

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM**  
**ENGENHARIA MECÂNICA**

**ANÁLISE DE VIABILIDADE TÉCNICA PARA A RECUPERAÇÃO DE ÁGUA EM**  
**TORRES DE RESFRIAMENTO**

**Dissertação submetida à**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**

**para a obtenção do grau de**

**MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**SILVIA TELES VIANA**

**Florianópolis, Dezembro de 2010**

Catálogo na fonte elaborada pela biblioteca da  
Universidade Federal de Santa Catarina

A ficha catalográfica é confeccionada pela Biblioteca Central.

Tamanho: 7cm x 12 cm

Fonte: Times New Roman 9,5

Maiores informações em:

<http://www.bu.ufsc.br/design/Catalogacao.html>

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**ANÁLISE DE VIABILIDADE TÉCNICA PARA A RECUPERAÇÃO DE ÁGUA EM  
TORRES DE RESFRIAMENTO**

**SILVIA TELES VIANA**

**Esta dissertação foi julgada adequada para obtenção do título de**

**MESTRE EM ENGENHARIA**

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA**

**sendo aprovada em sua forma final.**

---

**Prof. Marcia B.H. Mantelli, PhD. – Orientadora**

---

**Prof. Eduardo Alberto Fancello, D.Sc. – Coordenador do Curso**

**BANCA EXAMINADORA**

---

**Prof. Júlio César Passos, Dr. (UFSC) – Presidente**

---

**Prof. Saulo Güths, Dr. (UFSC)**

---

**Prof. Fernando Henrique Milanese, Dr. (SATC)**

---

**Luis Tadeu Furlan, Dr. (Petrobras)**

“Procure ser um homem de valor,  
em vez de ser um homem de sucesso.”

Albert Einstein.

## Agradecimentos

Primeiramente a Deus pela benção do dom da vida.

Gostaria de agradecer à minha mãe pela mulher guerreira que sempre foi e pela dedicação, amor e carinho de toda uma vida, o que foi determinante para eu me tornar a mulher que sou hoje.

À minha irmã Florisa por toda alegria que trouxe ao nosso lar. Ao meu irmão Berto por todo carinho e apoio que sempre soube que podia contar. Ao meu Pai, pelo carinho. À minha irmã mais nova Maria Carolina pela alegria que trouxe as nossas vidas. À minha sobrinha Letícia, que trouxe um brilho muito especial a minha vida.

À professora Ph.D. Márcia Mantelli pela sua orientação e dedicação, que mesmo nos momentos difíceis não deixou de acreditar em mim. E à professora Dra. Sônia Castelo Branco e ao professor Dr. Antônio Salvador da Rocha que me incentivaram e apoiaram a realizar o sonho de fazer o mestrado na UFSC.

Gostaria de agradecer ao carinho e orações da minha avó, vovó Dida, agradecer ao meu avô, vovô Berto, pelo exemplo e carinho. Agradecer a minha avó, vovó Amélia<sup>1</sup>, pelo carinho dedicado a mim durante a minha infância, e ao meu avô, vovô Chico<sup>1</sup> pelo carinho.

Ao meu tio Nando e sua esposa, Luciana, pelo apoio, carinho e força que sempre deram a meus estudos e à realização de um grande sonho. A todos os meus familiares, que mesmo de longe, me encham de carinho sempre que volto. Em especial ao Tio Mozart pela diversão garantida quando estamos juntos.

Ao meu namorado Camilo por todo carinho, amor, companheirismo, apoio e paciência que teve comigo durante o mestrado e foi essencial para realização desse sonho.

A todos os meus amigos: Zuzi, Amanda, Guilherme, Lana, Bruno, Fabrício, Kamila, Henrique pela convivência diária de anos muito divertidos e pelo apoio durante a graduação. Aos meus amigos Paulinho, Kelly, Gabi, Nai, Maryene que tornaram minha vida mais leve em Florianópolis. E a todos os outros amigos presentes em minhas lembranças.

Gostaria também de agradecer a todos os técnicos do laboratório que sempre me apoiaram neste trabalho, em especial ao bolsista de Iniciação Científica Luiz Gabriel, que esteve envolvido diretamente com o projeto, por toda sua dedicação.

Ao CNPq – Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico, e à Petrobras pelo apoio financeiro ao projeto.

<sup>1</sup> In Memoriam

# SUMÁRIO

<b>LISTA DE FIGURAS</b> .....	<b>I</b>
<b>LISTA DE TABELAS</b> .....	<b>III</b>
<b>SIMBOLOGIA</b> .....	<b>IV</b>
<b>RESUMO</b> .....	<b>IX</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>X</b>
<b>CAPÍTULO 1</b> .....	<b>1</b>
<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>1</b>
1.1    MOTIVAÇÃO .....	4
1.2    OBJETIVOS .....	4
<b>CAPÍTULO 2</b> .....	<b>6</b>
<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>6</b>
2.1    PSICROMETRIA .....	6
2.1.1 <i>Umidificação</i> .....	11
2.1.2 <i>Desumidificação</i> .....	13
2.1.3 <i>Aplicações Envolvendo Desumidificação</i> .....	16
2.1.4 <i>Torres de Resfriamento</i> .....	25
2.2    CONDENSAÇÃO.....	33
<b>CAPÍTULO 3</b> .....	<b>39</b>
<b>DESENVOLVIMENTO DE BANCADA DE TESTES DE SISTEMAS DE RECUPERAÇÃO DE CONDENSADO</b> .....	<b>39</b>
3.1    DESENVOLVIMENTO DA BANCADA.....	39
3.1.1 <i>Bancada de Umidificação</i> .....	39
3.1.2 <i>Bancada de Desumidificação</i> .....	47
3.1.3 <i>Detalhes Construtivos e Instrumentação da Bancada</i> .....	51
3.2    PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL .....	57
3.3    METODOLOGIA DE TESTES.....	58
3.4    ANÁLISE DE INCERTEZAS EXPERIMENTAIS.....	64
<b>CAPÍTULO 4</b> .....	<b>66</b>

<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES</b> .....	<b>66</b>
4.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS .....	66
4.1.1 <i>Potência na Umidificação</i> .....	74
4.1.2 <i>Potência na Desumidificação</i> .....	75
4.1.3 <i>Influência dos Parâmetros de Testes</i> .....	76
4.2 MODELO NUMÉRICO DE TORRE DE RESFRIAMENTO EM CONTRA-CORRENTE .....	79
4.3 COMPARAÇÃO ENTRE RESULTADOS EXPERIMENTAIS E ANALÍTICOS .....	81
4.4 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS COM DADOS DE UMA TORRE INDUSTRIAL .....	82
<b>CAPÍTULO 5</b> .....	<b>87</b>
<b>CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES</b> .....	<b>87</b>
<b>BIBLIOGRAFIA</b> .....	<b>89</b>
<b>APÊNDICE A</b> .....	<b>91</b>
<b>INCERTEZAS EXPERIMENTAIS DO SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS</b> .....	<b>91</b>
A.1 INCERTEZAS EXPERIMENTAIS DO MANÔMETRO E DO ROTÂMETRO.....	91
A.2 PROPAGAÇÃO DE INCERTEZAS.....	91
<b>APÊNDICE B</b> .....	<b>95</b>
<b>PROCEDIMENTO DE CÁLCULO DO PROGRAMA</b> .....	<b>95</b>

# LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 – DESENHO ESQUEMÁTICO DO FUNCIONAMENTO DE UMA TORRE DE RESFRIAMENTO DE ÁGUA.....	2
FIGURA 2 – FOTOGRAFIA DA SAÍDA DA TORRE DE RESFRIAMENTO DA REPLAN .....	3
FIGURA 3 – SATURAÇÃO ADIABÁTICA. ....	8
FIGURA 4 – FOTOGRAFIA DE UM PSICRÔMETRO. ....	9
FIGURA 5 – CARTA PSICROMÉTRICA DA ASHRAE. ....	10
FIGURA 6 – CARTA PSICROMÉTRICA COM PROPRIEDADES DESTACADAS.....	11
FIGURA 7 – DESENHO ESQUEMÁTICO DO PROCESSO DE UMIDIFICAÇÃO EM THOMAS H. KUEHN (1998).....	12
FIGURA 8 – DESENHO ESQUEMÁTICO DO PROCESSO DE DESUMIDIFICAÇÃO POR RESFRIAMENTO EM THOMAS H. KUEHN (1998). ....	14
FIGURA 9 – PROCESSO DE DESUMIDIFICAÇÃO QUÍMICA NA CARTA PSICROMÉTRICA.....	16
FIGURA 10 – MÉTODOS DE OBTENÇÃO DE ÁGUA DO AR ATMOSFÉRICO EM WAHLGREN (2001). ....	17
FIGURA 11 – SERPENTINA DE REFRIGERAÇÃO E DESUMIDIFICAÇÃO ALETADA. ....	20
FIGURA 12 – ARRANJO TÍPICO DE UMA SERPENTINA DE REFRIGERAÇÃO NUM SISTEMA CENTRAL DE ALIMENTAÇÃO DE AR. ....	21
FIGURA 13 – CICLO UMIDIFICAÇÃO-DESUMIDIFICAÇÃO HD. ....	22
FIGURA 14 – ESQUEMA DE UM SWGH.....	23
FIGURA 15 – ESQUEMA DE UMA DESSALINIZAÇÃO POR COMPRESSÃO. ....	25
FIGURA 16 – DIAGRAMA REPRESENTANDO A CLASSIFICAÇÃO DAS TORRES DE RESFRIAMENTO. ....	26
FIGURA 17 – FOTOGRAFIA DA TORRE DE RESFRIAMENTO POR INDUÇÃO MECÂNICA.....	27
FIGURA 18 – DESENHO ESQUEMÁTICO DO FUNCIONAMENTO DA TORRE DE RESFRIAMENTO POR INDUÇÃO MECÂNICA. ....	27
FIGURA 19 – FOTOGRAFIA DA TORRE DE RESFRIAMENTO POR INDUÇÃO NATURAL.....	28
FIGURA 20 – MODELO DE TROCA DE CALOR E MASSA DA TORRE DE RESFRIAMENTO CONTRA-CORRENTE EM THOMAS H. KUEHN (1998).....	29
FIGURA 21 – DESENHO ESQUEMÁTICO DA TORRE DE RESFRIAMENTO DE FLUXO CRUZADO (FONTE: CENTURYCOOLINGTOWER.COM).....	32
FIGURA 22 – DISCRETIZAÇÃO DA TORRE DE RESFRIAMENTO DE FLUXO CRUZADO. ....	33
FIGURA 23 – ILUSTRAÇÃO DA MOLHABILIDADE DE UM FLUIDO SOBRE UMA SUPERFÍCIE. ....	34
FIGURA 24 – FORMAS DE CONDENSAÇÃO: CONDENSAÇÃO EM GOTAS E CONDENSAÇÃO EM PELÍCULA. ....	34
FIGURA 25 – EFEITOS DOS GASES NÃO CONDENSÁVEIS DA CONDENSAÇÃO EM GOTAS E LAMINAR RESPECTIVAMENTE. ....	35
FIGURA 26 – CONFIGURAÇÃO DO STE PARA DESUMIDIFICAÇÃO EM COCHRAN, GOODNIGHT <i>ET AL.</i> (2009)....	37
FIGURA 27 – ARRANJO DA SUPERFÍCIE ONDULADA COM MEIO POROSO EM WANG, CHEN <i>ET AL.</i> (2005). ....	38
FIGURA 28 – APARATO EXPERIMENTAL DE UMIDIFICAÇÃO.....	40
FIGURA 29 – FOTOGRAFIA DO RETIFICADOR DENTRO DA TUBULAÇÃO.....	40
FIGURA 30 – DESENHO MECÂNICO DO BOCAL DE MEDIÇÃO DE VAZÃO. ....	41

FIGURA 31 – FOTOGRAFIA DO TUBO DE PITOT.....	42
FIGURA 32 – FOTOGRAFIA DO MANÔMETRO UTILIZADO PARA MEDIR PRESSÃO DINÂMICA DO FLUXO DE AR.....	42
FIGURA 33 – FOTOGRAFIAS DO <i>PLENUM</i> .....	43
FIGURA 34 – FOTOGRAFIA DO BANHO TÉRMICO DA LAUDA MODELO PROLINE RP855.....	44
FIGURA 35 – FOTOGRAFIA DO ROTÂMETRO UTILIZADO PARA MEDIÇÃO DE VAZÃO DE ÁGUA QUENTE.....	44
FIGURA 36 – FOTOGRAFIA DA TUBULAÇÃO DE ENTRADA DE ÁGUA QUENTE NA TORRE.....	45
FIGURA 37 – FOTOGRAFIA DO TERMOPAR COM BULBO ÚMIDO PARA MEDIÇÃO DE TBU.....	45
FIGURA 38 – SENSOR DE UMIDADE CAPACITIVO MODELO SC215 DA MARCA CAMPBELL.....	46
FIGURA 39 – ELIMINADOR DE GOTAS COMERCIAL UTILIZADO EM TORRES DE RESFRIAMENTO.....	46
FIGURA 40 – DISPOSITIVO PARA DESUMIDIFICAÇÃO/CONDENSAÇÃO E RECOLHIMENTO DA ÁGUA.....	48
FIGURA 41 – PONTOS DE MEDIÇÃO DE RUGOSIDADE.....	48
FIGURA 42 – FOTOGRAFIA DA BALANÇA DA MARCA MARTE MODELO AS5500C.....	49
FIGURA 43 – FOTOGRAFIA DO DISPOSITIVO PARA DESUMIDIFICAÇÃO/CONDENSAÇÃO E RECOLHIMENTO DA ÁGUA.....	50
FIGURA 44 – FOTOGRAFIAS DO PROCESSO DE DESUMIDIFICAÇÃO/CONDENSAÇÃO E RECOLHIMENTO.....	50
FIGURA 45 – DESENHO DO CONJUNTO BANCADA DE UMIDIFICAÇÃO E DESUMIDIFICAÇÃO.....	51
FIGURA 46 – DESENHO DA CAIXA DE DESUMIDIFICAÇÃO.....	52
FIGURA 47 – RESUMO DAS MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS.....	52
FIGURA 48 – POSIÇÃO DOS TERMOPARES DE MEDIÇÃO DE TBS E TBU DO AR DE ENTRADA (1 A 4) E DE SAÍDA DE ÁGUA QUENTE (11 E 12).....	54
FIGURA 49 – FOTOGRAFIA DOS TERMOPARES DE MEDIÇÃO DE TBS E TBU DO AR DE ENTRADA (1 A 4) À ESQUERDA E DE SAÍDA DE ÁGUA QUENTE (11 E 12) NA BANCADA, À DIREITA.....	54
FIGURA 50 – POSIÇÃO E FOTOGRAFIAS DOS TERMOPARES PARA A MEDIÇÃO DE TBS E TBU DO AR UMIDIFICADO (5 A 8) E DO AR DESUMIDIFICADO (17 A 20) E ENTRADA DE ÁGUA QUENTE (9 E 10).....	55
FIGURA 51 – POSIÇÃO E FOTOGRAFIA DOS TERMOPARES DE ENTRADA DE ÁGUA FRIA (13 E 14) E SAÍDA DE ÁGUA FRIA (15 E 16).....	55
FIGURA 52 – POSIÇÃO E FOTOGRAFIAS DOS TERMOPARES NA PLACA DE DESUMIDIFICAÇÃO (21 A 25).....	56
FIGURA 53 – MONTAGEM DA BANCADA EXPERIMENTAL.....	56
FIGURA 54 – VARIAÇÃO DAS TEMPERATURAS DE BULBO SECO (TBS) E DE BULBO ÚMIDO (TBU) DO AR UMIDIFICADO COM O TEMPO.....	67
FIGURA 55 – CARTA PSICROMÉTRICA REPRESENTANDO OS PROCESSOS DE UMIDIFICAÇÃO E DESUMIDIFICAÇÃO DE TODOS OS TESTES REALIZADOS.....	68
FIGURA 56 – CARTA PSICROMÉTRICA REPRESENTANDO OS PROCESSOS DE UMIDIFICAÇÃO E DESUMIDIFICAÇÃO NOS CASOS SELECIONADOS.....	70
FIGURA 57 – INFLUÊNCIA DA VAZÃO DE AR NA UMIDIFICAÇÃO COM AR DE ENTRADA COM TBS ENTRE 25,2 E 26,2 °C E UR ENTRE 47 E 55%.....	77
FIGURA 58 – INFLUÊNCIA DA VAZÃO DE AR NA DESUMIDIFICAÇÃO DO AR.....	78
FIGURA 59 – PROCEDIMENTO DE CÁLCULO DO PROGRAMA.....	79
FIGURA 60 – ESTADOS DO AR CALCULADO EM CADA SEÇÃO PARA OS TESTES É MOSTRADO NA CARTA PSICROMÉTRICA.....	81
FIGURA 61 – COMPARAÇÃO ENTRE DADOS EXPERIMENTAIS E DADOS CALCULADOS NO ESTADO TERMODINÂMICO DO AR UMIDIFICADO.....	82

FIGURA 62 – ESQUEMA DE INSTALAÇÃO DOS SENSORES.....	83
FIGURA 63 – FOTOGRAFIAS DA INSTALAÇÃO NA REPLAN: EQUIPAMENTO DE AQUISIÇÃO DE DADOS (ESQUERDA) E HASTE COM OS SENSORES NO TOPO DA TORRE (CENTRO E DIREITA). ....	83
FIGURA 64 – DADOS MEDIDOS PELO SENSOR INSTALADO NA TORRE DE RESFRIAMENTO DA REPLAN.....	84
FIGURA 65 – DADOS EXPERIMENTAIS DO AR DE SAÍDA DA TORRE DE UMIDIFICAÇÃO DA BANCADA NO PERÍODO TESTADO. ....	85
FIGURA 66 – COMPARAÇÃO ENTRE OS ESTADOS DE SAÍDA DA TORRE DA REPLAN E LABORATORIAL. ....	86

## LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – COMPOSIÇÃO PADRÃO PARA O AR SECO FIXADA EM 1949 PELO <i>INTERNATIONAL COMMITTEE ON PSYCHROMETRIC DATA</i> .....	7
TABELA 2 – LEITURAS DOS TERMOPARES.....	53
TABELA 3 – CASOS ESTUDADOS.....	59
TABELA 4 – CASOS COM $T_{AQ}$ A 35 °C E $\theta$ A 52° (GRUPO A).....	60
TABELA 5 – CASOS COM $T_{AQ}$ A 35 °C E $\theta$ A 30° (GRUPO B).....	61
TABELA 6 – CASOS COM $T_{AQ}$ A 41 °C E $\theta$ A 30° (GRUPO C). ....	62
TABELA 7 – CASOS COM $T_{AQ}$ A 41 °C E $\theta$ A 52° (GRUPO D). ....	63
TABELA 8 – MÉDIAS DAS MEDIDAS DOS TERMOPARES.....	67
TABELA 9 – CONDIÇÃO DO AR DE ENTRADA DOS CASOS SELECIONADOS. ....	69
TABELA 10 – VAZÕES MÁSSICAS DE ÁGUA EVAPORADA E CONDENSADA CALCULADAS PARA OS TESTES SELECIONADOS.....	71
TABELA 11 – TEMPERATURAS DA SUPERFÍCIE E FRAÇÃO DE CONDENSAÇÃO DE CADA TESTE.....	72
TABELA 12 – VAZÃO MÁSSICA DE ÁGUA RECOLHIDA E FRAÇÃO DE RECOLHIMENTO DOS TESTES. ....	73
TABELA 13 – RECUPERAÇÃO DE ÁGUA DOS TESTES.....	73
TABELA 14 – POTÊNCIA DE VAPORIZAÇÃO DA ÁGUA E POTÊNCIA DE RESFRIAMENTO DA ÁGUA. ....	75
TABELA 15 – POTÊNCIA DE DESUMIDIFICAÇÃO DA ÁGUA E POTÊNCIA DE AQUECIMENTO DA ÁGUA. ....	76
TABELA 16 – DADOS DE ENTRADA. ....	80
TABELA 17 – DADOS DE SAÍDA: ESTADO DE SAÍDA DO AR. ....	80

## SIMBOLOGIA

### Alfabeto Latino

$A_V$	Área de troca térmica	[m <sup>2</sup> ]
$c_{pa}$	Calor específico a pressão constante do ar	[kJ/kg °C]
$c_{pm}$	Calor específico da água na temperatura média	[kJ/kg °C]
$c_{pw}$	Calor específico a pressão constante da água	[kJ/kg °C]
$dV$	Volume diferencial	[m <sup>3</sup> ]
$g$	Aceleração gravitacional	[m/s <sup>2</sup> ]
$h$	Entalpia do ar	[kJ/kg]
$h_c$	Coeficiente de transferência de calor	[W/m <sup>2</sup> °C]
$h_D$	Coeficiente de transferência de massa	[W/m <sup>2</sup> °C]
$h_{f,w}$	Entalpia da água quente	[kJ/kg]
$h_{fg,w}$	Entalpia de mudança de fase da água de líquido para vapor	[kJ/kg]
$h_{f,2}$	Entalpia da água fria na saída	[kJ/kg]
$h_g$	Entalpia de vapor	[kJ/kg]
$h_{g,w}$	Entalpia de vapor	[kJ/kg]
$h_g^0$	Entalpia de formação do vapor	[kJ/kg]
$h_{sat,w}$	Entalpia do ar na saturação na temperatura da água	[kJ/kg]
$h_w$	Entalpia da água quente	[kJ/kg]
$h_0$	Entalpia do ar úmido na posição 0	[kJ/kg]
$h_1$	Entalpia do ar na entrada	[kJ/kg]
$h_2$	Entalpia do ar na saída	[kJ/kg]

$\bar{h}$	Entalpia média do ar úmido na seção	[kJ/kg]
$\bar{h}_{sat,tw}$	Entalpia do ar úmido saturado na temperatura média da água quente na seção	[kJ/kg]
$i$	Posição na torre	[-]
$Le$	Numero de Lewis	[-]
$m_a$	Massa de ar seco	[kg]
$m_v$	Massa de vapor de água	[kg]
$\dot{m}_a$	Vazão mássica de ar seco	[kg/s]
$\dot{m}_{agua quente}$	Vazão mássica da água quente	[kg/s]
$\dot{m}_{agua fria}$	Vazão mássica de água fria	[kg/s]
$\dot{m}_{a,1}$	Vazão mássica de ar seco na entrada	[kg/s]
$\dot{m}_{a,2}$	Vazão mássica de ar seco na saída	[kg/s]
$\dot{m}_{cond}$	Vazão mássica de água condensada	[kg/s]
$\dot{m}_{evap}$	Vazão mássica de água evaporada	[kg/s]
$\dot{m}_f$	Vazão mássica de água fria	[kg/s]
$\dot{m}_{recolh}$	Vazão de água recolhida	[kg/s]
$\dot{m}_w$	Vazão mássica de água quente	[kg/s]
$N_{step}$	Número de divisões da torre	[-]
$n$	Número total de moles	[mol]
$n_v$	Número de moles de vapor de água no ar	[mol]
$n_{v,sat}$	Número de moles de vapor de água no ar saturado	[mol]
$P_d$	Pressão dinâmica	[kPa]
$P_1$	Pressão atmosférica	[kPa]
$p_v$	Pressão parcial do vapor de água no ar	[kPa]

$P_{v,sat}$	Pressão parcial do vapor de água no ar saturado	[kPa]
$\dot{Q}_{aquecimento}$	Potência de aquecimento da água fria	[kW]
$\dot{Q}_{desumidificação}$	Potência de desumidificação do ar	[kW]
$\dot{Q}_{evaporação}$	Potência de evaporação de parte da água quente	[kW]
$\dot{Q}_{resfriamento}$	Potência de resfriamento da água quente	[kW]
${}_1\dot{Q}_2$	Potência de desumidificação	[kW]
$\bar{R}$	Constante universal dos gases	[J/K mol]
$t$	Temperatura da mistura	[°C]
$t_{af}$	Temperatura da água fria	[°C]
$t_{água\ fria\ IN}$	Temperatura da água fria na entrada da placa de desumidificação	[°C]
$t_{água\ fria\ OUT}$	Temperatura da água fria na saída da placa de desumidificação	[°C]
$t_{água\ quente\ IN}$	Temperatura água quente na entrada da torre de umidificação	[°C]
$t_{água\ quente\ OUT}$	Temperatura água quente na saída da torre de umidificação	[°C]
$t_{aq}$	Temperatura da água quente	[°C]
$t_o$	Temperatura de orvalho	[°C]
$t_{superf}$	Temperatura da superfície	[°C]
$t_{w,1}$	Temperatura da água quente na entrada	[°C]
$t_{w,2}$	Temperatura da água quente na saída	[°C]
$t_1$	Temperatura do ar na entrada	[°C]
$t_2$	Temperatura do ar na saída	[°C]
TBS	Temperatura de bulbo seco	[°C]
TBS <sub>ar de entrada</sub>	Temperatura de bulbo seco do ar de entrada	[°C]
TBS <sub>ar umidificado</sub>	Temperatura de bulbo seco do ar umidificado	[°C]

$TBS_{in}$	Temperatura de bulbo seco do ar de entrada na torre	[°C]
$TBS_0$	Temperatura de bulbo seco do ar na posição 0	[°C]
TBU	Temperatura de bulbo úmido	[°C]
$TBU_{ar\ de\ entrada}$	Temperatura de bulbo úmido do ar de entrada	[°C]
$TBU_{ar\ umidificado}$	Temperatura de bulbo úmido do ar umidificado	[°C]
$TBU_{in}$	Temperatura de bulbo úmido do ar de entrada na torre	[°C]
$TBU_0$	Temperatura de bulbo seco do ar na posição 0	[°C]
UR	Umidade relativa	[%]
$UR_{ar\ de\ entrada}$	Umidade relativa do ar de entrada	[%]
V	Volume da mistura	[m <sup>3</sup> ]
Vel	Velocidade	[m/s]
W	Umidade absoluta	[kg/kg]
$W_{sat}$	Umidade absoluta do ar saturado	[kg/kg]
$W_{sat,w}$	Umidade absoluta do ar na saturação na temperatura da água	[kg/kg]
$W_1$	Umidade absoluta do ar na entrada	[kg/kg]
$W_2$	Umidade absoluta do ar na saída	[kg/kg]
$x_v$	Fração molar de vapor de água no ar	[-]
$x_{v,sat}$	Fração molar de vapor de água no ar saturado	[-]

### Alfabeto Grego

$\Delta t_w$	Varição de temperatura da água em cada seção da torre	[°C]
$\theta$	Ângulo de inclinação da placa	[°]
$\mu$	Grau de Saturação	[-]
$\gamma$	Peso específico do ar	[kg/m <sup>3</sup> ]

**Siglas**

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers
EES	Engineering Equation Solver
Hidriter	Desenvolvimento de Processos e Equipamentos para Conservação de Recursos Hídricos em Refinarias
Labtucal	Laboratório de Tubos de Calor
Lepten	Laboratórios de Engenharia de Processos de Conversão e Tecnologia de Energia
Petrobras	Petróleo Brasileiro SA
PVC	Poli cloreto de vinila
Replan	Refinaria de Paulínia
STE	Elemento de Tensão Superficial
SWGK	Seawater Greenhouse Process
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina

## RESUMO

Torres de resfriamento são bastante empregadas para o arrefecimento da água proveniente de processos industriais devido ao seu baixo custo e a alta eficiência de troca térmica. Em refinarias, comumente se utiliza torres de resfriamento em circuito aberto, denominadas torres úmidas, onde o ar na temperatura ambiente é insuflado contra a água quente, resfriando-a. Este resfriamento ocorre através da troca de calor por convecção e por evaporação de parte da água. Neste processo de evaporação, uma parte da água é perdida (2 a 5%), sendo reposta no sistema através da retirada de água da bacia hidrográfica próxima à refinaria. Devido ao crescimento da população próximo as refinarias e à tendência de um maior rigor da legislação ambiental em relação ao uso de recursos naturais, a retirada da água para uso na refinaria se torna um problema econômico e ambiental.

O objetivo deste trabalho é obter uma bancada de umidificação e desumidificação de ar para ser utilizada em estudos de processos térmicos para recuperação de água do ar úmido, em condições semelhantes às encontradas nas refinarias. A bancada é composta por uma torre de umidificação e uma seção de teste de desumidificação. A torre de umidificação apresenta sistemas de medição e controle de vazão de ar, da temperatura e da vazão de água quente, assim como sistemas de medição de temperaturas da água fria e do ar (bulbo seco e úmido). A seção de teste de desumidificação por resfriamento conta com sistemas de controle e medição de vazão de ar e água gelada, da temperatura da placa e temperaturas de bulbo seco e úmido do ar.

A bancada possibilitou o estudo do processo de desumidificação do ar em uma superfície plana simples de alumínio, que não recebeu nenhum tratamento superficial e que representa um caso referência. Os dados experimentais mostraram que é possível, através da condensação e recolhimento da água condensada, recuperar 9% da água que é perdida por evaporação em torres de resfriamento. Melhores desempenhos são esperados para superfícies melhoradas, objeto de pesquisas experimentais que empregarão o aparato desenvolvido nesta dissertação. No caso da Replan, o recolhimento de 9% da água evaporada equivale ao consumo de uma cidade de aproximadamente 20.000 habitantes.

Um modelo matemático de torre de resfriamento contra-corrente foi implementado no software EES para comparação com os dados experimentais.

A construção da bancada experimental foi financiada pelo convênio entre a Petrobras e o Labtucal no contexto do projeto intitulado “Desenvolvimento de Processos e Equipamentos para Conservação de Recursos Hídricos em Refinarias – Hidriter”.

## ABSTRACT

Water cooling towers are widely employed for heat removal in the industry due to their relatively low cost and high thermal efficiency. Petroleum refineries usually employ open circuit water cooling, where ambient air is blown against warm water to cool it down. The cooling is due to convection and evaporation of part of the water. In this process, 2 to 5 % of the water is lost to the atmosphere, and must be replaced. Due to the continuously growing of population nearby the refineries, as well as the increase of the environmental laws, the water consumption has become an economic and environmental problem.

The objective of this work is to obtain an air humidification and dehumidification experimental apparatus to be utilized in thermal process studies for water recovering of air humidity under conditions similar to those found in Petroleum refineries. The experimental apparatus consists as a humidification tower and a test section of dehumidification. The humidification tower is composed by: air flow measurement and control systems, hot water temperature measurement and control systems as well as temperature measurement systems for air (wet and dry bulb) and for cold water. The dehumidification is done by cooling and the test section has a temperature measurement and flow control system for water and air for both the wet and the dry bulb temperatures.

The experimental apparatus was used in the study of the air dehumidification process on a flat plain aluminum that represents a referential case. The set-up will be used in future work for testing of other types of surfaces. The experimental data showed that is possible, through condensation and collection of condensed water, to recover 9% of the water that is lost through evaporation. Better performances are expected for improved surfaces. In the case of Replan, a Petrobras distillation plant, recollection of 9% gives evaporated water equivalent to the consumption of a city of 20,000 inhabitants.

A mathematical model for countercurrent cooling towers has been implemented in software ESS for comparison with experimental data.

The construction of experimental apparatus was funded by the agreement between Petrobras and Labtucal in the context of the project entitled "Development of Processes and Equipment for Conservation of Water Resources in Refinery – Hidriter".

