



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

FACULDADE DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS



Lorena Aires Lombardi Queiroz

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE PURIFICAÇÃO DE  
ÁGUA COM BOMBA DE CALOR**

Campinas, 2011

LORENA AIRES LOMBARDI QUEIROZ

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE PURIFICAÇÃO DE  
ÁGUA COM BOMBA DE CALOR**

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia de Alimentos, da Universidade Estadual de Campinas, para obtenção do Título de Mestre em Engenharia de Alimentos.

Orientador: Prof. Dr. Vivaldo Silveira Júnior

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA  
BIBLIOTECA DA FEA – UNICAMP

Q32d	Queiroz,Lorena Aires Lombardi Desenvolvimento de um sistema de purificação de água com bomba de calor / Lorena Aires Lombardi Queiroz. -- Campinas, SP: [s.n], 2011.
	Orientador: Vivaldo Silveira Júnior Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia de Alimentos.
	1. Purificação de água. 2. Bomba de calor. 3. Umidade do ar. I. Silveira Júnior, Vivaldo. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia de Alimentos. III. Título.
	<small>cars/bibfea</small>

Título em inglês: Development of a water purification system with heat pump

Palavras-chave em inglês (Keywords): Water purification, Heat pump, Air humidity

Titulação: Mestre em Engenharia de Alimentos

Banca examinadora: Vivaldo Silveira Júnior

Carlos Umberto da Silva Lima

João Borges Laurindo

Data da defesa: 06/05/2011

Programa de Pós Graduação: Programa em Engenharia de Alimentos

**Este exemplar corresponde à redação final da dissertação defendida por Lorena Aires Lombardi Queiroz aprovada pela comissão julgadora em \_\_\_\_/\_\_\_\_/\_\_\_\_.**

---

Prof. Dr. Vivaldo Silveira Júnior  
(Orientador)

---

Prof. Dr. Carlos Umberto da Silva Lima  
(Membro)

---

Prof. Dr. João Borges Laurindo  
(Membro)

---

Prof. Dr. Eduardo Augusto Caldas Batista  
(Membro)

---

Prof. Dr. Rodrigo Aparecido Jordan  
(Membro)

## AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Paulo e Niede, por todo amor, dedicação, pelo apoio incondicional e por sempre acreditarem em mim. Não teria conseguido chegar até aqui sem vocês!

Às minhas queridas irmãs.

Ao Ronald, por todo amor e companheirismo, por sempre estar do meu lado, mesmo estando tão distante fisicamente, por ter entendido minha ausência durante o tempo que estive em Campinas e sempre ter me apoiado.

Às minhas queridas companheiras de casa, Susan e Meiri, que tornaram minha estadia em Campinas bem mais agradável e me fizeram sentir em casa. Sou imensamente grata por tudo que passamos juntas.

A todos os amigos do mestrado, em especial a Talita, Fran, Cris, Suzana, Telma, Paula e aos agregados, Gustavo e Nelson. Durante os dois anos de convivência nos tornamos uma família, e sem dúvida nenhuma, sentirei muita falta de vocês nessa nova etapa da minha vida!

Ao pessoal do LACPA, principalmente ao Zazá. Sem sua ajuda Zazá, não teria chegado até aqui.

À Mariana por todo apoio, dedicação e incentivo.

Ao professor Vivaldo pela oportunidade, e à Capes pela bolsa de mestrado concedida.

## RESUMO

O processo mais simples para que a água alcance pureza adequada é a destilação convencional, porém este método tem como inconvenientes seu alto gasto com energia elétrica e seu elevado consumo de água. Buscando alternativas para produzir água purificada com economia de energia elétrica e água de resfriamento, mas com produção quanto à pureza equivalente ao convencional, surge a possibilidade da elaboração de um sistema de purificação de água pela desumidificação do ar com o auxílio de uma bomba de calor. O equipamento projetado para a purificação de água opera segundo um ciclo termodinâmico de refrigeração e é composto por duas partes: uma bomba de calor por compressão de vapor, do tipo ar-ar acoplada em um duto de ar, e uma câmara, onde ocorre a umidificação do ar, com ar recirculado. Foram testados, ainda, dois tipos de umidificadores, com recheio de vidro e um nebulizador. A água produzida pode ser considerada purificada já que apresentou valores de condutividade elétrica entre 4 e 5  $\mu\text{S}/\text{cm}$ . A bomba de calor apresentou um melhor desempenho quando foi utilizado o nebulizador, já que os COP obtidos foram maiores do que os obtidos nos ensaios com recheio de vidro, referente à umidificação adiabática.

**Palavras-chave:** Purificação de água, bomba de calor, umidificação do ar.

## ABSTRACT

The simplest process for water to reach adequate purity is the conventional distillation, however this method has drawbacks such as their high expense with electric energy and their high water consumption. Searching alternatives to produce purified water with saving energy and water cooling, but with production as purity as conventional, there is the possibility of developing a system for purifying water by dehumidification the air with a heat pump. The equipment designed for water purification operates on a thermodynamic cycle of cooling and is composed of two parts: a heat pump vapor compression, the type air-air coupled into an air duct, and a chamber where it occurs humidifying the air, with recirculated air. Were tested also two types of humidifiers, with filling of glass and a sprayer. The water produced can be considered as purified, since it showed electrical conductivity values between 4 and 5 ms / cm. The heat pump showed a better performance when the spray was used, since the COP obtained were higher than those obtained in tests with a filling of glass on the adiabatic humidification.

**Key words:** water purification, heat pump, air humidification.

## SUMÁRIO

1. Introdução.....	1
2. Objetivos.....	2
2.1. Objetivos específicos.....	2
3. Revisão bibliográfica.....	3
3.1. Equipamentos de destilação de água.....	3
3.2. Bomba de calor.....	4
3.2.1. Eficiência energética.....	9
3.3. Resfriamento evaporativo/Umidificação adiabática.....	10
3.3.1. Técnicas de aplicação de resfriamento evaporativo.....	14
3.3.1.1. Painel Resfriador (Pad Cooling).....	14
3.3.1.2. Nebulização.....	15
3.4. Processos do ar.....	15
3.4.1. Aquecimento.....	16
3.4.1. Resfriamento com desumidificação.....	17
3.4.2. Umidificação adiabática do ar.....	19
4. Material e metodologia.....	21
4.1. Sistema de refrigeração (Bomba de calor).....	23
4.2. Sistema de umidificação adiabática do ar.....	24
4.3. Instrumentação do sistema.....	26
4.3.1. Sensores de temperatura e umidade.....	30
4.3.2. Sensores de pressão.....	31
4.3.3. Medidor de corrente elétrica.....	32
4.3.4. Medição da vazão do ar.....	33
4.3.5. Medições de águas introduzidas e obtidas.....	35
4.4. Análise da condutividade da água.....	36
4.5. Descrição dos ensaios.....	36
4.6. Tratamento de dados.....	37
4.6.1. Coeficiente de Performance.....	37

4.6.2. Taxa de condensação de vapor de água (SMER) .....	39
4.6.3. Fator de by-pass .....	39
4.6.4. Efetividade do resfriamento evaporativo/umidificação adiabática.....	40
4.6.5. Vazão de ar .....	40
4.6.6. Energia elétrica consumida.....	41
5. Resultados e discussão .....	43
5.1. Calibração dos sensores de temperatura .....	43
5.2 Condições de operação .....	43
5.3. Vazão de ar .....	44
5.4. Efetividade do resfriamento evaporativo/umidificação adiabática.....	45
5.5. Fator de by-pass .....	46
5.6. Energia elétrica consumida.....	48
5.7. Quantidade de água produzida e consumida .....	50
5.8. Condutividade elétrica da água.....	51
5.9. Coeficiente de Performance (COP) da bomba de calor .....	52
5.10. Taxa de condensação de vapor de água (SMER) .....	57
6. Conclusão .....	59
7. Sugestões de trabalhos futuros .....	61
Referência bibliográfica .....	62
Apêndice.....	68
A – Foto do equipamento desenvolvido para purificação de água.....	68
B – Exemplo de um registro gráfico on-line indicando regime permanente .....	69
C – Históricos dos parâmetros do ar medidos durante o funcionamento do sistema ....	69
D – Diagramas psicrométricos do ar em cada ensaio. ....	73
E – Históricos do consumo de corrente elétrica e potência elétrica .....	76
F – Históricos dos parâmetros utilizados na construção dos ciclos da bomba de calor	80
G – Planilha de cálculo do Coeficiente de Performance (COP).....	83
H – Taxa de condensação de vapor de água (SMER).....	86
Anexo .....	87
A – Características técnica do destilador de água marca <i>Tecnal</i> , modelo TE-1782	87

## LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 - Esquema de uma bomba de calor .....	6
Figura 3.2 - Diferencial tecnológico das bombas de calor. ....	7
Figura 3.3a – Estrutura de uma bomba de calor para desumidificação de ar de secagem. ....	8
Figura 3.3b – Condições do ar no diagrama psicrométrico.....	8
Figura 3.4 - Resfriamento evaporativo direto (RED).....	12
Figura 3.5 - Resfriamento evaporativo indireto (REI). ....	13
Figura 3.6 – Resfriamento evaporativo com fluxo constante de água.....	13
Figura 3.7 – Aquecimento do ar. ....	16
Figura 3.8 - Resfriamento e desumidificação do ar.....	17
Figura 3.9 - Umidificação adiabática do ar. ....	19
Figura 4.1 – Sistema de purificação de água pela desumidificação do ar por meio de uma bomba de calor:.....	21
Figura 4.2 – Trajeto percorrido pelo ar representado no diagrama psicrométrico. ....	22
Figura 4.3 - Desenho esquemático do evaporador utilizado na bomba de calor.....	23
Figura 4.4 - Câmara de umidificação com recheio de vidro. ....	25
Figura 4.5 - Circulação da água na câmara de umidificação.....	26
Figura 4.6 - Fluxograma do conjunto experimental. ....	27
Figura 4.7 - Sistema de aquisição de dados (vista interna e externa, respectivamente) .....	29
Figura 4.8 - Adaptação para instalação do sensor de temperatura e umidade RHT-WM. ....	31
Figura 4.9 - Esquema da ligação elétrica do transdutor utilizando uma resistência de 10 $\Omega$ .....	33
Figura 5.1 – Ciclos da bomba de calor operando com vazão máxima de ar e recheio de vidro como sistema de umidificador.....	53
Figura 5.2 – Ciclos da bomba de calor operando com vazão reduzida de ar e recheio de vidro como sistema de umidificação.....	54
Figura 5.3 – Ciclos da bomba de calor operando com vazão máxima de ar e nebulizador como sistema de umidificação.....	54
Figura A - Sistema de purificação de água pela desumidificação do ar por meio de uma bomba de calor. ....	68

Figura B - Gráfico on-line do software Field Chart indicando regime permanente.....	69
Figura C.1 – Históricos dos parâmetros do ar no 1º ensaio com vazão máxima de ar e recheio de vidro (período de regime a partir de 37 min).....	69
Figura C.2 – Históricos dos parâmetros do ar no 2º ensaio com vazão máxima de ar e recheio de vidro (período de regime a partir de 72 min).....	70
Figura C.3 – Históricos dos parâmetros do ar no 3º ensaio com vazão máxima de ar e recheio de vidro (período de regime a partir de 93 min).....	70
Figura C.4 – Históricos dos parâmetros do ar no 1º ensaio com vazão reduzida de ar e recheio de vidro (período de regime a partir de 81 min).....	71
Figura C.5 – Históricos dos parâmetros do ar no 2º ensaio com vazão reduzida de ar e recheio de vidro (período de regime a partir de 101 min).....	71
Figura C.6 – Históricos dos parâmetros do ar no 1º ensaio com vazão máxima de ar e nebulização (período de regime a partir de 66 min).....	72
Figura C.7 – Históricos dos parâmetros do ar no 2º ensaio com vazão máxima de ar e nebulização (período de regime a partir de 82 min).....	72
Figura D.1 – Diagrama psicrométrico das condições do ar no 1º ensaio com recheio de vidro e vazão máxima de ar.....	73
Figura D.2 – Diagrama psicrométrico das condições do ar no 2º ensaio com recheio de vidro e vazão máxima de ar.....	73
Figura D.3– Diagrama psicrométrico das condições do ar no 3º ensaio com recheio de vidro e vazão máxima de ar.....	74
Figura D.4– Diagrama psicrométrico das condições do ar no 1º ensaio com recheio de vidro e vazão reduzida de ar.....	74
Figura D.5– Diagrama psicrométrico das condições do ar no 2º ensaio com recheio de vidro e vazão reduzida de ar.....	75
Figura D.6– Diagrama psicrométrico das condições do ar no 1º ensaio com nebulizador e vazão máxima de ar.....	75
Figura D.7– Diagrama psicrométrico das condições do ar no 2º ensaio com nebulizador e vazão máxima de ar.....	76

Figura E.1 - Histórico do consumo de corrente elétrica e potência pelo compressor e bomba d'água no 1º ensaio com vazão de ar máxima e recheio de vidro .....	76
Figura E.2 - Histórico do consumo de corrente elétrica e potência pelo compressor e bomba d'água no 2º ensaio com vazão de ar máxima e recheio de vidro (período de regime a partir de 72 min).....	77
Figura E.3 - Histórico do consumo de corrente elétrica e potência pelo compressor e bomba d'água no 3º ensaio com vazão de ar máxima e recheio de vidro (período de regime a partir de 93 min).....	77
Figura E.4 - Histórico do consumo de corrente elétrica e potência pelo compressor e bomba d'água no 1º ensaio com vazão de ar reduzida e recheio de vidro (período de regime a partir de 81 min).....	78
Figura E.5 - Histórico do consumo de corrente elétrica e potência pelo compressor e bomba d'água no 2º ensaio com vazão de ar reduzida e recheio de vidro (período de regime a partir de 101 min).....	78
Figura E.6 - Histórico do consumo de corrente elétrica e potência pelo compressor e bomba d'água no 1º ensaio com vazão de ar máxima e nebulização (período de regime a partir de 66 min).....	79
Figura E.7 - Histórico do consumo de corrente elétrica e potência pelo compressor e bomba d'água no 2º ensaio com vazão de ar máxima e nebulização (período de regime a partir de 82 min).....	79
Figura F.1 – Históricos dos parâmetros utilizados na construção do ciclo da bomba de calor no 1º ensaio com vazão de ar máxima e recheio de vidro ( período de regime a partir de 37 min). .....	80
Figura F.2 – Históricos dos parâmetros utilizados na construção do ciclo da bomba de calor no 2º ensaio com vazão de ar máxima e recheio de vidro ( período de regime a partir de 72 min). .....	80
Figura F.3 – Históricos dos parâmetros utilizados na construção do ciclo da bomba de calor no 3º ensaio com vazão de ar máxima e recheio de vidro ( período de regime a partir de 93 min). .....	81
Figura F.4 – Históricos dos parâmetros utilizados na construção do ciclo da bomba de calor no 1º ensaio com vazão de ar reduzida e recheio de vidro ( período de regime a partir de 81 min). .....	81
Figura F.5– Históricos dos parâmetros utilizados na construção do ciclo da bomba de calor no 2º ensaio com vazão de ar reduzida e recheio de vidro ( período de regime a partir de 101 min). ...	82

Figura F.6 – Históricos dos parâmetros utilizados na construção do ciclo da bomba de calor no 1º ensaio com vazão de ar máxima e nebulização ( período de regime a partir de 66 min). .....	82
Figura F.7 – Históricos dos parâmetros utilizados na construção do ciclo da bomba de calor no 2º ensaio com vazão de ar máxima e nebulização ( período de regime a partir de 82 min). .....	83

## LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 - Códigos utilizados na identificação dos equipamentos e sensores.....	28
Tabela 4.2 - Configuração dos Field Loggers .....	29
Tabela 4.3 - Sensores de temperatura e umidade relativa .....	31
Tabela 5.1 – Equações de calibração dos sensores de temperatura.....	43
Tabela 5.2 – Condições estacionárias do ar após cada etapa de processo nos ensaios com recheio de vidro e vazão máxima de ar. ....	43
Tabela 5.3 – Condições estacionárias do ar após cada etapa de processo nos ensaios com recheio de vidro e vazão reduzida de ar. ....	44
Tabela 5.4 – Condições estacionárias do ar após cada etapa de processo nos ensaios com nebulizador e vazão máxima de ar. ....	44
Tabela 5.5 – Propriedades do escoamento de ar.....	45
Tabela 5.6 – Efetividade da umidificação adiabática. ....	46
Tabela 5.7 – Fator by-pass no evaporador.....	47
Tabela 5.8 – Fator by- pass no condensador. ....	47
Tabela 5.9 – Fator by- pass no umidificador.....	47
Tabela 5.10 – Energia consumida (kWh) pelo compressor e bomba d’água durante 1 h de funcionamento. ....	48
Tabela 5.11 – Energia (kWh) consumida pelo ventilador centrífugo.....	49
Tabela 5.12 – Energia total consumida pelo sistema (kWh). ....	49
Tabela 5.13 – Quantidades de água consumida e produzida durante os ensaios realizados, utilizando recheio de vidro para a umidificação no período de uma hora.....	50
Tabela 5.14 – Quantidades de água consumida e produzida durante os ensaios realizados utilizando a nebulização para a umidificação no período de uma hora.....	50
Tabela 5.15 – Condutividade elétrica das águas purificadas e de alimentação (μS/cm).....	51
Tabela 5.16 – Condições operacionais resultantes dos ciclos da bomba de calor, utilizando recheio de vidro como sistema de umidificação do ar (vazão máxima) usado como carga térmica. ....	52

Tabela 5.17 – Condições operacionais resultantes dos ciclos da bomba de calor, utilizando recheio de vidro como sistema de umidificação do ar (vazão reduzida) usado como carga térmica. ....	52
Tabela 5.18 – Condições operacionais resultantes dos ciclos da bomba de calor, utilizando nebulizador como sistema de umidificação do ar usado como carga térmica. ....	53
Tabela 5.19 – Coeficiente de Performance teórico ( $COP_{teórico}$ ). ....	55
Tabela 5.20 – Coeficiente de Performance ( $COP_{total}$ ) da bomba de calor. ....	55
Tabela 5.21 – Coeficiente de Performance levando-se em consideração apenas o consumo de energia do compressor e bomba de água ( $COP_{cp+bb}$ ). ....	56
Tabela 5.22 – Taxa de vapor d'água condensada ( $kgkWh^{-1}$ ) ....	57
Tabela G.1 – Vazão mássica de refrigerante nos ensaios com a vazão máxima de ar e recheio de vidro como sistema de umidificação. ....	83
Tabela G.2 – COP dos ensaios com a vazão máxima de ar e recheio de vidro como sistema de umidificação. ....	84
Tabela G.3 – Vazão mássica de refrigerante nos ensaios com a vazão reduzida de ar e recheio de vidro como sistema de umidificação. ....	84
Tabela G.4 - COP dos ensaios com a vazão máxima de ar e recheio de vidro como sistema de umidificação. ....	85
Tabela G.5 - Vazão mássica de refrigerante nos ensaios com a vazão máxima de ar e nebulização. ....	85
Tabela G.6 - COP dos ensaio com a vazão máxima de ar e nebulização. ....	85
Tabela H.1 – SMER dos ensaios com a vazão de ar máxima e recheio de vidro como sistema de umidificação. ....	86
Tabela H.2 – SMER dos ensaios com a vazão de ar reduzida e recheio de vidro como sistema de umidificação. ....	86
Tabela H.3 – SMER dos ensaios com a vazão de ar máxima e nebulização. ....	86

## NOMENCLATURA

$w$	Umidade absoluta	[kg água/kg ar seco]
$\dot{m}$	Vazão mássica	[kg ar seco/s]
$c_p$	Calor específico do ar	[kJ/kg°C]
FBP	Fator de by-pass	[ - ]
$\dot{q}$	Taxa de calor	[kW]
COP	Coeficiente de Performance	[ - ]
$\dot{m}_{\text{água}}$	Vazão mássica de água condensada	[kg água/s]
$\dot{m}_v$	Vazão mássica de água evaporada	[kg água/s]
$Q_h$	Taxa de energia produzida	[kJ/kg]
$W_{cp}$	Potência elétrica consumida pelo compressor	[kW]
$W_{vent}$	Potência elétrica consumida pelo ventilador	[kW]
SMER	Taxa de condensação do vapor d'água	[kg/kW.h]
$T$	Temperatura de bulbo seco	[°C]
$A$	Área	[m <sup>2</sup> ]
$\dot{m}_{\text{ar úmido}}$	Vazão mássica de ar úmido	[kg ar/s]
$P$	Potência elétrica	[kW]
$V$	Tensão	[V]
$I$	Corrente elétrica	[A]
$\rho$	Densidade	[kg/m <sup>3</sup> ]
$F_p$	Fator de potência	[ - ]
$v$	Velocidade máxima	[m/s]
$\bar{v}$	Velocidade média	[m/s]

### Subscritos

1	Estado 1
2	Estado 2
s	Estado s

## 1. INTRODUÇÃO

O desenvolvimento sustentável, que surge como solução para contornar os efeitos dos problemas gerados pelo desenvolvimento tecnológico acelerado tem sido um tema presente em discussões de diversos segmentos da sociedade no mundo todo. Dentro deste contexto, a utilização racional de recursos híbridos e fontes energéticas surge como uma obrigatoriedade (BENDASSOLLI, 2009).

Em laboratórios, a água é o solvente mais empregado, uma vez que a utilização de água de alta pureza é de fundamental importância nos trabalhos de pesquisa. Dentre os sistemas para o tratamento de água para essa finalidade, destacam-se os processos de destilação, osmose reversa e troca-iônica (TAVARES et al., 2004).

O processo mais simples para que a água alcance pureza adequada é a destilação convencional, porém este método tem como inconvenientes seu alto gasto com energia elétrica e seu elevado consumo de água para o resfriamento de vapor d'água, a qual é utilizada para a condensação dos vapores oriundos do evaporador (DA COSTA et al., 2006).

De acordo com Tavares et al. (2004), o processo de osmose reversa, que é uma das alternativas para a purificação de água, apesar de apresentar um baixo consumo de energia elétrica, ainda acarreta em um desperdício de água ( $3 \text{ L L}^{-1}$  de água produzida).

O desenvolvimento sustentável parte da idéia de manter os recursos naturais sempre disponíveis para as gerações atuais e futuras, e a economia da água de refrigeração é de fundamental importância (MOURO e DEMANBORO, 2009).

Buscando alternativas, assim como osmose reversa, para produzir água purificada com economia de energia elétrica e água de resfriamento, mas com produção (tanto em relação à quantidade, como à pureza) equivalente ao convencional, surge a possibilidade da elaboração de um sistema de purificação de água pela desumidificação do ar com o auxílio de uma bomba de calor.

## 2. OBJETIVOS

O objetivo do trabalho foi o desenvolvimento de um equipamento de purificação de água com um menor gasto energético e com grande redução do consumo de água quando comparado aos aparelhos convencionais de destilação de água, utilizando para isso, uma bomba de calor e um sistema de umidificação adiabática.

### 2.1. Objetivos específicos

- Montar e instrumentar um protótipo de purificador de água utilizando uma bomba de calor para promover a desumidificação do ar;
- Avaliar a eficiência de diferentes tipos de umidificadores de ar, com o intuito de obter um maior aproveitamento de água e maior absorção de água pelo ar;
- Produzir água purificada com níveis de condutividade elétrica semelhantes aos encontrados em águas obtidas por aparelhos de destilação convencional, tendo em vista que a condutividade elétrica é um dos parâmetros determinantes do grau de pureza;
- Medir e comparar a condutividade elétrica da água obtida pelo aparato desenvolvido e por um destilador convencional de água;
- Avaliar os consumos de energia e água do protótipo e comparar com um aparelho convencional de destilação.

### 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Entende-se por água purificada, também chamada de água destilada, desmineralizada, deionizada, ou de osmose, a água que possui carência de íons, compostos orgânicos e inorgânicos. Isto é, água formada teoricamente ‘somente’ pelos átomos de hidrogênio e oxigênio ligados (RAMOS, 2007).

Tal pureza da água, com ausência de compostos químicos, pode ser obtida através de vários processos, que determinam a nomenclatura dada à água, como a destilação, osmose reversa e deionização.

A tecnologia atual permite a utilização de vários processos de purificação de água, sejam isolados, sejam combinados, dependendo da qualidade da água bruta e da qualidade desejada para a água tratada. Os principais são: destilação, deionização, osmose reversa, filtração, adsorção em carvão ativado, entre outros.

Uma das características da água que determina seu grau de pureza é a sua condutividade elétrica, que é medida em microsimens por centímetro ( $\mu\text{S}/\text{cm}$ ).

#### 3.1. Equipamentos de destilação de água

A destilação é um processo há muito estabelecido para purificação de água, no qual a água é aquecida até evaporar e o vapor é condensado e recolhido.

A água destilada é de suma importância para as pesquisas laboratoriais, já que esta nada mais é do que a água pura sem a presença de outras substâncias dissolvidas, e sua utilização se dá em indústrias e laboratórios (MOURO e DEMANBORO, 2009).

Os sistemas destinados à purificação de água para uso em laboratório são indispensáveis para o sucesso das atividades desenvolvidas nesses ambientes experimentais. No entanto, os atuais aparelhos de destilação apresentam um grande inconveniente quanto ao seu desempenho, já que desperdiçam elevados volumes de água de resfriamento, principalmente na etapa de condensação do vapor, para a obtenção de água destilada. Esse desperdício, que varia de acordo com o equipamento utilizado, está estimado numa faixa entre 30 e 40 litros de água de resfriamento por litro de água destilada produzida (DA COSTA et al., 2006).

Outro inconveniente dos equipamentos de destilação de água usados em laboratório é a elevada demanda de energia elétrica, já que estes equipamentos utilizam uma resistência elétrica mergulhada no fluido a ser evaporado. A dissipação de calor nessa resistência, devido à passagem de corrente elétrica, aquece a água, fornecendo a energia necessária para sua vaporização. O vapor produzido é conduzido ao condensador, onde se condensa devido à troca de calor entre o vapor e a água de resfriamento (DA COSTA et al., 2006).

Da Costa et. al. (2006) propuseram a substituição do atual sistema de destilação de água em laboratório, por um alternativo que minimize as perdas de água de resfriamento, os custos de construção e operacionalização, além de melhorar seu rendimento. No trabalho, o consumo de energia pelo sistema proposto (destilador de água com reciclo de água de resfriamento, ou seja, com recirculação total da água de resfriamento), para a produção de 1 kg de água destilada, foi de 0,851 kWh (3057 kJ) significando portanto uma redução de 36% no consumo de energia.

### **3.2. Bomba de calor**

A sociedade mundial vem buscando formas de economizar energia com seu uso racional. Dentro deste contexto, os sistemas de bomba de calor melhoram a eficiência energética, podendo se dizer que esses sistemas são apropriados ao conceito de desenvolvimento sustentável (ELGENDY e SCHIMIDT, 2010).

Dentre os tipos de bombas de calor, podem-se destacar dois, o de ciclo de absorção e o de compressão de vapor.

A bomba de calor por absorção utiliza a habilidade de líquidos ou sais para absorverem o vapor do fluido de trabalho. Por não ser o objetivo desse trabalho, este tipo não será detalhado.

A bomba de calor por compressão de vapor, que é o foco desse trabalho, é uma máquina térmica que opera segundo um ciclo termodinâmico, trocando energia de uma fonte, a baixa temperatura e a disponibilizando com aproveitamento a uma temperatura mais alta. No ponto de vista térmico, isto é o que difere a bomba de calor de outros equipamentos de refrigeração similares, onde a energia a alta temperatura seria rejeitada.

A bomba de calor pode ter como finalidade não só o aquecimento, mas também a desumidificação de ar (LUIZ, 2007).

