económicas;
- Projectar um caso concreto de arrefecimento de uma unidade fabril utilizando o sistema de arrefecimento por saturação adiabática, analisando dois processos distintos e seleccionando o que melhor se adequa tanto a nível das condições de conforto requeridas, como também o que apresenta menores consumos de energia e de água.

## **1.6 Organização do trabalho**

O presente trabalho está organizado em seis capítulos. O primeiro é a introdução, em que é referida a importância da climatização na obtenção de conforto, são apresentados os objectivos e realizada a revisão bibliográfica.

O segundo capítulo diz respeito a uma breve revisão de conceitos fundamentais de psicrometria, transferência de calor e massa no arrefecimento e cálculo da carga térmica.

O terceiro capítulo é dedicado ao arrefecimento evaporativo ou saturação adiabática, onde se descreve este processo, as suas vantagens e os diferentes tipos de sistemas. É também realizada uma comparação entre este sistema e o sistema tradicional de arrefecimento no tratamento de ar novo.

No quarto capítulo é feita uma selecção de equipamentos de forma a comparar economicamente o sistema de arrefecimento com saturação adiabática com o sistema tradicional de arrefecimento.

O quinto capítulo é realizada uma comparação entre dois sistemas de arrefecimento por saturação adiabática, com e sem recuperador de calor, possíveis de serem implantados numa unidade fabril.

Por fim, no capítulo seis apresentam-se as conclusões pertinentes do trabalho, assim como as perspectivas para análises futuras sobre o tema.

## **2. PSICROMETRIA**

### **2.1 Conceito**

A psicrometria é o estudo das propriedades termodinâmicas de misturas de ar seco e de vapor de água e da sua utilização na análise de processos que envolvem ar atmosférico [7, 9]. Os princípios da psicrometria são aplicados em temas relacionados com o cálculo de carga térmica, sistemas de ar condicionado, serpentinas de desumidificação e arrefecimento, torres de arrefecimento e arrefecimento evaporativo [7]. Neste capítulo são apresentadas, as noções relevantes da terminologia utilizada durante a apresentação do projecto.

### **2.2 Composição do ar atmosférico**

O ar atmosférico é constituído por uma mistura de gases, de vapor de água e uma mistura de contaminantes (fumos, poeiras e outros poluentes gasosos) presentes normalmente em locais distantes das fontes poluidoras [29, 30].

#### **2.2.1 Propriedades do ar seco**

O ar seco é uma mistura de gases onde predominam o azoto ( $N_2$ ) e o oxigénio ( $O_2$ ), mas cuja composição pode ser ligeiramente variável de acordo com a localização geográfica [29]. Por essa razão, utiliza-se normalmente no estudo do ar seco, uma mistura de composição fixa, designada por ar padrão, com características bem definidas para o nível do mar (1 atmosfera) e peso molecular de  $28,9645 \text{ g mole}^{-1}$  na escala do carbono 12 (Tabela 4) [29]. Para outros locais geográficos com diferentes altitudes, a pressão e temperatura variam consideravelmente [29].

Gás	Fórmula Química	Percentagem em Volume %	Massa molecular kg / kg mole
Azoto	N <sub>2</sub>	78,084	28,016
Oxigénio	O <sub>2</sub>	20,9476	32
Árgon	Ar	0,934	39,948
Dióxido de carbono	CO <sub>2</sub>	0,0314	44,01
Neon	Ne	0,001818	20,183
Hélio	He	0,000524	4,0026
Metano	CH <sub>4</sub>	0,00015	16,03188
Dióxido de enxofre	SO <sub>2</sub>	0 a 0,0001	64,064
Hidrogénio	H <sub>2</sub>	0,00005	2,01594
kripton	Kr	0,0002	93,8
Xenon	Xe	0,0002	131,3
Ozono	O <sub>3</sub>	0,0002	48

**Tabela 4** – Composição do ar seco ao nível do mar. Fonte: [29].

#### 2.2.1.1 Constante para o ar seco

O ar seco não sendo um composto, mas sim uma mistura, a constante do gás ( $R_{ar}$ ) será obtida pelo quociente entre o valor da constante universal dos gases perfeitos ( $R$ ) e o valor da massa ponderada dos gases constituintes ( $M_{ar} = 28,9645 \text{ g mole}^{-1}$ ) (azoto, oxigénio, dióxido de carbono e gases raros) [29, 30]:

$$R_{ar} = \frac{8314,41}{28,9645} = 287,055 \text{ J kg}^{-1} \text{ °C}^{-1} = 0,287 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ °C}^{-1} \quad \text{Eq. 1}$$

#### 2.2.1.2 Volume específico do ar seco

O volume específico do ar seco ( $v_{ar}$ ) é o volume ocupado por uma unidade de massa ( $\text{m}^3 \text{ kg}^{-1}$ ). Pela lei dos gases ideais obtêm-se a equação [29, 30]:

$$v_{ar} = R_{ar} \times \frac{T_{ar}}{p_{ar}} \quad (\text{m}^3 \text{ kg}^{-1}) \quad \text{Eq. 2}$$

#### 2.2.1.3 Calor específico do ar seco

O calor específico do ar seco ( $cp_{ar}$ ), a pressão constante, é a quantidade de calor que é necessário fornecer a uma unidade de massa para aumentar a temperatura em 1 °C a

pressão constante. Para temperaturas de  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$  considera-se  $c_{p_{ar}} = 1,006\text{ kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$  o que equivale a  $c_{p_{ar}} = 0,24\text{ kcal kg}^{-1}\text{K}^{-1}$  [31].

#### 2.2.1.4 Entalpia do ar seco

A entalpia (H) é uma propriedade termodinâmica definida como a soma da energia interna ( $E_{int.}$ ) de um sistema e do produto entre a pressão (p) e o volume (V) do sistema [7, 29, 30, 31]:

$$H = E_{int.} + pV \quad (\text{kJ}) \quad \text{Eq. 3}$$

A entalpia tem de ser definida em relação a um ponto de referência. Em psicrometria, a pressão de referência é a pressão atmosférica (101,325 kPa) e a temperatura de referência é de  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ . A entalpia do ar seco calcula-se multiplicando o calor específico do ar seco ( $c_{p_{ar}}$ ) pela diferença entre a temperatura do ar seco ( $T_{ar}$ ) e a temperatura de referência ( $T_0$ ) [7, 29, 30, 31]:

$$H_{ar} = c_{p_{ar}} (T_{ar} - T_0) \quad (\text{kJ kg}^{-1}) \quad \text{Eq. 4}$$

Considerando  $T_0 = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$  e  $c_{p_{ar}} = 1,006\text{ kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$ , a entalpia específica do ar seco ( $h_{ar}$ ) é dada por [7, 29, 30, 31]:

$$h_{ar} = 1,006 T_{ar} \quad (\text{kJ kg}^{-1}) \quad \text{Eq. 5}$$

### 2.2.2 Propriedades do vapor de água

A água no seu estado gasoso em suspensão no ar, principalmente nas camadas baixas da atmosfera, exerce um papel de regulador da entrada de radiação solar na Terra controlando a temperatura da superfície do planeta [32]. A quantidade de vapor varia muito em função das condições climáticas das diferentes regiões do planeta, nomeadamente de acordo com os níveis de evapotranspiração e precipitação [32].

### 2.2.2.1 Constante para o vapor de água

A constante dos gases do vapor de água ( $R_v$ ) é obtida pelo quociente entre o valor da constante universal dos gases perfeitos ( $R$ ) e o valor da mole do gás ( $M_v = 18,015 \text{ g mole}^{-1}$  ou  $18,015 \text{ kg kmole}^{-1}$  [29, 31]):

$$R_v = \frac{8314,41}{18,015} = 461,52 \text{ J kg}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1} = 0,4615 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1} \quad \text{Eq. 6}$$

### 2.2.2.2 Volume específico do vapor de água

Considerando o vapor de água na mistura como um gás perfeito, o volume específico do vapor de água ( $v_v$ ) pode ser calculado pela seguinte equação [31]:

$$v_v = R_v \times \frac{T_v}{p_v} \quad (\text{m}^3 \text{ kg}^{-1}) \quad \text{Eq. 7}$$

### 2.2.2.3 Calor específico do vapor de água

O calor específico do vapor de água ( $cp_v$ ) pouco varia no intervalo de temperaturas de  $-70 \text{ } ^\circ\text{C}$  a  $125 \text{ } ^\circ\text{C}$ , considerando-se constante os valores do calor específico a pressão constante  $cp_v = 1,84 \text{ kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$  ou  $cp_v = 0,45 \text{ kcal kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$  [31].

### 2.2.2.4 Entalpia do vapor de água

Para o vapor de água, a entalpia ( $H_v$ ) é calculada pela expressão [31]:

$$H_v = 2500,7 + cp_v (T_v - T_0) \quad (\text{kJ kg}^{-1}) \quad \text{Eq. 8}$$

Sendo  $2500,7 \text{ kJ kg}^{-1}$  o valor do calor latente de vaporização a  $0 \text{ } ^\circ\text{C}$  e  $1,84 \text{ kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$  o calor específico do vapor de água, tem-se, para a pressão atmosférica e temperatura de referência ( $P_{\text{atm.}} = 101,325 \text{ kPa}$ ,  $T_0 = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$ ) e  $cp_v = 1,84 \text{ kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$ , a entalpia específica do vapor de água ( $h_v$ ) seguinte [31]:

$$h_v = 2500,7 + 1,84 T_v \quad (\text{kJ kg}^{-1}) \quad \text{Eq. 9}$$

### 2.2.3 Propriedades do ar húmido

O ar na atmosfera pode ser considerado como uma mistura de gases de dois componentes, ar seco e vapor de água, ambos gases perfeitos obedecendo a mistura à lei de Dalton. A Lei de Dalton, também conhecida por lei das pressões parciais, estabelece que, numa dada mistura gasosa, cada componente exerce a mesma pressão que exerceria se estivesse isolado no mesmo espaço e à mesma temperatura que a mistura [29, 30, 31]. Assim, tem-se que a pressão total da mistura ( $p$ ) é igual ao somatório das pressões parciais de cada componente ( $i$ ) da mistura ( $p_i$ ) para um determinado número de gases (ou vapores) componentes ( $n$ ):

$$p = \sum_{i=1}^n p_i \quad (\text{Pa}) \quad \text{Eq. 10}$$

No caso particular da mistura de ar seco com vapor de água tem-se que a pressão total da mistura ( $p$ ) é igual à soma da pressão parcial do ar seco ( $p_{ar}$ ) com pressão parcial do vapor de água ( $p_v$ ).

$$p = p_{ar} + p_v \quad (\text{Pa}) \quad \text{Eq. 11}$$

## 2.3 Variáveis psicrométricas

As variáveis psicrométricas podem ser representadas graficamente em diagramas. Na Figura 3 apresenta-se a representação esquemática do diagrama psicrométrico, na qual se encontram indicadas as variáveis que caracterizam o ar húmido [29]:

$T_S$  - Temperatura do bolbo seco;

$T_H$  - Temperatura do bolbo húmido;

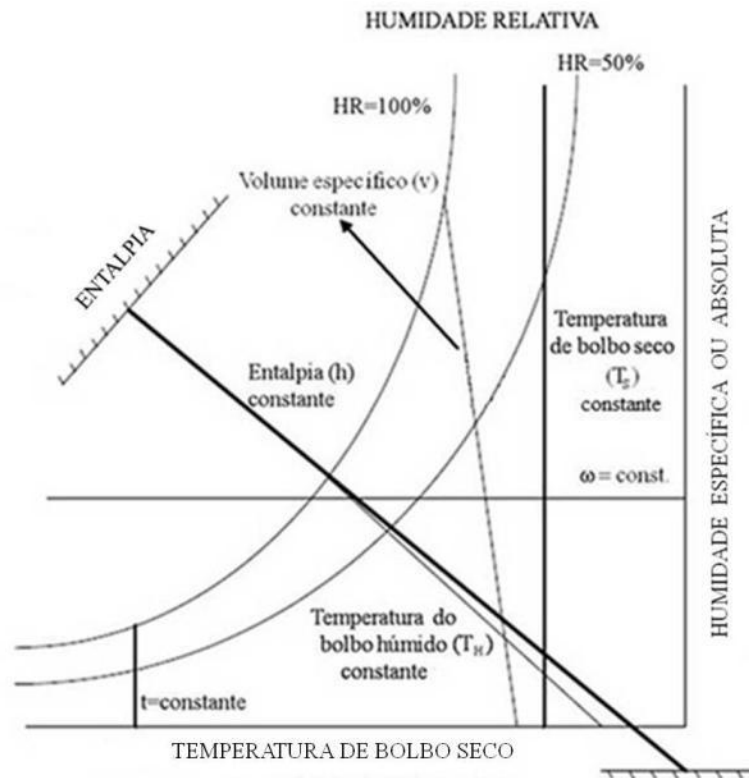
$T_{ADP}$  - Temperatura do ponto de orvalho;

$\omega$  - Humidade específica ou absoluta;

HR - Humidade relativa;

$h$  - Entalpia específica;

$v$  - Volume específico.



**Figura 3** – Representação esquemática do diagrama psicrométrico. Fonte: [29].

### 2.3.1 Termómetro de bolbo seco

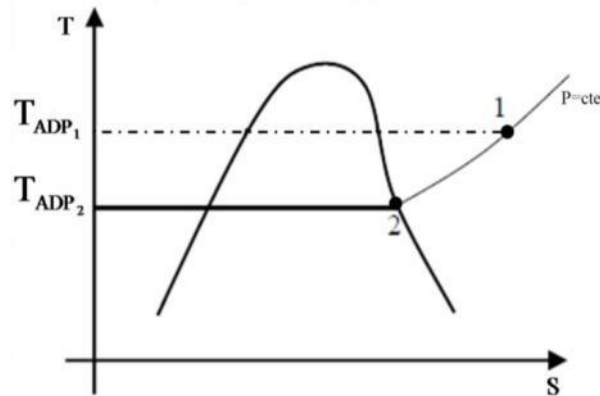
A temperatura de bolbo seco ( $T_S$ ), frequentemente denominada por temperatura do ar, consiste na medição da temperatura a partir de um termómetro comum com o bolbo seco, sem exposição à radiação, não sendo influenciada pela humidade relativa do ar [29, 32].

### 2.3.2 Termómetro de bolbo húmido

A temperatura de bolbo húmido ( $T_H$ ) é a temperatura medida com um termómetro cujo bolbo está coberto por uma mecha saturada de água onde passa uma corrente de ar favorecendo a evaporação da água. A água da mecha ao evaporar-se faz com que o sistema sofra um arrefecimento adiabático, a pressão constante, até se atingir a temperatura de saturação [7, 29, 30, 31, 33].

### 2.3.3 Temperatura do ponto de orvalho

A temperatura do ponto de orvalho ( $T_{ADP}$ ) é a temperatura abaixo da qual se inicia a condensação, à pressão constante do vapor de água contido no ar húmido [30, 31, 32]. O diagrama T-S (Temperatura - Entropia) da Figura 4 representa esta definição.



**Figura 4** – Diagrama Temperatura (T) vs. Entropia (S) para o ar. Fonte: [29].

No ponto 1 do diagrama o vapor de água contido no ar húmido, em certas condições de temperatura e pressão parcial do vapor na mistura, encontra-se sobreaquecido. Se a mistura for arrefecida com pressão total e humidade constante, a pressão parcial do vapor é mantida constante, atinge-se o ponto 2 e inicia-se a condensação. Este ponto é definido como ponto de orvalho.

### 2.3.4 Humidade específica ou absoluta

A humidade específica ou absoluta ( $\omega$ ) de uma amostra de ar húmido é a razão entre a massa de vapor de água ( $m_v$ ) e a massa de ar seco ( $m_{ar}$ ) dessa amostra [7, 29, 31, 33]:

$$\omega = \frac{m_v}{m_{ar}} = 0,622 \left[ \frac{p_v}{(p - p_v)} \right] \quad (\text{kg kg}^{-1}) \quad \text{Eq. 12}$$

Expressão obtida pela razão entre as fracções molares de vapor de água ( $\chi_v$ ) e de ar seco ( $\chi_{ar}$ ), ( $\chi_v/\chi_{ar}$ ), a multiplicar pela razão das massas moleculares [7, 29, 31, 33]:

$$\omega = \left(\frac{18,0153}{28,9645}\right) \times \left(\frac{\chi_v}{\chi_{ar}}\right) = 0,622 \left(\frac{\chi_v}{\chi_{ar}}\right) \quad (\text{kg kg}^{-1}) \quad \text{Eq. 13}$$

Ou

$$\omega = 0,622 \left(\frac{p_v}{p_{ar}}\right) \quad (\text{kg kg}^{-1}) \quad \text{Eq. 14}$$

Como  $p_{ar} = p - p_v$ , substituindo na equação 14 obtém-se a equação 12, que corresponde à quantidade de vapor misturado em cada quilograma de ar seco, ou seja, a massa de vapor contida no volume  $v$  [7, 29, 31].

O vapor de água no ar comporta-se como um gás perfeito exercendo uma pressão parcial proporcional à humidade absoluta. A pressão parcial de vapor relaciona-se com a humidade absoluta pela seguinte expressão [7, 29, 31]:

$$p_v = \frac{(\omega \times 101,325)}{0,622} \quad (\text{kPa}) \quad \text{Eq. 15}$$

### 2.3.5 Humidade específica de saturação

A humidade específica de saturação ( $\omega_s$ ) é a quantidade máxima de vapor de água que cada quilograma de ar seco pode conter à pressão atmosférica normal e à temperatura considerada [31].

$$\omega_s = 0,622 \left[ \frac{p_s}{(p - p_s)} \right] \quad (\text{kg kg}^{-1}) \quad \text{Eq. 16}$$

### 2.3.6 Humidade relativa

A humidade relativa (HR) é a razão entre a fracção molar de vapor de água contido no ar e a fracção molar de vapor numa amostra de ar saturado à mesma temperatura e pressão [7, 29, 31, 33].

$$HR = \left( \frac{\chi_v}{\chi_s} \right) \times 100 \quad (\%) \quad \text{Eq. 17}$$

$$HR = \left( \frac{p_v}{p_s} \right) \times 100 \quad (\%) \quad \text{Eq. 18}$$

Esta equação relaciona a pressão parcial do vapor e a pressão de saturação ( $p_s$ ), pressão a que o vapor muda para a fase líquida, à temperatura considerada [31].

### 2.3.7 Grau de saturação

O grau de saturação ( $G_s$ ) consiste na percentagem de vapor contida na mistura em relação à quantidade máxima de vapor que a mistura pode conter à mesma temperatura, sendo sempre um valor muito próximo do valor da humidade relativa [7, 31].

$$G_s = \left( \frac{\omega_s}{\omega} \right) \times 100 = \left[ \frac{\left( \frac{p_v}{p_s} \right)}{(p - p_v)} \right] \times HR \quad (\%) \quad \text{Eq. 19}$$

### 2.3.8 Entalpia

A entalpia de uma mistura de ar húmido (ar seco mais vapor de água) é a soma da entalpia dos seus componentes e pode ser representada pela seguinte equação [7, 29, 30, 31, 33]:

$$h = c_{p_{ar}} \times T_{ar} + \omega \times h_v \quad (\text{kJ kg}^{-1}) \quad \text{Eq. 20}$$

### 2.3.9 Calor sensível

O calor sensível ( $\dot{Q}_s$ ) é a energia térmica calculada através da transferência de calor sensível por meio de condução, convecção e radiação, devido à diferença de temperatura entre dois meios [7].

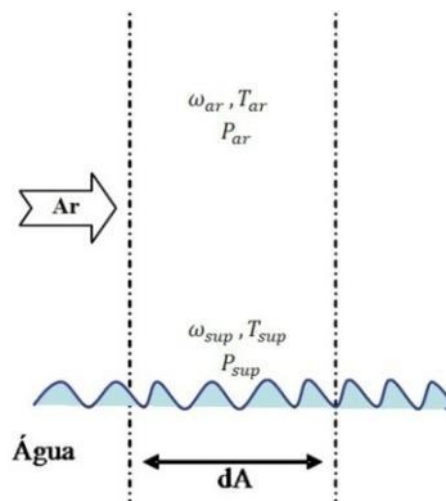
### 2.3.10 Calor latente

O calor latente ( $\dot{Q}_L$ ) é a energia necessária para a mudança de fase de uma substância verificando-se um aumento da humidade absoluta sem que haja variação da temperatura [7, 33]. As formas de troca de calor latente são: fusão, evaporação, condensação, solidificação e sublimação [33].

## 2.4 Transferência de calor e massa numa superfície húmida

O escoamento do ar através de uma superfície humedecida (Figura 5) pode sofrer variação de temperatura por transferência de calor sensível e por transferência de calor latente [7].

A transferência de calor sensível verifica-se quando a temperatura da superfície ( $T_{sup.}$ ) é diferente da temperatura do ar ( $T_{ar}$ ) que a atravessa, num determinado diferencial de área de superfície húmida ( $dA$ ). Se a pressão parcial do vapor na corrente de ar ( $p_v$ ) for diferente da pressão parcial do vapor no ar junto à superfície ( $p_{sup.}$ ), haverá transferência de massa. Essa transferência necessita de energia em forma de calor latente para a mudança de fase da água (líquido para vapor). No caso específico da evaporação, o calor latente deve ser transferido do ar para a água [7, 33].



**Figura 5** – Transferência de calor e massa do ar numa superfície húmida. Fonte: [7].

Pela Lei do arrefecimento de Newton, o diferencial da taxa de calor sensível ( $d\dot{Q}_S$ ) trocado entre o ar e a superfície húmida é [7, 16, 33]:

$$d\dot{Q}_S = h_c \times dA (T_{ar} - T_{Sup.}) \quad \text{Eq. 21}$$

em que,  $h_c$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção e  $dA$  o diferencial de área da superfície húmida (Figura 5).

Como a transferência de massa é proporcional à diferença de pressões parciais, pela equação 16, a humidade absoluta é proporcional à pressão parcial de vapor, sendo a taxa de transferência de massa ( $m$ ) dada por [7, 16, 33]:

$$m = k_m \times dA (\omega_{ar} - \omega_{Sup.}) \quad \text{Eq. 22}$$

em que  $k_m$  é a constante de proporcionalidade da transferência de massa,  $\omega_{ar}$  a humidade específica do ar e  $\omega_{Sup.}$  a humidade específica junto à superfície.

Multiplicando a equação 22 pelo calor latente de vaporização da água ( $ql_v$ ), obtém-se o diferencial da taxa de transferência de calor latente ( $d\dot{Q}_L$ ) [7, 16, 33]:

$$d\dot{Q}_L = k_m \times dA (\omega_{ar} - \omega_{Sup.}) \times ql_v \quad \text{Eq. 23}$$

A constante de proporcionalidade da transferência de massa ( $k_m$ ) pode ser relacionada, para facilitar a determinação da taxa de transferência de calor latente, com o coeficiente de transferência de calor por convecção ( $h_c$ ) [7, 16, 33]:

$$k_m = \frac{h_c}{cp_h} \quad \text{Eq. 24}$$

em que  $cp_h$  é o calor específico do ar húmido:

$$cp_h = cp_{ar} + \omega_{ar} \times cp_v \quad \text{Eq. 25}$$

A taxa de transferência de calor total ( $d\dot{Q}_T$ ) é dada pela soma das equações 21 e 23 [7, 16, 32]:

$$d\dot{Q}_T = h_c \times dA (T_{ar} - T_{Sup.}) + k_m \times dA (\omega_{ar} - \omega_{Sup.}) \times q_{lv} \quad \text{Eq. 26}$$

Substituindo as equações 24 e 25, simplifica-se a equação 26 por [7, 33, 34]:

$$d\dot{Q}_T = \left[ \frac{(h_c \times dA)}{c_{ph}} \right] (h_s - h_{ar}) \quad \text{Eq. 27}$$

A equação 27 mostra que o calor total trocado entre o ar e a água é determinado pelo potencial da entalpia entre os fluidos, isto é, pela diferença entre a entalpia específica do ar saturado à temperatura da superfície molhada ( $h_s$ ) e a entalpia específica do ar seco ( $h_{ar}$ ).

### **3. ARREFECIMENTO EVAPORATIVO**

#### **3.1 Processo e vantagens**

O processo de arrefecimento evaporativo tem origem na própria natureza e é com ele que o Planeta controla a temperatura sobre a sua superfície. Consiste num processo endotérmico que ocorre quando um meio ou produto fornece calor para que a água se evapore, causando uma redução da temperatura no meio ambiente onde o processo se desenvolve [16, 31, 34, 35].

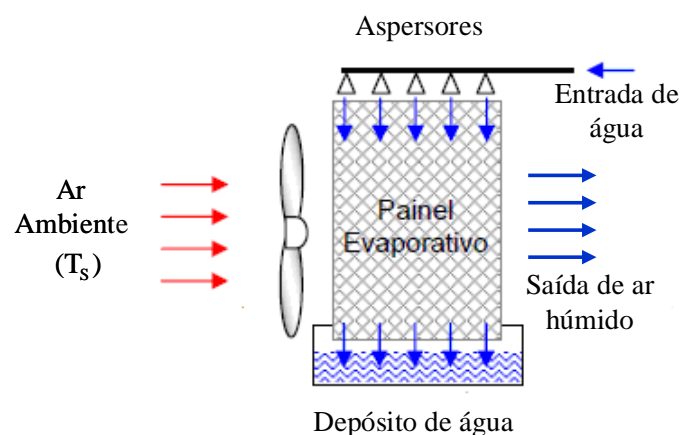
Com o aumento da crise energética e os problemas ecológicos devido aos sistemas de climatização à base de halogéneos, o arrefecimento evaporativo tem vindo a marcar presença, sendo uma alternativa aos sistemas tradicionais com baterias de arrefecimento e humedificação [16, 35, 36], que produzem frio por compressão mecânica do fluido frigorigénio [36]. De facto, o arrefecimento evaporativo pode em muitos casos ser uma alternativa económica aos sistemas convencionais, actualmente os mais utilizados, sob certas condições de funcionamento. No entanto, pode também ser utilizado como pré arrefecimento nos sistemas convencionais, conseguindo-se assim uma redução dos custos de operação quando comparados somente com o arrefecimento mecânico [35, 36].

Além de serem facilmente integráveis em sistemas de ar condicionado já instalados [16, 36, 37, 38], o sistema evaporativo tem como atractivo a facilidade de manutenção, instalação e operação. O custo médio inicial é também menor em comparação com o sistema tradicional [37, 38]. Por promoverem a renovação total do ar, eliminando a recirculação e a proliferação de fungos e bactérias, permitem ainda melhorar a qualidade do ar interior [16, 34, 36]. Por exemplo, apesar de a bactéria *Legionella* poder ser introduzida nestes sistemas, quer através da água quer do ar, o seu crescimento e transmissão não é favorável, bastando para tal seguir alguns conselhos básicos de manutenção [39]. Contudo, a principal característica do arrefecimento evaporativo é a sua eficiência energética [16, 36, 37, 38]. A eficiência deste processo pode ser definida como a razão entre a queda real da temperatura de bolbo seco e a máxima queda teórica que a temperatura de bolbo seco poderia ter se o arrefecimento fosse 100 % eficiente e o ar saísse saturado [35]. Neste caso a temperatura de bolbo seco na saída seria igual à

temperatura de bolbo húmido do ar na entrada [35, 40]. Uma vez que a eficiência desde sistema aumenta quanto mais quente e seco for o ar, considera-se que estes sistemas são particularmente adequados e úteis nas regiões áridas e semi-áridas do mundo, onde as temperaturas do ar são mais elevadas e as necessidades de arrefecimento e humedificação são maiores para o conforto humano [16, 37]. De facto, o aumento da humidade relativa, dentro de determinados parâmetros, deixa de causar o desconforto resultante da secagem da pele e mucosas do corpo, proporcionado pelos sistemas convencionais [16].