# CAPÍTULO 1

## INTRODUÇÃO

Em refinarias e em várias outras indústrias, uma grande quantidade de água é utilizada como fluido de resfriamento. Visando a sua conservação, depois de utilizada, a água é resfriada e tratada antes de ser empregada novamente. Torres de resfriamento são bastante utilizadas para o arrefecimento da água proveniente de processos industriais. Um equipamento muito usado em refinarias com esse fim é a torre de resfriamento em circuito aberto (Torre Úmida). O princípio de funcionamento de uma torre de resfriamento é bastante simples: ar na temperatura ambiente é insuflado contra a água quente, resfriando-a. Este resfriamento se dá a partir de dois processos de troca térmica principais: resfriamento por convecção a partir do ar ambiente em temperatura inferior a da água e evaporação de parte da água que está sendo resfriada, sendo que o calor latente utilizado para resfriamento da água é retirado da própria água a ser resfriada. A Figura 1 mostra um desenho esquemático do funcionamento de uma torre. Para que estes processos sejam eficientes, é interessante que a área de contato entre ar e água seja a maior possível. Em torres de resfriamento isto é obtido por um processo de formação de gotas, onde a água a ser resfriada é bombeada para o topo de uma plataforma horizontal cheia de furos por onde escorrem filetes de água. Estes filetes caem sobre outras plataformas, metálicas ou de madeira, escorrendo através de furos ou canaletas, que conduzem a água a outras plataformas abaixo, e assim por diante, formando uma grande cachoeira artificial, resultando na formação de gotículas de água. Nas torres com tiragem induzida, o ar de resfriamento, por outro lado, é succionado por ventiladores instalados no topo da torre, provocando um fluxo contra-corrente. A literatura reporta que grande parte da capacidade de arrefecimento da água em uma torre de resfriamento vem da retirada do calor latente de vaporização da própria água. Neste processo ocorre a evaporação de uma pequena parcela da água (2 a 5 %). Esta quantidade de água evaporada precisa ser repostada, e é normalmente retirada da bacia hidrográfica da região. Levando-se em conta que as necessidades de energia para o bombeamento da água e insuflamento do ar não são elevados, o “custo” pago para o resfriamento da água (1 a 5% da água de processo) é pouco, especialmente para locais onde haja abundância deste insumo. Em termoelétricas na África do Sul e na Europa são utilizadas torres secas ou híbridas, por conta da escassez de água e/ou da legislação ambiental. A vazão de água é de 10 a 15% da vazão das que usam torre úmida. A vantagem na torre seca é que não

ocorre evaporação da água, pois não é um equipamento de troca direta entre o ar e a água. As torres híbridas são torres que utilizam os dois princípios de funcionamento em série: a água é pré-resfriada na torre seca, indo pra torre úmida com um nível de temperatura menor, o que gera uma menor evaporação de água.

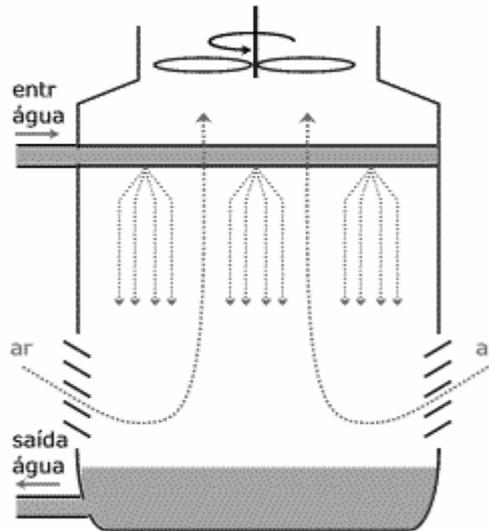


Figura 1 – Desenho esquemático do funcionamento de uma torre de resfriamento de água.

A refinaria de Paulínia (Replan), refinaria da Petrobras localizada no estado de São Paulo, utiliza torre de resfriamento úmida com tiragem mecânica induzida. Na época em que as refinarias da Petrobras foram construídas havia fartura de água nas regiões das mesmas. Porém, com o crescimento da população próximo as refinarias e com a tendência de um maior rigor da legislação ambiental em relação ao uso de recursos naturais, a utilização de água dos rios regionais se tornou um problema econômico e ambiental. Tomando-se o exemplo da Replan, a água circulante é de 45.000 a 50.000 m<sup>3</sup>/h. Deste total, cerca de 900 a 1000 m<sup>3</sup>/h (1,5 a 2%) são evaporados nas torres de resfriamento, as quais arrefecem a água do nível de cerca de 42° C para aproximadamente 25° C. Uma torre típica apresenta uma vazão de 2875 m<sup>3</sup>/h, ou seja, 798,6 kg/s onde cerca de 15,972 kg/s de água são perdidos e repostos pela bacia hidrográfica local. Esta quantidade de água seria suficiente para abastecer uma cidade de mais de 250.000 habitantes. A Figura 2 apresenta uma fotografia do ar úmido na saída da torre de resfriamento da Replan.



Figura 2 – Fotografia da saída da torre de resfriamento da Replan

Basicamente existem duas maneiras de diminuir a perda por evaporação de água em torres de resfriamento: através do pré-resfriamento da água em trocadores de calor que utilizam somente a troca de calor sensível com o ar (torre híbrida) e através da condensação e recuperação da água evaporada presente no ar úmido que sai da torre.

A primeira solução é bastante óbvia e, a princípio, não requer desenvolvimento de novas tecnologias. Porém se espera que, por mais energeticamente eficiente que seja o processo de resfriamento da água de serviço, ainda serão empregadas torres de resfriamento e, portanto, sempre haverá perda de água. Torres secas e híbridas não são objeto da presente dissertação.

A segunda solução proposta, que envolve a desumidificação do ar úmido, através da condensação do vapor e recolhimento do condensado, será o principal objeto de estudo dessa dissertação.

Como resultado deste trabalho, uma bancada experimental a ser empregada no desenvolvimento de tecnologias voltadas a condensação de vapor de água em ar úmido e recolhimento de condensado é disponibilizada. Esta bancada conta com umidificadores de ar, com vazão, umidade e temperatura controladas e desumidificadores deste mesmo ar, onde parte da umidade contida no ar úmido se condensa sobre superfícies resfriadas (cujas

temperaturas e fluxos térmicos são controlados). O condensado é então recolhido e o volume é medido, para a averiguação da eficiência do processo de condensação.

Para ser possível desenvolver um equipamento com tais atribuições, se faz necessário conhecer profundamente os mecanismos de transferência de calor que resultam na produção do condensado. Como já observado, a convecção do ar ambiente e evaporação de parte do líquido a ser resfriado certamente contribuem para o processo de transferência de calor, que resulta na formação do vapor nas torres. A grande vazão de ar de resfriamento também provoca o arraste de gotículas de líquido, que são liberadas na atmosfera e que nem chegam a se evaporar. Verifica-se que a mistura do ar saturado que sai das torres com o ar ambiente (mais seco e mais frio) resulta na condensação do vapor, formando nuvens sobre as torres, facilmente observadas mesmo há quilômetros de distância da refinaria. Ou seja, a natureza provê uma forma eficiente de troca de calor por mistura entre fluxos de ar, capaz de condensar o vapor disponível. Na verdade, muitas soluções de engenharia advêm da observação da natureza e do entendimento dos fenômenos naturais. Desta forma, o projeto de um equipamento capaz de promover a condensação e o recolhimento do condensado exige, do projetista, conhecimentos básicos dos fenômenos físicos envolvidos. Este conhecimento pode ser obtido a partir de pesquisa bibliográfica sobre os processos físicos envolvidos e sobre equipamentos similares disponíveis no mercado (desumidificadores).

## **1.1 Motivação**

A economia de água em refinarias é uma necessidade premente, e atende a apelos econômicos e ambientais, especialmente quando se considera as previsões da escassez de água no Brasil e no mundo.

A dissertação de mestrado foi desenvolvida no contexto do projeto intitulado Desenvolvimento de Processos e Equipamentos para Conservação de Recursos Hídricos em Refinarias - Hidriter. Esta pesquisa está sendo realizada no Labtucal/Lepten na Universidade Federal de Santa Catarina.

## **1.2 Objetivos**

O objetivo principal da dissertação de mestrado é o recolhimento de condensado através do processo de desumidificação de ar úmido. Para atingir o objetivo desenvolveu-se

uma bancada de umidificação e desumidificação de ar. A bancada de umidificação serve para produzir o ar úmido e pode ser considerada uma torre de resfriamento em escala laboratorial. O ar úmido foi utilizado para estudar o processo de desumidificação utilizando uma placa plana de alumínio resfriada com água. Esse estudo será utilizado como referência para comparação com outras superfícies a serem fabricadas posteriormente a este trabalho, cujo projeto intensifique a condensação e o recolhimento de água condensada.

Os objetivos secundários alcançados durante a realização deste trabalho foram:

- Conhecimento do funcionamento de torres de resfriamento;
- Conhecimento dos processos psicrométricos de umidificação e desumidificação;
- Estudo do processo de desumidificação/condensação e recolhimento de condensado em uma placa plana;
- Formulação de uma metodologia para testes da bancada;
- Implementação de modelo matemático de torre em contra-corrente.

Este trabalho está mostrado na seguinte seqüência. No Capítulo 2, uma revisão bibliográfica é apresentada, mostrando os fundamentos de psicrometria, umidificação, desumidificação, torres de resfriamento e condensação e modelo matemático para torres de resfriamento contra-corrente apresentado por Thomas H. Kuehn (1998).

No Capítulo 3, o desenvolvimento da bancada é apresentado, incluindo a montagem experimental da bancada de umidificação e da seção de testes de desumidificação.

No Capítulo 4, serão mostrados os resultados experimentais, que serão discutidos e comparados com resultados teóricos de um modelo matemático do funcionamento de uma torre de funcionamento.

No Capítulo 5, são apresentadas as conclusões relativas a este trabalho.

## CAPÍTULO 2

# REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será apresentada uma revisão bibliográfica de trabalhos acerca dos fenômenos de transferência de calor e massa envolvidos no tema abordado neste trabalho. Inicialmente, serão apresentados os fundamentos sobre a psicrometria, os processos psicrométricos, enfatizando a umidificação e desumidificação e as torres de resfriamento. Em seguida será apresentada uma revisão sobre condensação, mostrando as maneiras com que ela ocorre. Depois será apresentada uma revisão de artigos a respeito de equipamentos que empregam princípios de transferência de calor e massa em equipamentos, focando em torres de resfriamento. A desumidificação e condensação são processos que podem ser utilizados para recuperação da água contida no ar úmido. Não foram encontrados trabalhos que tratassem da desumidificação visando a recuperação de água do ar úmido. Os trabalhos encontrados sobre desumidificação têm o foco no ar e não na água condensada.

### 2.1 Psicrometria

A psicrometria estuda as propriedades termodinâmicas do ar úmido e é uma ciência de fundamental importância para o entendimento e projeto de equipamentos de refrigeração, ventilação, condicionamento de ar e aquecimento. Segundo Moreira (1999), o ar atmosférico é composto por vários gases, vapor de água e poluentes. O ar seco é o ar atmosférico sem o vapor de água e é composto principalmente pelos componentes indicados na Tabela 1, que mostra valores adotados para cálculos psicrométricos. O ar seco segue a lei dos gases ideais. Sua composição pode variar em função da altitude e posição geográfica. O ar úmido é a mistura de ar seco com vapor de água.

Tabela 1 – Composição padrão para o ar seco fixada em 1949 pelo *International Committee on Psychrometric Data*.

Componente	Volume (%)
Nitrogênio	78,09
Oxigênio	20,95
Argônio	0,93
Dióxido de Carbono	0,03

Os parâmetros psicrométricos fundamentais são: temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo úmido, temperatura de orvalho, umidade absoluta, umidade relativa (UR) e grau de saturação. Para determinar o estado termodinâmico do ar úmido é necessário se conhecer a pressão, a temperatura e um outro parâmetro psicrométrico. Para o entendimento do processo de medição do parâmetro psicrométrico TBU, é necessário o conhecimento do fenômeno da saturação adiabática. Este fenômeno e os parâmetros psicrométricos fundamentais são definidos a seguir.

Temperatura de bulbo seco (TBS): temperatura da mistura ar seco e vapor de água indicada pelo termômetro. O termo “bulbo seco” é utilizado para diferenciar da temperatura de bulbo úmido (TBU).

Temperatura de orvalho ( $t_o$ ): temperatura de saturação para uma dada pressão, ou seja, a temperatura em que o vapor de água contido no ar inicia a condensação.

Umidade Absoluta ( $W$ ): razão entre as massas de vapor de água ( $m_v$ ) e do ar seco ( $m_a$ ) presentes na mistura (ar úmido).

$$W = \frac{m_v}{m_a} \quad (2.1)$$

Umidade Relativa (UR): razão entre a fração molar do vapor de água no ar ( $x_v$ ) e a fração molar do vapor de água no ar saturado ( $x_{v,sat}$ ) à mesma temperatura e pressão total.

$$UR = \frac{x_v}{x_{v,sat}} \quad (2.2)$$

sendo,  $x_v = \frac{n_v}{n}$  e  $x_{v,sat} = \frac{n_{v,sat}}{n}$ , onde  $n$  é o numero total de moles. Assim:

$$UR = \frac{n_v}{n_{v,sat}} = \frac{p_v V / \bar{R} t}{p_{v,sat} V / \bar{R} t} = \frac{p_v}{p_{v,sat}} \quad (2.3)$$

Grau de Saturação ( $\mu$ ): razão entre a umidade absoluta do ar ( $W$ ) e a umidade absoluta do ar saturado ( $W_{sat}$ ) nas mesmas condições de temperatura e pressão.

$$\mu = \frac{W}{W_{sat}} \quad (2.4)$$

Como já observado, para determinar o estado termodinâmico da mistura ar seco-vapor de água é necessário se conhecer para uma determinada pressão e temperatura (TBS) e outro parâmetro psicrométrico. Se a UR do ar for de 100% (ar saturado), o estado termodinâmico da mistura fica caracterizado, uma vez que TBU será igual à TBS.

O conceito da TBU pode ser melhor entendido estudando-se o comportamento de um saturador ou psicrômetro adiabático. A Figura 3 mostra um desenho esquemático deste dispositivo, onde ocorre o processo de saturação adiabática. O dispositivo ideal é perfeitamente isolado termicamente do ambiente e seu comprimento é infinito, ou seja, a área de troca térmica entre a água e o ar é infinitamente grande.

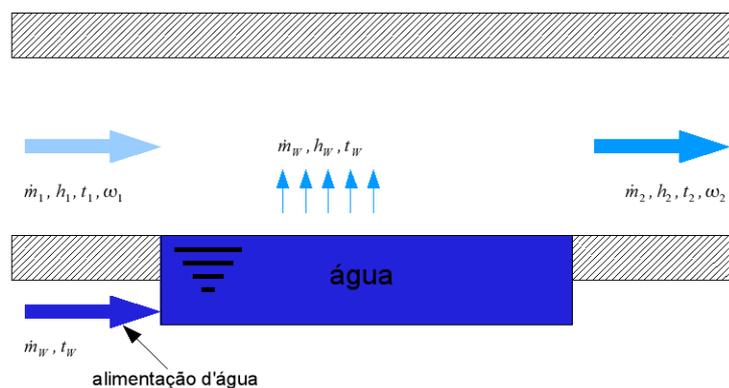


Figura 3 – Saturação adiabática.

O aparato é alimentado com um fluxo de ar contínuo cujas temperatura e umidade na entrada são mantidas constantes. Uma câmara de água, que está em contato com a corrente de ar é constantemente alimentada. A diferença de pressão parcial entre o vapor no ar e na água provoca a evaporação da água na câmara, aumentando a umidade do ar. Como a área de contato entre a água e o ar é infinita, na saída, o ar se encontra saturado e em equilíbrio termodinâmico com a água, já que a pressão parcial do vapor no ar será igual à pressão parcial da água. Esta temperatura de equilíbrio de evaporação é conhecida como TBU.

Como um saturador adiabático não pode ser utilizado na prática, a TBU é medida por um termômetro com o bulbo envolvido com uma gaze embebida de água destilada. A temperatura de bulbo úmido é sempre menor ou igual a temperatura de bulbo seco pois é afetada pela evaporação da água contida no bulbo e ocorre devido a diferença da pressão parcial do vapor do ar e da água na gaze. Um psicrômetro é um instrumento capaz de medir a TBU e a TBS, sendo composto por dois termômetros, um com o bulbo seco e o outro com o bulbo úmido, como pode ser visto na Figura 4. Parte da água contida na gaze evapora e causa uma redução de temperatura do bulbo do termômetro. A TBU representa a temperatura de equilíbrio na troca de calor e massa entre o ar e a água. O psicrômetro é utilizado para medir a TBU visto que o saturador adiabático não é um dispositivo prático pra esse fim.

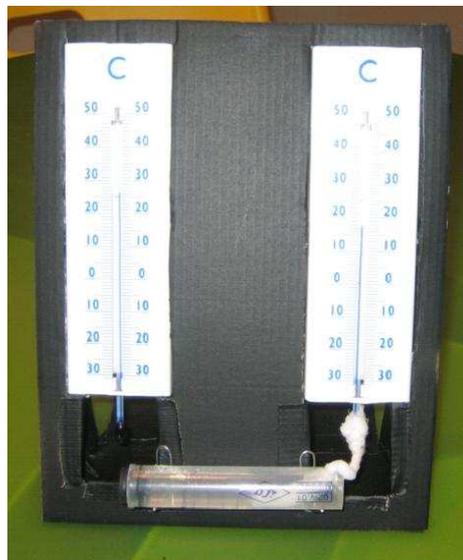
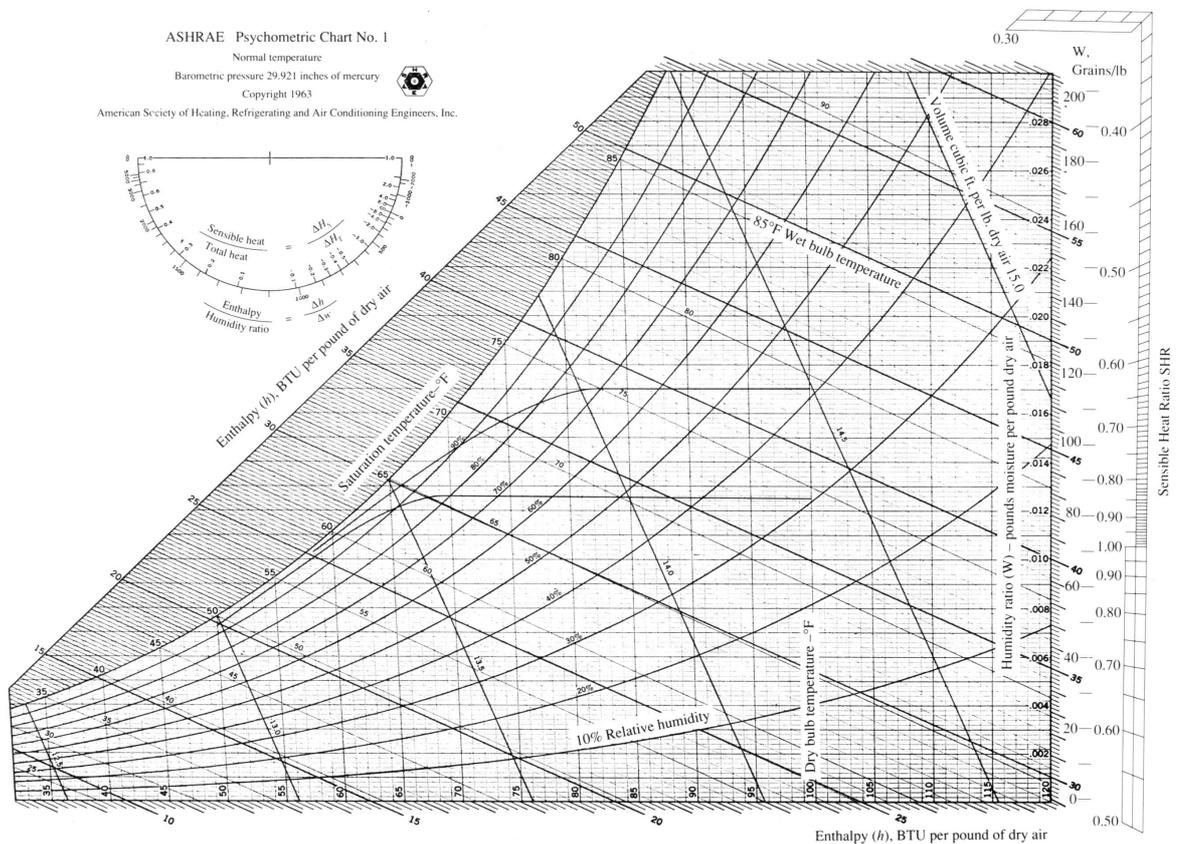


Figura 4 – Fotografia de um psicrômetro.

Na psicrometria, as propriedades específicas são baseadas na massa de ar seco e não na massa de mistura (ar úmido). Isto ocorre devido ao fato de que nos processos psicrométricos o fluxo de ar seco é mantido constante, porém o de vapor de água pode

variar, como é o caso dos processos de umidificação ou desumidificação. As propriedades volume específico, entalpia específica e calor específico são baseadas na massa de ar seco.

A carta psicrométrica é uma forma de mostrar em forma de gráficos os parâmetros psicrométricos. A escolha das coordenadas é arbitrária, por isso existem diversas cartas psicrométricas diferentes. A carta psicrométrica comumente utilizada é a carta da ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers), mostrada na Figura 5. Os processos psicrométricos são normalmente representados em cartas psicrométricas, que são bastante utilizadas para projetos de sistemas de ventilação, refrigeração e ar condicionado. Nas cartas pode-se determinar o estado do ar úmido e obter suas propriedades.



APPENDIX II.1 Psychrometric Chart.  
Based on ASHRAE Psychrometric Chart No. 1. Reprinted with permission from ASHRAE Inc.  
Sensible heat ratio (SHR), humidity ratio scale in grains/lb, and two cooling and dehumidifying curves were added by author.

Figura 5 – Carta psicrométrica da ASHRAE.

Para melhor entendimento dos resultados do presente trabalho, que em sua maioria serão apresentados em cartas psicrométricas, na Figura 6 destaca-se as propriedades representadas nestas cartas.

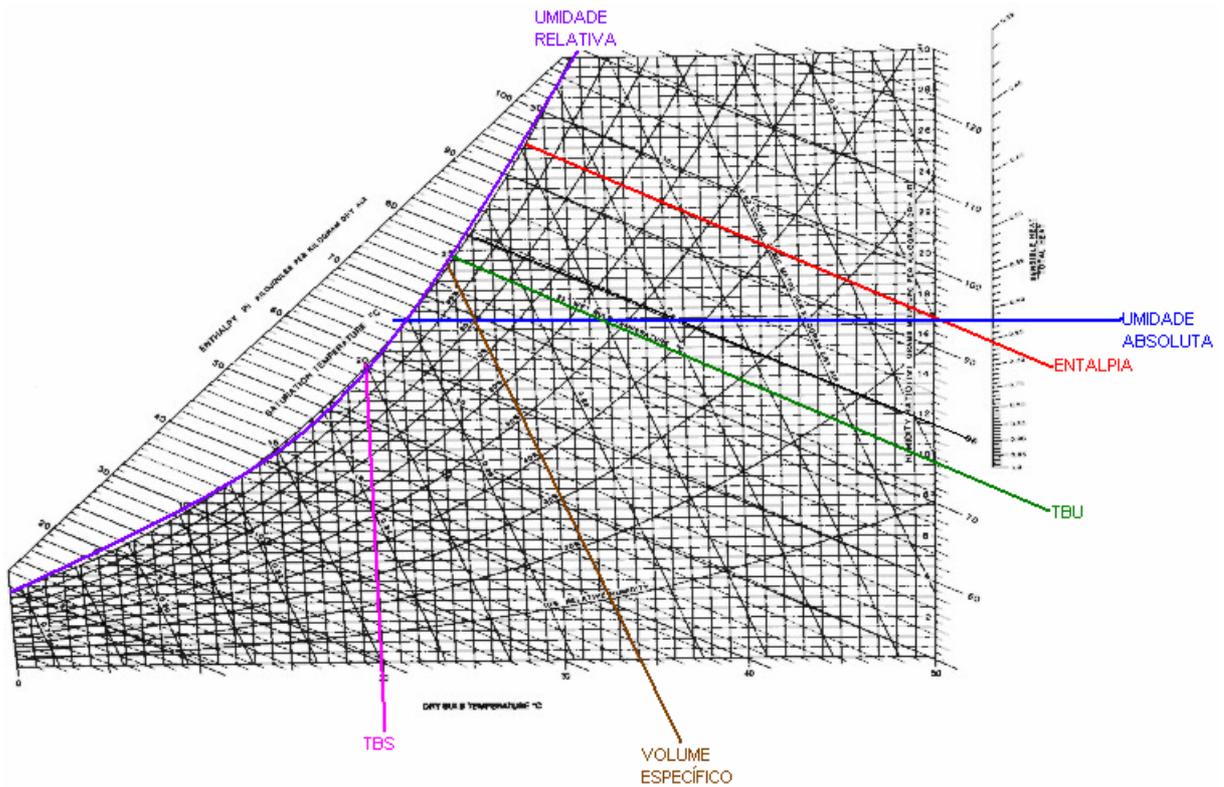


Figura 6 – Carta psicrométrica com propriedades destacadas.

A seguir serão apresentados os processos psicrométricos de umidificação e desumidificação, essenciais para a pesquisa desenvolvida.

### 2.1.1 Umidificação

O processo de umidificação consiste em aumentar o teor de vapor no ar. A umidificação pode ser realizada de várias formas, como por aspersão de vapor de água no ar ou através de uma cachoeira artificial de água, onde parte da água evapora e o vapor é absorvido pelo ar, que umedece. A Figura 7 mostra um desenho esquemático do processo de umidificação por jatos (sprays) e a representação do processo na carta psicrométrica.

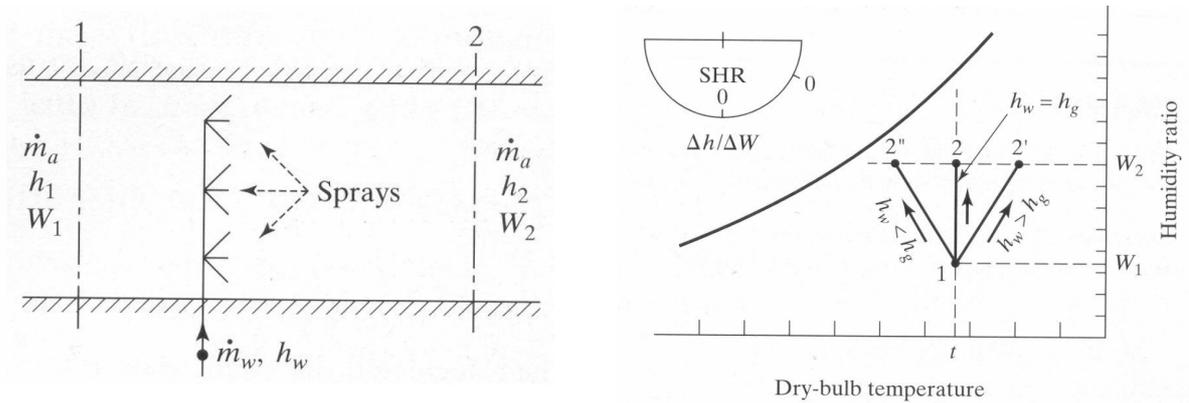


Figura 7 – Desenho esquemático do processo de umidificação em Thomas H. Kuehn (1998).

Analisando o processo, pode-se fazer um balanço de energia e de massa para um volume de controle em torno do ar que passa pelo dispositivo de umidificação. Fazendo um balanço de massa para o ar seco, obtemos a seguinte equação, para uma massa de ar seco constante:

$$\dot{m}_{a,1} = \dot{m}_{a,2} = \dot{m}_a \quad (2.5)$$

A seguinte equação representa o balanço de massa para água para o volume de controle:

$$\dot{m}_a W_1 + \dot{m}_w = \dot{m}_a W_2 \quad (2.6)$$

Rearranjando a equação (2.6) obtém-se a vazão mássica do vapor que precisa ser inserido por aspersão ou a vazão mássica de água que precisa evaporar, no caso de cachoeira artificial, para umidificar o ar úmido.

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a (W_2 - W_1) \quad (2.7)$$

O balanço de energia para o volume de controle da Figura 7 é representado por:

$$\dot{m}_a h_1 + \dot{m}_w h_w = \dot{m}_a h_2 \quad (2.8)$$

Manipulando esta equação, obtém-se o seguinte resultado:

$$\dot{Q}_{umidif} = \dot{m}_w h_w = \dot{m}_a (h_2 - h_1) \quad (2.9)$$

Combinando as equações (2.7) e.(2.9), tem-se:

$$h_w = \frac{(h_2 - h_1)}{(W_2 - W_1)} \quad (2.10)$$

A expressão acima indica a inclinação e a direção da reta que representa o processo de umidificação na carta psicrométrica, que depende da entalpia do vapor de água injetada pelo dispositivo ( $h_w$ ). Se  $h_w > h_g$  a inclinação é para a direita, caso contrário, para a esquerda.

### 2.1.2 Desumidificação

O processo de desumidificação consiste em retirar parte do vapor de água do ar úmido. A desumidificação pode ser realizada das seguintes formas: desumidificação por resfriamento, absorção e adsorção.

Na desumidificação por resfriamento, resfria-se o ar úmido a uma temperatura inferior ao ponto de orvalho, assim parte do vapor de água se condensa. A Figura 8 mostra o desenho esquemático do processo de desumidificação por resfriamento e o processo representado na carta psicrométrica.

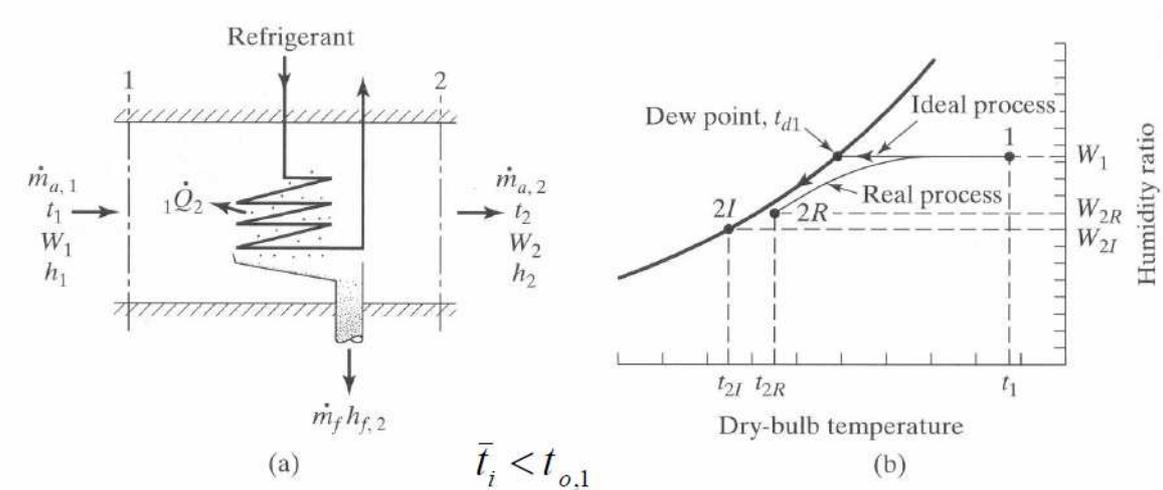


Figura 8 – Desenho esquemático do processo de desumidificação por resfriamento em Thomas H. Kuehn (1998).