A bomba de calor por compressão de vapor é constituída basicamente de um evaporador, um condensador, um compressor e um dispositivo de expansão. O condensador e o evaporador consistem em trocadores de calor que têm a função de trocar o calor. O dispositivo de expansão tem como função provocar uma redução de pressão entre o lado de alta e de baixa pressão no sistema. O compressor é o elemento mecânico do sistema, que tem como função elevar a pressão do refrigerante primário e conseqüentemente a temperatura do gás refrigerante.

É interessante projetar o sistema de modo que o fluido refrigerante se encontre ligeiramente superaquecido na saída do evaporador, para garantir que entre no compressor totalmente vaporizado. Como também, ligeiramente sub-resfriado na saída do condensador, para garantir que o fluido ao entrar no dispositivo de expansão esteja líquido. Há uma perda de pressão no evaporador e no condensador, devido ao escoamento do fluido, e há a transferência de calor da vizinhança para o fluido, no evaporador, e do fluido para a vizinhança no condensador (LUIZ, 2007).

O consumo de energia da bomba de calor se dá no compressor, pelo trabalho de compressão do fluido refrigerante, sendo que, quanto maior a diferença entre as pressões de evaporação e condensação, maior esse trabalho. O calor trocado ( $Q_H$ ) pela bomba de calor (Figura 3.1), que é o calor cedido no condensador, é a soma do trabalho de compressão mais o calor trocado no evaporador da fonte à baixa temperatura. Assim a bomba de calor tem o diferencial perante outras tecnologias de aquecimento, tal como as resistências elétricas utilizadas no destilador de água, onde a energia elétrica é convertida diretamente em calor (PACCO, 2008).

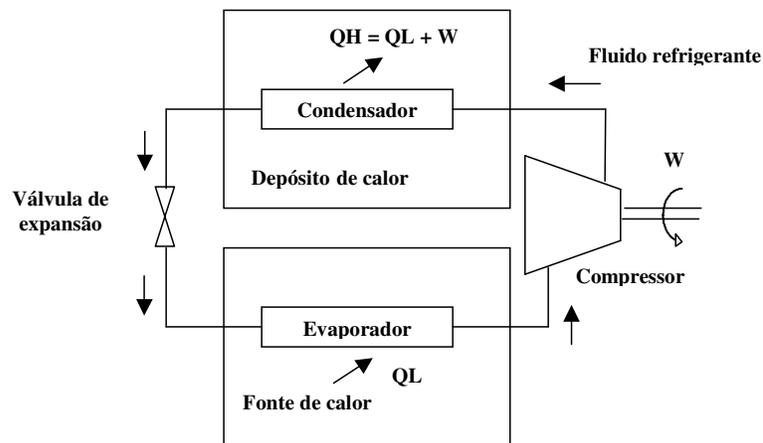


Figura 3.1 - Esquema de uma bomba de calor

Fonte: PACCO, 2008.

Devido a sua capacidade de fornecer mais energia na forma de calor do que de fato consomem como trabalho de entrada, muitas aplicações foram encontradas para as bombas de calor por compressão de vapor. Neste contexto, os processos de secagem e desumidificação estão entre as principais áreas de aplicação de bombas de calor (PEREIRA et al., 2004).

Apesar de pouco aplicadas no Brasil, as bombas de calor são equipamentos eficientes para o bombeamento de energia térmica na forma de calor, podendo gerar de 3 a 5 vezes a quantidade de energia empregada no acionamento do compressor (BALDASSIN JR et al., 2006).

Luiz et. al. (2007) utilizaram uma bomba de calor construída para investigar experimentalmente as características de secagem de alimentos. Os autores afirmam que a bomba de calor tem muitas vantagens em relação ao sistema convencional que utiliza diretamente a queima de combustível ou aquecimento elétrico. Dentre as vantagens, incluem alta eficiência energética, devido o alto coeficiente de performance.

As bombas de calor operam recuperando calor de uma fonte externa (como por exemplo, o ar), o que permite utilizar uma quantidade reduzida de energia para seu funcionamento. Sendo assim, seu uso pode alcançar reduções no consumo de energia de até 80%, como o exemplificado na Figura 3.2 (BALDASSIN, 2008).

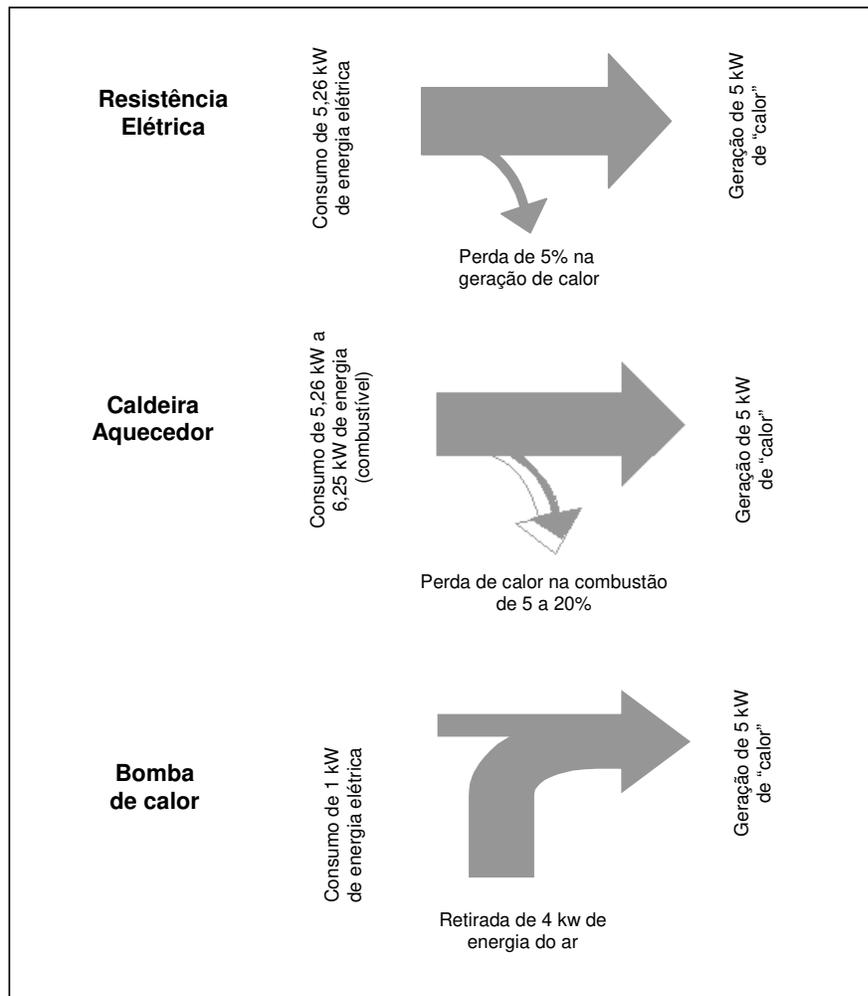


Figura 3.2 - Diferencial tecnológico das bombas de calor.

Fonte: BALDASSIN, 2008.

Neto (2002), em testes experimentais de um protótipo de uma bomba de calor para aquecimento de água, utilizou como fonte de extração de calor a água suja (fonte fria). Esse sistema apresenta potencial para ser construído em escala comercial, visto que o coeficiente de performance atingiu valores em torno de 3, para um aumento de 20°C da temperatura da água no condensador, possibilitando assim uma redução substancial do consumo de energia elétrica, ou seja, para cada 3 kW de energia térmica produzida apenas 1 kW de energia elétrica é consumida.

Em trabalho realizado para quantificar a energia e eficácia econômica de um desumidificador, utilizando bomba de calor para secagem de café em pequena escala, Gautz e Nelson (2006) verificaram que a bomba de calor utiliza um quarto da energia gasta por um queimador de propano.

Na Figura 3.3a é mostrada a estrutura típica de uma bomba de calor utilizada para desumidificar o ar de secagem. O ar úmido (A) flui através do evaporador da bomba de calor, onde é resfriado abaixo do seu ponto de orvalho (B). Calor sensível e latente, portanto, são removidos da corrente de ar e o vapor de água, contido no ar, é condensado e drenado. O calor removido do fluxo de ar úmido, no evaporador, em seguida é conduzido pela bomba de calor e dissipado no condensador. Neste último processo, o ar é aquecido (C) e sua umidade relativa é reduzida (PEREIRA et al., 2004). As condições do ar após cada processo ocorrido podem ser vistas no diagrama psicrométrico na Figura 3.3b.

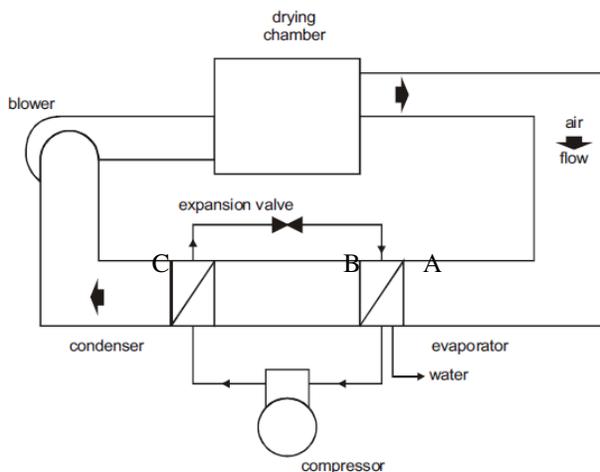


Figura 3.3a – Estrutura de uma bomba de calor para desumidificação de ar de secagem.

Fonte: PEREIRA et al, 2004.

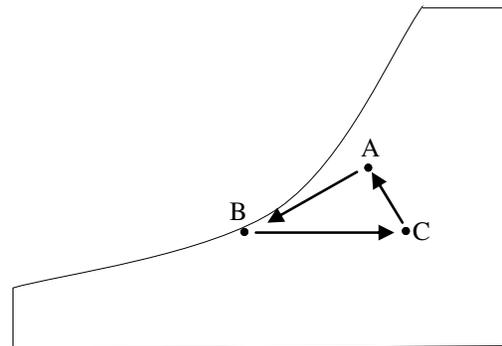


Figura 3.3b – Condições do ar no diagrama psicrométrico.

Estrutura semelhante é utilizada no presente trabalho, onde ao invés de ser utilizado em uma câmara de secagem, o ar aquecido e seco produzido pela bomba de calor passa por um processo de umidificação adiabática.

Uma grande vantagem da utilização da bomba de calor como desumidificadores é a possibilidade de produzir ar seco a uma temperatura desejada (PEREIRA et al., 2004).

O sistema de bomba de calor, montado por Luiz (2007) para desumidificação e aquecimento do ar de secagem, utilizando temperaturas maiores que a ambiente, porém menores que os secadores resistivos, foi tecnicamente viável e proporcionou condições bastante satisfatórias para secagem de alimentos: ar aquecido a uma temperatura em torno de 50°C e desumidificado com a umidade relativa em torno de 12%.

### 3.2.1. Eficiência energética

Dependendo do interesse da análise, existem várias maneiras de se definir a eficiência energética de um processo.

A eficiência energética é baseada na Primeira Lei da Termodinâmica e é definida pela quantidade de energia que é utilizada para remover certa quantidade de água do ar, obtida a partir da energia gasta. Ela pode ser expressa pelo Coeficiente de Performance (COP), definido como a razão entre o somatório da energia obtida pelo trabalho requerido pelo compressor e/ou pelo ventilador (LUIZ, 2007).

$$COP = \eta = \frac{\text{EnergiaÚtil}}{\text{EnergiaGasta}} = \frac{Q_h}{W_{cp} + W_{vent}} \quad (3.1)$$

Onde  $Q_h$  é o calor transferido no condensador (kW);  $W_{cp}$  é potência elétrica consumida pelo compressor (kW) e  $W_{vent}$  é a potência elétrica consumida pelo ventilador (kW).

Dependendo das condições de processo, o COP pode atingir valores da ordem de 8 a 10, sendo que em média, se situa entre 3 e 6 (Perry, 1981/1982; Moser e Schnitzer, 1985, citado em Rossi, 1993).

No entanto, quando se leva em consideração o consumo de energia elétrica dos motores dos ventiladores do sistema, os valores de COP diminuem, geralmente, em 40% e 60% dos valores médios anteriormente citados (Ayres et al, 1976; Person et al, 1983, citado em Rossi, 1993).

Bombas de calor aplicadas na secagem têm sido avaliadas, preferivelmente ao critério do COP, mediante o consumo de energia elétrica do motor do compressor por unidade de água evaporada, sendo que esse parâmetro aumenta com a diminuição do conteúdo final de umidade desejado para o produto que será seco (Hodgett, 1976; Person et al, 1977, citado em Rossi, 1993).

Tendo em vista o fato de que o trabalho de compressão é influenciado diretamente pela diferença entre as pressões de condensação e evaporação (alta e baixa pressões), quanto menor for esta diferença, menor será o trabalho de compressão, mais elevado será o COP e, conseqüentemente, consumirá menos energia (ROSSI, 1993).

### **3.3. Resfriamento evaporativo/Umidificação adiabática**

Devido à sua simplicidade, o resfriamento evaporativo/umidificação adiabática do ar é um dos métodos mais antigos adotados para proporcionar conforto humano através da redução da temperatura. Entretanto, esse método foi parcialmente abandonado devido ao comércio dos condicionadores de ar baseados no sistema mecânico de refrigeração (EL-REFAIE e KASEB, 2009).

Atualmente, o interesse em resfriamento evaporativo voltou à tona, devido à escassez e o custo crescente de energia e às questões ambientais. Nestes aspectos, o resfriamento evaporativo é vantajoso devido ao seu baixo consumo de energia (requer somente um quarto da energia elétrica requerida pelo sistema de compressão de vapor), além de haver ausência de fluidos refrigerantes, o que contribui para redução da emissão de gases, com efeito estufa, agressivos ao meio ambiente (RIANGVILAIKUL e KUMAR, 2010).

O resfriamento evaporativo tem ainda como atrativos e benefícios, a facilidade de manutenção, instalação e operação, sendo facilmente integrável em sistemas de condicionamento de ar já instalados (CAMARGO, 2004).

Atualmente o sistema de refrigeração mais utilizado para o condicionamento de ar é o sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor. No entanto, o resfriamento evaporativo pode ser uma alternativa econômica em muitos casos, podendo substituir o sistema convencional sob algumas condições ou ser utilizado como pré-resfriador no sistema

convencional. Isso leva a uma redução dos custos de operação com relação aos sistemas que utilizam somente a refrigeração mecânica (SCHIBUOLA, 1997).

O resfriamento evaporativo é um processo natural que consiste na redução da temperatura do ar e elevação da sua umidade relativa através de mecanismos simultâneos de transferência de calor e massa entre o ar e a água (CASTRO, 2004).

O princípio básico do resfriamento evaporativo consiste em injetar mecanicamente gotículas de água em um ambiente interno e facilitar sua evaporação mediante contato com ar disponível no interior desse ambiente. A energia necessária para que o processo de evaporação ocorra é fornecida pelo ar, que cede calor sensível a gotículas de água, as quais passam do estado líquido para o gasoso. O processo de evaporação da água contribui para diminuir a temperatura do ar ambiente e aumentar sua umidade.

A redução de temperatura, ou seja, a diferença entre a temperatura de entrada e saída do ar no resfriador evaporativo, obtida com o processo de resfriamento evaporativo depende fundamentalmente da umidade relativa do ar. Quanto mais baixa a umidade relativa do ar de entrada, maior a redução de temperatura obtida. Em grau menor, a redução de temperatura depende também da temperatura de entrada e da pressão barométrica, que por sua vez depende da altitude local (REIS et al, 2006).

A temperatura resultante no ambiente depende da carga térmica, da vazão e temperatura do ar insuflado. Normalmente o resfriador evaporativo é dimensionado para que a temperatura no ambiente fique de 2 a 5°C acima da temperatura de saída do resfriador (REIS et al, 2006).

O resfriador evaporativo é mais eficiente quando as temperaturas são mais elevadas, ou seja, quando o maior requerimento do resfriamento é necessário para proporcionar conforto térmico (CAMARGO et al., 2005).

Os equipamentos de resfriamento evaporativo podem ser de refrigeração evaporativa direta (RED) ou de refrigeração evaporativa indireta (REI), (REIS et al, 2006).

Nos equipamentos de resfriamento evaporativo direto (Figura 3.4) o ar fornecido é resfriado através da evaporação direta da água, quando esta entra em contato direto com o fluxo de ar (EL-REFAIE e KASEB, 2009).

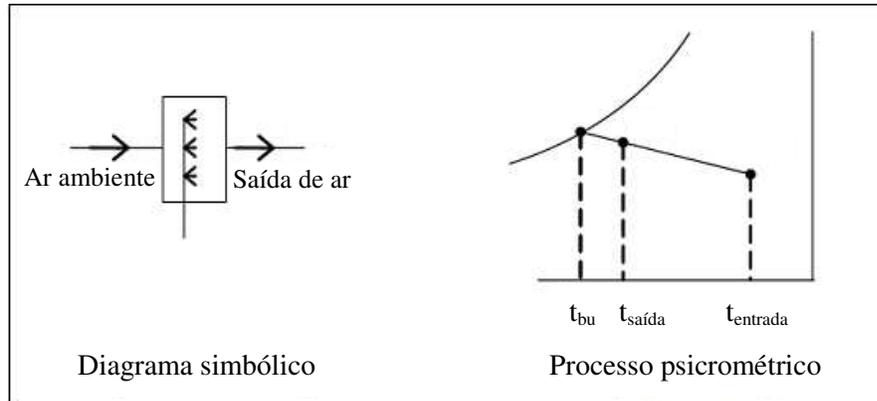


Figura 3.4 - Resfriamento evaporativo direto (RED)

Fonte: EL-REFAIE E KASEB, 2009.

Assim, em um RED, a água é vaporizada dentro da corrente de ar, e o calor e massa transferidos entre o ar e a água reduzem a temperatura de bulbo seco do ar e aumentam sua umidade relativa, mantendo praticamente constante sua entalpia. Nesse tipo de resfriamento, a mínima temperatura que se pode atingir é a temperatura de bulbo úmido do ar que entra no sistema (CAMARGO, 2004).

Sistemas de resfriamento evaporativo direto possuem entre 70-95% de eficácia em termos de diminuição da temperatura (RIANGVILAIKUL e KUMAR, 2010).

No resfriador evaporativo indireto (REI), ilustrado pela Figura 3.5, o ar que será utilizado para condicionar o ambiente (ar primário) transfere calor para uma corrente de ar secundária ou para um líquido, que foram resfriados por evaporação da água. A entalpia do ar do lado seco é assim reduzida, em contraste à redução adiabática de temperatura de um resfriador evaporativo direto (CAMARGO, 2004).

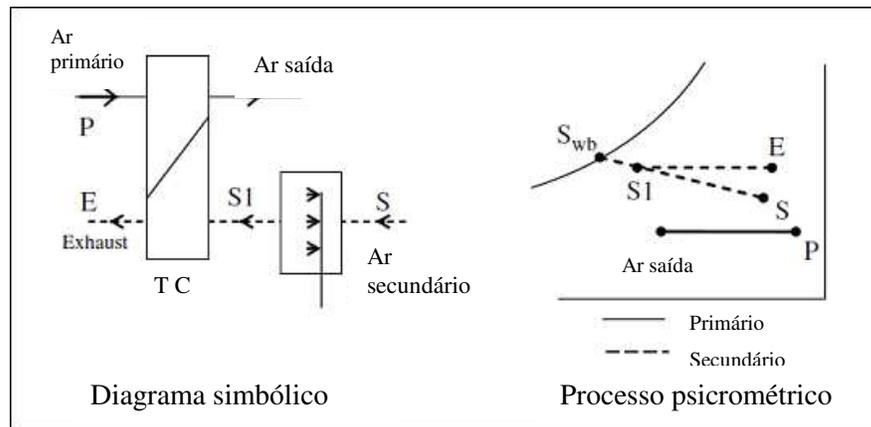


Figura 3.5 - Resfriamento evaporativo indireto (REI).

Fonte: EL-REFAIE E KASEB, 2009.

A mínima temperatura teórica que pode ser obtida no REI é a temperatura de bulbo úmido de entrada do ar secundário (EL-REFAIE E KASEB, 2009).

Em ambos os casos - resfriamentos evaporativos direto e indireto – ou na combinação das duas técnicas, o resfriamento do ar depende das condições psicrométricas do ar externo (MASIERO, 2006).

A Figura 3.6 ilustra o que acontece com a temperatura de bulbo seco (TBS), temperatura de bulbo úmido (TBU) e temperatura de orvalho (TO) quando o ar passa pelo resfriador evaporativo (CAMARGO et al., 2006).

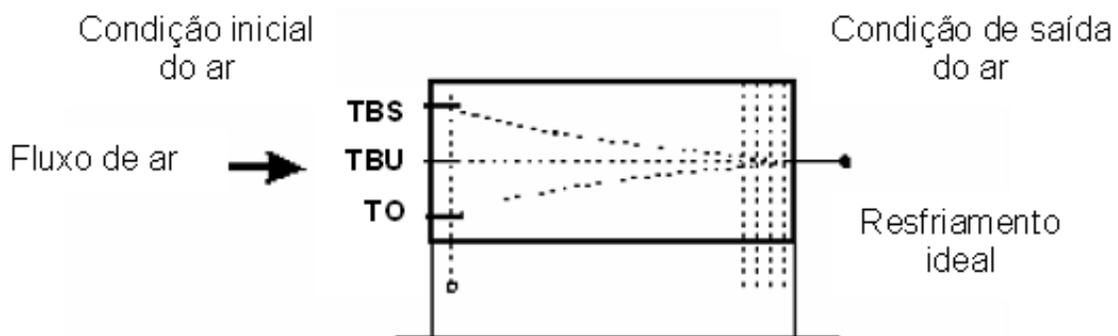


Figura 3.6 – Resfriamento evaporativo com fluxo constante de água.

Fonte: CAMARGO et al, 2006.

A efetividade de um resfriador evaporativo é definida como a taxa entre a queda real de temperatura de bulbo seco e a máxima queda teórica que a temperatura de bulbo seco poderia ter se o resfriador fosse 100% eficiente e o ar saísse saturado (CAMARGO et al., 2005).

### **3.3.1. Técnicas de aplicação de resfriamento evaporativo**

Apesar de existir variadas técnicas de aplicação de resfriamento evaporativo, como por exemplo, o telhado molhado, as torres de resfriamento e o resfriamento terrestre, neste trabalho serão apresentadas apenas as técnicas que serão testadas durante seu desenvolvimento.

Os resultados globais atingidos por qualquer dos sistemas abaixo descritos dependem do fluxo do ar. É necessária a adequação de vazão e velocidade para que se obtenham as melhores condições (BASENGE, 2010).

Em simulações numéricas de processos de transferência de calor e massa em um sistema de resfriamento evaporativo direto, Wu et al. (2009) verificaram que a eficiência de resfriamento do ar diminui com o aumento da velocidade de entrada de ar frontal. Isso ocorre porque o tempo de transferência de calor e umidade entre a água e o ar é reduzido com um aumento na velocidade. Entretanto, uma baixa velocidade pode requerer um painel com uma grande área frontal para alcançar o fluxo de ar necessário.

#### *3.3.1.1. Painel Resfriador (Pad Cooling)*

O painel resfriador, mais conhecido como “pad cooling”, é um sistema no qual o ar passa por um painel poroso umedecido e é lançado para o interior do ambiente a ser refrigerado. O painel pode ser de tecido, de argila expandida, de material fibroso ou qualquer material que não contamine o ar ou a água. O painel também pode funcionar como filtro para as impurezas contidas no ar externo (MASIERO, 2006).

A água é distribuída na parte superior do painel ou colméias e desce por canais pré-formados ou aleatórios, molhando todo o meio. O ar atravessa transversalmente a colméia, entrando em contato direto com o meio umedecido e absorvendo umidade até bem próximo da sua saturação. As principais vantagens deste método são (BASENGE, 2010):

- A parte molhada do sistema fica restrita ao equipamento;
- Nunca se ultrapassa o ponto de saturação, pois o ar só absorve a umidade que pode comportar, deixando, no equipamento, a água excedente;
- Este processo realiza ainda uma lavagem do ar, retendo poeira e sujeiras na colméia ou no painel, as quais são continuamente lavadas pela água excedente.

A eficácia deste sistema depende de uma combinação de uma máxima superfície molhada limpa com uma mínima resistência de fluxo de ar. Isso exige que os painéis ou “pad cooling” sejam de materiais com superfícies que espalham rapidamente a água pela ação de capilares e que permitem que o ar passe facilmente (WU et al., 2009).

### *3.3.1.2. Nebulização*

O sistema de resfriamento evaporativo por nebulização consiste na instalação de aspersores de água no local, os quais, uniformemente lançam uma névoa de água no ambiente.

Este sistema tem a mais alta eficácia entre todos os métodos de resfriamento evaporativo, isso, se a eficiência do bocal for alta e se a vazão e a pressão estiverem de acordo com as recomendações do fabricante, de forma que haja garantia de um bom desempenho do sistema (FURLAN, 2001).

Em trabalho realizado com o objetivo de avaliar o efeito de diferentes manejos de cortinas e sistemas de resfriamentos na redução da temperatura do ar interna de ambientes protegidos na agricultura, Furlan (2001) cita que esta técnica apresentou os melhores resultados na manutenção da temperatura e da umidade, mas apresentou algumas desvantagens, como exigência de alta qualidade da água e elevado custo de instalação e manutenção.

## **3.4. Processos do ar**

Duas quaisquer propriedades do ar são suficientes para determinar o estado da mistura (ar seco e vapor d’água), a partir das quais todas as demais propriedades, neste mesmo estado, podem ser calculadas pelas equações psicrométricas ou encontradas na carta psicrométrica (ROSSI, 1987).

O estado do ar, no entanto, sofre alterações, quando este é usado nas operações industriais, seja pela variação de sua temperatura, seja pela variação do conteúdo de vapor de água e seja também, pela alteração na temperatura e na umidade absoluta ao mesmo tempo. Isto faz com que as demais propriedades também sofram alterações modificando, conseqüentemente, o estado inicial para um novo estado, chamado final. A variação no estado do ar é chamada de processo do ar, representado na carta psicrométrica, por uma linha reta unindo o estado inicial ao estado final (ROSSI, 1987).

Vários são, portanto, os processos do ar, mas neste trabalho só serão abordados o aquecimento, resfriamento com desumidificação e a umidificação adiabática.

### 3.4.1. Aquecimento

Aquecimento refere-se ao processo no qual calor é adicionado a uma corrente de ar úmido sem, contudo, ocorrer uma variação do conteúdo de vapor de água na mistura. Trata-se, portanto, de um processo à umidade absoluta constante, ilustrado pela Figura 3.7 (MOREIRA, 1999).

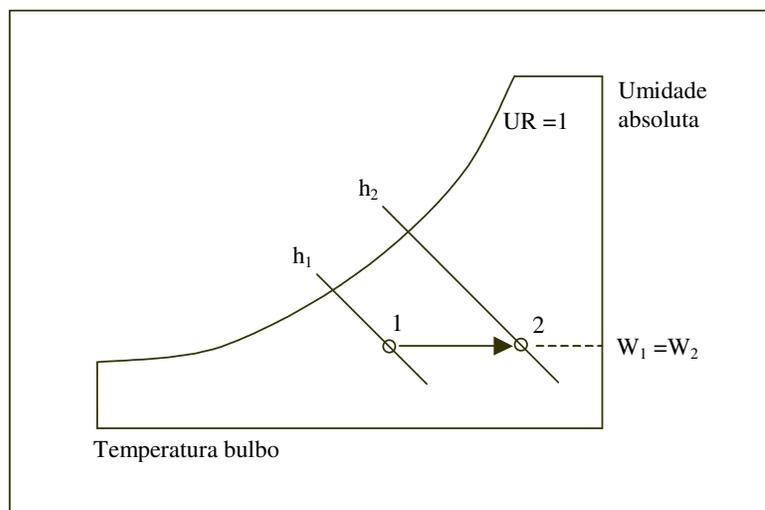


Figura 3.7 – Aquecimento do ar.

