

**JOSÉ RUI CAMARGO**

**SISTEMAS DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO E  
EVAPORATIVO-ADSORTIVO APLICADOS AO  
CONDICIONAMENTO DE AR**

**Tese apresentada à Faculdade de  
Engenharia do Campus de Guaratinguetá,  
Universidade Estadual Paulista, para a  
obtenção do título de Doutor em  
Engenharia Mecânica na área de  
Transmissão e Conversão de Energia.**

**Orientador: Prof. Dr. Carlos Daniel Ebinuma**

**Guaratinguetá  
2003**

## DADOS CURRICULARES

JOSÉ RUI CAMARGO

**NASCIMENTO: 07.03.1955 – SÃO BENTO DO SAPUCAÍ – SP.**

**FILIAÇÃO: Ruy de Souza Camargo  
Wilma Pereira de Camargo**

**1973/1977 Curso de Graduação em Engenharia Mecânica  
Escola Federal de Engenharia de Itajubá – EFEI**

**1998/2000 Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível de Mestrado  
na Universidade de Taubaté**

**2001/2003 Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível de Doutorado  
na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da UNESP**

### **PRODUÇÃO CIENTÍFICA NOS ÚLTIMOS 5 ANOS**

CARDOSO, S.; CAMARGO, J. R.; TRAVELHO, J. S. Introdução à utilização do resfriamento evaporativo para condicionamento de ar automotivo. **Anais do XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica**, COBEM99, Águas de Lindóia, SP, 1999.

ABUD, M. J. M.; CAMARGO, J. R. Componentes de Ações Docentes para a Formação Científica e Social do Futuro Engenheiro Mecânico. **Anais do XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica**, COBEM99, Águas de Lindóia, SP, 1999.

CAMARGO, J. R., 2000. **Análise de métodos para avaliar a viabilidade técnica de sistemas de resfriamento evaporativo aplicados ao condicionamento de ar para conforto.** 2000. 106 f. Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Taubaté, Taubaté, SP, 2000.

CAMARGO, J. R.; CARDOSO, S.; TRAVELHO, J. S. Utilização do resfriamento evaporativo para conforto térmico humano em diversas cidades brasileiras. **Anais do Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, CONEM 2000, Natal, RN, 2000.**

CAMARGO, J. R.; CARDOSO, S.; TRAVELHO, J. S. Condicionamento de ar por resfriamento evaporativo. **Anais do 9º Congresso Chileno de Ingeniería Mecánica, IV Congresso Nacional de Energia, COCIM-CONAE 2000, Valparaíso, Chile, 2000.**

ABUD, M. J. M.; CAMARGO, J. R. O Projeto pedagógico e a ação docente. **Anais do XVIII Congresso Brasileiro de Ensino de Engenharia, COBENGE 2000, UFOP, Ouro Preto, MG, 2000.**

CAMARGO, J. R., CARDOSO, S., TRAVELHO, J. S. Temperatura de projeto para condicionamento de ar – uma nova proposta. **Anais do 8<sup>th</sup> Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences, ENCIT 2000, Porto Alegre, RS, 2000.**

CAMARGO, J. R.; EBINUMA, C. D. Resfriamento evaporativo: poupando a energia e o meio ambiente. **Anais da Jornada de Iniciação Científica e de Pós-Graduação, JORNADA 2001, UNESP/FEG, Guaratinguetá, SP, 2001.**

CAMARGO, J. R.; FARIA, M. P. Impacto do Aquecimento Global em Sistemas de Condicionamento de Ar. **Anais do Congresso Brasileiro de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento, CONBRAVA, São Paulo, SP, 2001.**

CAMARGO, J. R.; EBINUMA, C. D. Utilização de Sistemas de Resfriamento Evaporativo Acoplados a Desumidificadores Dessecantes para Diversas Cidades Brasileiras. **Anais do Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, CONEM 2002, UFPB, João Pessoa, PB, 2002.**

CAMARGO, J. R.; EBINUMA, C. D. A mathematical model for direct and indirect evaporative cooling air conditioning systems. **Anais do 9<sup>th</sup> Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences**, Caxambú, MG, 2002.

CAMARGO, J. R.; EBINUMA, C. D. Desumidificação dessecante: características de alguns sistemas e substâncias utilizadas. **Anais da Jornada de Iniciação Científica e de Pós-Graduação**, JORNADA 2002, UNESP/FEG. Guaratinguetá, SP, 2002.

CAMARGO, J. R.; EBINUMA, C. D.; Influência dos parâmetros de operação em sistemas de resfriamento evaporativo com pré-desumidificação por adsorção. In: **Feira e Congresso de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do Mercosul – MERCOFRIO 2002**, Florianópolis, SC, 2002.

GODOY JR, E.; SILVEIRA, J. L.; CAMARGO, J. R.; CARROCCI, L. R.; GIACÁGLIA, G.E.O. Biodigestores associados a sistema de cogeração para o aproveitamento do biogás produzido a partir de resíduos de suinocultura. **Anais do Decimo Congreso Chileno de Ingenieria Mecânica**, Santiago, Chile, 2002.

CAMARGO, J. R.; CUNHA, C. M. Metodologia de projeto de um laboratório para o setor farmacêutico no padrão ISO. **Anais do III Congresso Interamericano de Qualidade do Ar, Canoas**, RS, 2003.

CAMARGO, J. R.; EBINUMA, C. D.; SILVEIRA, J. L. Thermoeconomic analysis of an evaporative desiccant air conditioning system. **Applied Thermal Engineering**, 23 (2003), 2003. p.1537-1549.

À minha mãe Wilma, à minha esposa Miriam e aos meus filhos Rodrigo,  
Mariana e Tatiane.

## AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Carlos Daniel Ebinuma, pela orientação precisa, pelo acompanhamento, pela ajuda na condução deste trabalho e, principalmente, pela amizade,

Ao prof. Dr. José Luz Silveira, pelo incentivo constante,

A todos os professores do Departamento de Energia da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá pela dedicação e empenho na transmissão de seus conhecimentos,

Aos membros da banca de qualificação e de defesa pelas sugestões quanto à apresentação deste trabalho,

À Pró-reitoria de Pesquisa e Pós-graduação da Universidade de Taubaté, pela concessão de bolsa de estudo - Proc. n<sup>o</sup> MEC-298/00,

Ao Sr. Zsolt Makray, da Viva Equipamentos Comercial Ltda., por ter, gentil e prontamente, cedido o equipamento de resfriamento evaporativo para os testes de desempenho.

Ao Eduardo, Rosana e Valesca, pela colaboração e assessoria computacional,

Às secretárias da Pós-graduação e às funcionárias da biblioteca, tanto da UNITAU quanto da FEG, pelo pronto atendimento,

Ao meu filho Rodrigo pela preciosa colaboração na produção dos desenhos e dos diagramas,

Às minhas filhas Mariana e Tatiane, pela inspiração,

À Miriam, minha esposa, pela dedicação, paciência e amor.

CAMARGO, J. R. **Sistemas de resfriamento evaporativo e evaporativo-adsortivo aplicados ao condicionamento de ar.** 2003. 140f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2003.

## RESUMO

O resfriamento evaporativo consiste na utilização da evaporação da água através da passagem de um fluxo de ar, provocando a redução na temperatura do ar e, apesar de utilizarem tecnologia relativamente simples, ainda são pouco utilizados para o condicionamento de ar em regiões de clima úmido. Este trabalho realiza um estudo dos potenciais e limitações de sistemas de condicionamento de ar por resfriamento evaporativo e evaporativo-adsortivo quando utilizados com o objetivo de propiciar conforto térmico ao homem e reduzir o consumo de energia. Apresenta-se, inicialmente, o princípio de funcionamento de sistemas de resfriamento evaporativo e de desumidificadores por adsorção. A seguir, apresentam-se os resultados dos ensaios de desempenho realizados em um resfriador evaporativo direto e propõe-se um novo sistema a ser utilizado em regiões em que as condições de conforto não podem ser supridas pelo resfriamento evaporativo somente. Estuda-se a aplicação desses sistemas a diversas cidades, caracterizadas por diferentes condições climáticas e conclui-se que os sistemas de resfriamento evaporativo acoplados a um desumidificador adsortivo apresentam perspectivas promissoras, principalmente para aplicação em condicionamento de ar onde existem fontes de calor de baixo custo ou calor residual disponível. A análise das condições do ar de insuflamento demonstra a viabilidade da utilização do sistema proposto para conforto térmico humano em regiões de clima úmido como uma alternativa aos sistemas convencionais de condicionamento de ar, poupando energia e protegendo o meio ambiente.

**PALAVRAS-CHAVE:** Resfriamento evaporativo, Desumidificação por adsorção, Conforto térmico.

CAMARGO, J. R. **Evaporative and desiccant cooling systems applied to air conditioning.** 2003. 140f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2003.

## ABSTRACT

Evaporative cooling consists in using water evaporation through the passage of an air flow, thus decreasing the air temperature. In spite of using simple technology, it is seldom used for air conditioning in humid climate regions. This thesis develops a methodology that can be used to establish potentials and limitations of air conditioning systems by evaporative and desiccant cooling when used for human thermal comfort and lower power consumption. Firstly, the operational principles of evaporative cooling and dehumidification by adsorption systems are presented. Next, the results of performance tests developed on a direct evaporative cooler are described. Finally, a new system to be used in regions where the thermal comfort conditions cannot be supplied only by evaporative cooling is proposed. The applications of this system in several cities, characterized by different climate conditions are studied. It concluded that evaporative cooling systems coupled to a dehumidification adsorption system present promising perspectives, mainly to low cost air conditioning applications where residual heat sources are available. The analysis of the supply air conditions shows the feasibility of the proposed system for human thermal comfort in humid climates as an alternative to conventional air conditioning systems, saving energy and protecting the environment.

**KEYWORDS:** Evaporative cooling, Desiccant dehumidification, Thermal comfort.



## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 - Resfriador evaporativo direto (RED)	21
FIGURA 1.2 - Resfriador evaporativo indireto: (a) tipo placa, (b) tipo tubo	22
FIGURA 1.3 - Resfriador evaporativo tipo spray com circulação constante de água	22
FIGURA 1.4 - Resfriamento evaporativo direto	23
FIGURA 1.5 - Resfriamento evaporativo indireto	24
FIGURA 1.6 - Resfriamento evaporativo em dois estágios: indireto/direto	24
FIGURA 1.7 - Resfriamento evaporativo em três estágios	25
FIGURA 1.8 - Resfriador em três estágios	25
FIGURA 1.9 - Resfriamento evaporativo com pré-desumidificação por adsorção	26
FIGURA 1.10 - Célula evaporativa (GLACIER-COR, 1999)	27
FIGURA 1.11 - Ciclo dessecante	32
FIGURA 1.12 - Desumidificador tipo torre	36
FIGURA 1.13 - Desumidificador tipo cilindro rotativo	37
FIGURA 1.14 - Configurações de sistemas evaporativos para condicionamento de ar	44
FIGURA 1.15 - Resfriamento evaporativo com pré-desumidificação	49
FIGURA 1.16 - Sistema utilizado por Shen e Worek (1996)	51
FIGURA 1.17 - Sistema utilizado por Belding e Delmas (1997)	51
FIGURA 1.18 - Sistema utilizado por Jalalzadeh-Azar (2000)	52
FIGURA 1.19 - Sistema utilizado por Vineyard et al (2000)	52
FIGURA 1.20 - Sistema utilizado por Jain et al (2000b)	53
FIGURA 1.21 - Sistema utilizado por Zhenqian e Mincheng (2000)	54
FIGURA 2.1 - Carta de conforto ASHRAE (CAMARGO, 2000)	56
FIGURA 2.2 - Zonas de conforto ASHRAE. (a) representa a zona de conforto para inverno e verão de acordo com a temperatura efetiva e (b) representa a mudança relativa da zona de conforto para o resfriamento evaporativo (CAMARGO, 2000)	57
FIGURA 2.3 - Delimitação da região de onde é possível atingir a zona de conforto por resfriamento evaporativo	58
FIGURA 2.4 - Variação anual de temperatura	61
FIGURA 2.5 - Temperatura efetiva para um dia mensal típico (mês mais quente)	63
FIGURA 2.6 - Resfriador evaporativo direto (Viva Equipamentos)	64

FIGURA 2.7 - Temperaturas médias	66
FIGURA 2.8 - Sensação térmica e temperatura ambiente	67
FIGURA 2.9 - Temperaturas efetivas médias	68
FIGURA 2.10 - Temperaturas de bulbo seco, úmido, da água e do painel	69
FIGURA 2.11 - Efetividade x TBS externa	70
FIGURA 2.12 - Efetividade x UR externa	70
FIGURA 2.13 - Efetividade x velocidade do ar	71
FIGURA 2.14 - Potência consumida x vazão	73
FIGURA 2.15 - Fluxos de ar de processo e de reativação	74
FIGURA 2.16 - Influência dos fluxos do ar de reativação e do ar de processo	76
FIGURA 2.17 - Influência da temperatura de reativação	79
FIGURA 2.18 - Capacidade de adsorção em função do tempo	83
FIGURA 2.19 - Capacidade de adsorção em função da umidade relativa	83
FIGURA 3.1 - Sistema de resfriamento evaporativo acoplado a um desumidificador	85
FIGURA 3.2 - Diagrama psicrométrico com as zonas de conforto e as condições externas de projeto para Belém (A), Brasília (B), Campo Grande (C), Manaus (D), Rio de Janeiro (E), Terezina (F), São Luiz (G) e São Paulo (H)	89
FIGURA 3.3 - Diagrama esquemático do sistema proposto	89
FIGURA 3.4 - Processos psicrométricos para o sistema proposto	90
FIGURA 3.5 - Temperatura de reativação x potência de reativação	94
FIGURA 3.6 - Temperatura de reativação x capacidade de resfriamento	94
FIGURA 3.7 - Temperatura de reativação x coeficiente de desempenho (COP)	95
FIGURA 3.8 - Temperatura de reativação x temperatura e umidade absoluta	95
FIGURA 3.9 - Temperatura de reativação x eficiência da 2ª Lei da Termodinâmica	96
FIGURA 3.10 - Fluxograma do programa SISREAD	97
FIGURA 3.11 - Diagrama físico	99
FIGURA 3.12 - Diagrama funcional termoeconômico	101
FIGURA 3.13 - Variação do custo em função da área condicionada	107

## LISTA DE TABELAS

TABELA 1.1 - Classificação do tamanho dos poros	30
TABELA 2.1 - Sensação de resfriamento equivalente	72
TABELA 2.2 – Influência da velocidade do ar na temperatura de insuflamento e na sensação de resfriamento equivalente (SRE)	72
TABELA 2.3 - Condições termodinâmicas dos fluxos de ar	75
TABELA 2.4 - Influência da umidade do ar de reativação no ar de processo	80
TABELA 3.1 - Propriedades termodinâmicas do ar de insuflamento e de reativação para São Paulo	91
TABELA 3.2 - Condições externas e de insuflamento para diversas cidades	91
TABELA 3.3 - Temperatura e umidade do ar de processo na saída do desumidificador	92
TABELA 3.4 - Custos dos ventiladores	105
TABELA 3.5 - Custos das bombas de aspersão	106
TABELA 3.6 - Fluxos de massa e vazão de água	108
TABELA 3.7 - Custo total da água	109
TABELA 3.8 - Propriedades termodinâmicas na entrada e saída de cada unidade	110
TABELA 3.9 - Propriedades termodinâmicas para os três casos	110
TABELA 3.10- Potência elétrica dos ventiladores e de reativação	111
TABELA 3.11- Funções de incremento exergético	112
TABELA 3.12- Custos de investimentos	113
TABELA 3.13- Custo de Manufatura Exergético	114

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ABRAVA	Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento
ARI	American Refrigerating Institute
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers
CME	Custo de Manufatura Exergético
COP	coeficiente de desempenho
DD	desumidificador dessecante
ID	índice de desempenho
NTU	número total de unidades de transferência de calor
PMV	Predicted Mean Vote
r	retorno
RED	resfriador evaporativo direto
REI	resfriador evaporativo indireto
RPH	rotação por hora
rpm	rotação por minuto
REIR	resfriador evaporativo indireto regenerativo
SRE	sensação de resfriamento equivalente
TC	trocador de calor
TE	temperatura efetiva

## LISTA DE SÍMBOLOS

C	custo do equipamento	US\$
$C_a$	calor específico a pressão constante do ar seco	kJ/kg K
cf	fator de conversão	US\$/euro
CF	fator de custo	[1]
$C_{AR}$	custo de produção do ar frio	US\$/kWh
$C_{el}$	custo da eletricidade	US\$/kWh
$C_{gas}$	custo do gás	US\$/m <sup>3</sup>
$C_{ENERGIA}$	custos da energia	US\$
$C_{pv}$	calor específico a pressão constante do vapor d'água	kJ/kg K
$C_{BOMBA}$	custo das bombas	US\$
$C_{REF}$	custo do equipamento de referência	US\$
$C_{VENT}$	custo do ventilador	US\$
CME	custo de manufatura exergético	US\$/ano
COP	coeficiente de desempenho	[1]
$C_p$	calor específico à pressão constante	kJ/kg K
e	exergia específica	kJ/kg
$E_{VENT}$	potência elétrica do ventilador	kW
$E_{REAT}$	potência de reativação	kW
f	fator de anuidade	1/ano
$F_i$	constantes da equação da pressão de saturação de vapor	[1]
F.P.	ar frio produzido	kW
H	período equivalente de utilização	h/ano
h	entalpia específica	kJ/kg
$I_{pl}$	investimento total na planta	US\$
$I_{des}$	investimento no desumidificador	US\$
$I_{res}$	investimento nos resfriadores evaporativos	US\$
$I_{vent}$	investimento nos ventiladores	US\$
$I_{bomba}$	investimento nas bombas	US\$
H	altitude acima do nível do mar	m
L	calor latente de vaporização	kJ/kg
m	massa	kg

$\dot{m}_{AR}$	fluxo mássico do ar	kg/s
$\dot{m}_P$	fluxo mássico do ar de processo	kg/s
$\dot{m}_R$	fluxo mássico do ar de reativação	kg/s
$\dot{m}_{RET}$	fluxo mássico do ar de retorno	kg/s
$\dot{m}_{EXT}$	fluxo mássico do ar externo	kg/s
$\dot{m}_{\acute{A}GUA}$	fluxo mássico de água	kg/s
$n$	rotação	rps
$n_S$	rotação específica	rpm
$P$	pressão	kPa
$P_v$	pressão de vapor	kPa
$P_a$	pressão parcial do ar seco	kPa
$P_{vs}$	pressão de saturação de vapor à TBS	kPa
$P_{swb}$	pressão de saturação de vapor à TBU	kPa
$PR$	potência de reativação	kW
$Q$	vazão em volume	m <sup>3</sup> /s
$Q_R$	potência de aquecimento para reativação	kW
$R/P$	relação ar de reativação/ ar de processo	[1]
$s$	entropia específica	kJ/kg K
$T$	temperatura	°C
$T_n$	temperatura de neutralidade térmica	°C
$T_{reat}$	temperatura de reativação	°C
$TBS$	temperatura de bulbo seco	°C
$TBU$	temperatura de bulbo úmido	°C
$TE$	temperatura efetiva	°C
$UR$	umidade relativa	[1]
$V$	volume	m <sup>3</sup>
$v$	velocidade	m/s
$x$	porcentagem de ar	[1]
$w$	umidade específica	kg <sub>água</sub> /kg <sub>ar</sub>
$Y$	função de incremento exerético	kW

## LETRAS GREGAS

$\varepsilon_d$	efetividade do resfriador evaporativo direto (saturação)	[1]
$\varepsilon_I$	efetividade do resfriador evaporativo indireto	[1]
$\gamma$	coeficiente auxiliar na Equação (3.5)	kPa/ K
$\eta$	eficiência	[1]
$\rho$	massa específica	kg/m <sup>3</sup>
$\tau$	trabalho específico	J/kg

# SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	09
LISTA DE TABELAS	11
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	12
LISTA SÍMBOLOS	13

## **CAPÍTULO 1 SISTEMAS DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO E DESUMIDIFICADORES ADSORTIVOS**

1.1	INTRODUÇÃO	19
1.2	SISTEMAS DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO	20
1.2.1	<b>Tipos de resfriadores evaporativos</b>	20
1.2.2	<b>Sistemas e processos psicrométricos</b>	23
1.2.3	<b>Sistema evaporativo com pré-desumidificação</b>	25
1.2.4	<b>Materiais empregados nas células evaporativas</b>	26
1.3	DESUMIDIFICAÇÃO POR ADSORÇÃO	28
1.3.1	<b>O fenômeno da adsorção</b>	29
1.3.2	<b>Ciclo dessecante</b>	32
1.3.3	<b>Principais tipos de dessecantes</b>	33
1.3.4	<b>Vida útil do dessecante</b>	35
1.3.5	<b>Tipos de desumidificadores</b>	35
1.4	O ESTADO DA ARTE	37
1.4.1	<b>Sistemas de resfriamento evaporativo</b>	37
1.4.2	<b>Sistemas com pré-desumidificação por adsorção</b>	49

## **CAPÍTULO 2 DESEMPENHO DE UM RESFRIADOR EVAPORATIVO DIRETO**

2.1	ZONAS DE CONFORTO TÉRMICO	55
2.2	MÉTODOS PARA AVALIAR OS SISTEMAS DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO	59
2.3	DESEMPENHO DE UM RESFRIADOR EVAPORATIVO DIRETO	63



<b>2.3.1</b>	<b>Curvas de variação da temperatura</b>	65
<b>2.3.2</b>	<b>Estimativa da condição de neutralidade térmica</b>	66
<b>2.3.3</b>	<b>Temperatura média efetiva das salas</b>	68
<b>2.3.4</b>	<b>Desempenho do resfriador evaporativo</b>	69
<b>2.4</b>	<b>DESEMPENHO DE UM DESUMIDIFICADOR ADSORTIVO</b>	73
<b>2.4.1</b>	<b>Variáveis de operação de um desumidificador por adsorção</b>	73

### **CAPÍTULO 3 RESFRIADORES EVAPORATIVOS ACOPLADOS A UM DESUMIDIFICADOR ADSORTIVO – SISTEMA PROPOSTO**

<b>3.1</b>	<b>CONFIGURAÇÃO DO SISTEMA</b>	84
<b>3.2</b>	<b>PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS</b>	85
<b>3.3</b>	<b>ANÁLISE DOS PARÂMETROS DE OPERAÇÃO</b>	90
<b>3.4</b>	<b>DESENVOLVIMENTO DO SOFTWARE SISREAD</b>	96
<b>3.5</b>	<b>ANÁLISE TERMOECONÔMICA DO SISTEMA PROPOSTO</b>	98
<b>3.5.1</b>	<b>Sistema utilizado: diagrama físico</b>	98
<b>3.5.2</b>	<b>Parâmetros pré-definidos</b>	99
<b>3.5.3</b>	<b>Custo de manufatura exergético</b>	100
<b>3.5.4</b>	<b>Diagrama funcional</b>	101
<b>3.5.5</b>	<b>Funções de incremento exergético</b>	102
<b>3.5.6</b>	<b>Equações de custo termoeconômico</b>	103
<b>3.5.7</b>	<b>Custos de energia</b>	107
<b>3.5.8</b>	<b>Análise termoeconômica</b>	110

### **CAPÍTULO 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO**

<b>4.1</b>	<b>ANÁLISE DOS MÉTODOS PARA AVALIAR A VIABILIDADE DE UTILIZAÇÃO DOS SISTEMAS DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO</b>	115
<b>4.2</b>	<b>INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS DE OPERAÇÃO NO DESEMPENHO DO DESUMIDIFICADOR</b>	116
<b>4.3</b>	<b>ANÁLISE DO DESEMPENHO DE UM RESFRIADOR EVAPORATIVO DIRETO</b>	117

4.4	ANÁLISE DO DESEMPENHO DO SISTEMA EVAPORATIVO-ADSORTIVO PROPOSTO	118
4.5	COMPARAÇÃO DO SISTEMA PROPOSTO COM OUTROS SIMILARES	119
4.6	RESULTADOS DA ANÁLISE TERMOECONÔMICA	121
	<b>CAPÍTULO 5 CONCLUSÕES</b>	122
	<b>REFERÊNCIAS</b>	124
	<b>APÊNDICES</b>	

# **CAPITULO 1 SISTEMAS DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO E DESUMIDIFICADORES ADSORTIVOS**

## **1.1 INTRODUÇÃO**

O condicionamento do ar contribui tanto para o aumento da eficiência do homem no trabalho quanto para seu conforto, principalmente nos períodos mais quentes do ano. Atualmente o sistema de refrigeração mais utilizado para esse fim é o sistema por compressão de vapor. No entanto, o resfriamento evaporativo pode ser uma alternativa econômica em muitos casos, podendo substituir o sistema convencional sob inúmeras condições ou ser utilizado como pré-resfriador no sistema convencional. Isso leva a uma minimização dos custos de operação dos sistemas que utilizam a refrigeração mecânica somente.

Os sistemas de resfriamento evaporativo, apesar de utilizarem tecnologia relativamente simples, são ainda muito pouco utilizados em regiões de clima tropical, como o Brasil. O objetivo deste trabalho é contribuir para o melhor entendimento desses sistemas, seus potenciais e limitações e estudar o desempenho tanto do resfriamento evaporativo quanto de um sistema evaporativo-adsortivo quando utilizados para: a) propiciar conforto térmico ao homem, b) melhorar a qualidade e o controle do ar interior e c) reduzir o consumo de energia.

Neste capítulo apresentam-se os principais tipos de resfriadores evaporativos (direto e indireto) e sistemas acoplados; trata-se dos materiais empregados em células evaporativas; apresenta-se uma descrição das aplicações e características dos desumidificadores adsortivos e, ainda, do fenômeno da adsorção e do ciclo dessecante e é feita uma revisão bibliográfica destacando os trabalhos publicados no Brasil e no exterior, que tratam do assunto. No Capítulo 2 são desenvolvidos métodos que permitem avaliar a possibilidade de utilização dos sistemas evaporativos em função das condições climáticas do local, apresentam-se os resultados dos ensaios de desempenho de um equipamento de resfriamento evaporativo direto (com as curvas de variação de temperatura, a estimativa da condição de neutralidade térmica, o desempenho térmico da sala condicionada e curvas de desempenho do próprio resfriador) e faz-se uma análise dos principais parâmetros que afetam o desempenho dos desumidificadores por adsorção. No capítulo 3 apresenta-se uma proposta de um sistema evaporativo-adsortivo que permite obter conforto térmico em condições não supridas somente pelos resfriadores

evaporativos e é feita uma análise dos parâmetros de operação do sistema. Faz-se uma análise energética e exergoeconômica (análise termoeconômica do sistema proposto quando operando em três diferentes condições de temperatura e fluxos de ar) e apresenta-se o software SISREAD, desenvolvido para o sistema proposto. O Capítulo 4 apresenta resultados e discussões e o Capítulo 5 os comentários finais e conclusões.

A grande contribuição deste trabalho é o estudo sistemático da aplicação de sistemas de resfriamento evaporativo ao condicionamento de ar para conforto térmico humano e a proposta de um sistema evaporativo-adsortivo a ser utilizado em regiões onde as condições climáticas não permitem a utilização de sistemas evaporativos somente.

## 1.2 SISTEMAS DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO

O resfriamento evaporativo é um processo de resfriamento que utiliza a evaporação de água para resfriar uma corrente de ar. Assim, neste sistema, os fluidos de trabalho são o ar e a água. Esse processo possui como principal característica o fato de ser mais eficiente quando as temperaturas são mais elevadas, ou seja, quando a necessidade de resfriamento é maior para o conforto humano. Além disso, em regiões secas, o aumento da umidade é benéfico e, em outras regiões, com a umidificação do ar insuflado, este deixa de causar o desconfortável ressecamento que os sistemas convencionais proporcionam.

O resfriamento evaporativo tem ainda como atrativos o baixo consumo de energia, facilidades de manutenção, instalação e operação. Por não utilizar gases CFC ou HFC não agride o meio ambiente. Por ser um sistema que opera com renovação total do ar, elimina-se a recirculação e a proliferação de fungos e bactérias, problema constante nos sistemas convencionais de condicionamento de ar.

### 1.2.1 Tipos de resfriadores evaporativos

Os equipamentos de resfriamento evaporativo podem ser de refrigeração evaporativa direta (RED) ou de refrigeração evaporativa indireta (REI).

Equipamentos de refrigeração direta resfriam um gás por contato direto ou com uma superfície líquida ou com uma superfície sólida molhada ou, ainda, através de *sprays*. A Figura 1.1 mostra, esquematicamente, um resfriador evaporativo direto.

Neste equipamento água é vaporizada dentro da corrente de ar e o calor e massa transferidos entre o ar e a água reduzem a temperatura de bulbo seco (TBS) do ar e aumentam sua umidade, mantendo constante a entalpia (resfriamento adiabático). No RED não há resfriamento real (redução na entalpia) e a mínima temperatura que se pode atingir é a de bulbo úmido do ar que entra no sistema.

É possível obter menores temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido na saída mas, para isso, a água recirculada que supre o equipamento deve ser resfriada anteriormente. O arranjo reduz os custos de operação entre 25% a 40% quando comparado aos custos de refrigeração mecânica somente (ASHRAE, 1995).

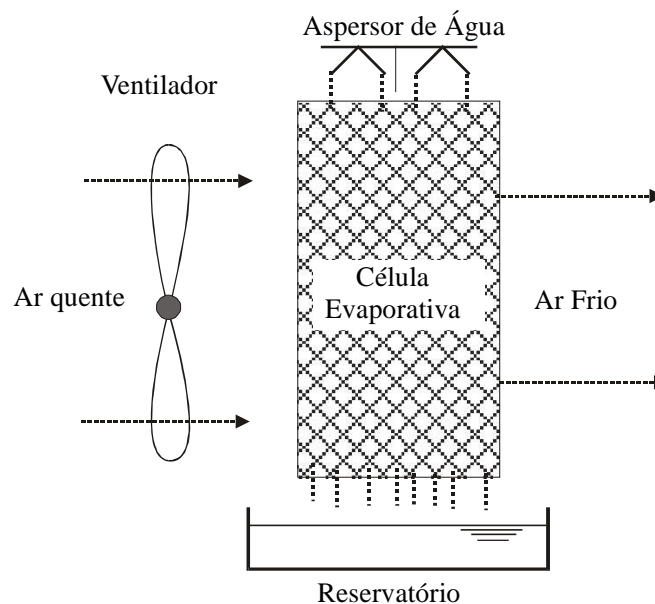


Figura 1.1 – Resfriador evaporativo direto (RED)

Um avanço na tecnologia do resfriamento evaporativo deve-se à introdução dos equipamentos de resfriamento evaporativo indireto (REI), nos quais o ar, relativamente seco, é mantido separado do ar do lado molhado, onde o líquido está sendo evaporado.

A Figura 1.2 mostra dois tipos de sistemas de resfriamento evaporativo indireto: tipo placa (Figura1.2a) e tipo tubo (Figura1.2b).

No resfriador evaporativo indireto (REI), o ar que será utilizado para condicionar o ambiente (ar primário) transfere calor ou para uma corrente de ar secundária ou para um líquido, que foram resfriados evaporativamente. A entalpia do ar do lado seco é, assim, reduzida, em contraste à redução adiabática de temperatura de um refrigerador evaporativo direto.

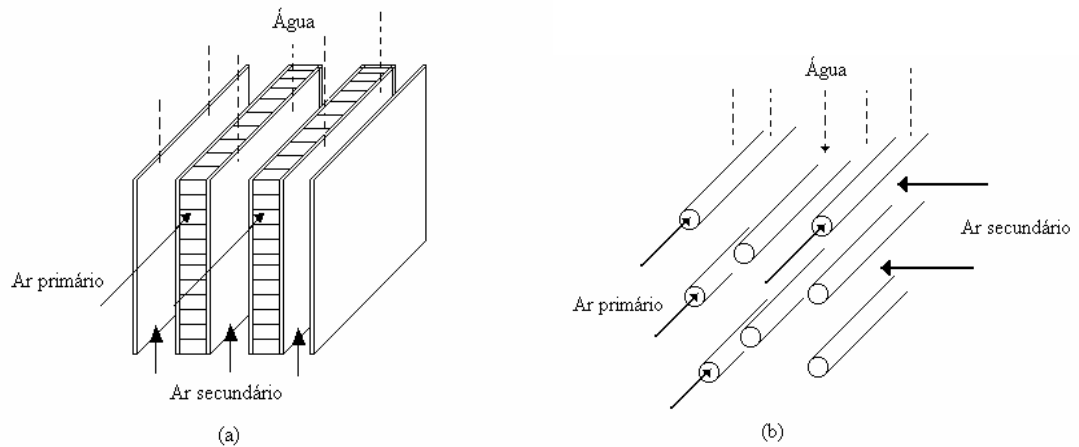


Figura 1.2 – Resfriador evaporativo indireto: (a) tipo placa, (b) tipo tubo

### 1.2.1.1 Efetividade

A *efetividade* ou *eficiência de saturação* ( $\epsilon_d$ ) de um resfriador evaporativo direto é definida como a taxa entre a queda real da temperatura de bulbo seco e a máxima queda teórica que a TBS poderia ter se o resfriador fosse 100% eficiente e o ar saísse saturado. Neste caso, TBS na saída seria igual à TBU do ar na entrada (TRANE, 1978). A efetividade é definida como:

$$\epsilon_d = \frac{TBS_e - TBS_s}{TBS_e - TBU_e} \quad (1.1)$$

onde os índices **e** e **s** correspondem à entrada e saída, respectivamente.