Analisando o processo, pode-se fazer um balanço de energia e de massa para um volume de controle em torno do ar que passa pelo dispositivo de desumidificação. A seguinte equação representa o balanço de energia para o volume de controle:

$${}_1\dot{Q}_2 + \dot{m}_{a,1}h_1 = \dot{m}_{a,2}h_2 + \dot{m}_f h_{f,2} \quad (2.11)$$

A massa de ar seco é constante, ou seja:

$$\dot{m}_{a,1} = \dot{m}_{a,2} = \dot{m}_a \quad (2.12)$$

Substituindo a eq. (2.12) na eq. (2.11), temos a potência necessária para desumidificar o ar úmido ( ${}_1\dot{Q}_2$ ):

$${}_1\dot{Q}_2 = \dot{m}_a (h_2 - h_1) + \dot{m}_f h_{f,2} \quad (2.13)$$

O balanço de massa de vapor de água no volume de controle resulta em:

$$\dot{m}_{a,1}W_1 = \dot{m}_{a,2}W_2 + \dot{m}_f \quad (2.14)$$

Rearranjando os termos da equação obtemos a vazão mássica de condensado ( $\dot{m}_f$ ):

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a (W_1 - W_2) \quad (2.15)$$

Substituindo a eq. (2.15) na eq. (2.13), temos uma expressão para a potência necessária para desumidificar o ar úmido.

$${}_1\dot{Q}_2 = \dot{m}_a (h_2 - h_1) - \dot{m}_a (W_2 - W_1) h_{f,2} \quad (2.16)$$

Em geral a parcela de energia referente ao condensado é pequena, podendo ser desprezada, resultando em:

$${}_1\dot{Q}_2 = \dot{m}_a (h_2 - h_1) \quad (2.17)$$

Absorção e adsorção são conhecidas como processos de desumidificação química. O vapor de água é absorvido ou adsorvido por uma substância higroscópica. O processo de desumidificação química adiabático é isoentálpico, a temperatura de bulbo seco aumenta e a umidade absoluta diminui. A Figura 9 ilustra, na carta psicrométrica, como ocorre o processo.

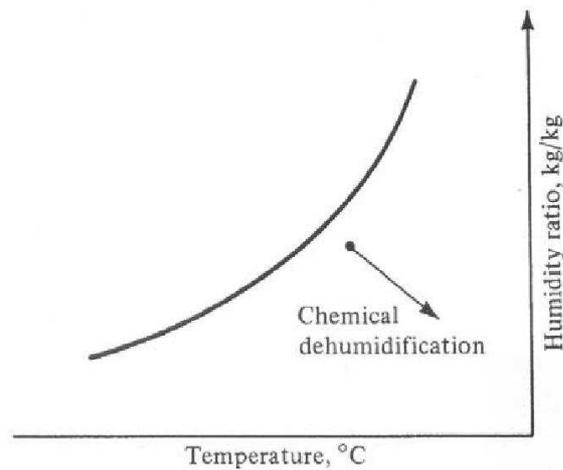


Figura 9 – Processo de desumidificação química na carta psicrométrica.

No processo de desumidificação química, a água precisa ser retirada da substância absorvente ou adsorvente, o que faz com que o processo ocorra em regime de batelada. No presente trabalho será empregado o processo de desumidificação por resfriamento para a condensação e recuperação de parte da água contida no ar úmido.

### 2.1.3 Aplicações Envolvendo Desumidificação

Os dados reunidos sobre os processos que utilizam a condensação do vapor de água contido no ar úmido foram divididos segundo a área de aplicação, são elas: Processamento de Vapor de Água Atmosférico (AWVP), Refrigeração e Ar Condicionado e Dessalinização.

#### 2.1.3.1 Processamento de Vapor de Água Atmosférico - AWVP

AWVP (*Atmospheric Water Vapor Processing*) são processos que utilizam o ar úmido atmosférico como fonte para coleta de água líquida. O trabalho de Wahlgren (2001) apresenta três principais maneiras de se recolher o vapor de água atmosférico para fins de obtenção de água potável, estes mostrados na Figura 10.

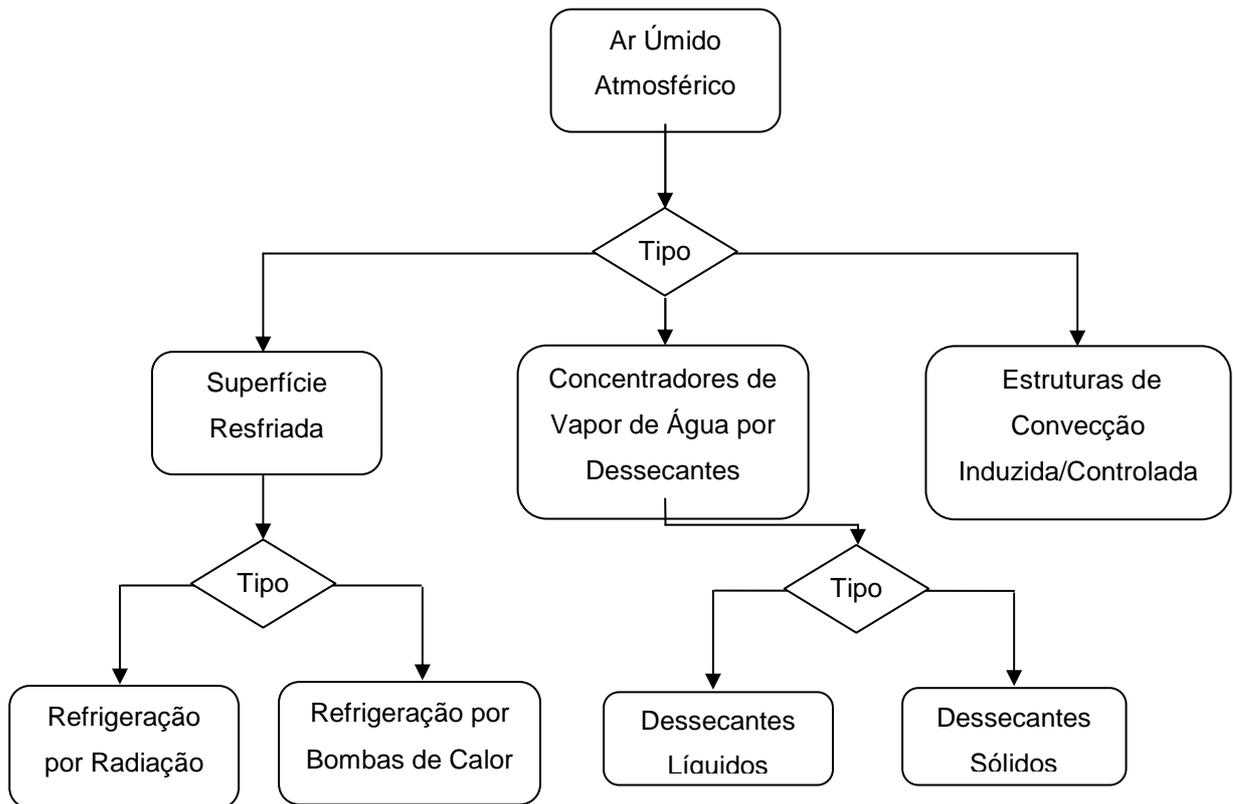


Figura 10 – Métodos de obtenção de água do ar atmosférico em Wahlgren (2001).

No caso de superfícies resfriadas, o vapor de água atmosférico se condensa ao entrar em contato com superfícies que estejam abaixo da temperatura de orvalho do ar circulante. Esta superfície pode ser resfriada por bombas de calor ou por meio de irradiação.

### 2.1.3.1.1 Refrigeração por Radiação

A refrigeração por radiação é um método passivo de manter a temperatura da superfície abaixo da temperatura de orvalho do ar úmido por meio de irradiação térmica. Para este método são utilizados materiais com alta emissividade e a coleta da água é geralmente no período noturno, segundo Nikolayev *et al.* (1996). Os fatores que influenciam a eficiência destes aparatos são a ocorrência de nuvens, a temperatura da superfície, a velocidade do vento e as propriedades do ar úmido como temperatura de orvalho e a temperatura de bulbo úmido.

O vento é necessário para trazer umidade até o condensador, no entanto, ventos fortes podem eventualmente anular a refrigeração por radiação. No estudo de D. Beysens (2001), foi determinado que quase toda a ocorrência de orvalho aconteceu para velocidades de vento menores que 1 m/s.

Rajvanshi (1981) propôs um coletor de orvalho de grandes proporções ( $1,29 \cdot 10^5 \text{ m}^2$ ), mas o próprio autor concluiu que o sistema era inviável economicamente. Nilsson (1996) realizou experimentos em Kungsbacka, Suécia (um local úmido) e Dodoma, Tanzânia (local árido). Este pesquisador utilizou folhas de polietileno (LDPE) de  $390 \mu\text{m}$  de espessura, com  $1,2 \times 1,2 \text{ m}^2$  de área composta de 5 % do volume de  $\text{TiO}_2$  e 2% do volume de  $\text{BaSO}_4$ . O volume de água obtido na Suécia (onde a umidade relativa era próxima aquela de saturação) foi na média de  $0,145 \text{ L/m}^2$  por noite. O autor diz que existe relação entre a quantidade de orvalho formado e a umidade relativa, no entanto essa relação é fraca. Já a relação entre a quantidade de nuvens no céu e a formação de orvalho é alta, pois em noites em que a quantidade de nuvens era acima de  $2/8$  do céu, a quantidade de água coletada era próxima de zero na Tanzânia. Isto ocorre porque o céu sem nuvens tem uma temperatura muito menor na troca por radiação, resfriando a superfície e favorecendo a condensação.

Com os mesmos materiais utilizados acima, Gandhidasan e Abualhamayel (2005) realizaram experimentos com micro-esferas de  $\text{TiO}_2$  e  $\text{BaSO}_4$  incorporadas em uma superfície de polietileno com espessura de  $350 \mu\text{m}$ , de um metro quadrado de área e emissividade de 0,9 (obtida na International Organization for Dew Utilization, França.). A superfície foi instalada a 1,5 m do solo, numa inclinação de  $26^\circ$  da horizontal. O orvalho deslizava devido à gravidade e era coletado na parte inferior da placa por canos de PVC. Os testes realizados para ar úmido saturado apresentaram até  $40 \text{ g/m}^2 \cdot \text{h}$  de água coletada para velocidade do vento de 5 m/s, e  $55 \text{ g/m}^2 \cdot \text{h}$  de água para velocidade de 1 m/s.

Beysens *et al.* (2003) observaram que a vida útil destas folhas de polietileno é da ordem de 18 meses, variando com a quantidade de radiação UV acumulada.

Utilizando-se placas de Policarbonato (PC) colocadas em cima de coberturas brancas de Poliestireno (PS) com área total de  $15 \text{ m}^2$ , Beysens *et al.* (2007), recolheram 222 litros de água resultante da formação de orvalho num período de 6 meses em Bisevo, Croácia. Aparatos semelhantes e outros resultados também são citados por outros autores (Beysens *et al.* (2006) e Beysens, Milimouk *et al.* (2003)).

### **2.1.3.1.2 Refrigeração por Bombas de Calor**

A refrigeração da superfície exposta ao ar úmido nesse caso é resultante da atuação de uma bomba de calor. Habeebullah (2009) estudou a utilização de evaporadores de ciclos de refrigeração como fontes de superfície fria para a condensação de água fresca em locais quentes e úmidos. O local estudado foi Jeddah, Arábia Saudita. A produção de água

resultante foi de 16,97 kg/m<sup>2</sup>.h para o mês de agosto e 14,4 kg/m<sup>2</sup>.h para o mês de fevereiro.

#### **2.1.3.1.3 Concentradores de Vapor de Água por Dessecantes**

Dessecantes extraem vapor de água do ar devido a um gradiente de pressão de vapor, resultante de um fluxo de moléculas de água para a superfície do dessecante. Não foi realizada uma pesquisa apurada de artigos que utilizam esse método por não haver o interesse na utilização desse tipo de material como solução do problema tratado nesta dissertação, visto que esse método funciona em regime de batelada.

#### **2.1.3.1.4 Estruturas de Convecção Induzida/Controlada**

Em processos que empregam convecção, o ar é expandido, transformando parte de sua energia em trabalho. Assim, a temperatura do ar úmido é reduzida para níveis abaixo da temperatura de orvalho. As estruturas para a convecção induzida teriam de centenas a milhares de metros de altura e seriam um desafio para a engenharia. Um protótipo descrito por Starr (1974) teria sido desenvolvido a partir da ventilação de minas de ouro próximas a Johannesburg, África do Sul, com profundidade de até 1 km e volume de água coletada estaria entre 2.700 a 4.000 l/h.

#### **2.1.3.2 Refrigeração e Ar Condicionado**

Um dos processos elementares em aplicações de refrigeração e ar condicionado é a desumidificação, que comumente está associada à refrigeração do ar úmido. Este processo considera a água resultante como resíduo e as condições do ar úmido de saída como objetivo.

O termo desumidificação é geralmente utilizado para equipamentos que operam a pressão atmosférica, enquanto que para gases sob pressão, o termo secador (*dryer*) é comumente utilizado. Trabalhos centrados na desumidificação do ar úmido referem-se principalmente à desumidificação mecânica e química.

### 2.1.3.2.1 Desumidificação por Refrigeração

A desumidificação mecânica é baseada na refrigeração do ar abaixo do seu ponto de orvalho. Este método é vantajoso quando o ar é comparativamente quente com grande quantidade de umidade e o ponto de orvalho desejado está abaixo de 5 °C.

São utilizadas serpentinas com um refrigerante em circulação para a refrigeração e desumidificação do ar. Geralmente as serpentinas mais utilizadas para aplicações de refrigeração e ar condicionado são serpentinas aletadas, como mostra a Figura 11.



Figura 11 – Serpentina de refrigeração e desumidificação aletada.

A capacidade de refrigeração de uma serpentina é controlada pela variação do fluxo de refrigerante e de ar. A Figura 12 mostra um arranjo típico de serpentinas para refrigeração e desumidificação. Todo o ar deve ser filtrado e a serpentina de refrigeração deve incluir um reservatório de captação do condensado. O ar de entrada é o ar que entrará na sala a ser condicionada.

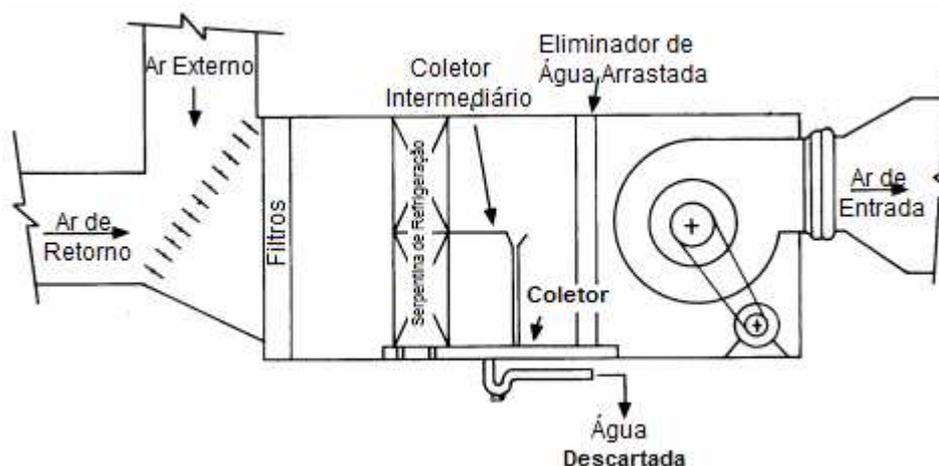


Figura 12 – Arranjo típico de uma serpentina de refrigeração num sistema central de alimentação de ar.

### 2.1.3.2 Desumidificação por Compressão

A compressão do ar reduz a sua capacidade de reter umidade. A condensação resultante reduz a quantidade de umidade do ar em termos absolutos, mas produz uma condição de saturação (umidade relativa de 100%, a pressão elevada). Em aplicações na pressão atmosférica este método é excessivamente caro. No entanto, em sistemas pressurizados, essa aplicação torna-se viável.

### 2.1.3.3 Dessalinização

O processo de dessalinização da água é comumente realizado por osmose reversa, destilação e eletrólise. No entanto, existem estudos sobre dessalinização utilizando ciclos de umidificação-desumidificação.

Estes estudos trazem informações importantes, pois se concentram em aspectos como a quantidade de água coletada a partir de ar úmido e a quantidade de energia empregada no processo.

### 2.1.3.3.1 Ciclos de Umidificação e Desumidificação (HD)

O processo de umidificação-desumidificação (*humidification-dehumidification HD*) baseia-se no princípio de que o ar pode absorver grandes quantidades de vapor de água ao entrar em contato com a água salgada, além de absorver uma quantidade de calor sensível. A condensação da água ocorre pelo contato do ar úmido com uma superfície resfriada, que causa a condensação de parte do vapor de água.

Um ciclo HD básico, mostrado na Figura 13, consiste no aquecimento da água salgada (1), que entra em contato com uma corrente de ar (3). Durante esse contato a água resfria e têm sua concentração de sal aumentada, enquanto que o ar é aquecido e umidificado. A desumidificação e refrigeração do ar ocorrem simultaneamente no condensador (2), onde o fluido refrigerante é a própria água salgada de entrada.

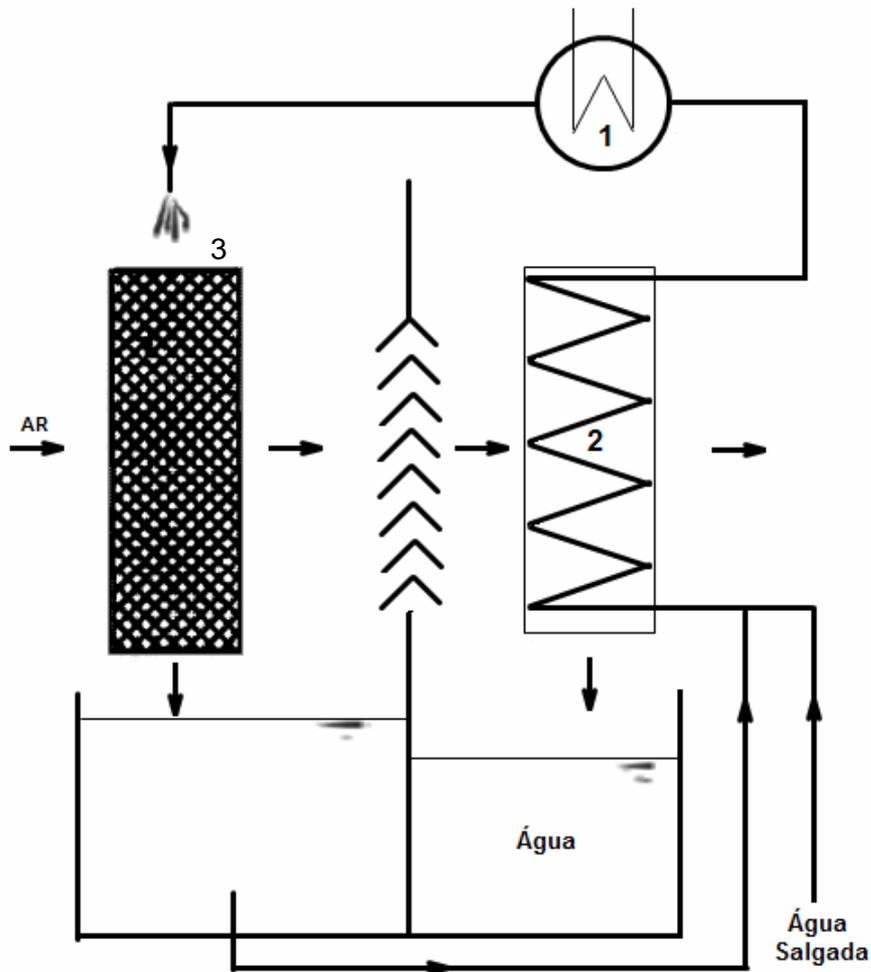


Figura 13 – Ciclo umidificação-desumidificação HD.

O consumo de energia é representado pela energia mecânica utilizada pelos ventiladores e bombas e pelo calor adicionado para compensar as perdas de calor sensível do sistema. O calor repostado pode ser proveniente de diversas fontes, por exemplo: calor residual de processos, fontes renováveis de energia, etc.

Para processos de destilação com apenas uma iteração, a quantidade de água destilada é cerca de 5 a 20% da quantidade de água salgada em circulação. A concentração de sal na água aumenta pouco e a perda de calor sensível é alta. É possível circular a água salgada uma segunda vez, mas, nesse caso, a perda de calor sensível é reduzida e uma solução mais concentrada é obtida.

Os processos de dessalinização tradicionais apenas são viáveis em produções de larga escala devido à demanda de energia. No entanto, os ciclos HD poderiam ser atrativos para pequenas demandas de água.

### 2.1.3.3.2 Processos de Captação de Água em Estufas Utilizando Água do Mar

#### (*Seawater Greenhouse Process - SWGH*)

O SWGH é um ciclo HD utilizado em estufas de regiões áridas da costa. Este método utiliza luz do sol, ar ambiente e água do mar para produzir água fresca e ar com temperaturas mais amenas, ou seja, um ambiente propício para o desenvolvimento da agricultura onde esta aplicação é comumente utilizada. Um esquema do SWGH é mostrado na Figura 14.

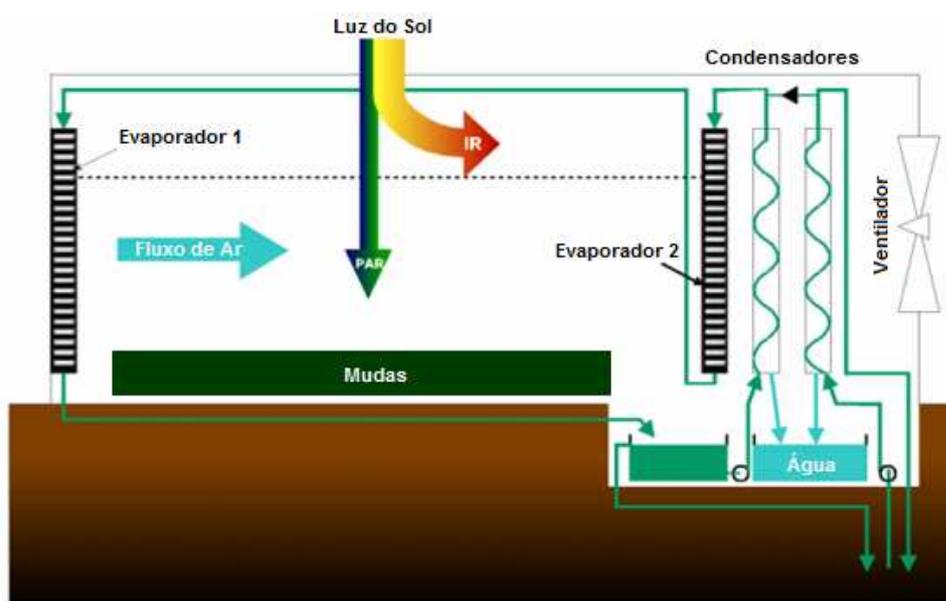


Figura 14 – Esquema de um SWGH.

O SWGH umidifica o ar devido a evaporação de parte da água salgada, o ar é desumidificado, condensando água. Como exemplo desta aplicação, Davies e Paton (2005), mostram que, num modelamento numérico realizado com parâmetros de uma estufa real de 18 x 42 m<sup>2</sup>, nos Emirados Árabes Unidos, houve produção de água fresca entre 1,25 e 4,5 l/min. A produção de água variava com a vazão de ar úmido e com o projeto da circulação desse ar.

#### **2.1.3.3.3 Irrigação por Condensação**

Lindblom e Nordell (2006) apresentaram um estudo sobre a utilização de irrigação por condensação (CI), onde o ar seria umidificado pela evaporação da água do mar (por meio de uma fonte de calor qualquer) e a condensação da água ocorreria pelo contato do ar úmido com o próprio solo. O vapor de água sofreria condensação no interior de dutos enterrados sob o solo, para posterior utilização, para irrigação ou consumo humano. Durante a evaporação da água, o solo ao redor dos dutos seria aquecido por meio de uma fonte de calor qualquer, e o seu resfriamento ocorreria por meio de fluxo de ar atmosférico no período da noite quando ocorreria a condensação. A captação média diária de água obtida foi de 1,8 kg por metro de duto.

#### **2.1.3.3.4 Dessalinização por Compressão**

Vlachogiannis *et al.* (1999) descrevem um ciclo de umidificação-desumidificação que utiliza um compressor de ar úmido como mostrado na Figura 15. A solução água/sal aquecida é mantida na câmara de evaporação (1) e tem parte de sua água evaporada. Esse ar úmido é então comprimido (2) e posteriormente condensado (5). O calor latente do condensado é recuperado pela solução salina e a água coletada é depositada numa câmara (7).

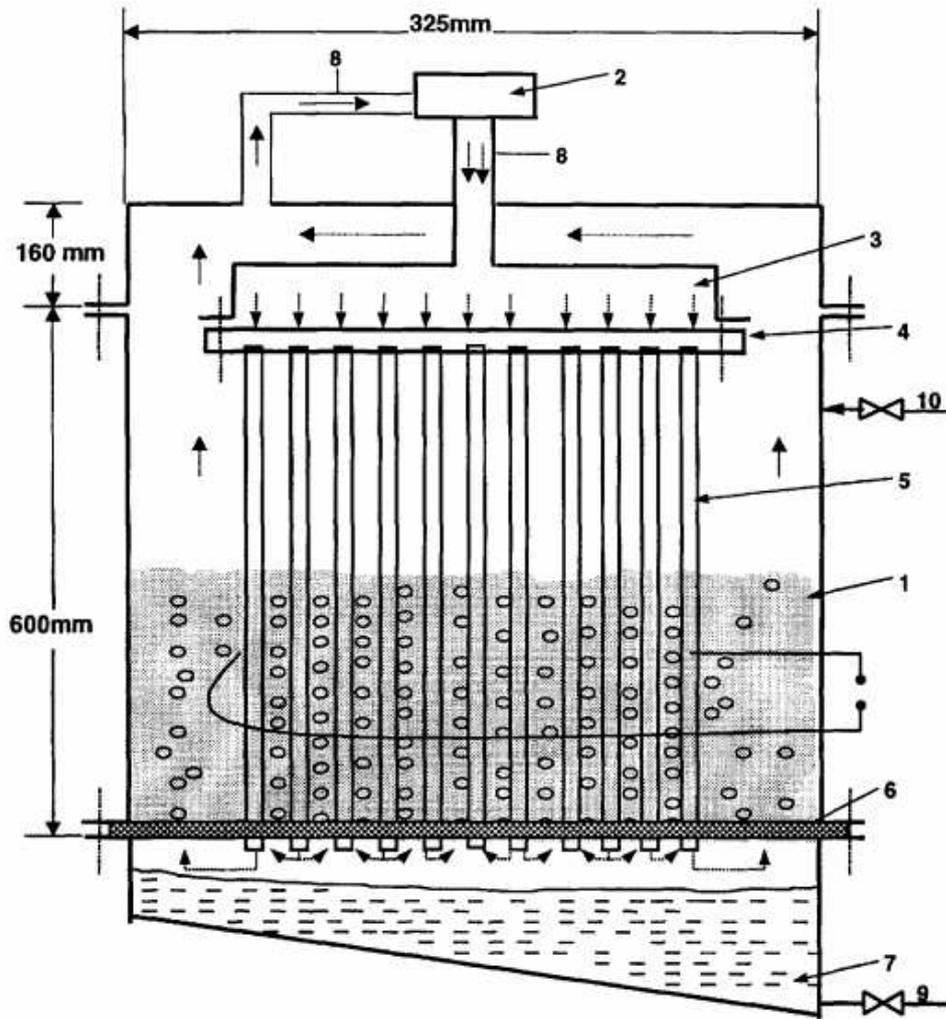


Figura 15 – Esquema de uma dessalinização por compressão.

Neste estudo, a energia empregada para compressão variou entre 150 e 1000 kWh/m<sup>3</sup> de água produzida em função da temperatura da solução salina na câmara de evaporação. As pressões de trabalho variam de 5 kPa a 25 kPa acima da pressão atmosférica.

#### 2.1.4 Torres de Resfriamento

As torres de resfriamento são equipamentos utilizados por indústrias de vários setores para o arrefecimento de água. A forma de movimentação do ar através da torre é utilizada para classificar as torres em vários tipos. A tiragem de ar pode ser natural ou mecânica. A maioria das torres com tiragem natural usa o efeito chaminé para a movimentação do ar, enquanto as torres com tiragem mecânica possuem um ventilador para

forçar o ar a passar na torre. As torres com tiragem mecânica possuem vazões de ar maiores do que as com tiragem natural. As torres com tiragem mecânica podem ser do tipo induzida ou forçada. A torre de tiragem mecânica forçada possui o ventilador instalado na entrada da torre, já a torre de tiragem mecânica induzida possui o ventilador instalado na saída da torre. A Figura 16 mostra um diagrama para o melhor entendimento da classificação das torres de resfriamento.

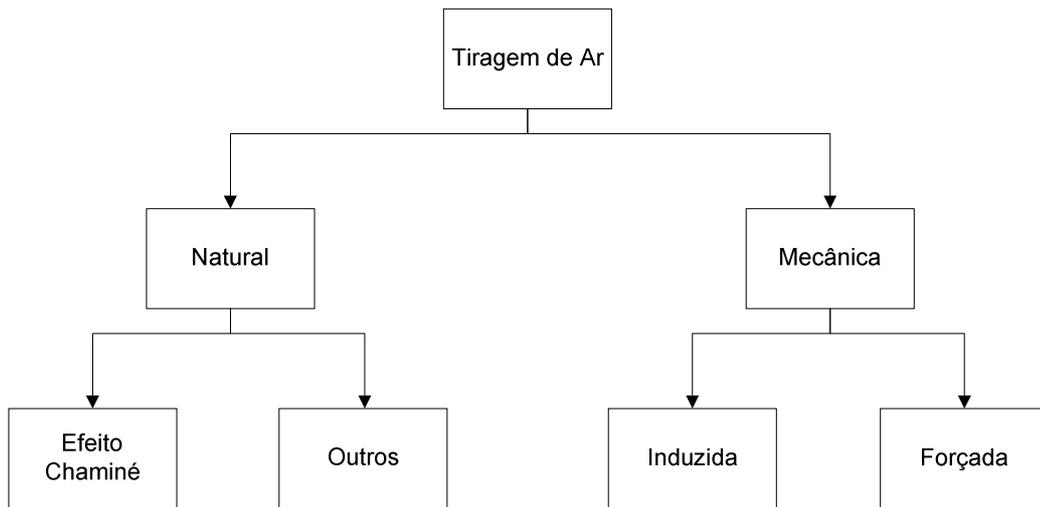


Figura 16 – Diagrama representando a classificação das torres de resfriamento.

A Figura 17 mostra a fotografia de torres de tiragem mecânica induzida e a Figura 18 ilustra o funcionamento da mesma. O fluxo de ar é induzido a entrar na torre pelo ventilador no topo da mesma. A água quente proveniente de processos industriais entra na torre por cima. A água entra em contato com o ar e, devido à diferença de temperatura, parte da água evapora umidificando o ar e retirando calor da água resfriando-a. Como parte da água foi evaporada e a concentração de sais aumentou, deve existir um fluxo de água de reposição.



Figura 17 – Fotografia da torre de resfriamento por indução mecânica.