### 3.2 Arrefecimento evaporativo directo

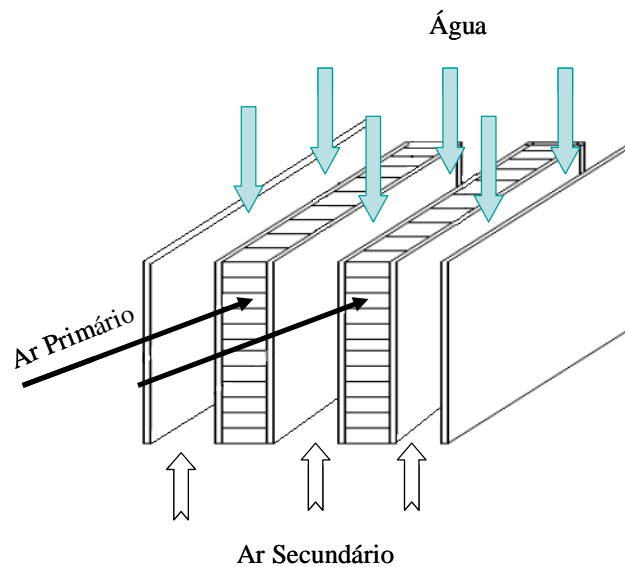
No arrefecimento evaporativo directo, o ar exterior é arrefecido e humedificado por contacto directo com uma superfície sólida húmida (painel evaporativo) (Figura 6) [29, 34, 35]. Adicionalmente, o arrefecimento pode ocorrer através de jactos de água, sendo a superfície vaporizada no contacto com a corrente de ar, verificando-se transferência de calor e massa entre os dois fluidos de forma a reduzir a temperatura de bolbo seco do ar e o aumento da sua humidade absoluta [16, 29, 35]. Caso não haja transferência de calor para o ambiente, o processo é considerado adiabático, isto é, o ar perde uma certa quantidade de calor sensível mas ganha uma quantidade igual de calor latente do vapor de água evaporado, seguindo a linha de temperatura húmida constante [29, 35, 38]. Este processo também é chamado de arrefecimento com humedificação [38].



**Figura 6** – Sistema de arrefecimento evaporativo directo com painel de contacto. Fonte: [16].

### 3.3 Arrefecimento evaporativo indirecto

Em determinadas aplicações destinadas ao conforto, nomeadamente nos espaços com ganhos elevados de calor latente, o arrefecimento evaporativo directo não é aconselhável, devido à necessidade de, durante alguns períodos, evitar os ganhos indesejados de humidade [29, 35, 36]. Os equipamentos de arrefecimento indirecto introduziram um avanço na tecnologia do arrefecimento evaporativo do ar, nomeadamente porque o ar relativamente seco (ar primário) é mantido separado do lado húmido (ar secundário), ou seja, por onde a água passa pelo processo de evaporação num permutador de calor [16, 29, 35, 36]. Neste processo (Figura 7), o ar a insuflar no ambiente (ar primário) troca calor com a corrente de ar secundária ou com um líquido que foi arrefecido pelo processo evaporativo [16, 29, 36]. A entalpia do ar primário, lado seco, é reduzida em comparação com a redução adiabática da temperatura do arrefecimento evaporativo directo [16, 29, 36].

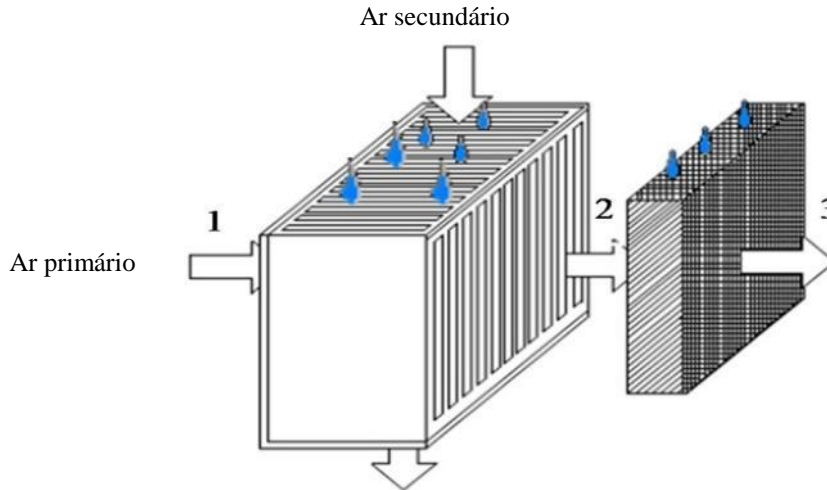


**Figura 7** – Sistema de arrefecimento evaporativo indirecto com permutador de calor do tipo placa.  
Fonte: [36].

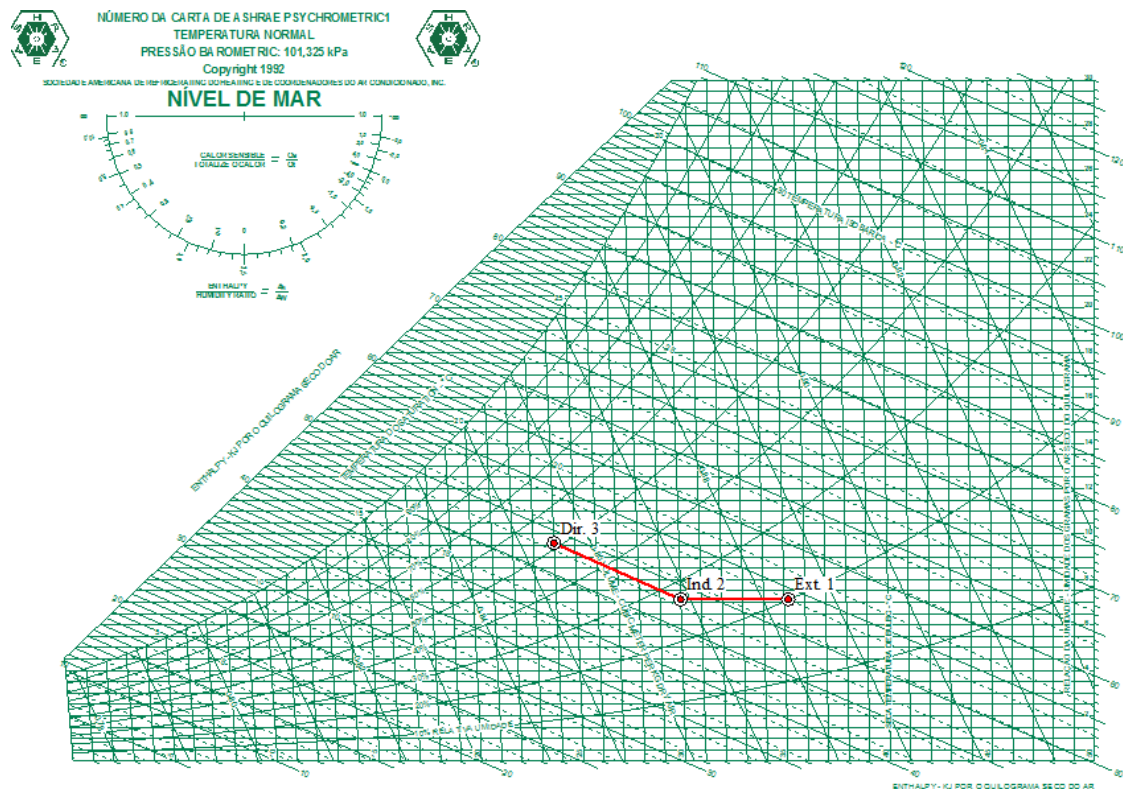
### 3.4 Arrefecimento evaporativo indirecto/directo

Além dos sistemas de arrefecimento evaporativo com um só estágio (directo ou indirecto) ou vários estágios, existem ainda sistemas com duplo estágio onde se tem uma combinação dos dois (Figura 8) [16, 29, 36]. Na Figura 9 apresenta-se a evolução do processo no diagrama psicrométrico, onde o primeiro estágio corresponde ao

processo indirecto (1=> 2), seguindo a linha de humidade específica constante, e o segundo estágio ao directo (2=> 3), onde o processo segue uma linha de temperatura de bolbo húmido constante [29].



**Figura 8** – Sistema de arrefecimento evaporativo com dois estágios indirecto/directo. Fonte: [16].



**Figura 9** – Diagrama psicrométrico do sistema de arrefecimento evaporativo com dois estágios indirecto/directo.

## 3.5 Cálculo da carga térmica no tratamento do ar novo

### 3.5.1 Fundamentos

Pretende-se comparar o sistema de arrefecimento evaporativo por saturação adiabática com o sistema tradicional de arrefecimento por compressão mecânica do fluido frigorígeno para produção de frio (chiller), através do cálculo da potência de frio, que determinado equipamento deve ter para arrefecer um caudal de ar novo de  $1000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ . Para tal, foi avaliada previamente qual a carga térmica sensível que deve ser retirada ao ar novo, considerando as condições exteriores de projecto, para uma temperatura na saída da Unidade de Tratamento do Ar Novo (UTAN) de  $25,0 \text{ }^\circ\text{C}$ . No caso do sistema de arrefecimento por chiller, foi considerada uma temperatura do ponto de orvalho ( $T_{ADP}$ ) de  $10,0 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Após consulta do clima de Portugal continental do Instituto Nacional de Meteorologia, I.P. [8] e da tabela com os valores de temperaturas exteriores de projecto de verão para probabilidade acumulada de ocorrência de  $97,5 \%$  e a amplitude térmica diária do mês mais quente de todas as cidades no país [41], seleccionaram-se as cidades de Beja, Coimbra, Lisboa e Porto como representativas para o estudo (Tabela 5).

LOCALIDADES	Alt. (m)	$T_S$ ( $^\circ\text{C}$ )	$T_H$ ( $^\circ\text{C}$ )	Amplitude térmica ( $^\circ\text{C}$ )
Beja	192,0	35,2	18,8	17,1
Coimbra / Geofísico	141,0	32,1	21,0	13,7
Lisboa / Portela	103,0	31,4	21,2	11,2
Porto / S. do Pilar	93,0	29,7	19,7	10,1

**Tabela 5** – Altitude e condições exteriores de projecto de verão para a probabilidade acumulada de ocorrência de  $97,5\%$  e amplitude térmica diária do mês mais quente das cidades escolhidas. Fonte: [41].

Dado que, no caso do sistema de arrefecimento por saturação adiabática, o cálculo da carga térmica sensível é análogo para qualquer cidade apenas se descreve pormenorizadamente o método utilizado para a cidade de Beja. O diagrama psicrométrico e os cálculos para Coimbra, Lisboa e Porto são apresentados no Anexo 1.

Em relação ao sistema de arrefecimento por chiller, descrevem-se os cálculos em pormenor para Beja e Coimbra, uma vez que, para Beja, a temperatura equivalente de superfície ( $T_{ADP}$ ) definida foi superior à temperatura do ponto de orvalho na bateria, pelo que o ar não atinge a saturação, não havendo, por isso, alteração do teor de vapor contido no ar. Trata-se de um processo com a humidade específica constante, não ocorrendo assim desumidificação [31]. O diagrama psicrométrico e os cálculos para Lisboa e Porto são apresentados no Anexo 2.

A construção do diagrama psicrométrico e a determinação das variáveis psicrométricas foram realizadas através a utilização do programa “Psychrometric Analysis” versão 3.1.50 da American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE).

### **3.5.2 Sistema de arrefecimento por saturação adiabática**

Neste sistema, além de determinar a carga térmica sensível a retirar ao ar novo, para posterior cálculo da potência de frio, foi calculado o caudal mássico do ar ( $\dot{m}_{ar}$ ), a quantidade de água vaporizada ( $\dot{m}_{H_2O}$ ) e o rendimento de saturação ( $\eta$ ).

#### **3.5.2.1 Beja**

As condições iniciais para o cálculo das cargas térmicas foram as seguintes:

$$\dot{V} - \text{Caudal de ar novo} = 1000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} = 278 \text{ l s}^{-1}$$

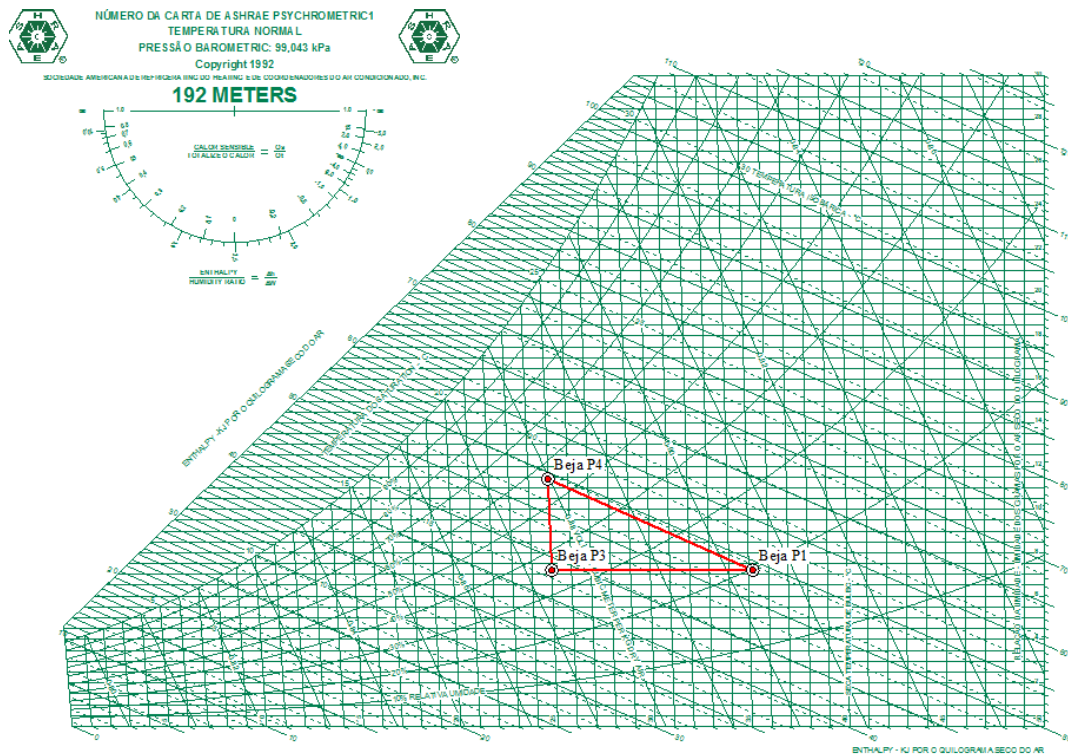
$$P_1 - \text{Condições exteriores de projecto: } T_S = 35,2 \text{ }^\circ\text{C e } T_H = 18,8 \text{ }^\circ\text{C (Tabela 5)}$$

$$P_2 = P_4 - \text{Condições na saída da unidade: } T_S = 25,0 \text{ }^\circ\text{C}$$

Para se proceder aos cálculos foi construída a Tabela 6 e o diagrama psicrométrico da Figura 10.

DESIGNAÇÃO	T <sub>S</sub> °C	T <sub>H</sub> °C	HR %	ω g kg <sub>ar</sub> <sup>-1</sup>	v m <sup>3</sup> kg <sup>-1</sup>	h kJ kg <sub>ar</sub> <sup>-1</sup>
Beja P <sub>1</sub>	35,2	18,8	19,8	7,19	0,904	53,828
Beja P <sub>2</sub>	25,0	18,8	56,0	11,40	0,880	54,174
Beja P <sub>3</sub>	25,0	15,3	35,6	7,19	0,874	43,442
Beja P <sub>4</sub>	25,0	18,8	56,0	11,40	0,880	54,174

**Tabela 6** – Valores das variáveis psicrométricas do sistema de arrefecimento por saturação adiabática para Beja.



**Figura 10** – Diagrama com a evolução psicrométrica do sistema de arrefecimento por saturação adiabática para Beja.

- Cálculo do caudal mássico do ar:

$$\dot{m}_{arP_1} = \dot{m}_{arP_2} = \frac{\dot{V}}{v_{P_1}} = \frac{1000}{0,904} = 1106,19 \text{ kg h}^{-1} = 0,307 \text{ kg s}^{-1}$$

- Cálculo da quantidade de água a evaporar no processo:

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_{ar} (\omega_{P_2} - \omega_{P_1}) = 1106,19 (0,01140 - 0,00719) = 4,657 \text{ kg h}^{-1}$$

- Cálculo do rendimento de saturação:

$$\eta = \frac{T_{SP1} - T_{SP2}}{T_{SP1} - T_H} \times 100 = \frac{35,2 - 25,0}{35,2 - 18,8} \times 100 = 62,2 \%$$

- Cálculo da potência de frio:

Calor sensível

$$\dot{Q}_S = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} (h_{P3} - h_{P1}) = 0,307 (43,442 - 53,828) = - 3,189 \text{ kW}$$

Calor latente

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} (h_{P4} - h_{P3}) = 0,307 (54,174 - 43,442) = 3,295 \text{ kW}$$

Calor total

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_S + \dot{Q}_L = - 3,189 + 3,295 = 0,106 \text{ kW}$$

Constata-se que para as condições impostas é necessário retirar ao ar novo 3,189 kW de calor sensível, com um consumo de água de 4,657 kg h<sup>-1</sup> para garantir na saída da UTAN a temperatura de 25°C.

### 3.5.2.2 Coimbra / Geofísico

De acordo com as condições iniciais construiu-se a Tabela 7.

Constata-se que para as condições impostas é necessário retirar ao ar novo 2,258 kW de calor sensível, com um consumo de água de 3,3184 kg h<sup>-1</sup> para garantir na saída da UTAN a temperatura de 25,0 °C (diagrama psicrométrico e cálculos em Anexo 1).

DESIGNAÇÃO	T <sub>S</sub> °C	T <sub>H</sub> °C	HR %	ω g kg <sub>ar</sub> <sup>-1</sup>	v m <sup>3</sup> kg <sup>-1</sup>	h kJ kg <sub>ar</sub> <sup>-1</sup>
Coimbra / Geof. P <sub>1</sub>	32,1	21,0	37,1	11,34	0,895	61,305
Coimbra / Geof. P <sub>2</sub>	25,0	21,0	70,4	14,31	0,878	61,574
Coimbra / Geof. P <sub>3</sub>	25,0	18,82	56,1	11,34	0,874	54,021
Coimbra / Geof. P <sub>4</sub>	25,0	21,0	70,4	14,31	0,878	61,574

**Tabela 7** – Valores das variáveis psicrométricas do sistema de arrefecimento por saturação adiabática para Coimbra / Geofísico.

### 3.5.2.3 Lisboa / Portela

De acordo com as condições iniciais construiu-se a Tabela 8.

Constata-se que para as condições impostas é necessário retirar ao ar novo 2,050 kW de calor sensível, com um consumo de água de 3,011 kg h<sup>-1</sup> para garantir na saída da UTAN a temperatura de 25,0 °C (diagrama psicrométrico e cálculos em Anexo 1).

DESIGNAÇÃO	T <sub>S</sub> °C	T <sub>H</sub> °C	HR %	ω g kg <sub>ar</sub> <sup>-1</sup>	v m <sup>3</sup> kg <sup>-1</sup>	h kJ kg <sub>ar</sub> <sup>-1</sup>
Lisboa / Portela P <sub>1</sub>	31,4	21,2	40,5	11,84	0,890	61,866
Lisboa / Portela P <sub>2</sub>	25,0	21,2	71,8	14,52	0,875	62,110
Lisboa / Portela P <sub>3</sub>	25,0	19,3	56,1	11,84	0,871	55,294
Lisboa / Portela P <sub>4</sub>	25,0	21,2	71,8	14,52	0,875	62,110

**Tabela 8** – Valores das variáveis psicrométricas do sistema de arrefecimento por saturação adiabática para Lisboa / Portela.

### 3.5.2.4 Porto / S. do Pilar

De acordo com as condições iniciais construiu-se a Tabela 9.

Constata-se que para as condições impostas é necessário retirar ao ar novo 1,5164 kW de calor sensível, com um consumo de água de 2,211 kg h<sup>-1</sup> para garantir na saída da UTAN a temperatura de 25,0 °C (diagrama psicrométrico e cálculos em Anexo 1).

DESIGNAÇÃO	T <sub>S</sub> °C	T <sub>H</sub> °C	HR %	ω g kg <sub>ar</sub> <sup>-1</sup>	v m <sup>3</sup> kg <sup>-1</sup>	h kJ kg <sub>ar</sub> <sup>-1</sup>
Porto / S. Pilar P <sub>1</sub>	29,7	19,7	39,6	10,47	0,882	56,602
Porto / S. Pilar P <sub>2</sub>	25,0	19,7	61,7	12,42	0,871	56,768
Porto / S. Pilar P <sub>3</sub>	25,0	18,2	52,1	10,47	0,868	51,788
Porto / S. Pilar P <sub>4</sub>	25,0	19,7	61,7	12,42	0,871	56,768

**Tabela 9** – Valores das variáveis psicrométricas do sistema de arrefecimento por saturação adiabática para Porto / S. Pilar.

Na Tabela 10 encontra-se compilada a informação das condições à entrada (P<sub>1</sub>) e saída (P<sub>2</sub>) da UTAN assim como dos valores finais da quantidade de água vaporizada, do rendimento de saturação e da carga térmica a retirar ao ar novo para todas as cidades em estudo.

LOCALIDADE	P <sub>1</sub> - Exterior			P <sub>2</sub> - Saída da UTAN			η %	Potência de frio (kW)		
	Alt. m	T <sub>S</sub> °C	HR %	T <sub>S</sub> °C	HR %	m <sub>H2O</sub> kg h <sup>-1</sup>		Q <sub>S</sub> kW	Q <sub>L</sub> kW	Q <sub>T</sub> kW
Beja	192,0	35,2	19,8	25,0	56,0	4,657	62,20	-3,189	3,295	0,1060
Coimbra / Geofísico	141,0	32,1	37,1	25,0	70,4	3,318	63,96	-2,258	2,341	0,0830
Lisboa / Portela	103,0	31,4	40,5	25,0	71,8	3,011	62,75	-2,050	2,126	0,0760
Porto / S. do Pilar	93,0	29,7	39,6	25,0	61,7	2,211	47,00	-1,516	1,569	0,0523

**Tabela 10** – Necessidades do sistema de arrefecimento por saturação adiabática para um caudal de 1000 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>.

### 3.5.3 Sistema tradicional de arrefecimento com chiller

Neste sistema, determinou-se o caudal mássico do ar (m<sub>ar</sub>) e a carga térmica sensível a retirar ao ar novo para o cálculo da potência de frio, definindo-se uma temperatura do ponto de orvalho (T<sub>ADP</sub> = 10,0 °C).

Para Beja, foi considerado uma T<sub>ADP</sub> = 8,73 °C uma vez que a T<sub>ADP</sub> definida é superior à temperatura do ponto de orvalho do ar que entra na bateria.

### 3.5.3.1 Beja

As condições iniciais para o cálculo das cargas térmicas foram as seguintes:

$$\dot{V} - \text{Caudal de ar novo} = 1000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} = 278 \text{ l s}^{-1}$$

P<sub>1</sub> - Condições exteriores de projecto: T<sub>S</sub> = 35,2 °C e T<sub>H</sub> = 18,8 °C (Tabela 5)

P<sub>2</sub> - Condições na saída da unidade: T<sub>S</sub> = 25,0 °C

T<sub>ADP</sub> - Temperatura do ponto de orvalho = 8,73 °C

Para se proceder aos cálculos construiu-se a Tabela 11 e o diagrama psicrométrico da Figura 11.

DESIGNAÇÃO	T <sub>S</sub> °C	T <sub>H</sub> °C	HR %	ω g kg <sub>ar</sub> <sup>-1</sup>	v m <sup>3</sup> kg <sup>-1</sup>	h kJ kg <sub>ar</sub> <sup>-1</sup>
Beja P <sub>1</sub>	35,2	18,8	19,8	7,19	0,904	53,828
Beja P <sub>(ADP)</sub>	8,73	8,73	100,0	7,19	0,826	26,878
Beja P <sub>2</sub>	25,0	15,34	35,6	7,19	0,874	43,442

**Tabela 11** – Valores das variáveis psicrométricas do sistema tradicional de arrefecimento com chiller para Beja.

- Cálculo do caudal mássico do ar:

$$\dot{m}_{arP_1} = \dot{m}_{arP_2} = \frac{\dot{V}}{v_{P_1}} = \frac{1000}{0,904} = 1106,19 \text{ kg h}^{-1} = 0,307 \text{ kg s}^{-1}$$

- Cálculo da potência de frio:

Calor sensível

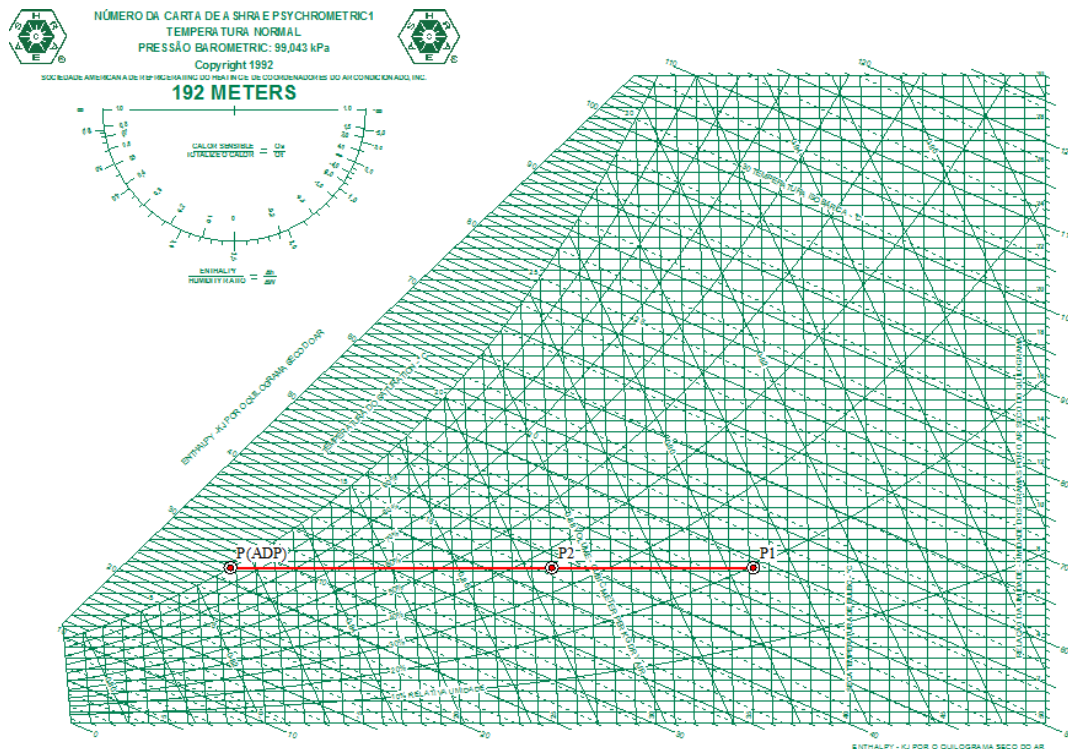
$$\dot{Q}_S = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} (h_{P_2} - h_{P_1}) = 0,307 (43,442 - 53,828) = - 3,189 \text{ kW}$$

Calor latente

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{ar} \Delta h = 0 \text{ kW}$$

Calor total

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_S + \dot{Q}_L = - 3,189 + 0 = - 3,189 \text{ kW}$$



**Figura 11** – Diagrama com a evolução psicrométrica do sistema tradicional de arrefecimento com chiller para Beja.

Constata-se que para as condições impostas é necessário retirar ao ar novo 3,189 kW de calor sensível com uma potência de frio de 3,189 kW para garantir na saída da UTAN a temperatura de 25,0 °C.

### 3.5.3.2 Coimbra / Geofísico

As condições iniciais para o cálculo das cargas térmicas foram as seguintes:

$$\dot{V} - \text{Caudal de ar novo} = 1000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} = 278 \text{ l s}^{-1}$$

P<sub>1</sub> - Condições exteriores de projecto: T<sub>S</sub> = 32,1 °C e T<sub>H</sub> = 21,0 °C (Tabela 5)

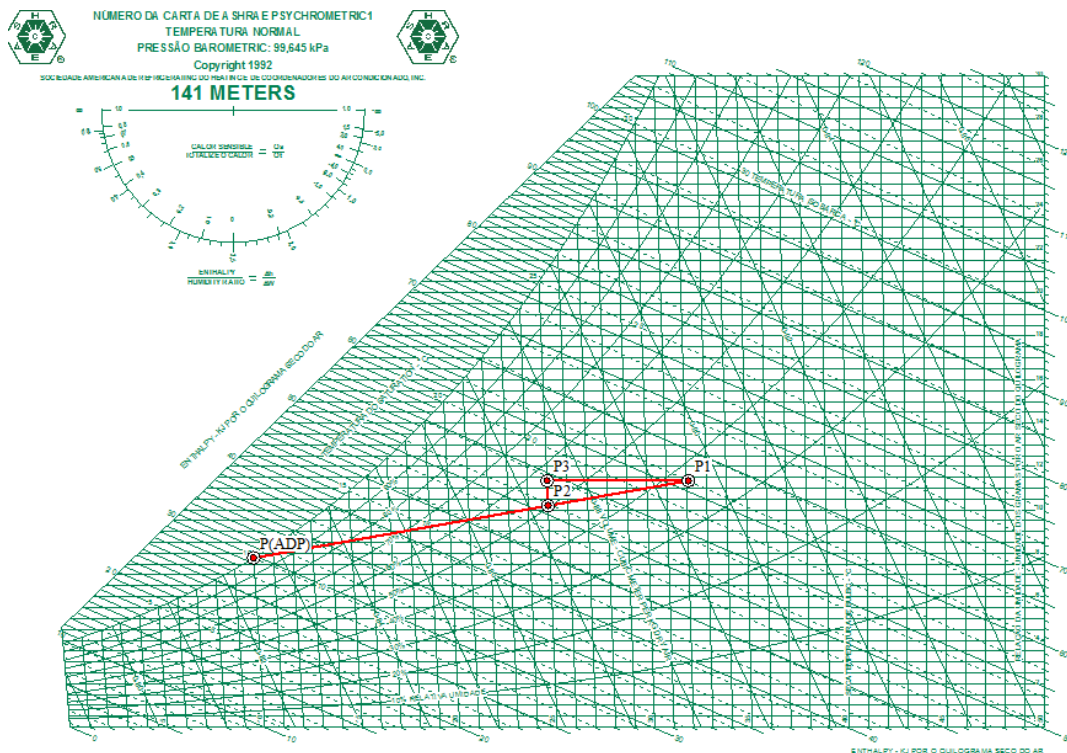
P<sub>2</sub> - Condições na saída da unidade: T<sub>S</sub> = 25,0 °C

T<sub>ADP</sub> - Temperatura do ponto de orvalho = 10,0 °C

Para se proceder aos cálculos construiu-se a Tabela 12 e o diagrama psicrométrico da Figura 12.