A Figura 1.3 ilustra o que ocorre com as temperaturas de bulbo seco (TBS), de bulbo úmido (TBU) e de ponto de orvalho (TPO) quando o ar passa através de um resfriador evaporativo direto.

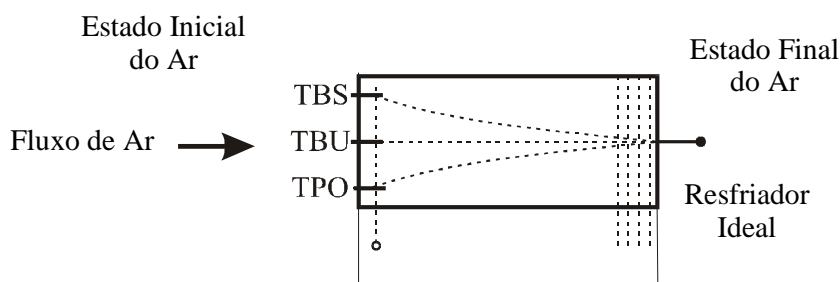


Figura 1.3 – Resfriador evaporativo tipo spray com circulação constante de água

A efetividade de um resfriador indireto ( $\epsilon_d$ ) é função das temperaturas do ar primário na entrada e saída e da temperatura da água (que é, teoricamente, a temperatura de saturação do ar secundário) e é apresentada por Camargo e Ebinuma (2002a) como sendo:

$$\epsilon_i = \frac{TBS_{pe} - TBS_{ps}}{TBS_{pe} - T_w} \quad (1.2)$$

onde  $\epsilon_i$  é a efetividade da unidade indireta (ASHRAE, 1995) e os índices pe, ps e w correspondem, respectivamente, à entrada do ar primário, à saída do ar primário e à temperatura da água.

### 1.2.2 Sistemas e processos psicrométricos

A Figura 1.4 mostra, na carta psicrométrica, o processo que ocorre quando o ar passa por um resfriador evaporativo direto ideal. A maioria dos novos resfriadores evaporativos comerciais atingem cerca de 80% de saturação.

Teoricamente o processo ocorre à entalpia constante mas, num processo real, a entalpia sofre variação.

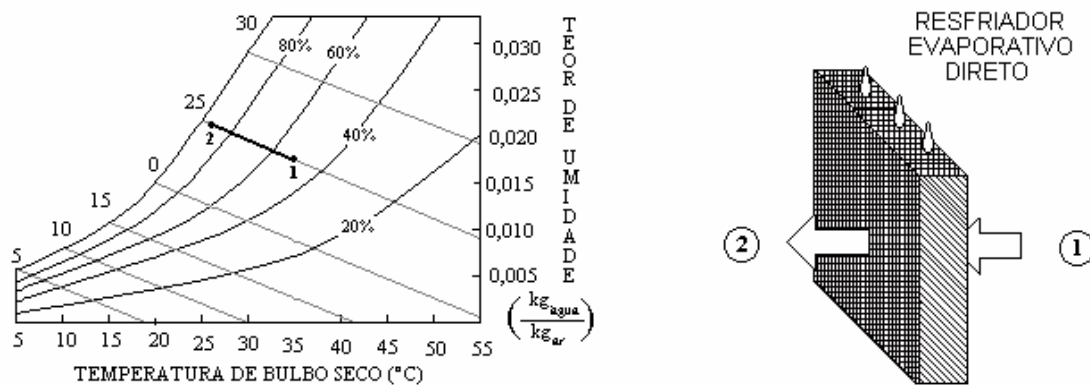


Figura 1.4 – Resfriamento evaporativo direto

A Figura 1.5 apresenta o processo para um resfriador evaporativo indireto. Sistemas de resfriamento evaporativo indireto poupam entre 60% e 75% do custo total de operação quando comparado ao da refrigeração mecânica para produzir o mesmo efeito de resfriamento (ASHRAE, 1984).

De acordo com a definição de efetividade apresentada na Equação 1.2, a temperatura de bulbo seco do ar primário na saída do estágio evaporativo indireto é dada por:

$$TBS_{ps} = TBS_{pe} - \epsilon_i (TBS_{pe} - T_w) \tag{1.3}$$

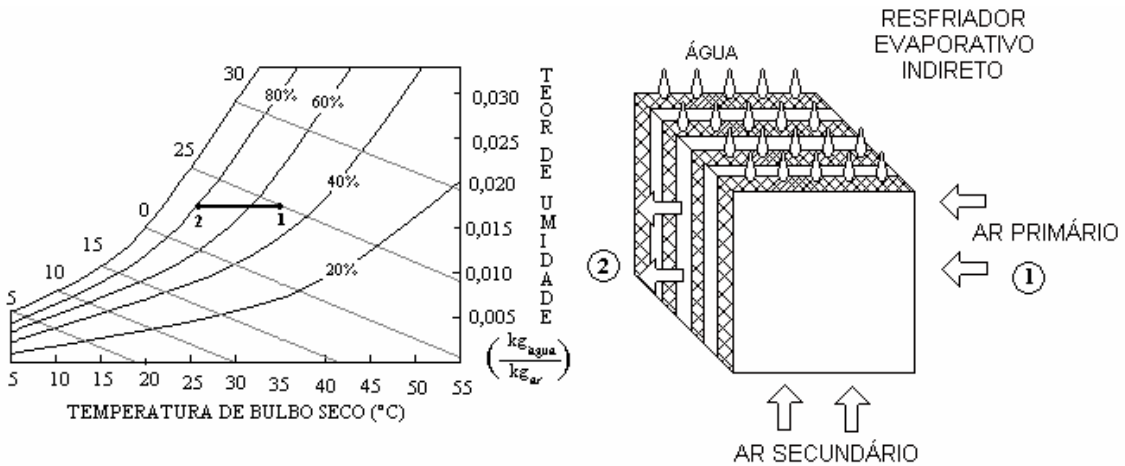


Figura 1.5 Resfriamento evaporativo indireto

Sistemas combinados podem envolver ambos os princípios de resfriamento: direto e indireto. A Figura 1.6 mostra um RED acoplado a um REI e o respectivo processo psicrométrico. Assim:

$$TBS_{sd} = TBS_{si} - \epsilon_d (TBS_{si} - TBU_{sd}) \tag{1.4}$$

onde  $\epsilon_d$  é a efetividade da unidade direta e os índices sd e si correspondem, respectivamente, à saída do estágio direto e à saída do estágio indireto.

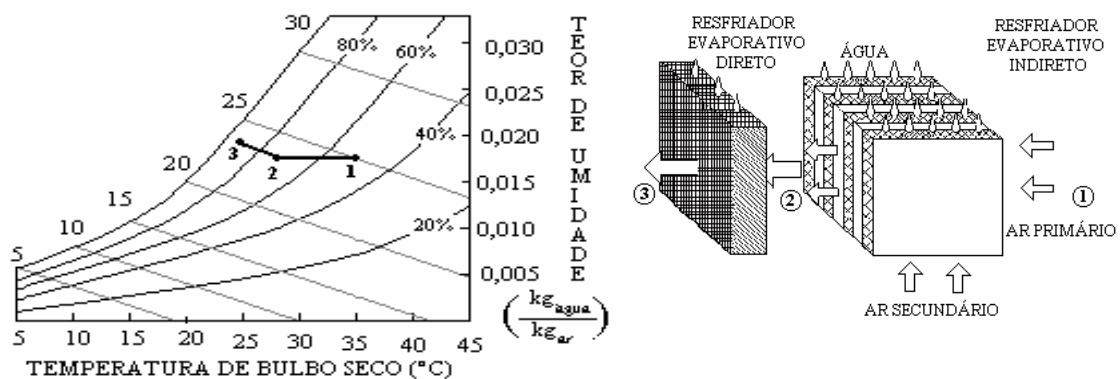


Figura 1.6 – Resfriamento evaporativo em dois estágios: indireto/direto

Quando somente o resfriamento evaporativo não é suficiente para atingir a condição final desejada pode-se utilizar um estágio auxiliar com refrigeração mecânica por expansão direta



ou água gelada (resfriamento de apoio) e, assim, tem-se um sistema com três estágios: indireto/refrigeração mecânica/direto. A Figura 1.7 ilustra esse sistema. Neste caso o processo 1-2 corresponde ao REI, o processo 2-3 corresponde à refrigeração mecânica (sistema por compressão de vapor) e o processo 3-4 a um RED.

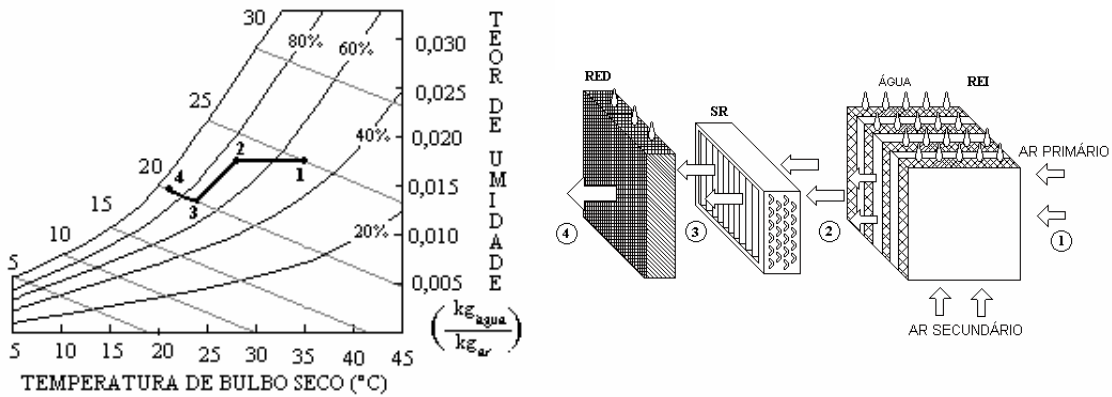


Figura 1.7 – Resfriamento evaporativo em três estágios

A Figura 1.8 mostra, esquematicamente, os equipamentos componentes de um resfriador evaporativo de 3 estágios (indireto/apoio/direto) onde a serpentina do resfriamento de apoio (auxiliar) está colocada antes da unidade direta .

- 1. Ventilador (corrente de ar primário)
- 2. Resfriador evaporativo indireto
- 3. Serpentina de resfriamento auxiliar
- 4. Resfriador evaporativo direto
- 5. Corrente de ar secundário

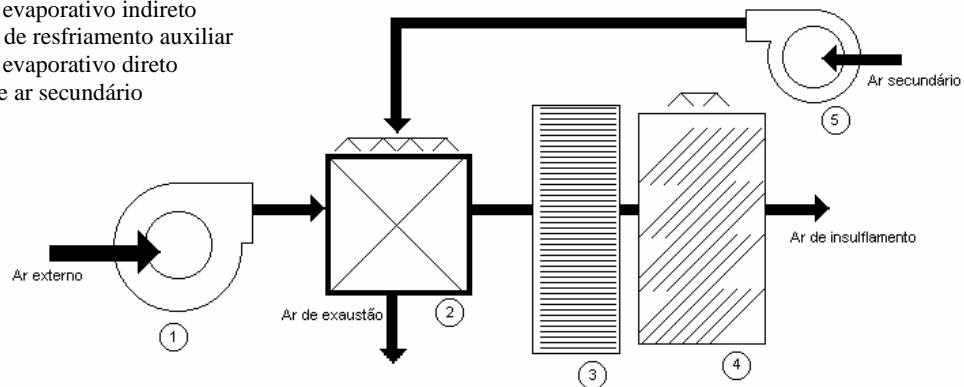


Figura 1.8 – Resfriador em três estágios

### 1.2.3 Sistema evaporativo com pré-desumidificação

A tecnologia de sistemas de resfriamento evaporativo, acoplados a desumidificadores por adsorção tem emergido recentemente como uma alternativa ou como um complemento aos sistemas de refrigeração por compressão de vapor convencionais. Um sistema típico combina

o sistema de desumidificação, que utiliza um cilindro rotativo impregnado de material dessecante, com resfriadores evaporativos diretos e indiretos, permitindo o fornecimento de ar filtrado e resfriado em condições de temperatura, umidade e velocidade que propiciam conforto térmico ambiental, mesmo em regiões de clima equatorial e tropical como o Brasil. A Figura 1.9 ilustra tal sistema. Esses sistemas levam a uma grande economia de energia, principalmente onde existem fontes de energia térmica facilmente disponíveis, onde o preço da eletricidade é alto, onde a carga de calor latente é alta ou onde a temperatura de ponto de orvalho requerida é baixa (CAMARGO; EBINUMA, 2002b).

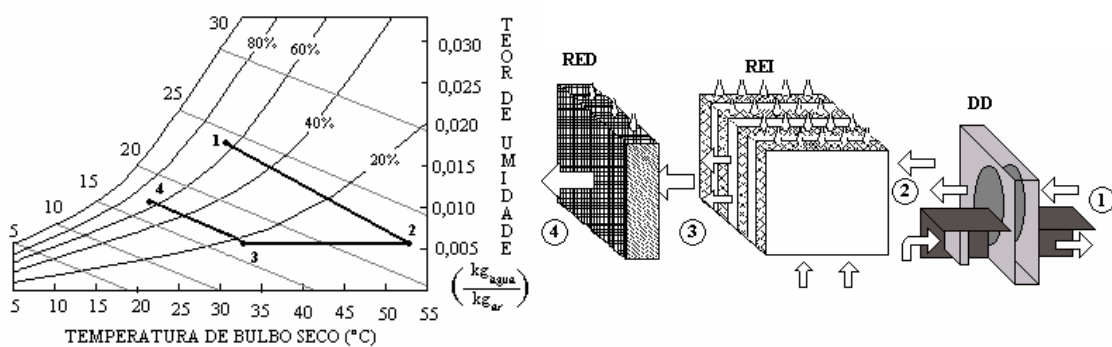


Figura 1.9 – Resfriamento evaporativo com pré-desumidificação por adsorção

Em qualquer destas situações, o custo de utilização de um sistema de resfriamento por compressão de vapor pode ser muito alto e um processo dessecante pode oferecer vantagens consideráveis em termos de gastos com energia, custo inicial do equipamento e manutenção. Uma outra vantagem de um sistema dessecante é a capacidade de reter mais que simplesmente vapor de água, podendo remover bactérias e vapores orgânicos da corrente de ar, melhorando, assim, a qualidade do ar interior. Este assunto será tratado no item 1.3 e nos subsequentes.

#### 1.2.4 Materiais empregados nas células evaporativas

Os materiais comumente empregados nos enchimentos dos resfriadores evaporativos são a fibra de vidro, celulose impregnada com resina, polipropileno e fibra de madeira. O enchimento, além de promover a evaporação da água pelo ar, também atua como um filtro, retendo partículas acima de 3 micra (GLACIER-COR, 1999).

Muitos fabricantes de lavadores de ar têm produzido modernas células evaporativas e enchimentos de celulose (vide Figura 1.10), que possuem grande eficiência. Essas células

possuem grande área de superfície molhada em contato com a corrente de ar e apresentam pequena perda de carga. Neste caso, requer-se pouca água para molhar a superfície e o tamanho do reservatório pode ser diminuído (ASHRAE, 1996).

Strobel; Stowell e Short (1999) apresentam tabelas para a determinação dos fluxos de água, da capacidade do reservatório e da velocidade do ar para diversos tipos de células evaporativas. Acrescentam que a vida útil dos materiais das células pode ser aumentada utilizando técnicas de controle de algas, lavando constantemente o reservatório e a própria célula, não utilizando produtos químicos que atacam os materiais e sangrando a água de retorno.

Os equipamentos de resfriamento evaporativo direto da Munters (1999) utilizam 100% de ar externo e este ar é constantemente filtrado (90% de eficiência para partículas até 10 micras) pelo processo de lavagem contínua. O ar é resfriado e umidificado pela água através de células evaporativas fabricadas com material celulósico altamente higroscópico, tratado quimicamente para evitar o apodrecimento e a decomposição ou com um material composto de fibra de vidro resistente à água e anti-chamas. Além de resfriarem o ar à temperaturas próximas à de bulbo úmido levam em consideração o efeito da movimentação do ar o que proporciona uma sensação de queda de temperatura entre 2°C e 3°C adicionalmente à temperatura efetivamente reduzida pelo resfriador evaporativo. Em instalações localizadas no Estado de São Paulo, onde a temperatura média máxima de bulbo úmido é de 24°C conseguem-se reduções da temperatura de bulbo seco de insuflamento do ar da ordem de 6°C a 8°C (a eficiência varia de 80% a 90%).

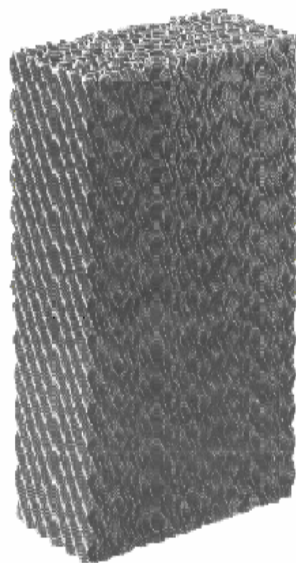


Figura 1.10 - Célula evaporativa (GLACIER-COR, 1999)

O dimensionamento das grelhas de insuflamento deve objetivar velocidades finais, na altura da área de ocupação entre 0,7 m/s e 1,0 m/s para que o fluxo de ar provoque a sensação adicional de queda de temperatura pela velocidade. Para um sistema efetivo o número de trocas de ar por hora deverá ser de 15 a 30, ou seja, o sistema deverá promover a troca de todo o volume de ar do ambiente tratado a cada 2 a 4 minutos. Além disso, para que não haja arraste de água e para que a perda de carga seja minimizada a velocidade através da célula evaporativa está na ordem de 2 m/s e, neste caso, a perda de carga é aproximadamente de 2 a 3 mm.c.a..

### 1.3 DESUMIDIFICAÇÃO POR ADSORÇÃO

Adsorção é o termo usado para descrever o fenômeno no qual moléculas de um fluido concentram-se espontaneamente sobre uma superfície sólida. Este fenômeno ocorre como resultado de forças não balanceadas agindo entre a superfície sólida e o fluido, que atraem e retém as moléculas do fluido.

O sólido sobre o qual ocorre a adsorção denomina-se *adsorvente*, a espécie química retida pelo adsorvente denomina-se *adsorvato* e o fluido em contato com a superfície denomina-se *adsortivo*.

Adsorventes são materiais sólidos porosos, com uma grande área de superfície interna por unidade de massa e, estruturalmente, lembram esponjas rígidas. A água adsorvida é contida por condensação dentro dos capilares formados na própria estrutura cristalina do material. A capacidade de um adsorvente para atrair umidade depende do tamanho de seus poros e da relação entre a quantidade de água em sua superfície e o conteúdo de umidade do ar. Essa diferença reflete-se na pressão de vapor na superfície e no ar. Normalmente, um dessecante comercial retém entre 10% e 1100% de sua massa seca em vapor d'água, dependendo do seu tipo e da umidade do ambiente (HARRIMAN, 1990).

O fenômeno da adsorção é conhecido desde o século XVIII, quando se observou que certa espécie de carvão retinha, em seus poros, grandes quantidades de água, a qual era liberada quando se submetia o carvão a um aquecimento. Nas últimas décadas, com o avanço das pesquisas e dos conhecimentos na área, a adsorção passou a ser utilizada como uma operação unitária importante dentro da engenharia química, como, por exemplo, nos processos de purificação, onde se utiliza geralmente uma coluna de leito fixo, preenchida com adsorventes, para remover a umidade de uma corrente de um gás.

Dentre outras aplicações dos desumidificadores de ar industriais, pode-se destacar ainda: evitar a absorção de umidade por produtos higroscópicos estocados (em produtos farmacêuticos, doces, balas, alimentos, grãos, etc.), climatizar ambientes onde sejam manipulados produtos sensíveis à umidade ou à variação da umidade (tais como a produção de comprimidos, efervescentes, vidro laminado, alimentos higroscópicos e alimentos solúveis), evitar a corrosão em operações de tratamento de superfícies metálicas ou em produtos estocados, evitar a condensação em moldes de injeção plástica ou em máquinas e moldes de processos industriais que sofram resfriamento forçado repentino, reduzir o consumo de energia em determinados sistemas de condicionamento do ar, eliminando o excesso de condensação em serpentinas e trocadores de calor, reduzir o consumo de energia e otimizar a manutenção de produtos perecíveis estocados em câmaras frias ou também em expositores de supermercados evitando a condensação e degradação das embalagens e produtos, secagem de ambientes atingidos por inundações ou infiltrações, manutenção de acervos de museus, prevenção de fungos e bactérias em hospitais, laboratórios e demais ambientes de higiene crítica, prevenção de corrosão em ambientes que manipulem ou sejam imersos em água, tais como: estações de tratamentos de esgotos, tratamento e bombeamento de água, usinas hidroelétricas, plataformas de petróleo, etc.

Dessecantes são também utilizados em sistemas de ar comprimido para desumidificar e abaixar o ponto de orvalho. Nesta aplicação, a umidade pode ser removida do dessecante sem fornecimento de calor. A reativação é feita usando diferenças entre as pressões de vapor e as pressões totais da corrente de ar comprimido e da corrente de ar ambiente .

Uma outra aplicação consiste na utilização de dessecantes para desumidificar o refrigerante que circula em sistemas frigoríficos. Isto reduz a corrosão nas tubulações do refrigerante e impede que válvulas e capilares fiquem bloqueados com cristais de gelo. Nesta aplicação, o dessecante não é regenerado, sendo descartado quando adsorve seu limite de vapor de água.

### **1.3.1 O fenômeno da adsorção**

Todo dessecante atrai e retém umidade até alcançar um equilíbrio com o ar ambiente. A umidade é usualmente removida aquecendo o dessecante até temperaturas entre 50°C e 320°C, expondo-o a um fluxo de ar de reativação (ou de regeneração). Depois de seco, o dessecante deve ser resfriado para que possa atrair a umidade novamente, ou seja, o processo

é regenerativo, pois a substância adsorvente, após estar saturada de umidade, permite a liberação de água quando submetida a um aquecimento regenerativo (desorção). Neste processo as energias liberadas são relativamente baixas.

Os processos de atrair e reter umidade podem ser feitos por adsorção ou absorção.

A adsorção é um fenômeno físico reversível onde se observa normalmente a deposição de camadas de adsorvato sobre a superfície adsorvente. É um processo parecido com uma esponja absorvendo água, ou seja, é o processo de depositar moléculas de uma substância (água, por exemplo) na superfície de outra substância.

Teoricamente admite-se que na superfície dos corpos sólidos existem forças desbalanceadas que exercem atração entre as moléculas líquidas e gasosas (PARKER, 2000). Basicamente essas forças incluem forças de dispersão (atrativas), forças repulsivas de pequeno alcance e forças eletrostáticas. As forças de dispersão (também chamadas de forças de van der Waals) aparecem devido à rápida flutuação na densidade do elétron dentro de cada átomo, o que induz um momento de dipolo elétrico nas vizinhanças do átomo, levando a uma atração entre os átomos.

O tamanho dos poros individuais varia para diferentes tipos de adsorventes e são classificados usualmente em termos de seu diâmetro (para um poro cilíndrico) ou da distância entre dois lados (para poros em forma de fenda). Cal (1995) apresenta a seguinte classificação para o tamanho dos poros (Tabela 1.1).

Tabela 1.1 – Classificação do tamanho dos poros

<b>Classificação do poro</b>	<b>Tamanho</b>
Microporo	Menos que 2 nm
Mesoporo	Entre 2 e 50 nm
Macroporo	mais que 50 nm

A base para a classificação acima é que cada tamanho de poro corresponde a diferentes efeitos de adsorção. A interação potencial em microporos é muito maior que em poros grandes devido à proximidade das paredes do poro, resultando em um aumento do potencial de adsorção. Uma molécula adsorvida dentro de um microporo é retida por forças de adsorção originadas, aproximadamente, dos dez átomos mais próximos à superfície. As forças nas moléculas do adsorvato são função da distância entre os átomos do adsorvato e do adsorvente e da polaridade desses átomos. Dentro de mesoporos ocorre uma condensação capilar, resultando em um “loop” de histerese na isotérmica de adsorção. Na faixa de

macroporos, os poros são muito grandes e torna-se muito difícil mapear a curva isotérmica em detalhes porque a pressão relativa do adsorvato ( $P_v/P_{vs}$ ) torna-se muito próxima da unidade ( $P_v$  é a pressão parcial do adsorvato – vapor d'água, no caso - e  $P_{vs}$  é sua pressão de saturação de vapor).

Assim, a adsorção física envolve forças intermoleculares relativamente fracas (forças de Van der Waals e interações eletrostáticas) entre a umidade do ar e a superfície do dessecante, sendo um processo tipicamente exotérmico (DOBSON, 1987). A força de aderência da adsorção pode ser medida pelo calor de adsorção. Quanto maior este calor mais forte é a força de aderência e mais difícil a remoção da umidade subseqüentemente.

Em um dessecante, a água é removida do ar por: (a) adsorção por multicamadas, que é a atração de moléculas de água para a superfície do dessecante e (b) por condensação capilar no qual os poros se enchem de água. A condensação capilar ocorre porque a pressão de saturação do vapor de água em um pequeno poro é reduzida pelo efeito da tensão superficial.

Os adsorventes mais utilizados são o dióxido de silício ( $SiO_2$  – sílica-gel), o cloreto de lítio (CLi) e a alumina ativada ( $Al_2O_3$ ). Tais substâncias são geralmente depositadas em um substrato de fibra de vidro, celulose ou alumínio. A aparência é a de um fino favo de mel estriado. A energia calorífica para a reativação pode ser obtida por eletricidade, vapor d'água, ar quente ou outra fonte de calor.

O processo de absorção, por outro lado, é um processo resultante de um conjunto de reações químicas que utiliza uma substância sólida ou líquida com capacidade de absorver outra substância líquida ou gasosa, ou seja, é um processo químico de secagem e não é regenerativo (a substância absorvente, após estar saturada não é reutilizada). Neste caso o ar é colocado em contato com uma massa higroscópica, que absorve a umidade do ar. As substâncias higroscópicas são classificadas como insolúveis quando reagem quimicamente com o vapor de água sem se liquefazerem e são classificadas como deliquescentes quando, ao absorver o vapor de água, reagem e tornam-se líquidas. Um exemplo disto é um tablete de sal, que muda do estado sólido para o líquido quando absorve umidade. O processo simultâneo de adsorção e absorção é denominado sorção. Assim, sorventes são materiais que tem a capacidade de atrair e reter gases ou líquidos e os dessecantes são um subconjunto dos sorventes.

### 1.3.2 Ciclo dessecante

A característica essencial dos dessecantes é a baixa pressão de vapor na sua superfície. Se o dessecante está resfriado e seco, a pressão de vapor em sua superfície é baixa, e ele pode atrair umidade do ar, o qual apresenta uma grande pressão de vapor quando está úmido. Depois que o dessecante se torna quente e úmido, a pressão de vapor em sua superfície é alta, e ele libera vapor de água para o ar nas vizinhanças.

O ciclo dessecante completo é ilustrado genericamente na Figura 1.11. No ponto 1 a pressão de vapor na superfície do dessecante é baixa porque ele está seco e resfriado. Como o dessecante coleta a umidade do ar ao redor sua superfície muda para a condição do ponto 2. Sua pressão de vapor, nesta condição, é igual aquela do ar ao redor devido a umidade e calor. No ponto 2, o dessecante não pode coletar mais umidade pois não existe diferença de pressão entre sua superfície e o vapor no ar.

A seguir o dessecante é aquecido por uma nova corrente de ar. A pressão de vapor na superfície do dessecante torna-se muito alta – maior do que a do ar ao redor – então a umidade sai da superfície para o ar para equilibrar a diferença de pressão. No ponto 3, o dessecante está seco, mas uma vez quente, sua pressão de vapor ainda é muito alta para coletar umidade do ar. Para restabelecer sua baixa pressão de vapor, o dessecante é resfriado – voltando ao ponto 1 no diagrama e completando o ciclo, podendo, então, coletar umidade novamente.

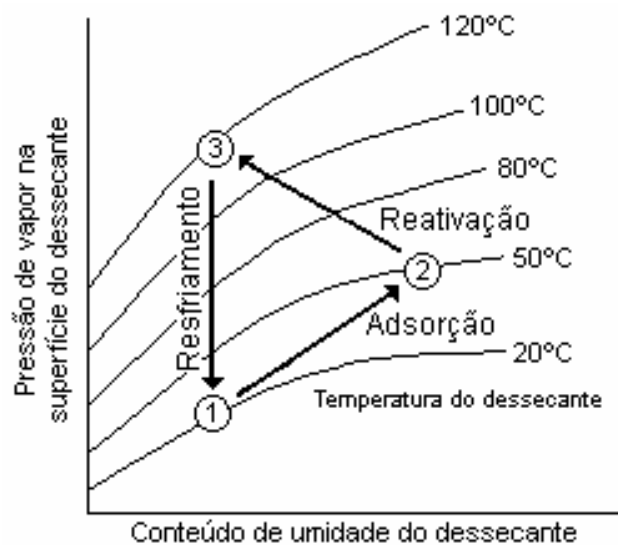


Figura 1.11 – Ciclo dessecante



A eficiência do processo melhora quando o dessecante possui uma alta capacidade de adsorção de umidade e uma pequena massa. O desumidificador dessecante ideal deve ter a maior área de superfície possível (para coletar umidade) com uma menor massa possível, uma vez que as energias de aquecimento e resfriamento necessárias são diretamente proporcionais à massa do dessecante.

Com relação à pressão de vapor tem-se que quanto maior for a diferença entre a pressão de vapor no ar e a pressão de vapor na superfície do dessecante, maior a capacidade do material para adsorver umidade do ar naquele determinado teor de umidade.

### **1.3.3 Principais tipos de dessecantes**

Os dessecantes podem ser sólidos ou líquidos e podem reter umidade através de adsorção ou absorção, como visto anteriormente. A maioria dos absorventes são líquidos e a dos adsorventes são sólidos. Neste tópico apresentam-se apenas algumas características de adsorventes sólidos.

A capacidade dos adsorventes sólidos é geralmente menor que a capacidade dos líquidos. Por exemplo, um adsorvente tipo “peneira molecular” típico pode reter 17% de sua massa seca em água quando o ar está em 21°C e 20% UR. Em contraste, o cloreto de lítio pode reter 130% de sua massa na mesma temperatura e umidade relativa. Mas os adsorventes sólidos têm várias outras características favoráveis. Por exemplo, o tipo peneira molecular continua adsorvendo umidade até mesmo quando está relativamente quente, permitindo a desumidificação de correntes de ar mornas (ASHRAE, 1993).

Alguns adsorventes sólidos podem ser fabricados com tolerâncias precisas, com diâmetros de poros que podem ser rigidamente controlados, ou seja, podem ser feitos sob medida para adsorver uma molécula de um diâmetro específico. A água, por exemplo, tem um diâmetro molecular efetivo de 3,2 nm. Um adsorvente tipo peneira molecular com um diâmetro específico médio de 4.0 nm adsorve água, mas quase não tem capacidade para moléculas maiores. Esta característica de adsorção seletiva é útil em muitas aplicações. Por exemplo, vários dessecantes com diferentes tamanhos específicos podem ser combinados em série para remover primeiramente água e depois outros contaminantes específicos de uma corrente de ar.

O comportamento de adsorção dos adsorventes sólidos depende: (1) de sua área de superfície total, (2) do volume total de seus capilares, e (3) da faixa de diâmetros dos

capilares. Uma grande área de superfície dá ao adsorvente uma capacidade maior em baixas umidades relativas. Capilares grandes provem uma alta capacidade para água condensada, que dá ao adsorvente uma maior capacidade em altas umidades relativas.

Materiais com capilares grandes necessariamente têm uma área de superfície menor por unidade de volume que aqueles com os capilares menores.

As classes gerais de adsorventes sólidos incluem: Sílica-gel, Zeolitas, Zeolitas Sintéticas, Aluminas Ativadas, Carvão Ativado e Polímeros Sintéticos.

A *sílica-gel* é formada quando um silicato solúvel é neutralizado por ácido sulfúrico. Retirando-se a água, obtém-se um sólido poroso. Sua composição química pode ser expressa como  $SiO_2 \cdot nH_2O$ . Sua principal aplicação industrial como adsorvente é a retirada de umidade de correntes gasosas. Tem como vantagens um custo relativamente baixo e relativa simplicidade estrutural.

*Zeolitas* são silicatos hidratados de alumínio do grupo dos alcalinos terrosos. Podem ser encontrados na natureza ou sintetizados. A estrutura cristalina das zeólitas é formada pela união de tetraedros de  $SiO_4$  e  $AlO_4$  que formam poliedros característicos. Esses poliedros arranjam-se tridimensionalmente dando origem a poros de dimensões moleculares e uniformes. Esses poros tem superfície de diâmetro uniforme, com dimensões aproximadas de 2 a 4,3 angstroms. Os átomos particulares de um silicato de alumínio determinam o tamanho máximo da molécula de água que pode ser adsorvida dentro da estrutura (GSA RESOURCES, 2002). As diferentes configurações moleculares determinam um grande número de tipos de zeólitas, cada um com um diâmetro de poro característico.