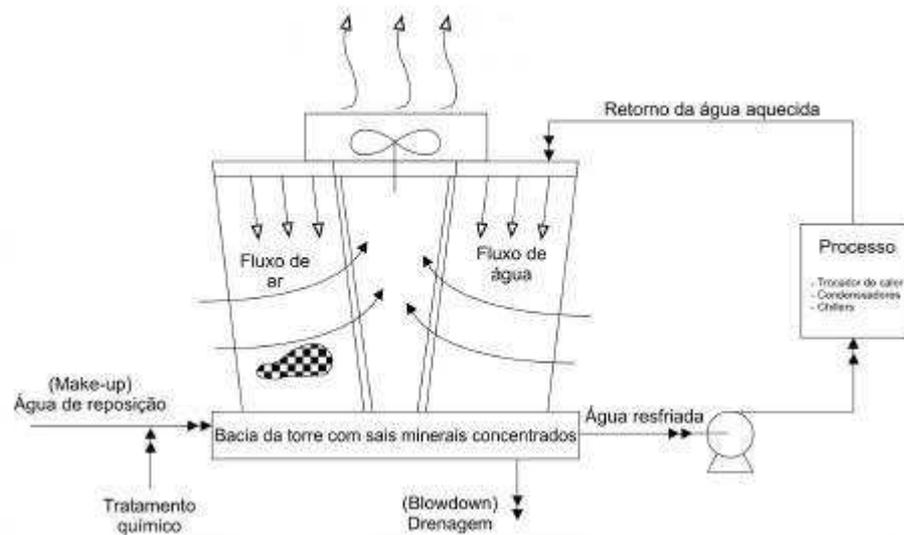


Figura 18 – Desenho esquemático do funcionamento da torre de resfriamento por indução mecânica.

A Figura 19 mostra a fotografia de torres com tiragem natural do tipo hiperbólica que utiliza o efeito chaminé para movimentação do ar. A água é resfriada trocando calor com o ar da mesma forma que na torre por indução mecânica. A diferença é que, como o fluxo de ar é devido o efeito chaminé, as vazões de ar são menores.

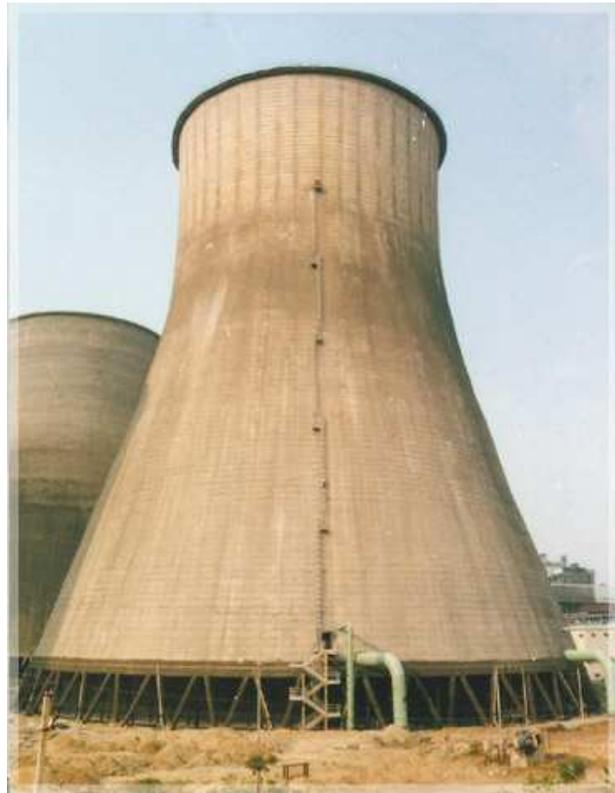


Figura 19 – Fotografia da torre de resfriamento por indução natural.

#### 2.1.4.1 Análise de uma Torre de Resfriamento Contra-Corrente

Em uma torre contra-corrente, o fluxo de água é descendente e em direção oposta ao fluxo ascendente de ar. A Figura 20 mostra um desenho esquemático de uma torre de resfriamento contra-corrente com os fluxos de água e ar indicados.

Um fluxo de água quente entra na torre com vazão mássica  $\dot{m}_w$  e temperatura  $t_{w,1}$  e deve ser resfriado até a temperatura  $t_{w,2}$ . Um ventilador faz com que o ar circule no sentido ascendente com uma vazão mássica  $\dot{m}_a$ ; o ar entra na torre com uma temperatura  $t_1$  e uma umidade absoluta  $W_1$  e sai com uma temperatura  $t_2$  e umidade  $W_2$ . A água e o ar trocam calor e massa, resultando num aumento de umidade do ar e resfriamento da água, devido a evaporação de parte de água.

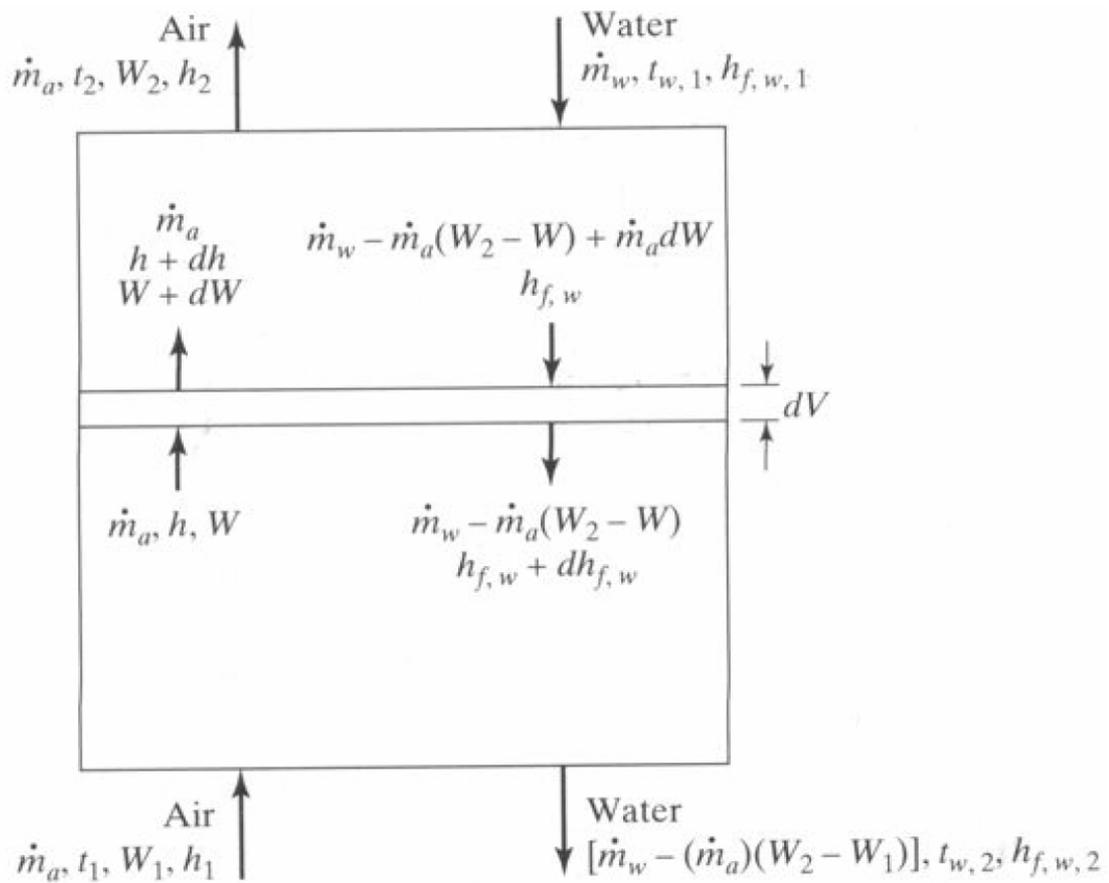


Figura 20 – Modelo de troca de calor e massa da torre de resfriamento contra-corrente em Thomas H. Kuehn (1998).

Considera-se desprezível as trocas de calor através das paredes da torre. A vazão de água é considerada constante, pois o fluxo de massa de água evaporada é pequeno quando comparado com o fluxo total de água. Segundo Kuehn Th (1998), para analisar a torre contra-corrente, faz-se um balanço de energia entre o ar e o vapor de água para o elemento de volume diferencial  $dV$  mostrado na Figura 20, em regime permanente, resultando em:

$$\begin{aligned}
 \underbrace{\dot{m}_a h}_{\text{Energia do ar que entra em } dV} + \underbrace{[\dot{m}_w - \dot{m}_a(W_2 - W) + \dot{m}_a dW] h_{f,w}}_{\text{Energia da água que entra em } dV} &= \underbrace{\dot{m}_a (h + dh)}_{\text{Energia do ar que sai}} \\
 + \underbrace{[\dot{m}_w - \dot{m}_a(W_2 - W)] (h_{f,w} + dh_{f,w})}_{\text{Energia da água que sai em } dV} & \quad (2.18)
 \end{aligned}$$

Manipulando a equação, temos:

$$\begin{aligned} \dot{m}_a h + \dot{m}_w h_{f,w} - \dot{m}_a (W_2 - W) h_{f,w} + \dot{m}_a dW h_{f,w} &= \dot{m}_a h + \dot{m}_a dh \\ + \dot{m}_w h_{f,w} - \dot{m}_a (W_2 - W) h_{f,w} + \dot{m}_w dh_{f,w} - \dot{m}_a (W_2 - W) dh_{f,w} & \end{aligned} \quad (2.19)$$

Eliminando os termos iguais da equação, temos:

$$\dot{m}_a dh = \dot{m}_a dW h_{f,w} - \underbrace{[\dot{m}_w - \dot{m}_a (W_2 - W)]}_{=0} dh_{f,w} \quad (2.20)$$

Ou aproximadamente:

$$\dot{m}_a dh = \dot{m}_a dW h_{f,w} - \dot{m}_w dh_{f,w} \quad (2.21)$$

O balanço de energia pode ser escrito em termos dos coeficientes de transferência de calor e massa,  $h_c$  e  $h_D$ , respectivamente, como:

$$-\dot{m}_w dh_{f,w} = h_c A_V dV (t_w - t) + h_D A_V dV (W_{sat,w} - W) h_{fg,w} \quad (2.22)$$

E o balanço de massa de vapor de água como:

$$\dot{m}_a dW = h_D A_V dV (W_{sat,w} - W) \quad (2.23)$$

Substituindo a definição do numero de Lewis,  $Le = h_c / h_D c_{pa}$ , na eq. (2.22), tem-se:

$$-\dot{m}_w dh_{f,w} = h_D A_V dV \left[ Le c_{pa} (t_w - t) + (W_{sat,w} - W) h_{fg,w} \right] \quad (2.24)$$

Combinando as equações (2.21), (2.23) e (2.24), obtém-se:

$$\frac{dh}{dW} = Le c_{pa} \frac{t_w - t}{W_{sat,w} - W} + h_{g,w} \quad (2.25)$$

Usando a seguinte aproximação para a constante  $c_{pa}$  :

$$h = c_{pa} t + Wh_g \quad (2.26)$$

$$h = c_{pa} t + W(c_{pw} t + h_g^0) \quad (2.27)$$

Tem-se:

$$h_{sat,w} - h = c_{pa} (t_w - t) + h_g^0 (W_{sat,w} + W) \quad (2.28)$$

A equação (2.25) pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{dh}{dW} = Le \frac{h_{sat,w} - h}{W_{sat,w} - W} + (h_{g,w} - h_g^0 Le) \quad (2.29)$$

Essa equação representa os estados do ar através da torre de resfriamento. Ela pode ser usada para prever o estado de saída do ar usando uma carta psicrométrica ou através da elaboração de um programa computacional. Para prever o estado termodinâmico de saída da torre contra-corrente, divide-se a torre na vertical em várias seções e calcula-se o estado do ar ao final de cada seção a partir do modelo descrito. Esse modelo foi utilizado para prever o estado do ar na saída da torre de umidificação testada e comparar com os dados experimentais.

### 2.1.4.2 Análise de uma Torre de Resfriamento de Fluxo Cruzado

Na torre de fluxo cruzado, a água entra na parte superior e sai na parte inferior, ou seja seu escoamento é vertical, porém o escoamento do ar é horizontal como pode ser visto na Figura 21.

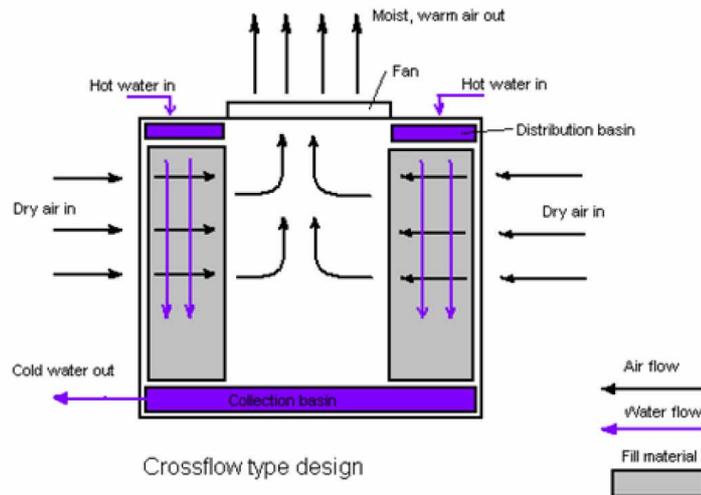


Figura 21 – Desenho esquemático da torre de resfriamento de fluxo cruzado (Fonte: centurycoolingtower.com).

A análise de uma torre de resfriamento de fluxo cruzado é semelhante à análise feita anteriormente para torres contra-corrente. O que vai diferenciar é o fato da geometria das torres serem diferentes. Para prever o estado de saída do ar da torre de fluxo cruzado, divide-se a torre na altura e na largura, como pode ser visto na Figura 22, diferente da torre contra-corrente, que é dividida apenas na altura. Essa divisão é feita devido à troca de calor e massa acontecer em fluxo cruzado, de forma que as propriedades psicrométricas do ar variam horizontal e verticalmente. Esta metodologia não será utilizada no presente trabalho.

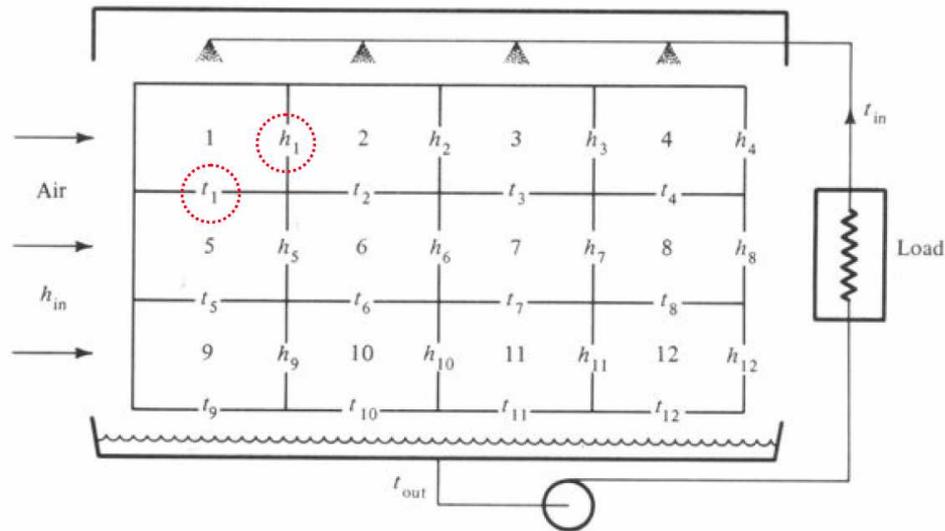


Figura 22 – Discretização da torre de resfriamento de fluxo cruzado.

## 2.2 Condensação

De uma maneira geral, pode-se dizer que a condensação é um fenômeno de mudança de fase de uma substância pura no estado gasoso (vapor) para líquido.

O processo de condensação ocorre inicialmente pela nucleação de gotas. No processo de condensação homogêneo, a formação das primeiras gotas se dá, para um fluido de máxima pureza, no seio do vapor. No processo heterogêneo, as gotas se formam na presença de um substrato, que pode ser a superfície do sistema, pequenas impurezas, etc. Neste último caso observa-se uma maior facilidade para a ocorrência das gotas, ou seja, na presença de substrato necessita-se de um menor grau de sub-resfriamento.

Após o processo de nucleação, ainda pode-se ter uma condensação em filme ou em gotas. O que induz o vapor condensar de uma forma ou de outra é a afinidade que o fluido apresenta em relação à superfície condensadora. Esta afinidade é melhor expressa pelo ângulo de contato entre o líquido e a superfície. Quando o ângulo de contato é agudo existe a condição de molhamento. Se o ângulo de contato é obtuso, tem-se uma condição de não molhamento. As características de molhamento dependem do sólido e do líquido. A Figura 23 mostra uma seqüência de imagens dos tipos de interação gota/superfície de acordo com o ângulo de contato.

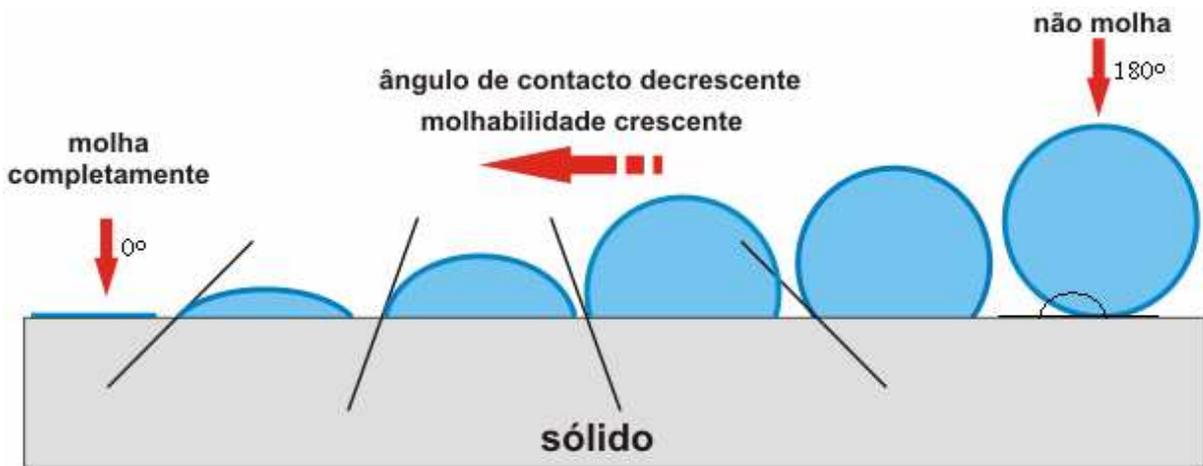


Figura 23 – Ilustração da molhabilidade de um fluido sobre uma superfície.

Desta forma, a condensação de vapor de água em superfícies metálicas se dá na forma pelicular pelo fato de o líquido apresentar um ângulo de contato menor que  $90^\circ$ , ou a condensação ocorre na forma de gotas, se a superfície for de uma natureza semelhante a da resina de flúor-carbono (Teflon®), onde o ângulo de contato é maior que  $90^\circ$ . A Figura 24 ilustra esquematicamente as duas formas de condensação.

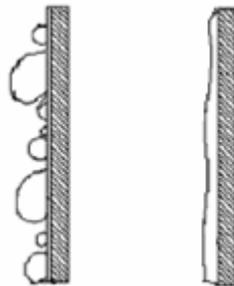


Figura 24 – Formas de condensação: condensação em gotas e condensação em película.

A condensação em gotas é um processo caracterizado por um contínuo crescimento e partida das gotas, causando uma descontinuidade nas diferentes camadas limites, assim produzindo e aumentando a transferência de calor e massa quando comparada com a condensação laminar. Entretanto, sabe-se que na maioria dos casos é muito difícil manter este tipo de condensação por um longo tempo, pois a superfície passa a ser “molhada” pelo fluido após um determinado tempo de exposição ao vapor. De acordo com Wahlgren (2001) e Rosa *et al.* (2009), supõe-se, de uma maneira geral, que este processo ocorra somente nos primeiros instantes do transiente e que, por este motivo, este efeito possa ser desprezado. Porém Vemuri *et al.* (2006), promoveu este processo por mais de 2600 horas

com o vapor incidindo verticalmente sobre uma superfície horizontal no mesmo sentido da gravidade. Neste trabalho, o autor, utilizando um substrato de n-octadecil mercaptana para diminuir a afinidade do fluido com a superfície resfriada de aço carbono, manteve um coeficiente de transferência de calor três vezes maior na condensação em gotas comparando com a condensação em película nas primeiras 100 horas de experimento, e 1,8 vezes maior após 2600 horas.

A presença de gases não condensáveis causa uma resistência térmica no processo de condensação. A Figura 25 mostra um esquema físico de como a presença destes gases contribui para a formação de uma camada limite na superfície condensadora. Através desta figura, pode-se perceber um acúmulo destes gases junto com o vapor de um fluido a ser condensado na interface do líquido com a mistura (gases não condensáveis e vapor de água). Este acúmulo causa um gradiente de pressão parcial dos componentes. Assim, a temperatura de saturação do vapor será referente à pressão parcial que este assume na interface com a camada líquida. Desta forma, a temperatura de saturação para ocorrer condensação é muito menor que a temperatura deste componente no seio do fluido. Isto reduz a força motriz para a transferência de calor e conseqüentemente a taxa de condensação.

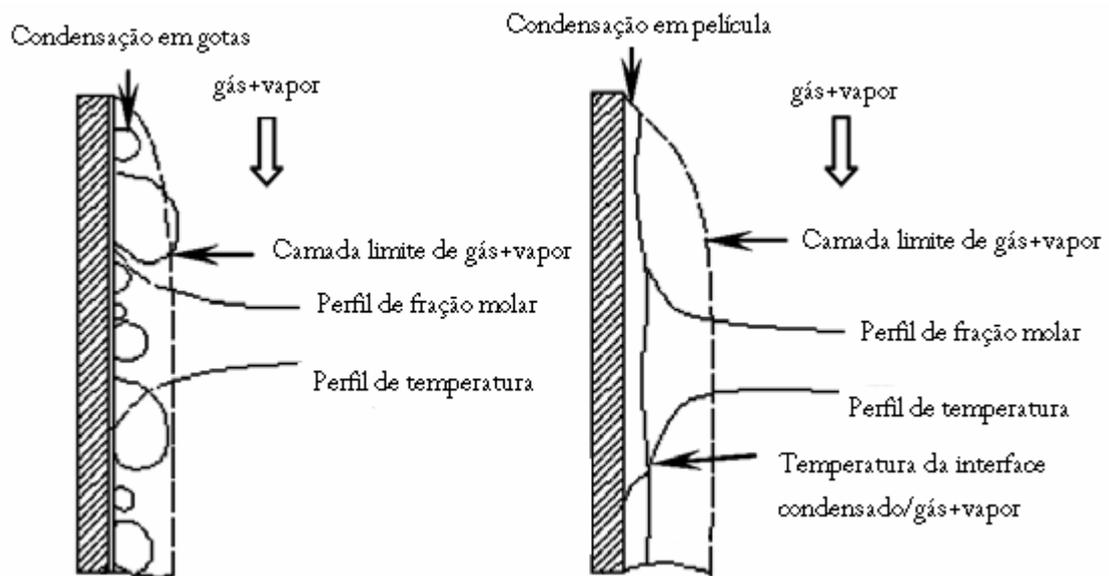


Figura 25 – Efeitos dos gases não condensáveis da condensação em gotas e laminar respectivamente.

Segundo Ma *et al.* (2008), a presença de gases não condensáveis representa a resistência térmica dominante no processo de condensação. Ainda de acordo com este autor, a dinâmica interfacial, em razão do crescimento, coalescimento e partida de gotas,

deixa uma interface irregular, causando assim, uma melhora nas características de difusão de massa dos componentes perto da superfície, alterando diretamente a temperatura de saturação do vapor. Isto faz com que o efeito de resistência térmica dos gases não condensáveis afete em menor proporção a condensação em gotas, quando comparada com a laminar.

Embora muitos esforços venham sendo despendidos no desenvolvimento de superfícies (resinas, polímeros, etc.) e/ou formas de deposição/preparação de materiais que visam diminuir a afinidade entre o fluido e a superfície condensadora, outras técnicas podem ser empregadas com o intuito de melhorar o desempenho da superfície.

De acordo com Izumi *et al.* (2004), a taxa de transferência de calor na condensação de vapor incidindo paralelamente numa superfície vertical, é aumentada quando se adicionam ranhuras verticais na placa, comparando com superfícies lisas ou com ranhuras no sentido horizontal ao fluxo do condensado. Neste trabalho, além de o autor ter comparado o efeito que o sentido de disposição das ranhuras causa na condensação, também foi avaliado o efeito que a largura destas ranhuras pode exercer. Sendo assim, o autor chegou numa determinada largura ótima das ranhuras que está relacionada com o tamanho característico de formação de gotas sobre a placa.

Em outro trabalho realizado por Cochran *et al.* (2009), foi melhorado o desempenho térmico de um secador de roupas através da introdução de um elemento de tensão superficial (STE). Um STE é definido como sendo qualquer dispositivo que possua um meio poroso controlado, onde as forças capilares forneçam uma retenção do líquido tal que ainda seja possível um fluxo de líquido através deste meio. Depois de o ar quente ter entrado em contato com as roupas úmidas e ter adquirido certa quantidade de água, ele entra em contato com o ar ambiente que está abaixo da temperatura de orvalho do ar úmido. Desta forma, as duas linhas de fluxos entram em contato através de um meio poroso, onde através da pressão capilar proporcionada por esta superfície, evita-se um grande acúmulo de água na superfície do trocador de calor, aumentando a taxa de condensação. A Figura 26 mostra o arranjo deste equipamento.

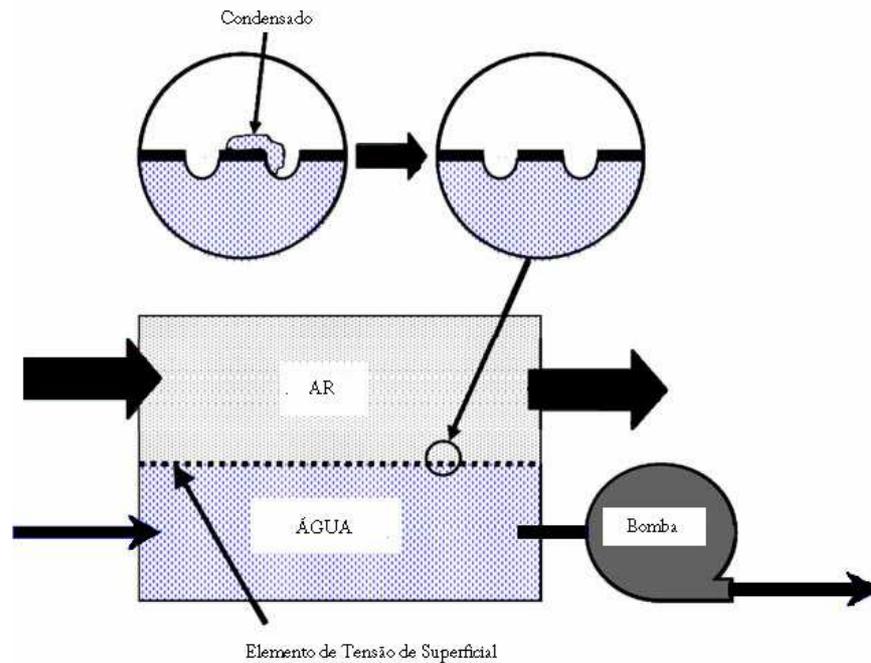


Figura 26 – Configuração do STE para desumidificação em Cochran, Goodnight *et al.* (2009).

Wang *et al.* (2005) estudou, através de uma análise dos parâmetros adimensionais, a influência que uma superfície ondulada sob um meio poroso oferece na condensação laminar de vapor de água incidindo verticalmente em uma placa horizontal. Através dos resultados obtidos por este trabalho, o autor chegou à conclusão que, quanto maior for a superfície de contato entre a camada de filme líquido e a superfície, maior será a transferência de calor. Neste mesmo trabalho, o autor comentou que o efeito de sucção causado pelo meio poroso também auxilia em um melhor desempenho térmico para a placa. Em um outro trabalho similar, Chang (2006) também utilizou parâmetros adimensionais para analisar a condensação de vapor de água incidindo verticalmente numa superfície horizontal sob um meio poroso. Neste trabalho o autor conclui que as forças capilares podem aumentar em 75 % o número de Nusselt quando comparado à condensação sob as mesmas características, sem o efeito da capilaridade. A Figura 27 mostra o arranjo utilizado por estes dois autores em seus trabalhos.

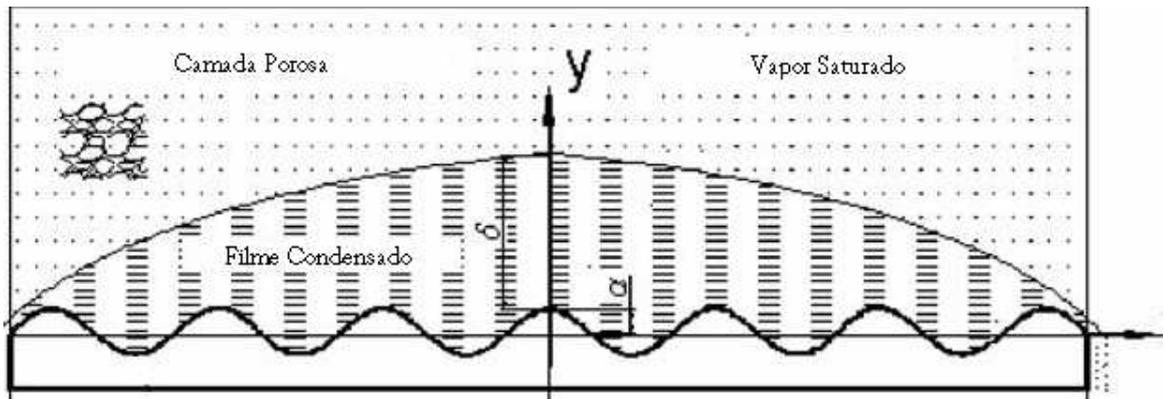


Figura 27 – Arranjo da superfície ondulada com meio poroso em Wang, Chen *et al.* (2005).

A revisão bibliográfica apresentada neste capítulo mostra que equipamentos que visam recuperar água em torres de resfriamento não estão disponíveis. Além disto, mostra que estudos de equipamentos e superfícies que visam a desumidificação de ar úmido com vistas à recuperação de água também não são objetos de pesquisas. Estes dois aspectos demonstram o ineditismo da presente linha de pesquisa e a contribuição que o presente trabalho apresenta para o estado da arte.

## **CAPÍTULO 3**

# **DESENVOLVIMENTO DE BANCADA DE TESTES DE SISTEMAS DE RECUPERAÇÃO DE CONDENSADO**

### **3.1 Desenvolvimento da Bancada**

Uma bancada foi construída para análise dos processos de umidificação e desumidificação, e para estudo do potencial de recuperação de água contida no ar úmido. Como já observado anteriormente, a contribuição da presente dissertação está em projetar, montar e caracterizar uma bancada de umidificação que será empregada no desenvolvimento de processos e superfícies de desumidificação, visando o emprego deste conhecimento na recuperação de água em torres de resfriamento. Além disto, neste trabalho, uma superfície plana será testada e será empregada como comparação para a avaliação de superfícies mais complexas e eficientes a serem estudadas posteriormente.