Fonte: MOREIRA, 1999.

Tipicamente, o aquecimento ocorre quando um fluxo de ar úmido atravessa um aquecedor, que pode ser qualquer tipo de trocador de calor que não modifica a umidade absoluta do ar, aumentando, porém, sua temperatura e entalpia (ROSSI, 1987).

A vazão mássica é expressa em termos de quantidade de ar seco por tempo ( $\text{kg}_{\text{ar seco}}/\text{h}$ ) e a quantidade de calor transferida ao ar no aquecimento (mudança do estado 1 para o 2) pode ser calculada com um simples balanço de energia, como (PARK, 2007):

$$\dot{q}_{\text{aquecimento}} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.2)$$

Onde:  $\dot{m}$  = vazão mássica de ar seco atravessando o aquecedor ( $\text{kg}_{\text{ar seco}}/\text{h}$ );

$h$  = entalpia específica da mistura ar e vapor de água ( $\text{kJ}_{\text{mistura}}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$ ).

$\dot{q}$  = taxa de calor transferido ao ar no aquecimento ( $\text{kJ}/\text{h}$ ).

### 3.4.1. Resfriamento com desumidificação

Neste processo, ilustrado pela Figura 3.8, o ar inicialmente no estado 1 diminuirá sua temperatura e sua umidade absoluta para chegar no estado 2.

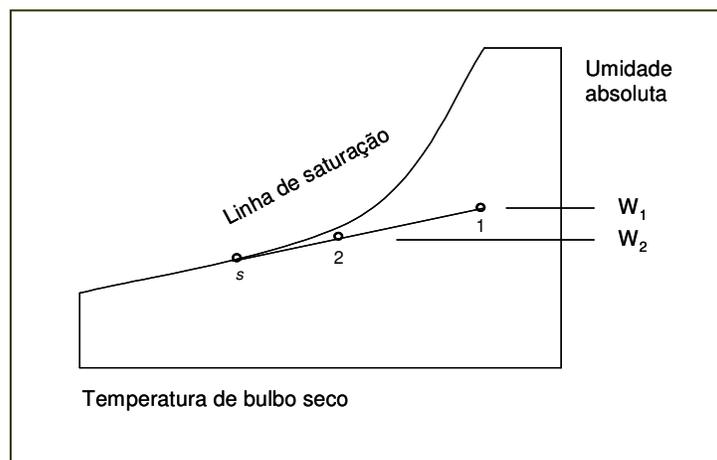


Figura 3.8 - Resfriamento e desumidificação do ar.

Fonte: SILVA, 2004.

O caso mais comum em que tal processo ocorre é o de se usar um trocador de calor (geralmente um evaporador de um sistema frigorífico), cuja temperatura da superfície externa é menor do que a temperatura de orvalho do ar no estado “1” (PARK, 2007).

Em uma análise de duas condições ideais, as partículas do ar que passam pelo trocador sem entrar em contato com sua superfície permanecerão no estado “1”. As demais partículas que entram em contato direto com a superfície atingem aproximadamente o estado “s”. Provocados pela turbulência, os dois estados (“1” e “s”) serão misturados, com o que se obtém o estado final “2”(ROSSI, 1987).

O estado “2”, por se tratar do resultado do processo de uma mistura de dois outros estados (“1” e “s”), está localizado na linha reta que une “1” e “s”. Sua exata localização depende do que se chama de fator “by pass” (FBP) do trocador, que é definida pela razão da massa de ar que não entra em contato ideal com a superfície à temperatura “s” em relação à massa total do ar. Esta grandeza indica o quanto a serpentina tem de eficiência em desumidificar ou resfriar uma dada quantidade de ar, uma vez que, se o contato entre o ar e serpentina fosse perfeito, o fluxo resultante deveria sair na condição de saturação com umidade relativa de 100% (ponto “s” sobre a linha de saturação) e o FBP seria igual a zero.

A equação que define o fator “by pass” é dada, conforme se segue:

$$FBP = \frac{w_2 - w_s}{w_1 - w_s} = \frac{h_2 - h_s}{h_1 - h_s} = \frac{T_2 - T_s}{T_1 - T_s} \quad (3.3)$$

Onde:  $w_1$  = umidade absoluta no estado “1” (kg água/kg ar seco);

$w_2$  = umidade absoluta no estado “2” (kg água/kg ar seco);

$w_s$  = umidade absoluta no estado “s” (kg água/kg ar seco);

$h_1$  = entalpia específica da mistura no estado “1” (kJ mistura/kg ar seco);

$h_2$  = entalpia específica da mistura no estado “2” (kJ mistura/kg ar seco);

$h_s$  = entalpia específica da mistura no estado “s” (kJ mistura/kg ar seco).

$T_1$  = temperatura de bulbo seco da mistura no estado “1” (°C);

$T_2$  = temperatura de bulbo seco da mistura no estado “2” (°C);

$T_s$  = temperatura de bulbo seco da superfície (°C).

O calor trocado nesse processo será:

$$\dot{q}_{\text{resfriamento}} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_2) \quad (3.4)$$

O fluxo de massa de vapor de água que condensa na superfície do trocador de calor será:

$$\dot{m}_{\text{água}} = \dot{m} \cdot (w_1 - w_2) \quad (3.5)$$

Neste caso, o ar é resfriado e, apesar da umidade relativa aumentar, ele sofre uma desumidificação, pois  $w_2 < w_1$  (ROSSI, 1987).

### 3.4.2. Umidificação adiabática do ar

Neste processo, a umidade absoluta e a umidade relativa do ar aumentam, mantendo constante a entalpia e a  $\Delta Q_{\text{total}} = \text{zero}$ , conforme Figura 3.9. Isso ocorre quando se faz passar fluxo de ar contra uma corrente de água, em ambiente isolado adiabaticamente. O ar será resfriado ( $T_2 < T_1$ ) e umidificado ( $w_2 > w_1$ ). Como ocorre à entalpia constante, a temperatura da água tenderá à temperatura de bulbo úmido do ar saturado (ROSSI, 1987).

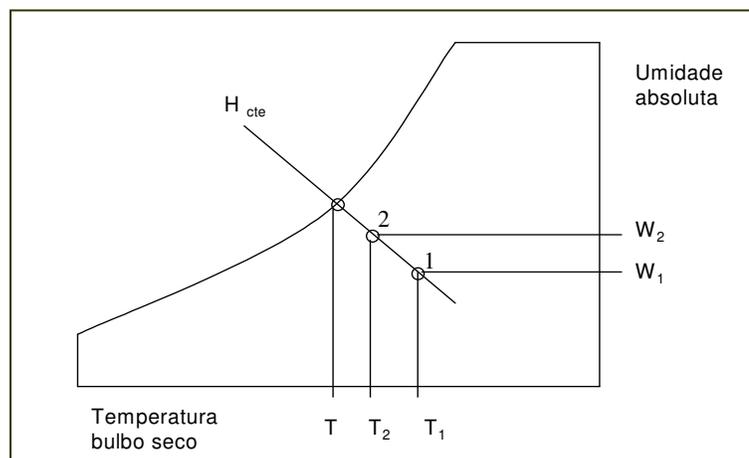


Figura 3.9 - Umidificação adiabática do ar.

Fonte: ROSSI, 1987.

O estado final é bem próximo da saturação, no entanto, a saturação completa não é atingida em virtude de que o tempo de contato entre o ar e as gotas de água não é suficiente para tanto (ROSSI, 1987).

Neste caso, o fluxo de massa de água evaporada, que será absorvida pelo ar é dado por:

$$\dot{m}_v = \dot{m} \cdot (w_2 - w_1) \quad (3.6)$$

Onde:

$\dot{m}_v$  = vazão de massa evaporada (água fornecida ao ar) [kg<sub>água</sub>/h];

$\dot{m}$  = vazão de massa de ar seco que entra [kg<sub>ar seco</sub>/h].

#### 4. MATERIAL E METODOLOGIA

Como um dos objetivos desse trabalho foi o desenvolvimento de um equipamento econômico do ponto de vista energético, ao invés de utilizar resistência elétrica, que é a comumente usada nos aparelhos convencionais de destilação e que é a responsável pelo alto consumo de energia “nobre”, a elétrica, foi utilizado um ciclo de refrigeração, com o aproveitamento de ambas as trocas de calor no evaporador e no condensador, combinado com o processo de umidificação adiabática do ar.

O equipamento projetado para a purificação de água, mostrado na Figura 4.1 como esquema e na foto no Apêndice A, opera segundo um ciclo termodinâmico de refrigeração. É composto por duas partes: uma bomba de calor por compressão de vapor, do tipo ar-ar acoplada em um duto de ar, e uma câmara, onde ocorre a umidificação do ar. O sistema proposto tem a configuração de um sistema fechado, já que o ar processado é sempre recirculado.

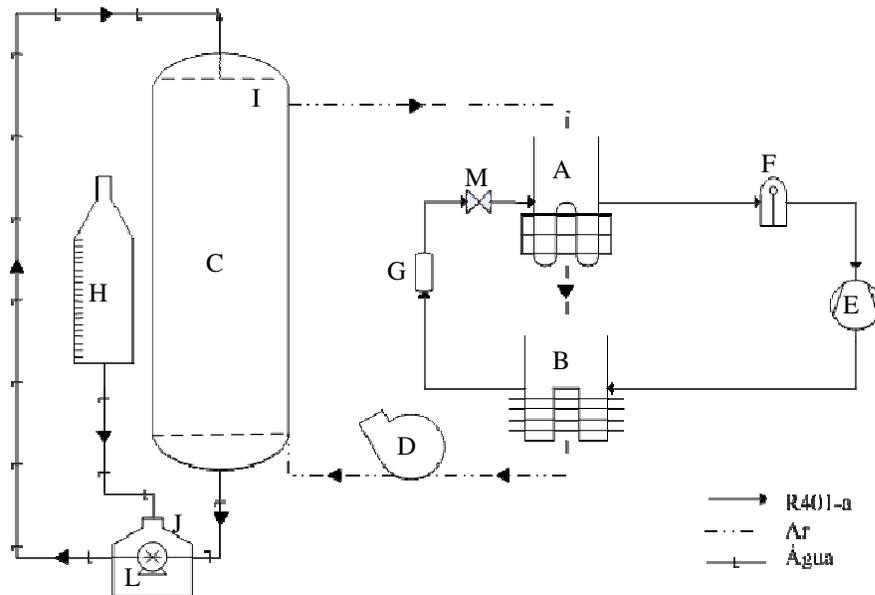


Figura 4.1 – Sistema de purificação de água pela desumidificação do ar por meio de uma bomba de calor: (A) evaporador; (B) condensador; (C) câmara onde ocorre a umidificação; (D) ventilador centrífugo; (E) compressor; (F) acumulador de líquido; (G) filtro secador; (H) reservatório de água; (I) distribuidor de água/nebulizador; (J) tanque pulmão; (L) bomba hidráulica; (M) dispositivo de expansão.

A desumidificação é gerada pela redução da temperatura do ar, devido ao contato com o evaporador (A), pela obtenção de temperatura abaixo de sua temperatura de orvalho, o que leva à condensação do vapor de água (PEREIRA et al., 2004). Esse processo de desumidificação reduz a umidade absoluta do ar, mas, por ser obtido através de resfriamento, provoca o aumento da umidade relativa e a diminuição da temperatura (LUIZ, 2007).

Na continuidade da vazão da mistura de ar, o aquecimento que o ar sofre ao passar pelo condensador (B) provoca um aumento de sua temperatura e conseqüentemente uma diminuição de sua umidade relativa, o que o torna mais susceptível a uma posterior umidificação. Sendo assim, ao sair do condensador, o ar passa por um processo conhecido como umidificação adiabática (C), resultando em um aumento de sua umidade absoluta e de sua umidade relativa possibilitando assim, que o processo de purificação da água, utilizando a bomba de calor, ocorra de maneira cíclica, como é mostrado na Figura 4.2.

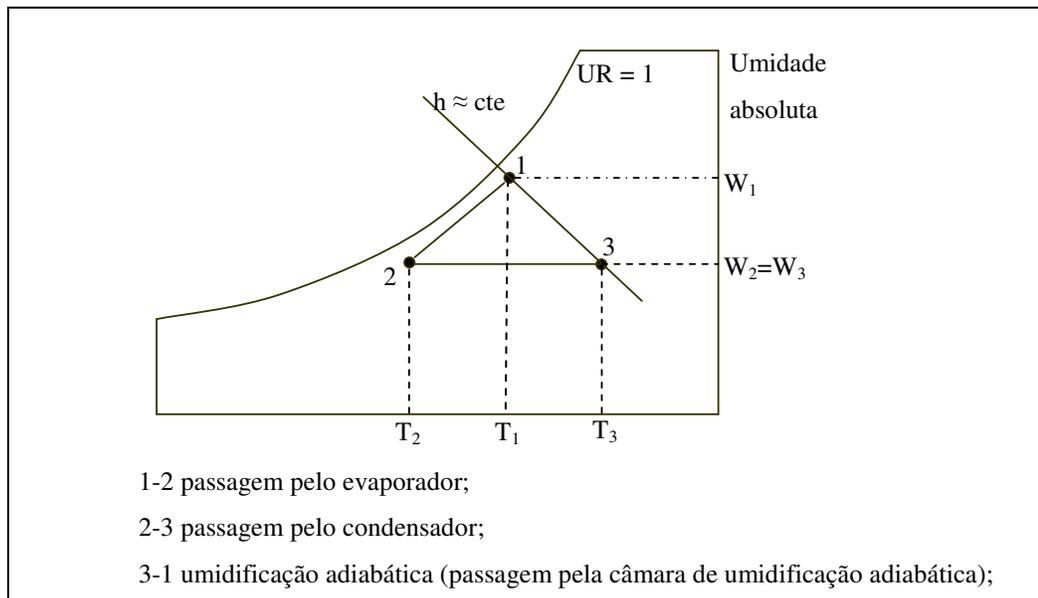


Figura 4.2 – Trajeto percorrido pelo ar representado no diagrama psicrométrico.

O projeto e a construção do equipamento, assim como a realização dos experimentos, foram desenvolvidos no LACPA - Laboratório de Automação e Controle de Processos de Alimentos da Faculdade de Engenharia de Alimentos, localizada na Universidade Estadual de Campinas.

#### 4.1. Sistema de refrigeração (Bomba de calor)

O sistema de refrigeração utiliza um fluido refrigerante para aquecer ou resfriar qualquer meio de troca térmica. Esse refrigerante circula a baixa temperatura e pressão pelo evaporador, onde troca calor com outro meio e evapora, retirando calor do ambiente ou da mistura do ar, mas mantendo sua temperatura, para seguir para a etapa de compressão e, em seguida, para a etapa de condensação, onde trocará calor com o ar, já desumidificado, liquefazendo novamente.

O protótipo desenvolvido com a bomba de calor é constituído de um condensador, um evaporador, um dispositivo de expansão, um compressor, um acumulador de líquido, além de um ventilador que promove a recirculação do ar no sistema e uma câmara de umidificação.

Como o objetivo do trabalho foi o desenvolvimento de um equipamento capaz de gerar água com pureza semelhante à da água produzida pelos destiladores convencionais, tentando evitar a possível contaminação que poderia ocorrer, devido ao contato do ar úmido com a parede dos trocadores de calor (caso eles fossem de metal, como comumente são), foram utilizados dois trocadores de calor de vidro borossilicato de 600 mm de comprimento e 64 mm de diâmetro externo, com serpentina também de vidro borossilicato de 10 mm de diâmetro. Na Figura 4.3 é mostrado o esquema do evaporador, semelhante ao condensador, utilizado na bomba de calor, ambos com entrada e saída para a linha de ar de 1,8 cm de diâmetro.

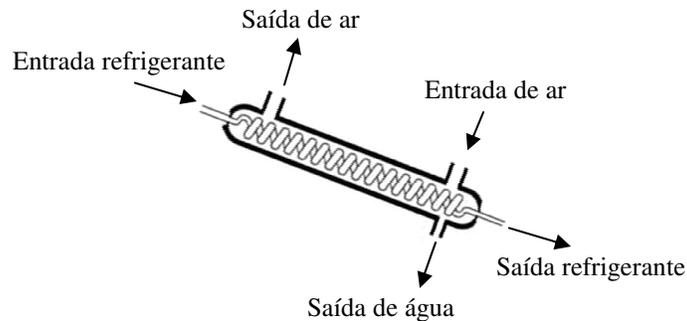


Figura 4.3 - Desenho esquemático do evaporador utilizado na bomba de calor.

Apesar do evaporador e do condensador terem as mesmas dimensões externas, possuem área de troca térmica diferentes, devido à diferença nos comprimentos das serpentinas. Sendo

assim, as áreas de troca térmica do evaporador e do condensador são respectivamente de 0,158 m<sup>2</sup> e 0,178 m<sup>2</sup>.

No condensador a saída de água foi vedada, já que ela não seria utilizada.

Utilizou-se um compressor hermético da marca *TECUMSEH*, modelo AZ1335DS/AZ223DS276 e 105 W de potência, e um capilar de cobre como dispositivo de expansão.

Como este compressor foi fabricado para ser utilizado com o refrigerante R-12, que teve seu uso restringido por provocar a destruição da camada de ozônio, o refrigerante usado foi o R-401a, por ser o mais compatível com óleo lubrificante, que não poderia ser trocado, por se tratar de um compressor hermético.

Para a recirculação de ar, foi utilizado um ventilador centrífugo da *Ventbras*, modelo VCV-75T e 552 W de potência, com capacidade máxima nominal de vazão de ar de 9,00 m<sup>3</sup>/min., em condições livres de perdas de carga.

A foto da bomba de calor e de todos seus elementos constituintes pode ser vista na Figura do Apêndice A.

#### **4.2. Sistema de umidificação adiabática do ar**

Na montagem da câmara de umidificação utilizou-se um cilindro de acrílico, de 20 cm de diâmetro e 62,7 cm de comprimento.

Para a umidificação por superfície molhada, a câmara (Figura 4.4) é composta por um recheio de vidro, anéis de raschig, e um sistema de distribuição e circulação de água.

Os anéis de raschig foram colocados no interior do cilindro, com intuito de aumentar a área de contato da água com o ar, e conseqüentemente aumentar a eficiência da umidificação. Foram utilizados 2,0 kg de anéis de raschig, que correspondem a uma área superficial de troca térmica de cerca de 1,9 m<sup>2</sup>, considerando as superfícies internas e externas dos anéis cilíndricos.



Figura 4.4 - Câmara de umidificação com recheio de vidro.

Para a umidificação por nebulização, o recheio de vidro foi retirado e um nebulizador foi instalado na parte superior da câmara. O nebulizador provoca a formação de névoa, através da mistura de ar e água. Sendo assim, foi necessária a instalação de uma linha de ar comprimido para sua utilização.

A água utilizada para a umidificação do ar inicialmente é armazenada em um reservatório graduado (A), mostrado na Figura 4.5, com capacidade de 2,3 L, e é distribuída sobre os anéis de raschig através de um distribuidor construído a partir de um tubo plástico e instalado no topo da câmara.

Como um dos objetivos desse trabalho foi o desenvolvimento de um equipamento capaz de produzir água purificada com o menor desperdício de água possível, toda água não absorvida pelo ar, foi redirecionada para um tanque pulmão (B), e então bombeada para o distribuidor (C) com uma bomba hidráulica (D) da marca *Sarlobetter*, modelo SB1000A, com vazão nominal de 400 a 1000 L/h. O tanque pulmão tem capacidade de 1,25 L.

O esquema da Figura 4.5 mostra como foi feita toda distribuição e circulação da água na câmara (E), onde ocorre a umidificação, sendo que as setas indicam o sentido em que a água circula.

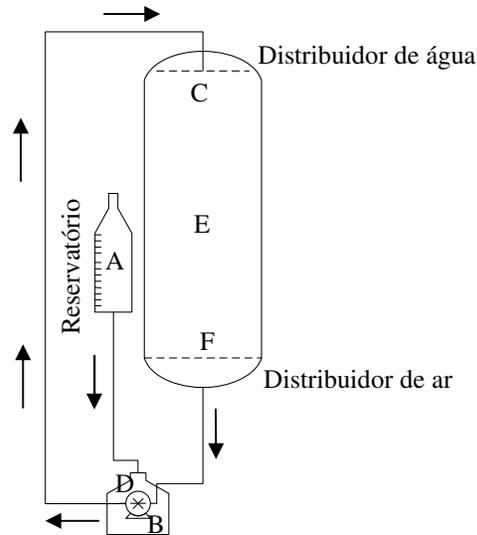


Figura 4.5 - Circulação da água na câmara de umidificação.

Após sair do condensador, o ar entra na câmara de umidificação através de um distribuidor de alumínio (F), que foi instalado na parte inferior da câmara de umidificação com o intuito de circular o ar ascendente por todo painel evaporativo.

O ar entra na câmara através de uma tubulação de 5,65 cm de diâmetro e o ar úmido sai por uma tubulação flexível de 3,0 cm, sendo que o diâmetro dessa tubulação é reduzido a 1,8 cm na entrada do evaporador.

### 4.3. Instrumentação do sistema

Com o intuito de monitorar as condições de funcionamento do protótipo, utilizou-se, na instrumentação do sistema, transmissores de temperatura, de umidade relativa, de pressão e de energia elétrica.

O fluxograma do conjunto experimental montado para os ensaios é mostrado na Figura 4.6 e a descrição dos códigos (tags) utilizados no fluxograma para a identificação dos equipamentos e instrumentos instalados no sistema encontram-se na Tabela 4.1.

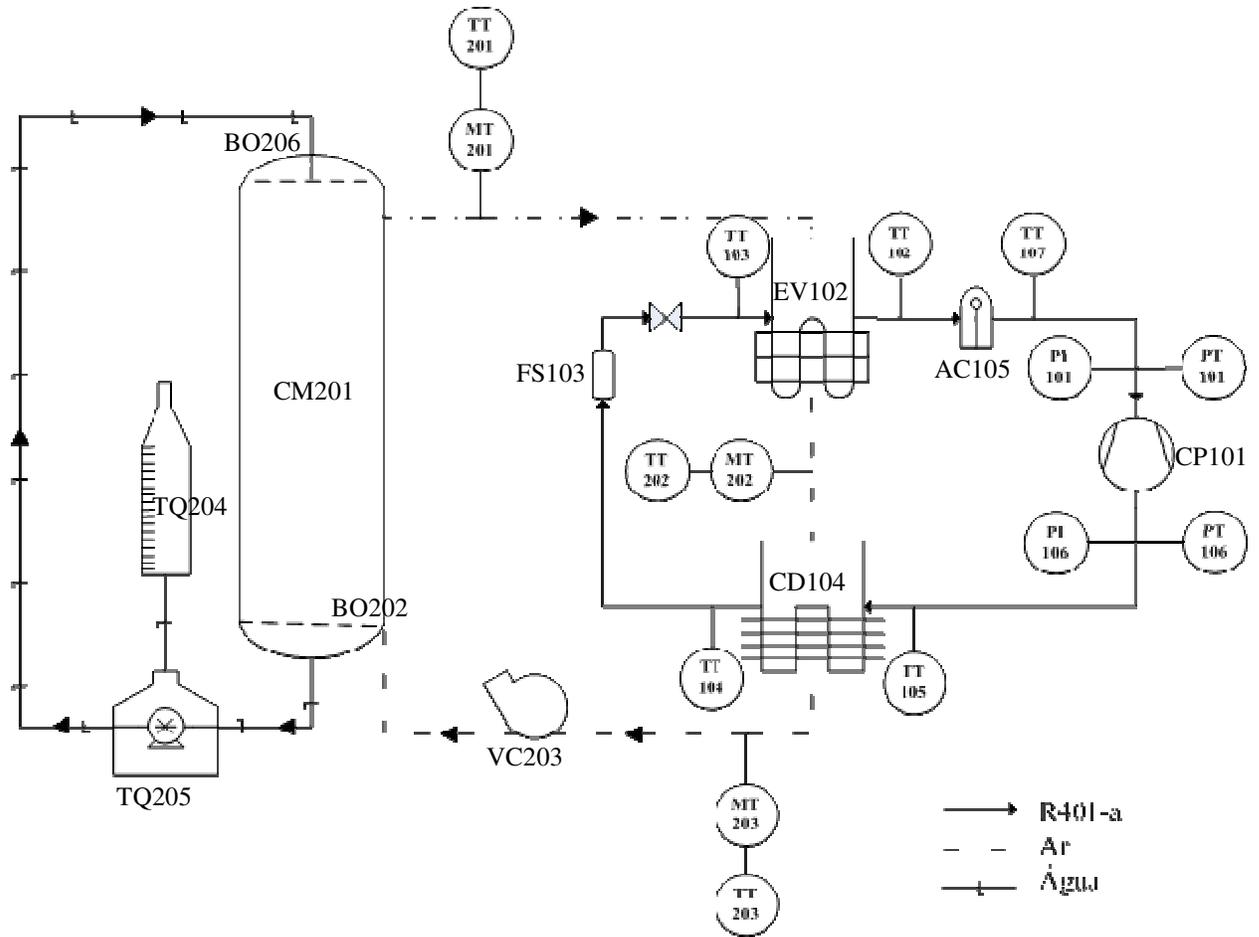


Figura 4.6 - Fluxograma do conjunto experimental.

Tabela 4.1 - Códigos utilizados na identificação dos equipamentos e sensores.

	<b>Código</b>	<b>Equipamento/Sensor</b>
Setor 100 (água e ar)	CP101	Compressor
	EV102	Evaporador
	FS103	Filtro secador
	CD104	Condensador
	AC105	Acumulador de líquido
	PT101	Transmissor de pressão
	PI101	Indicador de pressão (manômetro)
	TT102	Transmissor de temperatura (Pt100)
	TT103	Transmissor de temperatura (Pt100)
	TT104	Transmissor de temperatura (Pt100)
	TT105	Transmissor de temperatura (Pt100)
	PT106	Transmissor de pressão
	PI106	Transmissor de pressão
	TT107	Transmissor de temperatura (Pt100)
Setor 200 (R401a)	CM201	Câmara de umidificação
	BO202	Distribuidor de ar
	VC203	Ventilador Centrífugo
	TQ204	Tanque de armazenamento
	TQ205	Tanque pulmão
	BO206	Distribuidor de água/pulverizador
	TT201	Transmissor de temperatura (RHT-WM)
	MT201	Transmissor de umidade (RHT-WM)
	TT202	Transmissor de temperatura (RHT-WM)
	MT202	Transmissor de umidade (RHT-WM)
	TT203	Transmissor de temperatura (RHT-WM)
	MT203	Transmissor de umidade (RHT-WM)

Todos os transmissores utilizados foram conectados a um sistema de aquisição de dados, constituído por três Field Loggers, um conversor de dados (modelo USB-i485), sendo ambos da marca *Novus*, energizados por uma fonte de alimentação chaveada da marca *Hi Tecnologia*, modelo UPS 1094. O sistema de aquisição de dados pode ser visto pela Figura 4.7.



Figura 4.7 - Sistema de aquisição de dados (vista interna e externa, respectivamente): (a) Field Logger; (b) Fonte de alimentação; (c) conversor.

O FieldLogger é um equipamento de aquisição e registro de variáveis analógicas, que opera como um registrador eletrônico de dados, armazenando as informações adquiridas em sua memória interna para posterior análise.

Cada Field Logger contém oito canais de entrada de sinal analógico. O tipo de sinal a ser medido pelos canais é configurável, individualmente para cada canal, durante o processo de configuração por um software configurador, o Field Chart Novus, que acompanha o registrador.