*Zeolitas sintéticas*, também denominadas *peneiras moleculares*, são feitas de silicato de alumínio cristalizado em um processo térmico. Controlando a temperatura do processo e a composição dos materiais ingredientes é possível um controle da estrutura e das características da superfície do adsorvente. Com um custo um pouco mais elevado, se consegue um produto muito mais uniforme que as zeolitas naturais.

*Aluminas ativadas* são óxidos e hidretos de alumínio que também são fabricados através de processos térmicos. São comumente obtidas da bauxita ( $Al_2O_3 \cdot 3H_2O$ ). Suas características estruturais podem ser controladas pela temperatura e pela duração do processo térmico. Sua aplicação industrial mais importante é também na desidratação de correntes gasosas e em algumas purificações específicas de correntes líquidas.

O *carvão ativado* foi um dos primeiros adsorventes conhecidos e é um dos mais utilizados atualmente. Geralmente é produzido pela decomposição térmica de um material carbonáceo seguido pela ativação com vapor ou dióxido de carbono em temperaturas

elevadas. Sua superfície possui afinidade com substâncias orgânicas, sendo sua principal aplicação, atualmente, a descontaminação de água para consumo humano.

*Polímeros sólidos* tem um bom potencial para uso como dessecante. Moléculas longas, como as encontradas em alguns sais podem reter água condensada dando ao polímero uma capacidade maior que muitos outros adsorventes sólidos.

A temperatura de reativação depende do tipo de material adsorvente utilizado e da aplicação.

#### **1.3.4 Vida útil do dessecante**

A vida útil dos materiais dessecantes depende, em grande parte, da quantidade e do tipo de contaminação na corrente de ar que eles secam. Em equipamentos comerciais, os dessecantes duram entre 10.000 e 100.000 h, após o que necessitam de reposição (ASHRAE, 1993).

Normalmente, dois mecanismos causam a perda de capacidade do dessecante: mudanças nas características de sorção do dessecante devido a reações com os contaminantes e perda de área de superfície efetiva devido a bloqueio ou degradação higrotérmica.

Adsorventes tendem a serem menos reativos quimicamente e mais sensíveis ao bloqueio, que é função do tipo e quantidade de material particulado na corrente de ar. Certos adsorventes são sensíveis ao estresse higrotérmico, resultante da expansão e contração térmica do material devido às rápidas variações em seu conteúdo de umidade. Por exemplo, sílica gel utilizada em uma corrente de ar acima de 95% UR e baixa temperatura sendo reativada em uma corrente de ar a alta temperatura, seis vezes por hora, 24 horas por dia, sofrerá uma redução de 10% em sua capacidade ao longo de um ano (ASHRAE, 1993).

Muitos materiais dessecantes podem reter poluentes ao mesmo tempo em que retém vapor de água do ar ambiente. Esta característica é muito útil em sistemas de condicionamento de ar em que a qualidade do ar interno é especialmente importante.

#### **1.3.5 Tipos de desumidificadores**

Existem várias configurações de desumidificadores dessecantes, mas os tipos mais utilizados são o tipo torre e o tipo cilindro rotativo.

A Figura 1.12 mostra um desumidificador dessecante tipo torre. Nesta configuração, um dessecante sólido, tal como sílica gel, é depositado em uma torre vertical. O ar de processo passa através da torre transferindo sua umidade para o dessecante seco. Após o dessecante ter se saturado de umidade o ar de processo é desviado para uma segunda torre de secagem e a primeira torre é aquecida e purgada de sua umidade através de uma corrente de ar de reativação. Como a desumidificação e a reativação tem lugar em compartimentos selados separados a torre de desumidificação é freqüentemente usada para gases de processo pressurizados. Esse sistema permite atingir temperaturas de ponto de orvalho muito baixas (TORREY; WESTERMAN, 2002).

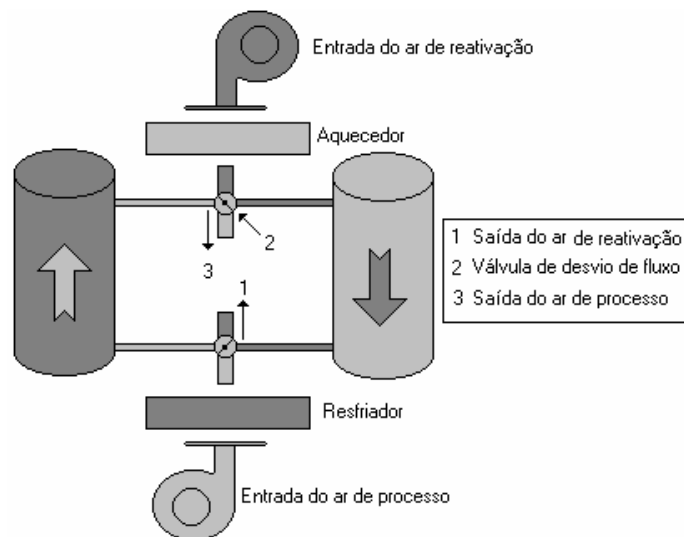


Figura 1.12 – Desumidificador tipo torre

A Figura 1.13 mostra o esquema de um desumidificador tipo cilindro rotativo, também conhecido como tipo *honeycomb* (HARRIMAN, 1990).

Nesta configuração utiliza-se um cilindro rotativo impregnado com o material dessecante. O fluxo de ar externo passa através de uma parte do cilindro, sendo desumidificado, enquanto o fluxo de ar de reativação, aquecido, circula em contracorrente, removendo a umidade.

Nos últimos anos vêm se desenvolvendo novas tecnologias relativas ao processo de desumidificação por adsorção aplicado ao resfriamento em sistemas de condicionamento de ar, tais como apresentados por Shen e Worek (1996), Belding e Delmas (1997), Jalalzadeh-Azar (2000), Jalalzadeh et al (2000), Vineyard et al (2000), Jain et al (2000a), Jain et al (2000b) e Zhenqian e Mincheng (2000).

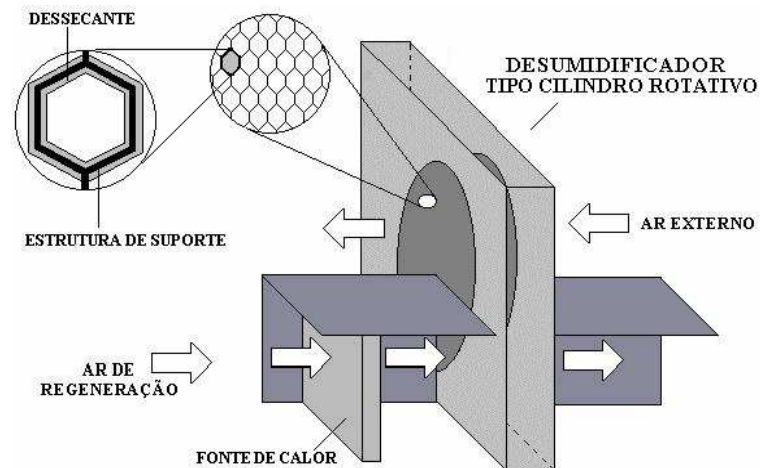


Figura 1.13 – Desumidificador tipo cilindro rotativo

## 1.4 O ESTADO DA ARTE

Neste tópico faz-se uma revisão bibliográfica tanto de sistemas de resfriamento evaporativos quanto de sistemas evaporativos acoplados a desumidificadores por adsorção.

### 1.4.1 Sistemas de resfriamento evaporativo

Watt (1963) realizou a primeira análise rigorosa dos sistemas evaporativos direto e indireto, enumerando suas vantagens e desvantagens, indicando suas aplicações e estabelecendo considerações sobre o projeto. Pode-se dizer que, a partir de seus trabalhos, a refrigeração evaporativa começou a ser investigada cientificamente.

Pescod (1968) desenvolveu trocadores de calor de correntes cruzadas, compactos de placas plásticas. Suas superfícies contém aletas cilíndricas de pequeno diâmetro e grande espaçamento para minimizar a perda de pressão. Para altos números de Reynolds em fluxo laminar ele mediu as quedas de pressão e coeficientes de transferência de calor para 3 tipos de placas paralelas. O mesmo autor também desenvolveu (1979) um dos primeiros modelos matemáticos para a simulação de refrigeração evaporativa. Seu modelo baseia-se em um trocador de superfície seca, ao qual ele aplica as hipóteses de um trocador de calor ideal.

Eskra (1980) apresenta um sistema de dois estágios que combina um resfriador evaporativo direto e um indireto com o objetivo de melhorar a eficiência. Nesse equipamento, o primeiro estágio proporciona uma troca de calor sensível por meio de um trocador de calor de correntes cruzadas, de superfície molhada, com eficiência de 60%, e o segundo estágio utiliza um lavador de ar que proporciona uma eficiência de 90%, aproximando-se da saturação total. Apresenta, ainda, processos psicrométricos de resfriamento evaporativo direto e indireto considerando as condições do ar externo com 1% de temperatura de bulbo seco e bulbo úmido coincidentes, sendo a eficiência do estágio indireto de 60% e do direto de 90%. Mostra também vetores de processos para 9 cidades americanas. O mesmo estudo é apresentado no ASHRAE, 1995.

Supple (1982) descreve alguns sistemas que utilizam o resfriamento evaporativo indireto. O primeiro sistema é o mesmo apresentado por Eskra (1980) e descrito acima. O segundo é um trocador de calor ar-ar de placas, onde a água é pulverizada diretamente dentro das passagens do ar de exaustão, enquanto o ar de insuflamento flui em contra-corrente através de passagens secas. Os canais secos se alternam com os úmidos. O terceiro sistema usa uma torre de resfriamento ou um lavador de ar para resfriar água e esta água resfriada é, então, bombeada através de uma serpentina que é colocada na corrente de ar de insuflamento. Outro sistema consiste em usar um trocador de calor tipo volante rotativo com um lavador de ar localizado na corrente de ar de exaustão no lado de entrada do ar do volante rotativo e um segundo lavador de ar localizado no lado do ar de insuflamento (condicionado) do mesmo volante rotativo. Um quinto sistema consiste na utilização do efeito evaporativo para resfriar água em tanques de armazenagem térmica para tirar proveito da baixa temperatura de bulbo úmido noturna e usar esta água resfriada no dia seguinte.

Maclaine-Cross e Banks (1983) apresentam equações para modelar trocadores de calor evaporativos regenerativos e, para resolvê-las, aproximam a linha de saturação do diagrama psicrométrico a uma função linear entre a umidade de saturação e a temperatura de bulbo seco. Essa aproximação possibilita desacoplar as equações do lado seco das equações do lado úmido. Nessa análise, a transferência de calor e massa é descrita por dois potenciais combinados agindo independentemente, os quais correspondem à temperatura de bulbo úmido e à depressão de bulbo úmido em um trocador de calor de superfície molhada. Seu trabalho é muito referenciado.

Nation (1984) discute a operação de vários tipos de sistemas de resfriamento evaporativo, dando particular atenção aos sistemas multiestágios. Ele mostra que é possível obter-se temperaturas do ar equivalentes àsquelas obtidas pelos sistemas de refrigeração mecânica em diversas regiões dos E.U.A.. Em seu trabalho, Nation mostra o efeito da utilização do resfriamento evaporativo em sistemas utilizando 100% de ar externo e em outros com recirculação de ar. Simula um edifício em 6 (seis) cidades americanas, que foram selecionadas por apresentarem diferentes climas, e demonstra que o resfriamento evaporativo pode economizar de 10% a 100% da energia utilizada pela refrigeração mecânica convencional (a taxa de 100% representa a utilização do sistema evaporativo somente).

Peterson e Hunn (1985) apresentam um estudo preliminar do potencial para reduzir a demanda elétrica nos horários de pico em pequenos edifícios de escritórios em 11 (onze) cidades americanas utilizando resfriadores evaporativos indiretos. O resultado é uma redução de 11% a 16% do consumo de energia, que é obtida pelo pré-resfriamento do ar de ventilação e pela integração dos sistemas de iluminação e de resfriamento, utilizando sistemas de distribuição do ar por dutos instalados no teto.

Supple e Broughton (1985) demonstram que o resfriamento evaporativo indireto pode ser usado em série com a refrigeração mecânica de modo a reduzir os custos de operação em áreas onde a temperatura de bulbo úmido é relativamente alta e apresentam uma comparação entre 4 sistemas. O sistema A é evaporativo direto somente, o B é um sistema evaporativo direto/indireto, o C é evaporativo indireto com refrigeração mecânica e o sistema D possui somente refrigeração mecânica. Recomendam, para TBU abaixo de 13 °C somente o sistema (A); entre 13 e 15 °C (A) e (B); entre 15 e 18 °C (A), (B) e (C); entre 18 e 21 °C (B) e (C); entre 21 e 24 °C (B), (C) e (D) e os sistemas (C) e (D) para TBU acima de 24 °C.

Haley (1986) analisa um edifício de escritórios de paredes envidraçadas, localizado em Las Vegas, que é refrigerado por um sistema evaporativo onde o ar de retorno passa primeiramente através de um lavador de ar industrial, depois através da parte inferior de um trocador de calor tipo cilindro rotativo e finalmente é jogado para fora do edifício. O ar externo passa primeiramente através da parte superior do trocador de calor tipo cilindro rotativo para reduzir sua TBU, depois passa através de um lavador de ar industrial e finalmente passa, em dias muito úmidos, através de uma serpentina de refrigeração. Esse sistema apresenta baixo custo operacional.

Anderson (1986) examina a economia obtida por um sistema de condicionamento de ar evaporativo de três estágios indireto/direto onde o terceiro estágio é feito por refrigeração mecânica por expansão direta ou água gelada. Um estudo paramétrico é realizado para identificar as principais variáveis que influenciam economicamente na instalação do sistema, para justificar um investimento de capital adicional associado à instalação de um sistema evaporativo em lugar de um sistema de refrigeração mecânico convencional. Apresenta uma série de gráficos que permitem estimar o retorno de investimento (em anos) versus TBS de projeto, TBU de projeto, condições do ambiente condicionado e condições do ar insuflado. Conclui que o uso de sistemas evaporativos para condicionamento de ar para conforto é aconselhável somente em climas com temperaturas de bulbo úmido médias de 23°C ou menores ou em regiões com climas que apresentam temperaturas de bulbo seco de 32°C ou maiores.

Curt (1986) apresenta algumas filosofias básicas de controle para cada componente de um sistema evaporativo e as coloca dentro da filosofia do sistema como um todo. Inclui a descrição de alguns componentes de controle tais como sensores de pressão estática, de temperatura e de umidade, válvulas de três vias, reguladores de vazão, etc; seqüências de controle e cartas psicrométricas com o princípio de operação de sistemas de resfriamento evaporativo.

Crum; Mitchell e Beckman (1987) investigaram três tipos de resfriadores de ar: um resfriador evaporativo indireto de simples estágio, um de múltiplos estágios e uma combinação de torre de resfriamento com um trocador de calor resfriador de ar. Desenvolveram relações e características de desempenho. Na faixa de interesse para o condicionamento de ar os coeficientes de desempenho vão de 25, para o resfriador evaporativo indireto de simples estágio, até acima de 75 para a combinação torre de resfriamento/ trocador de calor resfriador de ar. Concluem que a combinação “torre de resfriamento/ trocador de calor resfriador de ar” tem o maior potencial térmico para aplicações em condicionamento de ar.

McClellan (1988) apresenta dados de desempenho de diversos tipos de resfriadores evaporativos (simples estágio direto, simples estágio indireto e dois estágios direto/indireto) operando em cinco cidades dos E.U.A. que possuem diferentes condições climáticas. Seu



trabalho conclui que, para a maioria delas, em condições de pico no verão, uma parcela significativa do resfriamento requerido pode ser provido por resfriamento evaporativo indireto. Para aplicações industriais, é possível conseguir-se condições de trabalho mais confortáveis utilizando resfriamento evaporativo comparado com a utilização de ventilação sem resfriamento do ar externo. Conclui também que uma parcela substancial de resfriamento pode ser suprida com o resfriamento evaporativo indireto para todas as condições climáticas durante as estações intermediárias e para algumas partes do dia durante a estação mais quente do ano.

Wu (1989) monitorou o desempenho de um sistema evaporativo de dois estágios em uma residência em Scottsdale, Arizona, no verão de 1987 em dois períodos, separadamente. No primeiro período a unidade foi operada como um resfriador evaporativo direto de simples estágio, resultando em uma média de 74% de depressão de bulbo úmido. Durante o segundo período foi testada a capacidade total da unidade como um resfriador evaporativo de dois estágios. O primeiro estágio (processo de resfriamento evaporativo indireto) alcançou uma média de 54% de efetividade e o segundo estágio (resfriamento evaporativo direto) alcançou uma média de 88% de efetividade.

Robinson (1989) apresenta cartas de limites de conforto térmico e de temperaturas efetivas e relata que resfriadores evaporativos não estão restritos a áreas quentes e secas mas podem ser utilizados com sucesso em qualquer lugar do mundo. Cita uma série de instalações, nos E.U.A., em localidades onde a umidade relativa é alta e que utilizam sistemas de resfriamento evaporativo. Watt (1963) classifica essas cidades quanto à utilização do resfriamento evaporativo, para as temperaturas de bulbo seco e úmido, como abaixo: Indústrias de auto-peças em Memphis (36,1/26,1 - possível), Kansas City (36,6/25 - lenitivo), Dallas (37,2/25,5 - lenitivo) e Atlanta (33,8/25 - possível); uma indústria de conformação mecânica por forjamento em Michigan (35/23,9 - possível) e uma indústria de fundição de alumínio para pistões no sudeste de Indiana (33,3/25,5 - possível).

Scheatzle; Wu e Yellott (1989) realizaram um estudo para determinar se a zona de conforto para verão, como apresentada pela ASHRAE, podia ser expandida para incluir condições obtidas em áreas de clima quente e seco, com uma combinação de resfriamento evaporativo e circulação do ar obtida por ventiladores de teto. O resfriamento evaporativo pode prover um resfriamento aceitável durante partes do ano em climas quentes e secos, mas

não é satisfatório nos períodos em que a temperatura de bulbo úmido é alta. O ventilador de teto pode aumentar o período de tempo em que o resfriador evaporativo pode ser usado. Citam que um estudo conduzido por Rohles; Konz e Jones (1983), mostrou que ventiladores de teto podem efetivamente estender a região de conforto até temperaturas de 29,4 °C e 50% de umidade relativa. O estudo mostrou que velocidades entre 0,46 m/s e 1,02 m/s, fornecidas por ventiladores de teto podem aumentar o tempo em que o resfriador evaporativo direto pode ser usado para conforto térmico. Com o resfriador evaporativo indireto é teoricamente possível proporcionar resfriamento para a estação toda utilizando maiores velocidades do ar.

Liesen e Pedersen (1991) apresentam cinco configurações de resfriadores evaporativos para análise de energia através do programa BLAST (Building Loads Analysis and System Thermodynamics). O trabalho mostra o desenvolvimento dos modelos e seu relacionamento funcional com a operação do sistema de ventilação. Esta implementação permite avaliar possibilidades e alternativas de utilização de todos os tipos de sistemas evaporativos em diversas condições climáticas. Apresentam exemplos de análise para várias cidades americanas e concluem que o resfriamento evaporativo torna possível reduzir o consumo de energia elétrica em edifícios, sendo definitivamente vantajoso em edifícios que requerem grande quantidade de ar externo.

Erens e Dreyer (1993) apresentam algumas configurações para sistemas de resfriamento de ar evaporativos. Essas configurações, ilustradas na Figura 1.14, mostram os diversos arranjos pelos quais o ar pode ser resfriado evaporativamente e utilizado no resfriamento de um ambiente.

O sistema de condicionamento de ar evaporativo mais simples consiste de um duto de suprimento de ar que incorpora um sistema de pulverização de água (tipo *spray*). O sistema é chamado de resfriamento evaporativo direto (RED) ou também de saturador adiabático (Figura 1.14a).

Em muitas aplicações, um aumento na umidade do ar não é desejável, e neste caso, utiliza-se um sistema de resfriamento evaporativo indireto. A Figura 1.14b mostra um sistema de resfriamento evaporativo indireto típico onde a corrente de ar que é resfriada pela pulverização da água (ar secundário) é usada para resfriar, através de um trocador de calor (TC), o ar primário (seco) que irá para o ambiente a ser condicionado.

É possível combinar uma câmara de pulverização e um trocador de calor em uma única unidade (Figura 1.14c) para formar um resfriador evaporativo indireto (REI). É vantajoso passar

uma fração do ar resfriado e seco através do lado úmido do trocador de calor em vez de usar somente o ar externo (Figura 1.14d). Este tipo de resfriador é conhecido como evaporativo indireto regenerativo (REIR).

Se unidades de resfriadores evaporativos regenerativos (como mostrado na Figura 1.14d) são colocados em série, a temperatura do ar resfriado que deixa a última unidade aproxima-se da temperatura de ponto de orvalho, mas cada estágio adicional tem menor taxa de fluxo de massa do lado do ar seco. Crum et al. (1987) mostram que, para operar qualquer dos estágios em sua capacidade de resfriamento ótima, metade do ar entregue pelo último estágio deve ser usado no lado úmido do trocador de calor. Assim, a fração total de ar útil entregue por um resfriador evaporativo indireto de  $n$  estágios será  $f = (1/2)^n$ .

Se o ar de exaustão do ambiente condicionado tem uma temperatura de bulbo úmido menor que a do ar externo ele pode ser usado no lado úmido em vez de usar uma fração do ar seco resfriado ou do ar ambiente (Figura 1.14e).

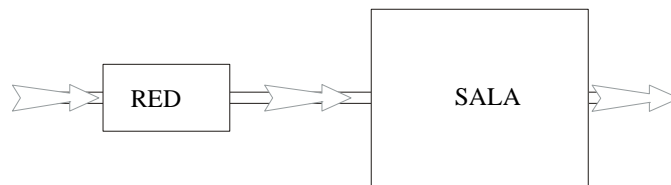


Figura 1.14a - Resfriador evaporativo direto

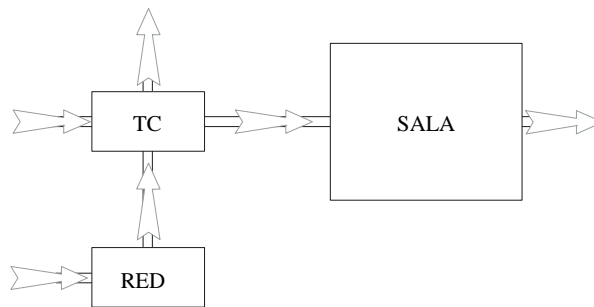


Figura 1.14b - Resfriador evaporativo indireto com trocador de calor e saturador adiabático separados

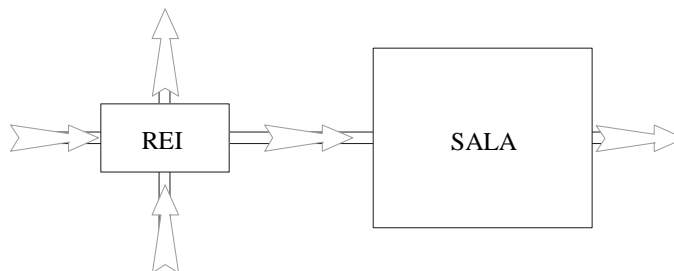


Figura 1.14c - Resfriador evaporativo indireto com trocador de calor e saturador adiabático combinados.

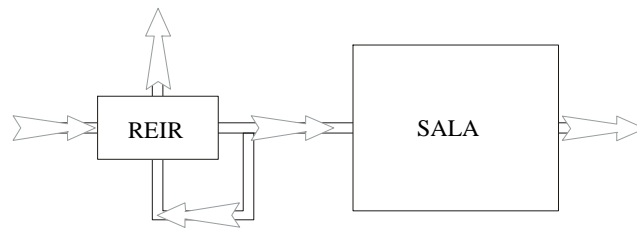


Figura 1.14d - Resfriador evaporativo indireto regenerativo

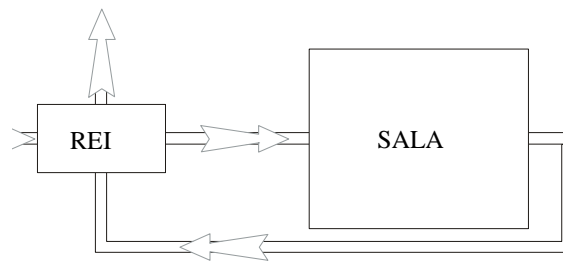


Figura 1.14e - Resfriador evaporativo indireto com regeneração pelo ar que deixa o ambiente condicionado

Figura 1.14 - Configurações de sistemas evaporativos para condicionamento de ar

Tinoco e Ibrahim (1994) projeta um sistema de resfriamento adiabático constituído de material poroso umedecido, acoplado a um ventilador e um tubo de distribuição de vazão (denominado SMPVT) a ser empregado em salas de recepção de ovos de matrizes, com o objetivo de comparar a eficiência desse sistema com o sistema já usual no Brasil, constituído de aspersão de água sobre cobertura em conjunto com ventilação interna (denominado SACVI). Nas salas de recepção de ovos a temperatura deve permanecer em níveis inferiores a  $23,3\text{ }^{\circ}\text{C}$  e a umidade relativa do ar deve estar entre 70% e 80% para não comprometer a produção. Eles concluem que os melhores resultados de taxa de eclosão, representados por superioridade média diária de 5,67% foram obtidos no SMPVT e que para os dois sistemas de condicionamento ambiente em estudo, as salas de recepção equipadas com SMPVT apresentaram melhores condições de conforto térmico e, conseqüentemente, melhores condições para alojar os ovos de incubação.

Alonso; Vieira e Martinez (1995) apresentam um modelo matemático que fundamenta-se na determinação de uma temperatura equivalente. Mediante equações de transferência de calor e massa, supondo que o processo no canal úmido é adiabático, desenvolvem equações

que dependem da umidade relativa. O modelo considera cada elemento infinitesimal de um resfriador evaporativo indireto como um trocador de calor e estabelece uma equação de saturação do ar secundário que permite determinar a sua temperatura e umidade ao longo de toda superfície de troca de calor utilizando uma equação polinomial para a temperatura e uma reta para a umidade relativa.

Belding e Delmas (1997) mostram que, nos últimos anos, tem sido desenvolvidos módulos compactos de resfriadores evaporativos indiretos para uso em condicionadores de ar individuais. Apresentam um módulo trocador de calor de  $0,056 \text{ m}^3$  é capaz de produzir aproximadamente  $2,93 \text{ kW}$  de refrigeração para uma temperatura na entrada de  $43^\circ\text{C}$  e um conteúdo de umidade de  $6,9 \text{ g/kg}$ , produzindo, na saída, ar a uma temperatura de  $19^\circ\text{C}$ .

Schibuola (1997) comenta que, nas aplicações de ar condicionado tradicionais, nas quais a serpentina de resfriamento desumidifica o ar, é possível aumentar a reutilização do ar de retorno para recuperar energia. O sistema apresentado por ele utiliza o resfriamento evaporativo para pré-resfriar o ar de retorno e trocadores de calor para resfriar o ar externo captado. Esse sistema, aplicado em Milão, Atenas e Roma, cidades caracterizadas por clima ameno, resulta em uma economia de energia entre 5% e 35%, dependendo da vazão de ar e da taxa de ocupação do ambiente.

Watt e Brown (1997) citam que um dos mercados mais promissores ao resfriamento evaporativo é o agropecuário. Muitos animais domésticos têm a temperatura corporal mais alta que a do homem, como por exemplo, bovinos ( $38,5^\circ\text{C}$ , em média), ovinos ( $39,1^\circ\text{C}$ ), suínos ( $39,2^\circ\text{C}$ ), lãparos ( $39,5^\circ\text{C}$ ), caprinos ( $39,9^\circ\text{C}$ ) e galináceos ( $41,7^\circ\text{C}$ ). De um modo geral os animais não são tão sensíveis à umidade quanto os humanos mas sofrem excessivamente quando a temperatura do ambiente se aproxima de sua temperatura corporal e o primeiro sinal do estresse térmico é a redução do apetite, podendo até mesmo levar à morte. Um sistema adequado de ventilação ou de resfriamento evaporativo pode promover o conforto térmico nesses casos.

Quanto a sistemas de resfriamento evaporativo aplicados à condicionamento de ar automotivo, Watt e Brown (1997) relatam que os sistemas evaporativos precederam os sistemas mecânicos em automóveis utilizados por turistas que visitavam o sudoeste dos EUA.

Baêta et al (1997) avaliaram o efeito da ventilação forçada e de sistemas de resfriamento evaporativo para melhorar as condições térmicas ambientais em maternidades de suínos durante o verão de 1996. Utilizaram salas de maternidade e alojaram as matrizes nas mesmas, quatro dias antes da parição. Os tratamentos testados foram: ventilação forçada, resfriamento evaporativo com nebulizador acoplado ao ventilador e resfriamento evaporativo com material poroso acoplado ao ventilador. Os resultados demonstraram que os sistemas de resfriamento evaporativo proporcionaram melhores condições térmicas para as matrizes lactantes.

Halasz (1998) apresenta um modelo matemático adimensional geral para descrever todos os tipos de dispositivos de resfriamento evaporativo em uso atualmente (torres de resfriamento de água, condensadores evaporativos, resfriadores evaporativos de fluido, lavadores de ar, serpentinas de desumidificação, etc). O sistema de equações diferenciais que descreve o processo de vaporização adiabática é transformado em uma forma adimensional pura pela introdução de coordenadas e parâmetros adimensionais e pela substituição da linha de saturação real por uma linha reta, mesma hipótese já feita por Maclaine-cross e Banks (1983).

Foster (1998) apresenta dados de desempenho, de economia de energia, de benefícios e de manufatura de sistemas evaporativos para diversas cidades nos EUA e no México.

Naas (1999) apresenta tabelas com limites admissíveis de temperatura recomendadas para a produção mínima de ruminantes e discorre sobre a influência da temperatura, da umidade relativa e do tempo de exposição sobre a produtividade de vacas leiteiras. Conclui que sistemas de refrigeração são necessários para se alcançar produções máximas e que sistemas de aspersão de água e de ventilação são muito efetivos e de baixo custo.

Cardoso; Camargo e Travelho (1999) desenvolveram um trabalho no qual se apresenta um estudo do balanço térmico para os sistemas de resfriamento direto e indireto, é ilustrado um sistema com pré-desumidificação por adsorção e são feitos comentários a respeito de vaporização da água em pressões abaixo da pressão atmosférica e da utilização de um sistema ar/vapor d'água/combustível para aplicação automotiva.

Mazzei e Palombo (1999) estudam um sistema (resfriamento evaporativo indireto, direto e compressão de vapor acoplados) aplicados a diversas regiões da Itália, caracterizadas

por diferentes climas. Apresentam os esquemas mais propícios para as diversas regiões plotados em cartas psicrométricas e estudos de custo de operação e custos globais.

Camargo; Cardoso e Travelho (2000a) discorrem sobre os princípios de operação dos sistemas de resfriamento evaporativo direto, indireto e multi-estágios, apresentando dois métodos que podem ser utilizados para a determinação de referenciais para uma eficiente utilização de sistemas de resfriamento evaporativo. É feita uma aplicação para diversas cidades brasileiras concluindo que a utilização de sistemas evaporativos diretos encontra-se limitada devido à características climáticas regionais.

Camargo; Cardoso e Travelho (2000b) fazem considerações sobre aspectos de conforto térmico para condicionamento de ar por resfriamento evaporativo tais como, temperatura efetiva, índice de resfriamento pela movimentação de ar e zonas de conforto e aplicam dois métodos para avaliação do uso eficiente de sistemas evaporativos para diversas cidades chilenas.

Joudi e Mehdi (2000) apresentam um estudo de aplicação do resfriamento evaporativo indireto a uma residência típica localizada em Bagdá, sistema este com carga de resfriamento variável. O sistema REI usa um trocador de calor tipo placa com fluxo cruzado e o modelo teórico utiliza o trabalho de Pescod. Analisam e comparam quatro sistemas: somente ventilação, RED de simples estágio, REI de simples estágio e um sistema de dois estágios REI + RED. Concluem que o sistema de dois estágios fornece a máxima capacidade de resfriamento.

Camargo (2000) apresenta, em sua dissertação de mestrado, os princípios básicos para a utilização, para o conforto térmico humano, de um sistema de condicionamento de ar que utiliza o processo de resfriamento evaporativo. Apresenta, a seguir, os princípios de operação dos sistemas de resfriamento direto e indireto e o desenvolvimento teórico das equações de trocas térmicas para os sistemas direto e indireto, bem como uma análise da efetividade para ambos os sistemas. Desenvolve quatro métodos que podem ser utilizados para determinação de referenciais para utilização eficiente de sistemas de resfriamento evaporativo, aplicando-os a diversas cidades brasileiras.

Kant et al (2001) apresentam um artigo em que examinam a possibilidade de condicionamento de ar nos meses de verão em Delhi, na Índia. Simulam o efeito do número de trocas de ar por hora e do fator de *by-pass* (BPF) no desempenho do sistema. Concluem que se a temperatura e a umidade relativa são altas no ambiente então o sistema RED não consegue proporcionar conforto, mas combinações apropriadas de trocas de ar e de BPF podem ser utilizadas para propiciarem melhores resultados.