#### **3.1.1 Bancada de Umidificação**

Um aparato experimental foi concebido e construído no Labtucal, conforme mostra o desenho esquemático da bancada na Figura 28. A bancada consiste em uma torre de resfriamento em escala de laboratório, projetada para reproduzir não a geometria de uma torre de resfriamento convencional, mas as condições do ar úmido que sai das torres de resfriamento industriais. A umidificação do ar e resfriamento da água é resultante da troca de calor e massa entre a água e o ar com escoamento em contra corrente. Neste aparato, a torre é representada pelo cilindro longo vertical mostrado na figura. A umidificação ocorre da seguinte forma: o ar em condições ambientes entra na torre (de baixo para cima) e, nesta ascensão, entra em contato com a água quente que está entrando na torre verticalmente, no sentido de cima para baixo.

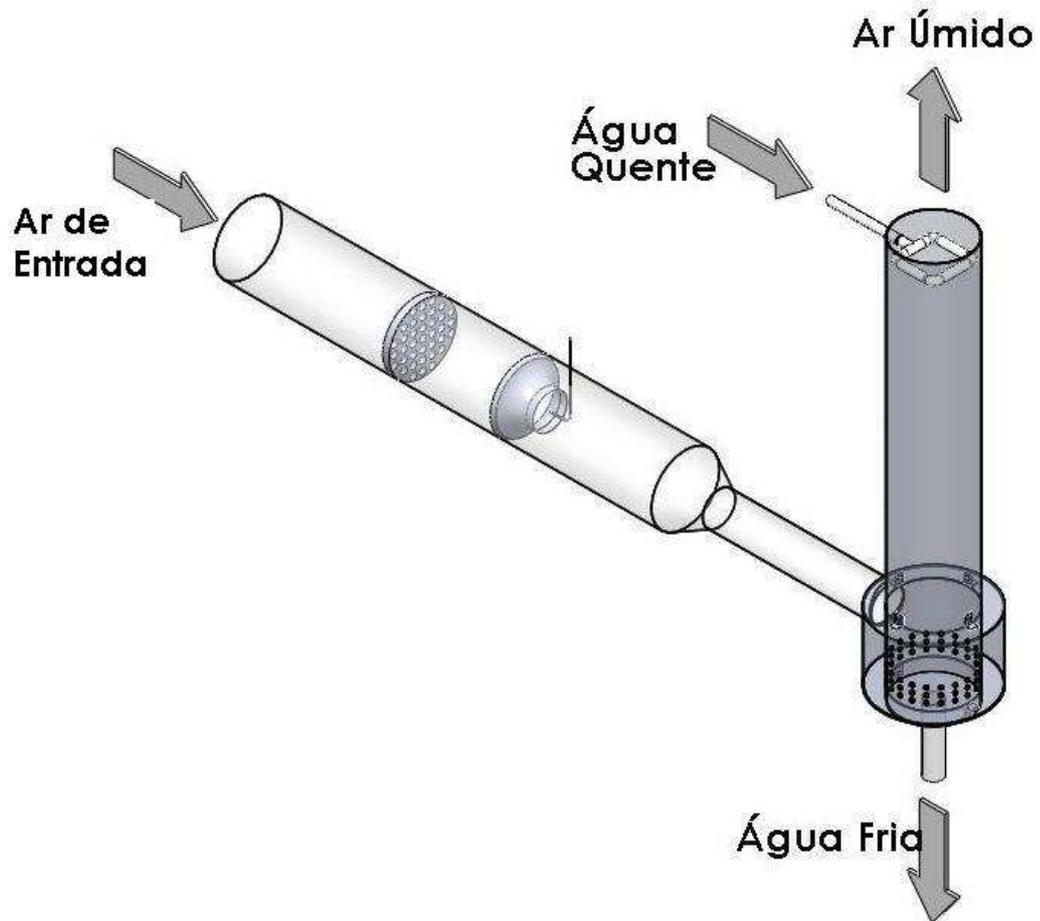


Figura 28 – Aparato experimental de umidificação.

O ar é insuflado na tubulação por um ventilador axial controlado por um inversor de frequência, variando-se assim a vazão de ar. O ar passa por um retificador, mostrado na Figura 29, cuja função é organizar e retificar o escoamento. A tubulação de ar foi feita com tubos de PVC de diâmetros de 100 e 200 milímetros. Foram utilizadas reduções de PVC para as conexões do ventilador com a tubulação e do tubo de maior diâmetro com o de menor.



Figura 29 – Fotografia do retificador dentro da tubulação.

Para medição da vazão de ar, utiliza-se um bocal normalizado e um tubo de Pitot. O bocal de vazão tem a função de uniformizar o perfil de velocidade na seção. O bocal foi projetado a partir de padrões estabelecidos pela ASME (American Society of Mechanical Engineering) segundo Delmée (1982). O bocal foi construído a partir da usinagem de um tarugo de nylon com um bom acabamento superficial interno. Detalhes do bocal instalado na bancada podem ser vistos na Figura 30.

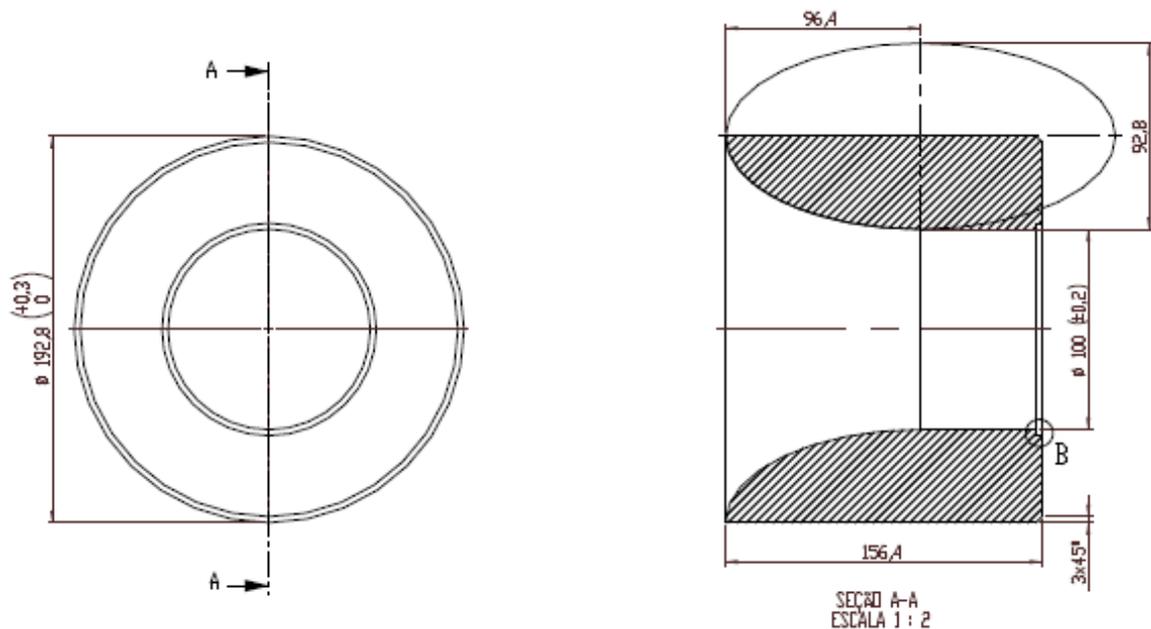


Figura 30 – Desenho mecânico do bocal de medição de vazão.

O tubo de Pitot é posicionado após o bocal, onde o perfil de velocidade é uniforme. O tubo de Pitot é um dispositivo para medição de velocidades de escoamentos. A pressão dinâmica é detectada em um ponto da tubulação onde a mesma tem um perfil uniforme. A pressão dinâmica é medida pelo manômetro conectado ao tubo de Pitot. O tubo de Pitot é mostrado na Figura 31 e o manômetro na Figura 32.



Figura 31 – Fotografia do tubo de Pitot.



Figura 32 – Fotografia do manômetro utilizado para medir pressão dinâmica do fluxo de ar.

A velocidade é calculada a partir da pressão dinâmica (diferença de pressão total e pressão estática) da linha, conforme a equação:

$$Vel = \sqrt{\frac{P_d 2g}{\gamma}} \quad (3.1)$$

onde:

$P_d$  é a pressão dinâmica,

$g$  é a aceleração gravitacional e

$\gamma$  é o peso específico do ar.

A vazão volumétrica é dada pelo produto da velocidade encontrada e a área de seção.

O ar passa por um *plenum* antes de entrar no duto vertical da torre, que foi feito a partir de um duto de aço inoxidável com diâmetro igual a 200 milímetros. O *plenum*, mostrado na Figura 33, tem a finalidade de distribuir o ar radialmente. O *plenum* foi construído com chapa de aço inoxidável para facilitar a soldagem no duto vertical.



Figura 33 – Fotografias do *Plenum*.

Um banho térmico da Lauda modelo Proline RP855 é utilizado para o fornecimento da água quente na temperatura desejada, cuja vazão é medida por um rotâmetro. O banho térmico pode ser visto na Figura 34 e o rotâmetro na Figura 35. A água quente entra na parte superior da torre por uma tubulação de PVC, mostrada na Figura 36, e é despejada em forma de um chuveiro contra o fluxo de ar.



Figura 34 – Fotografia do Banho térmico da Lauda modelo Proline RP855.

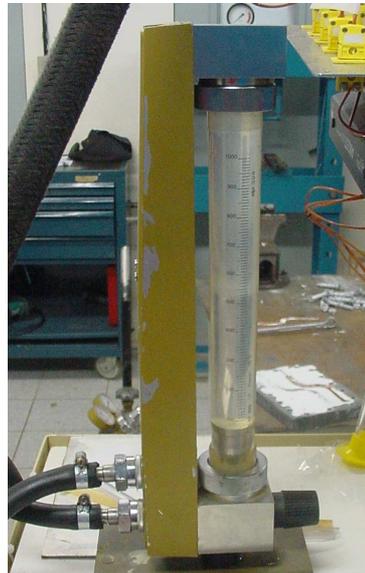


Figura 35 – Fotografia do rotâmetro utilizado para medição de vazão de água quente.



Figura 36 – Fotografia da tubulação de entrada de água quente na torre.

Termopares do tipo K são utilizados para medição das temperaturas de bulbo seco (TBS) e de bulbo úmido (TBU) do ar seco e do ar úmido, respectivamente, e das temperaturas da água quente e da água fria. O termopar utilizado para medição de TBU é envolvido com algodão úmido como pode ser visto na Figura 37. Optou-se em usar termopares com bulbo úmido para medição de umidade, pois os sensores capacitivos têm perda na precisão de medição para umidade relativa maior de 90% e o ar úmido ultrapassa esse nível de umidade em alguns testes.



Figura 37 – Fotografia do Termopar com bulbo úmido para medição de TBU.

Foram feitos testes longos para observar quanto tempo seria possível ficar sem umedecer o algodão. Como o TBU é medido no ar de entrada (ar que entra na torre) e no ar úmido (ar que sai da torre), este estudo se concentrou principalmente na observação do bulbo úmido do ar de entrada, já que nesse o algodão secaria mais rápido. Foi empregado um sensor de umidade CS215 da Campbell (mostrado na Figura 38) para comparação com

os dados obtidos a partir das medidas das temperaturas. Testes de até 2 horas foram feitos sem que a gaze secasse e sem que fossem observados erros de medição de TBU. A partir desta análise, estabeleceu-se que o bulbo úmido deveria ser molhado sempre no início dos testes e a cada intervalo máximo de 2 horas durante os testes, porém no bulbo úmido do ar de entrada usou-se um intervalo máximo de 1 hora. A alimentação de água do bulbo úmido é manual. Um sistema da Campbell e um computador são utilizados para aquisição de dados.



Figura 38 – Sensor de umidade capacitivo modelo SC215 da marca Campbell

O ar e água trocam calor e massa no duto vertical da torre, resultando em um aumento da umidade do ar e diminuição da temperatura da água. Para eliminar as gotas contidas no ar úmido, empregou-se um dispositivo eliminador de gotas que consiste de placas inclinadas e uma rede de nylon, do tipo “véu de noiva”. Este eliminador de gotas foi inspirado na configuração comumente utilizada em torres de resfriamento convencionais, mostrado na Figura 39. Este aparato permite a obtenção de ar úmido em condições (temperatura e umidade) controladas e próximas ao ar que sai das torres de resfriamento da Replan, podendo ser utilizado para testes de superfícies de desumidificação.

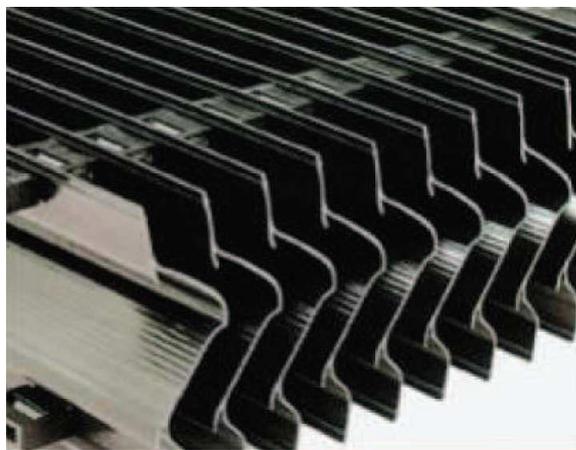


Figura 39 – Eliminador de gotas comercial utilizado em torres de resfriamento.

### 3.1.2 Bancada de Desumidificação

O ar úmido que sai da torre de resfriamento em escala laboratorial pode ser utilizado para testar sistemas e superfícies de desumidificação que devem ser capazes de condensar parte do vapor de água contido no ar e recolher o condensado. No presente estudo foram realizados testes com uma placa plana de alumínio resfriada com água. Esse estudo será utilizado para comparação com outras superfícies que intensifiquem a condensação e recolhimento de água, servindo de base para o desenvolvimento de um equipamento a ser empregado para recuperação de água em torres de resfriamento industriais.

O aparato de desumidificação/condensação testado consiste em um caixa com paredes móveis, que permitem a inclinação da superfície de desumidificação e que permita trabalhar com superfícies de vários tamanhos, como pode ser visto na Figura 40. Uma superfície resfriada entra em contato com um fluxo de ar úmido. A temperatura da placa deve estar abaixo do ponto de orvalho do ar úmido, de forma que o vapor que entra em contato com esta superfície perde calor para a placa fria e se condensa. As gotas de condensado coalescem sobre a superfície resfriada e por gravidade escorrem para a parte inferior da placa resfriada, onde são coletadas. Desta forma, quanto maior a inclinação da placa em relação à direção do fluxo de ar úmido melhor, pois maior seria a área de contato entre fluxo e placa fria. Porém, menor será a ação da gravidade no sentido de recolher o condensado gerado sobre a placa fria, liberando a superfície para que mais vapor seja condensado. Este aparato, portanto, permite o estudo de placas sob diferentes orientações, de forma que possa ser determinada a melhor configuração para a aplicação.

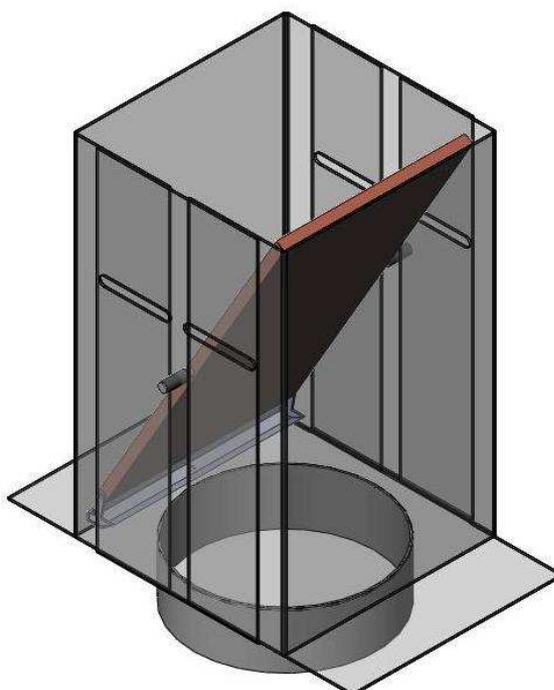


Figura 40 – Dispositivo para desumidificação/condensação e recolhimento da água.

No presente trabalho, a superfície testada consiste de uma placa plana de alumínio com rugosidade média de  $0,78 \mu\text{m}$  resfriada com água fria. A medição da rugosidade da placa padrão foi realizada no Laboratório de Metrologia Dimensional da Fundação CERTI, segundo o procedimento de medição PC-247. Os parâmetros de rugosidade estão definidos segundo a norma ISO 4287 de 1997 e norma ISO 13565-2. Os filtros usados correspondem à norma ISO 3274 e ISO 13565-1. Para medição, a placa passou por uma estabilização térmica por aproximadamente 2 horas, apoiou-se a peça sobre a mesa da máquina, fixando-a com massa de modelar, foram marcados cinco pontos na placa onde foi realizada a medição conforme a Figura 41. A rugosidade média é a média das rugosidades medidas em cada ponto. As medições foram executadas utilizando-se um apalpador de  $2 \mu\text{m}$ , uma velocidade de medição de  $0,5 \text{ mm/s}$  e com uma força de medição de  $1,5 \text{ mN}$ . A peça foi analisada utilizando um filtro *cut-off* de  $0,8 \text{ mm}$ , com filtro de onda Gaussiano. As condições ambientais durante a calibração foram: Temperatura  $20,0 \pm 0,3^\circ\text{C}$  e Umidade Relativa  $50 \pm 10 \%$ .

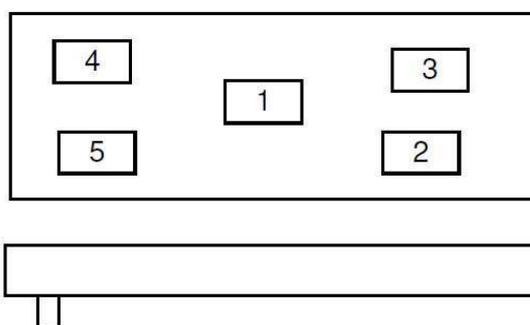


Figura 41 – Pontos de medição de rugosidade.

No lado oposto à face que troca calor com o ar úmido, tem-se uma estrutura de material isolante (teflon®) e rígido com canais internos para a passagem de água, a qual promove o resfriamento desejado da placa para a condensação de vapor. A temperatura da água fria é controlada por um banho térmico da marca Lauda modelo RK8KP. Uma calha recolhe o condensado que se forma sobre a placa e escoar por gravidade para sua face inferior. Uma outra alternativa para o recolhimento da água gerada é a partir de uma piscina localizada na parte inferior do aparato, sendo que a água condensada é retirada por um furo ao qual é conectado uma mangueira. Existe um ressalto na abertura da caixa para entrada de ar, para evitar que o condensado retorne para torre (ver Figura 44). Para evitar grandes frestas entre as laterais da caixa externa do sistema de desumidificação, que provocariam

uma fuga de ar úmido que se desviaria da placa resfriada, as paredes da caixa são móveis: quanto maior a inclinação em relação a horizontal, mais fechada fica a caixa, de forma que a distância entre as laterais horizontais da placa resfriada e parede vertical da caixa permaneçam constantes.

O funcionamento do aparato experimental pode ser resumido da seguinte forma: o ar úmido que sai da torre entra em contato com a superfície, se resfriando abaixo da sua temperatura de orvalho. Parte do vapor contido no ar é condensado, ocorrendo a desumidificação do ar e o condensado é recolhido. A cada teste, é medida a quantidade de água recolhida, pesando-a em uma balança da marca Marte, modelo AS5500C, mostrada na Figura 42. As temperaturas da água de refrigeração que entra e que sai da superfície de desumidificação, as temperaturas da superfície da placa, as temperaturas de bulbo seco e úmido do ar antes e após a placa são medidas. A localização dos termopares será apresentada a seguir.



Figura 42 – Fotografia da balança da marca Marte modelo AS5500C.

A Figura 43 mostra uma fotografia do dispositivo para desumidificação/condensação e recolhimento da água. A caixa de desumidificação possui 2 paredes de acrílico para visualização do processo. As vedações, entre a placa plana e o isolamento e entre o acrílico e a caixa, foram feitas com silicone vermelho.



Figura 43 – Fotografia do dispositivo para desumidificação/condensação e recolhimento da água.

A Figura 44 mostra uma fotografia da placa em operação, ou seja, ocorrendo a condensação sobre a superfície resfriada e o recolhimento da água condensada.

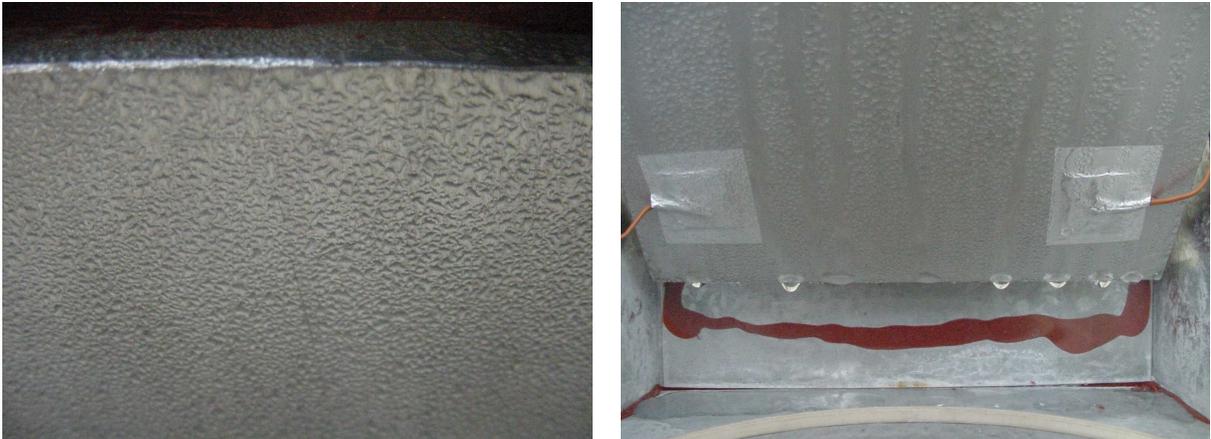


Figura 44 – Fotografias do processo de desumidificação/condensação e recolhimento.



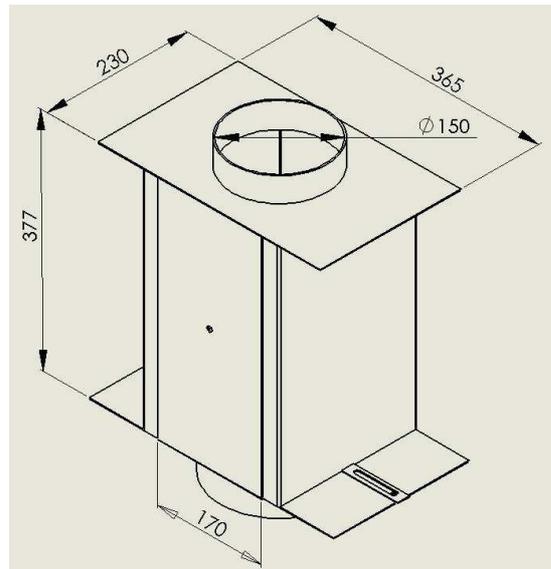


Figura 46 – Desenho da caixa de desumidificação.

Termopares do tipo K foram utilizados para as medições de temperatura. A Figura 47 mostra um resumo das medições experimentais feitas no conjunto composto pela bancada de umidificação e desumidificação.

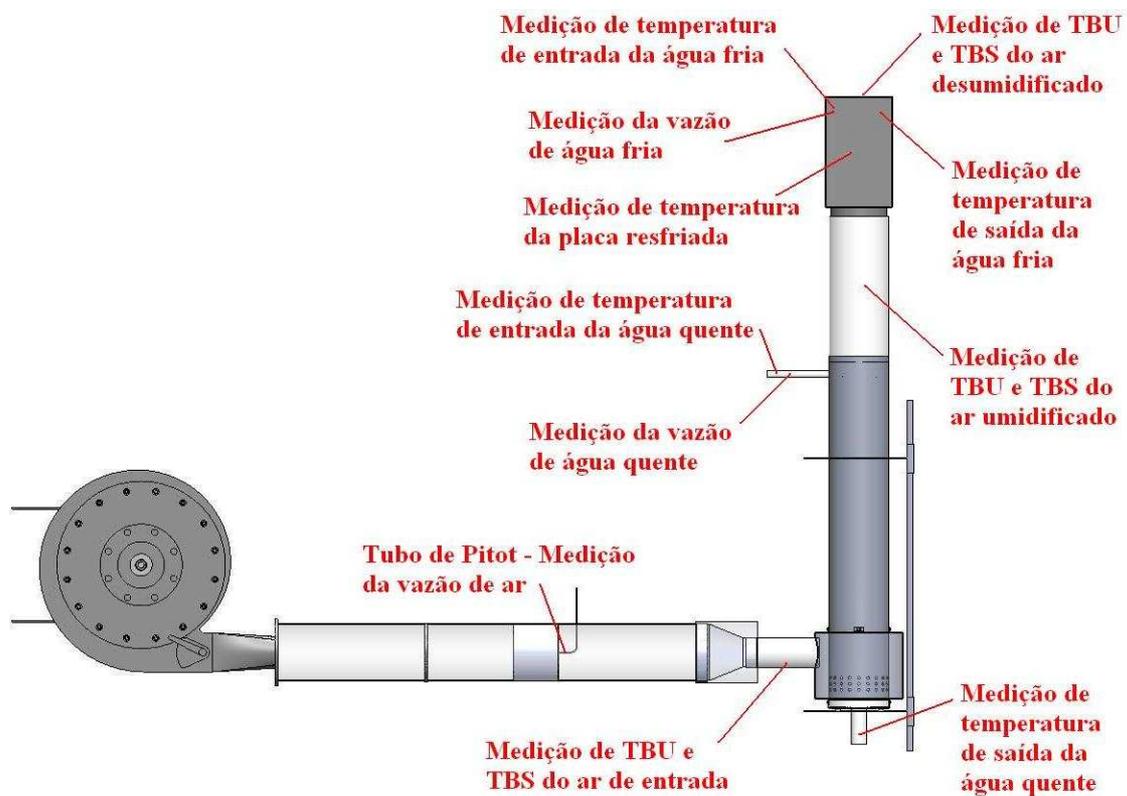


Figura 47 – Resumo das medições experimentais.

A placa de aquisição de dados usada para leitura dos termopares possui 25 canais. Os termopares conectados em cada canal fazem as leituras indicadas na Tabela 2.

Tabela 2 – Leituras dos termopares.

Termopares	Leitura
1 e 2	TBS do ar de entrada
3 e 4	TBU do ar de entrada
5 e 6	TBS do ar umidificado
7 e 8	TBU do ar umidificado
9 e 10	Temperatura de entrada da água quente
11 e 12	Temperatura de saída da água quente
13 e 14	Temperatura de entrada da água fria
15 e 16	Temperatura de saída da água fria
17 e 18	TBS do ar desumidificado
19 e 20	TBU do ar desumidificado
21, 22, 23, 24 e 25	Temperatura da placa

As posições dos termopares de medição de TBS e TBU do ar de entrada e de saída de água quente, termopares 1, 2, 3, 4, 11 e 12, respectivamente, são mostradas na Figura 48. Fotografias dos termopares na bancada são mostradas na Figura 49.

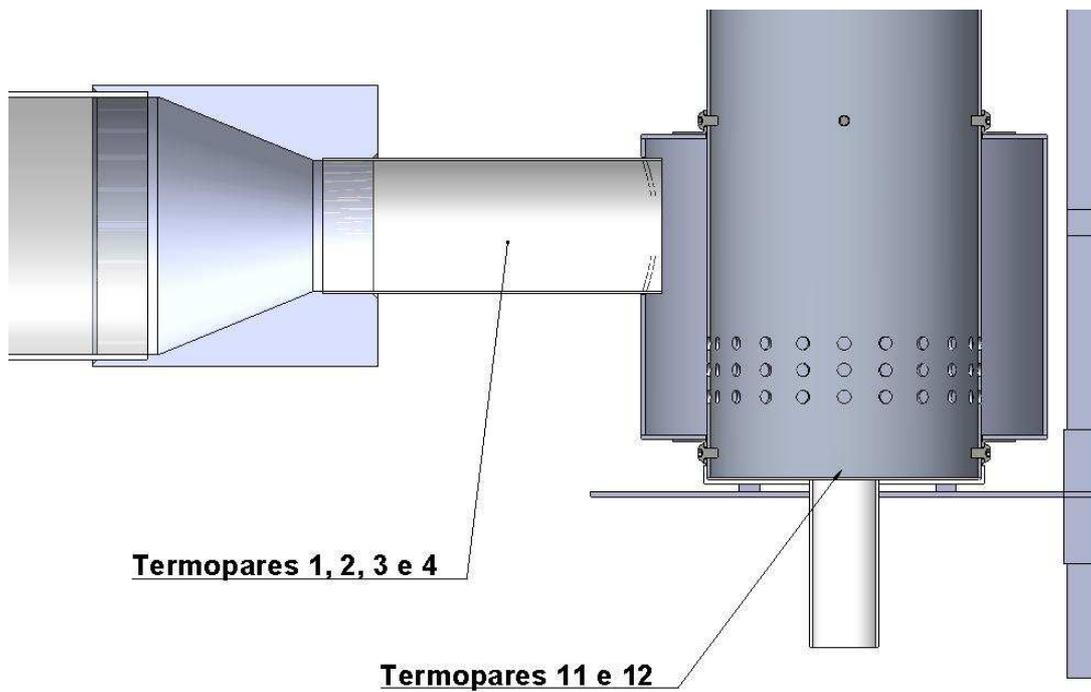


Figura 48 – Posição dos termopares de medição de TBS e TBU do ar de entrada (1 a 4) e de saída de água quente (11 e 12).



Figura 49 – Fotografia dos termopares de medição de TBS e TBU do ar de entrada (1 a 4) à esquerda e de saída de água quente (11 e 12) na bancada, à direita.

As posições e fotografias dos termopares de medição de TBS e TBU do ar umidificado, entrada de água quente e TBS e TBU do ar desumidificado, termopares 5 a 10, 17 a 20, respectivamente, são mostradas na Figura 50.

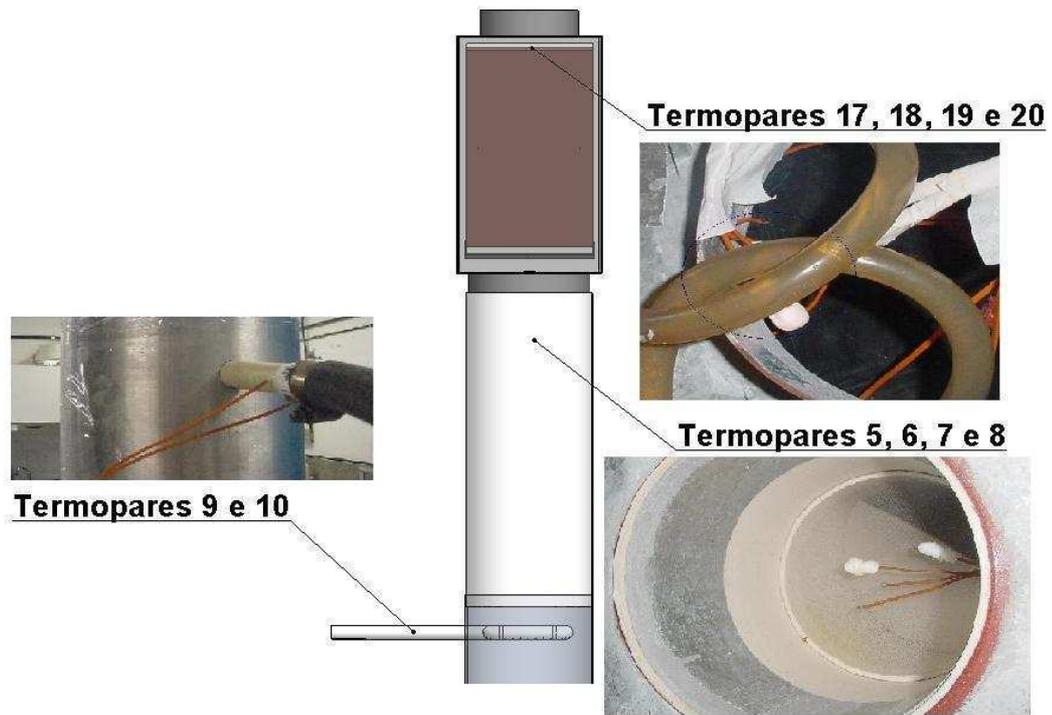


Figura 50 – Posição e fotografias dos termopares para a medição de TBS e TBU do ar umidificado (5 a 8) e do ar desumidificado (17 a 20) e entrada de água quente (9 e 10).