DESIGNAÇÃO	T <sub>S</sub> °C	T <sub>H</sub> °C	HR %	ω g kg <sub>ar</sub> <sup>-1</sup>	v m <sup>3</sup> kg <sup>-1</sup>	h kJ kg <sub>ar</sub> <sup>-1</sup>
Coimbra / Geof. P <sub>1</sub>	32,1	21,0	37,1	11,34	0,895	61,305
Coimbra / Geof. P <sub>(ADP)</sub>	10,0	10,0	100,0	7,79	0,826	29,683
Coimbra / Geof. P <sub>2</sub>	25,0	17,92	50,5	10,20	0,873	51,098
Coimbra / Geof. P <sub>3</sub>	25,0	18,82	56,1	11,34	0,874	54,021

**Tabela 12** – Valores das variáveis psicrométricas do sistema tradicional de arrefecimento com chiller para Coimbra / Geofísico.



**Figura 12** – Diagrama com a evolução psicrométrica do sistema tradicional de arrefecimento com chiller para Coimbra / Geofísico.

- Cálculo do caudal mássico do ar:

$$\dot{m}_{arP_1} = \dot{m}_{arP_2} = \frac{\dot{V}}{v_{P_1}} = \frac{1000}{0,895} = 1117,32 \text{ kg h}^{-1} = 0,310 \text{ kg s}^{-1}$$

- Cálculo da potência de frio:

Calor sensível

$$\dot{Q}_S = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} (h_{P_3} - h_{P_1}) = 0,310 (54,021 - 61,305) = - 2,258 \text{ kW}$$

Calor latente

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} (h_{P_2} - h_{P_3}) = 0,310 (51,098 - 54,021) = - 0,906 \text{ kW}$$

Calor total

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_S + \dot{Q}_L = - 2,258 + (- 0,906) = - 3,164 \text{ kW}$$

Constata-se que para as condições impostas é necessário retirar ao ar novo 2,258 kW de calor sensível com uma potência de frio de 3,164 kW para garantir na saída da UTAN a temperatura de 25,0 °C.

### 3.5.3.3 Lisboa / Portela

De acordo com as condições iniciais construiu-se a Tabela 13.

Constata-se que para as condições impostas é necessário retirar ao ar novo 2,050 kW de calor sensível com uma potência de frio de 3,056 kW para garantir na saída da UTAN a temperatura de 25,0°C (diagrama psicrométrico e cálculos em Anexo 2).

DESIGNAÇÃO	T <sub>S</sub> °C	T <sub>H</sub> °C	HR %	ω g kg <sub>ar</sub> <sup>-1</sup>	v m <sup>3</sup> kg <sup>-1</sup>	h kJ kg <sub>ar</sub> <sup>-1</sup>
Lisboa / Portela P <sub>1</sub>	31,4	21,2	40,5	11,84	0,890	61,866
Lisboa / Portela P <sub>(ADP)</sub>	10,0	10,0	100,0	7,76	0,822	29,592
Lisboa / Portela P <sub>2</sub>	25,0	18,27	52,6	10,58	0,87	52,071
Lisboa / Portela P <sub>3</sub>	25,0	19,25	58,8	11,84	0,871	55,294

**Tabela 13** – Valores das variáveis psicrométricas do sistema tradicional de arrefecimento com chiller para Lisboa / Portela.

#### 3.5.3.4 Porto / S. do Pilar

De acordo com as condições iniciais construiu-se a Tabela 14.

Constata-se que para as condições impostas é necessário retirar ao ar novo 1,5164 kW de calor sensível com uma potência de frio de 2,076 kW para garantir na saída da UTAN a temperatura de 25,0 °C (diagrama psicrométrico e cálculos em Anexo 2).

DESIGNAÇÃO	T <sub>S</sub> °C	T <sub>H</sub> °C	HR %	ω g kg <sub>ar</sub> <sup>-1</sup>	v m <sup>3</sup> kg <sup>-1</sup>	h kJ kg <sub>ar</sub> <sup>-1</sup>
Porto / S. Pilar P <sub>1</sub>	29,7	19,7	39,6	10,47	0,882	56,602
Porto / S. Pilar P <sub>(ADP)</sub>	10,0	10,0	100,0	7,75	0,821	29,568
Porto / S. Pilar P <sub>2</sub>	25,0	17,64	48,7	9,77	0,867	50,012
Porto / S. Pilar P <sub>3</sub>	25,0	18,2	52,1	10,47	0,868	51,788

**Tabela 14** – Valores das variáveis psicrométricas do sistema tradicional de arrefecimento com chiller para Porto / S. Pilar.

Na Tabela 15 encontra-se compilada a informação das condições à entrada (P<sub>1</sub>) e saída (P<sub>2</sub>) da UTAN assim como dos valores da carga térmica a retirar ao ar novo para todas as cidades em estudo.

LOCALIDADE	P1 - Entrada			P2 - Saída da UTAN			Potência de frio (kW)		
	Alt. m	T <sub>S</sub> °C	HR %	T <sub>ADP</sub> °C	T <sub>S</sub> °C	HR %	Q̇ <sub>S</sub> kW	Q̇ <sub>L</sub> kW	Q̇ <sub>T</sub> kW
Beja	192,0	35,2	19,8	8,73	25,0	35,6	-3,189	0,000	-3,189
Coimbra / Geofísico	141,0	32,1	37,1	10,0	25,0	50,5	-2,258	-0,906	-3,164
Lisboa / Portela	103,0	31,4	40,5	10,0	25,0	52,6	-2,050	-1,006	-3,056
Porto / S. do Pilar	93,0	29,7	39,6	10,0	25,0	48,7	-1,516	-0,559	-2,076

**Tabela 15** – Necessidades do sistema tradicional de arrefecimento com chiller para um caudal de 1000 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>.

### 3.5.4 Conclusões

Após o estudo teórico e da análise comparativa entre a Tabela 10 e a Tabela 15, pode-se verificar que, para todas as cidades em estudo e considerando a mesma temperatura à saída da UTAN, no sistema de arrefecimento por saturação adiabática existe consumo de água, já que o arrefecimento do ar é feito por evaporação da água, enquanto no sistema tradicional de arrefecimento é usado um equipamento com uma determinada potência de frio para retirar a mesma carga térmica sensível ao ar novo.

Em relação às condições de conforto, tendo por base os valores da humidade relativa da Tabela 10 e da Tabela 15, observa-se que o sistema de arrefecimento por saturação adiabática é mais vantajoso para Beja, enquanto o sistema tradicional de arrefecimento propicia melhores resultados nas restantes cidades.

## 4. COMPARAÇÃO DOS SISTEMAS DE ARREFECIMENTO POR SATURAÇÃO ADIABÁTICA E TRADICIONAL

### 4.1 Fundamentos

Neste capítulo procedeu-se à selecção de equipamentos para posteriormente se comparar economicamente os dois sistemas de arrefecimento em estudo. Foi considerado um caudal de ar novo  $5000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$  por ser um valor mais realista para este tipo de unidades, devido ao efeito de escala. Além disso, estabeleceu-se como período de funcionamento teórico o número anual de horas de trabalho do equipamento, na situação extrema de um local onde a unidade de tratamento do ar novo tem que garantir uma temperatura de bolbo seco ( $T_S$ ) de  $25 \pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$  e uma humidade relativa (HR) de  $55 \pm 5 \%$  na saída da bateria de arrefecimento, durante a estação de verão. Tem-se como pressuposto que as condições termo higrométricas no interior se encontram asseguradas. A unidade de tratamento do ar, dependendo das temperaturas e humidades exteriores, terá que trabalhar mais ou menos horas.

Para garantir a Qualidade do Ar Interior (QAI) houve necessidade de aumentar significativamente os caudais de ar novo de forma a melhorar a qualidade do ar ambiente, o que levou conseqüentemente, a um aumento da carga térmica do ar novo. Ao ser neutralizada esta carga térmica de um modo simples e eficaz como acontece no sistema de arrefecimento por saturação adiabática é minimizada significativamente a potência de frio das instalações de climatização.

No sistema de arrefecimento por saturação adiabática foi considerado o valor do consumo de água e potência de frio para um caudal de ar novo de  $1000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ , obtido no capítulo anterior (Tabela 10), ponderado por um factor multiplicativo 5 (Tabela 16). O consumo eléctrico (CE) utilizado foi retirado do catálogo do equipamento.

Para o sistema tradicional de arrefecimento, em detrimento de um chiller, optou-se por uma máquina autónoma de expansão directa (com ciclo frigorífico), por se tratar de uma unidade que permite uma comparação mais adequada tendo em consideração o equipamento usado para o sistema de saturação adiabática. Foi arbitrada uma temperatura do ponto de orvalho ( $T_{ADP}$ ) igual a  $5,0 \text{ }^\circ\text{C}$ . Dado que, da pesquisa efectuada, não foram encontrados equipamentos com caudal de ar novo de  $5000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ , usado no

sistema de saturação adiabática, foi seleccionada uma unidade compacta com um caudal nominal próximo ( $5364 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ ). Este facto condicionou refazer os cálculos das variáveis psicrométricas utilizando o programa “Psychrometric Analysis” versão 3.1.50 da ASHRAE.

LOCALIDADE	P <sub>1</sub> - Exterior		P <sub>2</sub> - Saída da UTAN			Potência de frio (kW)		
	T <sub>S</sub> °C	HR %	T <sub>S</sub> °C	HR %	$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}$ kg h <sup>-1</sup>	Q <sub>S</sub> kW	Q <sub>L</sub> kW	Q <sub>T</sub> kW
Beja	35,2	19,8	25,0	56,0	23,285	-15,945	16,475	0,530
Coimbra / Geofísico	32,1	37,1	25,0	70,4	16,590	-11,290	11,705	0,415
Lisboa / Portela	31,4	40,5	25,0	71,8	15,055	-10,250	10,630	0,380
Porto / S. do Pilar	29,7	39,6	25,0	61,7	11,055	-7,582	7,844	0,262

**Tabela 16** – Resumo da informação do sistema de arrefecimento por saturação adiabática para um caudal de  $5000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ .

Considerando os dados apresentados, foram calculados os consumos e os custos da energia eléctrica e da água, para posterior determinação dos respectivos valores para o total das horas de trabalho dos equipamentos durante o período de arrefecimento. A totalidade das horas de trabalho foi calculada considerando a Série Horária Meteorológica de Referência preparada pelo INETI para o LNEG [dados gentilmente disponibilizados por Eng. José Luís Moura]. Para a energia eléctrica foi utilizado um caso concreto de uma unidade industrial, cuja facturação apresenta um custo médio de  $0,0849 \text{ € / kW h}$  (Anexo 3). Para a água foi consultado o tarifário do consumo comercial, industrial e outros não domésticos das diversas cidades em estudo [42, 43, 44, 45]. Os tarifários do consumo de água no escalão superior a  $50 \text{ m}^3$  são:  $3,87 \text{ € / m}^3$  para Beja,  $2,196 \text{ € / m}^3$  para Coimbra,  $1,5197 \text{ € / m}^3$  para Lisboa,  $2,7237 \text{ € / m}^3$  para Porto.

## 4.2 Sistema de arrefecimento por saturação adiabática

Neste sistema, para uma mesma temperatura de insuflação de  $25,0 \text{ °C}$ , apenas existe variação na carga térmica do ar novo, função das temperaturas exteriores de projecto das cidades em estudo. Esta variação condiciona a quantidade de água consumida, o

rendimento de saturação e a potência de frio do equipamento. O consumo eléctrico nominal não sofre alteração.

Considerando os dados apresentados na Tabela 16 foi seleccionado o equipamento, o qual apresenta um determinado consumo eléctrico e preço. Além disso, foi utilizado o rendimento do seu painel evaporativo ( $\eta$ ) para determinar a temperatura à sua saída ( $T_{SP_2}$ ). Com o caudal de ar novo ( $\dot{V}$ ) e o volume específico ( $v_{p_1}$ ) calculou-se o caudal mássico ( $\dot{m}_{ar}$ ). Sendo o calor específico do ar  $c_p = 1,006 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ }^\circ\text{K}^{-1}$  [31], aplicando da expressão  $P_F = \dot{m}_{ar} c_p \Delta T$ , obtém-se a potência de frio do equipamento.

#### **4.2.1 Características do equipamento**

Após consultas no mercado e comparação com catálogos de outras empresas tais como Coolair International Lda. [46], Fisair S.A. [47], Metalúrgica Manlleuense S.A. [48]) optou-se pelo modelo da marca Chatron (catálogo em Anexo 4), por ser aquele que apresenta o menor investimento para idênticas características de entre os equipamentos considerados.

Neste sistema o ar novo é admitido do exterior, passa por um filtro de ar constituído com manta filtrante com classificação EU3, que faz uma pré-filtragem ao ar, antes de chegar aos painéis evaporativos. Estes proporcionam a filtragem e lavagem do ar, retendo as poeiras e sujidade na manta e / ou colmeia, que são continuamente lavados pelo excesso de água, sendo insuflado no ambiente já tratado, através de um ventilador centrífugo. Além disso, este sistema é de fácil montagem e manutenção reduzida, já que com duas limpezas anuais dos painéis filtrantes e uma verificação geral do equipamento são suficientes. Para controlar automaticamente a temperatura e humidade a Chatron desenvolveu a Unidade de Bioclimatização Inteligente, com óptimos resultados em economia energética e elevada fiabilidade no uso deste sistema. A unidade através da sua placa electrónica permite a comunicação com uma Unidade de Controlo Central no interior do edifício via radiofrequência.

As principais características para identificar o equipamento são:

Marca: Biocooler Chatron

Modelo: AE-05-V

Caudal nominal =  $5000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$

Potência absorvida pelo motor do ventilador = 0,55 kW

Potência absorvida pela bomba de água = 0,075 kW

Consumo eléctrico =  $0,55 + 0,075 = 0,625 \text{ kW}$

Rendimento saturação = 68 %

Espessura do painel evaporativo = 50 mm

Preço do equipamento = 1.490,00 €

#### 4.2.2 Validação do equipamento

Após a selecção dos equipamentos, procedeu-se a sua validação por comparação da potência de frio do equipamento com a carga térmica sensível a retirar ao ar novo em cada uma das cidades em estudo.

##### 4.2.2.1 Beja

- Cálculo da temperatura na saída do painel evaporativo do equipamento:

$$\eta = \frac{T_{SP1} - T_{SP2}}{T_{SP1} - T_H} \times 100 \Rightarrow 0,68 = \frac{35,2 - T_{SP2}}{35,2 - 18,8} \Rightarrow T_{SP2} = 35,2 - 0,68 (35,2 - 18,8) = 24 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Cálculo do caudal mássico:

$$\dot{V} - \text{Caudal de ar novo} = 5000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} \approx 1390 \text{ l s}^{-1}$$

$$v_{P1} = 0,904 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1} \text{ (Tabela 6)}$$

$$\dot{m}_{ar P_1} = \dot{m}_{ar P_2} = \frac{\dot{V}}{v_{P_1}} = \frac{5000}{0,904} = 5530,97 \text{ kg h}^{-1} = 1,536 \text{ kg s}^{-1}$$

- Cálculo da potência de frio do equipamento:

$$P_F = \dot{m}_{ar} c_p \Delta T = 1,536 \times 1,006 (35,2 - 24) = 17,30 \text{ kW}$$

#### 4.2.2.2 Coimbra / Geofísico

- Cálculo da temperatura na saída do painel evaporativo do equipamento:

$$\eta = \frac{T_{SP_1} - T_{SP_2}}{T_{SP_1} - T_H} \times 100 \Rightarrow 0,68 = \frac{32,1 - T_{SP_2}}{32,1 - 21,0} \Rightarrow T_{SP_2} = 32,1 - 0,68 (32,1 - 21,0) = 24,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Cálculo do caudal mássico:

$$\dot{V} - \text{Caudal de ar novo} = 5000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} \approx 1390 \text{ l s}^{-1}$$

$$v_{P_1} = 0,895 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1} \text{ (Tabela 7)}$$

$$\dot{m}_{ar P_1} = \dot{m}_{ar P_2} = \frac{\dot{V}}{v_{P_1}} = \frac{5000}{0,895} = 5586,59 \text{ kg h}^{-1} = 1,552 \text{ kg s}^{-1}$$

- Cálculo da potência de frio do equipamento:

$$P_F = \dot{m}_{ar} c_p \Delta T = 1,552 \times 1,006 (32,1 - 24,6) = 11,71 \text{ kW}$$

#### 4.2.2.3 Lisboa / Portela

- Cálculo da temperatura na saída do painel evaporativo do equipamento:

$$\eta = \frac{T_{SP_1} - T_{SP_2}}{T_{SP_1} - T_H} \times 100 \Rightarrow 0,68 = \frac{31,4 - T_{SP_2}}{31,4 - 21,2} \Rightarrow T_{SP_2} = 31,4 - 0,68 (31,4 - 21,2) = 24,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Cálculo do caudal mássico:

$$\dot{V} - \text{Caudal de ar novo} = 5000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} \approx 1390 \text{ l s}^{-1}$$

$$v_{P_1} = 0,890 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1} \text{ (Tabela 8)}$$

$$\dot{m}_{ar P_1} = \dot{m}_{ar P_2} = \frac{\dot{V}}{v_{P_1}} = \frac{5000}{0,890} = 5617,98 \text{ kg h}^{-1} = 1,560 \text{ kg s}^{-1}$$

- Cálculo da potência de frio do equipamento:

$$P_F = \dot{m}_{ar} c_p \Delta T = 1,560 \times 1,006 (31,4 - 24,5) = 10,83 \text{ kW}$$

#### 4.2.2.4 Porto / S. do Pilar

- Cálculo da temperatura na saída do painel evaporativo do equipamento:

$$\eta = \frac{T_{SP_1} - T_{SP_2}}{T_{SP_1} - T_H} \times 100 \Rightarrow 0,68 = \frac{29,7 - T_{SP_2}}{29,7 - 19,7} \Rightarrow T_{SP_2} = 29,7 - 0,68 (29,7 - 19,7) = 22,9 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Cálculo do caudal mássico:

$$\dot{V} - \text{Caudal de ar novo} = 5000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} \approx 1390 \text{ l s}^{-1}$$

$$v_{P_1} = 0,882 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1} \text{ (Tabela 9)}$$

$$\dot{m}_{ar P_1} = \dot{m}_{ar P_2} = \frac{\dot{V}}{v_{P_1}} = \frac{5000}{0,882} = 5668,93 \text{ kg h}^{-1} = 1,575 \text{ kg s}^{-1}$$

- Cálculo da potência de frio do equipamento:

$$P_F = \dot{m}_{ar} c_p \Delta T = 1,575 \times 1,006 (29,7 - 22,9) = 10,77 \text{ kW}$$

### 4.2.3 Considerações

Da análise dos cálculos deste sistema, cujos valores estão resumidos na Tabela 17, verifica-se que a potência de frio do equipamento é superior à carga térmica sensível do local a climatizar, pelo que o equipamento satisfaz as necessidades e, conseqüentemente, a sua selecção pode ser considerada válida.

Para que a temperatura de saída no painel evaporativo seja de 25,0 °C é suficiente reduzir o caudal de água que alimenta os aspersores do painel evaporativo. A humidade relativa está dentro dos valores considerados para a cidade de Beja. Nas restantes cidades a humidade relativa é superior, não sendo, no entanto, relevante considerando apenas a carga térmica sensível que se retira ao ar novo.

LOCALIDADE	Carga térmica sensível (kW)	Potência de frio do equipamento (kW)	Consumo eléctrico (kW)
Beja	-15,945	17,30	0,625
Coimbra / Geofísico	-11,29	11,71	0,625
Lisboa / Portela	-10,25	10,83	0,625
Porto / S. do Pilar	-7,582	10,77	0,625

**Tabela 17** – Carga térmica sensível, potência de frio e consumo eléctrico do equipamento usado no sistema de arrefecimento por saturação adiabática para um caudal de 5000 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>.

### 4.3 Sistema tradicional de arrefecimento com unidade compacta ar/ar

Neste sistema é necessário determinar igualmente as variáveis psicrométricas, considerando, neste caso, para o equipamento seleccionado, um caudal de ar novo de 5364 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>, uma temperatura do ponto de orvalho de 5,0 °C e as condições exteriores referidas para as quatro cidades em estudo (Tabela 5). A carga térmica sensível a retirar ao ar novo para comparação com a potência de frio do equipamento seleccionado é obtida a partir do cálculo do caudal mássico de ar seco ar ( $\dot{m}_{ar}$ ). Se o valor da carga térmica for inferior à potência de frio, a selecção do equipamento é considerada válida. Calculou-se também o consumo eléctrico (CE). Dado que o cálculo da carga térmica sensível é análogo para qualquer cidade apenas se descreve pormenorizadamente o método utilizado para a cidade de Beja. O diagrama psicrométrico e os cálculos para Coimbra, Lisboa e Porto são apresentados no Anexo 5.

### 4.3.1 Características do equipamento

Após consultas no mercado e comparação com catálogos de outras empresas tais como Daikin Portugal S.A. [49], Nónio Lda. [50], Efcis S.A. [51], Airteam Lda. [52]) optou-se pelo modelo da marca Carrier (catálogo em Anexo 6), por ser aquele que apresentava características mais comparáveis com o equipamento seleccionado no sistema de arrefecimento por saturação adiabática.

Neste equipamento o ar novo é admitido do exterior, passa por um filtro de ar constituído por manta filtrante classificação EU3, é arrefecido na bateria de frio (evaporador) e insuflado no local a climatizar. Esta unidade compacta de arrefecimento é constituída por duas secções, a secção evaporadora e a secção condensadora, com ventiladores centrífugos, accionados por motores trifásicos e transmissão por correias, de fácil regulação. As baterias de arrefecimento são fabricadas em tubo de cobre de alta qualidade desoxidados, desidratados e expandidos mecanicamente em alhetas de alumínio pré-tratadas. O compressor alternativo ou “scroll”, trifásico, para fluidos frigorigénios R-407c, o motor é protegido termicamente das altas temperaturas e sobre intensidades, as válvulas de sobrepessão protegem o compressor das pressões de descarga elevadas. O circuito do refrigerante é em tubo de cobre desoxidado, desidratado com soldadura em liga de prata, completamente hermético, incluindo válvulas de acesso e serviço, com filtro em malha de aço inox na entrada do dispositivo de expansão para evitar obstruções. A caixa de controlo com equipamento electrónico melhora o rendimento de operação da unidade.

As principais características para identificar o equipamento são:

Modelo: 50 VZ 025

Caudal nominal =  $5364 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} = 1490 \text{ l s}^{-1}$

Potência de frio (Capacidade frigorífica nominal) = 22,74 kW

Consumo eléctrico nominal = 11,1 kW

Consumo eléctrico do compressor CECOMP. = 7,77 kW

Consumo eléctrico do ventilador CEVENT. = 3,33 kW

Preço do equipamento = 6.800,00 €

### 4.3.2 Validação do equipamento

Após a selecção dos equipamentos, procedeu-se a sua validação por comparação da potência de frio do equipamento com a carga térmica sensível a retirar ao ar novo em cada uma das cidades em estudo.

#### 4.3.2.1 Beja

As condições iniciais para o cálculo das cargas térmicas foram as seguintes:

$\dot{V}$  - Caudal de ar novo =  $5364 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} = 1490 \text{ l s}^{-1}$

$P_1$  - Condições exteriores de projecto:  $T_S = 35,2 \text{ }^\circ\text{C}$  e  $T_H = 18,8 \text{ }^\circ\text{C}$  (Tabela 5)

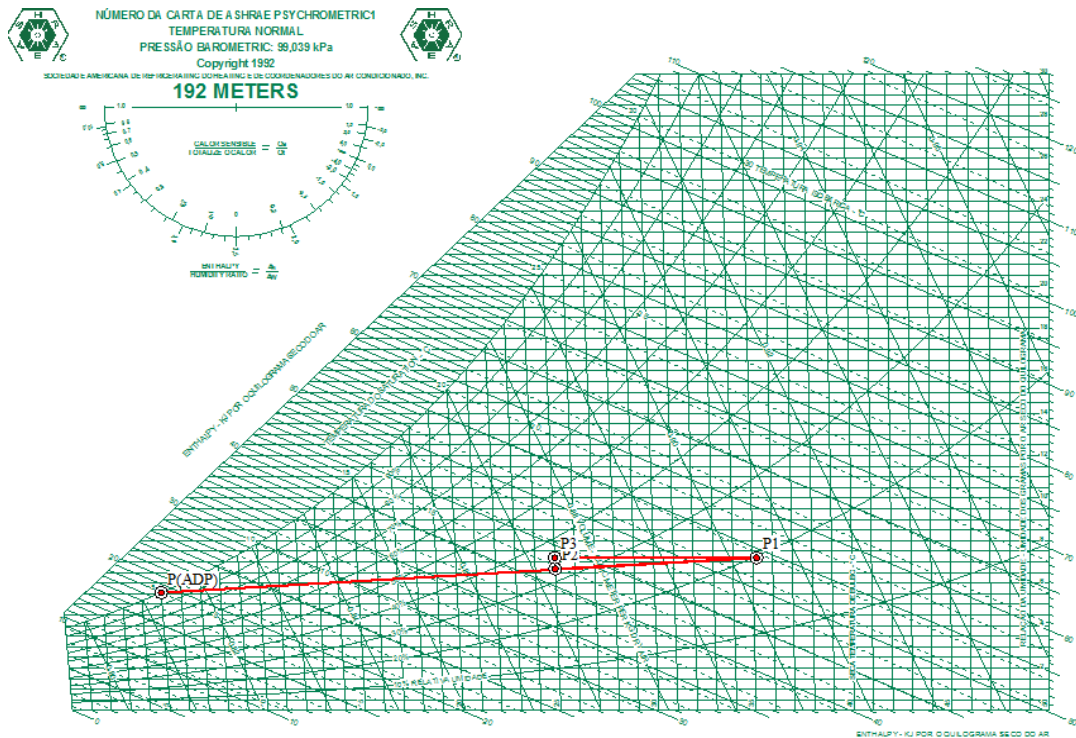
$P_2$  - Condições na saída da unidade:  $T_S = 25,0 \text{ }^\circ\text{C}$

$T_{ADP}$  - Temperatura do ponto de orvalho =  $5,0 \text{ }^\circ\text{C}$

Para se proceder aos cálculos, construiu-se a Tabela 18 e o diagrama psicrométrico da Figura 13.

DESIGNAÇÃO	$T_S$ $^\circ\text{C}$	$T_H$ $^\circ\text{C}$	HR %	$\omega$ $\text{g kg}_{\text{ar}}^{-1}$	$v$ $\text{m}^3 \text{ kg}^{-1}$	$h$ $\text{kJ kg}_{\text{ar}}^{-1}$
Beja $P_1$	35,2	18,8	19,8	7,19	0,904	53,828
Beja $P_{(ADP)}$	5,0	5,0	100,0	5,55	0,813	18,961
Beja $P_2$	25,0	14,87	33,0	6,67	0,873	42,107
Beja $P_3$	25,0	15,33	35,6	7,19	0,874	43,442

**Tabela 18** – Valores das variáveis psicrométricas do sistema tradicional de arrefecimento com unidade compacta ar/ar para Beja.



**Figura 13** – Diagrama com a evolução psicrométrica do sistema tradicional de arrefecimento com unidade compacta ar/ar para Beja.