Camargo e Ebinuma (2001) apresentam os princípios básicos de funcionamento e considerações técnicas para a utilização do resfriamento evaporativo em condicionamento de ar para conforto térmico humano, discorrendo a respeito de sistemas de resfriamento evaporativo direto, indireto, multi-estágios e de sistemas híbridos. Apresentam, ainda, alguns benefícios ambientais e econômicos resultantes da utilização eficiente desses sistemas.

Daf e Sumathy (2002) estudaram o material constituinte da célula evaporativa de um resfriador evaporativo direto. Um modelo matemático para a temperatura de interface dos filmes foi desenvolvido. Uma análise dos resultados demonstra que existe um tamanho considerado ótimo para o canal de ar, o que resulta em uma temperatura baixa e que o desempenho do sistema pode ser muito melhor com a otimização dos parâmetros de operação, como taxas de fluxo de massa da água de alimentação de água e de ar de processo, bem como diferentes tamanhos da célula evaporativa.

Costelloe e Finn (2002) apresentam um trabalho em que quantificam a disponibilidade de resfriamento evaporativo para cidades européias do norte e do sul. O trabalho incorpora descobertas de pesquisas experimentais recentes e baseia a análise de viabilidade em testes meteorológicos referentes a informações anuais do tempo. Os resultados dessa pesquisa confirmam um maior potencial para a geração de água resfriada por meios evaporativos, os quais podem ser usados para prover resfriamento efetivo em sistemas de serpentinhas e ventiladores, painéis de teto resfriados por água gelada, etc.

Hasan e Sirén (2003) analisam o desempenho de dois trocadores de calor resfriados evaporativamente. Um dos trocadores de calor é com tubos lisos e o outro com tubos aletados. Um modelo é usado para calcular o desempenho térmico dos trocadores assumindo uma temperatura da água vaporizadora constante no trocador de calor. Encontra-se um índice



energético definido como a razão entre a condutância térmica volumétrica e a queda de pressão por unidade de comprimento para comparar os dois trocadores.

#### 1.4.2 Sistemas com pré-desumidificação por adsorção

A Munters desenvolve atualmente um sistema desumidificador dessecante (REVISTA ABRAVA, 1999) que diminui a umidade do ar até níveis muito mais baixos que aqueles obtidos por refrigeração mecânica. Este sistema utiliza um cilindro tipo colméia (*honeycomb*) como mostrado na Figura 1.13.

A Figura 1.15 mostra várias possibilidades de utilização de sistemas de resfriamento evaporativo com dois ou três estágios. Utilizam-se as mesmas condições inicial e final das análises anteriores empregando, agora, pré-desumidificação por adsorção (CARDOSO; CAMARGO; TRAVELHO, 1999).

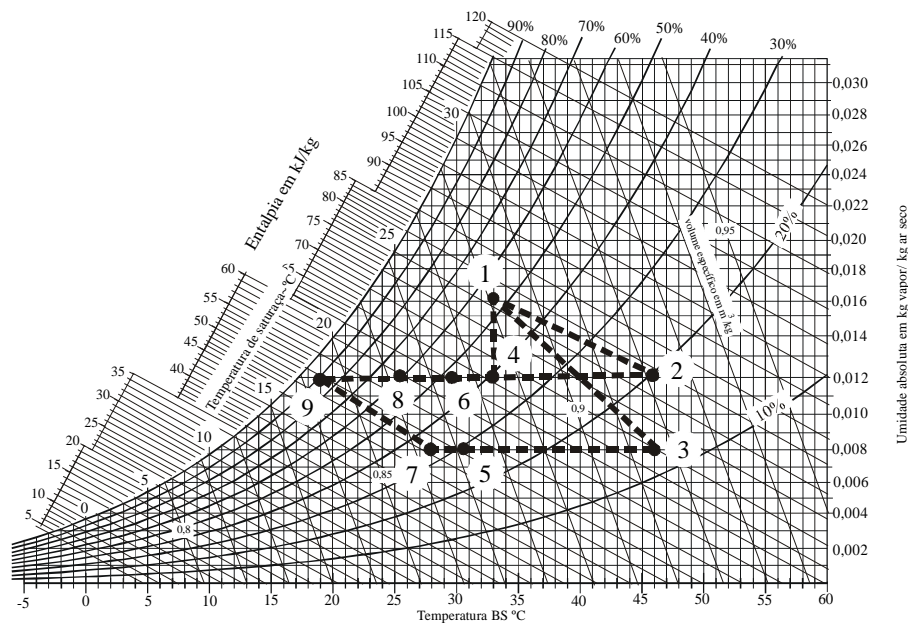


Figura 1.15 - Resfriamento evaporativo com pré-desumidificação

Nessa figura, o processo 1-2-6-8-9 é um sistema de 2 estágios com desumidificação e refrigeração mecânica. Entre os estados 1 e 2 ocorre a desumidificação por adsorção, entre 2 e 6 tem-se o processo de resfriamento evaporativo indireto e entre 6 e 9 tem-se a refrigeração mecânica de reforço. O processo 1-4 considera desumidificação sem aquecimento e, neste caso, o processo 4-8 corresponde ao resfriamento evaporativo indireto e o processo 8-9 à

refrigeração mecânica. O processo 1-3-5-7-9 é um sistema com 3 estágios com desumidificação por adsorção e refrigeração mecânica. Neste outro caso, o calor do processo 5-7 é suprido pela refrigeração mecânica e o do processo 7-9 pelo sistema de resfriamento evaporativo direto.

Os sistemas de resfriamento evaporativo utilizando pré-desumidificação apresentam perspectivas promissoras, principalmente para aplicação em veículos automotivos e sistemas de cogeração, pois nesses casos é possível utilizar os gases de descarga para a reativação do adsorvente.

Belding e Holeman (1994) apresentaram um processo de desumidificação com regeneração em altas temperaturas e mais tarde trabalharam em um novo processo que incorpora uma grande carga de dessecante dentro de um cilindro, com escoamento laminar de ar. Isto resultou em um sistema com uma alta capacidade de regeneração em um equipamento compacto. Um conjunto de módulos de REIs foi especialmente projetado para um sistema de resfriamento por desumidificação e testado para diversas condições de entrada, conseguindo-se ar seco em uma faixa de temperatura entre 40°C e 60°C. Não é necessária uma grande desumidificação (entre 2 a 5 g/kg) pois níveis entre 5 e 7 g/kg propiciam condições confortáveis e capacidades de resfriamento suficientes (BELDING; DELMAS, 1997).

Shen e Worek (1996) aplicam a Segunda Lei da Termodinâmica a um sistema de resfriamento dessecante operando com recirculação total de ar, conforme Figura 1.16. Neste estudo o adsorvente é o *molecular sieve* 13X e o ar de processo é assumido como contendo ar seco, vapor d'água e dióxido de carbono. A eficiência da Segunda Lei é documentada em termos do número total de unidades de transferência de calor (NTU) e da temperatura de regeneração.

Belding e Delmas (1997) apresentam um sistema composto de um desumidificador dessecante rotativo acoplado a um trocador de calor ar/ar e a dois resfriadores evaporativos (um indireto e outro direto). Usando um cilindro de 0,68 m de diâmetro com regeneração a 175°C e 15 kW de resfriamento encontram um coeficiente de desempenho (COP) igual a 0,72. A Figura 1.17 mostra o sistema utilizado.

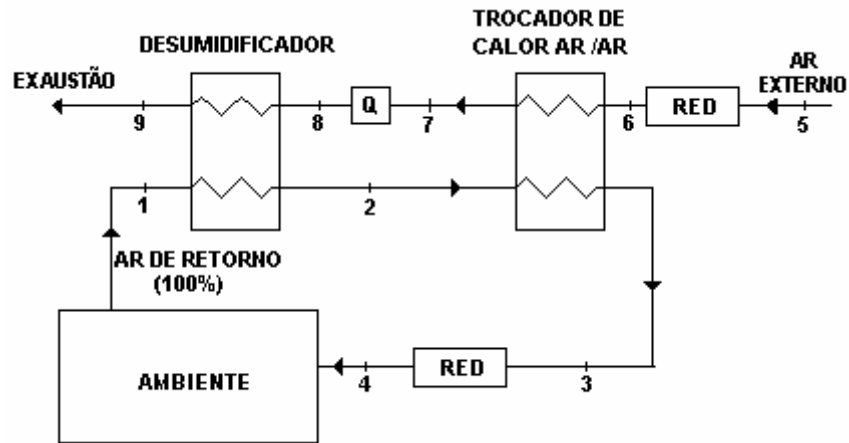


Figura 1.16 – Sistema utilizado por Shen e Worek (1996)

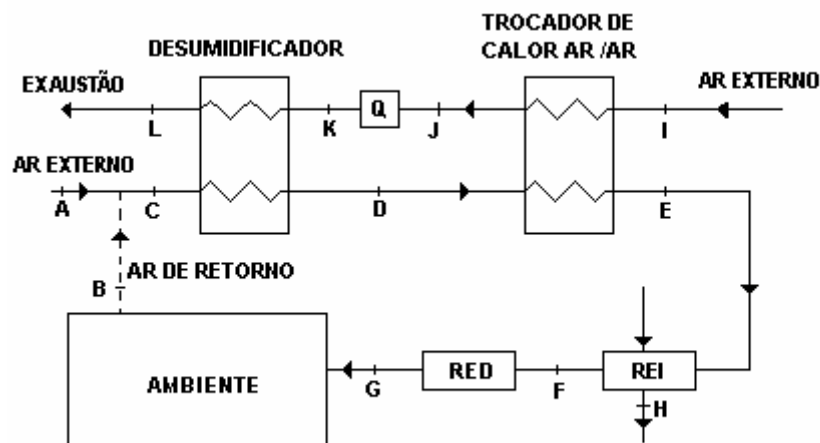


Figura 1.17 – Sistema utilizado por Belding e Delmas (1997)

Jalalzadeh-Azar (2000) examina os efeitos da resposta transiente e do custo de energia em um sistema dessecante rotativo que utiliza um desumidificador acoplado a um *heat-pipe* e a um resfriador evaporativo direto (Figura 1.18).

Jalalzadeh et al (2000) determinam experimentalmente as características de desempenho de um sistema de desumidificação disponível comercialmente. Duas variáveis de projeto são examinadas: a taxa entre os fluxos de ar de processo/ ar de regeneração e a temperatura de reativação. Mostram que o coeficiente de desempenho é significativamente mais sensível à variação da taxa entre os fluxos de ar e que a capacidade de desumidificação é relativamente insensível. Por outro lado, a temperatura de regeneração afeta a capacidade de desumidificação com uma pequena variação no coeficiente de desempenho.

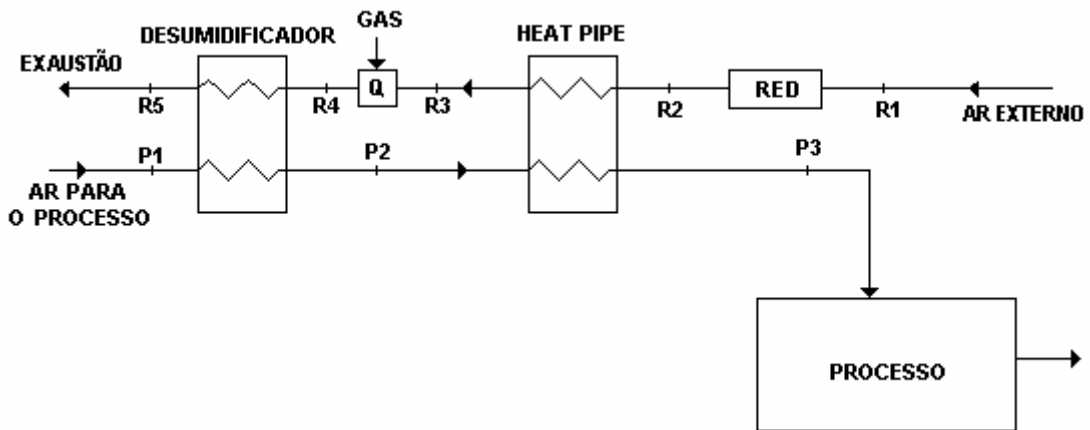


Figura 1.18 – Sistema utilizado por Jalalzadeh-Azar (2000)

Vineyard et al (2000) apresentam um sistema híbrido que utiliza um desumidificador dessecante tipo cilindro rotativo acoplado a uma “roda de Pennington” e a um RED, conforme Figura 1.19, e analisam o impacto da variação de vários parâmetros de operação no desempenho do sistema.

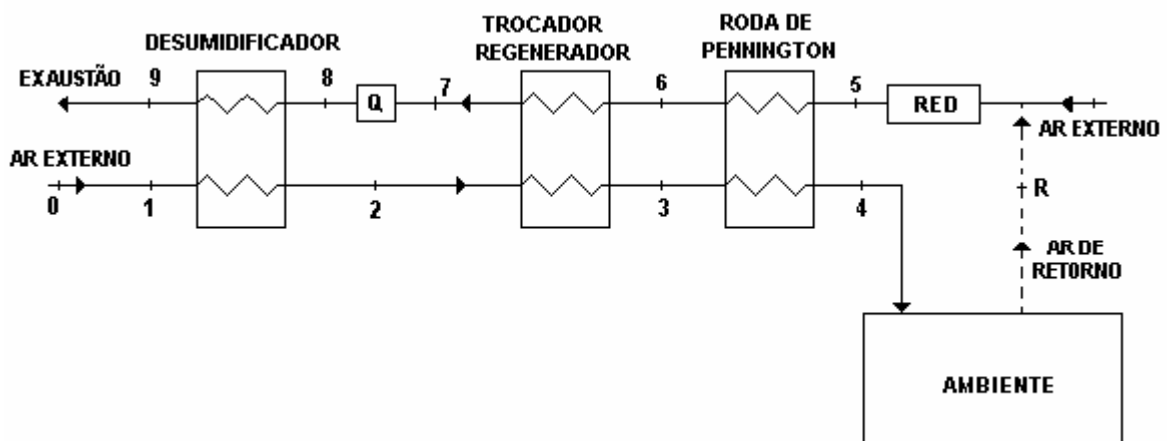


Figura 1.19 - Sistema utilizado por Vineyard et al (2000)

Os parâmetros analisados são: velocidade de rotação do desumidificador, temperatura de regeneração, taxa volumétrica de ar, espessura da roda desumidificante, ângulo do setor de desumidificação e carga de material dessecante. Uma comparação entre duas cargas de dessecante mostram que uma carga maior é mais eficiente. Para ambas as cargas a capacidade

latente e o coeficiente de desempenho melhoram quando a velocidade de rotação e as taxas de ar aumentam. O aumento na temperatura de regeneração aumenta a capacidade latente mas provoca pequena variação no COP latente

Jain et al (2000a) apresentam um sistema híbrido com dessecante líquido que utiliza um absorvedor tipo tubo e um regenerador tipo placa. Dois fatores de umidificação são definidos e estimados e o modelo teórico é comparado com dados experimentais, encontrando um desvio de aproximadamente 30%.

Jain et al (2000b) estudam um sistema com dessecante líquido (brometo de lítio) acoplado a um trocador de calor ar/ar e a dois REDs, conforme mostra a Figura 1.20. Buscam a otimização do sistema utilizando um problema de programação não-linear. Concluem que, se existe disponibilidade de calor residual o sistema pode ser uma alternativa viável aos sistemas convencionais.

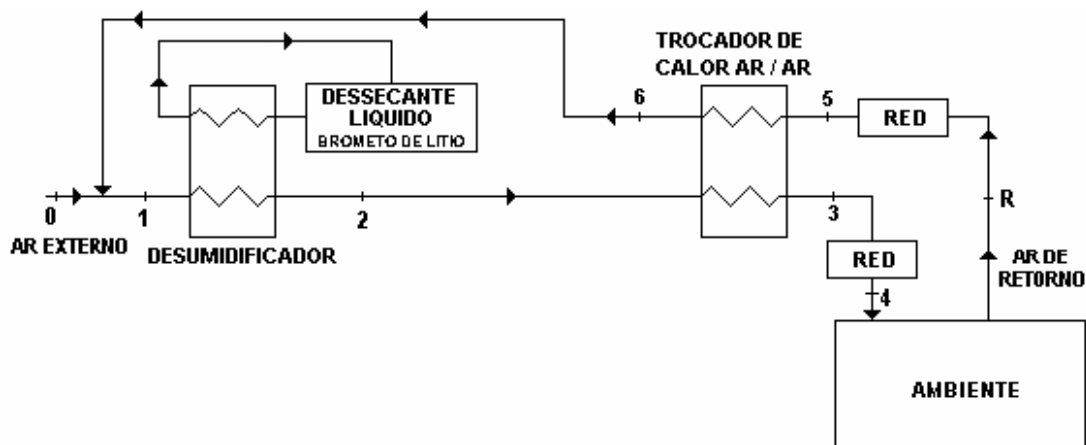


Figura 1.20 – Sistema utilizado por Jain et al. (2000b)

Zhenqian e Mincheng (2000) mostram uma aplicação de um *heat-pipe* com *loop* capilar incorporado a um desumidificador dessecante a dois REIs, de acordo com a Figura 1.21. O estudo envolve a análise do sistema e as limitações inerentes aos princípios de funcionamento do *heat-pipe*. É simulado o desempenho do sistema para um clima quente.

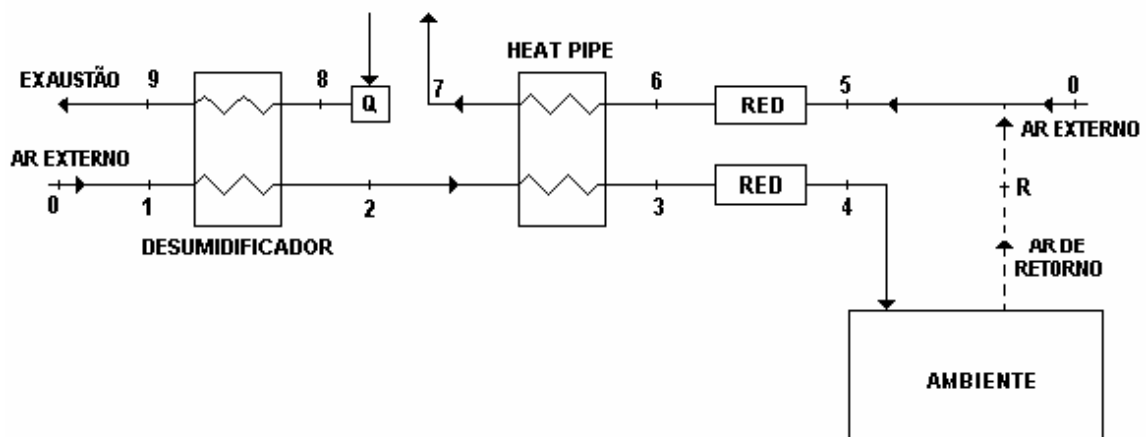


Figura 1.21 – Sistema utilizado por Zhenqian e Mincheng (2000)

Yanjun et al (2000) analisam um sistema híbrido composto de uma seção de desumidificação por adsorção, resfriamento evaporativo e sistema por compressão de vapor e demonstram que a produção de frio deste sistema aumenta de 20% a 30% e que o coeficiente de desempenho aumenta de 20% a 40% quando comparado com o sistema por compressão de vapor.

Henning et al (2001) mostram várias combinações de coletores solares com sistemas dessecantes e discorrem sobre o uso da energia solar como fonte de reativação.

Daí Y. J.; Wang R. Z. e Xu Y. X. (2002) estudam um sistema de resfriamento solar híbrido que combina as tecnologias da desumidificação dessecante e de um refrigerador por adsorção sólida, proposto para resfriar grãos. Os principais componentes do sistema são uma roda dessecante rotativa e um coletor solar por adsorção. Comparado somente com o sistema de refrigeração por adsorção sólida, o novo sistema híbrido tem um desempenho melhor. Adicionalmente, alguns parâmetros, tais como condições do ambiente, efetividades do trocador de calor e do resfriador evaporativo, taxa do fluxo de massa, etc, que afetam o desempenho do sistema, são também analisados.

## **CAPÍTULO 2 DESEMPENHO DE UM RESFRIADOR EVAPORATIVO E DE UM DESUMIFICADOR ADSORTIVO**

Neste capítulo apresentam-se dois métodos que permitem avaliar a possibilidade de utilização dos sistemas evaporativos em função das condições climáticas do local, apresentam-se os resultados dos ensaios de desempenho de um equipamento de resfriamento evaporativo direto e faz-se uma análise dos principais parâmetros que afetam o desempenho dos desumidificadores por adsorção.

### **2.1 ZONAS DE CONFORTO TÉRMICO**

No estudo de conforto térmico, um índice que bem representa a sensação térmica é a Temperatura Efetiva (TE). Uma vez que a temperatura, a umidade e a movimentação do ar interagem de forma independente, é necessário considerá-las juntas, pois todos esses fatores contribuem para determinar a sensação de frio ou calor sentida pelo corpo humano. A Temperatura Efetiva é uma composição desses parâmetros e procura exprimir a temperatura na qual “a maioria das pessoas se sente bem”, levando em conta o tempo de exposição e os efeitos da umidade e da movimentação do ar. Testes realizados por Yaglou, em 1923, na cidade de Pittsburgh, EUA. resultaram na Carta de Conforto ASHRAE (Figura 2.1). Apesar de ter sido feita em Pittsburgh, com trabalhadores homens usando roupas para residência ou escritório, ela resultou no mais conhecido índice ou nas condições internas desejáveis, e é utilizada por toda a indústria de condicionamento de ar.

Esta carta é apresentada como um nomograma de modo a facilitar a resolução de problemas de conforto. Os dois eixos à esquerda e à direita representam, respectivamente, as temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido do ar. Entre elas, no meio do nomograma, aparecem as linhas que representam as velocidades do ar, variando desde 0,1 m/s até 3,5 m/s. Para determinar a temperatura efetiva liga-se a temperatura de bulbo seco à temperatura de bulbo úmido através de uma linha reta. Do ponto onde esta linha cruza a linha de velocidade do ar lê-se, na escala inferior, a temperatura efetiva.

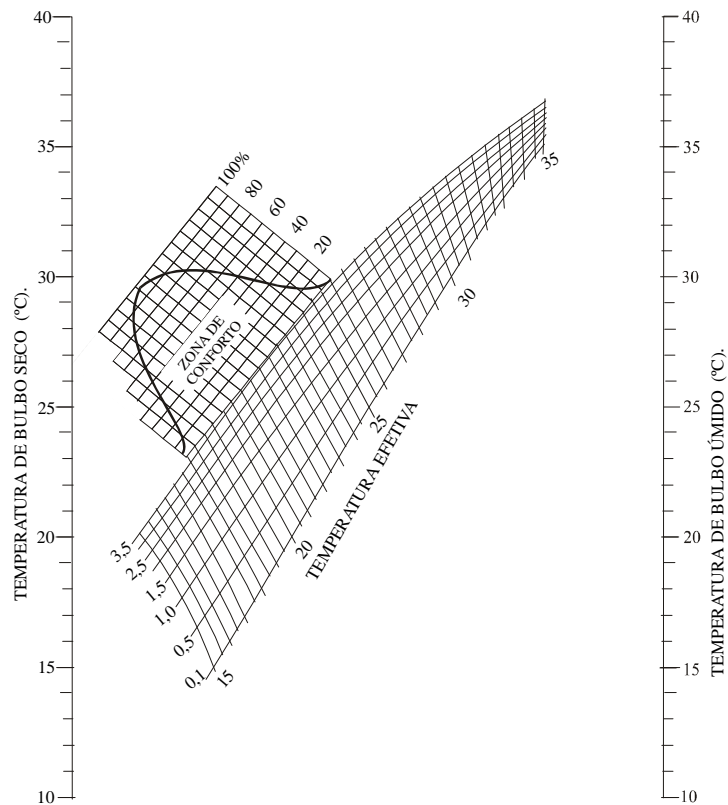


Figura 2.1 – Carta de conforto ASHRAE (CAMARGO, 2000)

Na parte superior das linhas de velocidades é mostrada uma zona de conforto e a pequena escala a direita dessa zona representa o percentual de pessoas que se sentem confortáveis naquela respectiva temperatura efetiva.

Como a carta de temperaturas efetivas da ASHRAE não leva em conta a quantidade de radiação solar incidente, um aumento de aproximadamente  $0,5^{\circ}\text{C}$  deve ser feito na temperatura efetiva para cada 5 graus de redução na latitude norte a partir da latitude de  $41^{\circ}$  (WATT, 1963; WATT; BROWN,1997), ou seja, a zona de conforto mostrada na Figura 2.1 se move para a direita de aproximadamente  $0,5^{\circ}\text{C}$  a cada redução de  $5^{\circ}$  na latitude.

Uma carta psicrométrica que inclui a zona de conforto da ASHRAE, é mostrada na Figura 2.2a. Esta zona de conforto foi depois expandida para resfriamento evaporativo (Figura 2.2b), conforme apresentado por Crow (1972) e pela ASHRAE (1995).

Devido à forma da zona de conforto expandida da ASHRAE tem-se que a curva de umidade relativa de 80% é o limite superior para o resfriamento evaporativo, podendo ser usada a umidade relativa de 70% como um limite alternativo em ambientes com pouca ventilação ou onde a umidade pode prejudicar os produtos ou objetos dentro do ambiente.



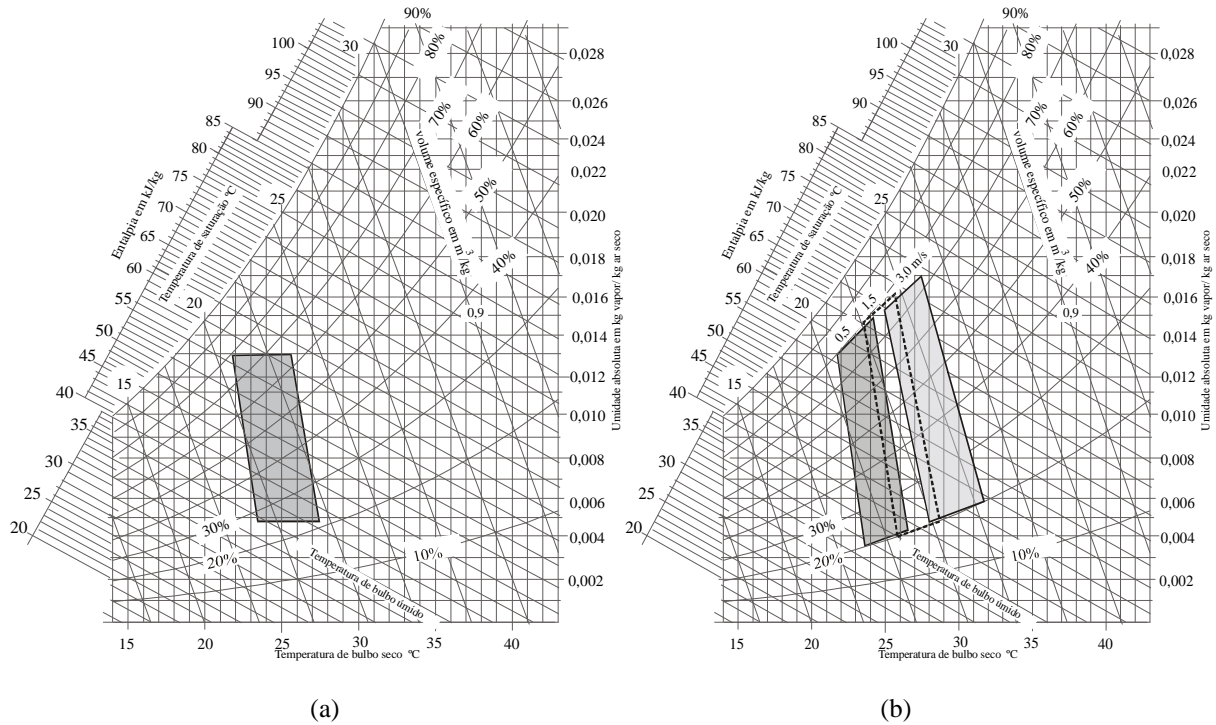


Figura 2.2 – Zonas de conforto ASHRAE. (a) representa a zona de conforto para inverno e verão de acordo com a temperatura efetiva e (b) representa a mudança relativa na zona de conforto para o resfriamento evaporativo (CAMARGO, 2000)

A zona à esquerda representa a velocidade de circulação do ar de 0,5 m/s. Seu eixo central (não representado), onde a maioria se sente confortável, indica uma temperatura efetiva de 23,9°C. A zona central representa a velocidade de 1,5 m/s dando o maior conforto ao longo de seu eixo central para uma temperatura efetiva de 26,1°C. A zona mais alta à direita (3,0 m/s) é centrada na temperatura efetiva de aproximadamente 28,3°C. Estas zonas de conforto têm aplicabilidade limitada ao resfriamento evaporativo. Velocidades do ar abaixo de 1 m/s são recomendadas para pessoas em trabalho sedentário, sendo que velocidades maiores são utilizadas para atividades manuais e físicas.

Camargo (2000) determinou, no diagrama psicrométrico, uma zona em que, a partir dela, é possível atingir a região de conforto tanto através do resfriamento direto quanto do indireto. O resultado é mostrado na Figura 2.3.

Para se escolher uma temperatura externa de projeto pode-se optar por um determinado nível de frequência de ocorrência de temperatura. Frequências de 1%, 2,5% e 5% foram selecionadas pela ASHRAE para oferecer alternativas ao projetista para julgar e decidir o nível de risco do seu projeto. Esses três níveis de frequência de ocorrência representam temperaturas de bulbo seco que são igualadas ou excedidas por 1%, 2,5% e 5% do número

total de horas dos meses de verão, de dezembro a março no hemisfério Sul (121 dias, num total de 2904 horas).

Assim, tabelas com as temperaturas de bulbo seco de projeto para 1%, 2,5% e 5% com os apropriados valores de TBU coincidentes podem ser utilizadas para plotar os pontos iniciais na Figura 2.3. Se o ponto está abaixo da linha representativa de um REI com  $\epsilon = 60\%$  ou  $70\%$  então é possível utilizar este sistema de resfriamento para conforto.

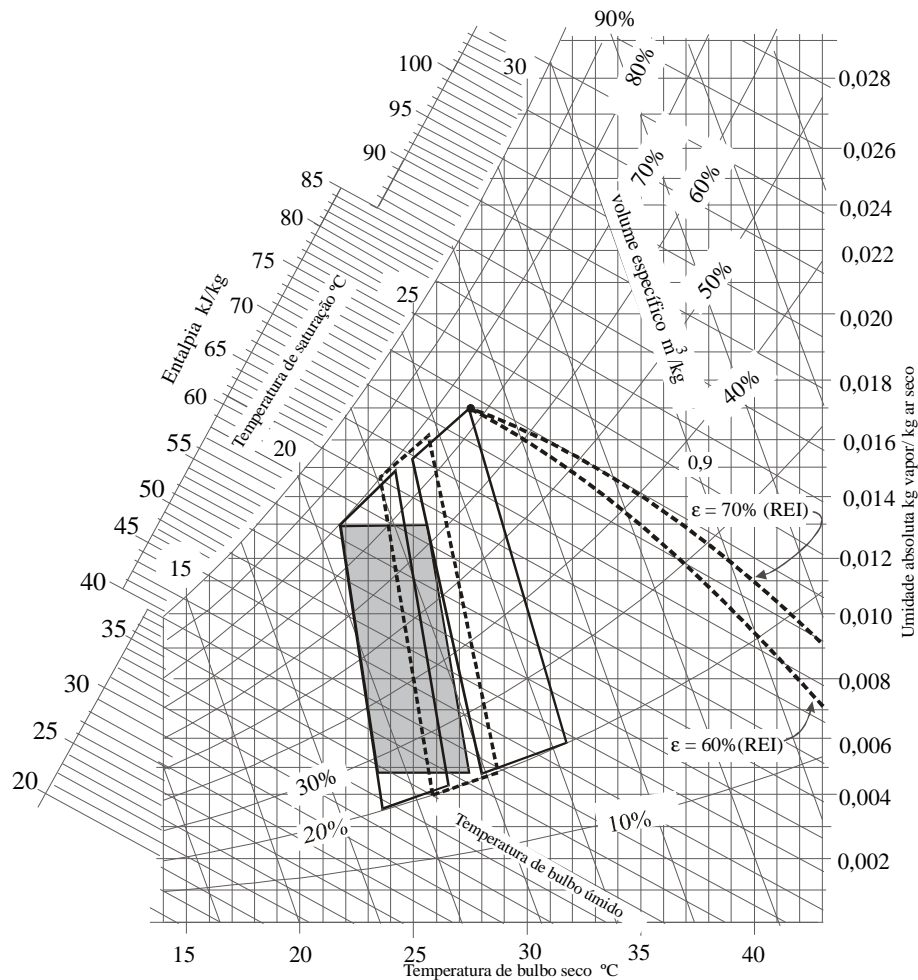


Figura 2.3 – Delimitação da região de onde é possível atingir a zona de conforto por resfriamento evaporativo

Pela análise do diagrama pode-se notar que um dos requisitos para estar dentro da região onde se pode atingir as zonas de conforto é que a temperatura de bulbo úmido seja menor que  $24\text{ °C}$ . Para localidades com condições climáticas que não permitem atingir a zona de conforto apenas através do resfriamento evaporativo pode ser utilizado um processo de

pré-desumidificação do ar por adsorção, conforme Figura 1.9, combinações indireto/direto, conforme Figura 1.6 ou utilizar-se a refrigeração mecânica como apoio, conforme Figura 1.7.