As posições e fotografia dos termopares de medição de entrada e saída de água fria, termopares 13 a 16 respectivamente, são mostradas na Figura 51.

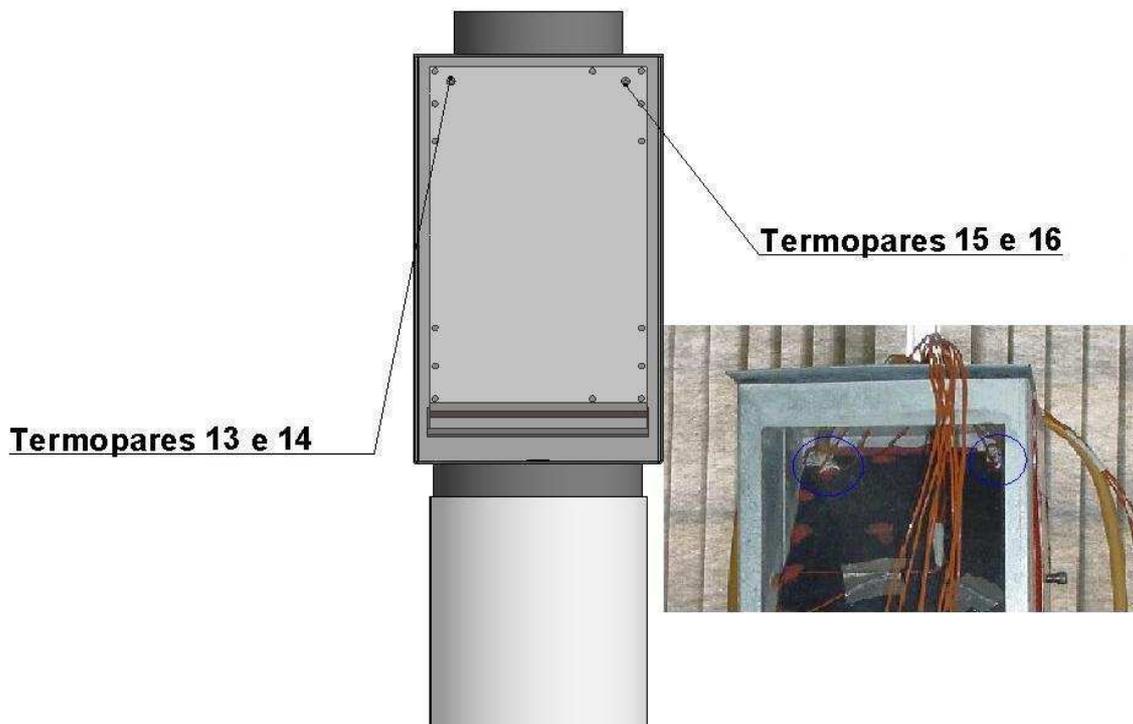


Figura 51 – Posição e fotografia dos termopares de entrada de água fria (13 e 14) e saída de água fria (15 e 16).

A Figura 52 mostra a posição dos termopares de medição da temperatura da placa de desumidificação testada e fotografia dos termopares instalados na placa.



Figura 52 – Posição e fotografias dos termopares na placa de desumidificação (21 a 25).

Um desenho esquemático da bancada experimental com os banhos térmicos, ventilador, inversor de frequência, manômetro, válvula de vazão, manômetro e sistema de aquisição de dados é mostrado na Figura 53.

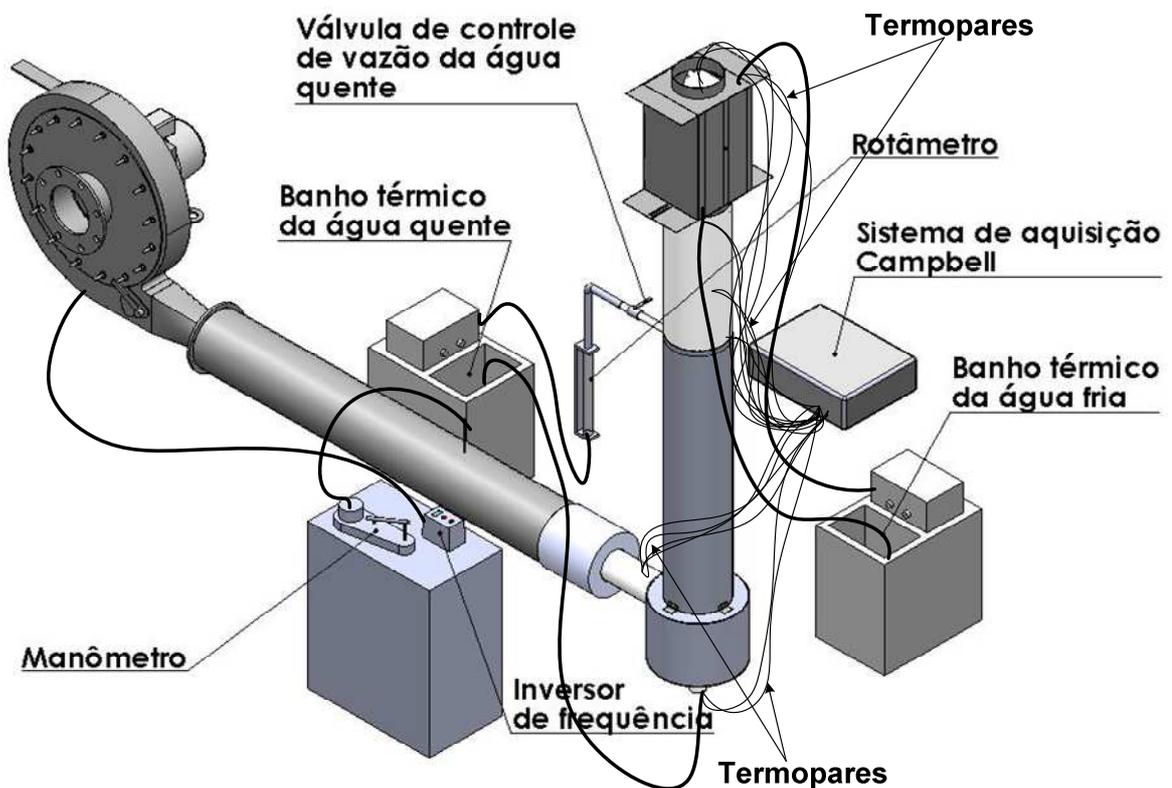


Figura 53 – Montagem da bancada experimental.

## 3.2 Procedimento Experimental

Para realização dos testes experimentais e com a intenção de garantir a repetibilidade das medições, o seguinte procedimento de testes foi aplicado.

### Preparação

- Ligar o banho térmico de água fria e selecionar a temperatura desejada.
- Nivelar o manômetro e posicionar a coluna de fluido em zero.
- Ligar o inversor de frequência, ligar o ventilador e selecionar a frequência pelo inversor (no máximo 70).
- Verificar se a válvula de circulação da água quente está fechada, ligar o banho térmico de água quente, selecionar a temperatura desejada e em seguida abrir a válvula, para permitir a entrada da água na torre.
- Ligar o sistema de aquisição de dados da Campbell.
- Aguardar o sistema atingir o regime permanente (normalmente entre 30 e 60 minutos).
- Molhar os termopares de bulbo úmido (dois antes do plenum, dois antes da placa e dois depois da placa) e aguardar as temperaturas destes estabilizarem (cerca de 5 minutos).
- Abrir o programa de aquisição de dados e preparar arquivo para salvar os dados.
- Verificar se os banhos térmicos atingiram as temperaturas desejadas.

### Teste

- Direcionar a mangueira de recolhimento para um recipiente vazio e marcar o tempo de início do teste, que deverá durar 10 minutos.
- Durante o teste, verificar e anotar as vazões de água, a posição da coluna do fluido manométrico e a temperatura e umidade ambiente.
- Após os 10 minutos de teste, pesar o recipiente de recolhimento e determinar a massa de água recolhida pela diferença entre a massa do recipiente com água e vazio.
- Renomear o arquivo de aquisição de dados com o nome desejado para o teste realizado. Um novo arquivo será criado automaticamente para o armazenamento dos dados seguintes.

- Selecionar a nova temperatura de água fria, aguardar que o banho térmico atinja esta temperatura e repetir o procedimento para o teste seguinte.

#### Observações

- Os termopares de bulbo úmido posicionados antes do *plenum* devem ser molhados de hora em hora. Os demais, a cada duas horas de teste. Este tempo pode ser reduzido para altas velocidades do ventilador. Verificar constantemente se não ocorrem grandes variações de TBU.
- Evitar que os termopares de bulbo seco fiquem em contato com o bulbo úmido de outro termopar, pois assim a medição será incorreta.
- Ficar atento ao nível de água de banho térmico de água quente. É necessário repor água em curtos intervalos de tempo para manter o nível de trabalho do banho térmico.
- Ao finalizar os testes, desligar primeiramente o ventilador, depois desligar o inversor. Sempre fechar a válvula da água quente antes de desligar o banho térmico.

Propõe-se o emprego deste mesmo procedimento nos testes futuros que utilizem este sistema, quando equipamentos e superfícies condensadoras de umidade de ar em torres de resfriamento forem estudados experimentalmente.

### 3.3 Metodologia de Testes

Testes experimentais foram realizados para análise da transferência de calor e massa em processos de umidificação e desumidificação e do potencial de recuperação da água presente em ar úmido, para uma placa plana de alumínio, conforme descrito na seção anterior. Todos os testes foram conduzidos em regime permanente. Os testes foram realizados para se avaliar o potencial de umidificação, variando a temperatura da água quente e a vazão de ar. Diferentes condições de potencial de desumidificação do ar úmido foram obtidas, variando a temperatura da água fria, a vazão de ar e a inclinação da placa.

Os testes foram divididos em quatro grandes grupos, resultante da combinação entre dois níveis de temperatura da água quente ( $t_{aq}$ ) e duas inclinações da placa resfriada ( $\theta$ ), como mostrado na Tabela 3.

Tabela 3 – Casos estudados.

Grupo	$t_{aq}$ (°C)	$\theta$ (°)	$t_{af}$ (°C)	$\dot{m}_a$ (kg/s)
A	35	52	5 a 25	0,078 a 0,133
B	35	30	5 a 25	0,078 a 0,133
C	41	30	5 a 25	0,078 a 0,133
D	41	52	5 a 25	0,078 a 0,133

As temperaturas de água quente, que deveriam reproduzir as condições da torre de resfriamento da Replan, foram selecionadas levando-se em consideração a capacidade do banho térmico em mantê-las constantes. Esta constância foi plenamente observada no nível de 35°C. Porém, em 41°C, verificou-se uma variação de temperatura, que foi agravada em 42°C (temperatura média de água quente de entrada na torre de resfriamento da Replan). Estes dois níveis foram adotados por apresentarem resultados mais precisos. Esta variação da temperatura de água quente se deve ao fato de a água ser resfriada na torre e voltar para o banho térmico com níveis de temperatura mais baixos e o banho térmico não conseguir aquecer a água a 42°C. A seleção de valores de inclinação da placa maiores que 20° foi feita empregando-se resultados da literatura, que mostram que há o favorecimento do recolhimento de água nestas condições.

Cada grande grupo apresentado na Tabela 3 foi subdividido em subgrupos, de acordo com os níveis de temperatura de água fria ( $t_{af}$ ) e da vazão de ar ( $\dot{m}_a$ ), como pode ser visto nas tabelas a seguir. Os testes foram numerados de acordo com a ordem em que foram executados e, nestas tabelas, estão organizados conforme  $t_{af}$  e  $\dot{m}_a$ . Portanto, a sua numeração na coluna da esquerda nem sempre está na ordem crescente.

Como o objetivo do trabalho é analisar o potencial de recuperação de água de uma placa plana. Toda a faixa de temperaturas que o banho térmico permite foi adotada, ou seja de 5 a 25° C. Como já observado, a rotação do ventilador é controlada por um inversor de frequência que varia a frequência na faixa de 40 a 70 Hz. Quanto maior essa frequência, maior a rotação do ventilador e, conseqüentemente, maior a vazão de ar. Os testes foram feitos para frequências de 40, 50, 60 e 70 Hz, representando vazões de ar de aproximadamente 0,080, 0,100, 0,117 e 0,134 kg/s. Os resultados destes testes serão analisados no capítulo seguinte.

Tabela 4 – Casos com  $t_{aq}$  a 35 °C e  $\theta$  a 52°(grupo A).

Testes	$t_{af}$ (°C)	$\dot{m}_a$ (kg/s)	Testes	$t_{af}$ (°C)	$\dot{m}_a$ (kg/s)
217	5	0,079	219	5	0,117
1	10	0,082	33	10	0,117
2	11	0,082	34	11	0,117
3	12	0,081	35	12	0,117
4	13	0,081	36	13	0,117
5	14	0,080	37	14	0,117
6	15	0,078	38	15	0,117
7	16	0,078	39	16	0,117
8	17	0,078	40	17	0,117
9	18	0,080	41	18	0,117
10	19	0,080	42	19	0,117
11	20	0,080	43	20	0,117
12	21	0,080	44	21	0,117
13	22	0,080	45	22	0,117
14	23	0,080	46	23	0,117
15	24	0,078	47	24	0,117
16	25	0,078	48	25	0,117
218	5	0,098	220	5	0,134
17	10	0,099	49	10	0,134
18	11	0,099	50	11	0,134
19	12	0,099	51	12	0,134
20	13	0,099	52	13	0,134
21	14	0,099	53	14	0,134
22	15	0,099	54	15	0,134
23	16	0,098	55	16	0,134
24	17	0,098	56	17	0,134
25	18	0,098	57	18	0,134
26	19	0,099	58	19	0,134
27	20	0,099	59	20	0,133
28	21	0,098	60	21	0,133
29	22	0,098	61	22	0,133
30	23	0,101	62	23	0,133
31	24	0,101	63	24	0,133
32	25	0,101	64	25	0,133

Tabela 5 – Casos com  $t_{aq}$  a 35 °C e  $\theta$  a 30°(grupo B).

Testes	$t_{af}$ (°C)	$\dot{m}_a$ (kg/s)	Testes	$t_{af}$ (°C)	$\dot{m}_a$ (kg/s)
197	5	0,078	199	5	0,117
65	10	0,078	97	10	0,115
66	11	0,078	98	11	0,115
67	12	0,077	99	12	0,115
68	13	0,077	100	13	0,115
69	14	0,077	101	14	0,115
70	15	0,077	102	15	0,115
71	16	0,077	103	16	0,115
72	17	0,077	104	17	0,115
73	18	0,078	105	18	0,115
74	19	0,078	106	19	0,115
75	20	0,078	107	20	0,115
76	21	0,078	108	21	0,115
77	22	0,078	109	22	0,115
78	23	0,078	110	23	0,115
79	24	0,078	111	24	0,115
80	25	0,078	112	25	0,115
198	5	0,097	200	5	0,132
81	10	0,097	113	10	0,132
82	11	0,097	114	11	0,132
83	12	0,097	115	12	0,132
84	13	0,097	116	13	0,132
85	14	0,097	117	14	0,132
86	15	0,097	118	15	0,132
87	16	0,097	119	16	0,132
88	17	0,097	120	17	0,132
89	18	0,097	121	18	0,132
90	19	0,097	122	19	0,132
91	20	0,096	123	20	0,132
92	21	0,098	124	21	0,132
93	22	0,098	125	22	0,132
94	23	0,098	126	23	0,132
95	24	0,098	127	24	0,132
96	25	0,098	128	25	0,132

Tabela 6 – Casos com  $t_{aq}$  a 41 °C e  $\theta$  a 30°(grupo C).

Testes	$t_{af}$ (°C)	$\dot{m}_a$ (kg/s)	Testes	$t_{af}$ (°C)	$\dot{m}_a$ (kg/s)
193	5	0,077	195	5	0,115
129	10	0,078	161	10	0,115
130	11	0,078	162	11	0,115
131	12	0,078	163	12	0,115
132	13	0,078	164	13	0,115
133	14	0,077	165	14	0,115
134	15	0,077	166	15	0,115
135	16	0,077	167	16	0,115
136	17	0,077	168	17	0,115
137	18	0,077	169	18	0,115
138	19	0,077	170	19	0,115
139	20	0,077	171	20	0,115
140	21	0,077	172	21	0,115
141	22	0,077	173	22	0,115
142	23	0,077	174	23	0,115
143	24	0,077	175	24	0,115
144	25	0,077	176	25	0,115
194	5	0,096	196	5	0,131
145	10	0,096	177	10	0,131
146	11	0,096	178	11	0,131
147	12	0,096	179	12	0,130
148	13	0,096	180	13	0,130
149	14	0,096	181	14	0,130
150	15	0,096	182	15	0,130
151	16	0,096	183	16	0,130
152	17	0,096	184	17	0,130
153	18	0,096	185	18	0,130
154	19	0,096	186	19	0,130
155	20	0,096	187	20	0,131
156	21	0,096	188	21	0,130
157	22	0,096	189	22	0,130
158	23	0,096	190	23	0,130
159	24	0,096	191	24	0,130
160	25	0,096	192	25	0,130

Tabela 7 – Casos com  $t_{aq}$  a 41 °C e  $\theta$  a 52°(grupo D).

Testes	$t_{af}$ (°C)	$\dot{m}_a$ (kg/s)	Testes	$t_{af}$ (°C)	$\dot{m}_a$ (kg/s)
221	5	0,078	223	5	0,115
225	10	0,078	257	10	0,115
226	11	0,078	258	11	0,115
227	12	0,078	259	12	0,115
228	13	0,078	260	13	0,115
229	14	0,078	261	14	0,115
230	15	0,078	262	15	0,115
231	16	0,078	263	16	0,115
232	17	0,078	264	17	0,115
233	18	0,078	265	18	0,115
234	19	0,078	266	19	0,115
235	20	0,078	267	20	0,115
236	21	0,078	268	21	0,115
237	22	0,078	269	22	0,115
238	23	0,078	270	23	0,115
239	24	0,078	271	24	0,115
240	25	0,078	272	25	0,115
222	5	0,097	224	5	0,132
241	10	0,100	273	10	0,132
242	11	0,100	274	11	0,132
243	12	0,100	275	12	0,132
244	13	0,100	276	13	0,132
245	14	0,100	277	14	0,132
246	15	0,100	278	15	0,132
247	16	0,100	279	16	0,132
248	17	0,097	280	17	0,132
249	18	0,097	281	18	0,132
250	19	0,097	282	19	0,132
251	20	0,097	283	20	0,132
252	21	0,097	284	21	0,131
253	22	0,097	285	22	0,131
254	23	0,097	286	23	0,131
255	24	0,097	287	24	0,131
256	25	0,097	288	25	0,131

### 3.4 Análise de Incertezas Experimentais

Segundo Cienfuegos (2005), a incerteza de medição é um parâmetro associado ao resultado de uma medição que caracteriza a dispersão dos valores que podem ser fundamentalmente atribuídos a um mensurado. É a estimativa que segue o resultado do ensaio, que caracteriza o intervalo de valores dentro do qual é possível assegurar que se encontra presente o valor real.

As incertezas experimentais estão associadas às incertezas dos sensores de temperatura e vazão e do sistema de aquisição de sinais. Neste trabalho foi utilizado um sistema de aquisição de dados CR1000 e um multiplexador AM25T, ambos da marca Campbell® e termopares da Omega® do tipo K para medição de temperatura. Para estimar os erros de medição de temperatura, foi realizado um procedimento de calibração do conjunto sistema de aquisição e termopares. A calibração foi realizada em um forno isotérmico, isolado e de temperatura controlada (forno de calibração da Omega®), obtendo-se uma curva que correlaciona a tensão medida com a temperatura e a incerteza associada ao sistema. A tensão medida pelos termopares foi convertida em temperatura, levando-se em conta a curva de calibração obtida. A incerteza expandida para uma confiabilidade de 95% é de  $\pm 0,25$  °C, para diferenças de temperaturas, e de  $\pm 0,8$  °C para medição das temperaturas absolutas.

Para leitura dos dados experimentais obtidos pelo sistema de aquisição foi utilizado o software Loggernet da Campbell®. Este software permite a visualização e o acompanhamento das temperaturas durante o decorrer do experimento.

Para o tratamento dos dados experimentais foram utilizados os softwares EES® e Microsoft Office Excel®.

Foi utilizado o método de propagação de erros descrito por Holman (1994) para a determinação das incertezas das potências de umidificação, resfriamento, desumidificação e aquecimento. O Apêndice A apresenta como os cálculos da propagação de incertezas foram realizados. As maiores incertezas experimentais foram de: 4,7% para potência de resfriamento, 25% para potência na umidificação, 38% para potência de aquecimento e 63% para potência na desumidificação. Para melhorar a precisão dos resultados, é preciso melhorar a precisão das medidas de temperatura.

As grandezas relacionadas com a potência do processo de desumidificação apresentaram grandes incertezas devido às variações de umidade absoluta serem pequenas e terem grande dependência da temperatura de bulbo seco (TBS) e da temperatura de bulbo úmido (TBU), e, como já foi dito, ambas (TBS e TBU) têm uma incerteza de medição de  $\pm 0,8$ °C. A potência para o processo de umidificação também foi

influenciada pela incerteza de medição de TBS e TBU. Porém, como no caso da umidificação a variação de umidade absoluta é bem maior do que na desumidificação, a incerteza da potência de umidificação foi menor. A variação de temperatura da água no resfriamento é bem maior do que a variação de temperatura da água no aquecimento e, devido a esse fato, as incertezas das potências de resfriamento foram menores do que as incertezas das potências de aquecimento.

Esta análise de incerteza mostra que a bancada experimental foi bem projetada e portanto pode ser utilizada para o desenvolvimento de superfícies e equipamentos voltados a recuperação de água em ar úmido. Os dados obtidos, conforme descrito neste capítulo, serão discutidos no próximo capítulo.

## **CAPÍTULO 4**

# **RESULTADOS E DISCUSSÕES**

No Capítulo anterior foram descritos os diversos testes realizados nesta dissertação. Do universo de 288 testes realizados, alguns serão selecionados para a análise que será apresentada neste capítulo.

Primeiramente, serão apresentados resultados experimentais obtidos nas bancadas de umidificação e desumidificação em diferentes condições de teste. Em seguida, serão apresentados resultados obtidos com um modelo matemático utilizado para a determinação de parâmetros de funcionamento de torres de resfriamento do tipo contra-corrente. Por fim, será apresentada uma comparação entre os resultados experimentais e teóricos.

### **4.1 Resultados Experimentais**

Como já observado anteriormente, o objetivo da bancada experimental desenvolvida neste trabalho é fornecer condições controladas de testes de sistemas de desumidificação do ar úmido visando à recuperação de vapor condensado. Desta forma, o ar ambiente é umidificado de forma controlada e em seguida desumidificado em uma superfície capaz de recolher o vapor condensado. Como os testes tratam de umidificação e desumidificação do ar, os seus resultados serão apresentados em cartas psicrométricas. O critério adotado para regime permanente foi de que a variação das temperaturas (TBS e TBU) do ar umidificado ao longo do tempo fosse no máximo 2 %. Observa-se através da Figura 54 que a variação das temperaturas no tempo foi inferior a 0,4°C, ou seja, 1,3 % de acordo com o critério adotado.

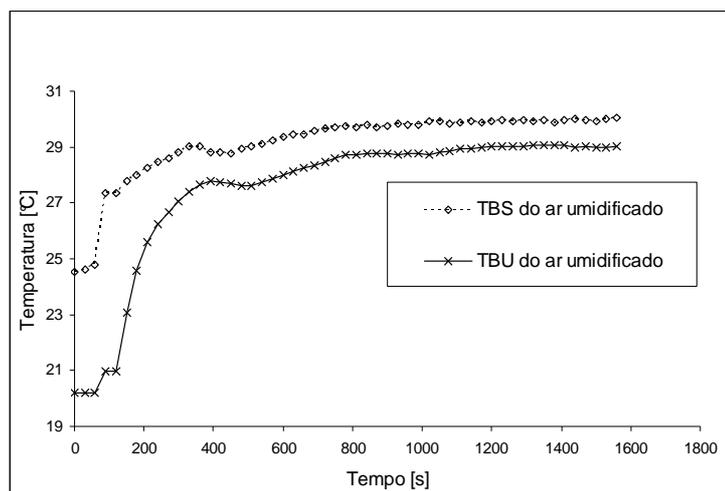


Figura 54 – Variação das temperaturas de bulbo seco (TBS) e de bulbo úmido (TBU) do ar umidificado com o tempo.

Para construção das cartas psicrométricas, foram calculadas as médias das temperaturas (TBS e TBU). Foram feitas as médias das medidas de temperatura de cada termopar ao longo do teste. A partir daí foi feita a média dos termopares redundantes, que deveria apresentar a mesma medida (por exemplo: termopares 1 e 2). A Tabela 8 mostra como foi feito o tratamento dos dados para se chegar à temperatura de cada ponto. A partir dessas médias, foram calculadas as outras propriedades psicrométricas do ar.

Tabela 8 – Médias das medidas dos termopares.

Média entre:	Medida
Termopares 1 e 2	TBS do ar de entrada
Termopares 3 e 4	TBU do ar de entrada
Termopares 5 e 6	TBS do ar umidificado
Termopares 7 e 8	TBU do ar umidificado
Termopares 9 e 10	Temperatura de entrada da água quente
Termopares 11 e 12	Temperatura de saída da água quente
Termopares 13 e 14	Temperatura de entrada da água fria
Termopares 15 e 16	Temperatura de saída da água fria
Termopares 17 e 18	TBS do ar desumidificado
Termopares 19 e 20	TBU do ar desumidificado
Termopares 21, 22, 23, 24 e 25	Temperatura da placa

A Figura 55 mostra a carta psicrométrica com os estados termodinâmicos do ar de entrada, ar umidificado e ar desumidificado para todos os testes das tabelas 4 a 7. O ar de entrada é o estado do ar na entrada da torre. Este é chamado de seco por apresentar um teor de umidade menor do que o ar que sai da torre, mesmo possuindo umidade. Note-se que o estado termodinâmico do ar de entrada é o que mais varia, pois depende das condições climáticas, dos quais não se tem controle. O ar umidificado representa o ar que sai da torre e o ar desumidificado representa o ar após passar pela superfície resfriada. O ar umidificado não chegou à saturação, pois os testes foram realizados num período de dias secos, e o banho térmico de água quente não estabilizava a temperatura em temperaturas acima de 41°C.

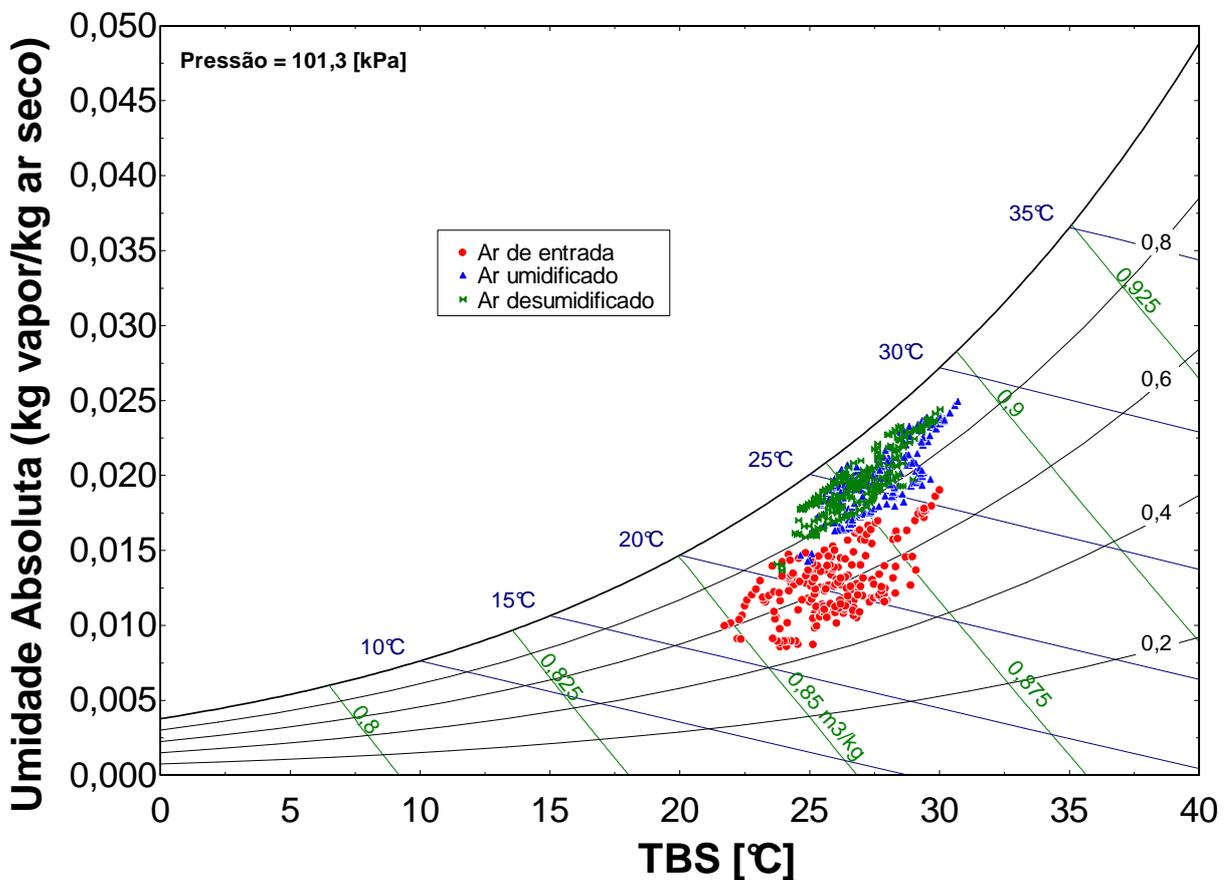


Figura 55 – Carta psicrométrica representando os processos de umidificação e desumidificação de todos os testes realizados.

A seguir são apresentados resultados referentes aos 8 testes que apresentaram melhor índice de recuperação de condensado entre os testes com temperaturas de água fria de 5, 10, 15 e 20 °C. A recuperação de água relaciona o quanto da água que foi incorporada ao ar de entrada de entrada foi condensada e recolhida durante o teste.

Os resultados dependem das condições de temperatura e umidade do ar ambiente da sala onde se encontra a bancada. Na Tabela 9 são apresentadas as condições do ar de entrada, ou seja, do ar que entra na torre de umidificação, para os testes selecionados para análise nesta seção.

Tabela 9 – Condição do ar de entrada dos casos selecionados.