- Cálculo do caudal mássico do ar:

$$\dot{m}_{arP_1} = \dot{m}_{arP_2} = \frac{\dot{V}}{v_{P_1}} = \frac{5364}{0,904} = 5933,62 \text{ kg h}^{-1} = 1,648 \text{ kg s}^{-1}$$

- Cálculo da potência de frio:

Calor sensível

$$\dot{Q}_S = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} (h_{P_3} - h_{P_1}) = 1,648 (43,442 - 53,828) = - 17,12 \text{ kW}$$

Calor latente

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} (h_{P_2} - h_{P_3}) = 1,648 (42,107 - 43,442) = - 2,20 \text{ kW}$$

Calor total

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_S + \dot{Q}_L = - 17,116 + (- 2,20) = - 19,32 \text{ kW}$$

Assim, para uma carga total  $\dot{Q}_T = - 19,32 \text{ kW}$  de capacidade frigorífica obtém-se um consumo eléctrico do compressor  $CE_{Comp.} = 6,60 \text{ kW}$  o que, por comparação com os dados do catálogo, corresponde a um consumo eléctrico de:

$$CE = CE_{Comp.} + CE_{Vent.} = 6,60 + 3,33 = 9,93 \text{ kW}$$

#### 4.3.2.2 Coimbra / Geofísico

De acordo com as condições iniciais construiu-se a Tabela 19.

Neste caso, para uma carga total  $\dot{Q}_T = - 18,69 \text{ kW}$  de capacidade frigorífica obtém-se um consumo eléctrico do compressor  $CE_{Comp.} = 6,39 \text{ kW}$  o que, por comparação com os dados do catálogo, corresponde a um consumo eléctrico de:

$$CE = CE_{Comp.} + CE_{Vent.} = 6,39 + 3,33 = 9,72 \text{ kW}$$

DESIGNAÇÃO	T <sub>S</sub> °C	T <sub>H</sub> °C	HR %	ω g kg <sub>ar</sub> <sup>-1</sup>	v m <sup>3</sup> kg <sup>-1</sup>	h kJ kg <sub>ar</sub> <sup>-1</sup>
Coimbra / Geof. P <sub>1</sub>	32,1	21,0	37,1	11,34	0,895	61,305
Coimbra / Geof. P <sub>(ADP)</sub>	5,0	5,0	100,0	5,52	0,808	18,874
Coimbra / Geof. P <sub>2</sub>	25,0	17,6	48,6	9,80	0,872	50,081
Coimbra / Geof. P <sub>3</sub>	25,0	18,82	56,1	11,34	0,874	54,021

**Tabela 19** – Valores das variáveis psicrométricas do sistema tradicional de arrefecimento com unidade compacta ar/ar para Coimbra / Geofísico.

#### 4.3.2.3 Lisboa / Portela

De acordo com as condições iniciais construiu-se a Tabela 20.

Neste caso, para uma carga total  $\dot{Q}_T = - 17,86$  kW de capacidade frigorífica obtém-se um consumo eléctrico do compressor  $CE_{Comp.} = 6,10$  kW o que, por comparação com os dados do catálogo, corresponde a um consumo eléctrico de:

$$CE = CE_{Comp.} + CE_{Vent.} = 6,10 + 3,33 = 9,43 \text{ kW}$$

DESIGNAÇÃO	T <sub>S</sub> °C	T <sub>H</sub> °C	HR %	ω g kg <sub>ar</sub> <sup>-1</sup>	v m <sup>3</sup> kg <sup>-1</sup>	h kJ kg <sub>ar</sub> <sup>-1</sup>
Lisboa / Portela P <sub>1</sub>	31,4	21,2	40,5	11,84	0,890	61,866
Lisboa / Portela P <sub>(ADP)</sub>	5,0	5,0	100,0	5,49	0,804	18,809
Lisboa / Portela P <sub>2</sub>	25,0	18,0	50,9	10,23	0,869	51,195
Lisboa / Portela P <sub>3</sub>	25,0	19,25	58,8	11,84	0,871	55,294

**Tabela 20** – Valores das variáveis psicrométricas do sistema tradicional de arrefecimento com unidade compacta ar/ar para Lisboa / Portela.

#### 4.3.2.4 Porto / S. do Pilar

De acordo com as condições iniciais construiu-se a Tabela 21.

Neste caso, para uma carga total  $\dot{Q}_T = - 12,34$  kW de capacidade frigorífica vamos ter um consumo eléctrico do compressor  $CE_{Comp.} = 4,22$  kW o que, por comparação com os dados do catálogo, corresponde a um consumo eléctrico de:

$$CE = CE_{Comp.} + CE_{Vent.} = 4,22 + 3,33 = 7,55 \text{ kW}$$

DESIGNAÇÃO	T <sub>S</sub> °C	T <sub>H</sub> °C	HR %	ω g kg <sub>ar</sub> <sup>-1</sup>	v m <sup>3</sup> kg <sup>-1</sup>	h kJ kg <sub>ar</sub> <sup>-1</sup>
Porto / S. do Pilar P <sub>1</sub>	29,7	19,7	39,6	10,47	0,882	56,602
Porto / S. do Pilar P <sub>(ADP)</sub>	5,0	5,0	100,0	5,48	0,803	18,793
Porto / S. do Pilar P <sub>2</sub>	25,0	17,41	47,3	9,49	0,867	49,298
Porto / S. do Pilar P <sub>3</sub>	25,0	18,2	52,1	10,47	0,868	51,788

**Tabela 21** – Valores das variáveis psicrométricas do sistema tradicional de arrefecimento com unidade compacta ar/ar para Porto / S. do Pilar.

### 4.3.3 Considerações

Da análise dos cálculos deste sistema, cujos valores estão resumidos na Tabela 22, verifica-se que a potência de frio do equipamento é superior à carga térmica sensível do local a climatizar, pelo que o equipamento satisfaz as necessidades e, consequentemente, a sua selecção pode ser considerada válida.

Em relação à humidade relativa, apenas Lisboa se encontra dentro dos valores requeridos. Nas restantes cidades existe a necessidade de humidificar.

LOCALIDADE	P1 - Entrada		P2 - Saída da UTAN			Potência de frio (kW)			CE kW
	T <sub>S</sub> °C	HR %	T <sub>ADP</sub> °C	T <sub>S</sub> °C	HR %	Q̇ <sub>S</sub> kW	Q̇ <sub>L</sub> kW	Q̇ <sub>T</sub> kW	
Beja	35,2	19,8	5,0	25,0	33,0	-17,12	-2,20	-19,32	9,93
Coimbra / Geofísico	32,1	37,1	5,0	25,0	48,6	-12,13	-6,56	-18,69	9,72
Lisboa / Portela	31,4	40,5	5,0	25,0	50,9	-11,00	-6,86	-17,86	9,43
Porto / S. do Pilar	29,7	39,6	5,0	25,0	47,3	-8,13	-4,21	-12,34	7,55

**Tabela 22** – Resumo da informação do processo tradicional de arrefecimento com unidade compacta ar/ar para um caudal de 5364 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>.

## 4.4 Estudo económico

Após o levantamento e cálculo dos elementos necessários ao estudo económico, procedeu-se à construção das tabelas seguintes, com o resumo dos valores do investimento inicial, de consumo e custo de electricidade, bem como do consumo e custo de água a considerar na demonstração dos resultados para cada um dos sistemas e respectivas cidades. Neste estudo teve-se como pressuposto que o custo da água e da electricidade não variam ao longo do tempo.

### 4.4.1 Beja

Da análise da Tabela 23 verifica-se que o consumo eléctrico no sistema tradicional é 15,89 vezes maior que no sistema de arrefecimento por saturação adiabática. O custo do consumo de energia eléctrica no sistema tradicional é 5,89 vezes maior que o custo de energia eléctrica e água no sistema de arrefecimento por saturação adiabática.

No primeiro ano, o investimento no sistema tradicional é 4,70 vezes maior quando comparado com o sistema de arrefecimento por saturação adiabática. Numa avaliação a dez anos, o investimento no sistema tradicional é 5,27 vezes maior em relação ao sistema de arrefecimento por saturação adiabática.

Em relação aos preços dos equipamentos, a unidade compacta no sistema tradicional é 4,56 vezes mais cara que a unidade do sistema de arrefecimento por saturação adiabática.

Itens	Sistema com Saturação Adiabática					Sistema Tradicional		
	Invest. Inicial €	Energia eléctrica		Água		Invest. Inicial €	Energia eléctrica	
		Consumo kW h	Custo €/h	Consumo m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup>	Custo €/h		Consumo kW h	Custo €/h
Equipamento (UTAN)	1.490,00	---	---	---	---	6.800,00	9,930	0,843
Bomba de água	---	0,075	0,0064	0,023	0,090	---	---	---
Motor do ventilador	---	0,550	0,0467	---	---	---	---	---
Total Unitário	1.490,00	0,625	0,053	0,023	0,090	6.800,00	9,930	0,843
Total Ano (1184 h)	1.490,00	740,00	62,826	27,59	106,76	6.800,00	11.757,12	998,18
<b>Investimento Total 1.º Ano (€)</b>	<b>1.659,59</b>					<b>7.798,18</b>		
<b>Investimento Total 10 Anos (€)</b>	<b>3.185,88</b>					<b>16.781,79</b>		

**Tabela 23** – Resumo dos valores relativos aos consumos e custos dos dois sistemas de arrefecimento para Beja. UTAN - Unidades Tratamento Ar Novo; Invest. Inicial - Investimento inicial.

#### 4.4.2 Coimbra / Geofísico

Da análise da Tabela 24 verifica-se que o consumo eléctrico no sistema tradicional é 15,54 vezes maior que no sistema de arrefecimento por saturação adiabática. O custo do consumo de energia eléctrica no sistema tradicional é 9,27 vezes maior que o custo de energia eléctrica e água no sistema de arrefecimento por saturação adiabática.

No primeiro ano, o investimento no sistema tradicional é 4,73 vezes maior quando comparado com o sistema de arrefecimento por saturação adiabática. Numa avaliação a dez anos, o investimento no sistema tradicional é 5,85 vezes maior em relação ao sistema de arrefecimento por saturação adiabática.

Em relação aos preços dos equipamentos, a unidade compacta no sistema tradicional é 4,56 vezes mais cara que a unidade do sistema de arrefecimento por saturação adiabática.

Itens	Sistema com Saturação Adiabática					Sistema Tradicional		
	Invest. Inicial €	Energia eléctrica		Água		Invest. Inicial €	Energia eléctrica	
		Consumo kW h	Custo €/h	Consumo m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup>	Custo €/h		Consumo kW h	Custo €/h
Equipamento (UTAN)	1.490,00	---	---	---	---	6.800,00	9,715	0,825
Bomba de água	---	0,075	0,0064	0,017	0,036	---	---	---
Motor do ventilador	---	0,550	0,0467	---	---	---	---	---
Total Unitário	1.490,00	0,625	0,053	0,017	0,036	6.800,00	9,715	0,825
Total Ano (633 h)	1.490,00	395,63	33,59	10,50	23,06	6.800,00	6.149,60	522,10
<b>Investimento Total 1.º Ano (€)</b>	<b>1.546,65</b>					<b>7.322,10</b>		
<b>Investimento Total 10 Anos (€)</b>	<b>2.056,50</b>					<b>12.021,01</b>		

**Tabela 24** – Resumo dos valores relativos aos consumos e custos dos dois sistemas de arrefecimento para Coimbra / Geofísico. UTAN - Unidades Tratamento Ar Novo; Invest. Inicial - Investimento inicial.

#### 4.4.3 Lisboa / Portela

Da análise da Tabela 25 verifica-se que o consumo eléctrico no sistema tradicional é 15,09 vezes maior que no sistema de arrefecimento por saturação adiabática. O custo do consumo de energia eléctrica no sistema tradicional é 10,54 vezes maior que o custo de energia eléctrica e água no sistema de arrefecimento por saturação adiabática.

No primeiro ano, o investimento no sistema tradicional é 4,82 vezes maior quando comparado com o sistema de arrefecimento por saturação adiabática. Numa avaliação a dez anos, o investimento no sistema tradicional é 6,40 vezes maior em relação ao sistema de arrefecimento por saturação adiabática.

Em relação aos preços dos equipamentos, a unidade compacta no sistema tradicional é 4,56 vezes mais cara que a unidade do sistema de arrefecimento por saturação adiabática.

Itens	Sistema com Saturação Adiabática					Sistema Tradicional		
	Invest. Inicial €	Energia eléctrica		Água		Invest. Inicial €	Energia eléctrica	
		Consumo kW h	Custo €/ h	Consumo m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup>	Custo €/ h		Consumo kW h	Custo €/ h
Equipamento (UTAN)	1.490,00	---	---	---	---	6.800,00	9,434	0,801
Bomba de água	---	0,075	0,0064	0,0151	0,023	---	---	---
Motor do ventilador	---	0,550	0,0467	---	---	---	---	---
Total Unitário	1.490,00	0,625	0,053	0,0151	0,023	6.800,00	9,434	0,801
Total Ano (871 h)	1.490,00	544,38	46,22	13,11	19,93	6.800,00	8.217,01	697,62
<b>Investimento Total 1.º Ano (€)</b>	<b>1.556,15</b>					<b>7.497,62</b>		
<b>Investimento Total 10 Anos (€)</b>	<b>2.151,45</b>					<b>13.776,24</b>		

**Tabela 25** – Resumo dos valores relativos aos consumos e custos dos dois sistemas de arrefecimento para Lisboa / Portela. UTAN - Unidades Tratamento Ar Novo; Invest. Inicial - Investimento inicial.

#### 4.4.4 Porto / S. do Pilar

Da análise da Tabela 26 verifica-se que o consumo eléctrico no sistema tradicional é 12,07 vezes maior que no sistema de arrefecimento por saturação adiabática. O custo do consumo de energia eléctrica no sistema tradicional é 7,72 vezes maior que o custo de energia eléctrica e água no sistema de arrefecimento por saturação adiabática.

No primeiro ano, o investimento no sistema tradicional é 4,62 vezes maior quando comparado com o sistema de arrefecimento por saturação adiabática. Numa avaliação a dez anos, o investimento no sistema tradicional é 5,01 vezes maior em relação ao sistema de arrefecimento com saturação adiabática.

Em relação aos preços dos equipamentos, a unidade compacta no sistema tradicional é 4,56 vezes mais cara que a unidade do sistema de arrefecimento com saturação adiabática.

Itens	Sistema com Saturação Adiabática					Sistema Tradicional		
	Invest. Inicial €	Energia eléctrica		Água		Invest. Inicial €	Energia eléctrica	
		Consumo kW h	Custo €/ h	Consumo m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup>	Custo €/ h		Consumo kW h	Custo €/ h
Equipamento (UTAN)	1.490,00	---	---	---	---	6.800,00	7,546	0,641
Bomba de água	---	0,075	0,0064	0,0111	0,030	---	---	---
Motor do ventilador	---	0,550	0,0467	---	---	---	---	---
Total Unitário	1.490,00	0,625	0,053	0,0111	0,030	6.800,00	7,546	0,641
Total Ano (300 h)	1.490,00	187,50	15,92	3,33	9,03	6.800,00	2.263,80	192,20
<b>Investimento Total 1.º Ano (€)</b>	<b>1.514,95</b>					<b>6.992,20</b>		
<b>Investimento Total 10 Anos (€)</b>	<b>1.739,52</b>					<b>8.721,97</b>		

**Tabela 26** – Resumo dos valores relativos aos consumos e custos dos dois sistemas de arrefecimento para Porto / S. do Pilar. UTAN - Unidades Tratamento Ar Novo; Invest. Inicial - Investimento inicial.

## 4.5 Conclusões

Atendendo às preocupações a nível mundial com as alterações climáticas e a eficiência energética, após análise das tabelas do estudo económico é possível concluir que o sistema de arrefecimento por saturação adiabática é substancialmente mais vantajoso que o sistema de arrefecimento tradicional quer em termos de consumos (energia eléctrica e água) quer em relação aos investimentos financeiros necessários (Tabela 27).

LOCALIDADE	Sistema de arrefecimento por saturação adiabática		Sistema tradicional de arrefecimento	
	1.º Ano	10 Anos	1.º Ano	10 Anos
Beja	1.659,59	3.185,88	7.798,18	16.781,79
Coimbra / Geofísico	1.546,65	2.056,50	7.322,10	12.021,01
Lisboa / Portela	1.556,15	2.151,45	7.497,62	13.776,24
Porto / S. do Pilar	1.514,95	1.739,52	6.992,20	8.721,97

**Tabela 27** – Comparação do investimento no primeiro ano e a dez anos entre os dois sistemas de arrefecimento para as quatro cidades em estudo.

O sistema de climatização com saturação adiabática apenas é condicionado pelos diversos tipos de clima, locais a climatizar e exigências termo higrométricas, não sendo possível manter a humidade relativa dentro de determinados valores, sem recorrer a outros processos auxiliares de arrefecimento do ar. Em oposição, o sistema tradicional com ciclo frigorífico é muito mais caro e tem equipamentos mais complexos requerendo maiores cuidados na manutenção dos seus componentes. Além disso, não é ecologicamente eficiente já que o ar é insuflado no ambiente após o arrefecimento na bateria de frio sem qualquer processo de lavagem, e como tal, a qualidade do ar que sai deste sistema é inferior em comparação com o sistema de arrefecimento evaporativo.

## 5. COMPARAÇÃO ENTRE SISTEMAS DE ARREFECIMENTO POR SATURAÇÃO ABIABÁTICA COM E SEM RECUPERADOR DE CALOR

### 5.1 Fundamentos

Neste capítulo são comparados dois sistemas de climatização com saturação adiabática possíveis de serem implementados numa unidade fabril, cuja principal actividade é a produção de embalagens em plástico termo-formadas. Teve-se em atenção que a sua localização fosse em Beja, uma vez que esta zona é caracterizada por um verão seco e quente [8]. A selecção foi feita considerando o sistema com a melhor performance e maior eficiência energética para climatizar a unidade fabril, nomeadamente por retirar toda a carga térmica existente no interior do edifício, proporcionando condições de conforto neste local de trabalho.

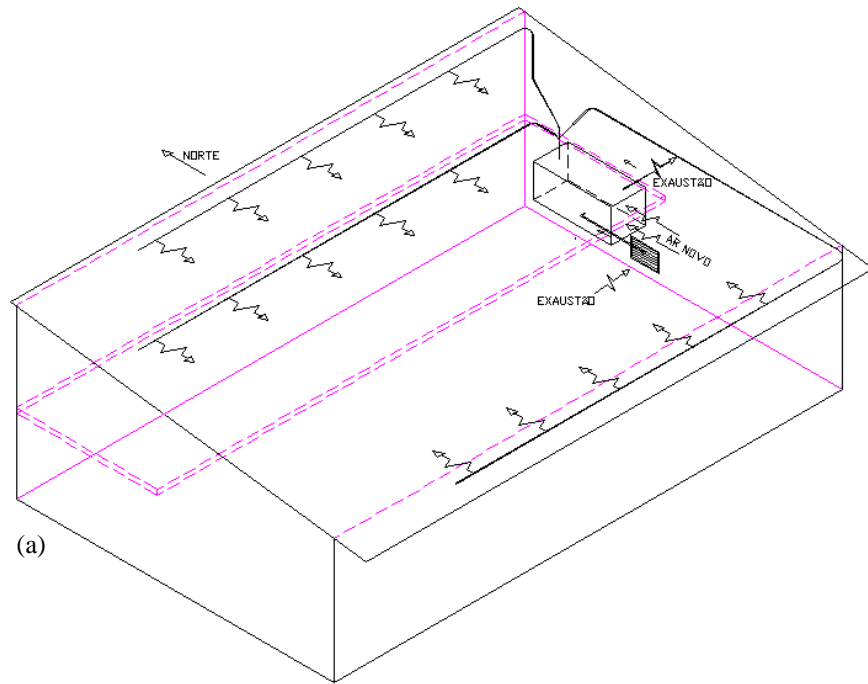
A Tabela 28 apresenta as condições termo higrométricas requeridas para este tipo de indústria, considerando a estação de verão e valores admissíveis para as condições de conforto na unidade industrial [35, 41].

	Exteriores de Projecto (P <sub>1</sub> )	Interiores de Projecto (P <sub>2</sub> )
Temperatura de bolbo seco (T <sub>S</sub> )	35,2 °C	25 ± 2 °C
Temperatura de bolbo húmido (T <sub>H</sub> )	18,8 °C	18,6 ± 2 °C
Humidade relativa (HR)	19,8 %	55 ± 10 %
Temperatura de Insuflação (T <sub>S<sub>Insuf.</sub></sub> )	---	20 ± 1 °C

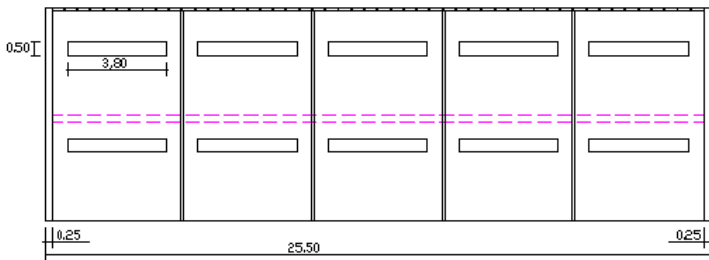
**Tabela 28** – Condições termo higrométricas requeridas no sistema de arrefecimento por saturação adiabática para Beja durante a estação de verão. Fonte: [35, 41].

### 5.2 Descrição da nave fabril

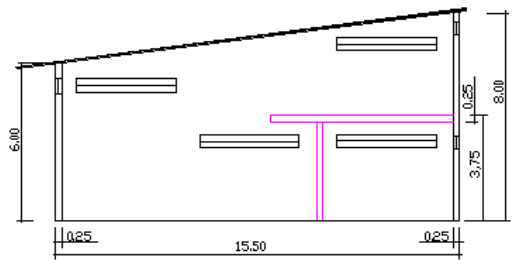
A unidade fabril é constituída por uma única nave com um piso intermédio (mezanine) localizado na zona mais alta com ligação à parede Norte, Nascente e Poente, onde se armazena a matéria-prima e produto acabado com pouca rotação de stock (Figura 14).



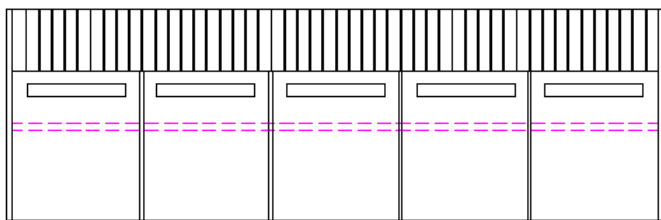
(a)



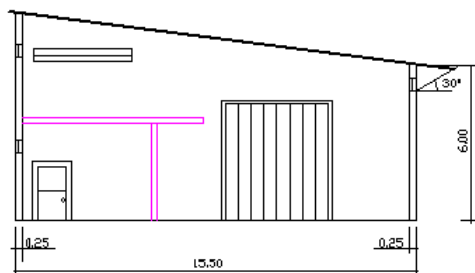
(b)



(d)



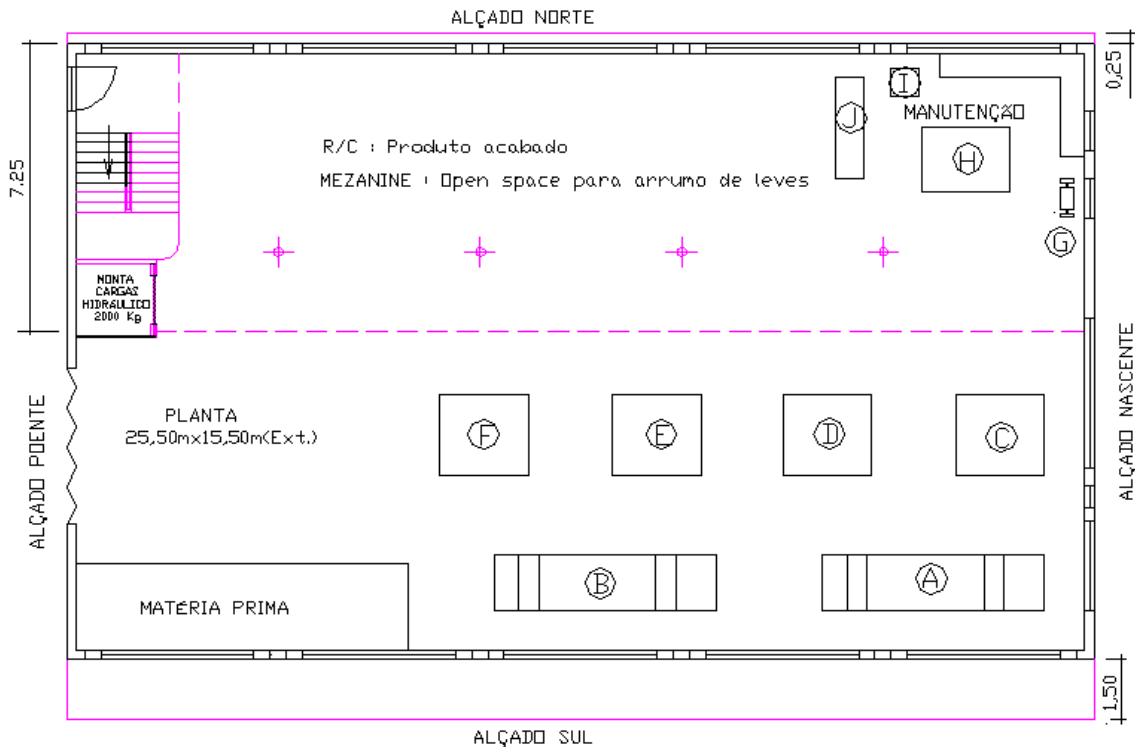
(c)



(e)

**Figura 14** – Esboço em perspectiva da nave fabril (a); e alçados: Norte (b), Sul (c), Nascente (d) e Poente (e).

No piso térreo, onde se encontra a zona fabril existem todos os equipamentos necessários ao processo produtivo, conforme é apresentado na planta da Figura 15.



A - Prensa de Forma; B - Prensa de Forma; C - Máquina de Embalar; D - Máquina de Corte; E - Máquina de Embalar; F - Guilhotina; G - Esmeriladora; H - Torno Mecânico; I - Engenho de Furar; J - Fresadora.

**Figura 15** – Esquema do piso térreo com os equipamentos do processo produtivo da nave fabril.

### 5.2.1 Caracterização da envolvente

Na caracterização da envolvente teve-se em consideração a construção dos elementos que constituem a nave fabril (Figura 14) identificando os respectivos coeficientes de transmissão térmica (U).

- Paredes exteriores: construídas em alvenaria tijolo furado de 0,20 m, com reboco em ambos os lados, com 0,25 m de espessura total da alvenaria, em que  $U = 1,3 \text{ W m}^{-2} \text{ °C}^{-1}$  [53].

- Superfícies envidraçadas: construção em caixilharia de alumínio anodizado cor natural, com vidros duplos e caixa-de-ar de 6 mm de espessura, em que  $U = 4,30 \text{ W m}^{-2} \text{ °C}^{-1}$  [53].

- Porta de entrada e portão: armação em aço macio forrado com painel tipo sanduíche com 30 mm de espessura, em que  $U = 0,82 \text{ W m}^{-2} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$  [54].
- Cobertura: construção metálica de suporte aos painéis tipo sanduíche construídos em chapa perfilada pelo exterior e interior, com isolamento em espuma de poliuretano entre os perfis metálicos e com 40 mm de espessura, em que  $U = 0,53 \text{ W m}^{-2} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$  [55].
- Pavimento: construção em laje maciça de betão armado com 0,20 m de espessura assente directamente sobre a betonilha, em que  $U = 2,50 \text{ W m}^{-2} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$  [53].

## 5.2.2 Caracterização do interior

Durante a visita à unidade fabril tipo e após reunião com o responsável pela sua manutenção, fez-se a identificação e distribuição dos equipamentos do processo produtivo, da oficina de apoio e da iluminação, bem como do número de trabalhadores.

### 5.2.2.1 Equipamentos do processo produtivo

- 2 Prensas de forma aquecidas com resistências eléctricas, calor dissipado 22,6 kW;
- 2 Máquinas de embalar, calor dissipado 2,8 kW;
- 1 Máquina de corte de película de plástico, calor dissipado 1,1 kW;
- 1 Guilhotina, calor dissipado 1,3 kW;

Carga térmica dos equipamentos do processo produtivo:  $\dot{Q}_{\text{tepp}} = 27,8 \text{ kW}$ .