## 2.2 MÉTODOS PARA AVALIAR OS SISTEMAS DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO

Diversos métodos podem ser utilizados para avaliar a melhoria nas condições de conforto térmico ambiental que pode ser conseguida por meio de resfriadores evaporativos. Neste tópico serão apresentados dois métodos (CAMARGO, 2000), que podem ser aplicados para classificar e verificar a viabilidade de utilização de equipamentos de condicionamento de ar para conforto, por resfriamento evaporativo, e exemplificados para diversas cidades.

### MÉTODO 1: *Índice de Aplicabilidade (IA) do resfriamento evaporativo*

Um método rápido para se avaliar aproximadamente o potencial do resfriamento evaporativo é utilizar o IA, definido por:

$$\text{Índice de Aplicabilidade: } IA = TBU - \Delta T \quad (2.1)$$

onde  $\Delta T = (TBS - TBU)$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) é denominado depressão de bulbo úmido do ar externo.

Esse índice será tanto menor quanto maior for a diferença entre as temperaturas de bulbo seco e úmido, ou seja, quanto menor a umidade relativa do ar. Isso indica que, quanto menor o IA, mais efetivo é o resfriamento evaporativo local. Assim, esse número indica o potencial do resfriamento evaporativo.

Watt (1963) recomenda que, de um modo geral, índices menores ou iguais a 10 indicam resfriamento para conforto, entre 11 e 16 resfriamento lenitivo (alívio) e índices acima de 16 classificam locais como não recomendados para utilização de sistemas de resfriamento evaporativo.

Assim, para que se possa atingir um índice de desempenho recomendável para conforto, é necessária uma depressão de bulbo úmido de, no mínimo,  $12^{\circ}\text{C}$ . Isso representa, por exemplo, uma TBS de  $34^{\circ}\text{C}$  com TBU de  $22^{\circ}\text{C}$ , caracterizando uma localidade com umidade relativa de aproximadamente 35%.

O Apêndice A apresenta uma série de localidades, tanto no Brasil quanto em outros países, mostrando seu Índice de Aplicabilidade (IA).

### *Método 2: Distribuição horária da temperatura efetiva*

Este método baseia-se nos trabalhos de Chowdhury e Ganesan (1983), Robinson (1989) e Jauregui (1991).

A principal proposta desse método é ilustrar o padrão da distribuição da temperatura efetiva e identificar mais precisamente os períodos de conforto (ou de desconforto) ambiental em uma dada localidade. Em adição, como notado por Chowdhury e Ganesan (1983), o método também pode ser utilizado para o planejamento da utilização ótima e exploração das possibilidades de minimização do uso de energia elétrica para o condicionamento do ar, mantendo, no entanto, as pessoas em um estado de conforto fisiológico.

Em qualquer lugar do mundo pode-se obter temperaturas efetivas abaixo da máxima recomendada, através de um resfriamento evaporativo eficiente e da utilização de velocidades do ar apropriadas.

Para um país de dimensões continentais como o Brasil, as diferenças entre as estações não são muito pronunciadas e os meses de dezembro a março, definidos como verão, não correspondem necessariamente ao período mais quente do ano e assim, deve-se fazer um estudo climático para cada caso particular. A Figura 2.4 ilustra esse fato e mostra exemplos de variações sazonais da temperatura para algumas cidades situadas em latitudes altas e baixas. Pode-se notar que essas variações sazonais aumentam com a latitude. As curvas de temperatura para Belém (latitude 01°23') e São Luiz (latitude 02°35') são típicas da zona equatorial. Como o sol está alto durante o ano todo, as variações de temperatura são bastante pequenas (pequena amplitude térmica). O conforto humano é determinado mais pela umidade que pela temperatura. Com o aumento da latitude existem variações mais amplas na altitude do sol durante o ano e ocorrem maiores variações anuais de temperatura. Na região Sul pode-se notar a transição para o clima temperado, com uma variação um pouco mais nítida entre as quatro estações. A amplitude térmica anual é mais significativa (próxima de 10°C).

Uma outra característica de climas equatoriais-tropicais é a maior variação diurna de temperatura comparada com a variação anual, ou seja, as variações diurnas podem igualar ou superar as variações anuais (McGREGOR, 1995).

A Figura 2.4 foi desenvolvida por Camargo (2000) a partir de dados climatológicos apresentados por Goulart; Lamberts e Firmino (1998). Pode-se notar que o período mais

quente ocorre em janeiro para Porto Alegre (latitude 30°00') e São Paulo (latitude 23°37'), em setembro para Brasília (latitude 15°52') e São Luiz, em fevereiro para Recife (latitude 08°08') e em agosto para Belém.

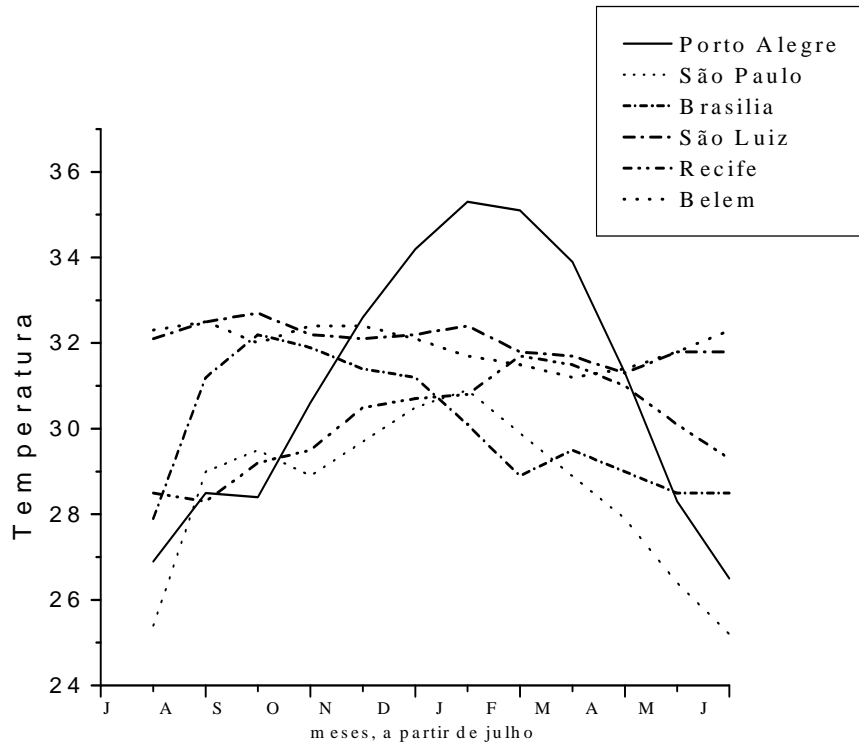
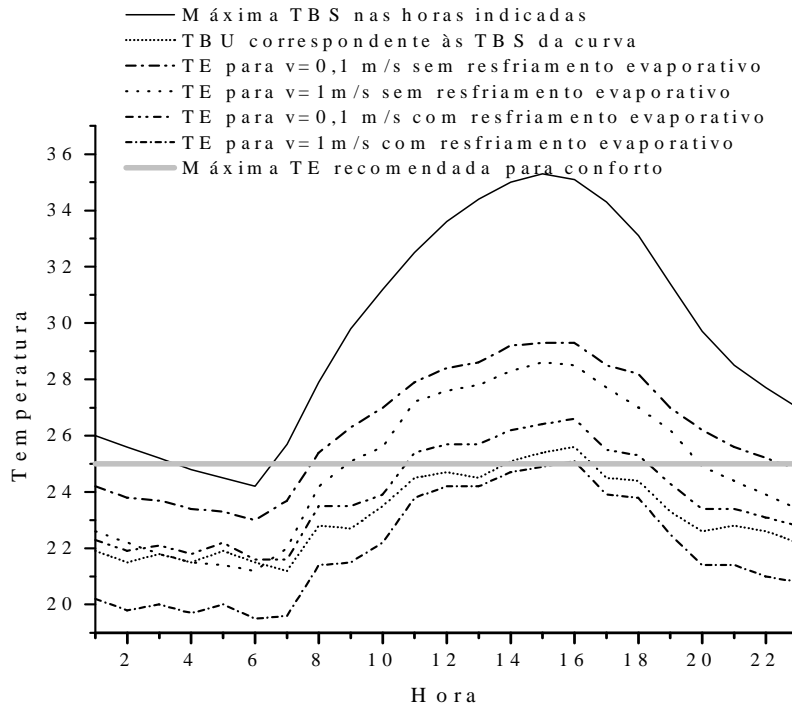


Figura 2.4 – Variação anual de temperatura

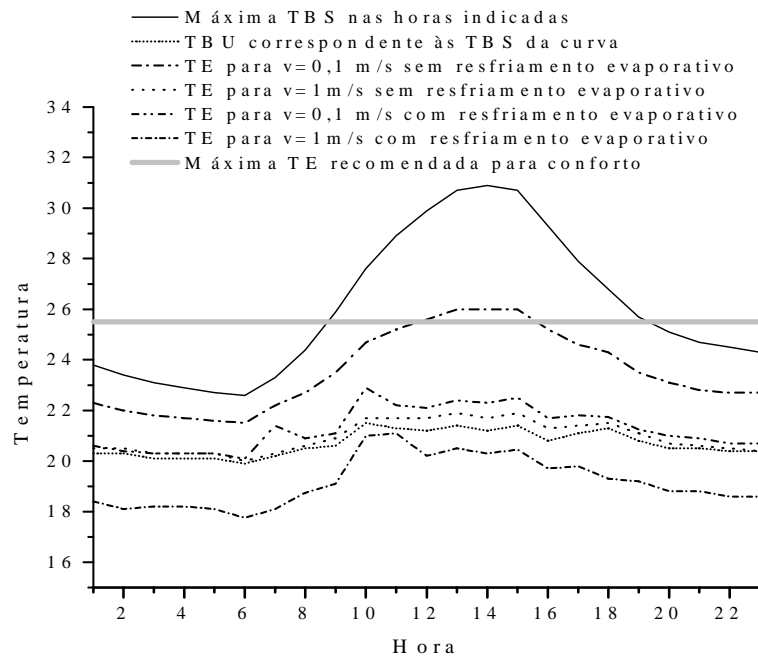
Esse método, ilustrado pelas Figuras 2.5a, 2.5b e 2.5c, consiste em plotar as temperaturas no eixo vertical e o tempo no eixo horizontal. Para exemplificar foram escolhidas aleatoriamente três cidades, Porto Alegre, São Paulo e Brasília. As temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido são as de um dia mensal típico para o mês mais quente do ano, nível 1%.

São plotadas as seguintes curvas: a) máxima TBS registrada nas horas indicadas, b) as correspondentes temperaturas de bulbo úmido, c) a TE quando o ar se move sobre as pessoas a 0,1 m/s com as mesmas TBS e TBU anteriores, porém sem o resfriamento evaporativo, d) a TE para o ar movendo-se a 1,0 m/s, sem resfriamento evaporativo (ventilação pura), e) a TE com resfriamento evaporativo (efetividade de 80%), para o ar movendo-se a 0,1 m/s, f) a TE com resfriamento evaporativo (efetividade de 80%) para o ar movendo-se a 1,0 m/s e g) a máxima TE recomendada para conforto. Comparando a máxima temperatura efetiva

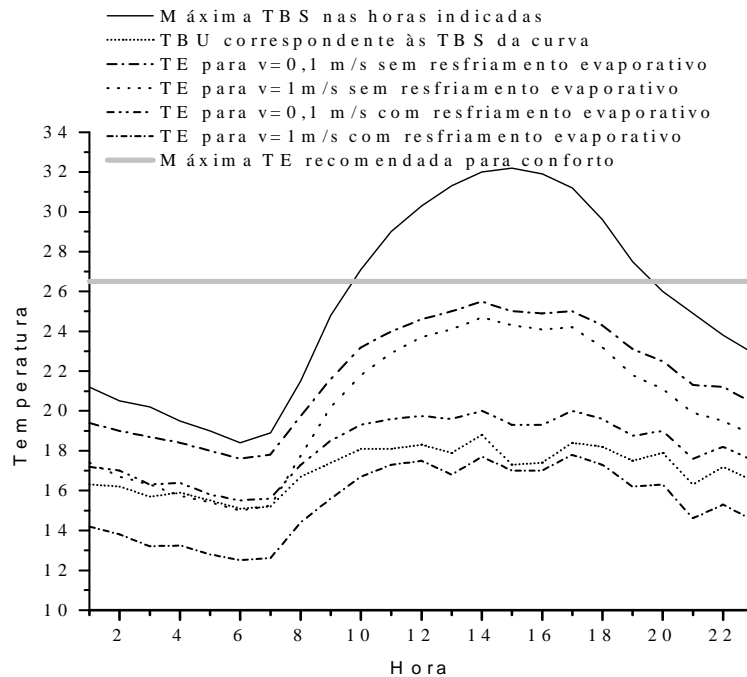
recomendada para conforto para cada localidade com as demais temperaturas plotadas pode-se determinar os período em que algum tipo de condicionamento do ar é necessário.



(a) Porto Alegre



(b) São Paulo



(c) Brasília

Figura 2.5 – Temperatura efetiva para um dia mensal típico (mês mais quente)

Assim, podem-se analisar os valores da temperatura efetiva em cada período visando a economia de energia e/ou a utilização do resfriamento evaporativo ou outro tipo de refrigeração apenas nos períodos em que as condições de temperatura efetiva não são satisfeitas.

Deste modo, nos períodos em que a TE ultrapassa os valores recomendados algum tipo de refrigeração é realmente necessária.

Este método permite uma análise bastante precisa tanto dos níveis de temperatura quando dos períodos de utilização. O importante para o engenheiro, quando considerar o uso de resfriadores evaporativos, é usar os registros climáticos locais para determinar o que pode ser realizado.

### 2.3 DESEMPENHO DE UM RESFRIADOR EVAPORATIVO DIRETO

Neste item apresenta-se a metodologia e os resultados dos ensaios de desempenho e de conforto térmico realizados durante os meses de dezembro/2002, janeiro/2003, fevereiro/2003

e março/2003 no Laboratório de Condicionamento de Ar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Taubaté.

Foram realizados ensaios de desempenho em um equipamento de condicionamento de ar por resfriamento evaporativo direto, modelo ECOBRISA 20 – tipo janela (Figura 2.6), cedido pela VIVA Equipamentos Comercial Ltda. e ensaios de conforto térmico. Para isso instalou-se o equipamento evaporativo em uma sala de 6,50 m de comprimento, 5,30 m de largura e 2,90 m de altura (denominada “sala evap”) e instalou-se um condicionador de ar convencional da General Eletric do Brasil S/A (sistema por compressão de vapor) em uma sala contígua, medindo 6,70 m de comprimento, 5,50 m de largura e 2,90 m de altura (denominada “sala conv”). Ambas as salas possuem as mesmas características construtivas (paredes, teto e piso) e cargas térmicas de, aproximadamente, 4.000 W.

Foram monitorados os seguintes parâmetros:

- Temperatura e umidade do ar externo,
- Temperatura e umidade do ar na tomada de ar do resfriador evaporativo,
- Temperatura e umidade na saída do ar do resfriador evaporativo,
- Temperatura e umidade no interior das duas salas,
- Temperatura da água na tubulação de abastecimento,
- Temperatura da água no reservatório do resfriador evaporativo,
- Temperatura da superfície do painel evaporativo.
- Velocidade do ar na saída do resfriador evaporativo.



Figura 2.6 – Resfriador evaporativo direto (Viva Equipamentos)

Para as medidas de temperatura e umidade do ar utilizou-se termo-higrômetros modelo HT-208 da Gubintec, com precisão de 0,1° C e 0,1%UR. Para as medidas das temperaturas da



água e painel foram utilizados termômetros digitais marca SUMMIT, modelo SDT 20-CE e marca SALCAS, modelo SALV TERM 700C, com precisão de  $0,1^{\circ}$  C. Os termo-higrômetros foram instalados do seguinte modo: 01 no lado externo da sala, na tomada de ar dos ventiladores do resfriador evaporativo, 03 imediatamente na saída do ar do equipamento evaporativo, em três posições diferentes, 01 no interior da “sala evap”, em seu ponto central, a meia altura entre o teto e o piso e 01 no interior da “sala conv”, também em seu ponto central. A velocidade do ar foi monitorada através de uma matriz de 9 pontos de medições (uniformemente distribuídos pela área da face da célula evaporativa) utilizando-se anemômetro tipo turbina portátil, modelo PWM da Dwyer Instruments Inc, USA., com precisão de 0,1 m/s.

A célula evaporativa do ECOBRISA 20 é feita de celulose rígida impregnada com uma resina especial para prevenir a formação de fungos e tem 610 mm de comprimento, 335 mm de altura e 152 mm de espessura.

### **2.3.1 Curvas de variação da temperatura**

As medições foram feitas internamente (nas duas salas) e externamente de forma simultânea, de hora em hora, durante o período diário de 08h00min às 18h00min de forma contínua para o período considerado.

As medições foram feitas, preferencialmente, em dias de céu claro, nos quais a possibilidade de haver quedas bruscas de temperatura durante o dia era baixa.

Os termo-higrômetros foram todos instalados de modo a se garantir medidas que propiciem valores de temperatura média mais coerente. Foram registrados os valores de temperatura e umidade relativa a cada hora, durante o período considerado (verão/2003) e, com as planilhas de dados obtidas foram determinadas as temperaturas médias para cada horário no período considerado. O resultado é apresentado na Figura 2.7, em que  $TBS_{\text{externo}}$  representa a temperatura de bulbo seco média externa,  $TBS_{\text{sala evap}}$  representa a temperatura de bulbo seco média no interior da sala equipada com o resfriador evaporativo,  $TBS_{\text{sala conv}}$  representa a temperatura de bulbo seco média no interior da sala equipada com o condicionador de ar convencional e  $TBS_{\text{interno}}$  representa a temperatura de bulbo seco do ar imediatamente após o painel evaporativo.

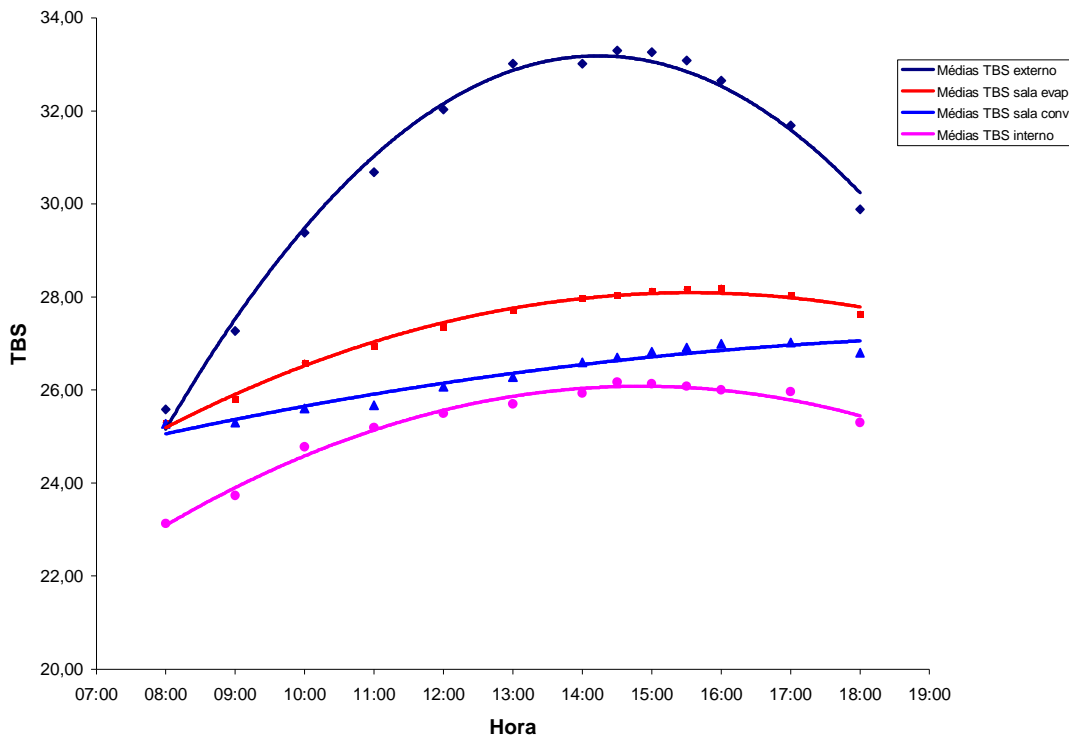


Figura 2.7 Temperaturas médias

Os valores médios da condição do ar externo durante todo o período de medição foram  $TBS=31,14^{\circ}C$  e  $TBU=23,62^{\circ}C$ , bem próximas dos valores apresentados pela ABNT na NBR-6401 que são  $TBS=31^{\circ}C$  e  $TBU=24^{\circ}C$ .

### 2.3.2 Estimativa da condição de neutralidade térmica

A neutralidade térmica é uma das condições que define o conforto térmico, expressando sensação de bem-estar físico de um indivíduo em determinado ambiente. Os estudos relacionados à sensação de conforto térmico abrangem a consideração de diversos parâmetros (subjetivos e ambientais) como a temperatura ambiente. A definição de uma faixa ideal de temperatura associada às demais variáveis ambientais como a temperatura radiante média, a velocidade e a umidade do ar, definem a zona de conforto térmico, apresentada em monogramas ou em cartas psicrométricas. Inicialmente procura-se estabelecer uma temperatura média que expresse a neutralidade térmica e que possa ser considerada como referência inicial para verificações de desempenho térmico e, para isso, segue-se a metodologia proposta por Krüger (2002) composta dos seguintes itens:

1. Aplicação de um questionário de sensação de conforto térmico, segundo o método PMV (*Predicted Mean Vote*), que relaciona uma escala de sete pontos, no intervalo de -3 (muito frio) a +3 (muito calor) à sensação térmica e o registro simultâneo das condições psicrométricas do ambiente: temperatura e umidade relativa (ISO 7730, 1995).

2. Tratamento da série de dados por regressão linear, relacionando a temperatura ambiente e a sensação térmica expressada pelo indivíduo no questionário.

3. Obtenção da temperatura que traduz a neutralidade térmica para a série de dados, atribuindo-se  $y = 0$  (conforto) na equação da regressão.

Neste estudo o questionário foi aplicado a alunos e funcionários do Departamento de Engenharia Mecânica da UNITAU, em diversos dias e horários que apresentavam condições térmicas diferentes, totalizando uma amostra de 83 respostas e foram obtidos os resultados representados na Figura 2.8, na qual estão relacionadas as sensações térmicas relatadas pelo indivíduo e as temperaturas ambientes vigentes quando da aplicação do questionário.

O valor obtido para a temperatura que expressa a neutralidade térmica ( $y = 0$ ) é de 25,74°C. Obteve-se um coeficiente estatístico de correlação  $R^2 = 0,6101$  correspondente a um coeficiente de correlação de Pearson  $R = 0,781$ . Como  $0,6 < R < 0,9$  a correlação entre as variáveis é boa.

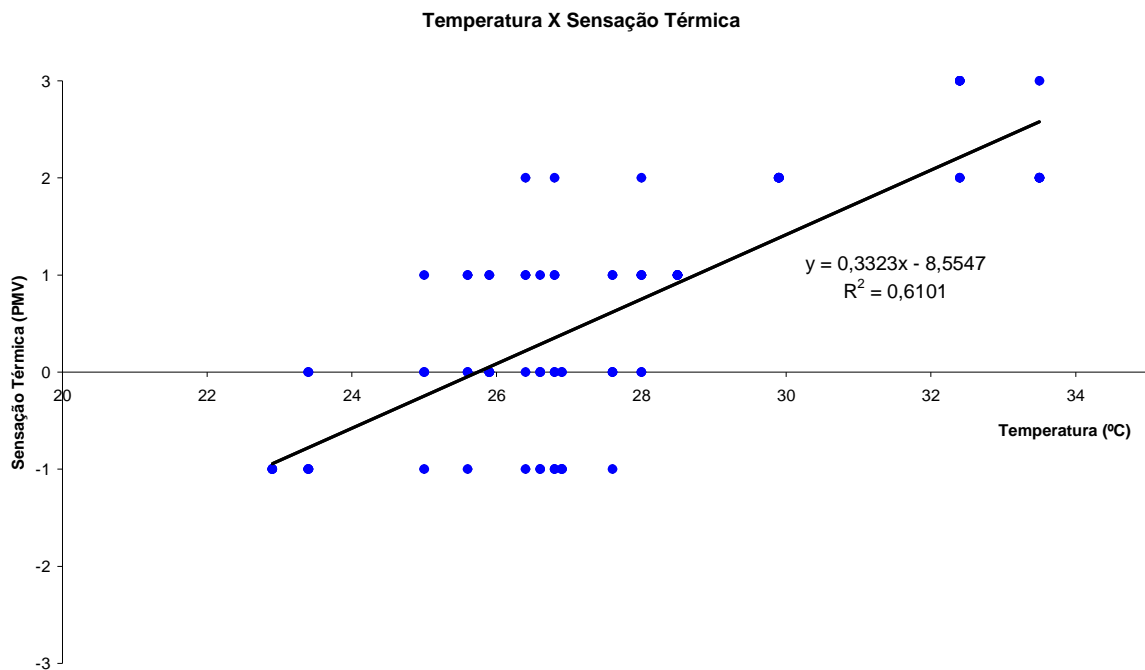


Figura 2.8 – Sensação térmica e temperatura ambiente

A temperatura de neutralidade térmica ( $T_n$ ) obtida pode ser comparada às resultantes de alguns algoritmos existentes, como, por exemplo, a apresentada por Krüger (2002):

$$T_n = 17,6 + 0,31534 T_{\text{média ext}} \quad (2.2)$$

onde  $T_{\text{média ext}}$  é a temperatura média externa relativa ao período de aplicação dos questionários. No caso, a temperatura média foi de  $27,3^\circ\text{C}$  o que leva a uma  $T_n = 26,2^\circ\text{C}$ .

### 2.3.3 Temperatura média efetiva das salas

Podem-se utilizar os resultados obtidos anteriormente para a avaliação do desempenho térmico das salas monitoradas, tomando-se por base a temperatura de neutralidade térmica obtida. Nesse caso, conforme pode ser observado pela Figura 2.6, temperaturas menores que  $25,74^\circ\text{C}$  são obtidas apenas antes das 09h no interior da sala com resfriamento evaporativo e apenas antes das 11h no interior da sala com resfriamento por compressão de vapor.

Pode-se, ainda, utilizar a TE para avaliar o desempenho térmico das salas. A Figura 2.9 mostra as temperaturas efetivas médias ao longo do dia.

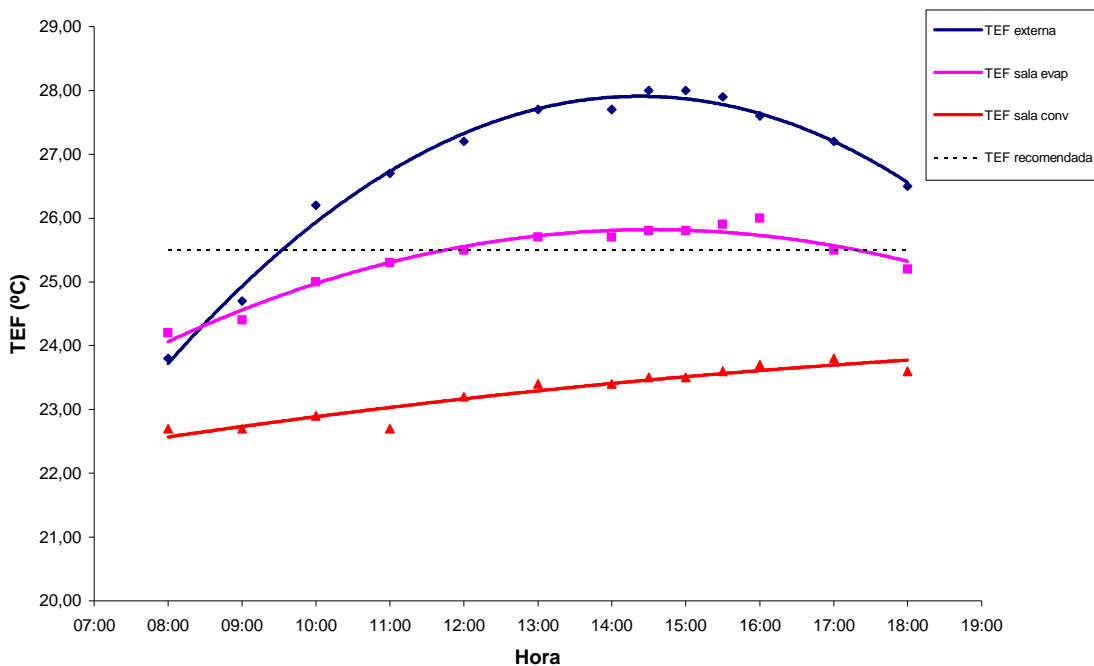


Figura 2.9 - Temperaturas efetivas médias

Para a obtenção do gráfico da Figura 2.9 foram utilizadas as planilhas de dados monitorados e, após determinadas as temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido médias para todo o período considerado, utilizou-se a Carta de Conforto ASHRAE, apresentada anteriormente na Figura 2.1, para a determinação das temperaturas efetivas.

Conforme apresentado no item 2.2, para São Paulo a temperatura efetiva recomendada é de 25,5°C a qual é obtida antes das 12h e após as 17h na sala com resfriamento evaporativo e ao longo de todo o dia na sala com resfriamento convencional.

### 2.3.4 Desempenho do resfriador evaporativo

A Figura 2.10 apresenta, ao longo do dia, as médias das temperaturas de bulbo úmido externa ( $T_{BU_{\text{externo}}}$ ), a temperatura de bulbo seco do ar na saída do painel do resfriador evaporativo ( $T_{BS_{\text{interna}}}$ ), bem como a temperatura da água no reservatório do resfriador evaporativo ( $T_{\text{água res}}$ ) e a temperatura da superfície do painel evaporativo ( $T_{\text{painel}}$ ).

A Figura 2.11 mostra a influência da TBS externa na efetividade de resfriamento. Verifica-se que quanto maior a temperatura externa maior é a efetividade, o que representa uma característica muito importante para este tipo de sistema de resfriamento.