Testes	TBS <sub>ar de entrada</sub> (°C)	UR <sub>ar de entrada</sub> (%)
197	24,60	57,1
193	27,00	56,4
1	22,50	66,2
145	27,10	70,4
54	25,10	69,4
150	26,50	71,9
75	23,60	66,8
156	27,20	70,5

A Figura 56 mostra os processos de umidificação e desumidificação representados na carta psicrométrica com os pontos de ar de entrada, ar umidificado e ar desumificado para os testes relacionados na Tabela 9. A variação de TBS de um estado ao outro representa a transferência de calor sensível e a variação de umidade absoluta representa a transferência de calor latente durante os processos de umidificação e desumidificação. A transferência de calor sensível é representada por um aumento da TBS do ar na umidificação e uma redução da TBS na desumidificação. A transferência de calor latente é representada por um aumento da umidade absoluta do ar na umidificação e uma redução da umidade absoluta na desumidificação.

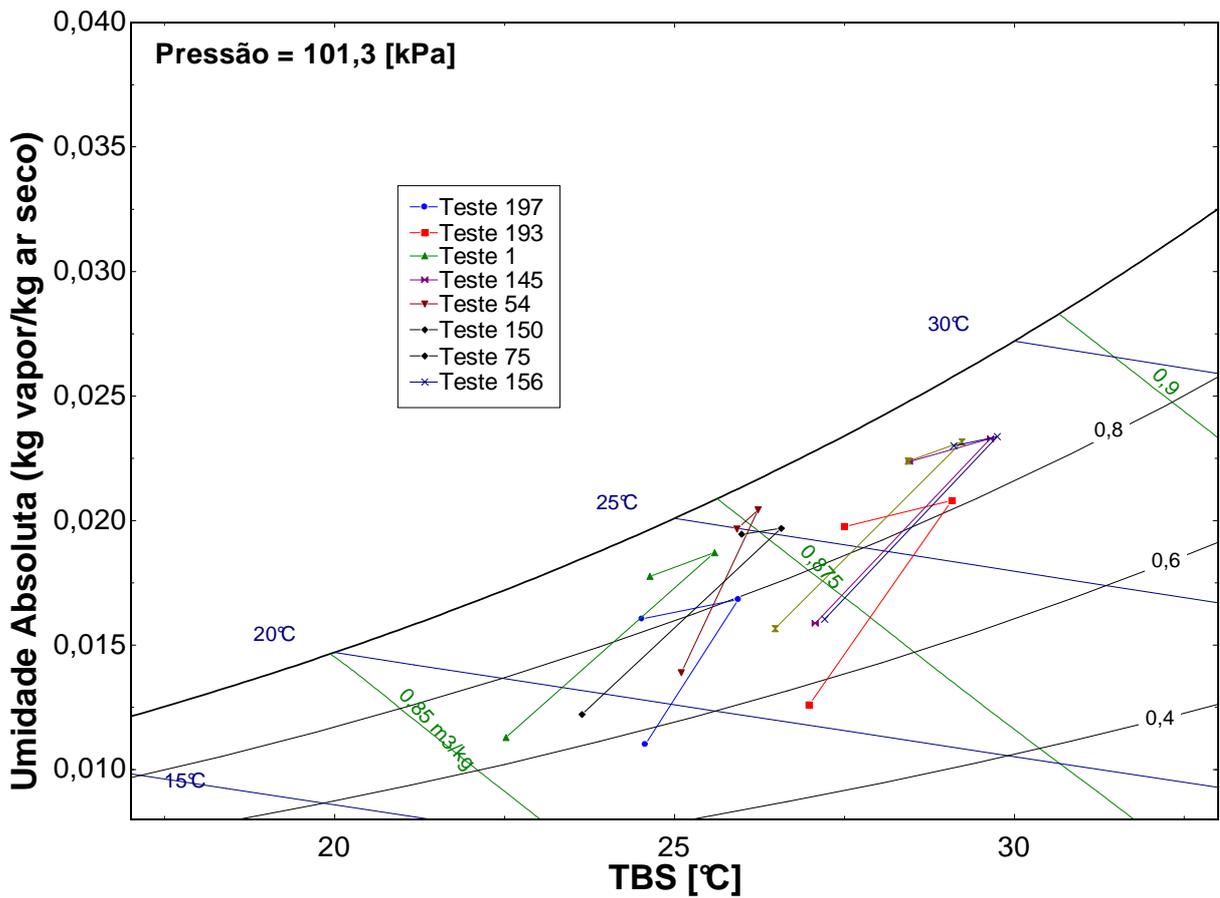


Figura 56 – Carta psicrométrica representando os processos de umidificação e desumidificação nos casos selecionados.

A partir da variação de umidade absoluta do ar pode-se calcular a quantidade de água evaporada e incorporada ao ar de entrada durante o processo de umidificação e a quantidade de vapor condensado durante o processo de desumidificação, utilizando as equações (2.7) e (2.15). A Tabela 10 mostra as vazões mássicas de água evaporada ( $\dot{m}_{evap}$ ) e de água condensada ( $\dot{m}_{cond}$ ) calculadas para os testes selecionados.

Tabela 10 – Vazões mássicas de água evaporada e condensada calculadas para os testes selecionados.

Testes	$\dot{m}_{evap}$ (g/s)	$\dot{m}_{cond}$ (g/s)
197	0,454	0,061
193	0,636	0,081
1	0,606	0,077
145	0,714	0,088
54	0,877	0,102
150	0,721	0,074
75	0,583	0,019
156	0,702	0,035

A desumidificação é realizada através do contato do ar umidificado com uma superfície resfriada por água fria. A temperatura média da superfície de cada teste é mostrada na Tabela 11. Define-se fração de condensação como um parâmetro que avalia o quanto da água evaporada foi condensada, representado pela razão entre  $\dot{m}_{cond}$  e  $\dot{m}_{evap}$ , ou seja:

$$Fração\ de\ condensação = \frac{\dot{m}_{cond}}{\dot{m}_{evap}} \quad (4.1)$$

A fração de condensação para os oito testes selecionados é mostrada na Tabela 11. A fração de condensação média de todos os casos testados foi de 6%.

Tabela 11 – Temperaturas da superfície e fração de condensação de cada teste.

Testes	t <sub>superf</sub> (°C)	Fração de condensação (%)
197	8,90	13,44
193	9,79	12,73
1	13,31	12,77
145	14,44	12,37
54	18,17	11,58
150	18,13	10,32
75	21,24	3,30
156	22,06	5,01

Nem toda a água condensada foi recolhida durante os testes. A água recolhida foi medida para análise da capacidade (fração) de recolhimento de água da bancada. Define-se fração de recolhimento de condensado como uma relação que avalia o quanto da água condensada foi recolhida, representado pela razão entre  $\dot{m}_{recolh}$  e  $\dot{m}_{cond}$ , ou seja:

$$Fração\ de\ recolhimento = \frac{\dot{m}_{recolh}}{\dot{m}_{cond}} \quad (4.2)$$

A Tabela 12 mostra a vazão mássica de água recolhida e o fração de recolhimento dos testes. A fração de recolhimento médio de todos os casos testados foi de 88%.

Tabela 12 – Vazão mássica de água recolhida e fração de recolhimento dos testes.

Testes	$\dot{m}_{recolh}$ (g/s)	Fração de recolhimento (%)
197	0,040	65,45
193	0,059	73,40
1	0,041	52,30
145	0,070	78,74
54	0,050	49,13
150	0,052	70,11
75	0,016	85,01
156	0,034	95,66

A recuperação de água, mostrada na Tabela 13, é uma relação que avalia o quanto da água evaporada (que é perdida na torres de resfriamento) foi recolhida, sendo representada pela razão entre  $\dot{m}_{recolh}$  e  $\dot{m}_{evap}$ . A recuperação de água média de todos os casos testados foi de 4,6%.

$$\text{Recuperação de água} = \frac{\dot{m}_{recolh}}{\dot{m}_{evap}} \quad (4.3)$$

Tabela 13 – Recuperação de água dos testes.

Testes	Recuperação de água (%)
197	8,80
193	9,34
1	6,68
145	9,74
54	5,69
150	7,23
75	2,81
156	4,79

A análise dos dados acima mostra que existe um grande potencial de recuperação de água que deixa a torre em forma de vapor. Mostrou também que um equipamento de recuperação de água em ar úmido deve contemplar dois aspectos importantes: a condensação e posterior recuperação do condensado. Enquanto que a superfície resfriada é capaz de condensar cerca de 10% da água incorporada ao ar, cerca de 70% da água condensada pode ser recolhida. Estes dados mostram que há espaço para melhorias em ambos os aspectos. Cerca de 30% da água condensada voltou para a torre.

É importante ressaltar que esses valores são relativos ao processo de desumidificação utilizando uma superfície plana simples, sem tratamento superficial que potencialize a condensação através de uma troca térmica mais eficiente e/ou para melhorar a coalescência e recolhimento do condensado. Para se ter uma idéia da importância dessa recuperação, supondo que fosse recuperada água das torres de resfriamento de uma refinaria da Petrobras (Replan), onde cerca de 900 a 1000 m<sup>3</sup>/h de água são evaporados, a recuperação de água seria da ordem de até 97,4 m<sup>3</sup>/h, ou seja, 32,6 kg/s, o que equivale ao consumo de uma cidade de 20.000 habitantes. Segundo a ONU o consumo de água de uma pessoa é de 110 litros de água por dia.

#### 4.1.1 Potência na Umidificação

O resfriamento da água na torre de resfriamento é consequência da troca de calor da água com o ar, que resulta na evaporação de parte da água que circula na torre. A potência de vaporização da água foi calculada através da equação (2.9) e a potência de resfriamento da água usando a equação:

$$\dot{Q}_{\text{resfriamento}} = \dot{m}_{\text{agua quente}} c_{pm} (t_{\text{agua quente ENTRA}} - t_{\text{agua quente SAI}}) \quad (4.4)$$

Os resultados podem ser vistos na Tabela 14. A diferença média entre a potência de vaporização e resfriamento da água é de 3,3 %, o que mostra a qualidade do aparato desenvolvido.

Tabela 14 – Potência de vaporização da água e potência de resfriamento da água.

Testes	$\dot{Q}_{evaporação}$ (kW)	$\dot{Q}_{resfriamento}$ (kW)
197	1,266	1,250
193	1,793	1,722
1	1,803	1,897
145	2,082	2,019
54	2,393	2,389
150	2,118	2,025
75	1,723	1,684
156	2,046	1,976

#### 4.1.2 Potência na Desumidificação

A desumidificação do ar úmido ocorre devido ao resfriamento que o ar sofre ao entrar em contato com uma superfície de temperatura menor que a sua temperatura de orvalho, ocorrendo a condensação de parte do vapor contido no ar. A potência de desumidificação pode ser calculada com os dados experimentais a partir da equação (2.16). O ar rouba calor da superfície causando um aumento na temperatura da água que resfria a placa. A potência de aquecimento da água é calculada usando a equação:

$$\dot{Q}_{aquecimento} = \dot{m}_{água\ fria} c_{pm} (t_{água\ fria\ SAI} - t_{água\ fria\ ENTRA}) \quad (4.5)$$

Os resultados dos cálculos das potências de desumidificação podem ser vistos na Tabela 15. Estes dados mostram que existe uma boa concordância entre os dados obtidos pelo aquecimento da água de refrigeração da placa e pela desumidificação do ar, mostrando um bom controle sobre as condições de teste do aparato. A diferença percentual média entre os valores das potências de todos os testes realizados é de 3,7 %.

Tabela 15 – Potência de desumidificação da água e potência de aquecimento da água.

Testes	$\dot{Q}_{desumidificação}$ (kW)	$\dot{Q}_{aquecimento}$ (kW)
197	0,2501	0,2218
193	0,3076	0,2767
1	0,2522	0,1924
145	0,3160	0,2738
54	0,2685	0,1937
150	0,2457	0,2059
75	0,0895	0,0736
156	0,1433	0,1375

### 4.1.3 Influência dos Parâmetros de Testes

Como já comentado, a vazão de ar pode ser controlada através do uso de um inversor de frequência e as temperaturas de água quente e água fria são controladas por banhos térmicos. A influência da vazão de ar nos processos de umidificação e desumidificação será apresentada por gráficos de variação de umidade absoluta em função da variação de vazão mássica de ar de entrada. A influência da temperatura de água quente e fria será apresentada por gráficos de variação de umidade absoluta em função da temperatura de água quente e da placa, respectivamente.

Como já observado, o ar de entrada de entrada na torre é o ar ambiente e este não pode ser controlado. Na Figura 55 pode-se observar a grande variação das condições termodinâmicas deste ar. Ao longo da execução dos experimentos, também observou-se que há uma grande influência do ar de entrada na capacidade de umidificação do ar de entrada. Desta forma, para o estudo da influência de parâmetros de testes na umidificação, fez-se uma seleção dos casos testados, tomando aqueles em que os estados termodinâmicos do ar (temperatura e umidade) de entrada (ar de entrada) na seção fossem próximos.

Já para a análise da variação dos parâmetros na desumidificação, foram selecionados os casos que apresentem estados termodinâmicos semelhantes na entrada da caixa de desumidificação.

#### 4.1.3.1 Umidificação

A umidificação do ar depende do estado termodinâmico do ar que entra na torre de umidificação, da temperatura da água quente e da vazão da água quente.

A influência da vazão de ar no processo de umidificação pode ser visto na Figura 57, que apresenta um gráfico da variação da umidade absoluta do ar em função da vazão de ar, para duas temperaturas da água quente empregada para a umidificação da superfície. Observa-se que, para um mesmo estado termodinâmico do ar, o aumento da vazão de ar causa uma diminuição da variação de umidificação já que o ar fica em contato com a água por menos tempo. Nesse gráfico também se pode observar que a temperatura da água quente influencia a umidificação: o aumento da temperatura de água quente favorece a umidificação. Isto era de se esperar pois a diferença entre a temperatura do ar e da água representa o fração de troca de calor sensível. Quanto maior for a troca de calor sensível maior será a umidificação do ar. No processo de resfriamento que ocorre na torre, o calor é retirado da própria água durante seu processo de evaporação, e o vapor resultante se mistura ao ar, tornando-o mais úmido. Desta forma, o aumento da vazão de água quente aumenta a umidificação.

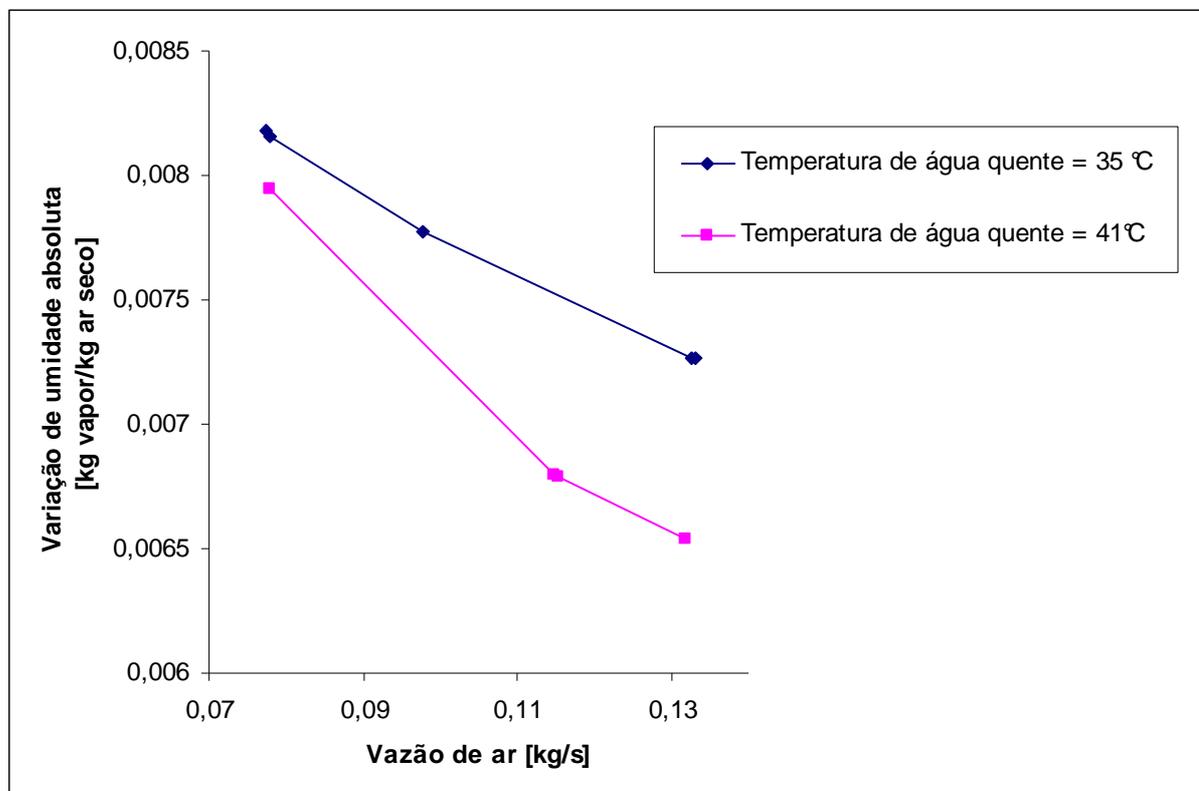


Figura 57 – Influência da vazão de ar na umidificação com ar de entrada com TBS entre 25,2 e 26,2 °C e UR entre 47 e 55%.

### 4.1.3.2 Desumidificação

A desumidificação do ar depende do estado termodinâmico do ar que chega à placa de desumidificação, da temperatura da placa e da vazão do ar. A placa é resfriada pela água fria que tem sua temperatura controlada por um banho térmico. Foram selecionados dados em que os estados termodinâmicos do ar que chega a seção de desumidificação fossem próximos, de forma a se poder analisar a influência da vazão de ar e da temperatura da placa no processo de desumidificação.

A Figura 58, que apresenta um gráfico da variação da umidade absoluta do ar de entrada ao passar pela placa em função da vazão de ar, mostra a influência da vazão de ar na desumidificação do ar.

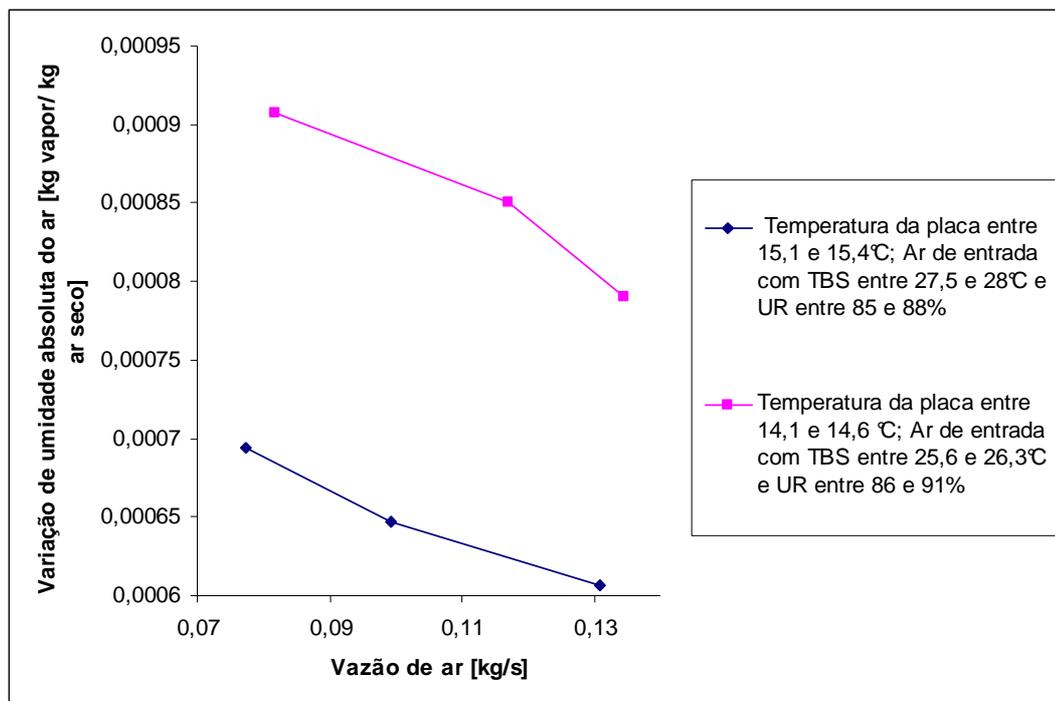


Figura 58 – Influência da vazão de ar na desumidificação do ar.

No caso do processo de desumidificação, o aumento da vazão de ar causa uma diminuição na variação de umidade absoluta, pois o ar fica em contato com a superfície de desumidificação por menos tempo.

A temperatura e vazão de água fria influenciam o processo de desumidificação. A condensação ocorre devido a diminuição da temperatura do ar abaixo da temperatura de orvalho, que é a temperatura em que o vapor presente no ar começa a condensar. O resfriamento é provocado pela circulação de água fria. Quanto mais abaixo da temperatura

de orvalho do ar a placa estiver, maior a desumidificação. Assim, o aumento da vazão de água fria favorece a desumidificação, pois aumenta a retirada de calor da placa, baixando a sua temperatura.

## 4.2 Modelo Numérico de Torre de Resfriamento em Contra-corrente

O modelo numérico para análise de torres de resfriamento em contra-corrente apresentado na seção 2.1.4.1 foi utilizado para calcular o estado de saída do ar da bancada experimental que simula uma torre de umidificação no laboratório. A partir do estado do ar de entrada na torre (TBS e TBU), da temperatura de água quente na entrada e na saída e das vazões de ar e de água quente medidos durante os testes, pode-se prever o estado de saída do ar usando a equação (2.29).

Um programa computacional foi desenvolvido empregando-se o software comercial EES<sup>®</sup>. Neste programa, a torre foi dividida em várias seções, sendo que o estado do ar foi determinado para cada seção. A entrada de uma seção corresponde à saída da seção anterior. A Figura 59 ilustra o procedimento adotado. O procedimento de cálculo do programa pode ser visto no Apêndice B.

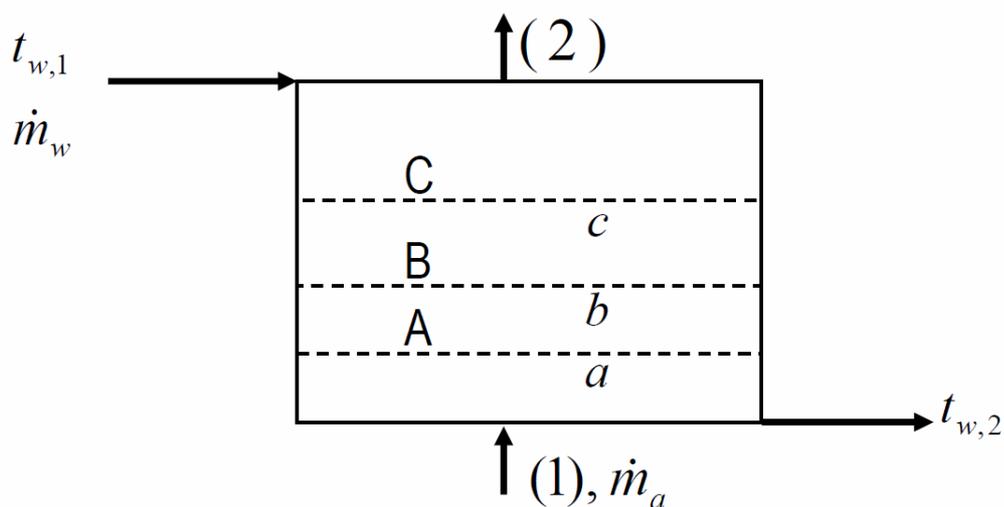


Figura 59 – Procedimento de cálculo do programa.

Os dados de entrada do programa estão listados na Tabela 16 e os estados finais do ar são mostrados na Tabela 17.

Tabela 16 – Dados de entrada.

Testes	TBS <sub>ar de entrada</sub> (°C)	TBU <sub>ar de entrada</sub> (°C)	t <sub>w in</sub> (°C)	t <sub>w out</sub> (°C)	$\dot{m}_a$ (kg/s)	$\dot{m}_w$ (kg/s)
197	24,57	18,65	35,67	29,34	0,07791	0,04722
193	26,98	20,60	41,75	33,52	0,07742	0,05000
1	22,52	18,19	36,31	31,04	0,08171	0,08611
145	27,07	22,90	41,87	33,59	0,09621	0,05833
54	25,10	20,97	35,00	29,66	0,13440	0,10690
150	26,48	22,60	42,18	33,46	0,09621	0,05556
75	23,64	19,28	35,92	31,39	0,07791	0,08889
156	27,21	23,05	42,10	33,60	0,09582	0,05556

Os estados finais do ar são mostrados na Tabela 17.

Tabela 17 – Dados de saída: estado de saída do ar.

Testes	TBS <sub>ar umidificado</sub> (°C)	TBU <sub>ar umidificado</sub> (°C)
197	26,65	22,84
193	29,64	25,83
1	26,25	24,14
145	29,82	27,44
54	27,57	25,18
150	29,35	27,21
75	26,94	24,64
156	29,90	27,50

Os estados do ar calculados em cada seção para os testes são mostrados na carta psicrométrica na Figura 60.

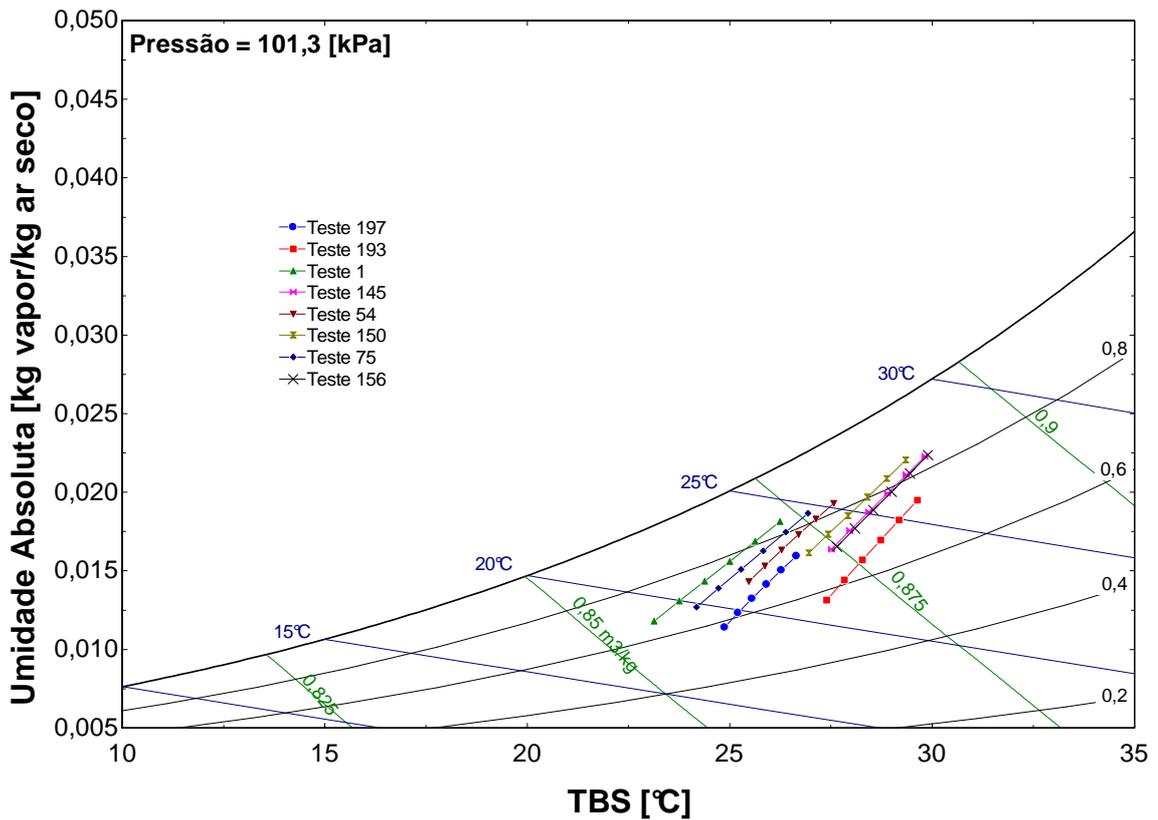


Figura 60 – Estados do ar calculado em cada seção para os testes é mostrado na carta psicrométrica.

### 4.3 Comparação entre Resultados Experimentais e Analíticos

Comparando os dados experimentais do estado termodinâmico do ar umidificado com os dados calculados através do modelo analítico, encontrou-se uma diferença de até 1,34°C em TBS e 0,61 °C em TBU no estado do ar de saída da torre. Essa é uma boa aproximação, principalmente considerando-se a incerteza de medição de  $\pm 0,8^\circ\text{C}$  relativo ao sistema de aquisição com o termopar tipo K. A Figura 61 mostra os dados experimentais e dados calculados do estado termodinâmico do ar umidificado na carta psicrométrica para cada teste.

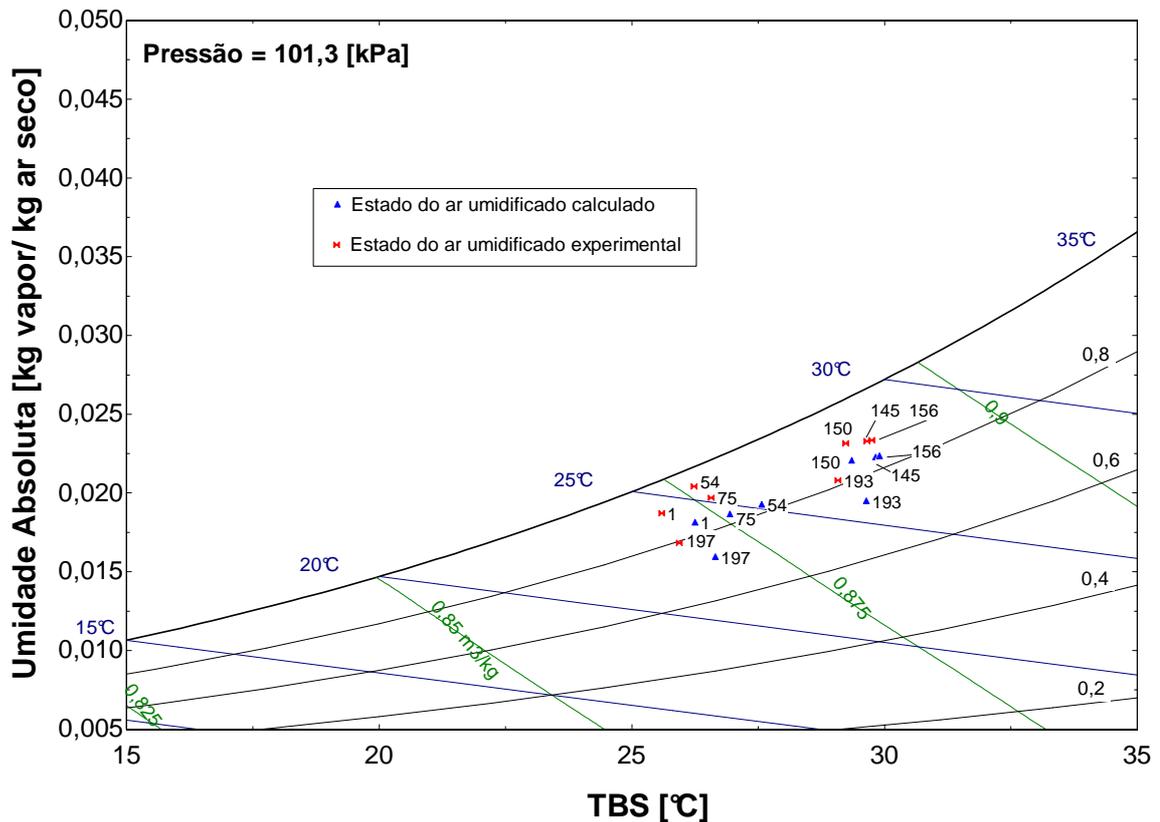


Figura 61 – Comparação entre dados experimentais e dados calculados no estado termodinâmico do ar umidificado.