Durante a configuração foram definidos quais os canais seriam utilizados para medições, sendo que os demais foram desabilitados. Os canais utilizados para a monitoração do protótipo e o tipo de medição realizada em cada um estão descritos na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Configuração dos Field Loggers

Field Logger 1		Field Logger 2	
Canal 1	$T_{AR1}$	Canal 1	-
Canal 2	$UR_1$	Canal 2	-
Canal 3	$T_{AR2}$	Canal 3	$T_{R1}$
Canal 4	$UR_2$	Canal 4	$T_{R2}$
Canal 5	$T_{AR3}$	Canal 5	$T_{R3}$
Canal 6	$UR_3$	Canal 6	$T_{R4}$
Canal 7	$P_2$	Canal 7	$T_{R5}$
Canal 8	$P_1$	Canal 8	Transdutor de corrente

#### 4.3.1. Sensores de temperatura e umidade

No sistema de refrigeração foram instalados cinco sensores do tipo Pt100, que foram calibrados, utilizando um banho termostático com uma solução de propileno glicol 37% (p/p). As medições foram feitas em intervalos de 10°C. As temperaturas obtidas pelos sensores foram comparadas com um termômetro padrão de mercúrio marca *Incoterm*®, precisão de 0,05 °C e escala de -30 a +50 °C, segundo a metodologia descrita por Ismail (2009).

Para a realização das leituras, aguardou-se a estabilização da temperatura do banho no valor desejado por um tempo suficiente para aquisição de pontos de dados. Os dados foram tratados numa planilha de Microsoft Excel®, graficando-se a temperatura lida no sensor versus a temperatura indicada pelo termômetro padrão.

As temperaturas no circuito de refrigeração foram obtidas por contato direto dos sensores de temperaturas Pt100 com as paredes da tubulação de cobre, na entrada e na saída de cada trocador de calor. Os locais, onde houve o contato do sensor com a tubulação de cobre, foram isolados termicamente do meio ambiente, considerando-se aproximadas as temperaturas do centro e da superfície da tubulação do sistema de refrigeração.

As temperaturas dos trocadores de calor foram analisadas para relacioná-las com as mudanças causadas por eles ao ar e calcular o fator by-pass dos trocadores, que nos indica a fração do ar que recebe realmente o tratamento, já que nesses processos o estado resultante é uma mistura de uma fração do ar no estado inicial com uma fração do ar que recebeu o tratamento.

Para monitorar as propriedades do ar que recircula no protótipo foram instalados três transmissores de umidade relativa e temperatura da marca *Novus*, modelo RHT-WM, após cada processo ocorrido. Com isso, as temperaturas de bulbo seco e a umidade relativa do ar foram medidas logo após o resfriamento, o aquecimento e a umidificação adiabática, para se estabelecer, no diagrama psicrométrico, as mudanças das condições ocorridas com o ar durante as passagens pelo sistema em todas as etapas.

Os valores medidos por estes sensores são convertidos em sinais analógicos de saída de 4 a 20 mA linearmente relacionados a suas leituras, compatível com o sistema de aquisição de dados utilizado.

Os sensores RHT-WM usados permitem leituras de umidade relativa de 0 a 100 % e leituras de temperatura de bulbo seco de 0 a 100 °C. Foram utilizados três sensores deste tipo, calibrados em fábrica.

Para que os sensores RHT-WM pudessem ser instalados, foi necessário acondicioná-los em câmaras adaptadas de PVC, conforme Figura 4.8, e adaptá-las na linha de circulação do ar.



Figura 4.8 - Adaptação para instalação do sensor de temperatura e umidade RHT-WM.

Para facilitar a análise dos dados obtidos, cada sensor foi nomeado e o local, onde foram instalados, estão descritos na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Sensores de temperatura e umidade relativa

Tipo de sensor	Nome	Local de instalação
Pt100	$T_{R1}$	Entrada condensador
	$T_{R2}$	Saída condensador
	$T_{R3}$	Entrada evaporador
	$T_{R4}$	Saída evaporador
	$T_{R5}$	Entre separador de líquido e compressor
RHT-WM	$UR_1 / T_{AR1}$	Entrada do evaporador/ saída ar umidificado
	$UR_2 / T_{AR2}$	Saída evaporador / entrada condensador
	$UR_3 / T_{AR3}$	Saída do condensador

#### 4.3.2. Sensores de pressão

A pressão, assim como a temperatura, é uma grandeza indispensável para a avaliação do comportamento de uma bomba de calor. Por isso, para monitorar a linha de descarga e sucção no

compressor, foram instalados dois transmissores de pressão piezoresistivos da marca *Pressgage*, modelo TPI-PRESS (nomeados de P1 e P2). A pressão é medida por meio de um transdutor piezoresistivo, que converte a força exercida pelo fluido sobre o diafragma em um sinal diretamente proporcional à sua intensidade e que é então enviado a um circuito eletrônico. Um sinal analógico de 4-20 mA é gerado pelo circuito, sendo proporcional ao valor da pressão.

Os transmissores apresentam invólucro e diafragma em aço Inox, o que garante sua aplicação com o fluido refrigerante, e possuem saída de 4-20 mA, calibrada em fábrica e compatível com o sistema de aquisição de dados utilizado. A faixa de medição selecionada foi de 0 a 25 bar manométrica.

Para conectar os transmissores na linha de pressão, foram utilizadas válvulas perfuradoras para tubos de cobre  $\frac{1}{4}$  até  $\frac{5}{16}$  polegadas, adaptadas no transmissor com um niple de redução  $\frac{1}{2}$  x  $\frac{1}{4}$  polegada com rosca NPT.

Além dos dois transmissores de pressão, foram instalados também dois indicadores de pressão, marca *Atenas*, sendo um, na linha de sucção, e o outro, na linha de descarga. A faixa de medição do manômetro instalado na linha de baixa pressão foi de -2 a 17 bar (-30 a 250 psi), já o da linha de alta foi de 0 a 34 psi (0 a 500 psi).

#### **4.3.3. Medidor de corrente elétrica**

Como um dos objetivos do trabalho é o desenvolvimento de um purificador de água que consuma menos energia elétrica que os destiladores de água convencionais, o consumo de energia elétrica do sistema é um parâmetro decisivo na avaliação do protótipo.

Sendo assim, para avaliar o consumo de energia elétrica foi instalado um transdutor de corrente marca *Hartmann&Braun*, modelo TNI (TDC001), ligado na alimentação do compressor e da bomba hidráulica, ambos monofásicos. O transdutor apresenta entrada de 0 – 5 A e saída de 0 – 5 mA.

Como a saída do transdutor não era compatível com nenhuma das opções de configuração de entrada do sistema de aquisição de dados, foi necessário instalar uma resistência de 10  $\Omega$ , que seguindo a lei de Ohm, conectada com a aquisição de dados, resulta num valor de tensão em

Volts, proporcional ao sinal de corrente. Esta ligação do transdutor com o sistema de aquisição de dados pode ser vista pela Figura 4.8.

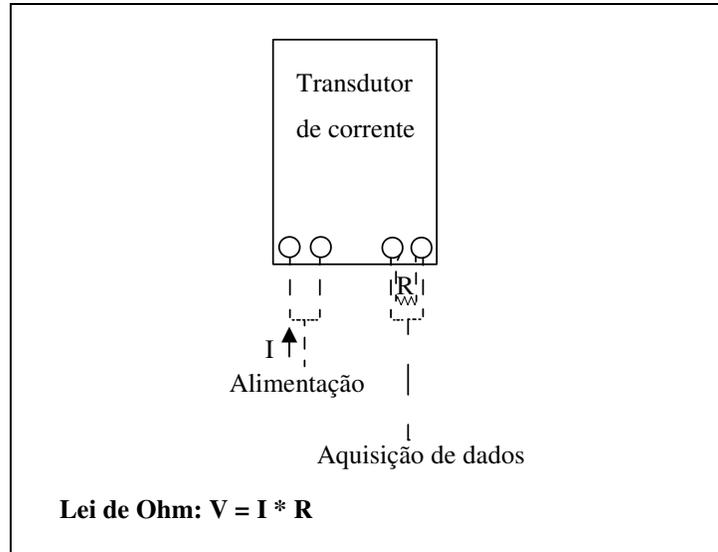


Figura 4.9 - Esquema da ligação elétrica do transdutor utilizando uma resistência de 10  $\Omega$ .

Adicionalmente, o módulo de entrada foi configurado para receber leituras de tensão de 0-50 mV e deste modo pode-se fazer coincidir as duas escalas. Com essa modificação a leitura final foi de um valor de tensão numericamente 100 vezes maior que o valor da corrente, enviado pelo transdutor.

Como o ventilador centrífugo é trifásico, não pode ser ligado na mesma alimentação do compressor e da bomba hidráulica, e conseqüentemente seu consumo de energia não pode ser medido e monitorado pelo transdutor de corrente.

Sendo assim, para medir o consumo de energia elétrica relativo ao ventilador centrífugo foi utilizado um alicate amperímetro digital da marca *Minipa*, modelo ET-3200A e 3,0% de precisão, pois o ventilador permaneceu ligado constantemente sem alterações.

#### 4.3.4. Medição da vazão do ar

A vazão do ar que circula no sistema foi medida de forma indireta através da medida da velocidade do ar.

Para medir a velocidade do ar foi utilizado um tubo de Pitot, instalado na tubulação de ar na entrada da câmara, onde é feita a umidificação do ar, que possui 5,65 cm de diâmetro.

O tubo de Pitot funciona basicamente como um medidor de pressão diferencial, necessitando para isso, possuir duas pressões bem definidas e comparadas, chamadas de pressão de impacto e pressão estática. A diferença de pressão pode então, ser chamada de pressão dinâmica. Conhecida essa pressão dinâmica, é possível a obtenção da velocidade de dado fluido, conhecendo-se também a densidade desse fluido (FIGUEREDO et al, 2005)

O medidor de pressão diferencial utilizado foi um tubo em U. Através da diferença de altura entre as colunas do fluido interno manométrico, a água, pode-se calcular a pressão diferencial, e a partir daí calcular a velocidade do ar.

O valor da velocidade foi calculado através da Equação de Bernoulli, que após algumas simplificações resultou na seguinte equação:

$$v = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (4.1)$$

Sendo:

$\Delta P$  = pressão dinâmica ( $\text{kg m}^{-1}\text{s}^{-2}$ );

$\rho$  = densidade do fluido interno manométrico ( $\text{kg/m}^3$ ).

Porém, esta velocidade é medida no centro do tubo, portanto, é a velocidade máxima de escoamento. Para descobrir a velocidade média, e conseqüentemente a vazão média de ar, foi necessária a obtenção do número de Reynolds, através da equação 4.2, que identificou se o escoamento de ar no sistema era laminar ou turbulento.

$$Re = \frac{\rho d v}{\mu} \quad (4.2)$$

Sendo:

$\rho$  = densidade do ar ( $\text{kg/m}^3$ );

$d$  = diâmetro da tubulação (m);

$v$  = velocidade medida (m/s);

$\mu$  = viscosidade do ar (Pa.s)

O número crítico de Reynolds em escoamento interno de tubulações é aproximadamente 2300. Sendo assim, valores menores que este indicam que o escoamento é laminar (DELMÉE,1982).

A relação velocidade média/velocidade no centro ( $\bar{v}/v$ ) é da ordem de 0,5 para escoamentos laminares, e cresce até valores superiores a 0,8 no caso de regimes turbulentos, sendo que é comum usar o valor de 0,8167 para essa relação (DELMÉE,1982).

A velocidade do ar foi medida quando o sistema funcionava com a vazão de ar máxima e com a vazão de ar reduzida.

#### **4.3.5. Medições das quantidades de águas introduzidas e obtidas**

Como um dos objetivos deste trabalho foi o desenvolvimento de um equipamento capaz de produzir água purificada com um consumo menor de água, quando comparado aos destiladores de água convencionais, mas com produção equivalente, a determinação da quantidade de água utilizada e da quantidade de água produzida foi de extrema importância.

Para isso, toda água introduzida no equipamento foi inicialmente armazenada em um reservatório graduado, e liberada aos poucos, para o tanque pulmão (também graduado), de onde era bombeada para a câmara de umidificação. Sendo assim, a quantidade de água utilizada foi determinada pela diferença do nível da água no reservatório no início e no final do funcionamento do sistema, conforme o período de operação.

O volume de vapor d'água condensado no evaporador foi quantificado, utilizando uma proveta.

#### 4.4. Análise da condutividade elétrica da água

Para atender a crescente sensibilidade exigida em suas pesquisas, várias organizações profissionais têm estabelecido padrões de qualidade de água, e um dos parâmetros que determina essa qualidade é a condutividade elétrica.

A condutividade elétrica, medida em microsiemens/cm ( $\mu\text{S}/\text{cm}$ ) é um parâmetro relacionado à concentração de íons presentes na água, ou seja, à concentração de materiais nela dissolvidos (BREDA, 2001).

A maioria das substâncias inorgânicas dissolvidas tem carga elétrica, positiva ou negativa, e transmite corrente elétrica quando se mergulha eletrodos na água e se aplica voltagem nos mesmos. Assim, quanto maior for a concentração iônica, mais fácil será a transmissão de corrente elétrica, e conseqüentemente, maior a condutividade (BREDA, 2001).

A medição da condutividade dá apenas uma indicação genérica, não específica, da presença e concentração de espécies químicas ionizadas (BREDA, 2001).

Para medir a condutividade elétrica da água, tanto da água de alimentação como da obtida pelo protótipo desenvolvido, utilizou-se um condutivímetro digital microprocessado da marca *Quimis*, modelo Q-795M2.

O condutivímetro utilizado faz a autocompensação da temperatura, a conversão automática da faixa de medição e autocalibração. Como era esperada uma água com baixa condutividade, a faixa de medição utilizada foi de 2 a 200  $\mu\text{S}/\text{cm}$ .

#### 4.5. Descrição dos ensaios

Para iniciar os ensaios, ligava-se o ventilador e em seguida a bomba hidráulica. Com a câmara de umidificação em funcionamento, acionava-se o compressor.

Todas as variáveis do sistema que estavam sendo medidas foram monitoradas “on line” através do software Field Chart Novus, que permite a coleta das aquisições para o computador, realizando o registro gráfico “on-line”, além de gerar gráficos históricos.

A condição de regime permanente da bomba de calor foi considerada quando as grandezas medidas se tornavam constantes, durante 10 minutos. Um exemplo do registro gráfico

on-line, durante o regime permanente, pode ser visto no Apêndice B. Entretanto, os históricos comprobatórios do regime permanente são mostrados no item resultados.

Após os 10 min que o sistema estava em regime, este ficava em funcionamento por mais uma hora e em seguida era desligado.

Com o intuito de fazer uma investigação das condições de funcionamento do sistema, após os três ensaios com a vazão máxima de ar permitida pela configuração do sistema, foi feita uma redução da vazão de ar introduzindo uma válvula na tubulação de entrada do evaporador. A introdução dessa válvula aumenta a perda de carga no interior da tubulação e conseqüentemente diminui a vazão de ar.

Como um dos objetivos do trabalho foi avaliar a eficiência de dois diferentes tipos de umidificadores de ar, os procedimentos citados anteriormente foram realizados, em um primeiro momento, utilizando o recheio de vidro (anéis de raschig) como sistema de umidificação. Após realizar todos os ensaios, o recheio de vidro foi retirado da câmara e o pulverizador foi instalado. Em seguida, todos os procedimentos citados anteriormente foram realizados novamente.

#### 4.6. Tratamento de dados

Para todos os cálculos realizados, só foram considerados os dados coletados durante o tempo em que o sistema funcionava em regime permanente, ou seja, durante uma hora. Os históricos de cada ensaio realizado podem ser vistos no Apêndice C e D.

##### 4.6.1. Coeficiente de Performance

O valor do Coeficiente de Performance (COP) do sistema da bomba de calor foi calculado considerando os valores médios dos dados de pressão e temperatura coletados em regime permanente, cujo o ciclo frigorífico foi construído com a ajuda do software Coolpack<sup>®</sup>.

O COP<sub>total</sub> em cada ensaio realizado foi calculado por meio da seguinte equação:

$$\text{COP}_{\text{total}} = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{W}_{\text{cp}} + \dot{W}_{\text{vent}} + \dot{W}_{\text{bb}}} = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{W}_{\text{total}}} \quad (4.3)$$

Onde:

$\dot{Q}_h$  = taxa de calor transferido no condensador (kW);

$\dot{W}_{cp}$  = potência elétrica consumida pelo compressor (kW);

$\dot{W}_{vent}$  = potência elétrica consumida pelo ventilador (kW);

$\dot{W}_{bb}$  = potência elétrica consumida pela bomba hidráulica (kW).

Os valores de  $\dot{W}_{cp}$  e  $\dot{W}_{bomba}$  utilizados na equação anterior correspondem à potência medida pelo transdutor de corrente elétrica, e o valor de  $\dot{W}_{vent}$  corresponde a potência medida por alicate amperímetro.

Para comparação, foi calculado ainda o  $COP_{teórico}$ , que leva em consideração apenas o trabalho requerido pelo compressor, através da equação 4.4.

$$COP_{teórico} = \frac{\Delta h_{cond}}{\Delta h_{comp}} \quad (4.4)$$

Onde:

$\Delta h_{cond}$  = variação de entalpia de condensação (kJ/kg);

$\Delta h_{comp}$  = variação de entalpia de compressão (kJ/kg);

Os valores de  $\Delta h_{cond}$  e  $\Delta h_{comp}$  foram obtidos pelo software Coolpack<sup>®</sup>.

Com o intuito de verificar a real influência do ventilador no desempenho do sistema, calculou-se também o  $COP_{cp+BB}$ , levando-se em consideração a potência do compressor e da bomba hidráulica, medidos pelo transdutor de corrente, através da seguinte equação:

$$COP_{cp+bb} = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{W}_{cp} + \dot{W}_{bb}} \quad (4.5)$$

#### 4.6.2. Taxa de condensação de vapor de água (SMER)

A bomba de calor possui uma particularidade, em relação à condensação do vapor d'água, ou seja, a taxa de vapor condensado (SMER), que é definida como a massa de água removida do ar por unidade de energia gasta num período de tempo (LUIZ, 2007):

$$\text{SMER} = \frac{m_{\text{H}_2\text{O}}}{W_{\text{total}}} \quad (4.6)$$

Sendo:

$m_{\text{H}_2\text{O}}$  = total de água condensada (kg);

$W_{\text{total}}$  = total de energia consumida (kWh).

#### 4.6.3. Fator by-pass

Uma determinada porção da quantidade total do ar que passa pelo trocador de calor nunca fica em contato perfeito com a superfície da serpentina e, portanto, deixa o trocador na mesma condição em que entrou (ROSSI, 1987).

A porção de ar que passa pela serpentina sem ter contato com sua superfície, quando expressa como uma relação à quantidade total do ar é chamada de fator by-pass.

O fator by-pass de cada ensaio foi calculado pela seguinte equação:

$$\text{FBP} = \frac{T_2 - T_s}{T_1 - T_s} \quad (4.7)$$

Onde:

$T_1$  = temperatura do ar entrando no trocador de calor ( $^{\circ}\text{C}$ );

$T_2$  = temperatura do ar saindo do trocador de calor ( $^{\circ}\text{C}$ );

$T_s$  = temperatura da superfície ( $^{\circ}\text{C}$ ).

Este indicador pode valer para cada operação unitária, sendo assim foi calculado o fator by pass no evaporador, no condensador e no umidificador.

Nos trocadores de calor (evaporador e condensador) considerou-se a temperatura da superfície igual à temperatura medida na entrada de cada trocador, já no umidificador foi considerado que a temperatura da superfície molhada de contato ar-água é praticamente igual à temperatura de bulbo úmido do ar de entrada.

#### 4.6.4. Efetividade do resfriamento evaporativo/umidificação adiabática

A efetividade da umidificação adiabática foi calculada de acordo com a equação abaixo:

$$\varepsilon = \frac{T_{bse} - T_{bssa}}{T_{bse} - T_{sm}} \quad (4.8)$$

Onde:

$T_{bse}$  = temperatura de bulbo seco do ar de entrada (°C);

$T_{bssa}$  = temperatura de bulbo seco do ar de saída (°C);

$T_{sm}$  = temperatura da superfície molhada (°C).

Para os cálculos, considerou-se que a temperatura da superfície molhada de contato ar-água é praticamente igual à temperatura de bulbo úmido do ar de entrada (CAROSSO, 2006).

#### 4.6.5. Vazão de ar

Após o cálculo da velocidade média, calculou-se a vazão mássica de ar pela seguinte equação:

$$\dot{m} = \rho \bar{v} A \quad (4.9)$$

Onde

$\dot{m}$  = vazão mássica da mistura de ar (kg<sub>ar</sub>/s);

$A$  = área da seção transversal do tubo ( $m^2$ );

$\bar{v}$  = velocidade média de escoamento (m/s).

Como a vazão mássica de ar úmido varia de acordo com as propriedades do ar em cada ponto, foi necessário encontrar a vazão de ar seco que circula no sistema, que é constante em qualquer ponto. Para isso, utilizou-se a seguinte equação:

$$\dot{m}_{\text{ar seco}} = \frac{\dot{m}_{\text{ar}}}{(1+w)} \quad (4.10)$$

Sendo que  $w$  é a umidade absoluta (kg de água/kg de ar seco) no ponto em que a velocidade máxima foi medida.

#### 4.6.6. Potência e energia elétrica consumida

A potência elétrica de todos os equipamentos elétricos utilizados foi monitorada a fim de avaliar a eficiência energética do sistema.

Com os valores de corrente elétrica obtidos pelo transdutor de corrente pode-se calcular a potência elétrica pela seguinte fórmula:

$$P = VI \quad (4.11)$$

Sendo:

$P$  = potência elétrica do sistema (W);

$V$  = tensão (Volt);

$I$  = corrente (A).

Fazendo-se um gráfico de potência elétrica com base no tempo, a área sob a curva, isto é, a integral da função é o valor da energia. Como os dados obtidos são difíceis de serem descritos como função, a estratégia de integração gráfica foi utilizada para a realização dos cálculos.

Como o ventilador centrífugo utilizado é trifásico, a potência consumida por ele foi calculada pela equação 4.12, sendo que os valores da corrente elétrica foram obtidos com o alicate amperímetro (MURARI, 2010).

$$P = VI\sqrt{3}fp \quad (4.12)$$

Onde:

V= tensão (Volt);

I = corrente (A);

fp = fator de potência fornecido pelo fabricante, cujo valor é 0,85.

Logo, a energia consumida pelo sistema durante o tempo em que permaneceu em regime permanente em cada ensaio é dada pela soma da energia gasta pelo compressor, a bomba de água e o ventilador.

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 5.1. Calibração dos sensores de temperatura

Na tabela 5.1 são apresentadas as equações de calibração obtidas para cada sensor de temperatura do tipo Pt100 instalados no sistema de refrigeração.

Tabela 5.1 – Equações de calibração dos sensores de temperatura.

Sensor	Equação de calibração	R <sup>2</sup>	Equação
T <sub>R1</sub>	$T = 0,9842T_L + 0,7381$	0,9999	5.1
T <sub>R2</sub>	$T = 1,0079 T_L + 0,7095$	0,9999	5.2
T <sub>R3</sub>	$T = 1,0069 T_L + 0,6122$	0,9998	5.3
T <sub>R4</sub>	$T = 0,9872 T_L + 0,4123$	0,9997	5.4
T <sub>R5</sub>	$T = 0,9854 T_L + 0,6968$	0,9998	5.5

### 5.2 Condições de operação

As propriedades do ar após cada processo ocorrido foram determinadas pelo diagrama psicrométrico através do software livre *Psydemo*, considerando a pressão manométrica de Campinas igual a 93,6 kPa e os valores médios dos dados de temperatura e umidade relativa coletados em regime permanente após cada processo sofrido com o ar, que se encontram na Tabela 5.2, 5.3 e 5.4.

Tabela 5.2 – Condições estacionárias do ar após cada etapa de processo nos ensaios com recheio de vidro e vazão máxima de ar.

Ensaio	Propriedade	Umidificação	Desumidificação	Aquecimento
1	T (°C)	27,9	17	63,1
	UR (%)	93,9	90,8	6,7
2	T (°C)	26,9	15,9	59,2
	UR (%)	93,7	91,3	7,6
3	T (°C)	23,4	12,2	56,3
	UR (%)	96,5	92,1	6,8

Tabela 5.3 – Condições estacionárias do ar após cada etapa de processo nos ensaios com recheio de vidro e vazão reduzida de ar.

Ensaio	Propriedade	Umidificação	Desumidificação	Aquecimento
1	T (°C)	30,2	15,3	64,9
	UR (%)	97	89,7	4,3
2	T (°C)	31,1	16,2	61,4
	UR (%)	96,3	91,1	7,5

Tabela 5.4 – Condições estacionárias do ar após cada etapa de processo nos ensaios com nebulizador e vazão máxima de ar.

Ensaio	Propriedade	Umidificação	Desumidificação	Aquecimento
1	T (°C)	26,1	14,6	55,0
	UR (%)	87,5	87,9	8,0
2	T (°C)	24,2	12,1	51,8
	UR (%)	85,6	88,0	8,2

Os históricos dos parâmetros do ar medidos durante o funcionamento do sistema estão mostrados no Apêndice C e as mudanças ocorridas nas propriedades do ar podem ser vistas nos diagramas psicrométricos, localizados no Apêndice D.

Os ensaios com a vazão reduzida de ar foram suprimidos devido à baixa carga térmica resultante e grande alteração das condições do ciclo de refrigeração.

### 5.3. Vazão de ar

Nos ensaios que utilizaram recheio de vidro como sistema de umidificação, o número de Reynolds, calculados pela equação 4.2, foi 869 para a vazão máxima e 455 para a vazão reduzida. Quando a umidificação foi feita com o nebulizador, o número de Reynolds calculado foi igual a 1108. Como nas três situações o número de Reynolds apresentou valores menores que 2300, pode-se concluir que o escoamento no interior da tubulação de ar é laminar. Sendo assim, a relação velocidade média/velocidade máxima usada para o cálculo da velocidade média foi da ordem de 0,5 (DELMÉE, 1982).

Os valores da velocidade máxima ( $v$ ), velocidade média ( $\bar{v}$ ), vazão de ar ( $\dot{m}$ ) e vazão de ar seco ( $\dot{m}_{\text{ar seco}}$ ) encontram-se na Tabela 5.5.

Tabela 5.5 – Propriedades do escoamento de ar.

Propriedade	Unidade	Umidificação com recheio de vidro		Umidificação com nebulização
		Vazão máxima	Vazão reduzida	Vazão máxima
$v$	m/s	0,3130	0,1715	0,396
	m/h	1126,8	617,4	1425,6
$\bar{v}$	m/s	0,1565	0,08575	0,198
	m/h	563,4	308,7	712,8
$\dot{m}$	kg <sub>ar</sub> /s	$3,84 \cdot 10^{-4}$	$2,05 \cdot 10^{-4}$	$4,87 \cdot 10^{-4}$
	kg <sub>ar</sub> /h	1,38	0,738	1,75
$\dot{m}_{\text{ar seco}}$	kg <sub>ar seco</sub> /s	$3,81 \cdot 10^{-4}$	$2,03 \cdot 10^{-4}$	$4,82 \cdot 10^{-4}$
	kg <sub>ar seco</sub> /h	1,37	0,731	1,74

Como era esperado, a adição de um obstáculo no circuito de ar, como foi feito quando se introduziu uma válvula na tubulação de ar da entrada do evaporador, levou a uma maior perda de carga, resultando em uma diminuição da vazão de ar circulando no sistema.

Para testar os efeitos da umidificação através da nebulização, o recheio de vidro foi retirado e em seguida foi instalado o nebulizador. A retirada do recheio de vidro ocasionou um aumento da vazão de ar circulado no sistema, já que houve uma menor perda de carga.

#### 5.4. Efetividade do resfriamento evaporativo/umidificação adiabática

Os resultados dos cálculos da efetividade da umidificação adiabática de todos os ensaios realizados podem ser vistos na Tabela 5.6.

Tabela 5.6 – Efetividade da umidificação adiabática.