### 5.2.2.2 Equipamentos da oficina de apoio (mecânica e electricidade)

- 1 Torno mecânico, calor dissipado 1,5 kW;
- 1 Fresadora, calor dissipado 1,8 kW;
- 1 Engenho de furar, calor dissipado 0,9 kW;
- 1 Esmeriladora, calor dissipado 0,6 kW;

Carga térmica dos equipamentos da mecânica e electricidade:  $\dot{Q}_{\text{teme}} = 4,8 \text{ kW}$ .

### 5.2.2.3 Iluminação

- 84 Lâmpadas fluorescentes de 36 W com balastros electrónicos

Carga térmica de iluminação:  $\dot{Q}_{li} = 3,024$  kW.

### 5.2.2.4 Ocupação

Para o cálculo da carga térmica devido a ocupação foi tido em conta a actividade desenvolvida no local, classificada segundo o programa informático “Hourly Analyses Program” (HAP v4.50), de trabalho médio.

- Calor sensível / pessoa: 86,5 W;
- Calor latente / pessoa: 133,3 W;
- Número de trabalhadores: 8;

Carga térmica devido a ocupação:  $\dot{Q}_{to} \approx 1,76$  kW.

## 5.2.3 Cálculo das cargas térmicas

Após a caracterização da envolvente e do interior procedeu-se ao cálculo das cargas térmicas, recorrendo ao programa informático “Hourly Analyses Program” (HAP v4.50), gentilmente cedido pela Carrier.

Para que os valores finais fossem mais realistas, houve a necessidade de adaptar os valores de Évora, que vêm no programa, para os valores de Beja. Foi feita a correcção da latitude, longitude [56], altitude [41], perfil de temperaturas [56] e factor de radiação solar [57] (Tabela 29).

Após inserção dos dados no programa, foram obtidos os respectivos relatórios (Anexo 7) que referem uma carga térmica  $\dot{Q}_T = 57,5$  kW. Verifica-se também que o calor sensível é igual ao calor total, o que significa que o factor de calor sensível do local  $FCSL = 1$ , e a linha de insuflação ou linha característica da sala é horizontal.

	$T_S$ °C		$T_H$ °C		Factor multiplicativo para correcção da radiação solar
	Máximo corrigido	Mínimo corrigido	Máximo	Mínimo	
Janeiro	20,3	12,4	12,7	8,8	0,66
Fevereiro	24,1	15,0	13,9	9,8	0,69
Março	27,0	17,4	17,1	12,0	0,69
Abril	33,2	22,1	18,4	14,3	0,80
Maio	35,2	22,8	17,7	15,1	0,85
Junho	35,2	20,5	20,4	15,1	0,91
Julho	35,2	18,7	20,5	14,8	0,99
Agosto	35,2	19,3	21,0	15,5	0,98
Setembro	35,2	21,8	20,9	15,5	0,91
Outubro	35,2	24,7	20,1	16,5	0,84
Novembro	27,9	19,3	17,0	13,4	0,78
Dezembro	21,5	13,6	13,8	9,8	0,76

**Tabela 29** – Correcção dos valores do perfil de temperatura e radiação solar.

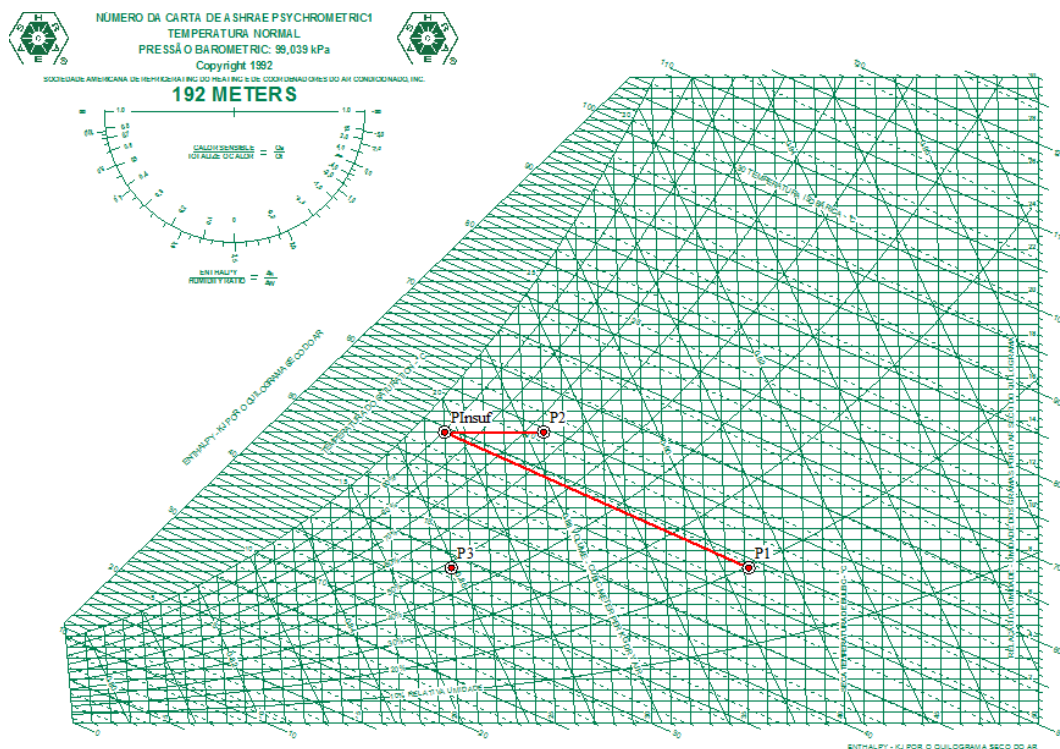
### 5.3 Climatização com arrefecimento por saturação adiabática (1.º Sistema)

Neste sistema verifica-se uma total renovação de ar, isto é, todo o ar novo é arrefecido e humidificado no contacto directo com o painel evaporativo, ocorrendo diminuição da temperatura seca e aumento da humidade absoluta, na transferência de calor e massa entre os dois fluidos (ar e água). O ar é insuflado na unidade fabril que está em sobrepressão, para evitar a entrada de ar do exterior, onde é retirada a carga térmica, sendo depois extraído para o exterior, sem que haja aproveitamento da energia, que é rejeitada.

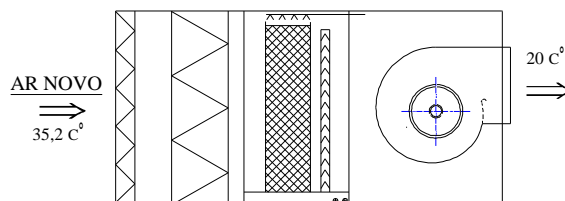
Para se proceder aos cálculos, construiu-se a Tabela 30 com as condições do ar nos vários estados e o diagrama psicrométrico da Figura 16, tendo por base as condições apresentadas na Tabela 28. O desenho esquemático deste sistema encontra-se representado na Figura 17.

	DESIGNAÇÃO	T <sub>S</sub> °C	T <sub>H</sub> °C	HR %	ω g kg <sub>ar</sub> <sup>-1</sup>	v m <sup>3</sup> kg <sup>-1</sup>	h kJ kg <sub>ar</sub> <sup>-1</sup>
1.º Sistema	Condições exteriores P1	35,2	18,8	19,8	7,19	0,904	53,828
	Condições interiores P2	25,0	20,35	66,1	13,49	0,883	59,492
	Estado ponto insuflação	20,0	18,8	89,5	13,49	0,868	54,342
	Ponto P3	20,0	13,46	48,2	7,19	0,859	38,352

**Tabela 30** – Valores das variáveis psicrométricas nos vários estados do sistema de arrefecimento por saturação adiabática para Beja.



**Figura 16** – Diagrama com a evolução psicrométrica do sistema de arrefecimento por saturação adiabática para Beja.



**Figura 17** – Desenho esquemático do sistema de arrefecimento por saturação adiabática para Beja.

- Cálculo do caudal mássico para a carga térmica total de  $\dot{Q}_T = 57,5$  kW:

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} (h_{P_2} - h_{P_{Insuf.}}) \Rightarrow \dot{m}_{ar} = \frac{57,5}{(59,492 - 54,342)} = 11,165 \text{ kg s}^{-1}$$

- Cálculo do rendimento de saturação:

$$\eta = \frac{T_{SP_1} - T_{SP_{Insuf.}}}{T_{SP_1} - T_H} \times 100 = \frac{35,2 - 20,0}{35,2 - 18,8} \times 100 = 92,7\%$$

- Cálculo da potência de frio:

Calor sensível

$$\dot{Q}_S = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} (h_{P_3} - h_{P_1}) = 11,165 (38,352 - 53,828) = - 172,79 \text{ kW}$$

Calor latente

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} (h_{P_{Insuf.}} - h_{P_3}) = 11,165 (54,342 - 38,352) = 178,53 \text{ kW}$$

- Cálculo da potência no tratamento do caudal do ar novo ( $\dot{Q}_{AN}$ ):

A potência no tratamento do caudal do ar novo pode ser calculada retirando o calor total das cargas da envolvente e internas ao calor sensível do ar novo.

$$\dot{Q}_{AN} = 172,79 - 57,5 = 115,29 \text{ kW}$$

- Cálculo do consumo de água:

Considerando que o caudal mássico de ar seco é constante entre a entrada e saída, ocorrendo apenas alteração no vapor de água transportado [31], o consumo de água que se evaporou na mudança de fase a pressão constante é:

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_{ar} (\omega_{P_2} - \omega_{P_1}) = \dot{m}_{H_2O} = 11,165 \times 3600 (0,01349 - 0,00719) = 253,22 \text{ kg h}^{-1}$$

## 5.4 Climatização com arrefecimento por saturação adiabática e com recuperador (2.º Sistema)

Este sistema é idêntico ao anterior com a exceção de ter incorporado um recuperador de calor de correntes cruzadas, o qual faz a recuperação da energia do ar de exaustão antes de ser expelido para a atmosfera, proporcionando uma menor temperatura de entrada do ar novo no painel evaporativo.

Para se proceder aos cálculos, construiu-se a Tabela 31 com as condições do ar nos vários estados e o diagrama psicrométrico da Figura 18, tendo por base as condições apresentadas na Tabela 28. O desenho esquemático deste sistema encontra-se na Figura 19.

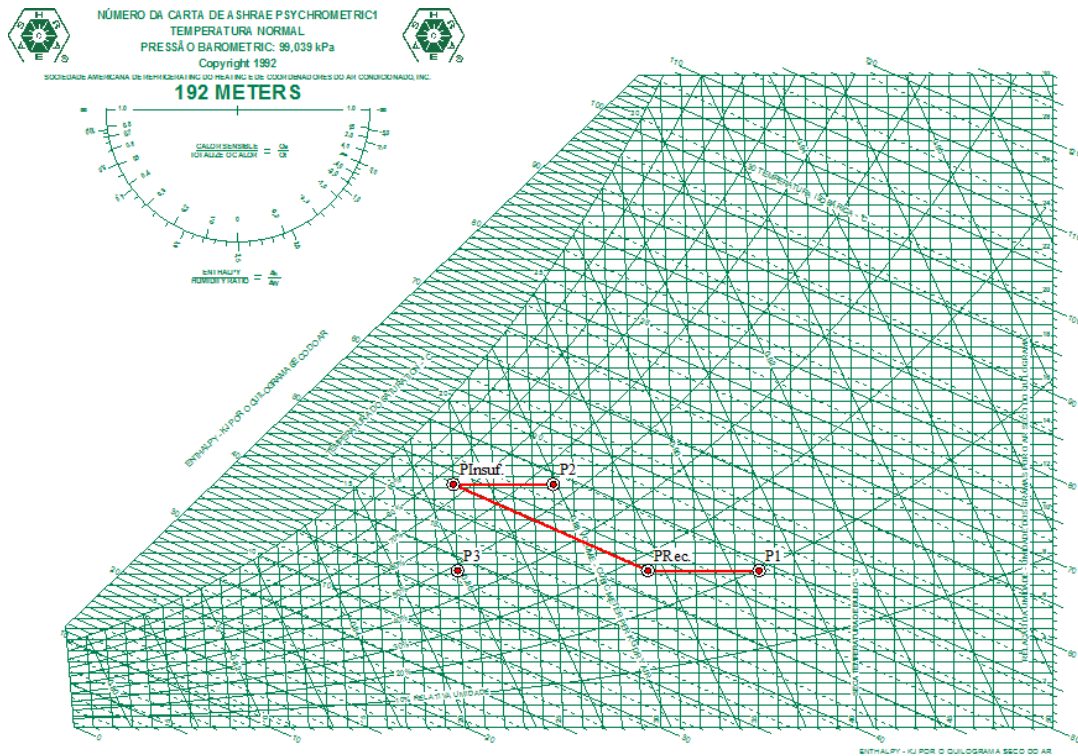
	DESIGNAÇÃO	T <sub>S</sub> °C	T <sub>H</sub> °C	HR %	ω g kg <sub>ar</sub> <sup>-1</sup>	v m <sup>3</sup> kg <sup>-1</sup>	h kJ kg <sub>ar</sub> <sup>-1</sup>
2.º Sistema	Condições exteriores P1	35,2	18,8	19,8	7,19	0,904	53,828
	Saída do recuperador	29,6	16,95	27,2	7,19	0,887	48,127
	Ponto de insuflação	20,0	16,95	74,3	11,16	0,865	48,417
	Condições interiores P2	25,0	18,61	54,8	11,16	0,879	53,545
	Ponto P3	20,0	13,46	48,2	7,19	0,859	38,352

**Tabela 31** – Valores das variáveis psicrométricas nos vários estados do sistema de arrefecimento por saturação adiabática e com recuperador para Beja.

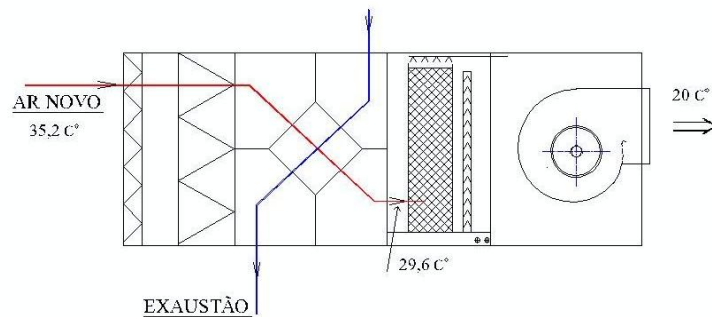
- Cálculo da temperatura de saída no recuperador:

Considerando o rendimento do recuperador de 55%, o ar exterior ao passar no recuperador de fluxo cruzado, baixa a temperatura de entrada do ar novo, na permuta com o ar de exaustão.

$$T_{SP_{Rec.}} = T_{SP_1} - \eta (T_{SP_1} - T_{SP_2}) = 35,2 - 0,55 (35,2 - 25) = 29,6 \text{ °C}$$



**Figura 18** – Diagrama com a evolução psicrométrica do sistema de arrefecimento por saturação adiabática e com recuperador para Beja.



**Figura 19** – Desenho esquemático do sistema de arrefecimento por saturação adiabática e com recuperador para Beja.

- Cálculo do rendimento de saturação:

$$\eta = \frac{T_{SP_{Rec.}} - T_{SP_{Insuf.}}}{T_{SP_{Rec.}} - T_H} \times 100 = \frac{29,6 - 20,0}{29,6 - 16,95} \times 100 = 75,9 \%$$

- Cálculo da potência de frio:

Considerando o caudal mássico calculado no sistema anterior,  $\dot{m}_{ar} = 11,165 \text{ kg s}^{-1}$ , tem-se:

Calor sensível

$$\dot{Q}_S = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} (h_{P_3} - h_{P_{Rec.}}) = 11,165 (38,352 - 48,127) = - 109,14 \text{ kW}$$

Calor latente

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} (h_{P_{Insuf.}} - h_{P_3}) = 11,165 (48,417 - 38,352) = 112,38 \text{ kW}$$

- Cálculo da potência no tratamento do caudal do ar novo ( $\dot{Q}_{AN}$ ):

A potência no tratamento do caudal do ar novo pode ser calculada retirando o calor total das cargas da envolvente e internas ao calor sensível do ar novo.

$$\dot{Q}_{AN} = 109,14 - 57,5 = 51,9 \text{ kW}$$

- Cálculo do consumo de água:

Considerando que o caudal mássico de ar seco é constante entre a entrada e saída, ocorrendo apenas alteração no vapor de água transportado [31], o consumo de água que se evaporou na mudança de fase a pressão constante é:

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_{ar} (\omega_{P_2} - \omega_{P_1}) = 11,165 \times 3600 (0,01116 - 0,00719) = 159,57 \text{ kg h}^{-1}$$

## 5.5 Comparação dos dois sistemas

Da análise da Tabela 32 verifica-se que, com a inclusão do recuperador de calor, houve uma grande redução da carga térmica sensível no tratamento do ar novo cerca de 63,7 kW e, conseqüentemente, redução da potência só para tratar o ar novo, com uma redução ainda maior no consumo de água cerca de 93,7 kg h<sup>-1</sup>.

	$\dot{Q}_S$ kW	$\dot{Q}_{AN}$ kW	HR %	$\dot{m}_{H_2O}$ kg h <sup>-1</sup>	$\eta$ %
Sistema 1	172,79	115,29	66,1	253,22	92,7
Sistema 2	109,14	51,9	54,8	159,57	75,9

**Tabela 32** – Comparação dos dois sistemas a nível da carga térmica sensível a retirar ao ar novo, potência no tratamento do ar novo, humidade relativa, consumo de água e eficiência de saturação.

O sistema 1 é muito utilizado na climatização de espaços com grande libertação de calor sensível e onde não haja limitação de humidade relativa no interior. Neste sistema o valor da humidade relativa obtido no interior está fora das condições termo higrométricas requeridas. É um sistema simples de baixo consumo eléctrico, custo reduzido e ecológico, pois não utiliza nenhum tipo de gás frigorigénio. No entanto, tem um elevado consumo de água e desperdício de energia do ar de exaustão que não é recuperada.

No sistema 2, ao incorporar-se um recuperador de calor, o ar novo vai permutar com o ar de exaustão, levando a uma diminuição da temperatura seca na entrada do saturador. Deste modo, é possível recuperar a energia do ar de exaustão, baixar o consumo de água e garantir as condições dentro dos valores termo higrométricas requeridas. Com este sistema o investimento inicial é maior, quando comparado com o sistema 1, mas facilmente amortizável pelo menor consumo de água e energia eléctrica, pelo painel evaporativo com menor espessura e pela bomba de água com menor caudal.

## 6. CONCLUSÕES E DESENVOLVIMENTOS FUTUROS

Nos últimos anos, a quantidade de recursos naturais utilizados na produção de energia tem vindo a diminuir. Esta problemática é referida em diversos regulamentos nacionais que dão orientações no sentido da economia de energia nos sistemas de climatização, incluindo o tratamento de ar novo. De facto, com a introdução do regulamento da qualidade do ar interior (QAI), o caudal de ar novo aumentou substancialmente, o que fez aumentar os custos do tratamento deste ar novo.

Como alternativa a um elevado consumo energético dos equipamentos actuais dos sistemas tradicionais de climatização, têm surgido novos aparelhos que visam a utilização dos sistemas de climatização por saturação adiabática. Devido a todos os motivos apresentados neste trabalho, este sistema apresenta resultados bastantes interessantes, nomeadamente por possuir custos de investimento inicial e de exploração significativamente menores que os sistemas tradicionais. Assim, proporciona uma maior eficiência energética e conseqüentemente, permite reduzir consideravelmente as emissões de CO<sub>2</sub>.

No entanto, em Portugal, os sistemas de saturação adiabática são ainda pouco usados. Será importante a sua divulgação bem como analisar a sua viabilidade económica e energética de modo a possibilitar a sua introdução em novos projectos ou em instalações de ar condicionado já existentes, nas quais o gasto de energia para o tratamento do ar novo seja elevado, como foi o caso do projecto desenvolvido na Sede da Caixa Geral de Depósitos.

Embora apresente evidentes vantagens, o sistema de arrefecimento por saturação adiabática não pode ser aplicado em todo o país nem em todos os tipos de instalações, pois o aumento da humidade relativa no ar ambiente, em certos casos, não é aconselhável. Estas unidades devem ser utilizadas preferencialmente em locais secos e quentes ou em instalações com cargas de calor sensível elevadas. De facto, das cidades estudadas, a cidade de Beja foi a que apresentou melhores características climáticas, em situação de verão, para a aplicação do sistema de arrefecimento por saturação adiabática directo, permitindo obter as condições de conforto dentro dos parâmetros pretendidos. Apesar de não ter sido efectuado nenhum estudo em situação de inverno, é possível inferir que estes sistemas podem também funcionar como humificadores em instalações

com grande libertação de calor sensível. Independentemente da estação do ano, existem indústrias, como por exemplo as fábricas de papel e têxtil, que necessitam de uma permanente humidade relativa elevada nos seus processos, de modo a minimizar os efeitos da electricidade estática como consequência da baixa humidade relativa.

Ao introduzir-se um recuperador no sistema de arrefecimento por saturação adiabática, é possível baixar o consumo de água e garantir as condições dentro dos valores termo higrométricos requeridos. No entanto, nos casos em que a humidade relativa é elevada, deve ser aplicado o sistema de arrefecimento indirecto, uma vez que este não aumenta a humidade absoluta do ar ambiente.

Uma vez que se prevê a utilização cada vez mais frequente dos sistemas de arrefecimento por saturação adiabática, seria interessante, como trabalho futuro, avaliar a sua aplicabilidade, eficiência e conjugação com outros sistemas de arrefecimento nomeadamente sistemas indirectos, recuperadores de energia e sistemas tradicionais. Além disso, seria importante prosseguir este trabalho com o estudo e cálculo da superfície, espessura e materiais do painel evaporativo para o máximo da sua eficiência considerando as condições de conforto.

Um outro tema de interesse será estudar um sistema de arrefecimento por saturação adiabática com total recuperação de energia do ar de exaustão, fazendo a recirculação do ar pelo pleno de mistura, onde se mistura com o ar novo necessário para garantir as condições interiores exigidas nos regulamentos em vigor.

## 7. REFERÊNCIAS

- [1] [www.carrier.pt/](http://www.carrier.pt/), acessado em 10.10.2009.
- [2] Talaia, M., Silva, M. 2008. O vapor de água como condicionante do bem-estar humano. Em: *XXX Jornadas Científicas con el tema Agua y Cambio climático*. Asociación Meteorológica Española, Zaragoza.
- [3] Bauman, F.S., Arens, E.A., Tanabe1, S., Zhang, H., Baharlo, A. 1995. Testing and optimizing the performance of a floor-based task conditioning system. *Energy and Buildings* 22: 173-186.
- [4] Pan, C.-S., Chiang, H.-C., Yen, M.-C., Wang, C.-C. 2005. Thermal comfort and energy saving of a personalized PFCU air-conditioning system. *Energy and Buildings* 37: 443-49.
- [5] Conceição, E., Lúcio, M., Rosa, S., Custódio, A., Andrade, R., Meira, M. 2010. Evaluation of comfort level in desks equipped with two personalized ventilation systems in slightly warm environments. *Building and Environment* 45: 601-609.
- [6] [www.eficiencia-energetica.com/](http://www.eficiencia-energetica.com/), acessado em 01.11.2009.
- [7] Stoecker, W.F., Jones, J.W. 1985. *Refrigeração e ar condicionado*. McGraw-Hill, S. Paulo.
- [8] [www.meteo.pt/](http://www.meteo.pt/), acessado em 10.04.2009.
- [9] [www.ecocasa.org/](http://www.ecocasa.org/), acessado em 31.10.2009.
- [10] Watt, J.R. 1963. *Evaporative air conditioning*. The Industrial Press, New York.
- [11] Carossi, G. 2006. *Resfriamento evaporativo: estudo do potencial da sua aplicação no Brasil*. Dissertação de Mestrado. Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.
- [12] Brown, W.K. 1993. An integrated approach to laboratory energy efficiency. Em: *ASHRAE Transactions* vol.99, part 2, paper number DE-93-21-1: 1143-1154.

- [13] Thepa, S., Kirtikara, K., Hirunlabh, J., Khedari J. 1999. Improving indoor conditions of a Thai-style mushroom house by means of an evaporative cooler and continuous ventilation. *Renewable Energy* 17: 359-369.
- [14] Joudi, K.A., Mehdi, S.M. 2000. Application of indirect evaporative cooling to variable domestic cooling load. *Energy Conversion and Management* 41: 193
- [15] Camargo, J.R., Ebinuma, C.D. 2002. A mathematical model for direct and indirect evaporative cooling air conditioning systems. Em: *IX Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas*. Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Mecânicas, Caxambu.
- [16] Camargo, J.R. 2003/2004. Resfriamento evaporativo: poupando a energia e o meio ambiente. *Revista Ciências Exatas* 9/10: 69-75.
- [17] Manzan, M., Saro O. 2002. Numerical analysis of heat and mass transfer in a passive building component cooled by water evaporation. *Energy and Buildings* 34: 369-375.
- [18] Sumathy, K., Dai, Y.J. 2002. Theoretical study on a cross-flow direct evaporative cooler using honeycomb paper as packing material. *Applied Thermal Engineering* 22: 1417-1430.
- [19] Liao, C.-M., Chiu, K.-H. 2002. Wind tunnel modeling the system performance of alternative evaporative cooling pads in Taiwan region. *Building and Environment* 37: 177-187.
- [20] Pimenta, J.M.D., Castro, W.P. 2003. Analysis of different applications of evaporative cooling systems. Em: *XVII International Congress of Mechanical Engineering*. Associação Brasileira de Ciências Mecânicas, S. Paulo.
- [21] Ibrahim, E., Shao, L., Riffat, S., 2003. Performance of porous ceramic evaporators for building cooling application. *Energy and Buildings* 35: 941-949.
- [22] Ghosal, M., Tiwari, G., Srivastava, N. 2003. Modeling and experimental validation of a greenhouse with evaporative cooling by moving water film over external shade cloth. *Energy and Buildings* 35: 843-850.
- [23] Bellorio, M.B., Pimenta, J.M.D. 2005. Análise económica da aplicação de resfriamento evaporativos em ciclos de turbina a gás. Em: *IX Congresso Brasileiro de*

*Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação, Aquecimento e Tratamento de Ar.* Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento, S. Paulo.

[24] Nascimento, G.R. 2005. *Refrigeração evaporativa de telhados por meio de gotejamento de água. Experimento em bancada de testes.* Dissertação de Mestrado. Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia da Universidade Federal de S. Carlos, S. Carlos.

[25] Lotti, L.B., Russo, M., Bacci, M., Prado, N. 2006. Substituição dos aparelhos de ar condicionado por resfriadores evaporativos na Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP. *Revista Ciências do Ambiente On-Line* 2: 1-6.

[26] Vigoderis, R., Tinoco, I., Filho, A., Silva, J., Gates, R., Pauli, D., Silva, C., Guimarães, M. 2007. Construção de túnel de vento reduzido, visando a avaliação de argila expandida em sistemas de resfriamento adiabático evaporativo para arrefecimento térmico em galpões de produção animal. *Engenharia na Agricultura* 15: 191-199.

[27] Maalouf, C., Wurtz, E., Mora, L. 2008. Effect of free cooling on the operation of a desiccant evaporative cooling system. *International Journal of Ventilation* 7: 125-138.

[28] [www.raee.org/climasol](http://www.raee.org/climasol), acessado em 15.02.2010.

[29] ASHRAE, 2005. *ASHRAE Handbook - Fundamentals.* American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc., Atlanta.

[30] Jones, W.P. 1983. *Engenharia de Ar Condicionado.* Campus, Rio de Janeiro.

[31] Frade, J., Severo, F. 2006. *Climatização geral.* Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, Lisboa.

[32] Romero, M. 2000. *Princípios bioclimáticos para o desenho urbano.* CopyMarket.com.

[33] Freitas, E. 2007. *Construção de uma bancada otimizada para o estudo de painéis evaporativos e ensaios de painéis de fibras vegetais.* Projecto de Graduação. Faculdade de Tecnologia da Universidade de Brasília, Brasília.