#### 4.4 Comparação dos Resultados Experimentais com Dados de uma Torre Industrial

Sensores de umidade e temperatura foram instalados na saída de ar em uma célula da torre de resfriamento da Replan. Esses dados são periodicamente fornecidos ao Labtucal pela refinaria. Os dados são utilizados para comparação com resultados experimentais e também para criação de um banco de dados para que, quando ocorrerem intervenções na torre, tenha-se uma série histórica de dados para comparação. O esquema da instalação está representado na Figura 62, onde na esquerda está uma representação da haste com sensores e respectivos posicionamentos e na direita a representação da instalação atual. A Figura 63 mostra fotografias da instalação dos sensores na Replan.

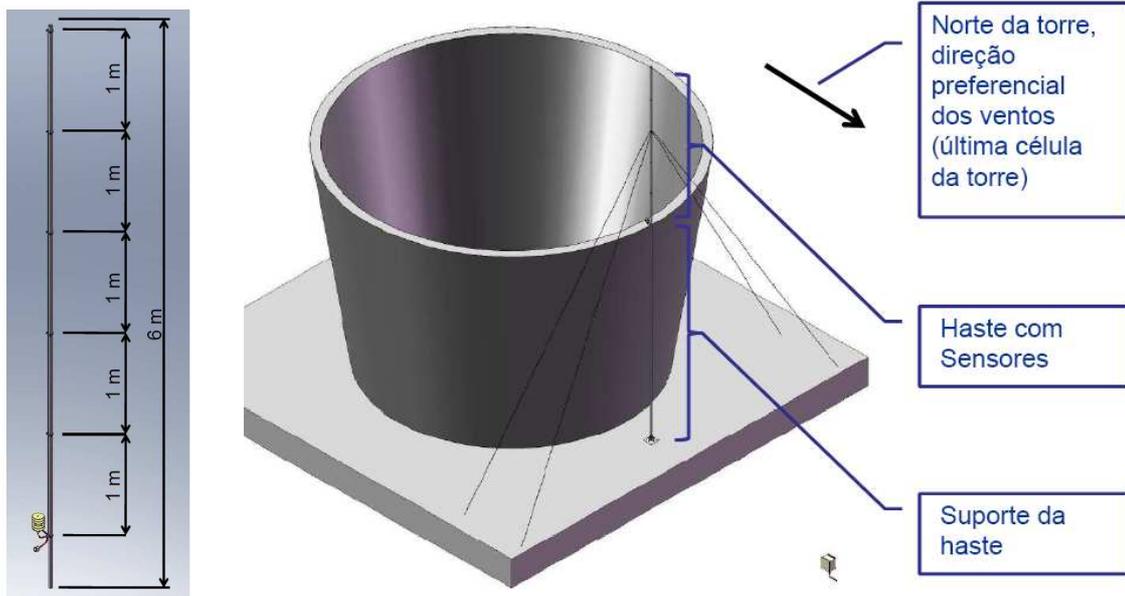


Figura 62 – Esquema de instalação dos sensores.



Figura 63 – Fotografias da instalação na Replan: equipamento de aquisição de dados (esquerda) e haste com os sensores no topo da torre (centro e direita).

Dados medidos na torre para dias secos são mostrados na carta de saída da torre na carta psicrométrica na Figura 64.

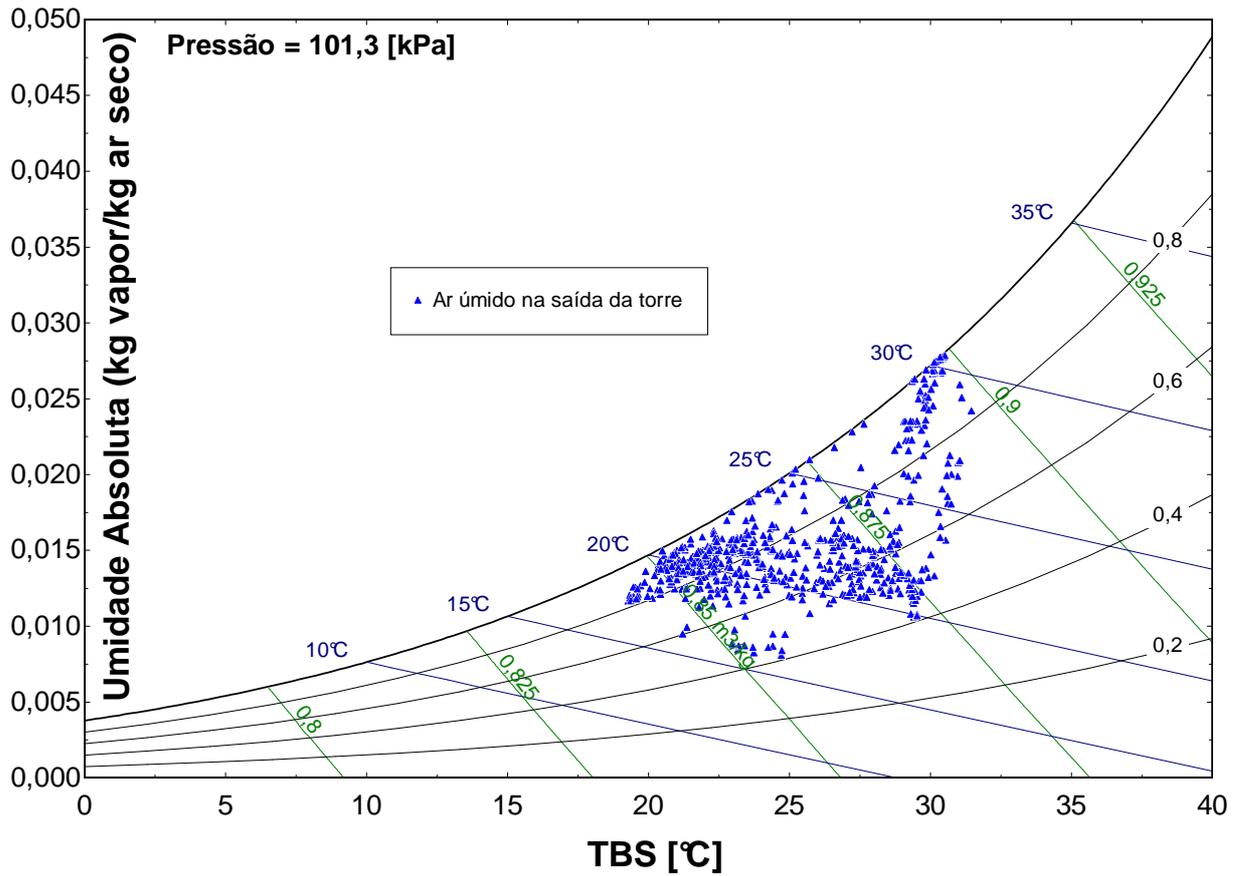


Figura 64 – Dados medidos pelo sensor instalado na torre de resfriamento da Replan.

Os dados do ar de saída da torre de umidificação da bancada experimental estão apresentados na Figura 65, estes dados foram gerados em dias secos.

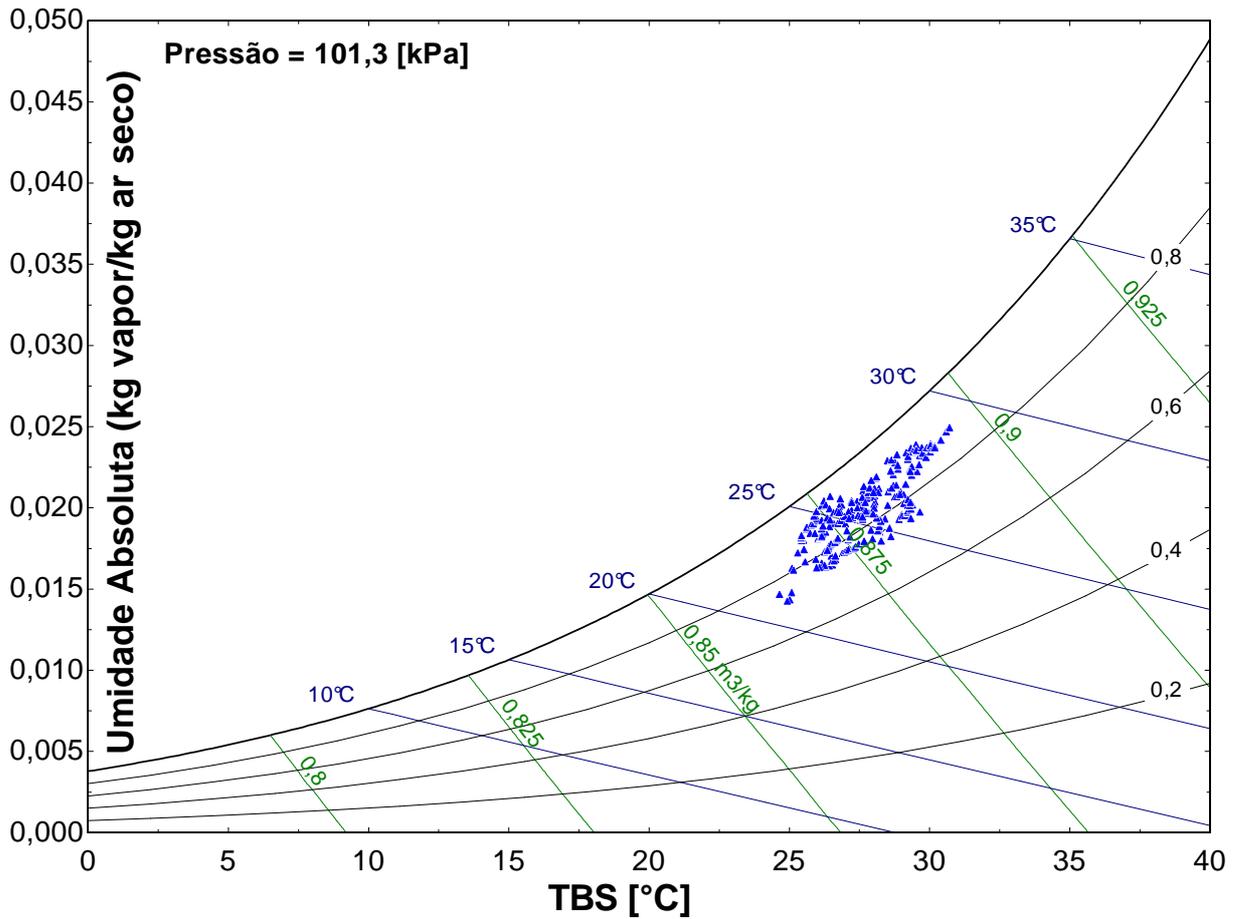


Figura 65 – Dados experimentais do ar de saída da torre de umidificação da bancada no período testado.

A Figura 66 mostra a comparação dos dados experimentais com os dados da Replan, nota-se que o ar de saída da torre da bancada tem estado termodinâmico próximo aos da torre da Replan. Isso é importante para realização de testes em condições próximas às de funcionamento na refinaria.

Neste capítulo foram analisados os resultados obtidos a partir de experimentos realizados em diversas configurações na bancada desenvolvida para testes de superfícies de desumidificação. A bancada mostrou ser adequada pela capacidade de controle de parâmetros e qualidade de dados obtidos.

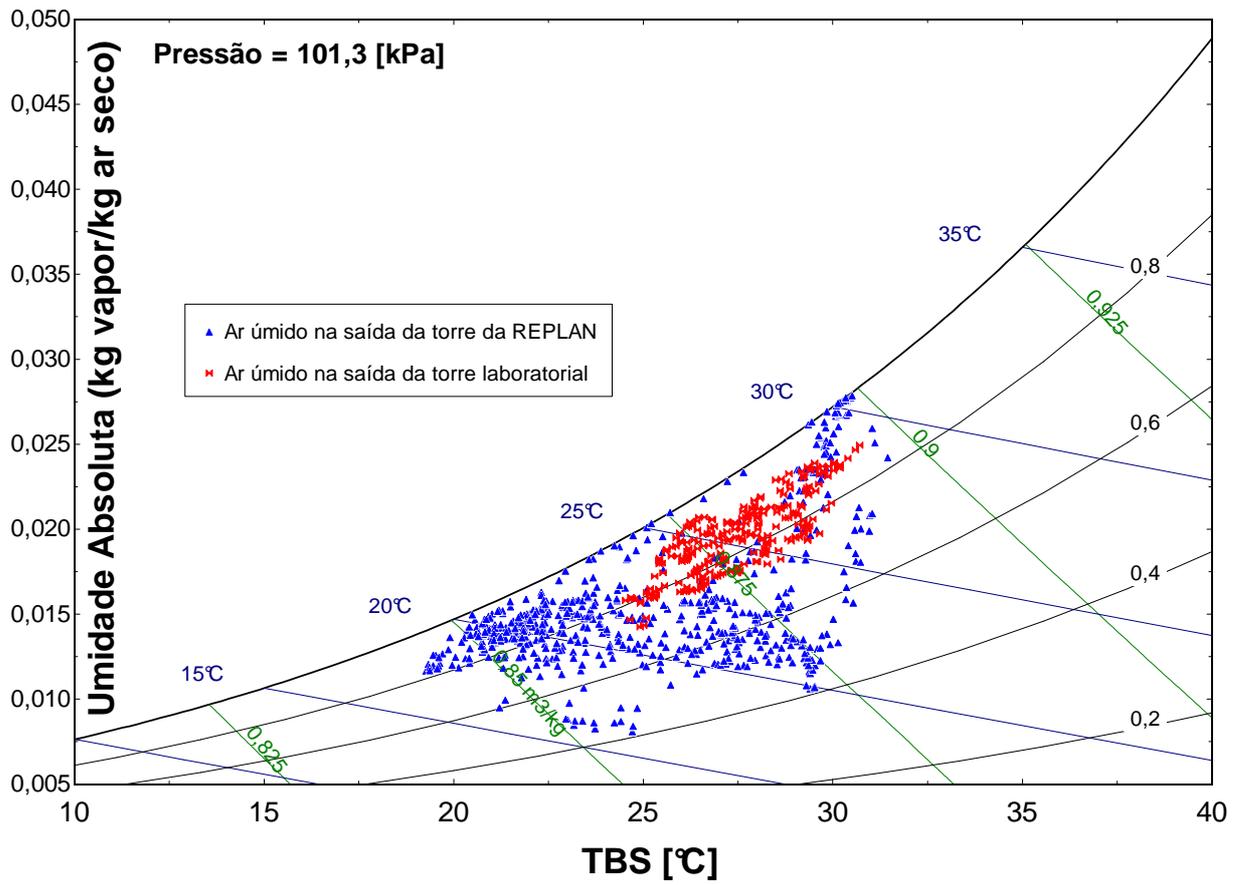


Figura 66 – Comparação entre os estados de saída da torre da Replan e laboratorial.

## CAPÍTULO 5

# CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Durante a realização do presente trabalho foi desenvolvida e montada uma bancada de umidificação e desumidificação de ar no Labtucal – UFSC. Nesse estudo foram apresentados os resultados experimentais para uma torre de umidificação de ar e para a desumidificação do ar em uma placa plana de alumínio resfriada por água. Além disso, foi implementado um modelo matemático de torre contra-corrente. Foi também realizada uma comparação dos dados experimentais com os dados do modelo matemático para o processo de umidificação e uma comparação dos dados experimentais com os dados da torre de uma refinaria da Petrobras (Replan).

O conhecimento do funcionamento de torres de resfriamento e processos psicrométricos de umidificação e desumidificação foi importante para o desenvolvimento da bancada experimental e para manipulação dos dados experimentais para apresentação dos resultados utilizando fundamentos de psicrometria.

A formulação de uma metodologia de testes da bancada permite que a bancada seja utilizada por outros alunos e facilita a continuidade da pesquisa.

O estudo do processo de desumidificação/condensação e recolhimento em uma placa plana mostrou que é possível a recuperação de água do ar úmido. Esse estudo poderá ser utilizado para comparação com outras superfícies que intensifiquem a condensação e recolhimento de água. A superfície testada não passou por nenhum tratamento superficial para melhorar a troca térmica e a afinidade da superfície com o líquido, o que melhoraria o recolhimento de água. A recuperação de água do ar úmido só tende a melhorar a partir do teste de outras superfícies de desumidificação. O estudo da desumidificação com foco no condensado é a grande contribuição desse trabalho.

A implementação de modelo matemático de torre contra-corrente possibilitou a comparação dos dados experimentais da torre de umidificação com os dados calculados a partir de um modelo consolidado na literatura de refrigeração e condicionamento de ar.

O presente trabalho mostrou que é possível a recuperação de aproximadamente 9% de água que é perdida em torres de resfriamento através da desumidificação por resfriamento. Para se ter uma idéia da importância dessa recuperação, supondo que fosse recuperado água das torres de resfriamento da Replan, onde cerca de 900 a 1000 m<sup>3</sup>/h de

água são evaporados nas torres de resfriamento. Esta quantidade de água seria suficiente para abastecer uma cidade de mais de 218.000 habitantes. A vazão de recuperação de água seria da ordem de até 97,4 m<sup>3</sup>/h, ou seja, 32,6 kg/s, equivalente ao consumo de uma cidade de 20.000 habitantes.

Como sugestão para trabalhos futuros recomenda-se:

- Realizar testes em dias com o ar ambiente mais úmido do que os testes realizados.
- Testar superfície com ranhuras para potencializar a troca térmica e o recolhimento de condensado.
- Testar telas metálicas resfriadas como meio de desumidificação.
- Substituir o banho térmico de água quente para um banho que consiga atingir e manter temperaturas mais altas.
- Colocar um enchimento na torre de umidificação para permitir que o ar ganhe mais umidade no processo. Outra alternativa seria, uma manipulação do ar antes de entrar na torre o que permitiria uma maior umidificação do ar e também um maior controle das propriedades do ar úmido.
- Pesquisar sistemas de aquisição que proporcionem erros de medição de temperaturas menores e se possível substituir o sistema de aquisição utilizado.

## BIBLIOGRAFIA

Beysens, D., O. Clus, M. Mileta, I. Milimouk, M. Muselli e V. S. Nikolayev. Collecting dew as a water source on small islands: the dew equipment for water project in Bis[breve]evo (Croatia). Energy, v.32, n.6, p.1032-1037. 2007.

Beysens, D., I. Milimouk, V. Nikolayev, M. Muselli e J. Marcillat. Using radiative cooling to condense atmospheric vapor: a study to improve water yield. Journal of Hydrology, v.276, n.1-4, p.1-11. 2003.

Beysens, D., M. Muselli, I. Milimouk, C. Ohayon, S. M. Berkowicz, E. Soyeux, M. Mileta e P. Ortega. Application of passive radiative cooling for dew condensation. Energy, v.31, n.13, p.2303-2315. 2006.

Chang, T.-B. Effects of capillary forces on laminar filmwise condensation on horizontal disk in porous medium. Applied Thermal Engineering, v.26, n.17-18, p.2308-2315. 2006.

Cienfuegos, F. Estatística aplicada ao laboratório. Rio de Janeiro: Interciência. 2005

Cochran, M., J. Goodnight, B. Babin e S. Eckels. Condensing dryers with enhanced dehumidification using surface tension elements. Applied Thermal Engineering, v.29, n.4, p.723-731. 2009.

D. Beysens, V. N., I. Milimouk, M. Muselli. A Study of Dew and Frost Precipitation at Grenoble. Proceedings: Second International Conference on Fog and Fog Collection. St. John's, Newfoundland, Canada. July 15 - 20, 2001, 2001. p.

Davies, P. A. e C. Paton. The seawater greenhouse in the United Arab Emirates: Thermal modelling and evaluation of design options. Desalination, v.173, n.2, p.103-111. 2005.

Delmée, G. J. Manual de Medição de Vazão: Edgard Blücher Ltda. 1982

Gandhidasan, P. e H. I. Abualhamayel. Modeling and testing of a dew collection system. Desalination, v.180, n.1-3, p.47-51. 2005.

Habeebullah, B. A. Potential use of evaporator coils for water extraction in hot and humid areas. Desalination, v.237, n.1-3, p.330-345. 2009.

Holman, J. P. Experimental methods for engineers. New York: McGraw-Hill. 1994. xviii, 616 p. (McGraw-Hill series in mechanical engineering.)

Izumi, M., S. Kumagai, R. Shimada e N. Yamakawa. Heat transfer enhancement of dropwise condensation on a vertical surface with round shaped grooves. Experimental Thermal and Fluid Science, v.28, n.2-3, p.243-248. 2004.

Kuehn Th, R. J., Threlkeld JI. Thermal environmental engineering. New Jersey: Prentice-Hall Inc. 1998

Lindblom, J. e B. Nordell. Water production by underground condensation of humid air. Desalination, v.189, n.1-3, p.248-260. 2006.

Ma, X.-H., X.-D. Zhou, Z. Lan, Y.-M. Li e Y. Zhang. Condensation heat transfer enhancement in the presence of non-condensable gas using the interfacial effect of dropwise condensation. International Journal of Heat and Mass Transfer, v.51, n.7-8, p.1728-1737. 2008.

Moreira, J. R. S. Fundamentos e Aplicações da Psicrometria. São Paulo: RPA. 1999

Nikolayev, V. S., D. Beysens, A. Gioda, I. Milimouka, E. Katiushin e J. P. Morel. Water recovery from dew. Journal of Hydrology, v.182, n.1-4, p.19-35. 1996.

Nilsson, T. Initial experiments on dew collection in Sweden and Tanzania. Solar Energy Materials and Solar Cells, v.40, n.1, p.23-32. 1996.

Rajvanshi, A. K. Large scale dew collection as a source of fresh water supply. Desalination, v.36, n.3, p.299-306. 1981.

Rosa, J. C. D. L., A. Escrivá, L. E. Herranz, T. Cicero e J. L. Muñoz-Cobo. Review on condensation on the containment structures. Progress in Nuclear Energy, v.51, n.1, p.32-66. 2009.

Starr, V. P., Anati, D. A., Salstein, D. A. Effectiveness of Controlled Convection in Producing Precipitation. Journal of Geophysical Research, v.79 (27), p.4047-4052. 1974.

Thomas H. Kuehn, J. W. R., James L. Threlkeld. Thermal environmental engineering. New Jersey: Prentice-Hall Inc. 1998

Vemuri, S., K. J. Kim, B. D. Wood, S. Govindaraju e T. W. Bell. Long term testing for dropwise condensation using self-assembled monolayer coatings of n-octadecyl mercaptan. Applied Thermal Engineering, v.26, n.4, p.421-429. 2006.

Vlachogiannis, M., V. Bontozoglou, C. Georgalas e G. Litinas. Desalination by mechanical compression of humid air. Desalination, v.122, n.1, p.35-42. 1999.

Wahlgren, R. V. Atmospheric water vapour processor designs for potable water production: a review. Water Research, v.35, n.1, p.1-22. 2001.

Wang, S.-C., C. O.-K. Chen e Y.-T. Yang. Film condensation on a finite-size horizontal wavy plate bounded by a homogenous porous layer. Applied Thermal Engineering, v.25, n.4, p.577-590. 2005.

## Apêndice A

# INCERTEZAS EXPERIMENTAIS DO SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

Neste trabalho foi utilizado um sistema de aquisição de dados CR1000 e um multiplexador AM25T ambos da marca Campbell® e termopares da OMEGA do tipo K para medição de temperatura na bancada de umidificação e desumidificação. O conjunto sistema de aquisição e termopares foi calibrado para conhecimento da incerteza de medição de temperatura. O conjunto apresentou uma incerteza absoluta de 0,8 °C e uma incerteza relativa de 0,25°C.

### A.1 Incertezas Experimentais do Manômetro e do Rotâmetro

O manômetro utilizado neste experimento possui uma escala graduada em sua lateral onde foram observados os diferentes níveis em que a coluna de água atingiu obtendo assim a pressão dinâmica e conseqüentemente a vazão promovida pelo ventilador.

A resolução da escala do manômetro é de 10 Pa, mas como ele está inclinado com uma sensibilidade de 1:10, então a resolução da escala do manômetro inclinado é de 1 Pa.

O rotâmetro utilizado neste experimento possui uma escala graduada para medir a vazão de água quente. A resolução da escala do rotâmetro é de 10L/h.

### A.2 Propagação de Incertezas

Segundo Holman (1994), a propagação de incerteza para as diferentes operações matemáticas entre variáveis utilizadas neste experimento pode ser calculada através da seguinte expressão:

$$\delta V(X, Y, \dots) = \left[ \left( \frac{\partial V}{\partial X} \delta X \right)^2 + \left( \frac{\partial V}{\partial Y} \delta Y \right)^2 + \left( \frac{\partial V}{\partial \dots} \delta \dots \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.1})$$

Desta forma a incerteza apresentada para o cálculo das potências de umidificação, resfriamento, desumidificação e aquecimento são apresentadas a seguir.

As potências necessárias para o processo de umidificação e desumidificação foram calculadas a partir dos fundamentos de psicrometria e comparadas com a potência de resfriamento da água que umidifica o ar e com a potência de aquecimento da água que resfria a superfície de desumidificação. A forma como foi calculada propagação de incertezas para estes parâmetros é mostrada a seguir.

A potência de resfriamento da água é dada pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_{\text{resfriamento}} = \dot{m}_{\text{agua quente}} c_{pm} \Delta t_{\text{agua quente}} \quad (\text{A.2})$$

Aplicando a propagação de incertezas, tem-se:

$$\delta \dot{Q}_{\text{resfriamento}} = \left[ \left( \frac{\partial \dot{Q}_{\text{resfriamento}}}{\partial \dot{m}_{\text{agua quente}}} \delta \dot{m}_{\text{agua quente}} \right)^2 + \left( \frac{\partial \dot{Q}_{\text{resfriamento}}}{\partial c_{pm}} \delta c_{pm} \right)^2 + \left( \frac{\partial \dot{Q}_{\text{resfriamento}}}{\partial (\Delta t_{\text{agua quente}})} \delta (\Delta t_{\text{agua quente}}) \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.3})$$

A equação para incerteza da potência de resfriamento é escrita como:

$$\delta \dot{Q}_{\text{resfriamento}} = \left[ \left( c_{pm} \Delta t_{\text{agua quente}} \delta \dot{m}_{\text{agua quente}} \right)^2 + \left( \dot{m}_{\text{agua quente}} \Delta t_{\text{agua quente}} \delta c_{pm} \right)^2 + \left( \dot{m}_{\text{agua quente}} c_{pm} \delta (\Delta t_{\text{agua quente}}) \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.4})$$

A potência necessária para umidificar o ar a partir da evaporação de parte da água é dada por:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_a \Delta h_{umid} \quad (A.5)$$

Logo:

$$\delta \dot{Q}_{evap} = \left[ \left( \frac{\partial \dot{Q}_{evap}}{\partial \dot{m}_a} \delta \dot{m}_a \right)^2 + \left( \frac{\partial \dot{Q}_{evap}}{\partial (\Delta h_{umid})} \delta (\Delta h_{umid}) \right)^2 \right]^{1/2} \quad (A.6)$$

A incerteza é representada por:

$$\delta \dot{Q}_{evap} = \left[ \left( \Delta h_{umid} \delta \dot{m}_a \right)^2 + \left( \dot{m}_a \delta (\Delta h_{umid}) \right)^2 \right]^{1/2} \quad (A.7)$$

A potência de aquecimento da água que resfria a placa é dada por:

$$\dot{Q}_{aquecimento} = \dot{m}_{agua\ fria} c_{pm} \Delta t_{agua\ fria} \quad (A.8)$$

$$\delta \dot{Q}_{aquecimento} = \left[ \left( \frac{\partial \dot{Q}_{aquecimento}}{\partial \dot{m}_{agua\ fria}} \delta \dot{m}_{agua\ fria} \right)^2 + \left( \frac{\partial \dot{Q}_{aquecimento}}{\partial c_{pm}} \delta c_{pm} \right)^2 + \left( \frac{\partial \dot{Q}_{aquecimento}}{\partial (\Delta t_{agua\ fria})} \delta (\Delta t_{agua\ fria}) \right)^2 \right]^{1/2} \quad (A.9)$$

A incerteza fica representada pela a equação:

$$\delta \dot{Q}_{aquecimento} = \left[ \left( c_{pm} \Delta t_{agua\ fria} \delta \dot{m}_{agua\ fria} \right)^2 + \left( \dot{m}_{agua\ fria} \Delta t_{agua\ fria} \delta c_{pm} \right)^2 + \left( \dot{m}_{agua\ fria} c_{pm} \delta (\Delta t_{agua\ fria}) \right)^2 \right]^{1/2} \quad (A.10)$$

A potência necessária para ocorrer o processo de desumidificação é dada por:

$$\dot{Q}_{desumid} = \dot{m}_a \Delta h_{desumid} \quad (A.11)$$

$$\delta \dot{Q}_{desumid} = \left[ \left( \frac{\partial \dot{Q}_{desumid}}{\partial \dot{m}_a} \delta \dot{m}_a \right)^2 + \left( \dot{m}_a \delta (\Delta h_{desumid}) \right)^2 \right]^{1/2} \quad (A.12)$$

Assim temos a incerteza da potência de desumidificação:

$$\delta \dot{Q}_{desumid} = \left[ \left( \Delta h_{desumid} \delta \dot{m}_a \right)^2 + \left( \dot{m}_a \delta (\Delta h_{desumid}) \right)^2 \right]^{1/2} \quad (A.13)$$

## Apêndice B

### PROCEDIMENTO DE CÁLCULO DO PROGRAMA

O procedimento de cálculo realizado pelo programa é o seguinte:

Inserem-se os dados de entrada:

- vazão mássica de ar de entrada:  $\dot{m}_a$
- estado termodinâmico do ar de entrada na torre:  $TBS_{in}$ ,  $TBU_{in}$ ,  $P_1$
- vazão mássica de água quente:  $\dot{m}_w$
- temperatura da água quente na entrada:  $t_{w,in}$
- temperatura da água quente na saída:  $t_{w,out}$
- numero de divisões da torre:  $N_{step}$

Identificam-se as condições iniciais:

$$i = 0$$

$$TBS_0 = TBS_{in}$$

$$TBU_0 = TBU_{in}$$

$$t_0 = t_{w,out}$$

$$h_0 = \text{Entalpia do ar úmido a } TBS_{in}, TBU_{in} \text{ e } P_1$$

$$\Delta t_w = \frac{t_{w,in} - t_{w,out}}{N_{step}}$$

$$i = i + 1$$

$$t_{w,1} = t_{w,0} + \Delta t_w$$

$$\bar{t}_w = \frac{t_{w,0} + t_{w,1}}{2}$$

$$h_1 = h_0 + (\dot{m}_w / \dot{m}_a) \cdot 4,19 \cdot \Delta t_w$$

$$\bar{h} = \frac{h_0 + h_1}{2}$$

$\bar{h}_{sat,tw}$  = Entalpia do ar úmido a  $TBS = \bar{t}_w$ ,  $UR = 100\%$  e  $P_1$

$$x = \frac{1}{\bar{h}_{sat,tw} - \bar{h}}$$

Calcula-se o estado do ar no fim da seção 1 com a equação (2.29).

Atualizam-se os valores.

Repete o procedimento.

Este processo continua até que o estado do ar na saída da torre ( $TBS_{out}$ ,  $TBU_{out}$ ) seja determinado.