Ensaio	Umidificação com recheio de vidro		Umidificação com nebulizador
	Vazão máxima	Vazão reduzida	Vazão máxima
1	1,01	0,92	0,97
2	1,01	0,92	0,99
3	1,06	-	-
Média	1,03 ± 0,029	0,95 ± 0,042	0,98 ± 0,014

A efetividade é função da área de contato ar-água na câmara, da vazão mássica de ar, do coeficiente de transferência de calor convectivo e do calor específico do ar úmido. Como em todos os ensaios, onde foi utilizado o recheio de vidro como sistema de umidificação, todos os parâmetros, exceto a vazão de ar, foram mantidos constantes, conclui-se que a diminuição da vazão de ar afeta de forma negativa a efetividade da umidificação adiabática.

Nota-se que a efetividade da umidificação adiabática por nebulização, ao contrário do que se esperava, foi menor do que quando se utilizou o recheio de vidro, sendo que em ambos os casos a vazão de ar que circulava foi a maior possível ( $3,81 \cdot 10^{-4}$  kg<sub>ar seco</sub>/s nos ensaios com recheio de vidro e  $4,82 \cdot 10^{-4}$  kg<sub>ar seco</sub>/s nos ensaios com nebulizador). De acordo com Furlan (2001) o resfriamento evaporativo/umidificação adiabática por nebulização tem a mais alta eficácia se a eficiência do bocal for alta e se a vazão e a pressão estiverem de acordo com as recomendações do fabricante, garantindo assim, um bom desempenho do sistema.

As restrições impostas pelas condições de operação do sistema (a configuração do sistema não permitiu que se utilizasse uma névoa muito fina) e a falta de informação sobre as recomendações do fabricante, impediram a investigação de condições mais favoráveis no processo de umidificação por nebulização.

Os ensaios com a vazão reduzida de ar foram suprimidos devido à baixa carga térmica resultante e grande alteração das condições do ciclo de refrigeração.

### 5.5. Fator by-pass

A partir das condições operacionais em regime permanente, vistas nas Tabelas 5.2 a 5.4, obteve-se os valores do fator by-pass, mostrados nas Tabelas 5.7 a 5.9.

Tabela 5.7 – Fator by-pass no evaporador

Ensaio	Umidificação com recheio de vidro		Umidificação com nebulizador
	Vazão máxima	Vazão reduzida	Vazão máxima
1	0,30	0,33	0,39
2	0,39	0,48	0,34
3	0,29	-	-
Média	0,33 ± 0,06	0,41 ± 0,11	0,37 ± 0,04

Tabela 5.8 – Fator by- pass no condensador.

Ensaio	Umidificação com recheio de vidro		Umidificação com nebulizador
	Vazão máxima	Vazão reduzida	Vazão máxima
1	0,36	0,27	0,32
2	0,36	0,26	0,32
3	0,36	-	-
Média	0,36	0,265 ± 0,007	0,32

Tabela 5.9 – Fator by- pass no umidificador.

Ensaio	Umidificação com recheio de vidro		Umidificação com nebulizador
	Vazão máxima	Vazão reduzida	Vazão máxima
1	0,01	0,08	0,03
2	0,01	0,09	0,01
3	0,06	-	-
Média	0,03 ± 0,03	0,085 ± 0,007	0,02 ± 0,01

O fator by-pass depende das características do trocador de calor e das condições operacionais, sendo que alterações da velocidade do ar que passa pelo trocador de calor provoca alterações do fator by-pass.

De acordo com Pizzeti (1970), citado por Martinelli Jr. (2003), em serpentinas de resfriamento e desumidificação, como é o caso deste trabalho, o aumento da velocidade do ar acarreta em um aumento do fator by-pass. Na tabela 5.7 pode-se observar este mesmo efeito, mas isso só ocorre quando se desconsidera o valor discrepante encontrado em um dos ensaios com o recheio de vidro e a menor vazão de ar, que deve ter sido ocasionado provavelmente por problemas operacionais.

## 5.6. Potência e energia elétrica consumida

Os cálculos da energia consumida pelo compressor e a bomba hidráulica em cada ensaio foram feitos através da integração numérica da curva da potência elétrica no tempo em que o sistema permaneceu funcionando em regime (Regra do trapézio), usando o software *Origin*, e podem ser visto na Tabela 5.10.

Tabela 5.10 – Energia consumida (kWh) pelo compressor e bomba d'água durante 1 h de funcionamento.

Ensaio	Umidificação com recheio de vidro		Umidificação com nebulizador
	Vazão máxima	Vazão reduzida	Vazão máxima
1	0,42	0,38	0,38
2	0,39	0,33	0,36
3	0,39	-	-
Média	0,40 ± 0,02	0,36 ± 0,035	0,37 ± 0,014

O consumo médio de energia do compressor e da bomba hidráulica durante os ensaios realizados com a vazão máxima de ar durante uma hora foi de  $0,40 \pm 0,02$  kWh quando o recheio de vidro foi utilizado como sistema de umidificação, e de  $0,37 \pm 0,014$  quando foi utilizado o pulverizador.

Ocorreu um problema com o transdutor de corrente elétrica no primeiro ensaio com a vazão máxima, e por isso só foi possível medir o consumo de energia elétrica por alguns minutos. O valor mostrado na Tabela 5.10 é uma aproximação do que seria consumido durante o tempo em que o sistema permaneceu em regime (1 h).

Durante os ensaios realizados com a vazão de ar reduzida e o recheio de vidro o consumo médio de energia do compressor e da bomba hidráulica foi de  $0,36 \pm 0,035$  kWh.

Os históricos da potência elétrica e da corrente elétrica consumida pelo compressor e pela bomba hidráulica em todos os ensaios realizados podem ser vistos no Apêndice E.

A corrente elétrica consumida pelo ventilador centrífugo foi medida através de um alicate amperímetro e como não houve variações significativas nos valores marcados por ele, não foi necessária a obtenção da curva de potência versus tempo, e a potência consumida pelo ventilador

foi calculada de acordo com a equação 4.12 citada anteriormente. Os valores encontrados estão descritos na Tabela 5.11.

Tabela 5.11 – Energia (kWh) consumida pelo ventilador centrífugo.

Ensaio	Umidificação com recheio de vidro		Umidificação com nebulizador
	Vazão máxima	Vazão reduzida	Vazão máxima
1	0,64	0,65	0,65
2	0,64	0,63	0,65
3	0,65	-	-
Média	0,64 ± 0,006	0,64 ± 0,014	0,65

A energia total consumida pelo sistema é a soma do que foi consumido em cada dispositivo elétrico presente (compressor + bomba hidráulica + ventilador) e a média deste consumo estimada em uma hora de trabalho encontra-se na Tabela 5.12.

Tabela 5.12 – Energia total consumida pelo sistema (kWh).

Ensaio	Umidificação com recheio de vidro		Umidificação com nebulizador
	Vazão máxima	Vazão reduzida	Vazão máxima
1	1,06	1,03	1,03
2	1,03	0,96	1,01
3	1,04	-	-
Média	1,04 ± 0,02	1,00 ± 0,049	1,02 ± 0,014

Como o laboratório onde foi construído o protótipo não possui um aparelho de destilação de água, foram utilizados para comparação os dados obtidos no catálogo do fabricante do destilador de água da marca *Tecnal*, modelo TE-1782. As características técnicas deste destilador fornecidas pelo fabricante e utilizadas para comparação não só da energia consumida, mas como da quantidade de água produzida e a condutividade elétrica respectiva, podem ser vistas no Anexo A.

De acordo com o fabricante o consumo de energia elétrica em uma hora seria de 3,0 kWh, porém, durante esse tempo seria produzido cerca de 3,0 L de água.

O consumo de energia elétrica do equipamento desenvolvido em média foi menor que do destilador de água convencional, entretanto deve-se levar em consideração que a quantidade de água produzida também foi menor, o que poderá ser visto no item seguinte.

### 5.7. Quantidade de água produzida e consumida

Em cada ensaio realizado só foram quantificados o consumo de água e a quantidade de água purificada produzida durante o tempo que o sistema funcionava em regime, ou seja, uma hora.

As quantidades consumidas e produzidas encontram-se na Tabela 5.13 e Tabela 5.14.

Tabela 5.13 – Quantidades de água consumida e produzida durante os ensaios realizados, utilizando recheio de vidro para a umidificação no período de uma hora.

Ensaio	Vazão de ar máxima		Vazão de ar reduzida	
	Consumo de água (mL)	Água purificada produzida (mL)	Consumo de água (mL)	Água purificada produzida (mL)
1	232	204	200	100
2	200	192	75	60
3	175	172	-	-

Tabela 5.14 – Quantidades de água consumida e produzida durante os ensaios realizados utilizando a nebulização para a umidificação no período de uma hora.

Ensaio	Vazão de ar máxima	
	Consumo de água (mL)	Água purificada produzida (mL)
1	200	174
2	175	156

A produção de água não ocorreu da forma desejada, já que o objetivo era o desenvolvimento de um purificador de água com produção equivalente aos equipamentos convencionais de destilação.

A baixa produção pode ser explicada pela pequena vazão de ar que a configuração do sistema permitiu circular. A entrada e saída de ar do evaporador e do condensador são muito pequenas quando comparadas com a entrada e saída do ventilador centrífugo, quantificada individualmente, pois, quando instalado no protótipo, ocasiona uma grande perda de carga, e conseqüentemente, uma pequena vazão de ar circulando no sistema.

Após os ensaios notou-se que certa quantidade de água ficava retida no evaporador e na câmara, onde era feita a umidificação do ar, o que pode explicar a diferença entre o consumo de água e a quantidade purificada.

### 5.8. Condutividade elétrica da água

As condutividades elétricas da água purificada e da água de alimentação foram medidas no fim de cada ensaio e seus valores encontram-se na Tabela 5.15.

Tabela 5.15 – Condutividade elétrica das águas purificadas e de alimentação ( $\mu\text{S}/\text{cm}$ ).

Ensaio	Tipo de água	Umidificação com recheio de vidro		Umidificação com nebulizador
		Vazão máxima	Vazão reduzida	Vazão máxima
1	Alimentação	184,9	210	171,3
	Purificada	4,91	4,46	4,22
2	Alimentação	219	180,9	171,3
	Purificada	4,03	4,43	4,48
3	Alimentação	219	-	-
	Purificada	3,8	-	-

Em todos os ensaios, os valores da condutividade elétrica da água purificada foram um pouco superiores do que a condutividade da água destilada obtida por destiladores comerciais, utilizada para comparação, que, de acordo com o fabricante, é de  $3\mu\text{S}/\text{cm}$ .

Apesar disso, pode-se considerar a água produzida como sendo uma água purificada, já que em todos os ensaios sua condutividade elétrica ficou abaixo de  $5\mu\text{S}/\text{cm}$ , e de acordo com uma das organizações profissionais que estabelecem padrões de qualidade da água para uso em laboratórios, o National Committee for Clinical Laboratory Standards (NCCLS), o limite

aceitável para uma das classificações de água purificada, a água grau reagente tipo III é de 10  $\mu\text{S/cm}$  (BREDA, 2001).

### 5.9. Coeficiente de Performance (COP) da bomba de calor

Utilizou-se o software CoolPack<sup>®</sup> para apresentar as condições dos ciclos da bomba de calor realizados em cada ensaio, no período de operação em regime permanente, que são mostrados nas Figuras 5.1, 5.2 e 5.3.

A pressão de condensação ( $P_{\text{cond}}$ ), pressão de evaporação ( $P_{\text{ev}}$ ), T superaquecimento e T subresfriamento, considerados na construção de cada ciclo estão mostradas na Tabela 5.16, 5.17 e 5.18, e seus históricos no Apêndice F.

Tabela 5.16 – Condições operacionais resultantes dos ciclos da bomba de calor, utilizando recheio de vidro como sistema de umidificação do ar (vazão máxima) usado como carga térmica.

Ensaio	$P_{\text{cond}}$ (bar)	$T_{\text{cond}}^*$ (°C)	T Sub resfriamento (°C)	$P_{\text{ev}}$ (bar)	$T_{\text{ev}}^*$ (°C)	T Super Aquecimento (°C)
1	24,6	77,19	67,9	3,7	6,36	21,3
2	22,2	72,47	63,6	3,3	3,02	22,9
3	21,3	70,6	61,3	3,3	3,02	9,4

\*Temperaturas calculadas a partir das pressões de condensação e evaporação, respectivamente.

Tabela 5.17 – Condições operacionais resultantes dos ciclos da bomba de calor, utilizando recheio de vidro como sistema de umidificação do ar (vazão reduzida) usado como carga térmica.

Ensaio	$P_{\text{cond}}$ (bar)	$T_{\text{cond}}^*$ (°C)	T Sub resfriamento (°C)	$P_{\text{ev}}$ (bar)	$T_{\text{ev}}^*$ (°C)	T Super Aquecimento (°C)
1	25,9	79,60	70,5	3,1	1,24	13,3
2	23,1	74,28	66,4	2,4	-5,79	26,4

\*Temperaturas calculadas a partir das pressões de condensação e evaporação, respectivamente.

Tabela 5.18 – Condições operacionais resultantes dos ciclos da bomba de calor, utilizando nebulizador como sistema de umidificação do ar usado como carga térmica.

Ensaio	$P_{cond}$ (bar)	$T^*_{cond}$ (°C)	T Sub resfriamento (°C)	$P_{ev}$ (bar)	$T^*_{ev}$ (°C)	T Super Aquecimento (°C)
1	20,1	68,01	58,0	3,1	1,22	17,1
2	19	65,53	55,1	3,0	0,32	9,3

\*Temperaturas calculadas a partir das pressões de condensação e evaporação, respectivamente.

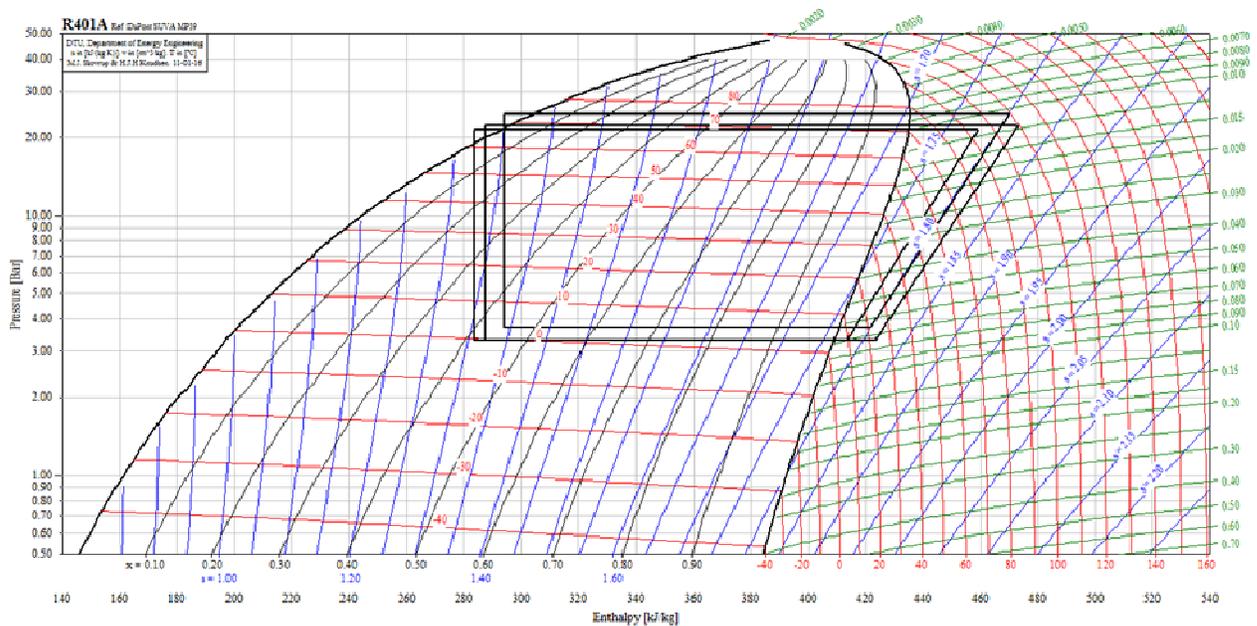


Figura 5.1 – Ciclos da bomba de calor operando com vazão máxima de ar e recheio de vidro como sistema de umidificador.

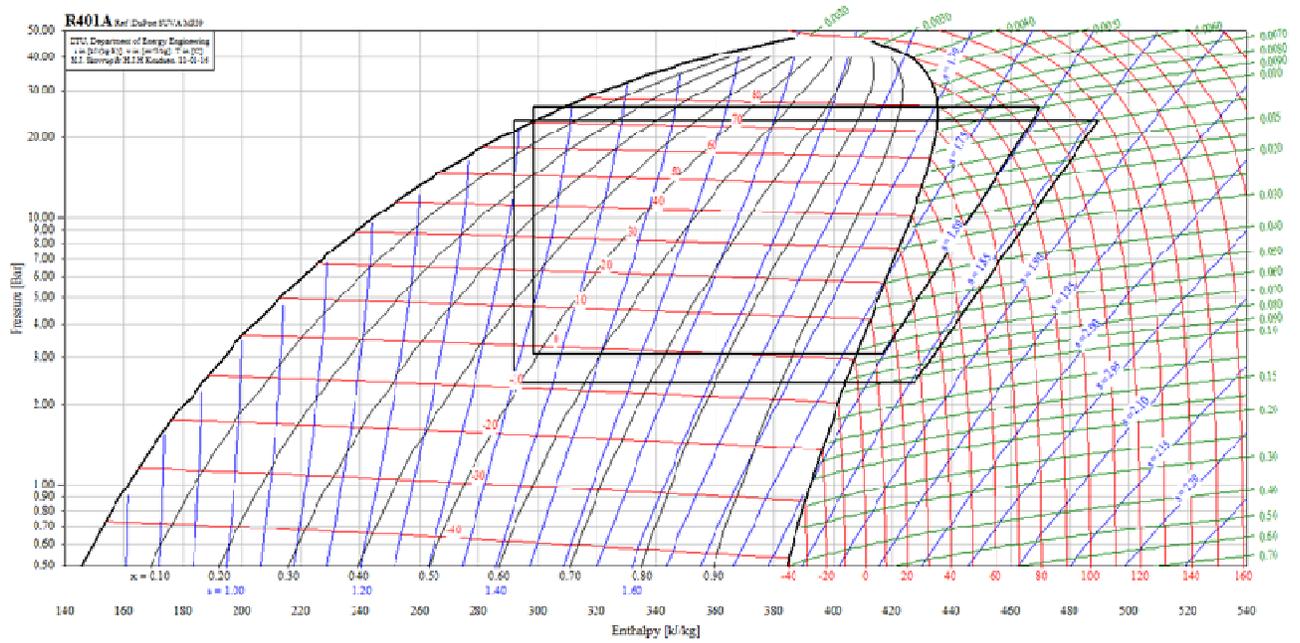


Figura 5.2 – Ciclos da bomba de calor operando com vazão reduzida de ar e recheio de vidro como sistema de umidificação.

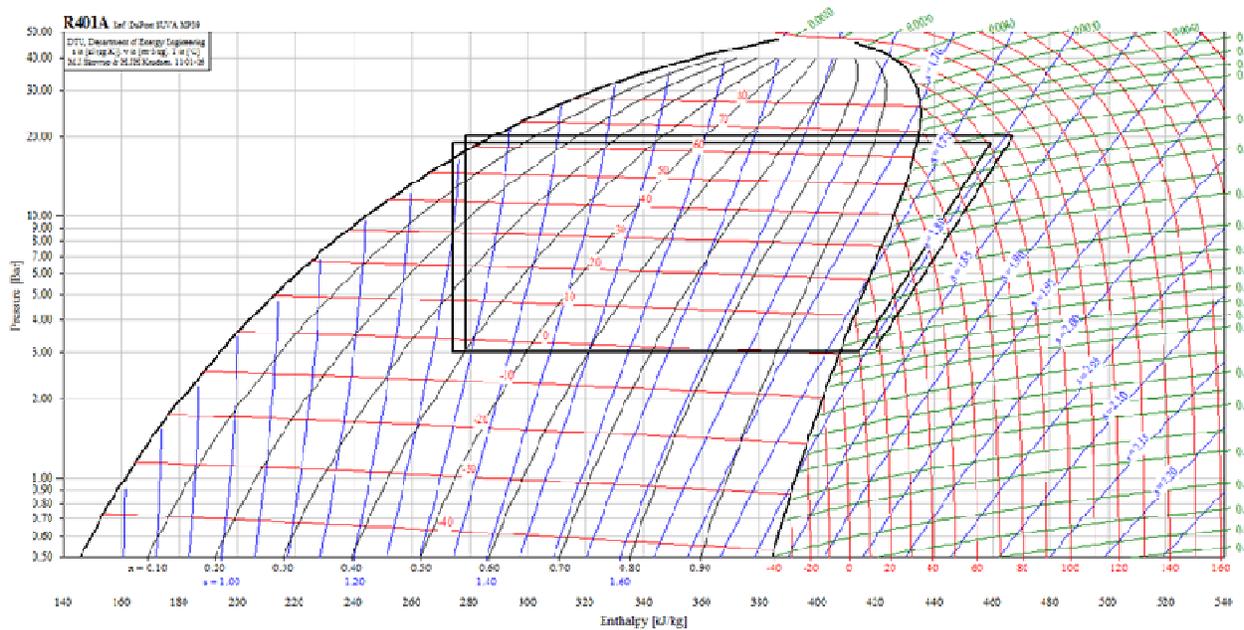


Figura 5.3 – Ciclos da bomba de calor operando com vazão máxima de ar e nebulizador como sistema de umidificação.

Como as temperaturas medidas nas entradas dos trocadores de calor não coincidiram com as temperaturas de evaporação e condensação correspondentes às pressões medidas, seus valores foram desconsiderados na construção de cada ciclo, já que os valores medidos pelos dois tipos de sensores de pressão, instalados tanto na linha de sucção como na linha de descarga, eram aproximados.

A discrepância entre os valores medidos pelos sensores de temperatura nas entradas dos trocadores de calor e os valores correspondentes às pressões medidas indica que os locais nos quais esses sensores foram instalados não foram os mais adequados para se obter a real temperatura do refrigerante na evaporação e condensação.

Especulativamente, foi realizado o cálculo do  $COP_{teórico}$  pela equação 4.4, cujos resultados são mostrados na Tabela 5.19.

Tabela 5.19 – Coeficiente de Performance teórico ( $COP_{teórico}$ ).

	Ensaio	$\Delta h_{cond}$ (kJ/kg)	$\Delta h_{comp}$ (kJ/kg)	COP
Recheio de vidro e vazão máxima de ar	1	175,464	48,226	3,64
	2	185,719	49,643	3,74
	3	175,484	45,634	3,85
Recheio de vidro e vazão reduzida de ar	1	171,394	53,556	3,20
	2	197,748	62,405	3,17
Pulverizador e vazão máxima de ar	1	188,776	47,819	3,95
	2	185,623	45,733	4,06

Os valores de  $COP_{total}$  encontrados em cada ensaio podem ser vistos na Tabela 5.20 e os dados utilizados para os cálculos estão na planilha de cálculo localizada no Apêndice G.

Tabela 5.20 – Coeficiente de Performance ( $COP_{total}$ ) da bomba de calor.

Ensaio	Umidificação com recheio de vidro		Umidificação com nebulizador
	Vazão máxima	Vazão reduzida	Vazão máxima
1	0,016	0,0097	0,019
2	0,016	0,0095	0,019
3	0,016	-	-
Média	0,016	0,0096	0,019

Como no cálculo do  $COP_{total}$  levou-se em consideração o consumo de energia elétrica do motor do ventilador do sistema e da bomba hidráulica, já eram esperados valores menores que o  $COP_{teórico}$ .

Ao se desconsiderar o consumo de energia elétrica do ventilador com o intuito de verificar sua real influência no desempenho do sistema, pode-se observar um aumento nos valores de COP obtidos ( $COP_{cp+bb}$ ), mostrados na Tabela 5.21.

Tabela 5.21 – Coeficiente de Performance levando-se em consideração apenas o consumo de energia do compressor e bomba de água ( $COP_{cp+bb}$ ).

Ensaio	Umidificação com recheio de vidro		Umidificação com nebulizador
	Vazão máxima	Vazão reduzida	Vazão máxima
1	0,039	0,026	0,050
2	0,043	0,027	0,052
3	0,042	-	-
Média	0,041	0,027	0,051

Analisando o COP de todos os ensaios verificou-se que o desempenho não foi satisfatório, pois os valores de COP encontrados estão abaixo dos valores encontrados na literatura. Em testes experimentais de um protótipo de uma bomba de calor com a finalidade de desumidificar e aquecer ar atmosférico com vistas à utilização em processos de secagem de alimentos, Luiz et al (2007) encontrou um valor de COP igual a 1,93. Valores semelhantes, variando de 1,3 a 1,7, foram encontrados por Rossi (1993) em um sistema similar.

Na tentativa de se obter uma vazão de ar adequada para a obtenção de 3L de água por hora, um dos objetivos iniciais do trabalho, foi utilizado, na construção do protótipo, um ventilador com alto gasto de energia. Como já explicado anteriormente, a grande perda de carga no circuito de ar, ocasionada pelas variações dos diâmetros das tubulações de interligação dos diferentes equipamentos presentes no protótipo, não possibilitou a circulação de uma vazão de ar adequada, mas o alto gasto de energia do ventilador instalado acarretou nos baixos valores de COP encontrados.

A grande diferença entre as pressões de condensação e evaporação, que influencia diretamente no trabalho de compressão, também pode explicar os baixos valores de COP, já que

quanto menor o trabalho de compressão, mais elevado seria o COP, e conseqüentemente, menor seria o consumo de energia (ROSSI, 1993).

A circulação de uma pequena quantidade de ar no sistema, ou seja, a baixa carga térmica pode ter sido a causa das elevadas pressões de condensação, que acarretaram em um valor de COP bem reduzido.

Nos ensaios onde foi utilizada a nebulização como sistema de umidificação, e que por isso tiveram uma maior carga térmica, pode-se observar que as pressões de condensação da bomba de calor foram menores, o que levou a um pequeno aumento do COP.

Os valores do COP<sub>teórico</sub> encontrados e o aumento dos valores do COP quando se desconsiderou a energia elétrica consumida pelo ventilador são indicativos de que o ventilador utilizado foi superdimensionado, e que com o comissionamento adequado, o protótipo desenvolvido poderá se tornar promissor.

#### 5.10. Taxa de condensação de vapor de água (SMER)

A taxa de vapor d'água condensada em cada ensaio realizado está descrita na Tabela 5.22 e a planilha com os cálculos realizados estão no Apêndice H.

Tabela 5.22 – Taxa de vapor d'água condensada (kgkWh<sup>-1</sup>)

Ensaio	Umidificação com recheio de vidro		Umidificação com nebulizador
	Vazão máxima	Vazão reduzida	Vazão máxima
1	0,19	0,10	0,17
2	0,19	0,06	0,15
3	0,17	-	-
Média	0,18	0,08	0,16

Os ensaios com a vazão máxima de ar e recheio de vidro como sistema de umidificação apresentaram as maiores taxas de vapor d'água condensada, o que pode ser explicado pelo fato desses ensaios possuírem os maiores valores para a efetividade do resfriamento evaporativo/umidificação adiabática.

Estudos realizados por Oktay e Hepbasli (2003) para investigar o desempenho de uma de bomba de calor que dá assistência a um secador mostraram o efeito que o fluxo de ar no evaporador causa no COP e SMER. Em seus testes os valores para SMER e COP aumentaram com o aumento do fluxo de ar passando através do evaporador, e o SMER variou de 0,78 a 1,74 kg/kWh, dependendo do fluxo de ar.

Sendo assim, a baixa vazão de ar que a configuração do protótipo utilizado permitiu circular justifica os baixos valores de SMER e de COP encontrados.

Observa-se que o SMER para os destiladores convencionais é da ordem de 1,0 kg/kWh, conforme catálogo no Anexo A.