- [34] Foster, R.E. 1998. Evaporative air-conditioning contribution to reducing greenhouse gasemissions and global warming. Em: *Proceedings of American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*. ASHRAE, Toronto.
- [35] ASHRAE, 1999. *ASHRAE Handbook - HVAC Applications*. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc., Atlanta.
- [36] Camargo, J.R. 2009. *Resfriamento evaporativo - climatização ecológica*. Ciência Moderna, Rio de Janeiro.
- [37] Lotti, L.B., Russo, M., Bacci, M., Prado, N. 2006. Substituição dos aparelhos de ar condicionado por resfriadores evaporativos na Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP. *Revista Ciências do Ambiente On-Line* 2: 1-6.
- [38] Gómez, E.V., Martínez, F.J., Díez, F.V., Murrieta, F.F., Echeverría, M.D. 2007. La utilización del enfriamiento evaporativo como alternativa energética eficiente. *Ecoconstrucción* 4: 44-49.
- [39] Puckorius, P.R., Tomas, P.T., Augspurger, R.L. 1995. Why evaporative coolers have not caused Legionnaires' disease. *ASHRAE Journal*.
- [40] TRANE, 1978. *Manual de ar condicionado*. The Trane Company, Wisconsin.
- [41] Mendes, J.S., Guerreiro, M.R., Pina dos Santos, C.A., Vasconcelos de Paiva, J.A., 1995. *Temperaturas exteriores de projecto e números de graus-dias*. Instituto de Meteorologia e Laboratório Nacional de Engenharia Civil, Lisboa.
- [42] [www.emas-beja.pt/](http://www.emas-beja.pt/), acedido em 16.03.2010
- [43] [www.aguasdecoimbra.pt/](http://www.aguasdecoimbra.pt/), acedido em 16.03.2010
- [44] [www.epal.pt/](http://www.epal.pt/), acedido em 16.03.2010
- [45] [www.aguadoporto.pt/](http://www.aguadoporto.pt/), acedido em 16.03.2010
- [46] [www.coolairinternational.com](http://www.coolairinternational.com), acedido em 20.06.2010
- [47] [www.fisair.com](http://www.fisair.com), acedido em 24.06.2010
- [48] [www.metmann.com](http://www.metmann.com), acedido em 24.06.2010
- [49] [www.daikin.pt/](http://www.daikin.pt/), acedido em 03.07.2010

[50] [www.nonio.pt/](http://www.nonio.pt/), acedido em 03.07.2010

[51] [www.efcis.pt/](http://www.efcis.pt/), acedido em 03.07.2010

[52] [www.airteam.pt/](http://www.airteam.pt/), acedido em 03.07.2010

[53] Pina dos Santos, C.A, Matias, L. 2006. *Coefficientes de transmissão térmica dos elementos da envolvente dos edifícios*. Laboratório Nacional de Engenharia Civil, Lisboa.

[54] [www.arclad.com/](http://www.arclad.com/)

[55] [www.arcelormittal.com/construction/](http://www.arcelormittal.com/construction/)

[56] Ferreira, H.A. (direcção), 1970. *O Clima de Portugal - normas climatológicas do Continente, Açores e Madeira correspondentes a 1931-1960*. Serviço Meteorológico Nacional, Lisboa.

[57] Silva Rocha, M. 1981. Radiação solar global em Portugal continental. *Revista do Instituto Nacional de Meteorologia e Geofísica* 4: 65-77.

## 8. ANEXOS

### 8.1 Anexo I

Diagrama psicrométrico, cálculo do caudal mássico do ar ( $\dot{m}_{ar}$ ), da quantidade de água vaporizada ( $\dot{m}_{H_2O}$ ) e do rendimento de saturação ( $\eta$ ) assim como da carga térmica sensível e potência de frio para as cidades de Coimbra, Lisboa e Porto no caso do sistema de arrefecimento por saturação adiabática

#### 8.1.1 Coimbra / Geofísico

As condições iniciais para o cálculo das cargas térmicas foram as seguintes:

$$\dot{V} - \text{Caudal de ar novo} = 1000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} = 278 \text{ l s}^{-1}$$

$$P_1 - \text{Condições exteriores de projecto: } T_S = 32,10 \text{ }^\circ\text{C e } T_H = 21,00 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_2 = P_4 - \text{Condições na saída da unidade: } T_S = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

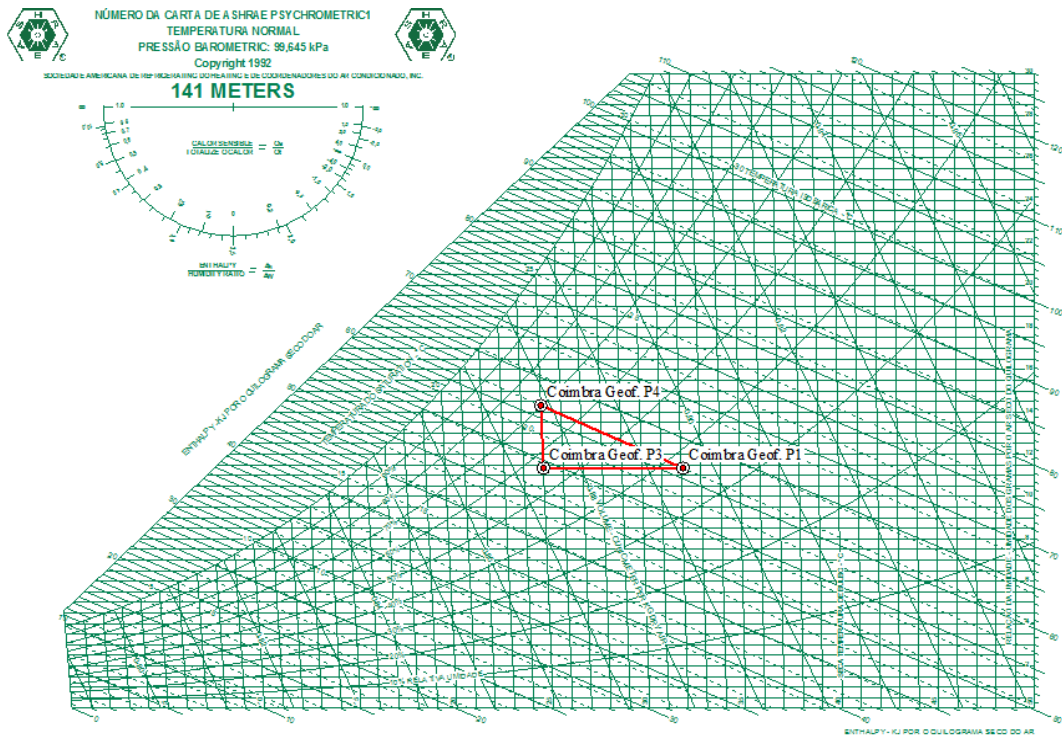
Para se proceder aos cálculos foi construída a Tabela 6 e o diagrama psicrométrico da Figura 20.

- Cálculo do caudal mássico do ar:

$$\dot{m}_{ar P_1} = \dot{m}_{ar P_2} = \frac{\dot{V}}{v_{P_1}} = \frac{1000}{0,895} = 1117,32 \text{ kg h}^{-1} = 0,310 \text{ kg s}^{-1}$$

- Cálculo da quantidade de água a evaporar no processo:

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_{ar} (\omega_{P_2} - \omega_{P_1}) = 1117,32 (0,01431 - 0,01134) = 3,3184 \text{ kg h}^{-1}$$



**Figura 20** – Diagrama com a evolução psicrométrica do processo de arrefecimento por saturação adiabática para Coimbra / Geofísico.

- Cálculo do rendimento de saturação:

$$\eta = \frac{T_{SP_1} - T_{SP_2}}{T_{SP_1} - T_H} \times 100 = \frac{32,1 - 25}{32,1 - 21} \times 100 = 64,0 \%$$

- Cálculo da potência de frio:

Calor sensível

$$\dot{Q}_S = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} (h_{P_3} - h_{P_1}) = 0,310 (54,021 - 61,305) = - 2,258 \text{ kW}$$

Calor latente

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} (h_{P_4} - h_{P_3}) = 0,310 (61,574 - 54,021) = 2,341 \text{ kW}$$

Calor total

$$\dot{Q}_S = \dot{Q}_S + \dot{Q}_L = - 2,258 + 2,341 = 0,083 \text{ kW}$$

### 8.1.2 Lisboa / Portela

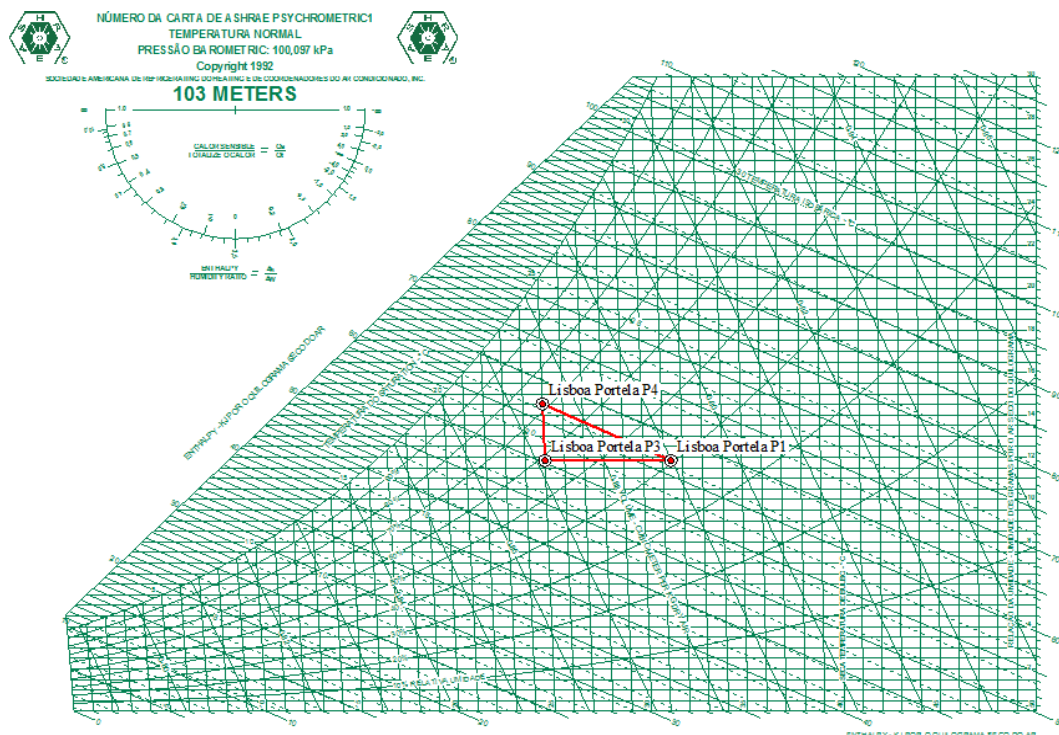
As condições iniciais para o cálculo das cargas térmicas foram as seguintes:

$\dot{V}$  - Caudal de ar novo =  $1000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} = 278 \text{ l s}^{-1}$

P<sub>1</sub> - Condições exteriores de projecto: T<sub>S</sub> = 31,4 °C e T<sub>H</sub> = 21,2 °C

P<sub>2</sub> = P<sub>4</sub> - Condições na saída da unidade: T<sub>S</sub> = 25,0 °C

Para se proceder aos cálculos foi construída a Tabela 8 e o diagrama psicrométrico da Figura 21.



**Figura 21** – Diagrama com a evolução psicrométrica do sistema de arrefecimento por saturação adiabática para Lisboa / Portela.

- Cálculo do caudal mássico do ar:

$$\dot{m}_{ar P_1} = \dot{m}_{ar P_2} = \frac{\dot{V}}{v_{P_1}} = \frac{1000}{0,890} = 1123,60 \text{ kg h}^{-1} = 0,312 \text{ kg s}^{-1}$$

- Cálculo da quantidade de água a evaporar no processo:

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_{ar} (\omega_{P_2} - \omega_{P_1}) = 1123,59 (0,01452 - 0,01184) = 3,011 \text{ kg h}^{-1}$$

- Cálculo do rendimento de saturação:

$$\eta = \frac{T_{SP_1} - T_{SP_2}}{T_{SP_1} - T_H} \times 100 = \frac{31,4 - 25}{31,4 - 21,2} \times 100 = 62,7 \%$$

- Cálculo da potência de frio:

Calor sensível

$$\dot{Q}_S = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} (h_{P_3} - h_{P_1}) = 0,312 (55,294 - 61,866) = - 2,050 \text{ kW}$$

Calor latente

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} (h_{P_4} - h_{P_3}) = 0,312 (62,110 - 55,294) = 2,126 \text{ kW}$$

Calor total

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_S + \dot{Q}_L = - 2,050 + 2,126 = 0,076 \text{ kW}$$

### 8.1.3 Porto / S. do Pilar

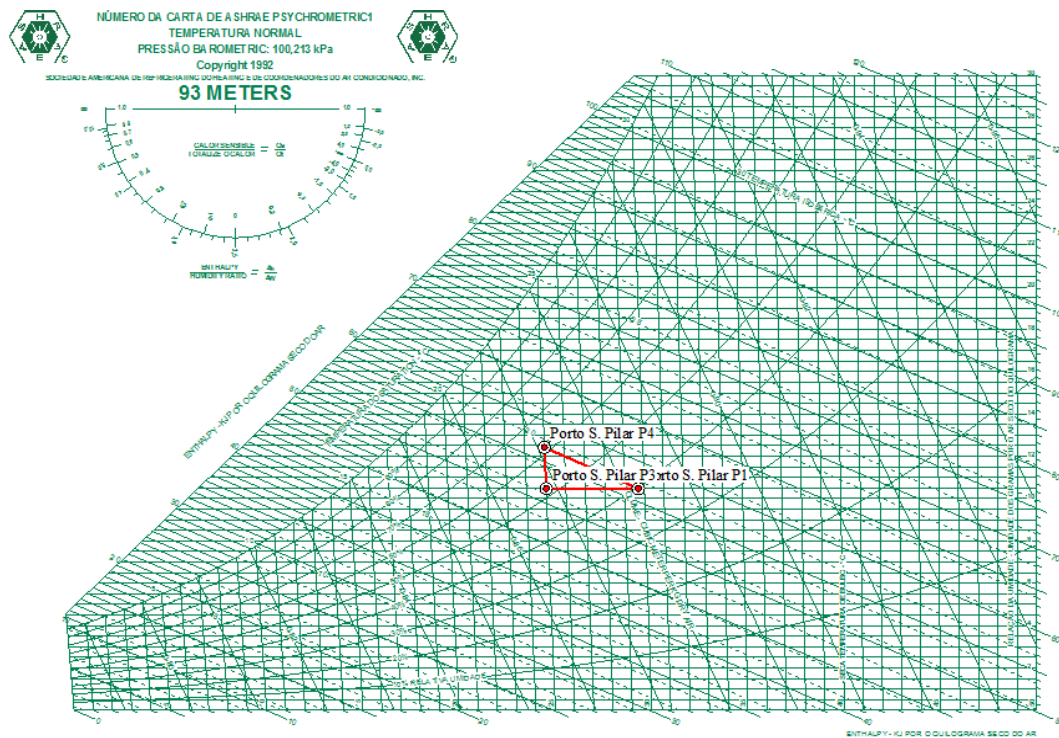
As condições iniciais para o cálculo das cargas térmicas foram as seguintes:

$$\dot{V} - \text{Caudal de ar novo} = 1000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} = 278 \text{ l s}^{-1}$$

P<sub>1</sub> - Condições exteriores de projecto: T<sub>S</sub> = 29,7 °C e T<sub>H</sub> = 19,7 °C

P<sub>2</sub> = P<sub>4</sub> - Condições na saída da unidade: T<sub>S</sub> = 25,0 °C

Para se proceder aos cálculos foi construída a Tabela 9 e o diagrama psicrométrico da Figura 22.



**Figura 22** – Diagrama com a evolução psicrométrica do sistema de arrefecimento por saturação adiabática para Porto / S. Pilar.

- Cálculo do caudal mássico do ar:

$$\dot{m}_{ar P_1} = \dot{m}_{ar P_2} = \frac{\dot{V}}{v_{P_1}} = \frac{1000}{0,882} = 1133,79 \text{ kg h}^{-1} = 0,315 \text{ kg s}^{-1}$$

- Cálculo da quantidade de água a evaporar no processo:

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_{ar} (\omega_{P_2} - \omega_{P_1}) = 1133,78 (0,01242 - 0,01047) = 2,211 \text{ kg h}^{-1}$$

- Cálculo do rendimento de saturação:

$$\eta = \frac{T_{SP_1} - T_{SP_2}}{T_{SP_1} - T_H} \times 100 = \frac{29,7 - 25}{29,7 - 19,7} \times 100 = 47,0 \%$$

- Cálculo da potência de frio:

Calor sensível

$$\dot{Q}_S = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} (h_{P_3} - h_{P_1}) = 0,315 (51,788 - 56,602) = - 1,5164 \text{ kW}$$

Calor latente

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} (h_{P_4} - h_{P_3}) = 0,315 (56,768 - 51,788) = 1,5687 \text{ kW}$$

Calor total

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_S + \dot{Q}_L = - 1,5164 + 1,5687 = 0,0523 \text{ kW}$$

## 8.2 Anexo II

Diagrama psicrométrico, cálculo do caudal mássico do ar ( $\dot{m}_{ar}$ ), assim como da carga térmica sensível e potência de frio para as cidades de Lisboa e Porto, no caso do sistema tradicional de arrefecimento com chiller

### 8.2.1 Lisboa / Portela

As condições iniciais para o cálculo das cargas térmicas foram as seguintes:

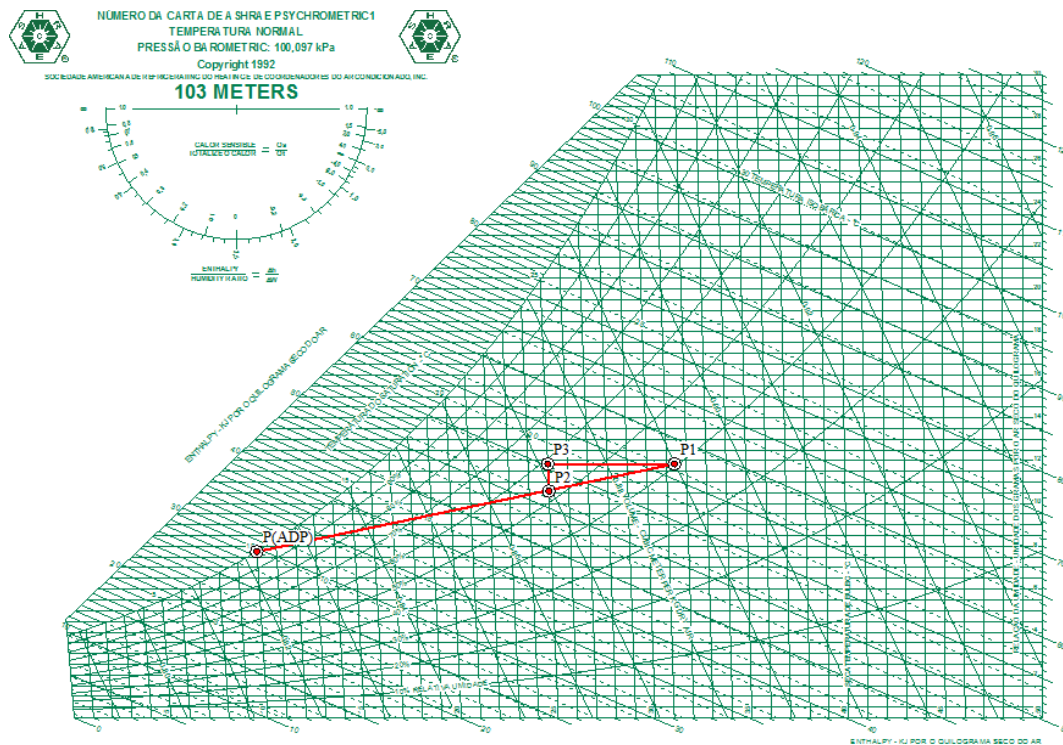
$$\dot{V} - \text{Caudal de ar novo} = 1000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} = 278 \text{ l s}^{-1}$$

P<sub>1</sub> - Condições exteriores de projecto: T<sub>S</sub> = 31,4 °C e T<sub>H</sub> = 21,2 °C

P<sub>2</sub> - Condições na saída da unidade: T<sub>S</sub> = 25,0 °C

$T_{ADP}$  - Temperatura do ponto de orvalho = 10,0 °C

Para se proceder aos cálculos foi construída a Tabela 13 e o diagrama psicrométrico da Figura 23.



**Figura 23** – Diagrama com a evolução psicrométrica do sistema tradicional de arrefecimento com chiller para Lisboa / Portela.

- Cálculo do caudal mássico do ar:

$$\dot{m}_{ar P_1} = \dot{m}_{ar P_2} = \frac{\dot{V}}{v_{P_1}} = \frac{1000}{0,890} = 1123,59 \text{ kg h}^{-1} = 0,312 \text{ kg s}^{-1}$$

- Cálculo da potência de frio:

Calor sensível

$$\dot{Q}_S = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} (h_{P_3} - h_{P_1}) = 0,312 (55,294 - 61,866) = - 2,050 \text{ kW}$$

Calor latente

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} (h_{P_2} - h_{P_3}) = 0,312 (52,071 - 55,294) = - 1,006 \text{ kW}$$

Calor total

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_S + \dot{Q}_L = - 2,050 + (- 1,006) = - 3,056 \text{ kW}$$

### 8.2.2 Porto / S. do Pilar

As condições iniciais para o cálculo das cargas térmicas foram as seguintes:

$\dot{V}$  - Caudal de ar novo =  $1000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} = 278 \text{ l s}^{-1}$

P<sub>1</sub> - Condições exteriores de projecto: T<sub>S</sub> = 29,7 °C e T<sub>H</sub> = 19,7 °C

P<sub>2</sub> - Condições na saída da unidade: T<sub>S</sub> = 25,0 °C

T<sub>ADP</sub> - Temperatura do ponto de orvalho = 10,0 °C

Para se proceder aos cálculos foi construída a Tabela 14 e o diagrama psicrométrico da Figura 24.

- Cálculo do caudal mássico do ar:

$$\dot{m}_{ar P_1} = \dot{m}_{ar P_2} = \frac{\dot{V}}{v_{P_1}} = \frac{1000}{0,882} = 1133,79 \text{ kg h}^{-1} = 0,315 \text{ kg s}^{-1}$$

- Cálculo da potência de frio:

Calor sensível

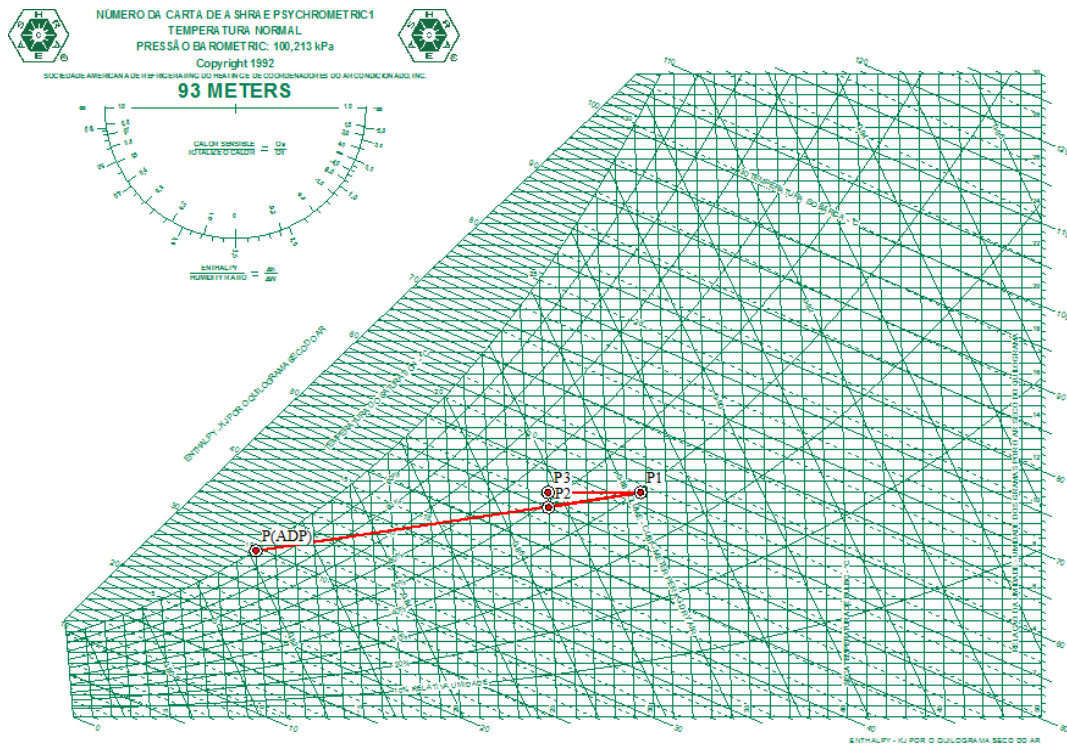
$$\dot{Q}_S = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} (h_{P_3} - h_{P_1}) = 0,315 (51,788 - 56,602) = - 1,5164 \text{ kW}$$

Calor latente

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} (h_{p_2} - h_{p_3}) = 0,315 (50,012 - 51,788) = - 0,5594 \text{ kW}$$

Calor total


$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_S + \dot{Q}_L = - 1,5154 + (- 0,5594) = - 2,076 \text{ kW}$$




**Figura 24** – Diagrama com a evolução psicrométrica do sistema tradicional de arrefecimento com chiller para Porto / S. Pilar.

### 8.3 Anexo III

Facturação de uma unidade industrial, utilizada como base para o custo médio da energia eléctrica.


1 / 3


18 FEV 2010

www.edpsu.pt  
**apoio comercial**  
 808 505 505 (dias úteis, das 8 às 20h - custo chamada local)

**EDP Distribuição**  
**avarias eléctricas**      **leitura do contador**  
 800 506 506 (24h chamada grátis)      800 507 507 (24h chamada grátis)

TITULAR CONTRATO/ MORADA LOCAL CONSUMO

*0,0849 €/kWh*

---

CLIENTE / CONTA      CÓDIGO DE PONTO DE ENTREGA

NÚMERO DE CLIENTE :  
 NÚMERO DE CONTA :  
 NÚMERO ID. FISCAL :

**Facturação, de 09 de Fevereiro de 2010**

**valor a pagar até: 2010-03-14      € 2.551,89**

N.º DE FACTURAÇÃO

---

**RESUMO DA CONTA-CORRENTE - Período de 2010-01-09 a 2010-02-09**

Movimentos no período (€)

	Débitos	Créditos	Saldo
<b>Saldo anterior</b>			2.134,27 (D)
Valores facturados	2.551,89		4.686,16 (D)
<b>Saldo actual</b>			4.686,16 (D)

(D) - Débito; (C) - Crédito

---

**Factura de electricidade, n.º 10376334452, correspondente ao período de: 2010-01-10 a 2010-02-09**

NOME DA INSTALAÇÃO	N.º EO	POT. REQUISITADA	POT. INSTALADA	POT. CONTRATADA	DATA	N.º CONTRATO	TARIFA DO CONTRATO	CICLO HORÁRIO
EN 10 STA IRIA AZOIA	1	400 kVA	400,0 kVA	186,00 kW	03-2009	B501824001	MTB-Médias UT, Tetra-Horária	DIÁRIO

ELEMENTOS DE FACTURAÇÃO	PERÍODO A FACTURAR Data Início      Data Fim	QUANTIDADES (kWh/kVAh/kVh)	PREÇO UNIT. (Euros)	FACTOR/DIAS (%)	VALORIZAÇÃO (Euros)	IVA (%)
Termo tarifário fixo		1,00	1,4042	31,000	43,53	5
En Activa super vazio	2010-01-10      2010-02-09	1.132,00	0,0490	1,000	55,47	5
En Activa vazio normal	2010-01-10      2010-02-09	2.242,00	0,0523	1,000	117,26	5
En Activa ponta	2010-01-10      2010-02-09	4.748,00	0,1114	1,000	528,93	5
En Activa cheias	2010-01-10      2010-02-09	13.752,00	0,0840	1,000	1.155,17	5
Potência contratada		186,00	0,0371	31,000	213,92	5
Potência horas de ponta		38,29	0,2648	31,000	314,31	5
En Reactiva fornecida vazio	2010-01-10      2010-02-09	2,00	0,0138	1,000	0,03	5
En Reactiva cons fora vazio	2010-01-10      2010-02-09	0,00	0,0184	1,000	0,00	5
<b>Base tributável</b>		<b>kWh      21.874,00</b>		<b>SUBTOTAL</b>	<b>2.428,62</b>	
IVA (5%)		121,43				
<b>Total sem IVA</b>					<b>2.428,62</b>	
Valor IVA					121,43	
<b>Parcela relativa ao acesso às redes, sem IVA</b>		<b>€      653,96</b>		<b>Valor em débito</b>	<b>€      2.550,05</b>	

(valor independente do fornecedor de energia eléctrica)

---

**OUTROS DÉBITOS / CRÉDITOS (€)**

TIPO DE DOCUMENTO	QTD	DESCRIÇÃO	VALOR	IVA (%)
Nota de Débito n.º 205235157 (IVA 5% * 1,75)	1	Contribuição áudio-visual	1,75	5
			0,09	
		<b>Valor em débito</b>	<b>€      1,84</b>	

TALÃO DE CONTROLO

(CONTINUA NA FOLHA SEGUINTE)

EDP Serviço Universal, S.A.