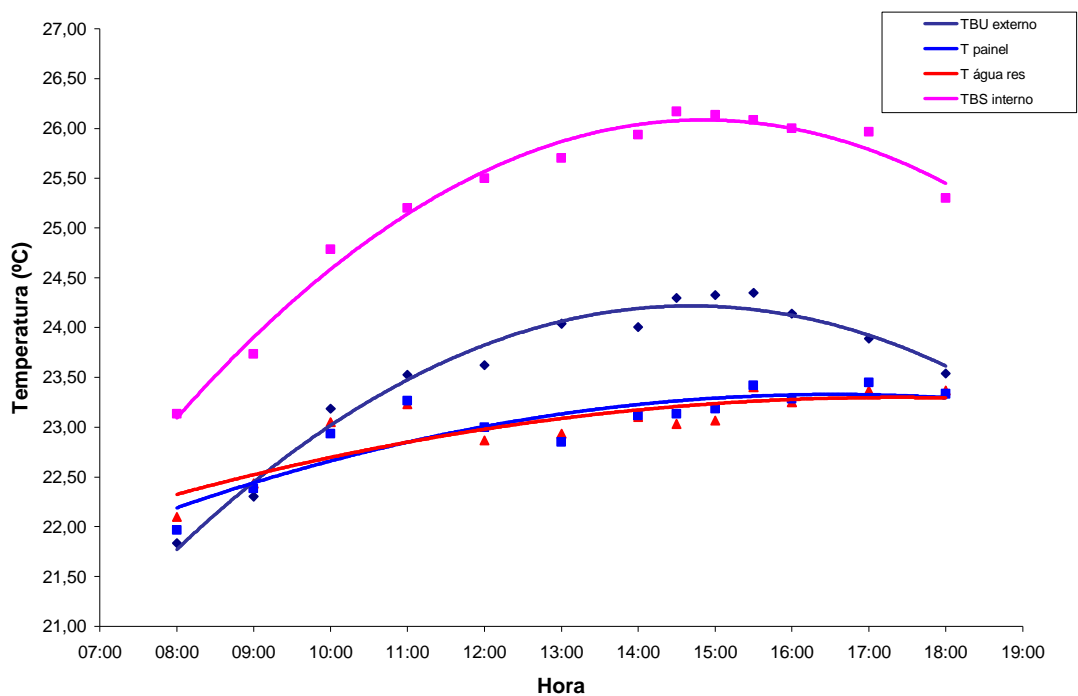


Figura 2.10 – Temperaturas de bulbo seco, úmido, da água e do painel

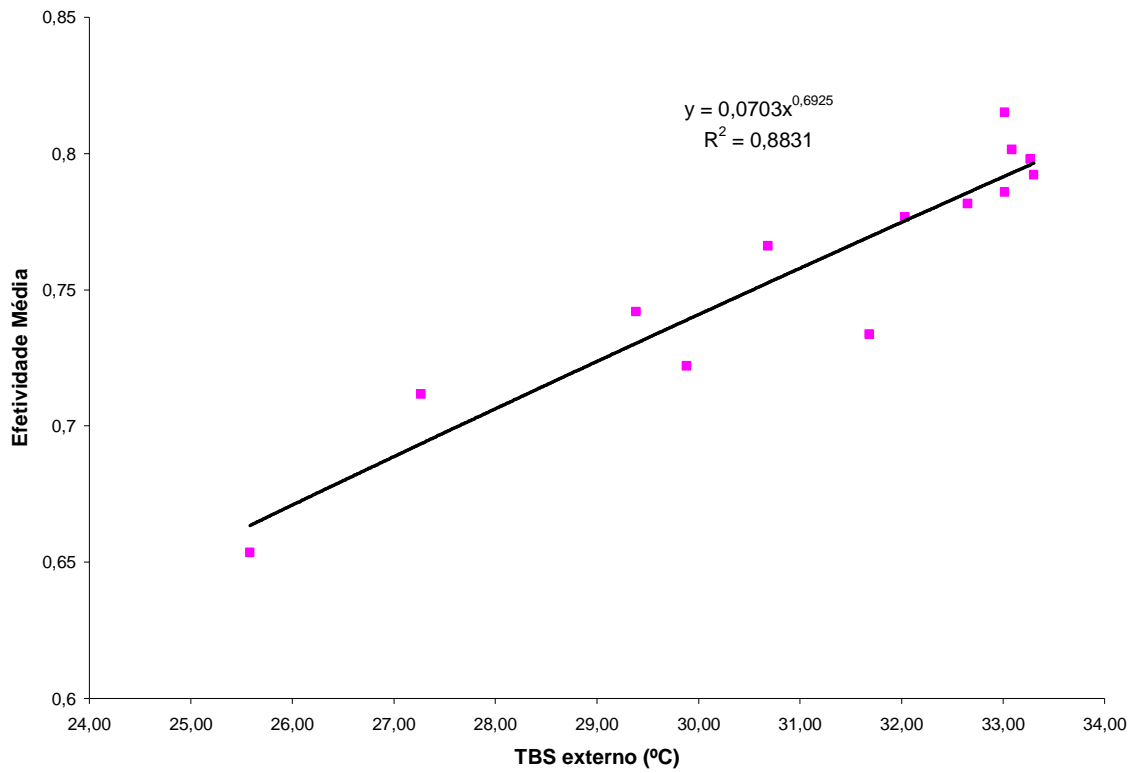


Figura 2.11 – Efetividade x TBS externa

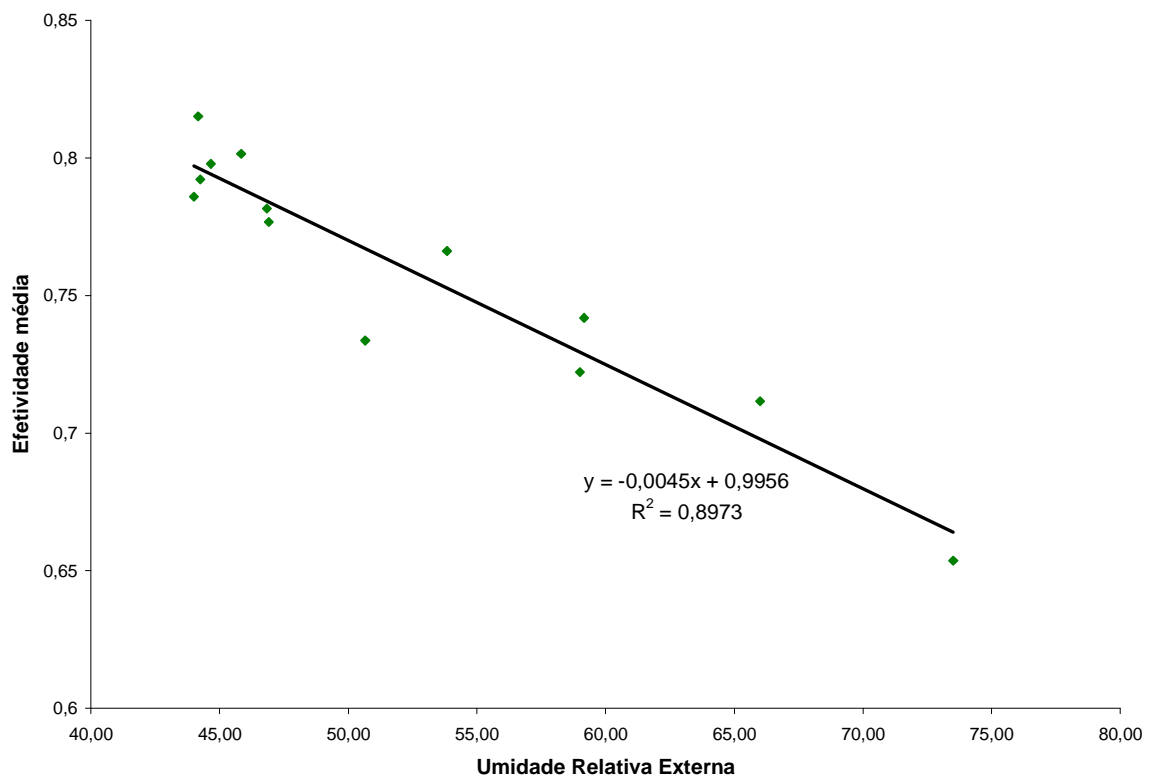


Figura 2.12 – Efetividade x UR externa

A Figura 2.12 apresenta a variação da efetividade de resfriamento  $\epsilon$  em função da umidade relativa do ar externo. Verifica-se que este tipo de sistema apresenta maior efetividade em climas mais secos.

A Figura 2.13 mostra a variação da efetividade de resfriamento  $\epsilon$  em função da velocidade do ar na face de saída do resfriador evaporativo. O gráfico mostra a curva traçada a partir dos dados apresentados no catálogo de um fabricante de painéis evaporativos (GLACIER-COR, 1999) para uma célula evaporativa similar e a curva obtida com os dados dos ensaios realizados no equipamento instalado no Laboratório.

O resfriador evaporativo ensaiado permite a variação da vazão de ar e, conseqüentemente, da velocidade do ar através do painel, pela variação da rotação do ventilador por meio de um potenciômetro. Para a obtenção da curva relativa aos ensaios foram utilizados os valores médios das efetividades calculadas para cada velocidade do ar durante todo o período de monitoração.

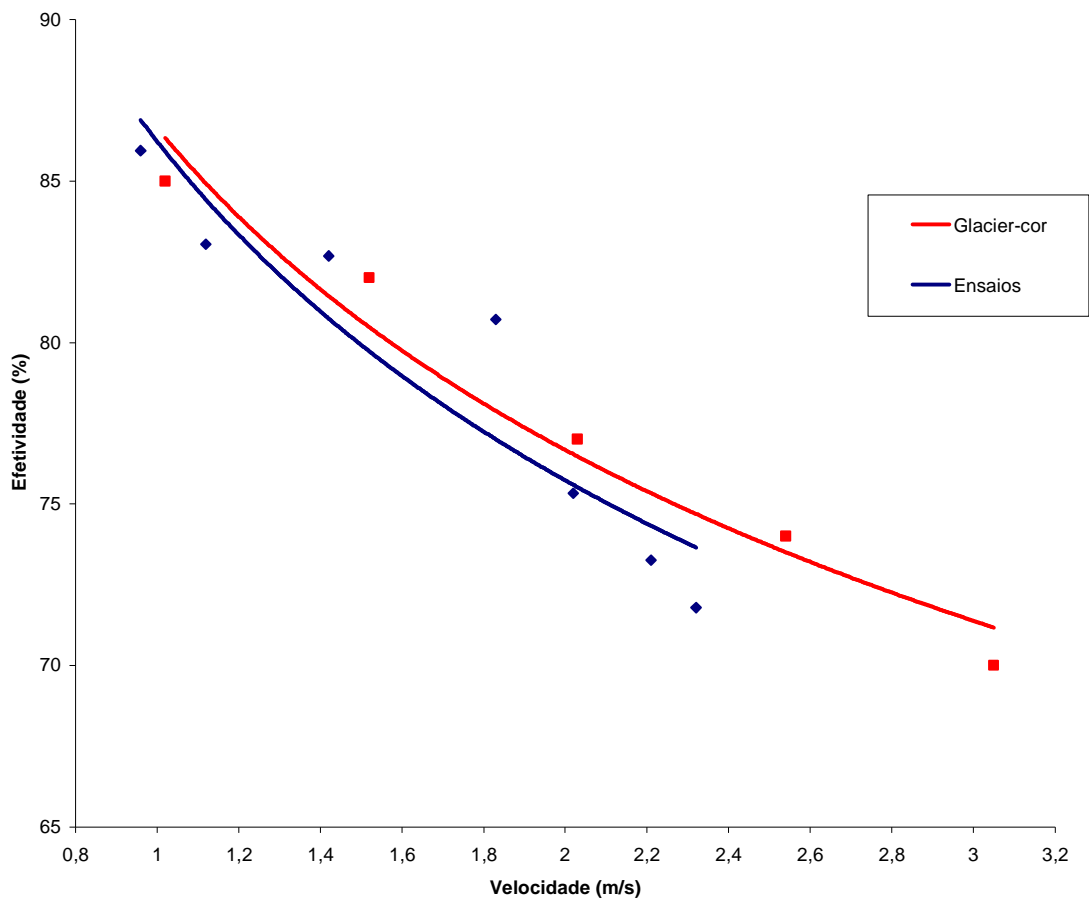


Figura 2.13 – Efetividade x velocidade do ar

The Engineering Tool Box (2003) e Macintyre (1990) apresentam os seguintes dados (Tabela 2.1), relacionando a velocidade do ar com a sensação de resfriamento equivalente:

Tabela 2.1 – Sensação de resfriamento equivalente

<b>V (m/s)</b>	0,1	0,25	0,7	1,0	1,6	2,2	3	5	6,5
<b>T (°C)</b>	0	0,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0

A partir dos valores acima e dos dados obtidos nos ensaios (média dos valores medidos) pode-se elaborar a Tabela 2.2 que permite comparar a efetividade (que está diretamente ligada à temperatura de insuflamento do ar  $TBS_{interna}$ ) e a sensação de resfriamento equivalente (SRE), que é diretamente proporcional à velocidade do ar.

Devido ao aumento da perda de carga em função do aumento da velocidade do ar, Liao e Chiu (2002) recomendam utilizarem-se velocidades entre 0,75 e 1,5 m/s.

Tabela 2.2 – Influência da velocidade do ar na temperatura de insuflamento e na sensação de resfriamento equivalente (SRE)

<b>V (m/s)</b>	<b><math>\epsilon</math> (%)</b>	<b><math>TBS_{interna}</math></b>	<b>SRE (°C)</b>
0,96	85,94	24,98	2,87
1,12	83,05	25,19	3,20
1,42	82,69	25,21	3,70
1,83	80,72	25,35	4,38
2,02	75,33	25,73	4,70
2,21	73,27	25,87	5,01
2,32	71,79	25,97	5,15

Nos sistemas de resfriamento evaporativo deve-se procurar sempre utilizar o efeito da movimentação do ar para proporcionar uma sensação de resfriamento adicional.

A Figura 2.14 apresenta o consumo de potência elétrica do resfriador evaporativo em função da vazão de ar. A curva “ventilar” leva em conta somente a potência dos dois ventiladores e a curva “resfriar” acrescenta a potência da bomba de recirculação de água.



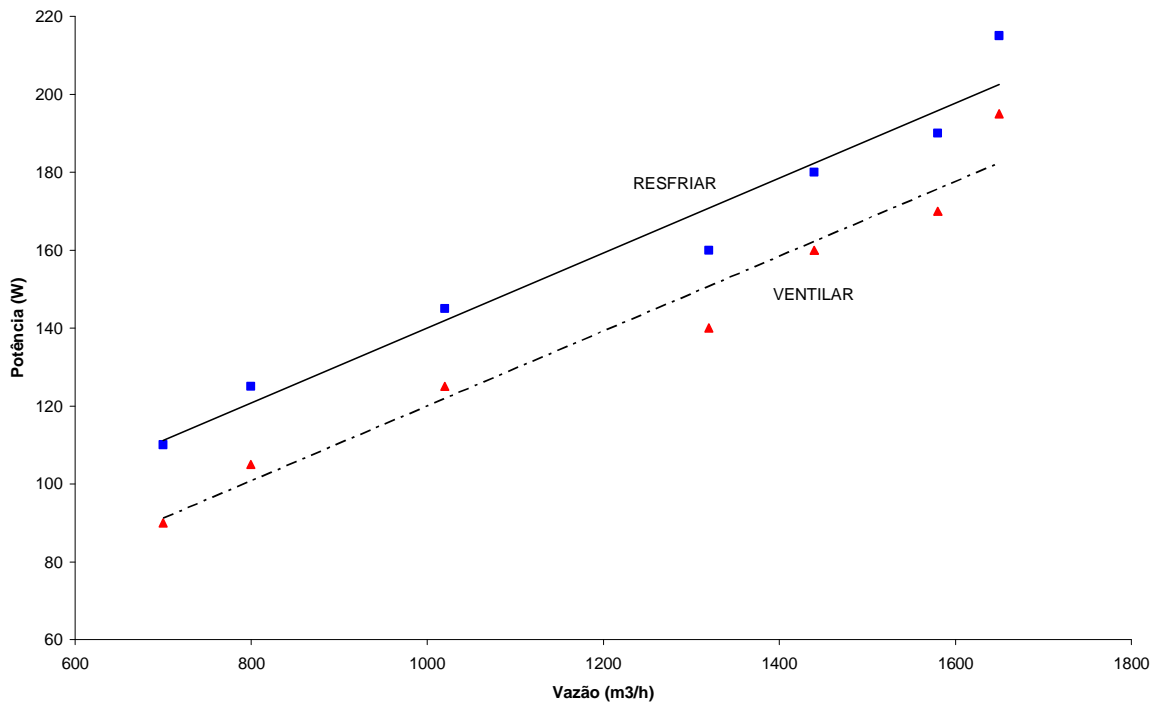


Figura 2.14 – Potência consumida x vazão

## 2.4 DESEMPENHO DE UM DESUMIDIFICADOR ADSORTIVO

Neste tópico discute-se especificamente o desempenho de equipamentos de desumidificação por adsorção, com enfoque voltado principalmente ao desumidificador tipo cilindro rotativo.

### 2.4.1 Variáveis de operação de um desumidificador por adsorção

A operação de um desumidificador dessecante pode ser comparada a uma “bomba de calor úmida”. Exatamente como uma bomba de calor move o calor sensível de uma corrente de ar para outra, um desumidificador dessecante move o calor latente (umidade) da corrente de ar de processo para a corrente de ar de reativação.

Os principais parâmetros que afetam o desempenho dos desumidificadores dessecantes são:

1. Relação R/P (relação vazão de ar de reativação/ar de processo),
2. Umidade do ar de processo na entrada,

3. Temperatura do ar de processo na entrada,
4. Velocidade do ar de processo através do dessecante,
5. Temperatura do ar de reativação,
6. Umidade do ar de reativação,
7. Velocidade do ar de reativação através do dessecante,
8. Quantidade de dessecante em contato com a corrente de ar,
9. Propriedades características do dessecante.

Para melhor compreensão da influência desses parâmetros, neste tópico examina-se o caso básico de um desumidificador tipo cilindro rotativo operando em uma condição pré-estabelecida e compara-se com o mesmo sistema operando em condições diversas. A Figura 2.15 mostra os fluxos de ar em cada lado do desumidificador.

No caso básico, os dados de entrada para o ponto 1 da Figura 2.15 foram:  $TBS = 28,85^{\circ}\text{C}$ ;  $TBU = 21,84^{\circ}\text{C}$  e  $w = 0,01351 \text{ kg}_w/\text{kg}_{\text{ar}} = 13,51 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{ar}}$ , que são as condições da mistura de 50% de ar externo com 50% de ar de retorno do ambiente condicionado (condição ARI), para São Paulo. As condições de saída do desumidificador foram determinadas a partir das condições de entrada utilizando dois softwares disponibilizados por fabricantes de equipamentos de desumidificação por adsorção: *Novelair Technologies - Desiccant Wheel Selection Program – Versão 1.0.5* e *Munters Cargocaire DH Selection Program – Versão 9.5a*.

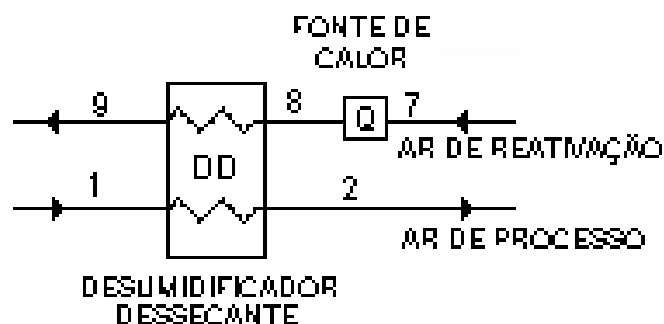


Figura 2.15 – Fluxos de ar de processo e de reativação

Para esta simulação utilizou-se, no software, o dióxido de silício (sílica-gel) como material adsorvente. Este material tem como característica uma baixa temperatura de reativação.

No caso básico, o ar de processo deixa o desumidificador (ponto 2) mais quente e seco do que quando entrou. Do lado de reativação, o fluxo de ar passa por uma fonte de calor e entra no cilindro rotativo (ponto 8), aquecendo o dessecante, que perde umidade. O ar é resfriado enquanto absorve a umidade do dessecante, deixando o desumidificador (ponto 9) mais úmido, mas muito mais frio do que quando entrou na roda do dessecante.

As condições termodinâmicas, na pressão atmosférica padrão, em cada ponto são mostradas na Tabela 2.3.

Tabela 2.3 – Condições termodinâmicas dos fluxos de ar

<b>PONTO</b>	<b>TBS (°C)</b>	<b>w (g<sub>w</sub>/kg<sub>ar</sub>)</b>
1	28,85	13,51
2	48,22	7,78
7	49,00	18,47
8	115,50	18,47
9	65,20	33,34

Para discutir as variáveis que afetam o desempenho considera-se que o desumidificador está operando em equilíbrio, ou seja, a energia total no lado de processo é balanceada pela energia do lado da reativação. No caso básico a potência necessária à reativação é de 51 kW.

#### 2.4.1.1 Influência da relação R/P (vazão de ar de reativação/ar de processo)

A Figura 2.16 mostra a influência dos fluxos de massa do ar de reativação e do ar de processo nas condições de saída do ar de processo do desumidificador. Nesta simulação variou-se a relação R/P, mantendo-se constante a temperatura de reativação em 115,5°C.

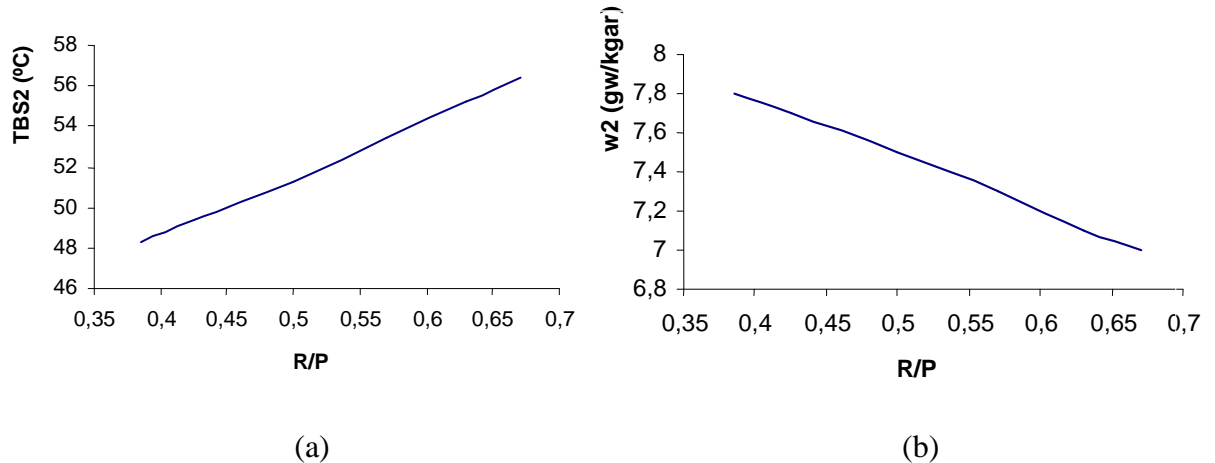


Figura 2.16 – Influência dos fluxos do ar de reativação e do ar de processo

A Figura 2.16(a) mostra a influência de R/P na temperatura do ar de insuflamento na saída do desumidificador  $TBS_2$  (ponto 2 da Figura 2.15) e a Fig 2.16(b) mostra a influência de R/P na umidade absoluta do ar de insuflamento na saída do desumidificador  $w_2$ .

Pode-se observar que uma menor relação R/P leva a uma menor temperatura do ar de processo na saída do desumidificador, o que é desejável quando o desumidificador é utilizado em um sistema de condicionamento de ar para conforto. Uma menor relação R/P proporciona, ainda, um menor consumo de energia para a reativação. Para as condições estudadas a variação de R/P de 0,385 para 0,670 leva a uma variação na potência de reativação de 51,7 kW para 90 kW.

#### 2.4.1.2 Influência da umidade do ar de processo na entrada

Considerando-se uma mudança do teor da umidade original do ar de entrada no lado do processo o efeito na umidade de saída será o que segue:

- a) Se o nível de umidade na entrada é menor que  $13,51 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{ar}}$ , na saída será menor que  $7,78 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{ar}}$ . Por exemplo, se o ar entra a  $28,05^\circ\text{C}$  e  $10 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{ar}}$ , sairá com  $5,24 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{ar}}$ . A temperatura de saída do ar será de  $47,44^\circ\text{C}$  ao invés de  $48,22^\circ\text{C}$ . Assim, o aumento da temperatura do ar de processo é proporcional a quantidade de umidade removida do ar. No caso básico o desumidificador removeu  $5,73 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{ar}}$ . No segundo caso, a umidade removida foi de  $4,76 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{ar}}$  e, então, a temperatura de saída é menor do que no caso básico.
- b) Se a umidade de entrada é maior do que no caso básico, o ar deixará o desumidificador um pouco mais úmido, mas também mais quente, uma vez que mais umidade será

removida. Por exemplo, se o ar entra a  $28,85^{\circ}\text{C}$  e  $17 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{ar}}$  ele sairá a  $48,83^{\circ}\text{C}$  e  $10,48 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{ar}}$ . Neste caso  $6,52 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{ar}}$  são removidas do ar, o que explica porque o ar estará mais quente do que quando apenas  $5,73 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{ar}}$  são removidas.

Assim, pode-se considerar algumas implicações das mudanças da umidade de entrada:

- Se a umidade na entrada é maior do que o esperado, o ar de processo sairá mais quente do que o esperado. Então, se é importante uma temperatura constante na saída do sistema, um resfriamento adicional será necessário.
- Se a umidade na entrada é menor do que a esperada, o ar vai sair mais seco do que esperado. Então, se é importante uma umidade constante na saída do sistema, menos ar deve ser processado pelo desumidificador.

#### 2.4.1.3 Influência da temperatura do ar de processo na entrada

No caso básico, a temperatura do ar de processo na entrada é  $28,85^{\circ}\text{C}$ , conforme Tabela 2.3. Reduzindo-a para  $26^{\circ}\text{C}$  a umidade na saída do desumidificador será  $7,44 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{ar}}$  ao invés de  $7,78 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{ar}}$ . Neste caso a remoção de umidade será de  $(13,51 - 7,44) = 6,06 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{ar}}$ . O desempenho na remoção da umidade é melhor porque o dessecante está mais frio e, por isso, tem uma menor pressão de vapor na superfície, podendo atrair e reter mais umidade do que no caso básico. Ao contrário, se a temperatura de entrada é aumentada para  $31^{\circ}\text{C}$ , o ar de saída do processo não será tão seco, tendo um conteúdo de umidade igual a  $8,03 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{ar}}$ . Neste caso, a remoção de umidade será igual a  $(13,51-8,03)= 5,48 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{ar}}$ .

Assim, mantendo-se todas as outras variáveis constantes, menores temperaturas de entrada aumentam o desempenho e maiores temperaturas diminuem o desempenho do desumidificador. Isto tem algumas implicações tais como:

- Se altas temperaturas são esperadas deve-se prever um desumidificador de maior capacidade ou selecionar um dessecante que tenha uma menor sensibilidade à temperatura. Pode-se, ainda, pré-resfriar o ar para garantir a umidade desejada na saída.
- Se condições do ar de processo mais frias são esperadas, isso não atrapalha o desempenho. Esta é uma das razões pelas quais unidades dessecantes são mais usadas

do que desumidificadores resfriadores em áreas de armazenagem a baixa temperatura e em locais que não são aquecidos no inverno.

- O efeito benéfico de uma baixa temperatura de entrada do ar de processo é menor quando o ar tem um conteúdo de umidade menor. Por exemplo, abaixo de  $2,0 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{ar}}$  o efeito é muito pequeno e, então, pré-resfriar o ar de  $18^\circ\text{C}$  para  $12^\circ\text{C}$  vai reduzir a umidade na saída em apenas  $0,01 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{ar}}$ , o que provavelmente não é suficiente para justificar o investimento em um equipamento de resfriamento.

#### 2.4.1.4 Influência da velocidade do ar de processo através do desumidificador

Alterando-se a vazão do ar de processo, para um mesmo desumidificador, altera-se a velocidade do ar através do mesmo. Quando mais lentamente o ar se move pelo leito do dessecante, menor será a umidade na saída. No caso básico o ar se move através do desumidificador a uma velocidade de  $3,08 \text{ m/s}$ , saindo com uma umidade de  $7,78 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{ar}}$ . Se a velocidade for reduzida para  $2,2 \text{ m/s}$  a umidade de saída será de  $7,47 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{ar}}$  ao invés de  $7,78 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{ar}}$ . Se a velocidade do ar for aumentada o ar de saída será mais úmido.

Algumas implicações de mudanças na velocidade do ar de processo do ar são:

- Se a umidade na saída deve ser baixa, a velocidade do ar de processo é um parâmetro crítico e deve-se instalar equipamentos para monitorar a corrente de ar e controlar o sistema de modo a evitar variações não planejadas na velocidade.
- Se a taxa de remoção da umidade da corrente de ar é mais importante do que o ponto de orvalho do ar na saída, então altas velocidades resultarão em equipamentos menores e mais econômicos. Por exemplo, em um processo de secagem industrial no qual a umidade de um produto evapora rapidamente, mas o ar suprido ao produto não deve ser muito seco, um pequeno desumidificador trabalhando com altas velocidades de ar de processo vai remover a umidade rapidamente, com pouco risco de desumidificar o ar mais que o necessário com relação a uma grande unidade processando a mesma quantidade de ar.

#### 2.4.1.5 Influência da temperatura do ar de entrada para reativação

Em um desumidificador rotativo, o dessecante é aquecido pela corrente de ar de reativação. Quanto mais quente está o dessecante, mais facilmente ele desprende a umidade. Logo a temperatura do ar de reativação tem um forte efeito no desempenho. Essencialmente,

quanto mais seco o dessecante se tornar na reativação, mais umidade ele poderá absorver da corrente de ar de processo.

No caso básico assume-se a temperatura de reativação como 115,5°C, o que produz uma umidade de saída no lado de processo de 7,78 g<sub>w</sub>/kg<sub>ar</sub>. Se a temperatura de reativação for aumentada para 140°C, o ar de processo na saída se torna mais seco, deixando a unidade com 7,37 g<sub>w</sub>/kg<sub>ar</sub>.

A Figura 2.17 mostra a influência da temperatura de reativação do adsorvente na condição de saída do ar de processo (ar que será insuflado no ambiente). A Figura 2.17(a) mostra a influência da temperatura de reativação na temperatura do ar de insuflamento na saída do desumidificador TBS<sub>2</sub> (ponto 2 da Figura 2.15). Nesta simulação variou-se a temperatura de reativação o que levou a diferentes relações R/P. A Figura 2.17(b) mostra a influência da temperatura de reativação na umidade absoluta do ar de insuflamento na saída do desumidificador w<sub>2</sub>.

Pode-se observar, pela Figura 2.17, que um aumento na temperatura de reativação leva a um aumento na temperatura do ar de processo na saída do desumidificador e a uma redução no seu conteúdo de umidade.

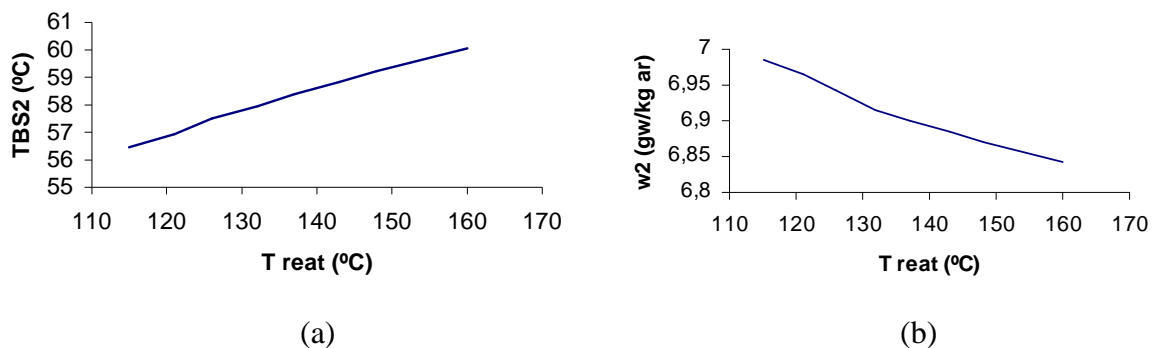


Figura 2.17 – Influência da temperatura de reativação

Analisando-se os valores obtidos, observa-se que o gradiente de aumento de temperatura é maior que o de desumidificação. A variação no teor de umidade é de 2% e o de variação de temperatura é 6%. Para aplicações em resfriamento evaporativo, portanto, é melhor trabalhar com a temperatura de reativação mínima.

Assim, o efeito da temperatura de reativação mostra que:

- Se condições muito secas na saída são necessárias, devem-se utilizar altas temperaturas de reativação.

- Desumidificadores dessecantes podem utilizar fontes de calor de baixa temperatura para a reativação. Nesse caso, entretanto, o desumidificador será maior do que aquele que utiliza uma fonte de energia de reativação de alta temperatura para produzir a mesma condição de saída do ar de processo. Nesta situação, uma unidade grande leva a uma baixa velocidade do ar de processo, fornecendo o mesmo efeito de uma alta temperatura de reativação. Uma grande vazão de ar de reativação também é necessária porque a energia líquida para a reativação ( $\dot{m}C_p \Delta T$ ) deve permanecer constante para manter o sistema em equilíbrio. Como a carga de umidade acumulada no processo não varia se que a diferença de temperatura é baixa a vazão de ar deve aumentar.
- Quando disponíveis, deve-se considerar o uso de fontes de energia econômicas, como em sistemas de cogeração.

#### 2.4.1.6 Influência da umidade do ar de entrada para reativação.

A Tabela 2.4 mostra a variação da temperatura e da umidade absoluta do ar de processo (ponto 2 da Figura 2.15) em função da variação da umidade do ar de reativação (ponto 7).

Tabela 2.4 – Influência da umidade do ar de reativação no ar de processo

<b>w<sub>7</sub></b> <b>(g<sub>w</sub>/kg<sub>ar</sub>)</b>	<b>TBS<sub>2</sub></b> <b>(°C)</b>	<b>w<sub>2</sub></b> <b>(g<sub>w</sub>/kg<sub>ar</sub>)</b>
1,0	48,33	8,07
5,0	48,27	7,67
10,0	48,27	7,71
16,0	48,22	7,76
18,5	48,22	7,77
20,0	48,22	7,79
25,0	48,17	7,83
30,0	48,17	7,86
35,0	48,11	7,90
40,0	48,11	7,94



Observa-se que, enquanto a umidade do ar de reativação varia de 1,0 g<sub>w</sub>/kg<sub>ar</sub> até 40,0 g<sub>w</sub>/kg<sub>ar</sub> a temperatura do ar de processo varia muito pouco (de 48,11 °C para 48,33 °C), bem como sua umidade (de 8,07 g<sub>w</sub>/kg<sub>ar</sub> para 7,94 g<sub>w</sub>/kg<sub>ar</sub>), mostrando que a sílica-gel é um material adsorvente muito pouco sensível às variações da umidade do ar de reativação.

No entanto, um vazamento de ar entre a reativação e o processo pode aumentar consideravelmente o nível de umidade no ar de processo

Assim, quando é necessária uma condição de saída extremamente seca, é recomendável instalar o ventilador do ar de processo antes do desumidificador de modo que qualquer vazamento moverá o ar de processo para o ar de reativação, ao invés do contrário.

#### 2.4.1.7 Influência da velocidade do ar de reativação através do desumidificador

Em um desumidificador tipo cilindro rotativo, o ar de reativação adiciona calor e retira umidade do dessecante. É importante manter tanto o fluxo de ar de reativação quanto a sua temperatura proporcionais à carga de umidade que está sendo removida pelo dessecante do ar de processo. Se a carga de umidade do dessecante aumenta, mais energia deve ser aplicada para garantir uma reativação completa e para manter o sistema em equilíbrio.