Assim, embora o protótipo desenvolvido tenha tido restrições físicas de escoamento do ar necessitando de um ventilador que obteve um alto gasto de energia para uma baixa vazão de ar, tenha resultado em um valor reduzido de SMER, há grandes expectativas de melhores resultados para a comparação com os destiladores convencionais, caso tenha um comissionamento adequado.

## 6. CONCLUSÃO

Os testes realizados após a construção do protótipo do sistema de purificação de água pela desumidificação do ar por meio de uma bomba de calor puderem levar às seguintes considerações:

A configuração do sistema não permitiu a vazão de ar adequada para a produção da quantidade de água desejada (3 L/h), já que o objetivo do trabalho foi o desenvolvimento de um equipamento com produção de água semelhante aos aparelhos de destilação comerciais.

Pode-se afirmar que o sistema desenvolvido não foi comissionado, pois apresentou valores reduzidos para a relação de água produzida pelo consumo de energia (SMER) quando comparados ao SMER dos destiladores de água convencionais.

O aparato desenvolvido mostrou-se mais econômico em relação ao consumo de água, pois praticamente toda água introduzida no equipamento foi purificada.

Apesar de a água purificada produzida possuir condutividade elétrica um pouco superior à água destilada produzida pelo destilador comercial utilizado para comparação, pode-se considerar a água obtida como pura, já que os valores de condutividade elétrica obtidos (entre 4 e 5  $\mu\text{S}/\text{cm}$ ) estão dentro dos padrões de qualidade da água para uso em laboratórios estabelecidos pelo National Committee for Clinical Laboratory .

A umidificação através do recheio de vidro apresentou efetividade maior, quando comparado ao sistema de nebulização e isso pode ser visto de forma mais clara quando se comparou os valores de SMER, que também foram maiores quando o recheio de vidro foi utilizado. Entretanto, a nebulização não foi comissionada para um melhor desempenho.

A retirada do recheio de vidro e a introdução do nebulizador levaram a um aumento da vazão de ar circulando no sistema, pois sem o recheio de vidro há uma menor perda de carga na câmara de umidificação.

O aumento da vazão de ar acarretou em uma maior carga térmica no sistema de refrigeração, favorecendo o desempenho da bomba de calor, comprovados pelo aumento dos valores do COP.

Tanto os valores de  $\text{COP}_{\text{total}}$  (entre 0,009 e 0,016), quanto os valores de SMER (entre 0,08 e 0,18), que são indicadores do desempenho da bomba de calor, foram menores que os valores

encontrados na literatura, quando comparados com bombas de calor usadas para desumidificar o ar de secadores. Entretanto, os baixos valores encontrados podem ser explicados pela baixa vazão de ar que a configuração do sistema permitiu circular e o alto gasto de energia no ventilador superdimensionado, porém, ineficiente pela grande perda de carga, bem como as inadequadas condições de nebulização.

## 7. SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Para a realização de trabalhos futuros, sugere-se que a configuração do sistema seja alterada de tal forma que permita circular a maior vazão de ar possível e compatível à capacidade do sistema de refrigeração já utilizado. Uma sugestão para essa alteração é o aumento do diâmetro das tubulações permitindo assim, uma melhor circulação de ar.

Acredita-se que com o aumento do fluxo de ar passando através do evaporador, haverá um aumento da taxa de condensação de vapor de água (SMER), provocando assim, um aumento na produção de água purificada, e dessa forma, o equipamento desenvolvido poderá produzir quantidade de água purificada equivalente aos destiladores convencionais.

Sabendo-se que a literatura consultada indica a nebulização como a técnica com maior eficácia entre todos os métodos de resfriamento evaporativo/umidificação adiabática, sugere-se ainda a adequação das condições de nebulização do protótipo desenvolvido como tentativa de melhorar seu desempenho.

## REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

BALDASSIN JR, R; CORTEZ, L. A. B.; JORDAN, R. A.; NEVES, L. C.; SILVEIRA, V.; FERREIRA, T. A. B. F. Bombas de calor em propriedades leiteiras. In: ENCONTRO DE ENERGIA NO MEIO RURAL, 6. 2006, Campinas. **Proceedings...** Disponível em: <[http://www.proceedings.scielo.br/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=MSC0000000022006000100030&lng=en&nrm=iso](http://www.proceedings.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=MSC0000000022006000100030&lng=en&nrm=iso)> Acesso em 13 fev. 2010

BALDASSIN JR, R. Bombas de calor: soluções eficientes para edificações comerciais e sociais. In: CONGRESSO BRASILEIRO SOBRE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA E COGERAÇÃO DE ENERGIA, 5. São Paulo:2008. Palestra. Disponível em: <[http://www.metodoeventos.com.br/5eficienciaenergetica/downloads/12-06-08/sala1/ricardo\\_baldassin.pdf](http://www.metodoeventos.com.br/5eficienciaenergetica/downloads/12-06-08/sala1/ricardo_baldassin.pdf)> Acesso em : 12 abr. 2010.

BASENGE INDÚSTRIA E COMÉRCIO LTDA. Artigos técnicos. Disponível em: <http://www.basenge.com.br/artigos.php?chave=4&pag=8&prod=0&obra> Acesso em 12 de abr. 2010.

BENDASSOLLI, J. A. Gestão de água e energia. Piracicaba, 2009 (Material didático).

BREDA, E. de M. **Água grau reagente para laboratório e outros fins especiais**. 2001. 29p.

Disponível em:

<[http://lqes.iqm.unicamp.br/canal\\_cientifico/lqes\\_responde/%C1GUA%20GRAU%20REAGENTE.PDF](http://lqes.iqm.unicamp.br/canal_cientifico/lqes_responde/%C1GUA%20GRAU%20REAGENTE.PDF)> Acesso em: 15 mar. 2010.

CAMARGO, J. R.; EBINUMAB, C. D.; CARDOSOSA, S. Three methods to evaluate the use of evaporative cooling for human thermal comfort. **Thermal Engineering**, v.5 , n. 2, p. 09-15, 2006.

CAMARGO, J.R. Resfriamento evaporativo: poupando a energia e o meio ambiente. **Rev. ciênc. exatas**, Taubaté, v. 9/10, n. 1-2, p. 69-75, 2004.

CAMARGO, J.R.; EBINUMA, C. D.; SILVEIRA, J. L. Experimental performance of a direct evaporative cooler operating during summer in a Brazilian city. **International Journal of Refrigeration**, v. 28, p. 1121-1132, 2005.

CAROSI. **Resfriamento evaporativo: estudo do potencial de sua aplicação no Brasil**. 59P. Minas Gerais. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, 2006.

CASTRO, W. P.; PIMENTA, J. M. D. Modelagem e simulação de painéis evaporativos direto. In: BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL SCIENCES AND ENGINEERING, 10, 2004.

COOLPACK. A Collection of Simulation Tools for Refrigeration. Refrigeration utilities. Dinamarca: Technical University of Denmark – Department of Mechanical Engineering. Software livre, v. 1.46. Disponível em: <[www.et.dtu.dk/CoolPack](http://www.et.dtu.dk/CoolPack)>

DA COSTA, D. M. A. GRILO, J. A.; DOS SANTOS, A. A. A. Concepção de uma unidade para destilação de água com reciclo do fluido refrigerante. In: CONGRESSO DE PESQUISA E INOVAÇÃO DA REDE NORTE NORDESTE DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA, 1. 2006, Natal. **Anais eletrônicos...** Disponível em: <[http://www.redenet.edu.br/publicacoes/arquivos/20081020\\_084147\\_MM%20033.pdf](http://www.redenet.edu.br/publicacoes/arquivos/20081020_084147_MM%20033.pdf)> Acesso em :13 fev. 2010.

DELMÉE, G. J. **Manual de medição de vazão**. São Paulo: Edgar Blucher, 1982. 476p.

EL-REFAIE, M. F.; KASEB, S. Speculation in the feasibility of evaporative cooling. **Building and Environment**, v. 44, p. 826-838, 2009.

ELGENDY, E.; SHMIDT, J. Experimental study of gas engine driven air to water heat pump in cooling mode. **Energy**, 2010.

FIGUEREDO, B. B.; CAMPOS, D. C.; VENTURA, P. C. S.; MOURA, D. G. O tubo de Pitot. In: SIMPÓSIO NACIONAL DE ENSINO DE FÍSICA, XVI, 2005, Rio de Janeiro. **Anais eletrônicos...** Rio de Janeiro, 2005. Disponível em: <<http://www.sbf1.sbfisica.org.br/eventos/snef/xvi/cd/resumos/T0383-1.pdf>>

FURLAN, R. A. **Avaliação da nebulização e abertura de cortinas na redução da temperatura do ar em ambiente protegido.** 146p. Piracicaba. Tese (Doutorado em Agronomia) – Escola Superior de Agricultura Luiz de Queiroz, Universidade de São Paulo, Piracicaba, 2001.

GAUTZ, L. D.; NELSON, B. Energy effectiveness of a dehumidifier for small scale coffee drying. In: ANNUAL INTERNATIONAL MEETING SPONSORED BY ASABE, 2006.

ISMAIL, K. A. R. **Técnicas de medidas e instrumentação.** 3<sup>o</sup> ed. Campinas: Ed. do autor, 2009. 592p.

LUIZ, M. R. **Bomba de calor para desumidificação e aquecimento do ar.** 82p. Paraíba. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal da Paraíba, Paraíba, 2007.

LUIZ, M.R.; AMORIM, J. A.; SILVA, M. G.; CAVALCANTI, M. A. W.; GURGEL, J. M. Bomba de calor para desumidificação e aquecimento do ar de secagem. In : CONGRESSO IBEROAMERICANO DE ENGENHARIA MECANICA, 8., 2007, Cusco. **Anais eletrônicos...** Cusco: PUCP, 2007. Disponível em: <<http://www.posgrad.mecanica.ufu.br/posmec/16/PDF/PM16-0049.pdf>> Acesso em: 22 fev. 2010.

MARTINELLI JR, L. C. **Apostila de refrigeração: parte IV – Psicrometria**. Panambi, 2003. Disponível em: < [http://wiki.sj.ifsc.edu.br/wiki/images/7/72/RAC\\_IV.pdf](http://wiki.sj.ifsc.edu.br/wiki/images/7/72/RAC_IV.pdf)>.

MASIERO, E. **Resfriamento evaporativo e condicionamento de ar convencional: estudo experimental comparativo**. 121p. São Carlos. Dissertação (Mestrado em Ciências da Engenharia Ambiental) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Carlos, São Carlos, 2006.

MOREIRA, J. R. **Fundamentos e aplicações da psicrometria**. São Paulo: RPA, 1999. 194p.

MOURO, N. C.; DEMANBORO, A. C. Avaliação ambiental do campus II da PUC-Campinas. In: XIV ENCONTRO DE INICIAÇÃO CIENTÍFICA DA PUC-CAMPINAS, 2009, Campinas. **Anais...SP**, PUC-Campinas.

MURARI, C. A. **Apostila de eletrotécnica**. Campinas, 2010 (Material didático).

NETO, J. H. M. Protótipo e teste de uma bomba de calor utilizando água suja como fonte de extração de calor. In: Congresso de ar condicionado, refrigeração, aquecimento e ventilação do Mercosul. 2002. Disponível em: < <http://academicos.cefetmg.br/admin/downloads/2075/bomba-de-calor.pdf>> Acesso em: 13 fev. 2010.

OKTAY, Z.; HEPBASLI, A. Performance evaluation of a heat pump assisted mechanical opener dryer. **Energy Conversion and Management**, v.44, p. 1193-1207, 2003.

PACCO, H. C **Desenvolvimento de um sistema de bomba de calor água/água para resfriamento e secagem de tomates**. 140p. Campinas. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) – Faculdade de Engenharia Agrícola, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2008.

PARK, K. J.; ANTONIO, G. C.; OLIVEIRA, R. A.; PARK, K. J. B. Conceitos de processos e equipamentos de secagem. Campinas, 2007. Disponível em: <  
<http://www.feagri.unicamp.br/ctea/projpesq.html>>

PEREIRA, C. A. B.; PEREIRA, R. H.; MARQUES, R. P.; PARISE, J. A. R. Experimental analysis of a heat pump assisted recuperative air dehumidifier. **Engenharia Térmica (Thermal Engineering)**, v. 5, p. 56-61, 2004.

PIZZETTI, C. Acondicionamento del aire y refrigeração – teoria y cálculo de las instalaciones. Madrid: Interciencia, 1970.

RAMOS, H. M. de S. Sistema de purificação de água, 2007. Disponível em: <  
[http://www.gehaka.com.br/art\\_cientificos/sist\\_purif.pdf](http://www.gehaka.com.br/art_cientificos/sist_purif.pdf) > Acesso em 22/04/2010.

REIS, T. S.; BARBIERI, P. E L.; MARTINS NETO, J. H. Simulação e análise de um sistema inovador de condicionamento de ar usando meio dissecante. In: SIMPÓSIO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA, 16., 2006, Uberlândia. **Anais eletrônico...** Uberlândia: UFU, 2006. Disponível em: <  
<http://www.posgrad.mecanica.ufu.br/posmec/16/PDF/PM16-0049.pdf>> Acesso em: 19 fev. 2010.

RIANGVILAIKUL, B.; KUMAR, S. An experimental study of a new dew point evaporative cooling system. **Energy and Buildings**, v. 42, p. 637-644, 2010.

ROSSI, S. J. **Desenvolvimento e avaliação de uma bomba de calor usada no condicionamento de ar para secagem de alimentos**. 214p. Campinas. Tese (Doutorado em Engenharia de Alimentos) – Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1993.

ROSSI, S. J. **Psicrometria**. João Pessoa: FUNAPE, 1987. 60p.

SCHIBUOLA, L. High-efficiency recovery for air conditioning applications in a mild climate: a case study. **Applied Thermal Engineering**, v. 17, n. 5, p. 447-454, 1997.

SILVA, Jesus Graciliano da (autor). **Introdução tecnologia da refrigeração e da climatização**. São Paulo: Artliber, 2004. 219p.

TAVARES, G. A.; BENDASSOLI, J. A.; SOUZA, G.; NOLASCO, F. R. Implantação de uma estação de produção de água desionizada para uso nos laboratórios do Cena/Usp empregando resinas de troca-iônica. **Revista Analytica**, n. 10, p. 36-42, 2004.

WU, J.M.; HUANG, X.; ZHANG, H. Numerical investigation on the heat and mass transfer in a direct evaporative cooler. **Applied Thermal Engineering**, v.29 , p. 195 - 201, 2009.

## APÊNDICE

A – Foto do equipamento desenvolvido para purificação de água pela desumidificação do ar com bomba de calor

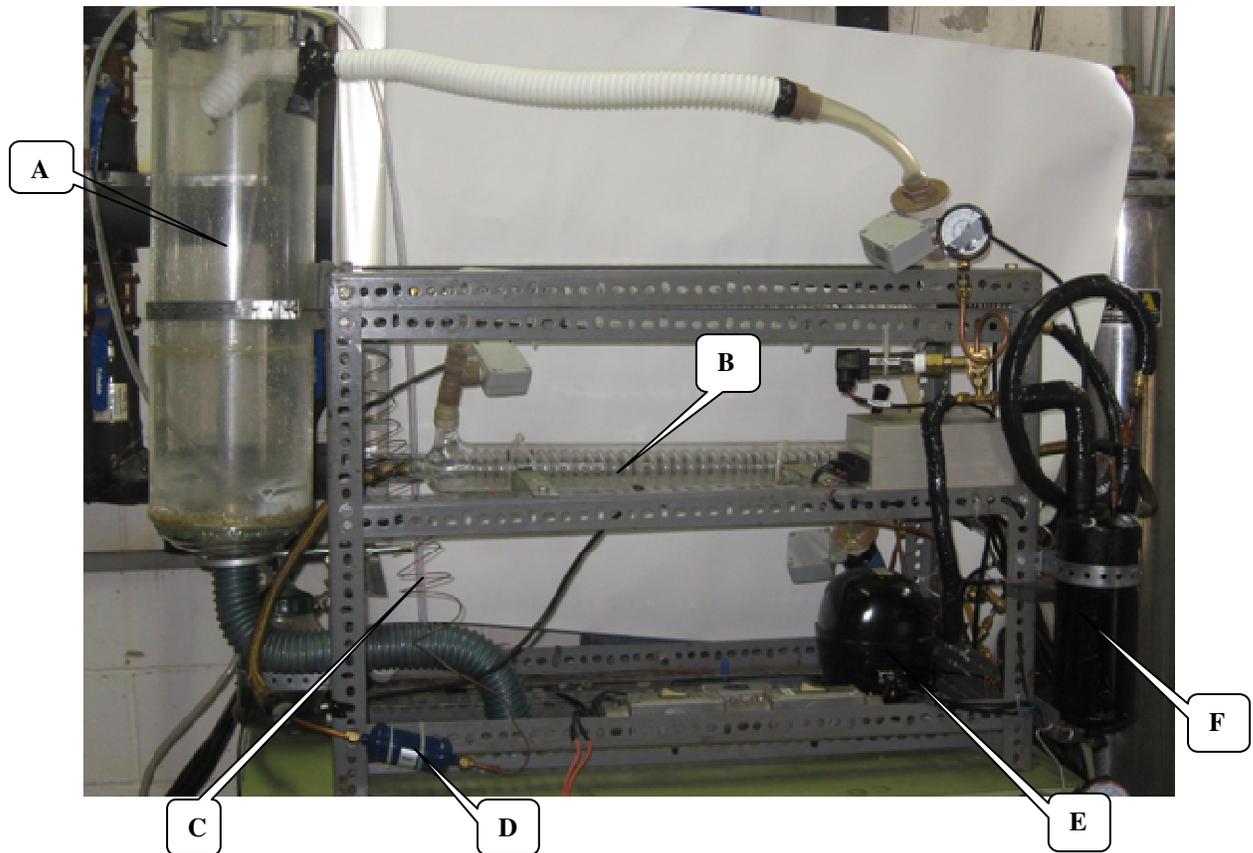


Figura A - Sistema de purificação de água pela desumidificação do ar por meio de uma bomba de calor: (A) câmara onde ocorre a umidificação, (B) condensador, (C) dispositivo de expansão, (D) filtro secador, (E) compressor, (F) acumulador de líquido.

**B – Exemplo de um registro gráfico on-line indicando regime permanente**

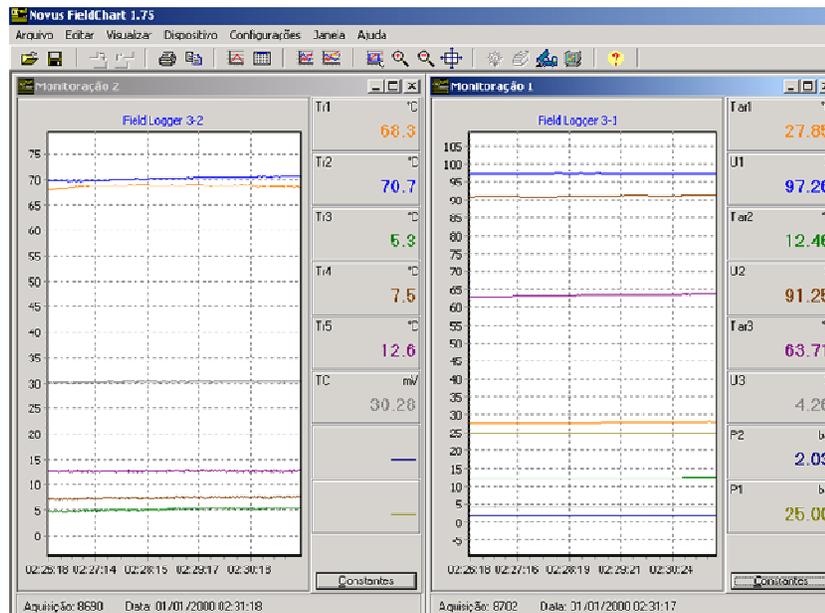


Figura B - Gráfico on-line do software Field Chart indicando regime permanente.

**C – Históricos dos parâmetros do ar medidos durante o funcionamento do sistema**

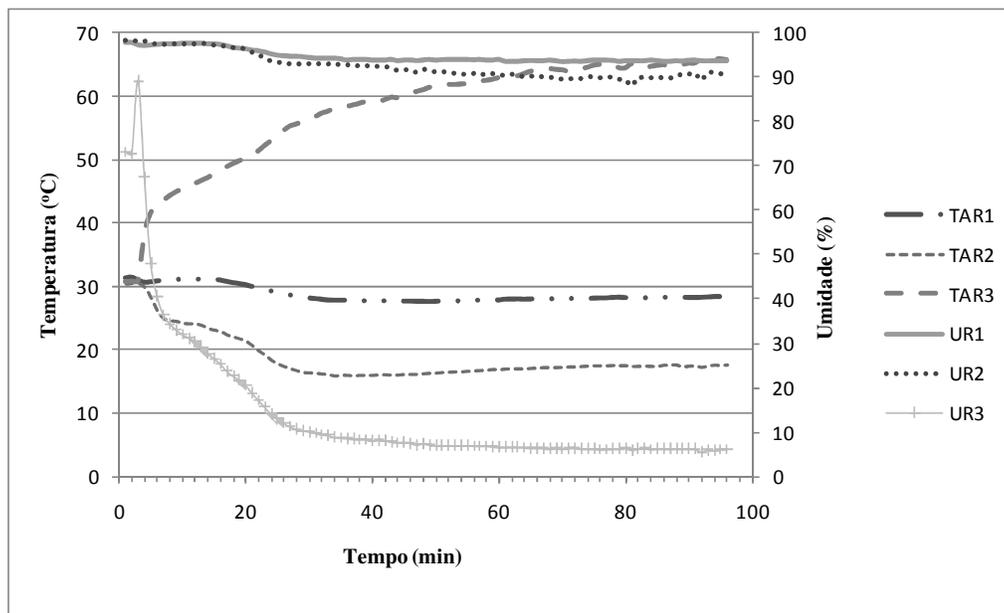


Figura C.1 – Históricos dos parâmetros do ar no 1º ensaio com vazão máxima de ar e recheio de vidro (período de regime a partir de 37 min).

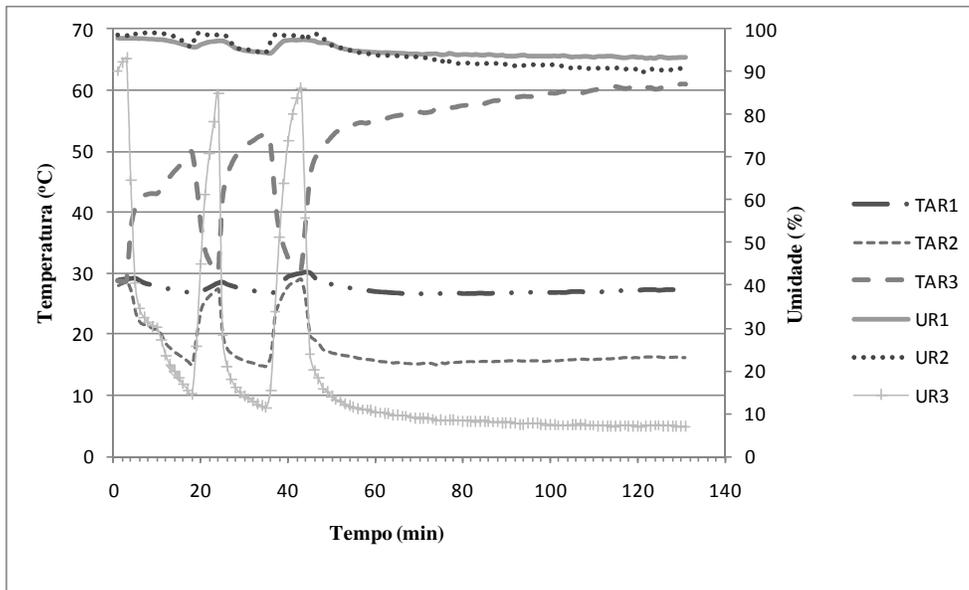


Figura C.2 – Históricos dos parâmetros do ar no 2º ensaio com vazão máxima de ar e recheio de vidro (período de regime a partir de 72 min).

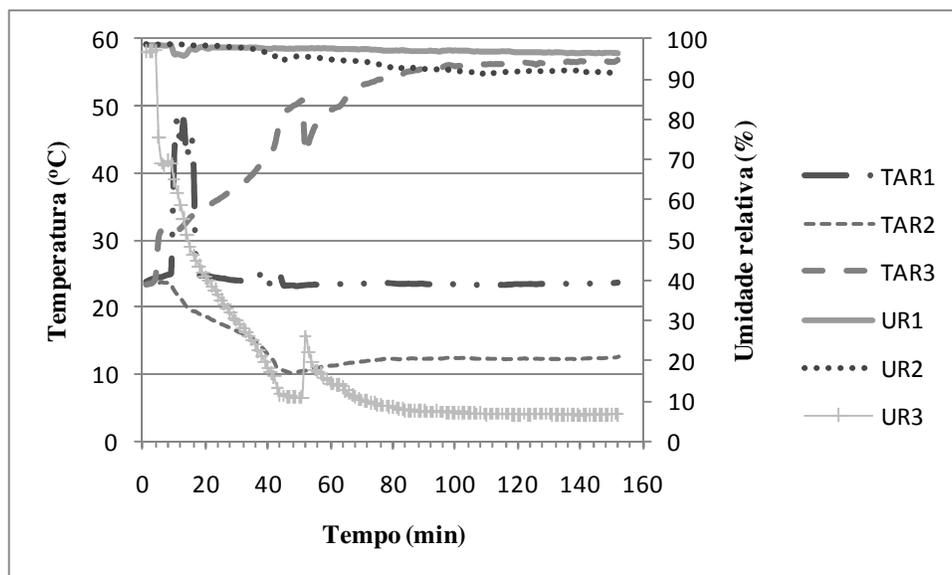


Figura C.3 – Históricos dos parâmetros do ar no 3º ensaio com vazão máxima de ar e recheio de vidro (período de regime a partir de 93 min).

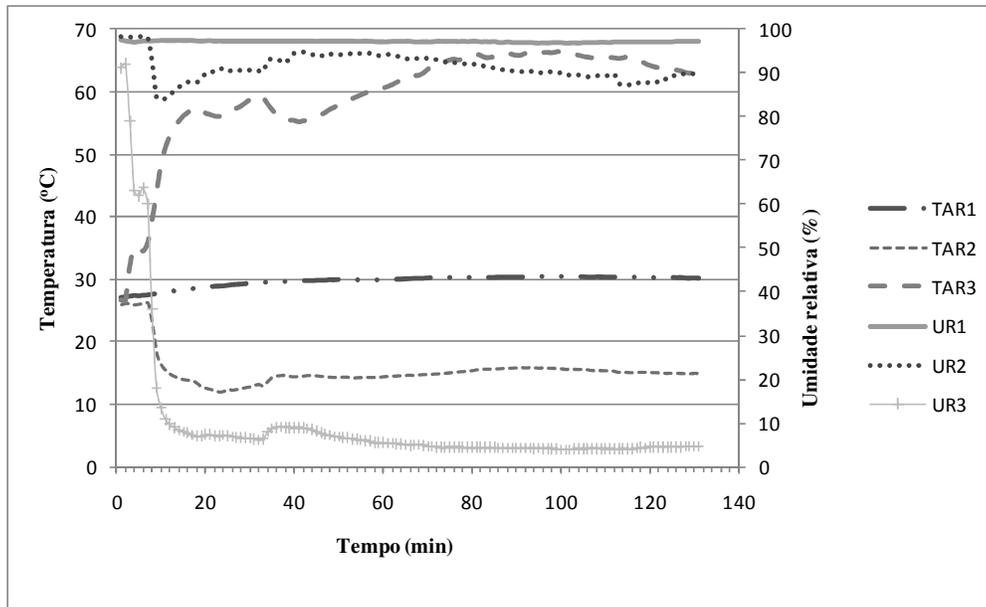


Figura C.4 – Históricos dos parâmetros do ar no 1º ensaio com vazão reduzida de ar e recheio de vidro (período de regime a partir de 81 min).