TALÃO DE LEITURA ÓPTICA

**PAGÁVEL EM MULTIBANCO, AGENTES EDP, AGENTES PAYSHOP E AGENTES MEGAREDE**

**MB Pagamento por Multibanco**


ENTIDADE

REFERÊNCIA

MONTANTE

O talão emitido pelo caixa automático faz prova de pagamento: **conserva-o.**

Conta Contrato	Pagável até	Valor a pagar
	<b>2010-03-14</b>	<b>€      2.551,89</b>



13003570102804039025518910031927



## 8.4 Anexo IV

Catálogo do modelo da marca Chatron utilizado no sistema de arrefecimento por saturação adiabática

### BIOCOOLER

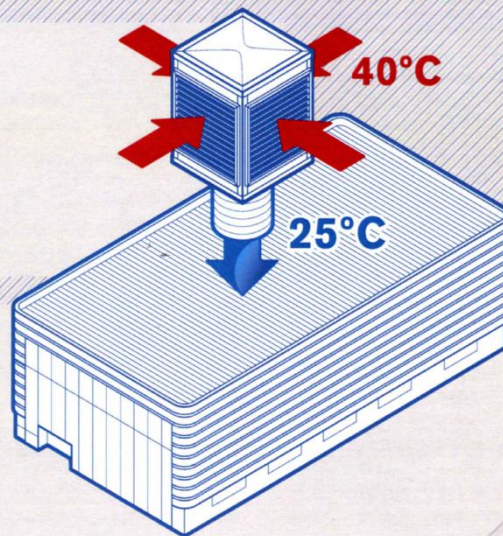
Arrefecimento 100% natural

A melhor solução para um arrefecimento eficaz no interior de edifícios de grandes dimensões, pavilhões industriais, polidesportivos, discotecas. Purifica, arrefece e extrai ar viciado, focos de calor, gases nocivos. Fácil montagem, manutenção reduzida, baixo custo de aquisição.



Estes equipamentos utilizam uma fácil mas sofisticada técnica de arrefecimento por evaporação, na qual um grande caudal de ar é insuflado no interior dos edifícios, levando a um conforto que de outra forma seria praticamente impossível de conseguir. O Biocooler Chatron transfere ar purificado e arrefecido a um local, conseguindo um ambiente mais leve e confortável.

Em síntese, ao instalar o Biocooler Chatron tem a garantia de: Arrefecer, purificar, ventilar e extrair por sobrepressão ar viciado e focos de calor.



Climatização Industrial

Fábrica: Travessa da Zona Industrial - 1, n° 95 Rossio, 3730-601  
Vila Cova do Perrinho, Vale do Cambra, Portugal.

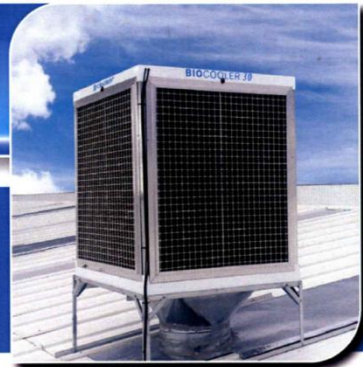
Tel: +351 256 472 888  
E-Mail: comercial@chatron.pt

Fax: +351 256 425 794  
URL: www.chatron.pt



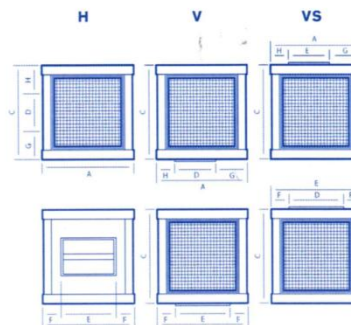
# BIOCOOLER

Arrefecimento 100% natural



## Dimensões

Modelo	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	E (mm)	F (mm)	G (mm)	H (mm)	Peso (Kg)	Peso (com água) (Kg)
AE-05-H	860	1060	925	420	500	270	295	105	60	100
AE-10-H	860	1060	1250	420	500	270	295	105	84	145
AE-15-H	1160	1160	1250	490	570	280	435	185	134	204
AE-05-V	860	1060	925	420	500	270	295	105	60	100
AE-10-V	860	1060	1250	420	500	270	295	105	84	145
AE-15-V	1160	1160	1250	490	570	280	435	185	134	204
AE-05-VS	860	1060	925	420	500	270	295	105	60	100
AE-10-VS	860	1060	1250	420	500	270	295	105	84	145
AE-15-VS	1160	1160	1250	490	570	280	435	185	134	204
AE-20-H	1160	1160	1450	490	570	280	435	185	140	210
AE-30-H	1460	1460	1600	805	805	310	460	135	297	377
AE-40-H	1460	1460	2050	805	805	310	460	135	321	401
AE-20-V	1160	1160	1450	490	570	280	435	185	140	210
AE-30-V	1460	1460	1600	805	805	310	460	135	297	377
AE-40-V	1460	1460	2050	795	770	365	490	715	321	401
AE-20-VS	1160	1160	1450	490	570	280	435	185	140	210
AE-30-VS	1460	1460	1600	805	805	310	460	135	297	377
AE-40-VS	1460	1460	2050	805	805	310	460	135	321	401



## Características técnicas

Model	Caudal (m³/h)	Pressão (mm.c.a)	Tensão (V/f/Hz)	Rendimento 50 mm	Motor do Ventilador		Bomba de água		Nível Sonoro dB(A)
					Pot. (Kw)	Cons. (A)	Pot. (Kw)	Cons. (A)	
AE-05-H	3.750	12	380/III/50	68%	0,55	1,375	0,075	0,70	63
AE-10-H	7.500	15	380/III/50	68%	1,5	3,75	0,075	0,70	67
AE-15-H	11.250	10	380/III/50	68%	1,5	3,75	0,075	0,70	67
AE-05-V	5.000	12	380/III/50	68%	0,55	1,375	0,075	0,70	63
AE-10-V	10.000	15	380/III/50	68%	1,5	3,75	0,075	0,70	67
AE-15-V	15.000	10	380/III/50	68%	1,5	3,75	0,075	0,70	67
AE-05-VS	5.000	12	380/III/50	68%	0,55	1,375	0,075	0,70	63
AE-10-VS	10.000	15	380/III/50	68%	1,5	3,75	0,075	0,70	67
AE-15-VS	15.000	10	380/III/50	68%	1,5	3,75	0,075	0,70	67
AE-20-H	15.000	10	380/III/50	68%	2,20	5,10	0,075	0,70	72
AE-30-H	22.500	13	380/III/50	68%	3,00	6,58	0,075	0,70	76
AE-40-H	30.000	15	380/III/50	68%	5,50	11,70	0,075	0,70	76
AE-20-V	20.000	10	380/III/50	68%	2,20	5,10	0,075	0,70	72
AE-30-V	30.000	13	380/III/50	68%	3,00	6,58	0,075	0,70	76
AE-40-V	40.000	15	380/III/50	68%	5,50	11,70	0,075	0,70	76
AE-20-VS	20.000	10	380/III/50	68%	2,20	5,10	0,075	0,70	72
AE-30-VS	30.000	13	380/III/50	68%	3,00	6,58	0,075	0,70	76
AE-40-VS	40.000	15	380/III/50	68%	5,50	11,70	0,075	0,70	76

Climatização Industrial

Fábrica: Travessa da Zona Industrial - 1, n° 95 Rossio, 3730-601  
Vila Nova do Perinho, Vale de Cambra, Portugal.

Tel: +351 256 472 888  
E-Mail: comercial@chatron.pt

Fax: +351 256 425 794  
URL: www.chatron.pt



## Economia

**Reduzido custo de implementação, em comparação com o sistema tradicional de Ar Condicionado:**

### Economia de Instalação

Devido à sua fácil e rápida montagem e ao seu baixo custo de aquisição.

### Economia de funcionamento

Pelo seu reduzido consumo de energia, 10.000 m<sup>3</sup> de ar = 1.5 Kw/h, mais o consumo médio de água equivalente a 52L/H, correspondente a 55-60% HR.

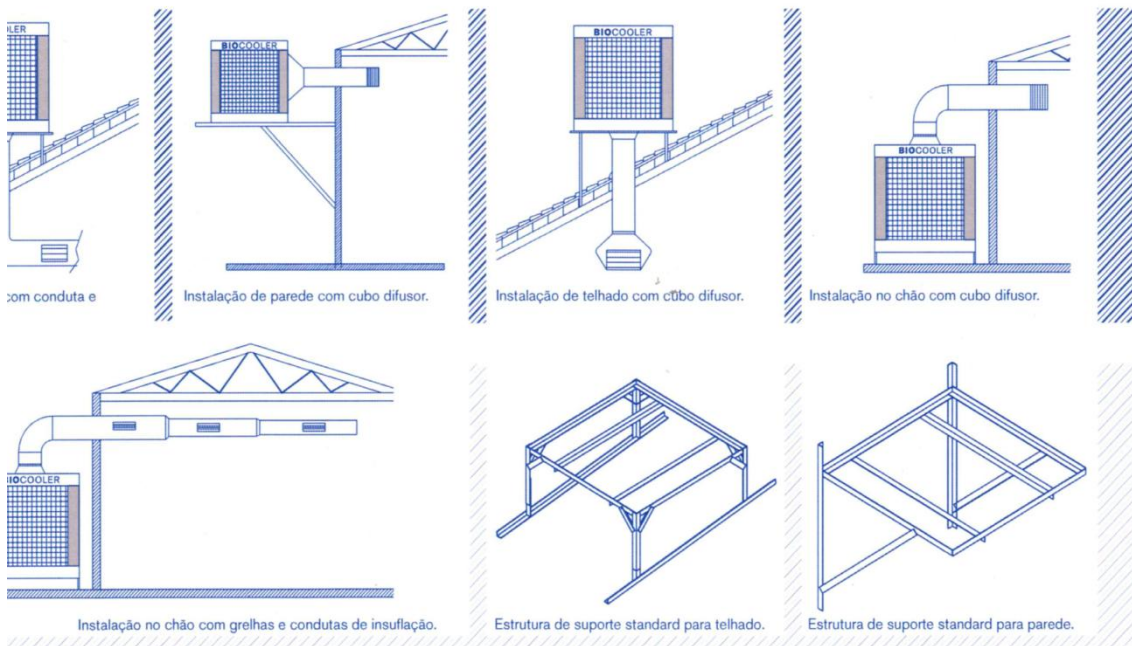
### Economia de manutenção

Duas limpezas anuais dos painéis filtrantes e a verificação geral do equipamento.

## Fácil Instalação

**O BIOCOOLER Chatron requer para a sua instalação:**

- Estrutura de suporte (como se pode verificar em baixo)
- Instalação eléctrica necessária de acordo com a tensão e consumo de energia em kW.
- Abastecimento de água até ao local de instalação.



Climatização Industrial

Fábrica: Travessa da Zona Industrial - 1, n° 95 Rossio, 3730-601  
Vila Cova do Perrinho, Vale de Cambra, Portugal.

Tel: +351 256 472 888  
E-Mail: comercial@chatron.pt

Fax: +351 256 425 794  
URL: www.chatron.pt



# BIOCOOLER

Arrefecimento 100% natural

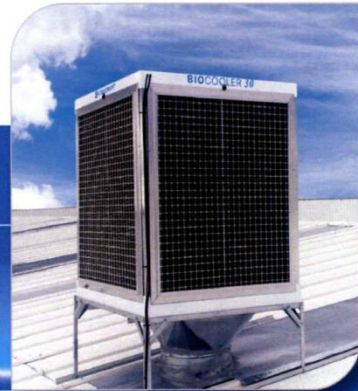


Tabela de Temperaturas - Exemplo para um painel de 50mm de espessura e uma velocidade de aspiração de 1,5.

	Humidade Relativa Exterior																	Temperatura Exterior																
	18°C	20°C	22°C	24°C	26°C	28°C	30°C	32°C	33°C	34°C	35°C	36°C	37°C	38°C	39°C	40°C	42°C	43°C	44°C	45°C														
20%	10,4°C	12,2°C	13,5°C	15°C	16,5°C	17,5°C	20,4°C	21,9°C	22,7°C	23,4°C	24,2°C	25,0°C	25,7°C	26,5°C	27,2°C	28,0°C	29,5°C	30,2°C	31,0°C	31,7°C														
25%	11,4°C	13,2°C	14,5°C	16°C	17,4°C	19°C	21,2°C	23,0°C	23,5°C	24,3°C	25,1°C	25,9°C	26,7°C	27,5°C	28,2°C	29,0°C	30,6°C	31,4°C	32,2°C	33,0°C														
30%	12,4°C	13,7°C	15,4°C	17°C	18,5°C	20,2°C	21,9°C	23,5°C	24,3°C	25,1°C	26,0°C	26,8°C	27,6°C	28,4°C	29,2°C	30,0°C	31,7°C	32,4°C	33,3°C	34,1°C														
40%	13,5°C	15,5°C	17,2°C	19°C	20,7°C	22,4°C	23,3°C	25,0°C	25,9°C	26,7°C	27,6°C	28,4°C	29,3°C	30,1°C	31,0°C	31,8°C	33,6°C	34,4°C	35,3°C	36,1°C														
50%	15,2°C	17,1°C	18,8°C	20,7°C	22,5°C	24,2°C	24,6°C	26,4°C	27,3°C	28,2°C	29,1°C	30,0°C	30,8°C	31,7°C	32,6°C	33,5°C	35,3°C	36,2°C	37,0°C	38,0°C														
60%	16,8°C	18,7°C	20,5°C	22,4°C	24,3°C	26,1°C	25,9°C	27,7°C	28,6°C	29,5°C	30,4°C	31,3°C	32,3°C	33,2°C	34,1°C	35,0°C	36,8°C	37,8°C	38,7°C	39,6°C														



### Controlo Automático de Temperatura e Humidade.

A Chatron desenvolveu uma Unidade de Bioclimatização Inteligente, podendo esta ser usada para climatização industrial ou doméstica com ótimos resultados em economia energética e com introdução de elevada fiabilidade no uso destes sistemas. Esta unidade possui uma placa electrónica que permite a comunicação desta com uma UCC - Unidade de Controlo Central existente no interior do edifício via rádio-frequência.

Climatização Industrial

Fábrica: Travessa da Zona Industrial - 1, n° 95 Rossio, 3730-601 Vila Nova do Poente, Vale de Cambra, Portugal.

Tel: +351 256 472 888  
E-Mail: comercial@chatron.pt

Fax: +351 256 425 794  
URL: www.chatron.pt





## BIOCOOLER.

Tabela de Preços  
e Características técnicas.



### Tabela de preços

Modelo	Modelo Ventilador	P.V.P (€)
AE-05-H	10/10	1,440,00*
AE-10-H	15/15	1.670,00*
AE-15-H	18/18	2.085,00*
AE-05-V	10/10	1.490,00*
AE-10-V	15/15	1.685,00*
AE-15-V	18/18	2.170,00*
AE-05-VS	10/10	1.541,00*
AE-10-VS	15/15	1.740,00*
AE-15-VS	18/18	2.210,00*
AE-20-H	18/18	2.200,00*
AE-30-H	25/25	3.575,00*
AE-40-H	25/25	4.300,00*
AE-20-V	18/18	2.335,00*
AE-30-V	25/25	3.650,00*
AE-40-V	25/25	4.420,00*
AE-20-VS	18/18	2.380,00*
AE-30-VS	25/25	3.740,00*
AE-40-VS	25/25	4.520,00*

\*Aos valores apresentados acresce I.V.A à taxa legal em vigor.

### Características técnicas

Modelo	Caudal (m³/h)	Pressão (mm.c.a)	Tensão (V/f/Hz)	Rend. 50 mm	Motor Ventilador		Bomba agua		dB(A)
					Pot. (Kw)	Cons. (A)	Pot. (Kw)	Cons. (A)	
AE-05-H	3.750	12	380/III/50	68%	0,55	1,375	0,075	0,70	63
AE-10-H	7.500	15	380/III/50	68%	1,5	3,75	0,075	0,70	67
AE-15-H	11.250	10	380/III/50	68%	1,5	3,75	0,075	0,70	67
AE-05-V	5.000	12	380/III/50	68%	0,55	1,375	0,075	0,70	63
AE-10-V	10.000	15	380/III/50	68%	1,5	3,75	0,075	0,70	67
AE-15-V	15.000	10	380/III/50	68%	1,5	3,75	0,075	0,70	67
AE-05-VS	5.000	12	380/III/50	68%	0,55	1,375	0,075	0,70	63
AE-10-VS	10.000	15	380/III/50	68%	1,5	3,75	0,075	0,70	67
AE-15-VS	15.000	10	380/III/50	68%	1,5	3,75	0,075	0,70	67
AE-20-H	15.000	10	380/III/50	68%	2,20	5,10	0,075	0,70	72
AE-30-H	22.500	13	380/III/50	68%	3,00	6,58	0,075	0,70	76
AE-40-H	30.000	15	380/III/50	68%	5,50	11,70	0,075	0,70	76
AE-20-V	20.000	10	380/III/50	68%	2,20	5,10	0,075	0,70	72
AE-30-V	30.000	13	380/III/50	68%	3,00	6,58	0,075	0,70	76
AE-40-V	40.000	15	380/III/50	68%	5,50	11,70	0,075	0,70	76
AE-20-VS	20.000	10	380/III/50	68%	2,20	5,10	0,075	0,70	72
AE-30-VS	30.000	13	380/III/50	68%	3,00	6,58	0,075	0,70	76
AE-40-VS	40.000	15	380/III/50	68%	5,50	11,70	0,075	0,70	76

Climatização Industrial

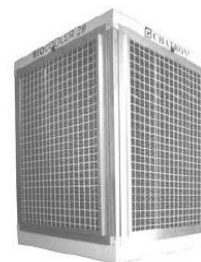
Fábrica: Travessa da Zona Industrial - 1, n° 95 Rossio, 3730  
- 601 Vila Cova do Perrinho, Vale de Cambra, Portugal.

Tel. (+351) 256 472 888 Fax: (+351) 256 425 794  
Email: comercial@chatron.pt Url: www.chatron.pt



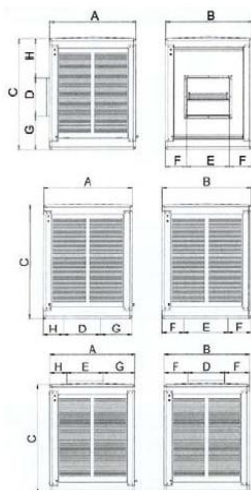


**BIOCOOLER.**  
Tabela de Preços  
e Características técnicas.



**Dimensões**

Modelo	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	E (mm)	F (mm)	G (mm)	H (mm)	Peso vazio (Kg)	Peso com água (Kg)
AE-05-H	860	1060	925	420	500	270	295	105		
AE-10-H	860	1060	1250	420	500	270	295	105	84	145
AE-15-H	1160	1160	1250	490	570	280	435	185	134	204
AE-05-V	860	1160	925	420	500	270	295	105		
AE-10-V	860	1060	1250	420	500	270	295	105	84	145
AE-15-V	1160	1160	1250	490	570	280	435	185	134	204
AE-05-VS	860	1060	925	420	500	270	295	105		
AE-10-VS	860	1060	1250	420	500	270	295	105	84	145
AE-15-VS	1160	1160	1250	490	570	280	435	185	134	204
AE-20-H	1160	1160	1450	490	570	280	435	185	140	210
AE-30-H	1460	1460	1600	805	805	310	460	135		
AE-40-H	1460	1460	2050	805	805	310	460	135		
AE-20-V	1160	1160	1450	490	570	280	435	185	140	210
AE-30-V	1460	1460	1600	805	805	310	460	135		
AE-40-V	1.460	1.460	2.050	795	770	365	490	715	365	545
AE-20-VS	1160	1160	1450	490	570	280	435	185	140	210
AE-30-VS	1460	1460	1600	805	805	310	460	135		
AE-40-VS	1460	1460	2050	805	805	310	460	135		



**Climatização Industrial**

**Fábrica:** Travessa da Zona Industrial - 1, nº 95 Rossio, 3730 - 601 Vila Cova do Perrinho, Vale de Cambra, Portugal.

**Tel. (+351) 256 472 888    Fax: (+351) 256 425 794**  
**Email: comercial@chatron.pt    Url: www.chatron.pt**



## 8.5 Anexo V

Diagrama psicrométrico, cálculo do caudal mássico do ar ( $\dot{m}_{ar}$ ) assim como da carga térmica sensível, potência de frio e consumo eléctrico para as cidades de Coimbra Lisboa e Porto, no caso do sistema tradicional de arrefecimento com unidade compacta ar/ar

### 8.5.1 Coimbra / Geofísico

As condições iniciais para o cálculo das cargas térmicas foram as seguintes:

$$\dot{V} - \text{Caudal de ar novo} = 5364 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} = 1490 \text{ l s}^{-1}$$

$$P_1 - \text{Condições exteriores de projecto: } T_S = 32,1 \text{ }^\circ\text{C e } T_H = 21,0 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_2 - \text{Condições na saída da unidade: } T_S = 25,0 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{ADP} - \text{Temperatura do ponto de orvalho} = 5,0 \text{ }^\circ\text{C}$$

Para se proceder aos cálculos foi construída a Tabela 19 e o diagrama psicrométrico da Figura 25.

- Cálculo do caudal mássico do ar:

$$\dot{m}_{ar P_1} = \dot{m}_{ar P_2} = \frac{\dot{V}}{v_{P_1}} = \frac{5364}{0,895} = 5993,3 \text{ kg h}^{-1} = 1,665 \text{ kg s}^{-1}$$

- Cálculo da potência de frio:

Calor sensível

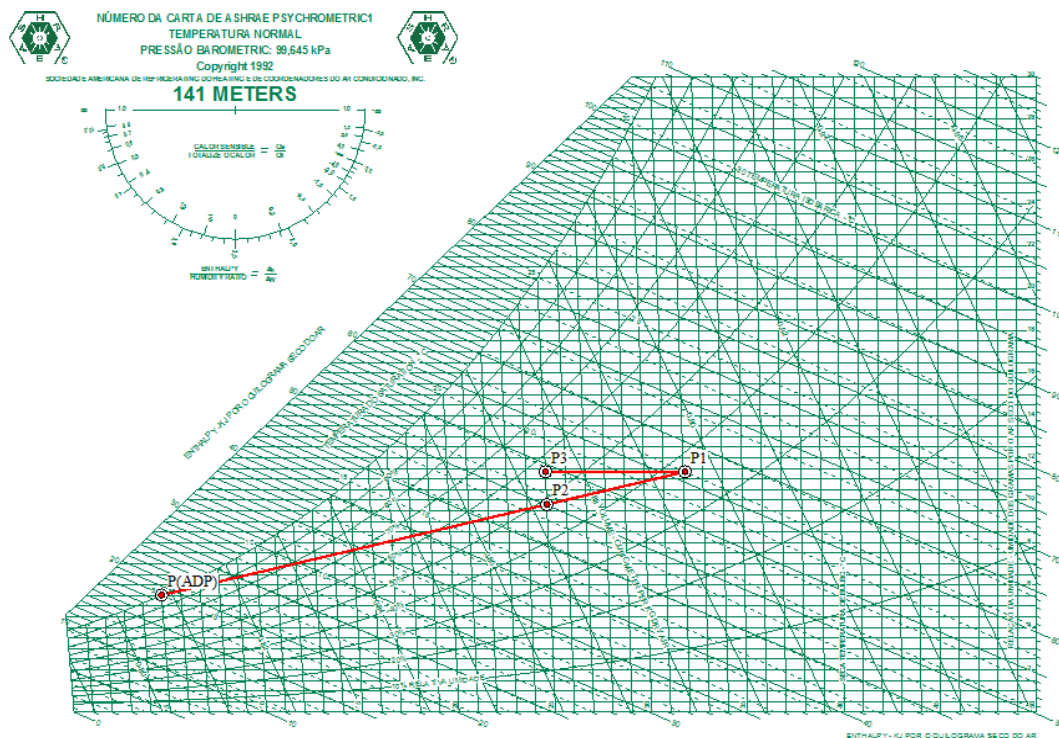
$$\dot{Q}_S = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} (h_{P_3} - h_{P_1}) = 1,665 (54,021 - 61,305) = - 12,13 \text{ kW}$$

Calor latente

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} (h_{p_2} - h_{p_3}) = 1,665 (50,081 - 54,021) = - 6,56 \text{ kW}$$

Calor total

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_S + \dot{Q}_L = - 12,13 + (- 6,56) = - 18,69 \text{ kW}$$



**Figura 25** - Diagrama com a evolução psicrométrica do sistema tradicional de arrefecimento com unidade compacta ar/ar para Coimbra / Geofísico.

### 8.5.2 Lisboa / Portela

As condições iniciais para o cálculo das cargas térmicas em foram as seguintes:

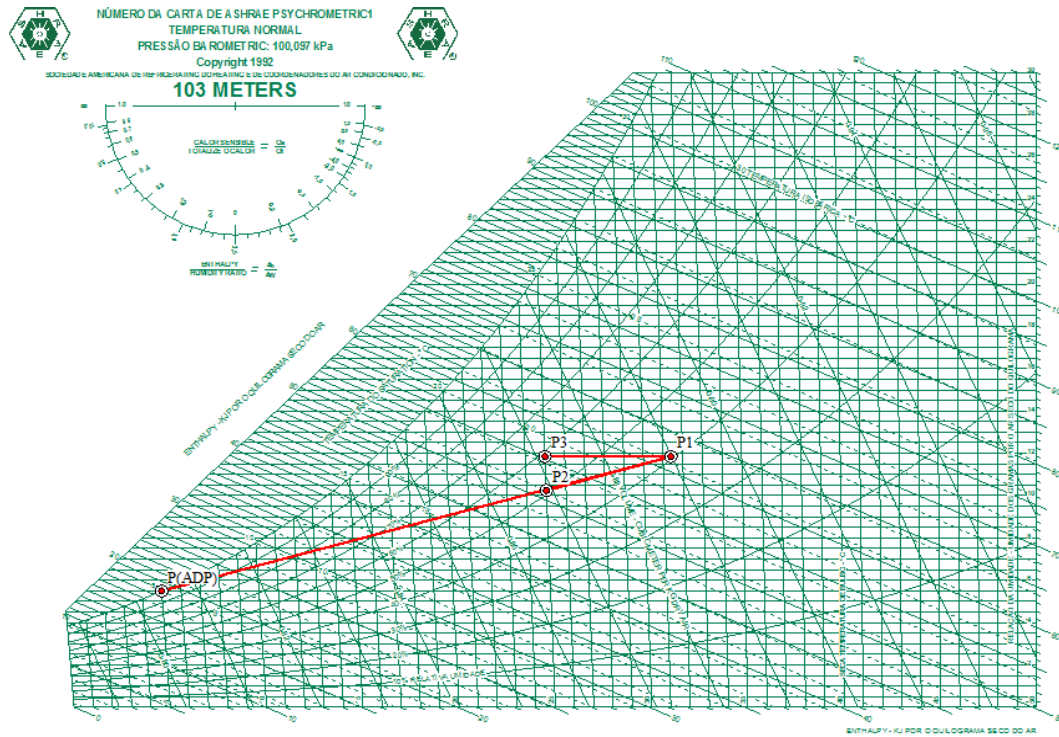
$\dot{V}$  - Caudal de ar novo =  $5364 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} = 1490 \text{ l s}^{-1}$

P<sub>1</sub> - Condições exteriores de projecto: T<sub>S</sub> = 31,4 °C e T<sub>H</sub> = 21,2 °C

P<sub>2</sub> - Condições na saída da unidade: T<sub>S</sub> = 25,0 °C

T<sub>ADP</sub> - Temperatura do ponto de orvalho = 5,0 °C

Para se proceder aos cálculos foi construída a Tabela 20 e o diagrama psicrométrico da Figura 26.



**Figura 26** - Diagrama com a evolução psicrométrica do sistema tradicional de arrefecimento com unidade compacta ar/ar para Lisboa / Portela.

- Cálculo do caudal mássico do ar:

$$\dot{m}_{ar P_1} = \dot{m}_{ar P_2} = \frac{\dot{V}}{v_{P_1}} = \frac{5364}{0,890} = 6026,97 \text{ kg h}^{-1} = 1,674 \text{ kg s}^{-1}$$

- Cálculo da potência de frio:

Calor sensível

$$\dot{Q}_S = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} (h_{P_3} - h_{P_1}) = 1,674 (55,294 - 61,866) = - 11,00 \text{ kW}$$

Calor latente

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} (h_{P_2} - h_{P_3}) = 1,674 (51,195 - 55,294) = - 6,86 \text{ kW}$$

Calor total

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_S + \dot{Q}_L = - 11,00 + (- 6,86) = - 17,86 \text{ kW}$$

### 8.5.3 Porto / S. do Pilar

As condições iniciais para o cálculo das cargas térmicas foram as seguintes:

$$\dot{V} - \text{Caudal de ar novo} = 5364 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} = 1490 \text{ l s}^{-1}$$

$$P_1 - \text{Condições exteriores de projecto: } T_S = 29,7 \text{ }^\circ\text{C e } T_H = 19,7 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_2 - \text{Condições na saída da unidade: } T_S = 25,0 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{ADP} - \text{Temperatura do ponto de orvalho} = 5,0 \text{ }^\circ\text{C}$$

Para se proceder aos cálculos foi construída a Tabela 21 e o diagrama psicrométrico da Figura 27.