O efeito de uma menor velocidade do ar de reativação é similar a ter uma temperatura de reativação mais baixa, porque o calor líquido disponível para o dessecante é uma função do fluxo de ar multiplicado pela diferença de temperatura entre o ar e o dessecante. Em outras palavras, altas temperaturas e grandes correntes de ar de reativação entregam mais calor ao dessecante, o que quer dizer que ele pode adsorver mais umidade do ar de processo porque o material estará completamente seco na reativação.

Entretanto, se a temperatura na entrada da reativação permanecer constante e a corrente de ar aumentar além do mínimo necessário para fornecer calor ao dessecante, a energia estará sendo desperdiçada, pois o ar de reativação deixa o desumidificador mais quente do que o necessário, levando o calor para o meio externo (temperatura mais alta no ponto 9 da Figura 2.15). Assim, o fluxo de ar de reativação deve ser controlado corretamente para evitar velocidades do ar maiores do que as esperadas através do dessecante.

Nos desumidificadores dessecantes líquidos, velocidades excessivas podem carregar as gotas do dessecante junto com o ar. Na reativação isto pode levar a corrosão dos dutos e do lado no processo isto não é benéfico para o espaço condicionado.

#### 2.4.1.8 Influência da quantidade de dessecante em contato com a corrente de ar.

Juntamente com outros fatores, a quantidade de umidade removida do ar depende da quantidade de dessecante com que o ar entra em contato enquanto se move através do desumidificador. Mais dessecante significa maior quantidade de umidade removida. Em um desumidificador tipo cilindro rotativo, existe duas maneiras de colocar mais dessecante em contato com o ar: utilizar um cilindro mais largo ou aumentar a rotação do cilindro. Qualquer das estratégias removerá mais umidade do ar, mas ambas implicarão em um custo energético adicional. Aumentando a largura da roda, aumentará a resistência ao fluxo de ar e essa resistência aumenta com o quadrado da velocidade, aumentando o custo de energia do ventilador. Aumentando a rotação, haverá um aumento na capacidade da unidade, mas, esta capacidade extra, aumentará o consumo de energia proporcionalmente à quantidade extra de umidade removida.

Por exemplo, no caso básico a rotação do cilindro é de 18 RPH para uma velocidade do ar de processo de 3,08 m/s. Aumentando-se velocidade do ar para 3,96 m/s a rotação aumentará para 24 RPH quando se mantém constante a temperatura de reativação.

Deve-se, sempre, procurar otimizar a relação entre o consumo de energia e a capacidade.

#### 2.4.1.9 Propriedades características de adsorção e de desorção do dessecante

Cada dessecante tem características próprias de sorção que afetam o desempenho do desumidificador. Estas características como, por exemplo, a capacidade de adsorção como função do tempo e a capacidade isotérmica, que indica como a capacidade de umidade varia em função da umidade relativa quando ambos (o ar e o dessecante) estão na mesma temperatura e a capacidade de equilíbrio, são normalmente apresentadas graficamente. As Figuras 2.18 e 2.19 ilustram a comparação dessas propriedades para alguns dessecantes (Dobson, 1987).

A Figura 2.18 mostra a taxa de adsorção, que é a velocidade de adsorção do vapor de água pelo dessecante. A Figura 2.19 compara a capacidade de equilíbrio na adsorção, ou seja, quanto vapor de água pode ser adsorvido pelo dessecante em várias umidades relativas.

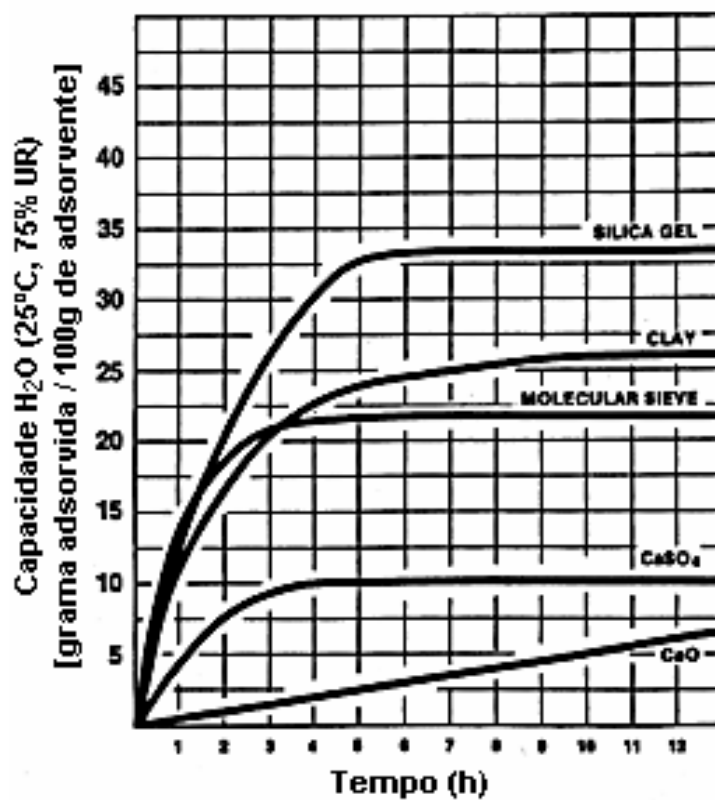


Figura 2.18 – Capacidade de adsorção em função do tempo

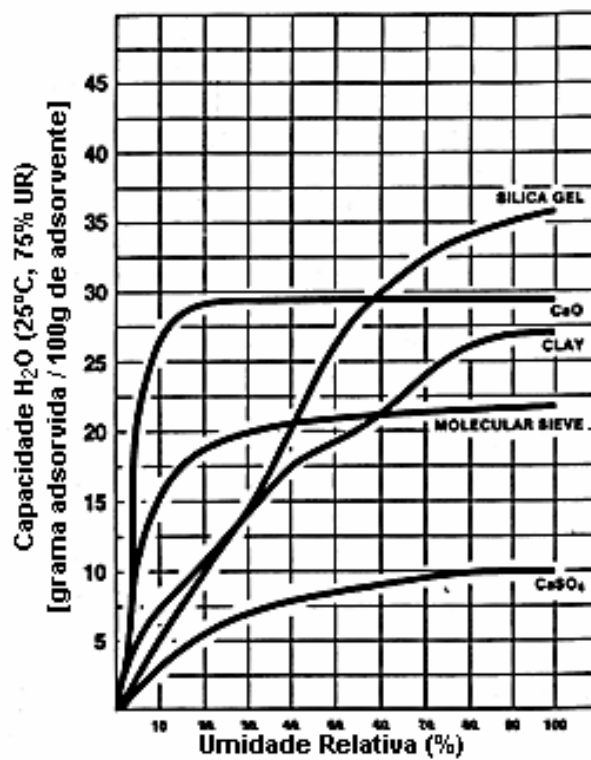


Figura 2.19 – Capacidade de adsorção em função da umidade relativa

## **CAPITULO 3 RESFRIADORES EVAPORATIVOS ACOPLADOS A UM DESUMIDIFICADOR ADSORTIVO – SISTEMA PROPOSTO**

Neste capítulo apresenta-se uma nova proposta de um sistema de resfriamento evaporativo acoplado a um desumidificador adsorativo. Faz-se uma análise dos parâmetros de operação através de uma análise energética a apresenta-se, também uma análise termoeconômica (exergoeconômica) do sistema. A seguir mostra-se o algoritmo do software desenvolvido para o cálculo das propriedades termodinâmicas dos fluxos de ar de processo e de reativação em todos os pontos do sistema proposto (software SISREAD).

### **3.1 CONFIGURAÇÃO DO SISTEMA**

Os sistemas de resfriamento evaporativo utilizando pré-desumidificação por adsorção apresentam perspectivas promissoras para condicionamento de ar para conforto, principalmente em regiões em que a umidade do ar é alta. Podem ser utilizados em sistemas de cogeração em que o calor necessário à reativação pode ser obtido dos gases de escape de turbinas a gás ou de motores de combustão interna ou, ainda do vapor em ciclos que utilizam turbinas a vapor.

Neste capítulo analisa-se a viabilidade de utilização de sistemas de condicionamento de ar por resfriamento evaporativo acoplados a um desumidificador por adsorção, promovendo um estudo para diversas cidades escolhidas em função de suas diferentes características climáticas. A Figura 3.1 mostra a configuração do sistema proposto e utilizado neste trabalho, que é composto por um desumidificador dessecante rotativo acoplado a dois resfriadores evaporativos diretos e a um indireto.

Nesta configuração o ar externo é primeiramente misturado com ar de retorno e passa pelo desumidificador perdendo calor latente (umidade) e ganhando calor sensível (temperatura). Logo após o ar é resfriado primeiramente em uma unidade REI e após em uma unidade RED, sendo introduzido no ambiente condicionado em condições de temperatura e umidade satisfatórias ao conforto térmico humano. O ar de reativação do adsorvente é composto também de uma mistura de ar externo com ar de retorno que primeiramente é resfriado em um RED e depois em um REI.

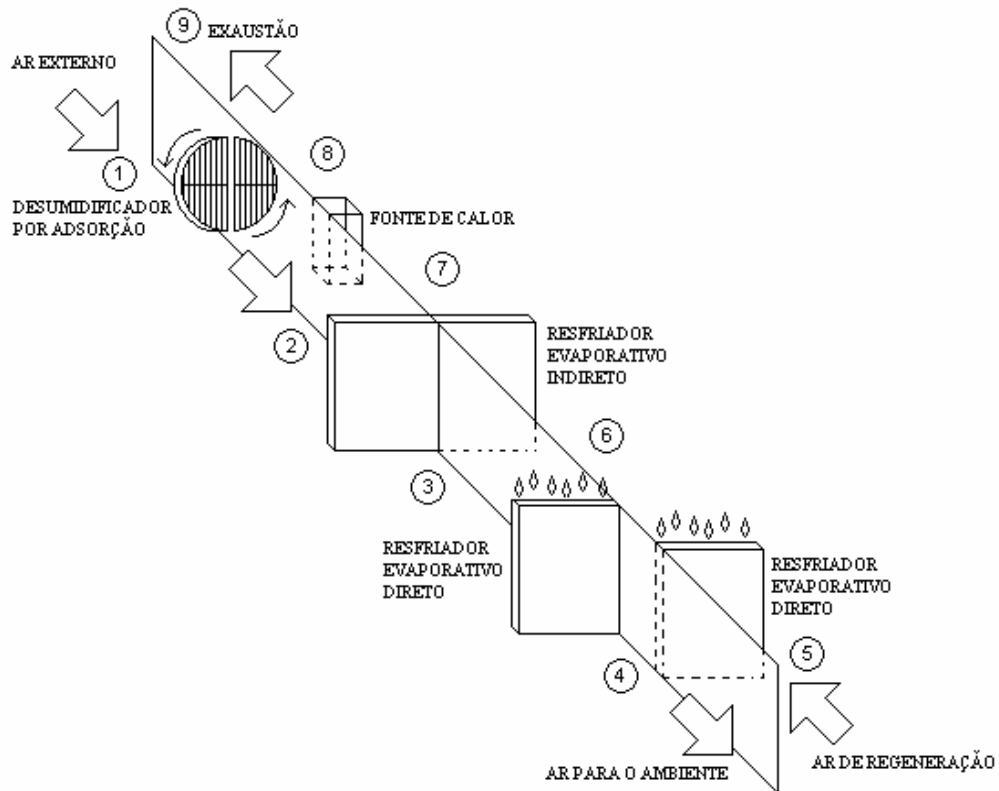


Figura 3.1 – Sistema de resfriamento evaporativo acoplado a um desumidificador

Em seguida recebe calor de uma fonte que pode ser elétrica, vapor ou queima direta de um combustível (normalmente gás natural ou biogás) para, em seguida passar pelo desumidificador, retirando a umidade do material adsorvente

### 3.2 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS

Os parâmetros de operação que tem influência no desempenho do sistema e que são analisados neste capítulo são: temperatura e umidade dos fluxos de ar de processo e de reativação na entrada do sistema (que são uma mistura de ar externo com ar de retorno), a temperatura de reativação do adsorvente e a relação entre os fluxos de ar de reativação e ar de processo (R/P).

As condições externas são tomadas de acordo com valores da ASHRAE para condições de projeto 1% para verão (ASHRAE, 1993) e para o ar de retorno toma-se as condições de acordo com o ARI (American Institute of Refrigeration).

Para a determinação das temperaturas e umidades nos pontos apresentados na Figura 3.1 utiliza-se a metodologia descrita a seguir:

- a) As efetividades dos resfriadores evaporativos diretos e indireto foram estimadas como 90% e 70%, respectivamente (MUNTERS, 1999).
- b) A vazão de ar de processo é constante e igual a  $1,67 \text{ m}^3/\text{s}$ . O ar de retorno do ambiente condicionado é dividido em dois fluxos sendo 50% para cada ramal do sistema (regeneração e processo).
- c) O adsorvente utilizado é a sílica-gel, que tem como característica uma baixa temperatura de reativação (entre  $70^\circ\text{C}$  e  $150^\circ\text{C}$ ).
- d) A condição termodinâmica do ar no ponto 1 é determinada pela mistura de ar externo com ar de retorno, de acordo com a equação (3.1):

$$T_1 = x T_0 + (1-x) T_{R1} \quad (3.1)$$

onde T corresponde à TBS e os índices O e R1 correspondem ao ar externo e ao ar de retorno para o processo, respectivamente. O parâmetro  $x$  é o percentual de ar externo para o processo, de acordo com:

$$x = \frac{\text{fluxo mássico de ar externo}}{\text{fluxo mássico total de ar de processo}} \quad (3.2)$$

A temperatura de bulbo úmido no ponto 1 é determinada na mesma maneira. As condições no ponto 5 são também encontradas utilizando-se as equações (3.1) e (3.2) substituindo-se o ar de processo pelo ar de reativação.

- e) Se as temperaturas de bulbo seco e úmido são conhecidas todas as demais propriedades termodinâmicas podem ser determinadas utilizando-se as equações seguintes.

A pressão atmosférica à uma altitude  $H$  (m) acima do nível do mar é dada por (MOREIRA,1999):

$$P = 101,325 (1 - 2,25577 \times 10^{-5} H)^{5,2559} \quad (3.3)$$

A pressão de saturação de vapor à temperatura  $T$  é dada por (MOREIRA, 1999):

$$\ln\left(\frac{P_{vs}}{22.087,87}\right) = \frac{0,01}{T+273,15} (374,136 - T) \sum_{i=1}^8 F_i (0,65 - 0,01T)^{i-1} \quad (3.4)$$

onde  $F_1 = -741,9242$ ;  $F_2 = -29,7210$ ;  $F_3 = -11,55286$ ;  $F_4 = -0,8685635$ ;  $F_5 = 0,1094098$ ;  $F_6 = 0,439993$ ;  $F_7 = 0,2520658$  and  $F_8 = 0,05218684$ .

A pressão de vapor é dada por (JENSEN et al, 1990):

$$P_v = P_{swb} - \gamma (TBS - TBU) \quad (3.5)$$

onde  $\gamma$  é um parâmetro auxiliar dado por  $\gamma = \frac{C_p P}{0.62198 L}$  (3.6)

$$L \cong (2,501 - 0,002361 TBS) \times 10^3 \quad (3.7)$$

$$C_p = C_{pa} + w C_{pv} \quad (3.8)$$

Nas condições ambientes  $C_{pa} = 1,006$  kJ/kg K e  $C_{pv} = 1,805$  kJ/kg K.

$$UR = \frac{P_v}{P_{vs}} \times 100 \quad (3.9)$$

$$w = 0,622 \left( \frac{P_v}{P - P_v} \right) \quad (3.10)$$

O valor 0,622 é a razão entre o peso molecular do vapor d'água e do ar (18,016/28,966).

f) A taxa de remoção de umidade no desumidificador varia para diferentes configurações e depende da energia de reativação, das condições do ar na entrada e da velocidade de rotação da roda dessecante. Utilizando-se gráficos de desempenho ou tabelas de fabricantes de desumidificadores pode-se determinar as temperaturas e umidades do ar de processo e de reativação na saída do desumidificador. Para determinar o estado termodinâmico em todos os

outros pontos do sistema utilizam-se as seguintes equações, onde o índice numérico corresponde aos pontos na Figura 3.1 e o índice w corresponde à TBU no mesmo ponto.

$$T_3 = T_2 - \varepsilon_i (T_2 - T_{6w}) \quad (3.11)$$

$$w_3 = w_2 \quad (3.12)$$

$$T_4 = T_3 - \varepsilon_d (T_3 - T_{3w}) \quad (3.13)$$

$$T_{4w} = T_{3w} \quad (3.14)$$

$$T_6 = T_5 - \varepsilon_d (T_5 - T_{5w}) \quad (3.15)$$

$$T_{6w} = T_{5w} \quad (3.16)$$

$$T_7 = T_6 + \frac{(T_2 - T_3)}{(R/P)} \quad (3.17)$$

$$T_9 = T_8 - \left( \frac{T_2 - T_1}{R/P} \right) \quad (3.18)$$

$$w_9 = w_8 - \left( \frac{w_2 - w_1}{R/P} \right) \quad (3.19)$$

Normalmente a temperatura de reativação ( $T_8$ ) é conhecida mas, se a potência de aquecimento para reativação ( $Q_R$ ) for conhecida, a temperatura de reativação pode ser determinada como:

$$T_8 = T_7 + \frac{Q_R}{\dot{m}_p C_p} \quad (3.20)$$

A Figura 3.2 mostra, em um diagrama psicrométrico, a zona de conforto ASHRAE e a zona de conforto modificada para resfriamento evaporativo, que leva em consideração o efeito da movimentação do ar. Mostra também a localização de oito cidades brasileiras em função das condições externas (TBS e TBU) de projeto, recomendadas pela NBR-6401. As cidades escolhidas são: Belém (PA), Brasília (DF), Campo Grande (MS), Manaus (AM), Rio de Janeiro (RJ), São Luis (MA), São Paulo (SP) e Terezina (PI).



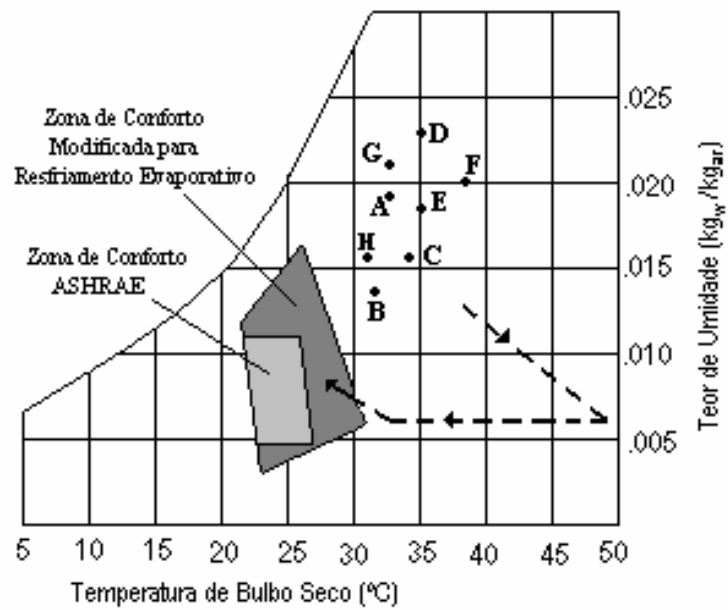
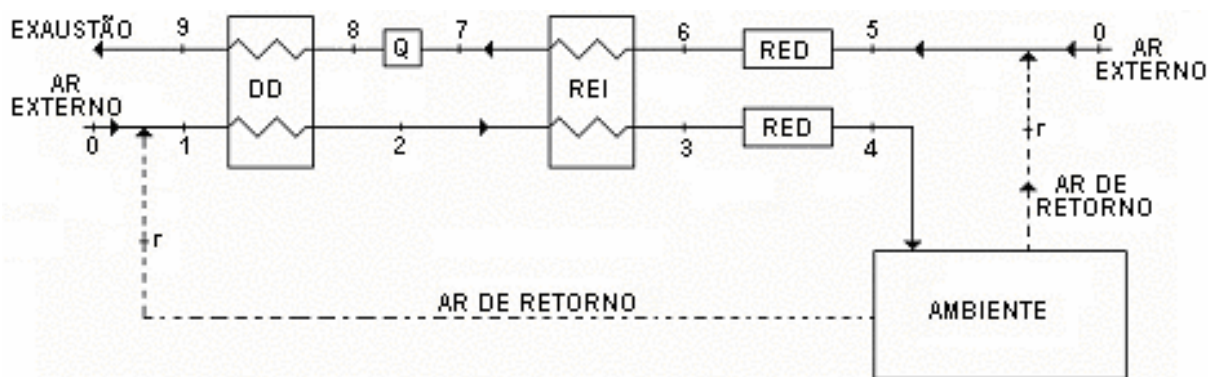


Figura 3.2 – Diagrama psicrométrico com as zonas de conforto e as condições externas de projeto para Belém (A), Brasília (B), Campo Grande (C), Manaus (D), Rio de Janeiro (E), Terezina (F), São Luiz (G) e São Paulo (H).

A Figura 3.3 mostra um diagrama esquemático do sistema utilizado neste trabalho, que é composto por um desumidificador dessecante rotativo acoplado a dois resfriadores evaporativos diretos e a um indireto.



- DD** Desumidificador Dessecante Rotativo
- Q** Fonte de Calor de Reativação
- RED** Resfriador Evaporativo Direto
- REI** Resfriador Evaporativo Indireto

Figura 3.3 – Diagrama esquemático do sistema proposto

A Figura 3.4 mostra os processos psicrométricos que ocorrem para o ar de processo de acordo com os pontos mostrados na Figura 3.3. O ponto 0 representa a condição externa de projeto para cada cidade, o ponto *r* representa a condição do ar de retorno, o ponto 1 corresponde à mistura de ar externo com ar de retorno, o ponto 2 é a saída do desumidificador, o ponto 3 é a saída do REI e o ponto 4 é a saída do RED e é a condição do ar a ser insuflado no ambiente a ser condicionado.

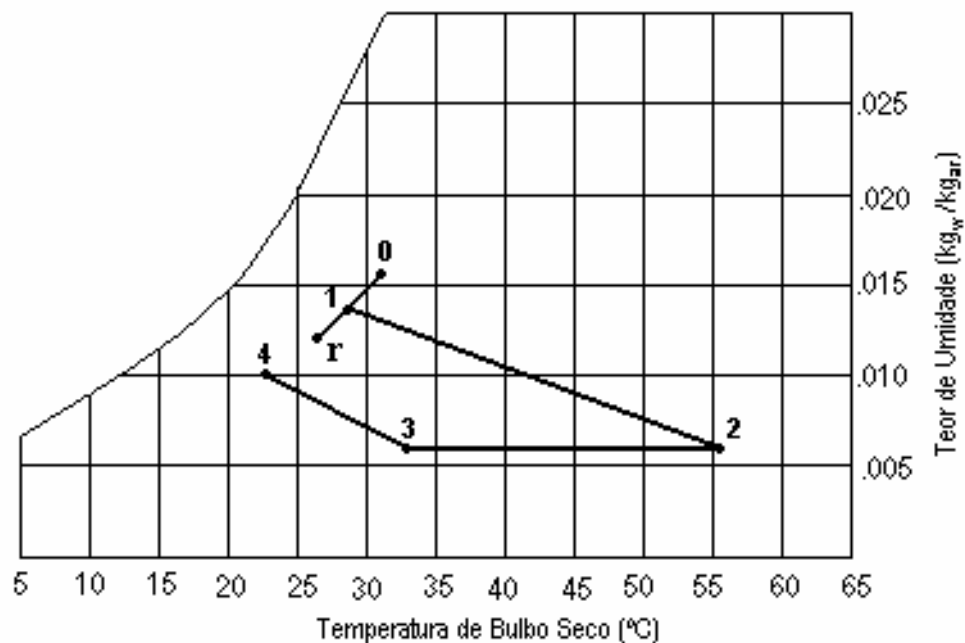


Figura 3.4 - Processos psicrométricos para o sistema proposto

### 3.3 ANÁLISE DOS PARÂMETROS DE OPERAÇÃO

Neste tópico analisam-se alguns parâmetros de operação tais como: temperatura de reativação, relação R/P e as condições termodinâmicas do fluxo de ar na entrada. Baseado nas Equações 3.1 a 3.20 foi desenvolvido um software (SISREAD) que permite conhecer as condições em todos os pontos do sistema.

A Tabela 3.1 apresenta os valores encontrados para São Paulo, para todos os pontos indicados na Figura 3.1. Foram utilizados, como dados de entrada, uma temperatura de reativação igual a 115,5 °C (mínima), uma relação R/P igual a 0,671.

Tabela 3.1 - Propriedades do ar de insuflamento e de reativação para São Paulo

PONTO	TBS (°C)	TBU (°C)	w (kg <sub>w</sub> /kg <sub>ar</sub> )	h (kJ/kg)
<b>AMBIENTE</b>	25	17,98	0,01	70,63
<b>r</b>	26,7	21,52	0,0114	82,57
<b>0</b>	31	24	0,016	91,9
<b>1</b>	28,85	21,83	0,0135	83,61
<b>2</b>	56,16	24,94	0,00699	94,69
<b>3</b>	32,78	17,78	0,00699	69,75
<b>4</b> mínimo	19,28	17,65	0,0120	69,75
<b>5</b>	28,85	22,76	0,01607	87,11
<b>6</b>	23,37	22,76	0,01847	89,71
<b>7</b>	58,21	31,01	0,01847	126,7
<b>8</b>	115,5	41,20	0,01847	186,2
<b>9</b>	74,80	39,00	0,03200	179,6

Tabela 3.2 - Condições externas e de insuflamento para diversas cidades

CIDADE	AR EXTERNO		INSUFLAMENTO	
	TBS (°C)	TBU (°C)	TBS (°C)	TBU (°C)
Belém (Brasil)	32	27	21.0	19.7
Brasília (Brasil)	30	22	18.2	16.8
Da Nang (Vietnam)	36	30	22.5	21.2
Hanoi (Vietnam)	37	29	21.9	20.5
Kuala Lumpur (Malasia)	34	28	21.4	20.1
Madras (Índia)	40	29	21.9	20.4
Manaus (Brasil)	35	29	22.7	21.7
Monrovia (Libéria)	32	28	21.5	20.2
Rio de Janeiro (Brasil)	34	27	20.8	19.5
São Luis (Brasil)	33	28	22.6	21.2
São Paulo (Brasil)	31	24	19,28	17,75
Tainan (Taiwan)	33	29	22.0	20.7

Utilizando a mesma metodologia encontram-se os valores apresentados na Tabela 3.2 que apresenta valores para o ar externo (ponto 1, Figura 3.1) e para o ar que será insuflado no ambiente condicionado (ponto 4, Figura 3.1) para diversas cidades, caracterizadas por diferentes condições climáticas (clima úmido).

Para a análise desempenho do sistema foram utilizados o programa SISREAD e os softwares da *Munters* e *Novelair*. Os dados de entrada foram:

- Altitude do local = 500 m
- Ar de processo: vazão = 1,66 m<sup>3</sup>/s; TBS = 28,85 °C; w = 0,0135 kg<sub>w</sub>/kg<sub>ar</sub>
- Relação R/P = 0,385 → constante e igual à mínima para a menor temperatura de reativação
- Porcentagem de ar externo = 50%
- Ar de retorno: TBS = 26,7 °C; w = 0,0114 kg<sub>w</sub>/kg<sub>ar</sub>
- Efetividade do RED = 90%
- Efetividade do REI = 80%

Além desses, os dados de desempenho do desumidificador, são mostrados na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Temperatura e umidade do ar de processo na saída do desumidificador

<b>T<sub>reat</sub></b> (°C)	<b>TBS<sub>2</sub></b> (°C)	<b>w<sub>2</sub></b> (kg <sub>w</sub> /kg ar)
115,5	45,05	0,008143
126,7	46,80	0,007970
137,8	48,55	0,007829
148,9	50,17	0,007714
160,0	51,72	0,007600

A Figura 3.5 apresenta a relação entre a temperatura (T<sub>REAT</sub>) e a potência de reativação (PR).

A Figura 3.6 apresenta a relação entre a temperatura de reativação e a capacidade de resfriamento (potência frigorífica) para o sistema utilizado. Uma temperatura de reativação mais alta leva a uma temperatura mais alta do ar de processo na saída do desumidificador, com uma conseqüente redução na capacidade de resfriamento.

O coeficiente de desempenho (COP) de um sistema evaporativo-adsorativo como a razão entre a capacidade de resfriamento e o calor fornecido para a reativação do adsorvente:

$$\text{COP} = \frac{\text{Capacidade de resfriamento}}{\text{Calor fornecido}} = \frac{\dot{m}_P (h_R - h_4)}{\dot{m}_R (h_8 - h_7)} \quad (3.21)$$

A Figura 3.7 apresenta a relação entre a temperatura de reativação e o COP para o sistema utilizado. A elevação da temperatura de reativação requer maior potência e diminui a capacidade de resfriamento tendo, assim, um efeito duplo no COP.

A Figura 3.8 mostra a influência da temperatura de reativação na temperatura ( $T_4$ ) e na umidade absoluta ( $w_4$ ) do ar de processo na entrada do ambiente condicionado (ponto 4 da Figura 3.1).

Foi feita, ainda, uma análise do sistema pela 2ª Lei da Termodinâmica. De acordo com Shen e Worek (1996) a eficiência da 2ª Lei é definida como:

$$\eta_{II} = \frac{E_{saída}^{ads} - E_{entrada}^{ads}}{E_{saída}^{des} - E_{entrada}^{des}} = \frac{\dot{m}_P (e_4 - e_1)}{\dot{m}_R (e_9 - e_5)} \quad (3.22)$$

onde o índice ads representa o ar de reativação (que adsorve a umidade do ar de processo) e o índice des representa o ar de processo, que passa por um processo de desorção.

A exergia em cada ponto  $i$  do sistema é determinada de acordo com:

$$e_i = (h_i - h_0) - T_0 (s_i - s_0) \quad (3.23)$$

onde o índice 0 corresponde a um estado de referência. Neste trabalho adotou-se como estado de referência a condição termodinâmica do ambiente condicionado, ou seja:  $T_0 = 25^\circ\text{C}$ ;  $h_0 = 70,63 \text{ kJ/kg}$  e  $s_0 = 6,863 \text{ kJ/kg K}$ .

O gráfico da Figura 3.9 apresenta a influência da temperatura de reativação na eficiência da 2ª Lei. Observa-se que temperaturas de reativação mais elevadas reduzem essa eficiência.