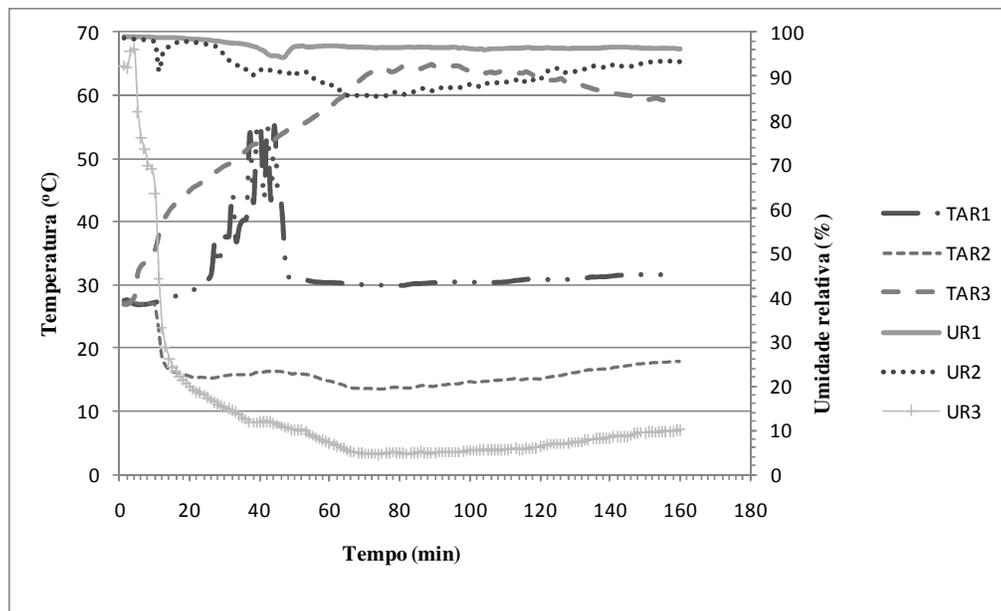


Figura C.5 – Históricos dos parâmetros do ar no 2º ensaio com vazão reduzida de ar e recheio de vidro (período de regime a partir de 101 min).

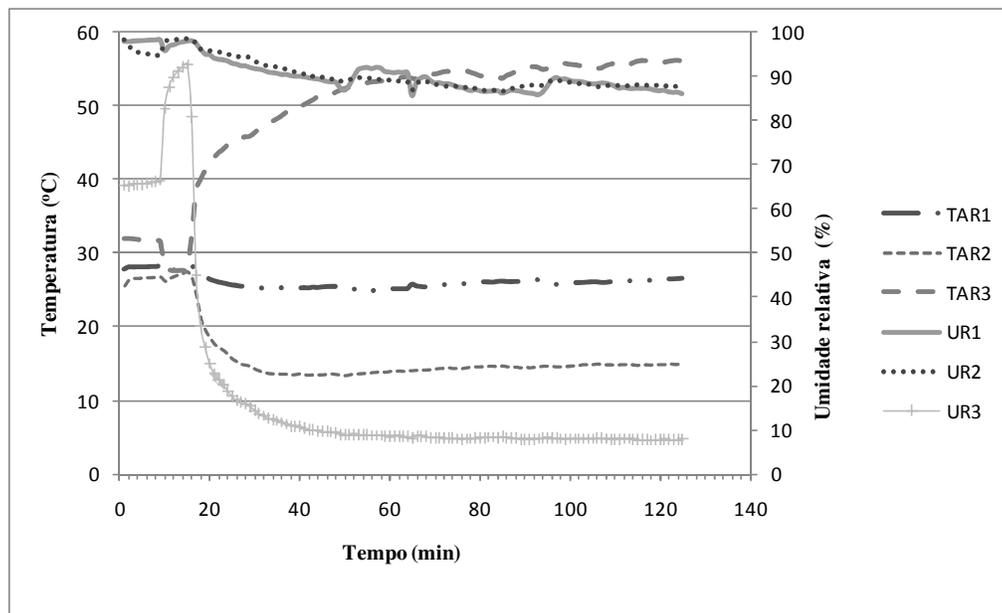


Figura C.6 – Históricos dos parâmetros do ar no 1º ensaio com vazão máxima de ar e nebulização (período de regime a partir de 66 min).

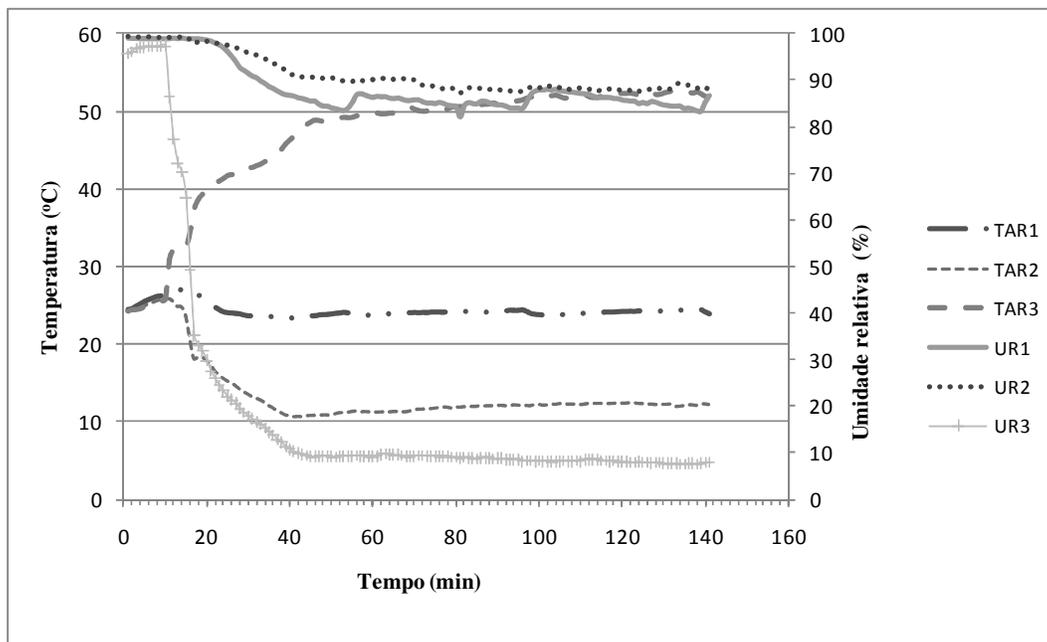


Figura C.7 – Históricos dos parâmetros do ar no 2º ensaio com vazão máxima de ar e nebulização (período de regime a partir de 82 min).

D – Diagramas psicrométricos do ar em cada ensaio.

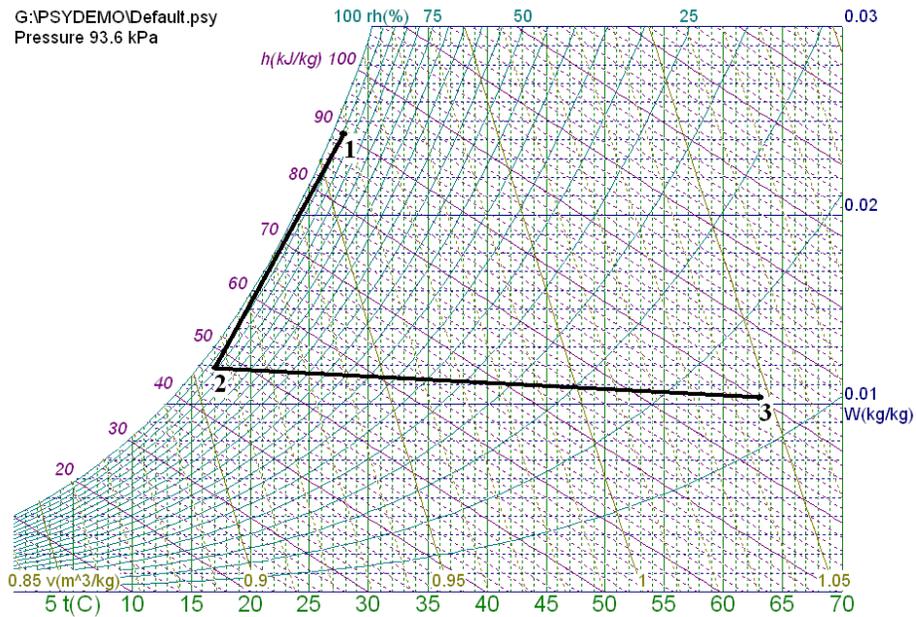


Figura D.1 – Diagrama psicrométrico das condições do ar no 1º ensaio com recheio de vidro e vazão máxima de ar.

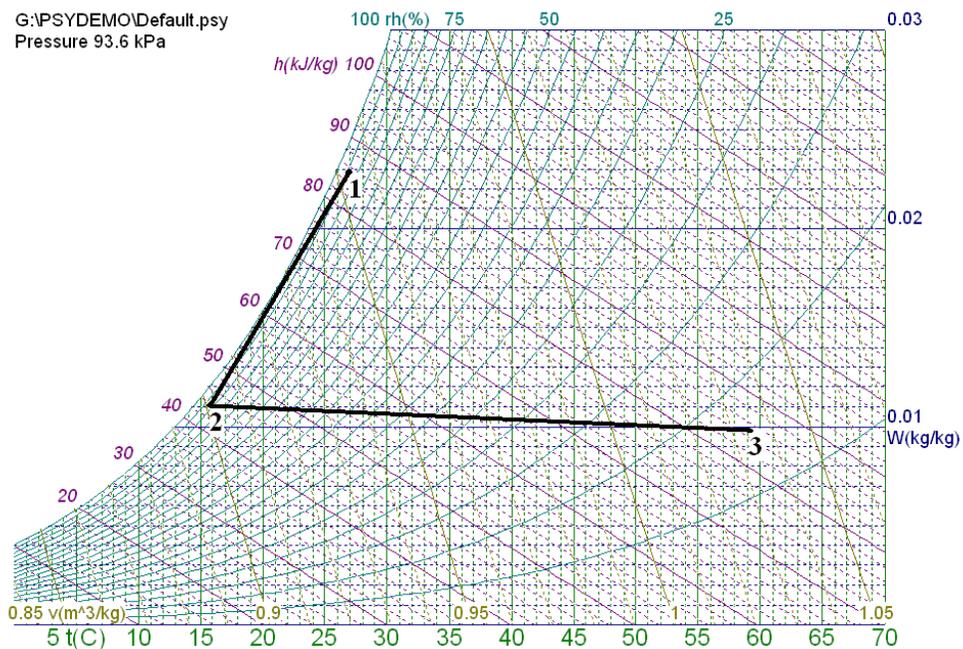


Figura D.2 – Diagrama psicrométrico das condições do ar no 2º ensaio com recheio de vidro e vazão máxima de ar.

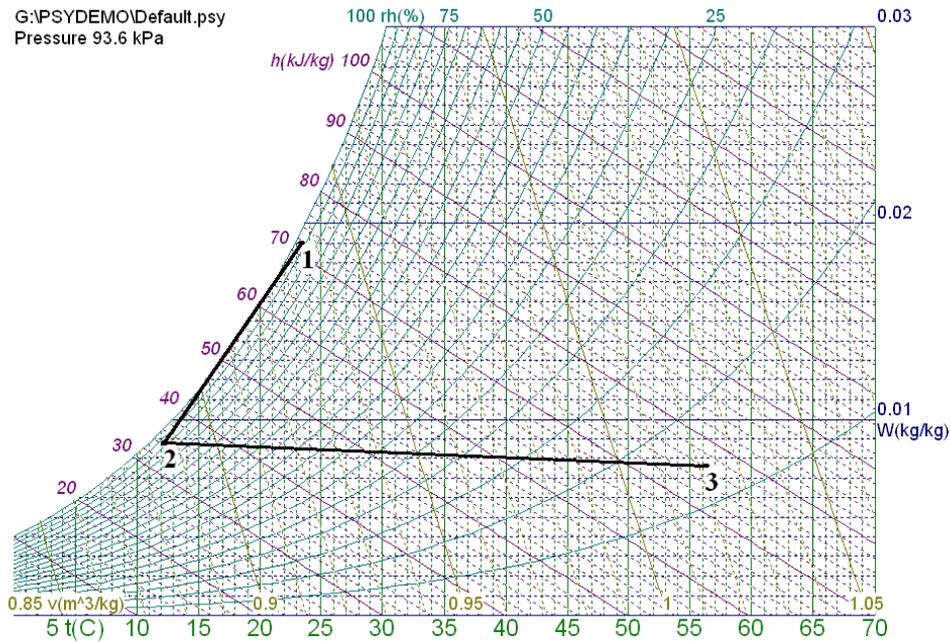


Figura D.3– Diagrama psicrométrico das condições do ar no 3º ensaio com recheio de vidro e vazão máxima de ar.

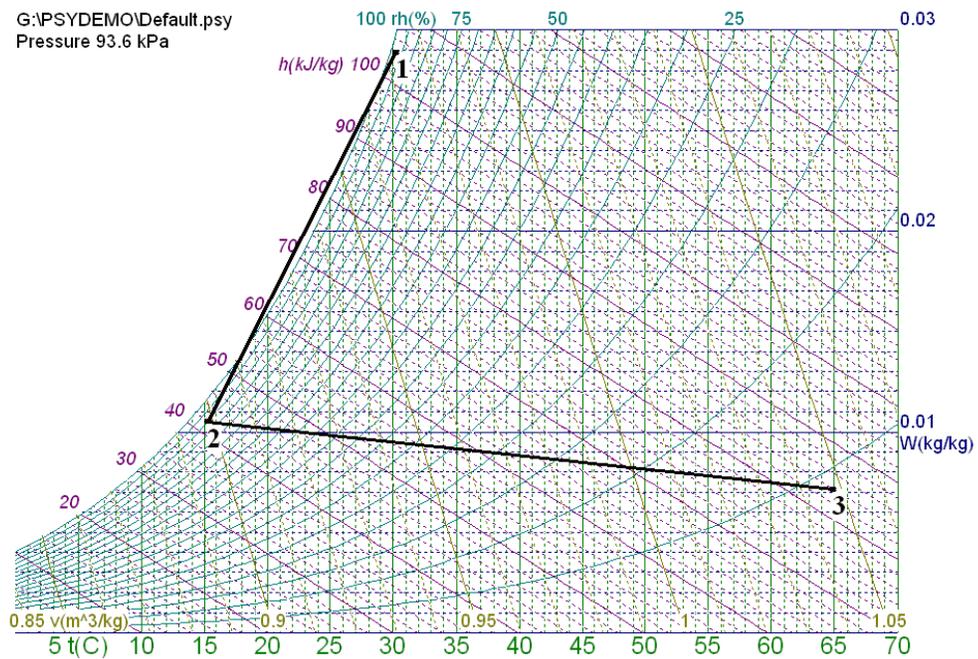


Figura D.4– Diagrama psicrométrico das condições do ar no 1º ensaio com recheio de vidro e vazão reduzida de ar.

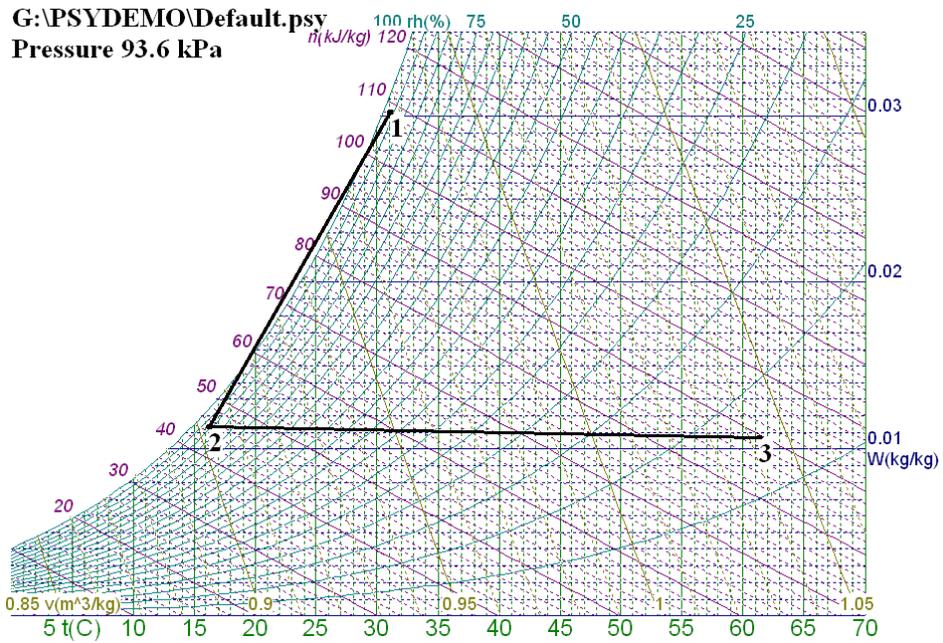


Figura D.5– Diagrama psicrométrico das condições do ar no 2º ensaio com recheio de vidro e vazão reduzida de ar.

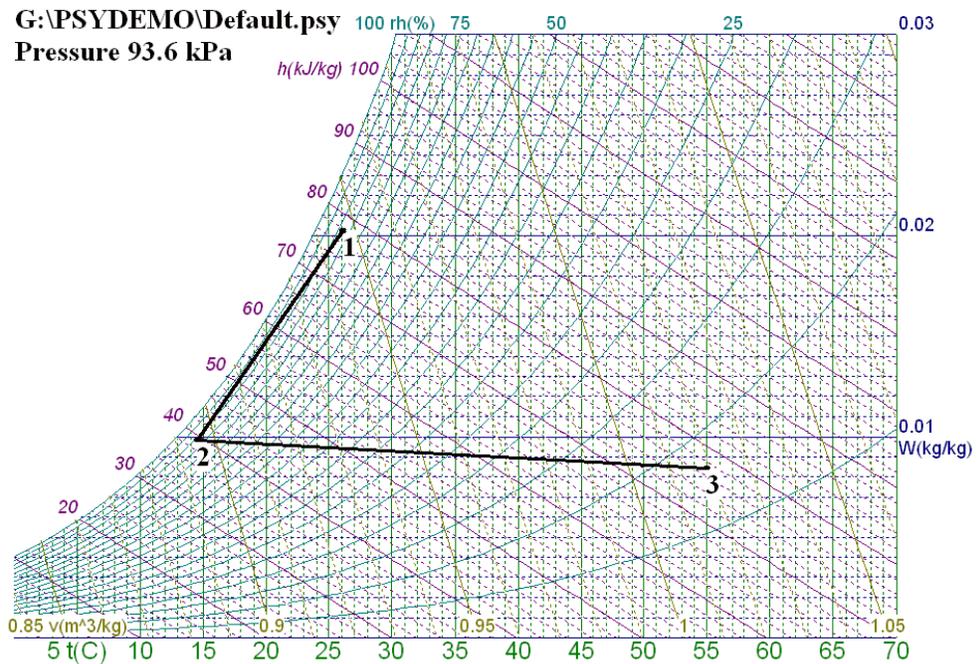


Figura D.6– Diagrama psicrométrico das condições do ar no 1º ensaio com nebulizador e vazão máxima de ar.

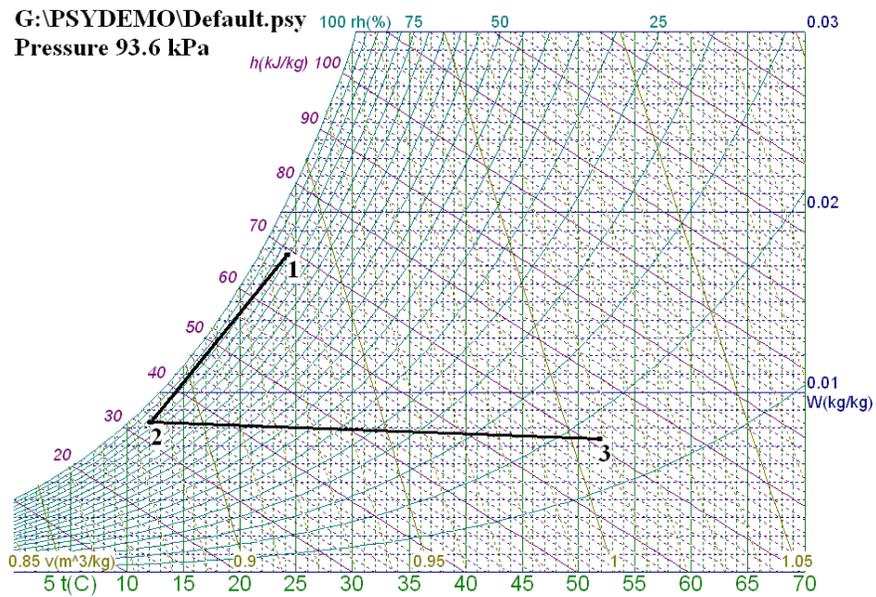


Figura D.7– Diagrama psicrométrico das condições do ar no 2º ensaio com nebulizador e vazão máxima de ar.

**E – Históricos do consumo de corrente elétrica e potência elétrica consumidos pelo compressor e bomba de água durante todo o funcionamento do sistema**

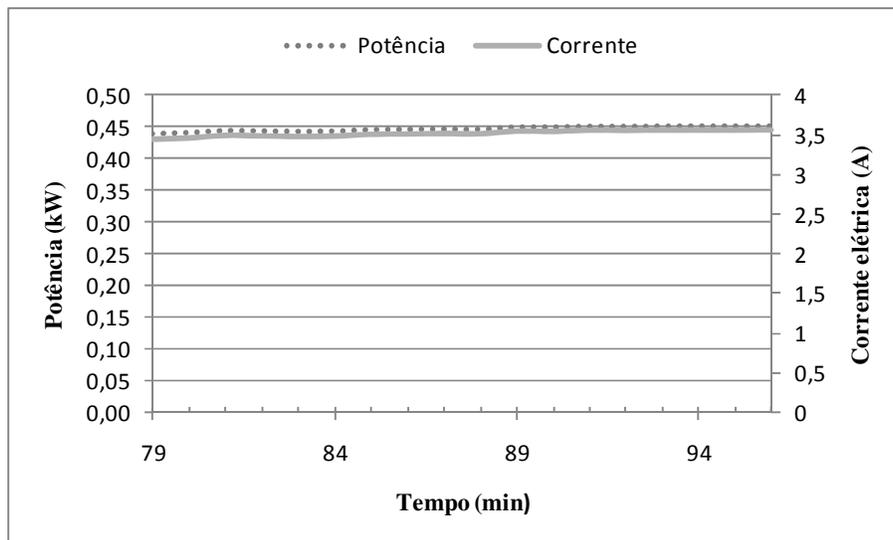


Figura E.1 - Histórico do consumo de corrente elétrica e potência pelo compressor e bomba d'água no 1º ensaio com vazão de ar máxima e recheio de vidro

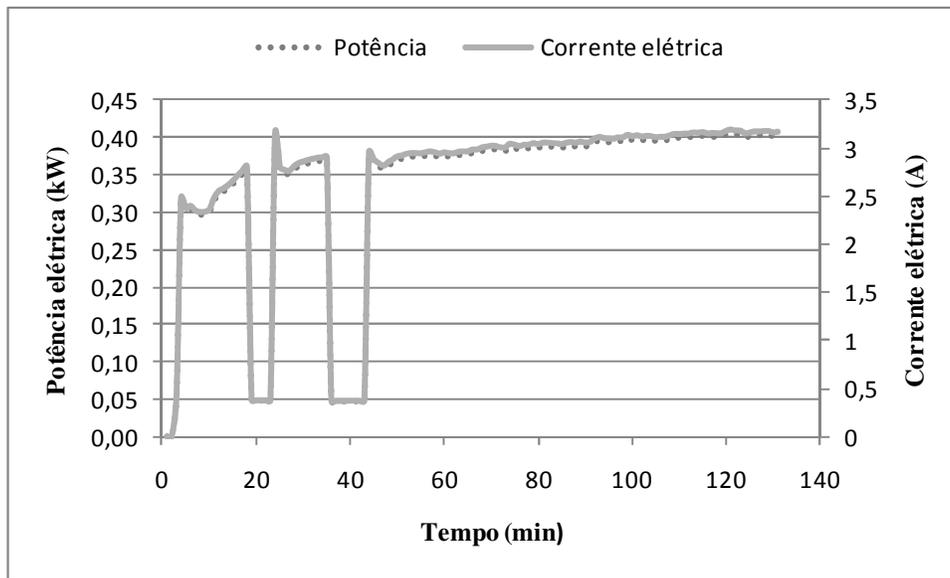


Figura E.2 - Histórico do consumo de corrente elétrica e potência pelo compressor e bomba d'água no 2º ensaio com vazão de ar máxima e recheio de vidro (período de regime a partir de 72 min).

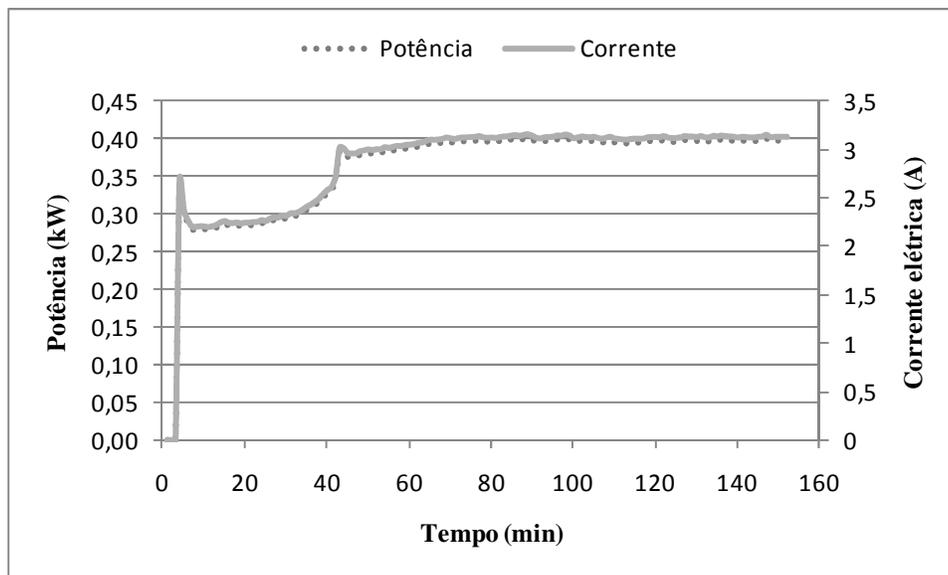


Figura E.3 - Histórico do consumo de corrente elétrica e potência pelo compressor e bomba d'água no 3º ensaio com vazão de ar máxima e recheio de vidro (período de regime a partir de 93 min).

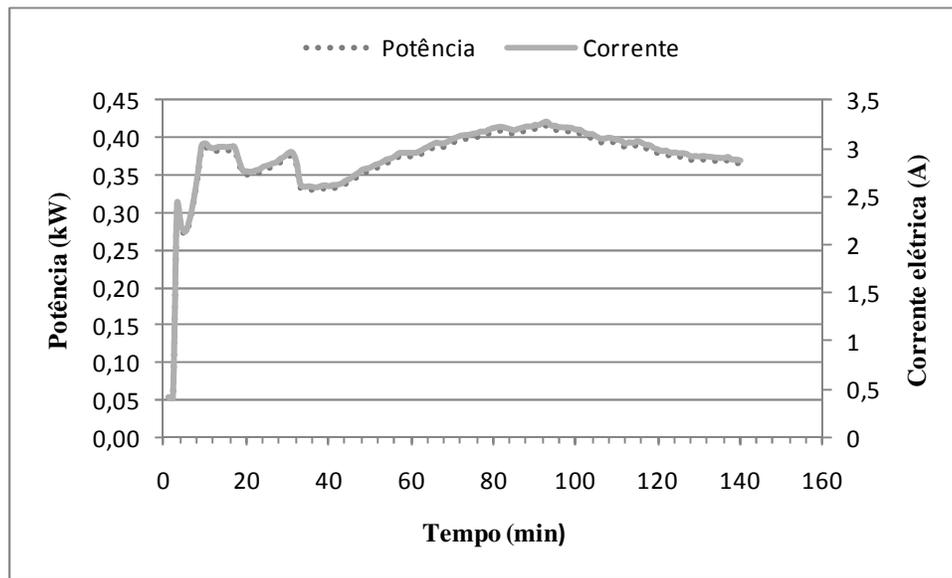


Figura E.4 - Histórico do consumo de corrente elétrica e potência pelo compressor e bomba d'água no 1º ensaio com vazão de ar reduzida e recheio de vidro (período de regime a partir de 81 min).