- Cálculo do caudal mássico do ar:

$$\dot{m}_{ar P_1} = \dot{m}_{ar P_2} = \frac{\dot{V}}{v_{P_1}} = \frac{5364}{0,882} = 6081,63 \text{ kg h}^{-1} = 1,689 \text{ kg s}^{-1}$$

- Cálculo da potência de frio:

Calor sensível

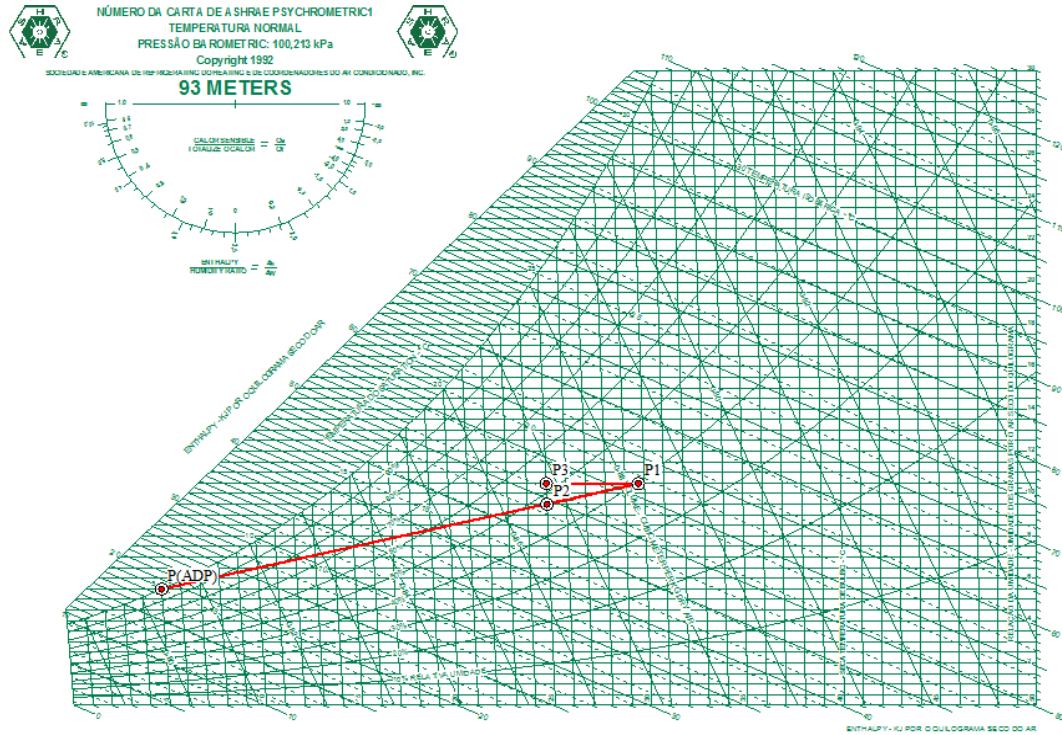
$$\dot{Q}_S = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} (h_{P_3} - h_{P_1}) = 1,689 (51,788 - 56,602) = - 8,13 \text{ kW}$$

Calor latente

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} (h_{P_2} - h_{P_3}) = 1,689 (49,298 - 51,788) = - 4,21 \text{ kW}$$

Calor total

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_S + \dot{Q}_L = - 8,13 + (- 4,21) = - 12,34 \text{ kW}$$



**Figura 27** - Diagrama com a evolução psicrométrica do sistema tradicional de arrefecimento com unidade compacta ar/ar para Porto / S. do Pilar.

## 8.6 Anexo VI

Catálogo do modelo da marca Carrier utilizado no sistema tradicional de arrefecimento com unidade compacta ar/ar



Equipos verticales de condensación por aire  
- modelos de frío



La Compañía participa en el Programa de Certificación EUROVENT. Los productos se corresponden con los relacionados en el Directorio EUROVENT de productos certificados.



### 50VZ (40PZ/38VZ)

Capacidad frigorífica nominal 14,6-74,4 kW

Las unidades de refrigeración split-system de condensación por aire, 50VZ, son perfectas para instalaciones en edificios nuevos o proyectos de reformas en edificios existentes. Están diseñadas para sistemas de acondicionamiento de aire de pequeño y mediano tamaño para aplicaciones comerciales y residenciales, tales como restaurantes, tiendas, laboratorios, galerías de arte, oficinas y viviendas. Las unidades constan de dos secciones: una sección evaporadora (40PZ) y una sección condensadora (38VZ).

#### Características

- El mueble está construido en chapa prepintada. Los paneles están aislados térmica y acústicamente. Todos los componentes móviles incorporan amortiguadores internos y externos. El acceso a estos componentes es a través de los paneles delantero y lateral o sacando la cubierta de la unidad.
- La unidad evaporadora y la unidad condensadora incorporan ventiladores centrífugos de doble oído, con álabes curvados hacia adelante, accionados por motores trifásicos mediante transmisión de poleas - correas adecuadamente calculadas y fácilmente regulables.
- Los intercambiadores de calor refrigerante-aire están fabricados con tubos de cobre de alta calidad desoxidados y deshidratados, expandidos mecánicamente en aletas de aluminio pretratadas.
- Compresores alternativos o scroll, trifásicos, para refrigerante R-407c, según modelos.
- Un protector térmico insertado en el devanado protege el motor contra las sobreintensidades y las temperaturas elevadas.
- Válvulas incorporadas de sobrepresión protegen al compresor contra una presión de descarga alta.
- Los motores son de engrase forzado, enfriados por el gas de succión y pueden funcionar a temperaturas ambiente elevadas.
- Los silenciadores internos y el montaje sobre amortiguadores garantizan el funcionamiento excepcionalmente silencioso del compresor.
- Todos los componentes están diseñados para trabajar en una amplia gama de relaciones de compresión y temperaturas.
- El circuito del refrigerante está hecho en tubo de cobre desoxidado y deshidratado y soldado con varilla de aleación de plata. Completamente hermético y probado de fugas, incorpora válvulas de acceso y de servicio y un filtro de malla de acero inoxidable a la entrada del dispositivo de expansión para evitar obstrucciones.
- La caja de control incluye un control electrónico para operar la unidad y mejorar el rendimiento. Este control también simplifica y facilita las operaciones de servicio.

## Master Link II

El sistema de control esta formado por una placa principal. Esta placa electrónica es estándar en todas las unidades. Dispone de capacidad para la lectura de ocho entradas digitales y seis entradas analógicas.

Sus funciones son:

- Ejecutar el programa de aplicación.
- Supervisar las comunicaciones internas.
- Controlar el resto de los elementos del sistema.
- Comunicaciones con la red de servicio.
- Lectura de entradas digitales y analógicas.
- Manejo de los reles de salida.
- Señalización de códigos de alarma.
- Selección de funciones opcionales.

Esta placa incluye varios LEDs de señalización que proporcionan información acerca del funcionamiento del sistema y de la unidad. El estado de los LEDs hace posible la realización de operaciones de mantenimiento o servicio.

## Opciones y accesorios

	Opción	Accesorio
Control presión de condensación	x	x
Resistencias eléctricas	x	x
Resistencia carter	x	x
Batería de agua caliente	x	x
Economizador entálpico		x
Filtro de aire exterior	x	x
Interface de usuario	x	
Rejilla antipájaros	x	x
Potenciometro mínima apertura	x	x
Contactos libre tensión	x	
Opcional comunicaciones	x	x
Sonda de retorno	x	x
Transmisión superior	x	
Descarga vertical en 38VP	x	

## Límites de funcionamiento

Zona	Temperatura del aire °C	
	Bulbo seco	Bulbo húmedo
<b>Interior</b>		
Máxima	35	21
Mínima	19	14
<b>Exterior</b>		
Máxima	46	-
Mínima	19*	-

\* Con opcional control de presión de condensación, la unidad funcionará a temperaturas inferiores a los 19°C.

## Datos físicos

50VZ (40PZ/38VZ)	015	025	030	031	040	045	055	065	075	
<b>Capacidad frigorífica nom.*</b> kW	14,60	22,74	29,75	27,8	35,05	45,21	53,90	63,89	74,35	
<b>Peso</b> Kg										
50VZ	230	390	402	410	618	842	894	943	1033	
40PZ	78	140	150	150	230	297	317	335	365	
38VZ	152	250	252	260	388	545	577	608	668	
<b>Compresor</b>	Hermético alternativo			Scroll						
Carga de aceite	1,8	3,9	3,9	1,8x2	4x2	4x2	4x2	4x2	6,6x2	
Tipo de aceite	Maneurop 160PZ			Mobil EAL Arctic 22CC		Maneurop 160SZ				
<b>Refrigerante</b>	R-407c									
Carga de refrigerante**	3,80	6,62	7,43	3,8x2	4,7x2	6,7x2	8,8x2	9,4x2	11x2	
<b>Batería Unidad interior (40PZ)</b>	Tubo de cobre, aletas de aluminio pretatado									
Area frontal	0,34	0,64	0,69	0,69	0,84	1,10	1,10	1,34	1,34	
N.º filas...aletas/m.	3...551	4...472	4...472	4...472	4...472	4...551	6...472	6...551	6...551	
Presión de prueba	30	30	30	30	30	30	30	30	30	
<b>Batería Unidad exterior (38VZ)</b>	Tubo de cobre, aletas de aluminio pretatado									
Area frontal	0,49	0,87	0,87	0,87	1,19	1,73	1,73	2,12	2,12	
Filas ... aletas / m	5...551	4...551	5...551	5...551	5...551	5...551	6...551	6...551	6...551	
Presión de prueba	30	30	30	30	30	30	30	30	30	
<b>Ventilador Unidad interior (40PZ)</b>	Centrifugo de doble oído									
Cantidad	1	2	2	2	2	2	2	2	2	
Caudal nominal	960	1490	1690	1690	2190	2640	2910	3140	3530	
Rango del caudal nominal	768-1152	1192-1788	1352-2028	1352-2028	1752-2628	2112-3168	2328-3492	2512-3768	2824-4236	
Presión estática nom. (Seca/Húm.)	90/70	90/70	120/100	120/100	140/120	170/150	180/160	200/180	210/180	
<b>Ventilador Unidad exterior (38VZ)</b>	Centrifugo de doble oído									
Cantidad	1	2	2	2	2	2	2	2	2	
Caudal nominal	1470	3020	2780	2780	3610	4580	5080	6030	6890	
Rango del caudal nominal	1176-1764	2416-3624	2224-3336	2224-3336	2888-4332	3664-5496	4064-6096	4624-7236	5512-8268	
Presión estática nominal	50	50	60	60	60	75	100	100	100	
<b>Filtro de aire</b>	Manta filtrante M1									
Cantidad	1	2	2	2	2	3	3	3	3	
Largo x Ancho	800x443	596x540	596x590	596x590	716x590	616x587	616x587	749x587	749x587	
Espesor	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
<b>Unidad motocondensadora (38VZ)***</b>	<b>015</b>	<b>025</b>	<b>030</b>	<b>031</b>	<b>040</b>	<b>045</b>	<b>055</b>	<b>065</b>	<b>075</b>	
Capacidad frigorífica nominal	kW	13,47	19,97	27,02	24,80	32,54	40,30	48,21	59,13	71,10

\* Basada en una temperatura de aire exterior de 35°C y una temperatura húmeda interior de 19°C.

\*\* No incluye líneas de interconexión en el caso de equipo partido.

\*\*\* Basado en una temperatura seca del aire exterior de 35°C y una temperatura de rocío de aspiración de 7°C.

## Datos eléctricos

<b>50VZ (40PZ/38VZ)</b>		<b>015</b>	<b>025</b>	<b>030</b>	<b>031</b>	<b>040</b>	<b>045</b>	<b>055</b>	<b>065</b>	<b>075</b>									
<b>Tensión alimentación ±10%*</b>	V	230	400	230	400	230	400	230	400	230	400								
<b>Consumo nominal**</b>	kW	7,3	7,3	11,1	11,1	14,0	14,0	14,6	14,6	18,1	18,1	21,4	21,4	25,4	25,4	30,0	30,0	37,6	37,6
<b>Corriente nominal**</b>	A	23,8	13,8	33,1	19,1	39,4	22,8	44,9	26,0	52,6	30,4	64,9	37,5	74,3	43,0	87,8	50,8	122,1	67,1
<b>Consumo efectivo</b>	kW	6,8	6,8	10,2	10,2	13,0	13,0	13,6	13,6	16,8	16,8	19,0	19,0	22,2	22,2	26,1	26,1	33,1	33,1
<b>Corriente efectiva</b>	A	21,6	12,5	30,5	17,6	37,0	21,4	41,9	24,2	56,5	32,6	57,9	33,4	70,0	40,5	76,6	44,3	102,0	59,0
<b>Cortocircuito</b>	A	139,5	80,0	174,1	106,3	219,0	133,3	165,9	95,3	235,2	134,0	278,4	156,7	329,1	187,8	384,5	219,0	450,1	256,0
<b>Consumo máximo***</b>	kW	7,9	7,9	12,2	12,2	15,5	15,5	16,1	16,1	21,8	21,8	25,2	25,2	29,6	29,6	35,0	35,0	44,2	44,2
<b>Corriente máxima***</b>	A	24,2	14,0	35,5	20,5	43,2	25,0	49,5	28,6	66,6	38,5	73,1	42,2	88,8	51,3	99,7	57,6	129,5	74,8

\* Todas las unidades están construidas para suministro trifásico más neutro, 50Hz.

\*\* Basado en una temperatura bulbo seco del aire exterior de 35°C y una temperatura bulbo húmedo de 19°C del aire interior.

\*\*\* Basado en una temperatura bulbo seco del aire exterior de 46°C y una temperatura bulbo húmedo de 21°C del aire interior.

Consumo efectivo: norma EUROVENT.

<b>Unidad motocondensadora 38VZ</b>		<b>015</b>	<b>025</b>	<b>030</b>	<b>031</b>	<b>040</b>	<b>045</b>	<b>055</b>	<b>065</b>	<b>075</b>									
<b>Tensión alimentación ±10%*</b>	V	230	400	230	400	230	400	230	400	230	400								
<b>Consumo nominal+</b>	kW	6,5	6,5	10,1	10,1	12,8	12,8	13,2	13,2	16,7	16,7	19,4	19,4	23,0	23,0	26,9	26,9	34,7	34,7
<b>Corriente nominal+</b>	A	20,6	11,9	29,9	17,3	36,6	21,2	37,8	21,9	56,2	32,5	59,4	34,3	72,7	42,0	79,1	45,7	106,6	61,6
<b>Consumo efectivo</b>	kW	6,3	6,3	9,6	9,6	12,3	12,3	12,7	12,7	16,0	16,0	18,3	18,3	21,4	21,4	25,0	25,0	32,5	32,5
<b>Corriente efectiva</b>	A	20,1	11,6	28,5	16,5	35,4	20,4	36,4	21,1	54,0	31,2	56,0	32,4	67,6	39,1	73,5	42,5	99,9	57,7
<b>Cortocircuito</b>	A	136,7	78,4	170,1	104,0	214,1	130,5	161,1	92,5	226,9	129,2	270,9	151,2	319,2	180,9	372,2	211,9	434,2	246,8
<b>Consumo máximo++</b>	kW	7,7	7,7	11,5	11,5	14,9	14,9	15,3	15,3	20,6	20,6	24,0	24,0	29,1	29,1	33,8	33,8	43,9	43,9
<b>Corriente máxima++</b>	A	23,5	13,6	33,5	19,4	41,4	23,9	42,5	24,5	62,9	36,4	69,4	40,1	87,4	50,5	96,2	55,6	128,5	74,3

\* Todas las unidades están construidas para suministro trifásico más neutro, 50Hz.

+ Basado en una temperatura bulbo seco del aire exterior de 35°C y una temperatura de rocío de aspiración de 7°C.

++ Basado en una temperatura bulbo seco del aire exterior de 46°C y una temperatura de rocío de aspiración de 12°C.

Consumo efectivo: norma EUROVENT.

# Capacidades frigoríficas, kW

## 50VZ015 (38VZ015+40PZ015) - caudal de aire 960 l/s

Ewb	Edb		Temperatura del aire exterior °C				
			25	30	35	40	46
15		CAP	14,50	13,64	12,68	11,76	10,61
		kW	4,49	4,75	5,00	5,26	5,56
	19	SHC	8,35	7,97	7,49	6,91	6,24
	21	SHC	10,23	9,84	9,36	8,79	8,16
	23	SHC	12,15	11,76	11,28	10,71	10,04
25	SHC	14,02	13,60	12,58	11,72	10,56	
17		CAP	15,46	14,50	13,64	12,68	11,57
		kW	4,63	4,88	5,14	5,39	5,70
	21	SHC	8,45	8,07	7,59	7,01	6,34
	23	SHC	10,32	9,94	9,46	8,88	8,26
	25	SHC	12,24	11,86	11,38	10,80	10,13
27	SHC	14,12	13,73	13,25	12,68	11,52	
19		CAP	16,42	15,56	14,60	13,64	12,48
		kW	4,76	5,01	5,27	5,52	5,84
	23	SHC	8,55	8,16	7,68	7,11	6,43
	25	SHC	10,42	10,04	9,55	8,98	8,35
	27	SHC	12,34	11,96	11,48	10,90	10,23
29	SHC	14,21	13,83	13,35	12,77	12,15	
21		CAP	17,48	16,61	15,65	14,79	13,73
		kW	4,79	5,06	5,34	5,62	5,95
	25	SHC	8,64	8,26	7,78	7,20	6,53
	27	SHC	10,52	10,13	9,65	9,07	8,45
	29	SHC	12,44	12,05	11,57	11,00	10,32
31	SHC	14,31	13,92	13,44	12,87	12,24	

## 50VZ030 (38VZ030 + 40PZ030) - caudal de aire 1690 l/s

Ewb	Edb		Temperatura del aire exterior °C				
			25	30	35	40	46
15		CAP	29,46	27,77	25,95	24,56	22,09
		kW	8,56	9,18	9,81	10,44	11,14
	19	SHC	18,70	17,40	15,86	14,43	12,75
	21	SHC	22,39	20,95	19,57	18,04	16,36
	23	SHC	25,95	24,56	23,08	21,70	19,97
25	SHC	29,36	27,68	25,90	24,46	21,99	
17		CAP	31,33	29,55	27,77	26,04	23,87
		kW	8,83	9,46	10,08	10,71	11,40
	21	SHC	18,78	17,45	15,96	14,53	12,85
	23	SHC	22,49	21,05	19,62	18,14	16,41
	25	SHC	26,04	24,66	23,18	22,09	20,07
27	SHC	29,65	27,68	26,84	25,35	23,62	
19		CAP	33,26	31,43	29,75	27,97	25,80
		kW	9,10	9,73	10,36	10,98	11,75
	23	SHC	18,88	17,54	16,31	14,63	12,95
	25	SHC	22,59	21,15	19,72	18,24	16,51
	27	SHC	26,14	24,76	23,28	21,84	20,16
29	SHC	29,75	27,87	26,93	25,45	23,72	
21		CAP	34,74	33,36	31,63	29,95	27,77
		kW	9,35	10,03	10,71	11,39	12,21
	25	SHC	19,37	17,59	16,21	14,73	13,05
	27	SHC	22,68	21,25	19,82	18,34	16,61
	29	SHC	26,24	24,86	23,38	21,89	20,21
31	SHC	29,85	28,32	26,98	25,50	23,82	

## 50VZ040 (38VZ040 + 40PZ040) - Caudal de aire 2190 l/s

Ewb	Edb		Temperatura del aire exterior °C				
			25	30	35	40	46
15		CAP	35,00	33,22	31,21	29,02	26,56
		kW	10,24	11,58	12,92	14,29	16,16
	19	SHC	20,63	19,67	18,89	18,07	17,11
	21	SHC	25,10	24,23	23,41	22,54	21,63
	23	SHC	29,57	28,75	27,88	27,06	26,10
25	SHC	34,09	33,13	31,12	28,93	26,47	
17		CAP	36,78	35,10	33,13	31,12	28,75
		kW	10,47	11,80	13,14	14,49	16,38
	21	SHC	20,67	19,85	18,98	18,16	17,20
	23	SHC	25,19	24,32	23,50	22,63	21,72
	25	SHC	29,66	28,84	27,97	27,11	26,19
27	SHC	34,18	33,31	32,49	31,03	28,66	
19		CAP	38,49	36,87	35,05	32,90	30,53
		kW	10,68	12,03	13,37	14,71	16,60
	23	SHC	20,76	19,94	19,17	18,25	17,30
	25	SHC	25,28	23,82	23,55	22,73	21,77
	27	SHC	29,75	28,89	28,07	27,20	26,29
29	SHC	34,27	33,40	32,54	31,72	30,44	
21		CAP	40,11	38,56	36,64	34,59	32,22
		kW	10,90	12,25	13,59	14,94	16,80
	25	SHC	20,85	19,99	19,17	18,30	17,34
	27	SHC	25,33	24,51	23,64	22,82	21,86
	29	SHC	30,12	28,98	28,11	27,38	26,38
31	SHC	34,32	33,50	32,63	31,81	30,85	

## 50VZ025 (38VZ025+40PZ025) - caudal de aire 1490 l/s

Ewb	Edb		Temperatura del aire exterior °C				
			25	30	35	40	46
15		CAP	23,02	21,61	19,92	18,33	16,68
		kW	6,35	6,80	7,25	7,69	8,20
	19	SHC	14,00	13,34	12,73	12,08	11,23
	21	SHC	16,77	16,12	15,51	14,85	14,00
	23	SHC	19,55	18,89	18,23	17,62	16,12
25	SHC	22,32	21,38	19,74	18,23	16,59	
17		CAP	24,43	22,93	21,29	19,74	18,04
		kW	6,61	7,06	7,51	7,96	8,47
	21	SHC	14,28	13,63	13,02	12,36	11,51
	23	SHC	17,06	16,40	15,74	15,13	14,28
	25	SHC	19,83	19,27	18,51	18,33	17,06
27	SHC	22,60	21,93	21,10	19,55	17,95	
19		CAP	25,80	24,34	22,74	21,10	19,45
		kW	6,88	7,33	7,77	8,22	8,75
	23	SHC	14,57	13,91	13,25	12,64	11,79
	25	SHC	17,34	16,68	16,02	15,41	14,57
	27	SHC	20,11	19,45	18,80	18,14	17,34
29	SHC	22,86	22,23	21,57	20,91	19,27	
21		CAP	27,02	25,61	23,96	21,94	20,82
		kW	6,94	7,43	7,92	8,41	9,00
	25	SHC	14,85	14,19	13,53	12,92	12,08
	27	SHC	17,62	16,96	16,31	15,65	14,85
	29	SHC	20,39	19,74	19,08	18,42	17,62
31	SHC	23,12	22,49	21,85	21,19	20,39	

## 50VZ031 (38VZ031 + 40PZ031)- caudal de aire 1690 l/s

Ewb	Edb		Temperatura del aire exterior °C				
			25	30	35	40	46
15		CAP	27,34	25,96	24,21	22,23	20,25
		kW	9,12	9,90	10,67	11,45	12,38
	19	SHC	17,68	16,34	14,96	13,62	12,01
	21	SHC	21,08	19,70	18,37	16,98	15,37
	23	SHC	24,49	23,11	21,73	20,39	18,78
25	SHC	27,25	25,87	24,12	22,19	20,16	
17		CAP	28,95	27,62	26,14	24,30	22,23
		kW	9,33	10,07	10,82	11,59	12,52
	21	SHC	17,77	16,43	15,05	13,72	12,11
	23	SHC	21,17	19,79	18,46	17,08	15,47
	25	SHC	24,58	23,75	22,12	20,48	18,87
27	SHC	27,94	26,56	25,22	23,84	22,19	
19		CAP	30,56	29,27	27,80	26,19	24,12
		kW	9,53	10,25	10,96	11,74	12,67
	23	SHC	17,86	16,52	15,14	13,81	12,20
	25	SHC	21,27	19,88	18,55	17,17	15,56
	27	SHC	24,67	23,29	21,91	20,57	18,96
29	SHC	28,03	26,65	25,32	23,94	22,37	
21		CAP	32,17	31,07	29,60	28,12	26,05
		kW	9,74	10,42	11,11	11,88	12,81
	25	SHC	17,95	16,62	15,24	13,90	12,29
	27	SHC	21,36	19,98	18,64	17,26	15,65
	29	SHC	24,76	23,11	22,00	20,67	19,06
31	SHC	28,12	26,74	25,41	24,03	22,46	

## 50VZ045 (38VZ045 + 40PZ045) - caudal de aire 2640 l/s

Ewb	Edb		Temperatura del aire exterior °C				
			25	30	35	40	46
15		CAP	44,32	41,71	38,45	35,09	31,14
		kW	12,57	14,14	15,73	17,49	19,51
	19	SHC	26,21	25,02	23,79	22,21	21,12
	21	SHC	31,19	30,01	28,82	27,64	26,11
	23	SHC	36,23	34,80	33,81	32,58	30,60
25	SHC	41,21	40,03	38,25	34,99	31,05	
17		CAP	47,73	44,91	41,76	38,50	34,75
		kW	12,77	14,36	15,92	17,50	19,72
	21	SHC	26,65	25,47	24,28	23,05	21,57
	23	SHC	31,69	30,40	29,27	28,08	26,55
	25	SHC	36,67	35,44	34,25	33,20	31,59
27	SHC	41,71	40,47	39,29	38,00	34,55	
19		CAP	51,13	48,47	45,21	41,95	38,25
		kW	12,99	14,56	16,14	17,72	19,93
	23	SHC	27,15	25,91	24,68	23,49	23,00
	25	SHC	32,18	30,90	29,71	28,53	27,05
	27	SHC	37,17	35,93	34,75	33,51	32,08
29	SHC	42,20	40,97	39,73	38,50	37,02	
21		CAP	54,09	51,53	48,72	45,56	41,71
		kW	13,20	14,77	16,35	17,93	20,13
	25	SHC	27,64	2			

## 8.7 Anexo VII

Relatório das cargas térmicas obtido do programa informático “Hourly Analyses Program” (HAP v4.50)

<b>Air System Sizing Summary for nave</b>		
Project Name: nave fabril com perfil temp e rad	09-23-2010	
Prepared by: JN	08:04	

### Air System Information

Air System Name .....	nave	Number of zones .....	1
Equipment Class .....	UNDEF	Floor Area .....	375,0 m <sup>2</sup>
Air System Type .....	SZCAV	Location .....	BEJA, Portugal

### Sizing Calculation Information

#### Zone and Space Sizing Method:

Zone L/s .....	Sum of space airflow rates	Calculation Months .....	Jan to Dec
Space L/s .....	Individual peak space loads	Sizing Data .....	Calculated

### Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load .....	57,5 kW	Load occurs at .....	May 1500
Sensible coil load .....	57,5 kW	OA DB / WB .....	34,8 / 17,6 °C
Coil L/s at May 1500 .....	8120 L/s	Entering DB / WB .....	25,8 / 17,9 °C
Max block L/s .....	8120 L/s	Leaving DB / WB .....	19,8 / 15,9 °C
Sum of peak zone L/s .....	8120 L/s	Coil ADP .....	19,1 °C
Sensible heat ratio .....	1,000	Bypass Factor .....	0,100
m <sup>2</sup> /kW .....	6,5	Resulting RH .....	47 %
W/m <sup>2</sup> .....	153,3	Design supply temp. ....	20,0 °C
Water flow @ 5,6 °K rise .....	2,48 L/s	Zone T-stat Check .....	1 of 1 OK
		Max zone temperature deviation .....	0,0 °K

### Supply Fan Sizing Data

Actual max L/s .....	8120 L/s	Fan motor BHP .....	6,05 BHP
Standard L/s .....	7937 L/s	Fan motor kW .....	4,51 kW
Actual max L/(s-m <sup>2</sup> ) .....	21,65 L/(s-m <sup>2</sup> )	Fan static .....	300 Pa

### Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow L/s .....	78 L/s	L/s/person .....	9,70 L/s/person
L/(s-m <sup>2</sup> ) .....	0,21 L/(s-m <sup>2</sup> )		