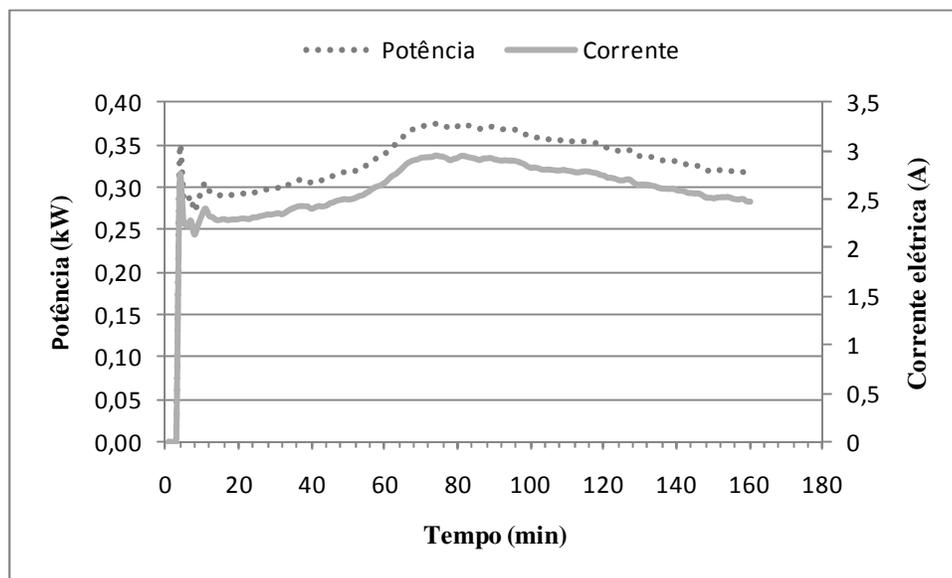


Figura E.5 - Histórico do consumo de corrente elétrica e potência pelo compressor e bomba d'água no 2º ensaio com vazão de ar reduzida e recheio de vidro (período de regime a partir de 101 min).

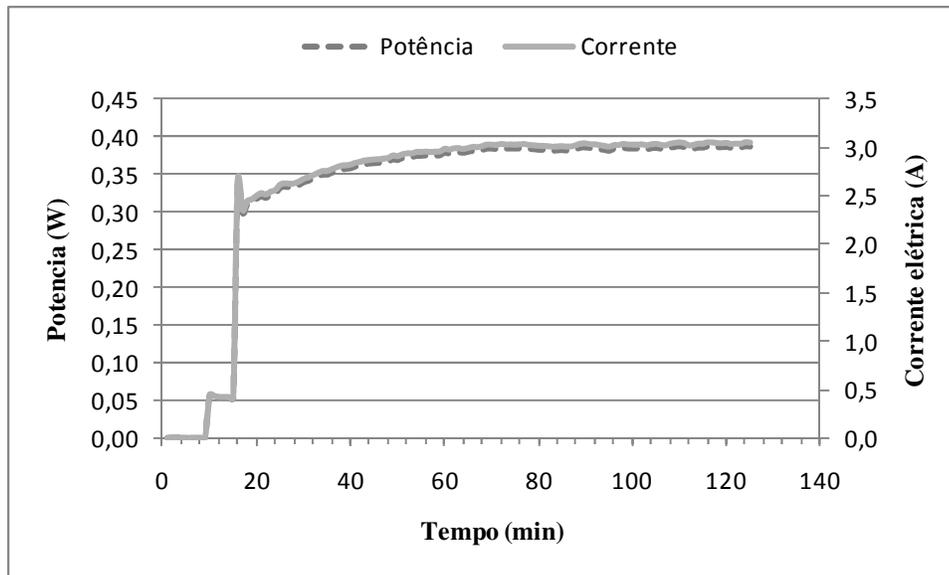


Figura E.6 - Histórico do consumo de corrente elétrica e potência pelo compressor e bomba d'água no 1º ensaio com vazão de ar máxima e nebulização (período de regime a partir de 66 min).

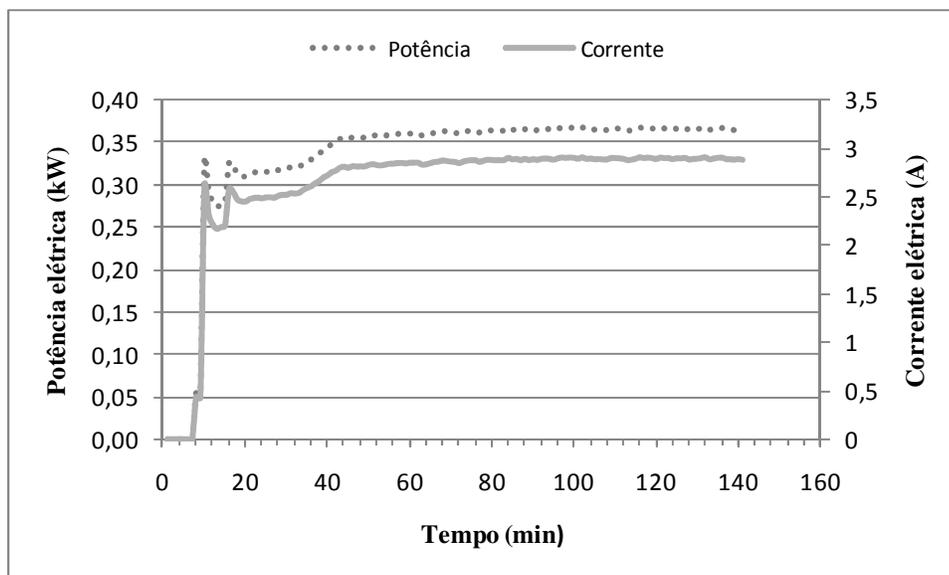


Figura E.7 - Histórico do consumo de corrente elétrica e potência pelo compressor e bomba d'água no 2º ensaio com vazão de ar máxima e nebulização (período de regime a partir de 82 min).

**F – Históricos dos parâmetros utilizados na construção dos ciclos da bomba de calor**

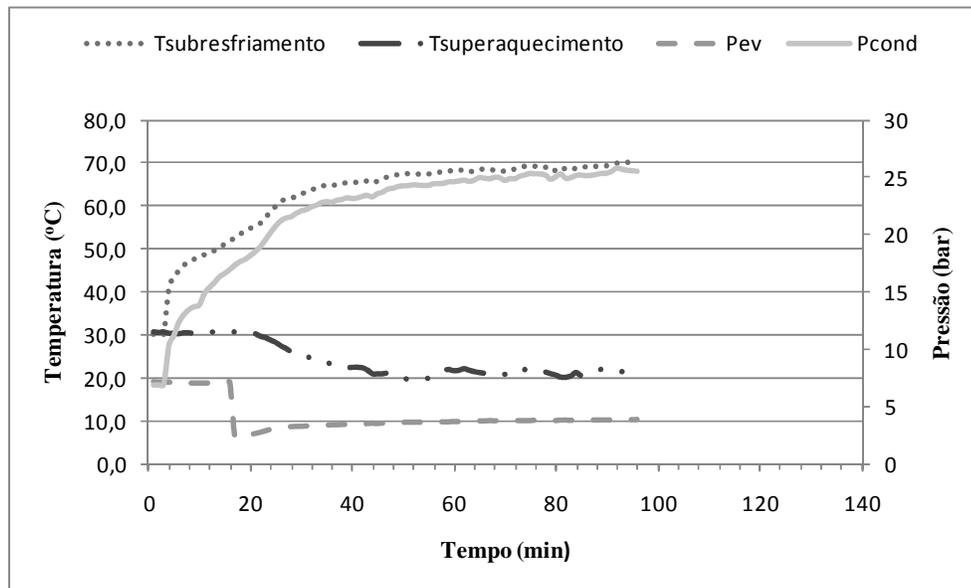


Figura F.1 – Históricos dos parâmetros utilizados na construção do ciclo da bomba de calor no 1º ensaio com vazão de ar máxima e recheio de vidro ( período de regime a partir de 37 min).

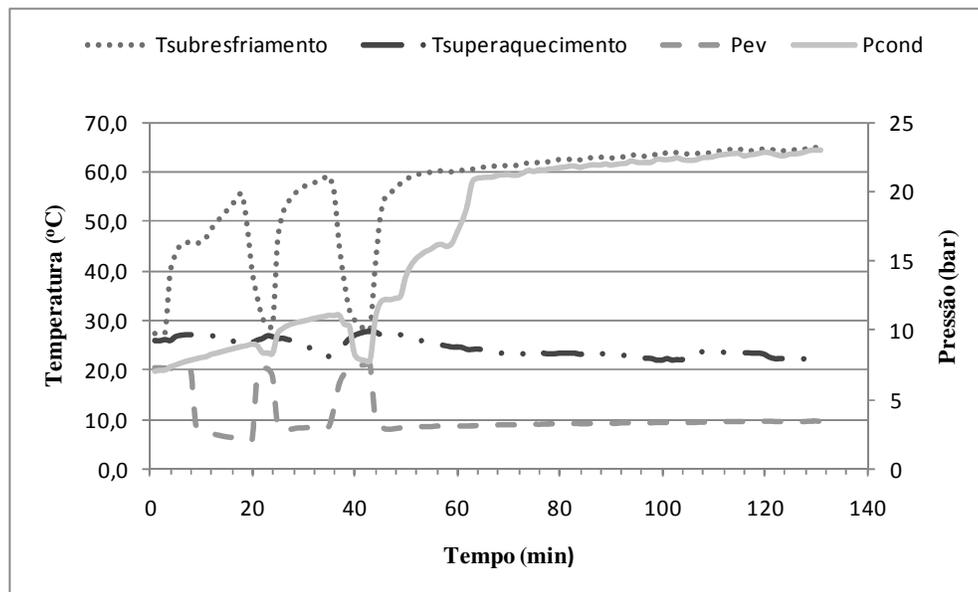


Figura F.2 – Históricos dos parâmetros utilizados na construção do ciclo da bomba de calor no 2º ensaio com vazão de ar máxima e recheio de vidro ( período de regime a partir de 72 min).

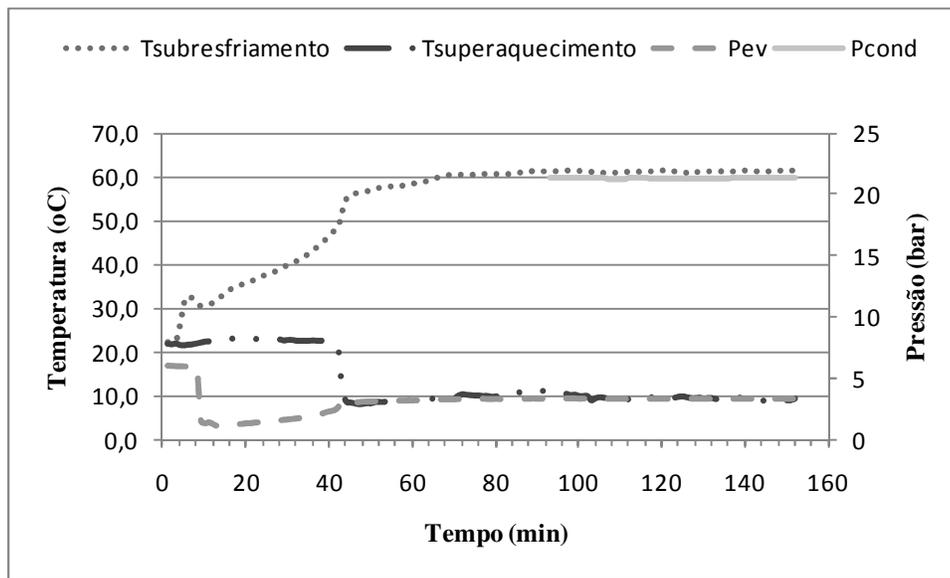


Figura F.3 – Históricos dos parâmetros utilizados na construção do ciclo da bomba de calor no 3º ensaio com vazão de ar máxima e recheio de vidro ( período de regime a partir de 93 min).

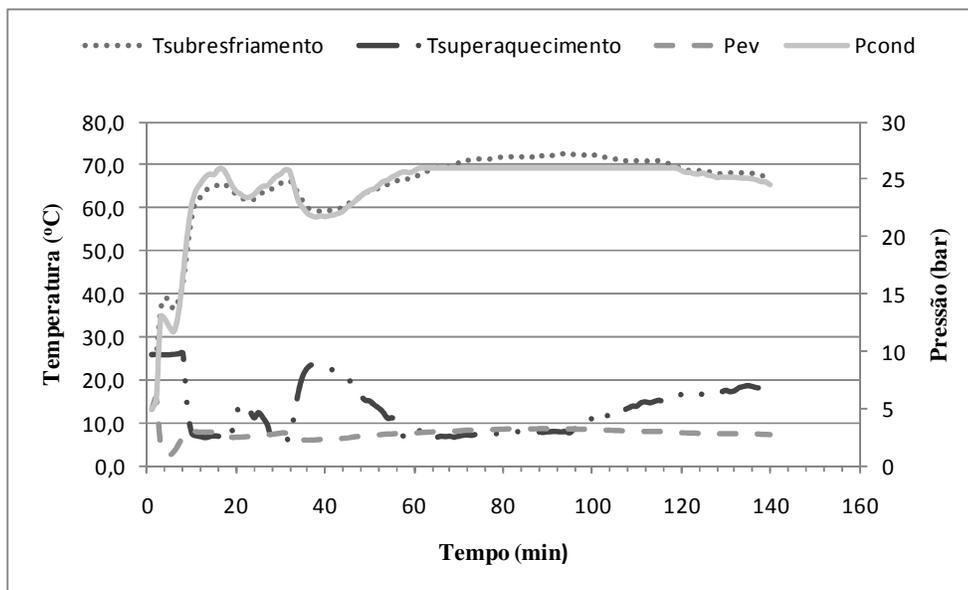


Figura F.4 – Históricos dos parâmetros utilizados na construção do ciclo da bomba de calor no 1º ensaio com vazão de ar reduzida e recheio de vidro ( período de regime a partir de 81 min).

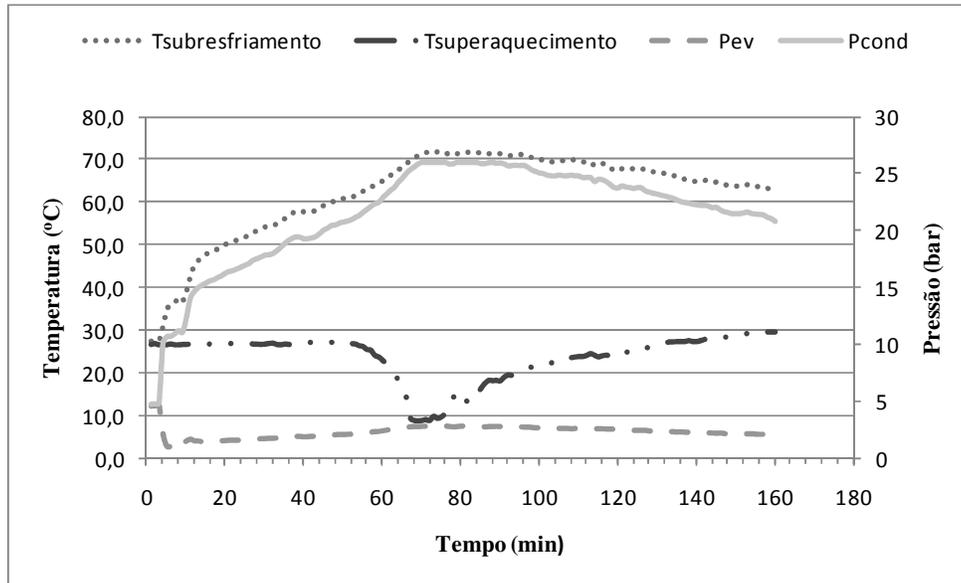


Figura F.5– Históricos dos parâmetros utilizados na construção do ciclo da bomba de calor no 2º ensaio com vazão de ar reduzida e recheio de vidro ( período de regime a partir de 101 min).

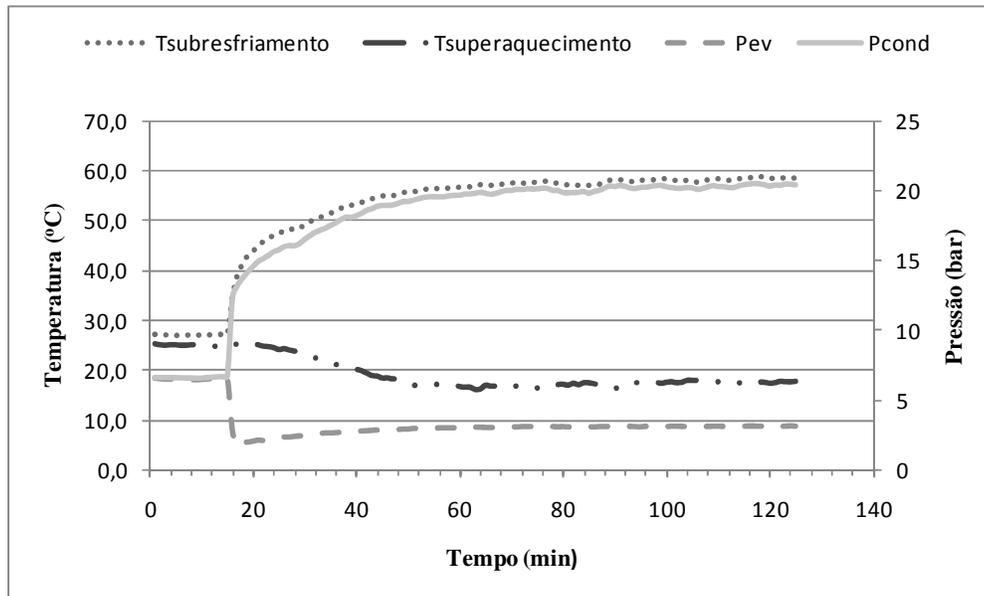


Figura F.6 – Históricos dos parâmetros utilizados na construção do ciclo da bomba de calor no 1º ensaio com vazão de ar máxima e nebulização ( período de regime a partir de 66 min).

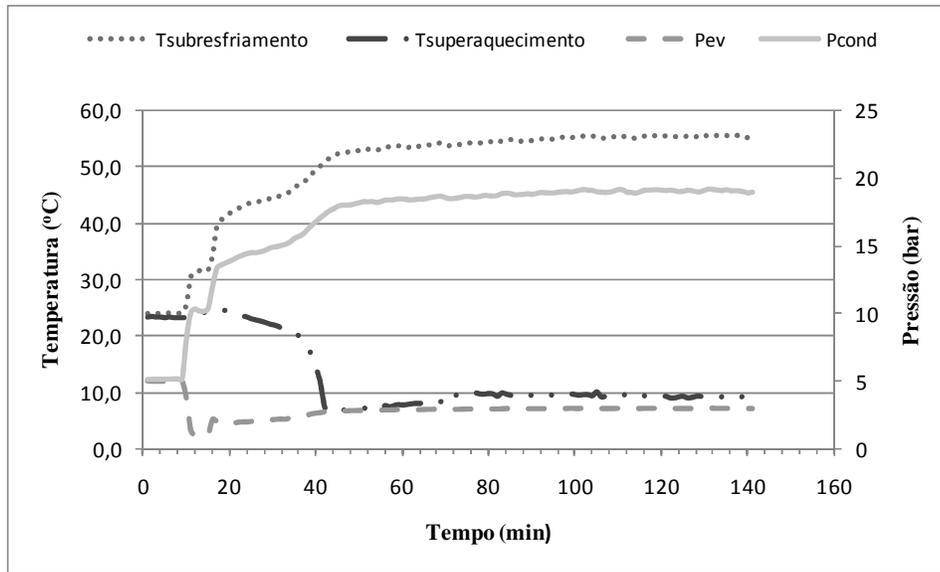


Figura F.7 – Históricos dos parâmetros utilizados na construção do ciclo da bomba de calor no 2º ensaio com vazão de ar máxima e nebulização ( período de regime a partir de 82 min).

### G – Planilha de cálculo do Coeficiente de Performance (COP)

Tabela G.1 – Vazão mássica de refrigerante nos ensaios com a vazão máxima de ar e recheio de vidro como sistema de umidificação.

Ensaio (vazão máxima)	1	$\dot{m}_{ar}$ (kg/s)	3,81E-04	$\dot{m}_{ref}$ (kg/s)	1,0050E-04
		$c_{par}$ (kJ/kg °C)	1,004		
		$\Delta T$ (°C)	46,1		
		$Q_c$ (kJ/kg)	175,464		
	2	$\dot{m}_{ar}$ (kg/s)	3,81E-04	$\dot{m}_{ref}$ (kg/s)	8,9391E-05
		$c_{par}$ (kJ/kg °C)	1,004		
		$\Delta T$ (°C)	43,4		
		$Q_c$ (kJ/kg)	185,719		
	3	$\dot{m}_{ar}$ (kg/s)	3,81E-04	$\dot{m}_{ref}$ (kg/s)	9,6127E-05
		$c_{par}$ (kJ/kg °C)	1,004		
		$\Delta T$ (°C)	44,1		
		$Q_c$ (kJ/kg)	175,489		

Tabela G.2 – COP dos ensaios com a vazão máxima de ar e recheio de vidro como sistema de umidificação.

Ensaio (vazão máxima)	1	$\dot{m}_{ref}$ (kg/s)	1,00500E-04	COP	0,0161781
		$W_{vent}$ (kW)	0,64		
		$W_{bc}$ (kW)	0,45		
		$Q_c$ (kJ/kg)	175,464		
	2	$\dot{m}_{ref}$ (kg/s)	8,94E-05	COP	0,0161181
		$W_{vent}$ (kW)	0,64		
		$W_{bc}$ (kW)	0,39		
		$Q_c$ (kJ/kg)	185,719		
	3	$\dot{m}_{ref}$ (kg/s)	9,61E-05	COP	0,0160659
		$W_{vent}$ (kW)	0,65		
		$W_{bc}$ (kW)	0,4		
		$Q_c$ (kJ/kg)	175,489		

Tabela G.3 – Vazão mássica de refrigerante nos ensaios com a vazão reduzida de ar e recheio de vidro como sistema de umidificação.

Ensaio (vazão reduzida)	1	$\dot{m}_{ar}$ (kg/s)	2,03E-04	$\dot{m}_{ref}$ (kg/s)	5,8981E-05
		$c_{par}$ (kJ/kg °C)	1,004		
		$\Delta T$ (°C)	49,6		
		$Q_c$ (kJ/kg)	171,394		
	2	$\dot{m}_{ar}$ (kg/s)	2,03E-04	$\dot{m}_{ref}$ (kg/s)	4,6586E-05
		$c_{par}$ (kJ/kg °C)	1,004		
		$\Delta T$ (°C)	45,2		
		$Q_c$ (kJ/kg)	197,748		

Tabela G.4 - COP dos ensaios com a vazão máxima de ar e recheio de vidro como sistema de umidificação.

Ensaio (vazão reduzida)	1	$\dot{m}_{ref}$ (kg/s)	5,89810E-05	COP	0,0097202
		$W_{vent}$ (kW)	0,65		
		$W_{bc}$ (kW)	0,39		
		$Q_c$ (kJ/kg)	171,394		
	2	$\dot{m}_{ref}$ (kg/s)	4,66E-05	COP	0,0094972
		$W_{vent}$ (kW)	0,63		
		$W_{bc}$ (kW)	0,34		
		$Q_c$ (kJ/kg)	197,748		

Tabela G.5 - Vazão mássica de refrigerante nos ensaios com a vazão máxima de ar e nebulização

Ensaio (vazão máxima)	1	$\dot{m}_{ar}$ (kg/s)	4,8200E-04	$\dot{m}_{ref}$ (kg/s)	1,0357E-04
		$c_{par}$ (kJ/kg °C)	1,004		
		$\Delta T$ (°C)	40,4		
		$Q_c$ (kJ/kg)	188,776		
	2	$\dot{m}_{ar}$ (kg/s)	4,8200E-04	$\dot{m}_{ref}$ (kg/s)	1,0350E-04
		$c_{par}$ (kJ/kg °C)	1,004		
		$\Delta T$ (°C)	39,7		
		$Q_c$ (kJ/kg)	185,623		

Tabela G.6 - COP dos ensaios com a vazão máxima de ar e nebulização.

Ensaio (vazão máxima)	1	$\dot{m}_{ref}$ (kg/s)	1,03570E-04	COP	0,0187995
		$W_{vent}$ (kW)	0,65		
		$W_{bc}$ (kW)	0,39		
		$Q_c$ (kJ/kg)	188,776		
	2	$\dot{m}_{ref}$ (kg/s)	1,0350E-04	COP	0,0188353
		$W_{vent}$ (kW)	0,65		
		$W_{bc}$ (kW)	0,37		
		$Q_c$ (kJ/kg)	185,623		

**H – Taxa de condensação de vapor de água (SMER)**

Tabela H.1 – SMER dos ensaios com a vazão de ar máxima e recheio de vidro como sistema de umidificação.

Ensaio (vazão máxima)	1	$\dot{m}$ água cond (kg)	0,204	SMER (kg.kWh <sup>-1</sup> )	0,19
		W (kWh)	1,06		
	2	$\dot{m}$ água cond (kg)	0,192	SMER (kg.kWh <sup>-1</sup> )	0,19
		W (kWh)	1,03		
	3	$\dot{m}$ água cond (kg)	0,172	SMER (kg.kWh <sup>-1</sup> )	0,17
		W (kWh)	1,04		

Tabela H.2 – SMER dos ensaios com a vazão de ar reduzida e recheio de vidro como sistema de umidificação.

Ensaio (vazão reduzida)	1	$\dot{m}$ água cond (kg)	0,1	SMER (kg.kWh <sup>-1</sup> )	0,10
		W (kWh)	1,03		
	2	$\dot{m}$ água cond (kg)	0,06	SMER (kg.kWh <sup>-1</sup> )	0,06
		W (kWh)	0,96		

Tabela H.3 – SMER dos ensaios com a vazão de ar máxima e nebulização.

Ensaio (vazão máxima)	1	$\dot{m}$ água cond (kg)	0,174	SMER (kg.kWh <sup>-1</sup> )	0,17
		W (kWh)	1,03		
	2	$\dot{m}$ água cond (kg)	0,156	SMER (kg.kWh <sup>-1</sup> )	0,15
		W (kWh)	1,01		

## ANEXO

A – Características técnicas do destilador de água marca *Tecnal*, modelo TE-1782

Características Técnicas	
Modelo: TE-1782	
Gabinete	Em aço carbono com tratamento anti-corrosivo e pintura eletrostática
Caldeira e Condensador	Em vidro borissilicato
Resistência	Encapsulada em tubo de quartzo
Segurança	Na ausência de água, desligamento automático
Rendimento	± 3 litros/hora
Condutividade	Até 3 $\mu$ S/cm (considerando-se condutividade de entrada 310 S/cm)
Consumo	22 litros/hora
Dimensão total	L – 550 x P – 200 x A – 500 mm
Potência	3000 Watts
Tensão	220 volts
Peso	4,5 kg
Acompanha	- Mangueira de silicone - Manual de Instruções com Termo de Garantia
Aplicação	Utilizado no processo de purificação da água