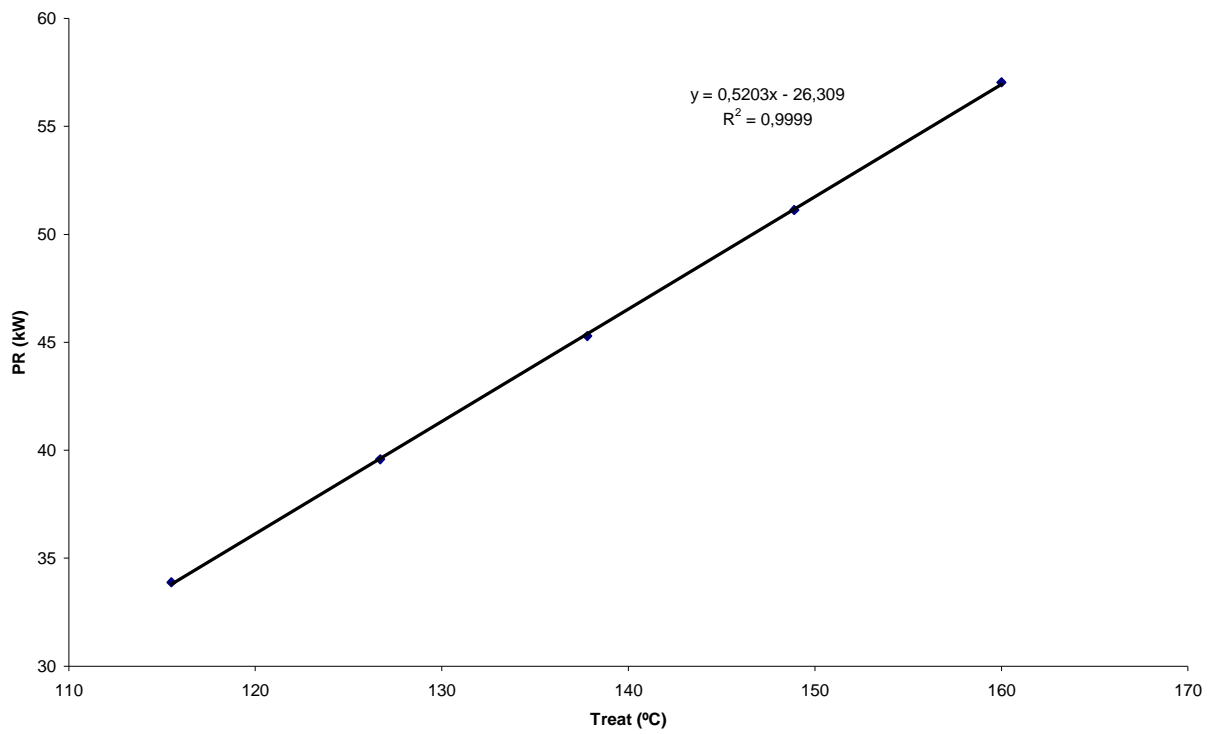


Figura 3.5 – Temperatura de reativação x potência de reativação

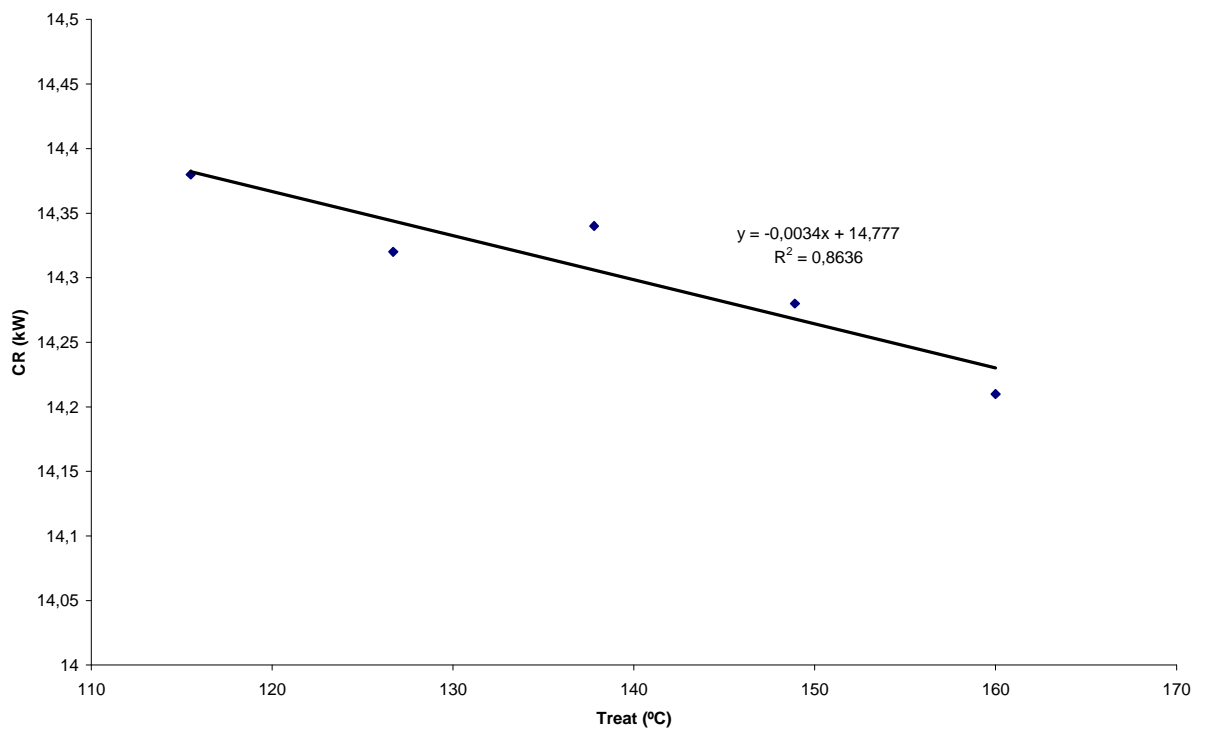


Figura 3.6 – Temperatura de reativação x capacidade de resfriamento

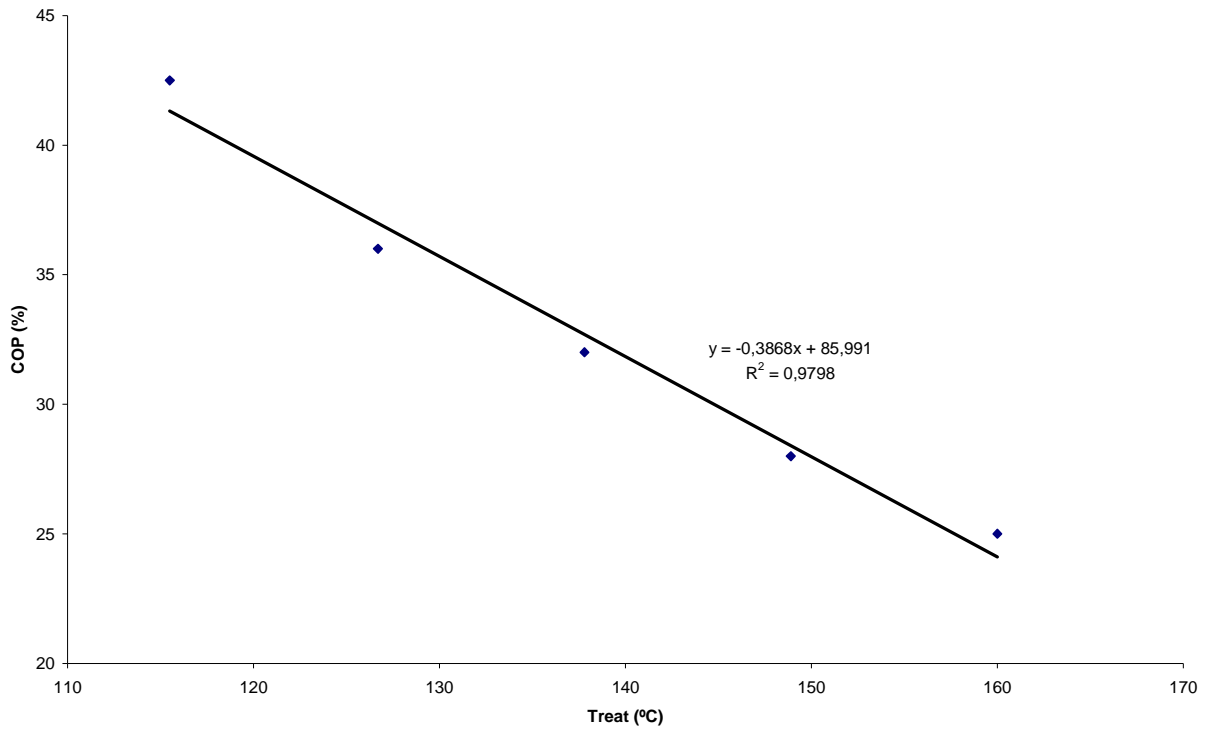


Figura 3.7 – Temperatura de reativação x coeficiente de desempenho (COP)

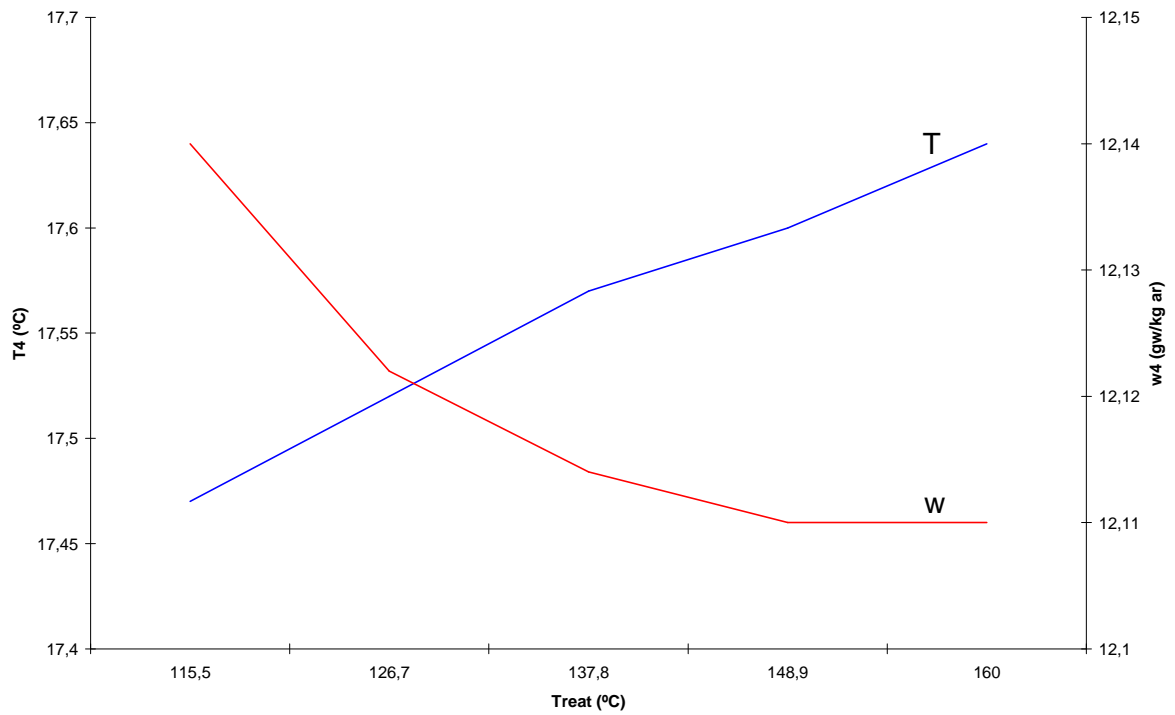


Figura 3.8 – Temperatura de reativação x temperatura e umidade absoluta

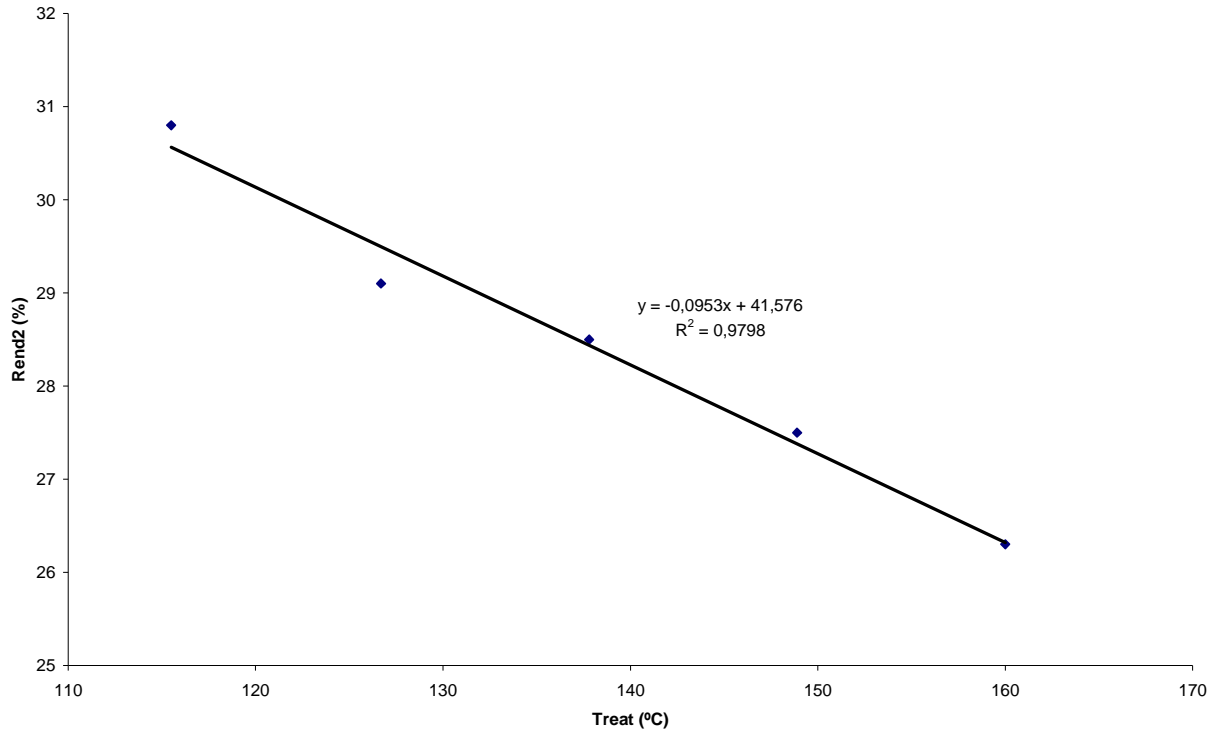


Figura 3.9 – Temperatura de reativação x eficiência da 2ª Lei da Termodinâmica

### 3.4.1 DESENVOLVIMENTO DO SOFTWARE “SISREAD”

Para a determinação das propriedades termodinâmicas do ar de processo e do ar de reativação em todos os pontos do sistema apresentados na Figura 3.3 foi desenvolvido um software, em linguagem C, utilizando as Eqs. (3.1) a (3.20), cujo fluxograma é apresentado a seguir. O software foi denominado **SISREAD** (**SIS**tema de **Resfriamento Evaporativo-AD**sortivo) e o algoritmo completo é apresentado no Apêndice B.



## Fluxograma do Programa SISREAD

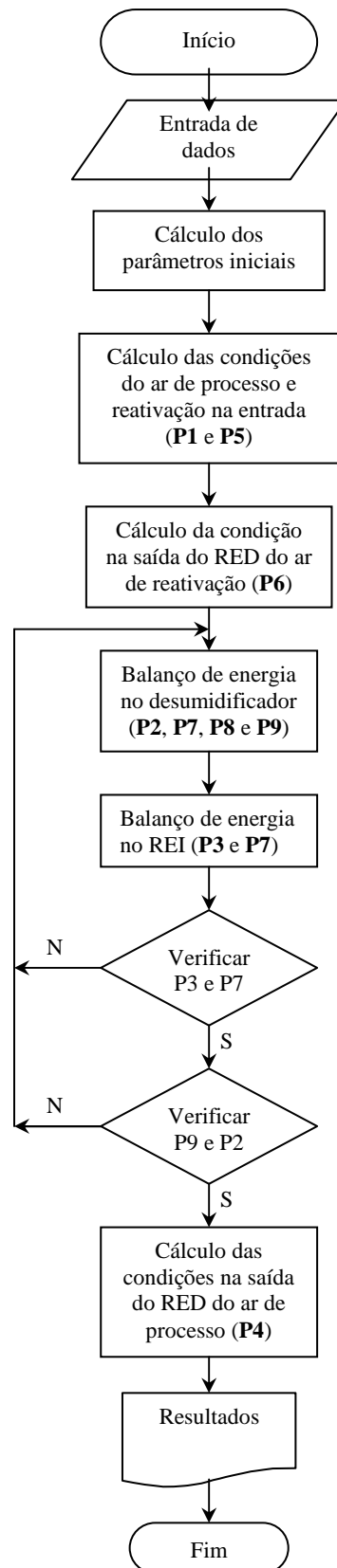


Figura 3.10 – Fluxograma do programa SISREAD

### 3.5 ANÁLISE TERMOECONÔMICA DO SISTEMA PROPOSTO

Neste tópico é feita uma análise termoeconômica do sistema de condicionamento de ar evaporativo-adsortivo apresentado no item 3.1.

O objetivo principal é aplicar o método denominado “Custo de Manufatura Exergético” ao sistema operando em três diferentes condições e minimizar os custos de operação. Os parâmetros que variam são a relação R/P (ar de reativação/ar de processo) e a temperatura de reativação.

O sistema é aplicado ao condicionamento de ar de um ambiente que requer uma vazão de ar de 100 m<sup>3</sup>/min, mantendo-se a temperatura no interior do ambiente dentro de valores recomendados pela NBR-6401.

Os casos estudados são:

**CASO 1:** Temperatura de Reativação = 82,2 °C  
Relação R/P = 1

**CASO 2:** Temperatura de Reativação = 71,1 °C (mínima)  
Relação R/P = 1

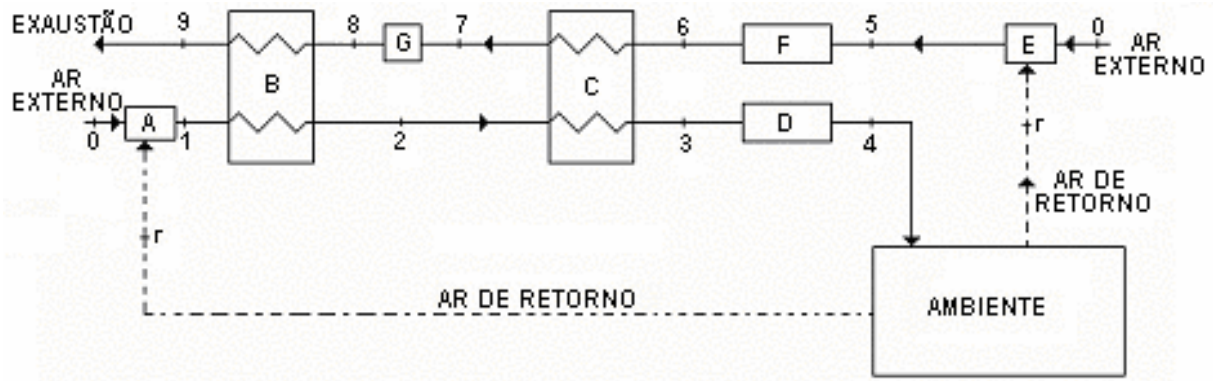
**CASO 3:** Temperatura de Reativação = 71,1 °C  
Relação R/P = 0,847 (mínima)

#### 3.5.1 Sistema utilizado: diagrama físico

A Figura 3.11 reproduz novamente a configuração utilizada. Nesta configuração o ar externo é primeiramente misturado com ar de retorno e passa pelo desumidificador perdendo calor latente (umidade) e ganhando calor sensível (temperatura). Logo após ele é resfriado primeiramente em uma unidade REI e após em uma unidade RED, sendo introduzido no ambiente condicionado em condições de temperatura e umidade satisfatórias ao conforto térmico humano (processo 0-1-2-3-4).

O ar de reativação do adsorvente é composto também de uma mistura de ar externo com ar de retorno que primeiramente é resfriado em um RED e depois em um REI. Em seguida recebe calor de uma fonte que pode ser elétrica, vapor ou queima direta de um

combustível (normalmente gás natural) para, em seguida passar pelo desumidificador, retirando a umidade do material adsorvente (processo de reativação 5-6-7-8-9).



- UNIDADE A: misturador e ventilador do ar de processo
- UNIDADE B: desumidificador dessecante tipo cilindro rotativo
- UNIDADE C: resfriador evaporativo indireto
- UNIDADE D: resfriador evaporativo direto
- UNIDADE E: misturador e ventilador do ar de reativação
- UNIDADE F: resfriador evaporativo direto
- UNIDADE G: unidade de fornecimento de energia para reativação

Figura 3.11 – Diagrama físico

### 3.5.2 Parâmetros pré-definidos

Para as condições do ar externo utilizou-se valores para a cidade de São Paulo, de acordo com a ABNT - NBR 6401 – Instalações Centrais de Ar Condicionado para Conforto – Parâmetros Básicos de Projeto. Para o ar de retorno utilizou-se a condição determinada pelo ARI (American Institute of Refrigeration).

A efetividade do resfriador evaporativo direto foi tomada como 90% e a do indireto como 70%.

A vazão de ar de insuflamento para o ambiente condicionado foi tomada como 1,67 m<sup>3</sup>/s (para os três casos) e, para o retorno adotou-se a taxa de 50% para cada ramo.

As condições de saída do desumidificador foram determinadas a partir das condições de entrada utilizando dois softwares disponibilizados por fabricantes de equipamentos de desumidificação por adsorção: *Novelair Technologies - Desiccant Wheel Selection Program – Versão 1.0.5* e *Munters Cargocaire DH Selection Program – Versão 9.5a*.

A água utilizada nos resfriadores evaporativos diretos será captada da rede de distribuição e bombeada para os aspersores dos resfriadores evaporativos.

A reativação do adsorvente será feita eletricamente, ou seja, a exergia será a própria potência elétrica. O dessecante utilizado é a sílica-gel, que tem como característica uma baixa temperatura de reativação (entre 70°C e 150°C).

O custo de manutenção é tomado como 10% do custo de investimento. Como o sistema é o mesmo para os três casos (mudando-se apenas os parâmetros de operação), este custo deverá se manter constante para todos os três casos estudados.

O número de horas de operação do sistema de condicionamento (H) é tomado de acordo com Camargo e Faria (2001) em função do número de horas em que a temperatura efetiva ultrapassa 24°C (horários em que algum tipo de condicionamento é necessário). Neste trabalho utiliza-se um valor mensal de horas de funcionamento. Para a cidade de São Paulo, no verão, esse período é de 10h às 18h, ou seja, 8 (oito) horas por dia, perfazendo um total de 240 horas por mês ou 2880 horas por ano.

### **3.5.3 Custo de manufatura exergético**

A exergoeconomia procura combinar a análise exergética e princípios econômicos para proporcionar ao projetista de sistemas térmicos informações importantes ao projeto e operação, informações estas não disponíveis em análises energéticas convencionais e avaliações econômicas (TUNA, 1999). Nestas análises foram desenvolvidas técnicas para avaliar a disponibilidade de energia através do conceito de exergia.

O método utilizado neste trabalho e aplicado ao sistema foi desenvolvido por Silveira (1998) e combina a Segunda Lei da Termodinâmica, através do conceito de exergia, com uma análise econômica aplicada a sistemas térmicos.

Para a análise dos três modos de operação do sistema em questão seguem-se os seguintes passos (SILVEIRA; TUNA, 1999):

- Identificação das funções do sistema como um todo e de cada unidade individualmente,
- Avaliação dos fluxos exergéticos de entrada e saída de cada unidade,
- Construção do diagrama funcional,
- Seleção dos parâmetros fixados e seus valores,
- Formulação da função de incremento exergético associada com as saídas e entrada de cada unidade,
- Formulação da equação do custo de manufatura exergético.

O valor do fluxo exergético de entrada e saída de cada unidade é encontrado utilizando-se a Equação 3.23.

### 3.5.4 Diagrama funcional

O diagrama funcional do sistema é composto de figuras geométricas que representam as unidades e uma rede de linhas que representam a distribuição dos fluxos exergéticos. Essas figuras geométricas correspondem às unidades que compõe a planta real. A notação  $Y_{i,j}$  ( $j^{\text{ésima}}$  entrada da  $i^{\text{ésima}}$  unidade) e  $Y_{i,j}$  ( $j^{\text{ésima}}$  saída da  $i^{\text{ésima}}$  unidade) é usada por Silveira e Tuna (1999). A Figura 3.12 mostra o diagrama funcional para o sistema em estudo. Note que cada unidade ou componente recebe uma letra de identificação que corresponde ao diagrama físico. A linha tracejada (fronteira) separa os fluxos exergéticos de entrada e de saída do sistema.

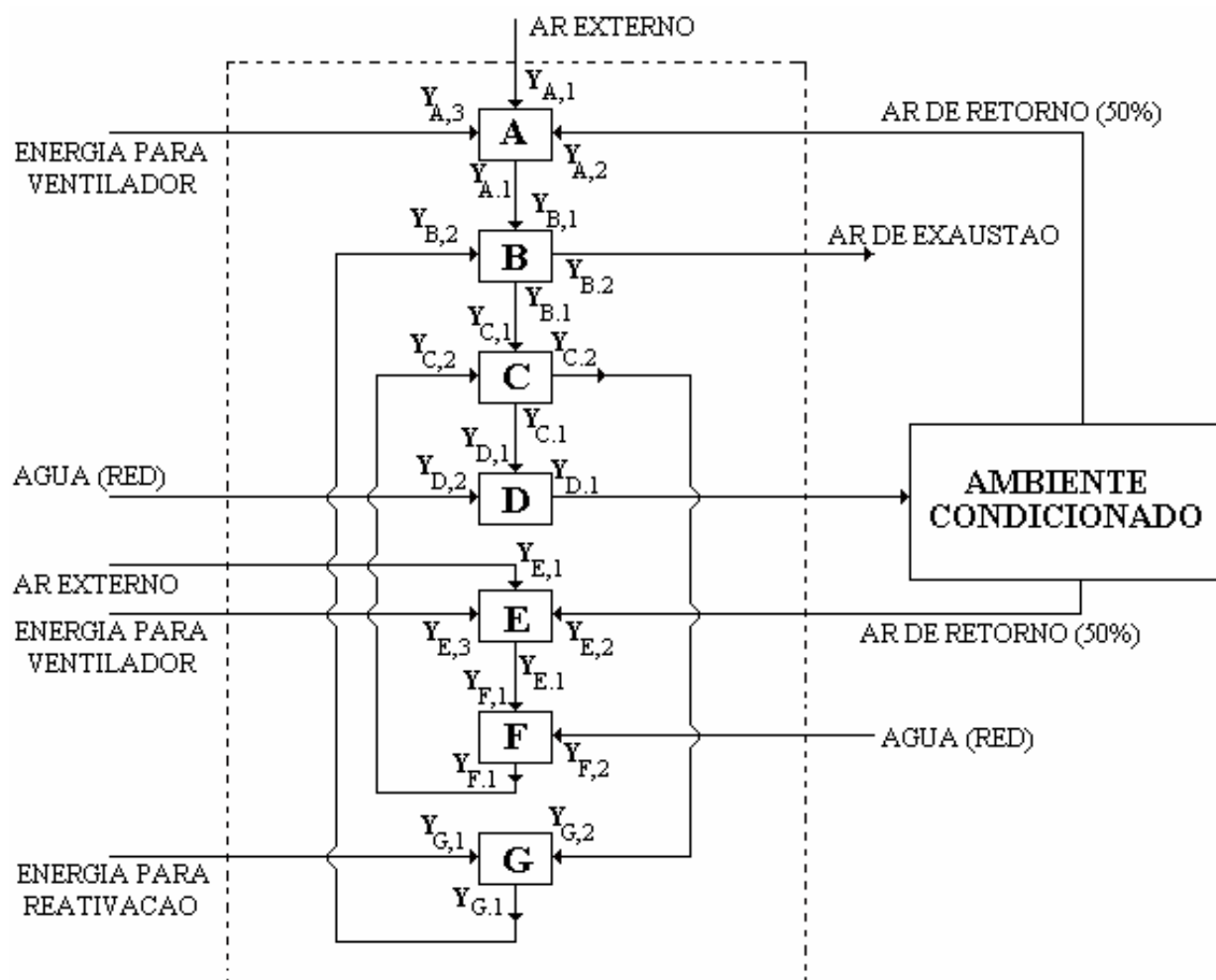


Figura 3.12 – Diagrama funcional termoeconômico

### 3.5.5 Funções de incremento exergético

Através do diagrama físico, do diagrama funcional e dos valores das propriedades termodinâmicas na entrada e saída de cada componente (estabelecidas utilizando-se o CATT – Computer Aided Thermodynamics Tables – SONNTAG et al, 1993) podem-se obter as funções de incremento exergético associadas com o diagrama funcional termoeconômico (Figura 3.12). Essas expressões são:

#### Unidade A: Misturador e Ventilador do Ar de Processo

$$\begin{aligned}
 Y_{A,1} &= \dot{m}_{EXT} \cdot e_0 \quad (\text{fluxo exergético do ar externo}) \\
 Y_{A,2} &= \dot{m}_{RET} (e_R - e_4) \\
 Y_{A,3} &= E_{VENT,a} \quad (\text{potência elétrica para o ventilador}) \\
 Y_{A,1} &= \dot{m}_{EXT} \cdot e_0 + \dot{m}_{RET} \cdot e_R - \dot{m}_P \cdot e_1
 \end{aligned} \tag{3.24}$$

#### Unidade B: Desumidificador

$$\begin{aligned}
 Y_{B,1} &= Y_{A,1} \\
 Y_{B,2} &= Y_{G,1} \\
 Y_{B,1} &= \dot{m}_P (e_1 - e_2) \\
 Y_{B,2} &= \dot{m}_R (e_9 - e_8)
 \end{aligned} \tag{3.25}$$

#### Unidade C: Resfriador Evaporativo Indireto

$$\begin{aligned}
 Y_{C,1} &= Y_{B,1} \\
 Y_{C,2} &= Y_{F,1} \\
 Y_{C,1} &= \dot{m}_P (e_2 - e_3) \\
 Y_{C,2} &= \dot{m}_R (e_7 - e_6)
 \end{aligned} \tag{3.26}$$

#### Unidade D: Resfriador Evaporativo Direto

$$\begin{aligned}
 Y_{D,1} &= Y_{C,1} \\
 Y_{D,2} &= \dot{m}_{AGUA} \cdot e_{AGUA} \quad (\text{fluxo exergético da água da rede}) \\
 Y_{D,1} &= \dot{m}_P (e_4 - e_3)
 \end{aligned} \tag{3.27}$$

### Unidade E: Misturador e Ventilador do Ar de Reativação

$$\begin{aligned}
 Y_{E,1} &= \dot{m}_{EXT} \cdot e_0 \quad (\text{fluxo exergético do ar externo}) \\
 Y_{E,2} &= \dot{m}_{RET} (e_R - e_4) \\
 Y_{E,3} &= E_{VENT_i} \\
 Y_{E,1} &= \dot{m}_{EXT} \cdot e_0 + \dot{m}_{RET} \cdot e_R - \dot{m}_P \cdot e_5
 \end{aligned} \tag{3.28}$$

### Unidade F: Resfriador Evaporativo Direto

$$\begin{aligned}
 Y_{F,1} &= Y_{E,1} \\
 Y_{F,2} &= \dot{m}_{AGUA} \cdot e_{AGUA} \\
 Y_{F,1} &= \dot{m}_R (e_6 - e_5)
 \end{aligned} \tag{3.29}$$

### Unidade G: Unidade de Fornecimento de Energia para a Reativação

$$\begin{aligned}
 Y_{G,1} &= E_{REAT} \quad (\text{kW}) \\
 Y_{G,2} &= Y_{C,1} \\
 Y_{G,1} &= \dot{m}_R (e_8 - e_7)
 \end{aligned} \tag{3.30}$$

### 3.5.6 Equações de custo termoeconômico

Neste caso, o custo de manufatura exergético (CME) é definido somente pelo custo de produção do ar frio (não está sendo utilizado o ar quente de reativação). Assim,

**CME = AR FRIO PRODUZIDO x CUSTO DE PRODUÇÃO ( $C_{AR}$ )**

$$C_{AR} = \frac{I_{PI} \cdot f}{H \cdot Y_{D,1}} + \frac{\sum C_{ENERGIA} (Y_{ENTRA} - Y_{SAI})}{Y_{D,1}} \tag{3.31}$$

onde  $f$  é um fator de manutenção, tomado como 10% do valor do investimento na planta.

#### 3.5.6.1 Custo de Investimento na Planta ( $I_{PI}$ )

O custo de investimento na planta compreende os investimentos de capital em todos os componentes do sistema (desumidificador, ventiladores, resfriadores evaporativos e bombas de aspersão).

### 3.5.6.2 Desumidificador:

O custo do desumidificador foi obtido de um fabricante (Munters do Brasil) para o modelo utilizado na simulação.

Desumidificador Modelo HCD-4500-EA Standard 380/3/60 = US\$ 35.946,12

### 3.5.6.3 Ventiladores:

A determinação do tipo de ventilador é feita por sua rotação específica, dada por:

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{\tau^{3/4}} \quad (3.32)$$

onde Q é a vazão (m<sup>3</sup>/s),  $\tau$  é o trabalho específico (J/kg) e n é a rotação (rps).

As perdas de carga do sistema são:

#### **No desumidificador:**

Ar de processo: 130 a 380 Pa

Ar de Reativação: 180 a 500 Pa

#### **Nos Resfriadores Evaporativos Direto e Indireto:**

Para uma cálula evaporativa de 304,8 mm tem-se uma perda de carga de aproximadamente 25 Pa (GLACIER-COR, 1999) e a perda estimada para o REI é de aproximadamente 25 Pa. Assim. A perda de carga total será de 430 Pa para o ar de processo e de 560 Pa para o ar de reativação.

Dentro da faixa dos parâmetros utilizados pode-se utilizar um ventilador axial com pás diretrizes, instalado dentro do duto de insuflamento.

O custo do ventilador inclui o custo do motor elétrico pode ser expressado em função de sua potência (kW) de acordo com Zalewski et al (2000):



$$\text{Ventilador axial: } C_{\text{VENT}} = (a + b E_{\text{VENT}}^{0,5})^2 \quad (\text{euro}) \quad (3.33)$$

onde  $a = 21,5644$ ,  $b = 20,1554$ .

*OBS: 1 US\$ = 1,12 euro*

A potência dos ventiladores pode ser determinada por:

$$E_{\text{VENT}} = \frac{\rho Q \tau}{\eta} = \frac{\dot{m}_{\text{AR}} \tau}{\eta} \quad (3.34)$$

onde  $\rho$  é a massa específica do ar ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ),  $Q$  é a vazão em volume ( $\text{m}^3/\text{s}$ ),  $\dot{m}_{\text{AR}}$  é o fluxo mássico de ar e  $\tau$  é o trabalho específico ( $\text{J}/\text{kg}$ ). O rendimento é tomado, de acordo com Boehm (1987), como 60%.

### Custos dos ventiladores

A Tabela 3.4 mostra os custos dos ventiladores .

Tabela 3.4 – Custos dos ventiladores

CASO	PROCESSO		REATIVAÇÃO	
	$\dot{m}$ (kg/s)	$C_{\text{VENT}}$ (US\$)	$\dot{m}$ (kg/s)	$C_{\text{VENT}}$ (US\$)
1	1,932	1.851,7	1,942	1.856,7
2	1,938	1.854,8	1,942	1.856,7
3	1,942	1.856,7	1,645	1.699,8

#### 3.5.6.4 Bombas de aspersão

O custo da bomba de aspersão também é dada por Zalewski et al. (2000) como:

$$C_{\text{bomba}} = a + b (\dot{m}_{\text{água}})^{0,5} \quad (\text{euro}) \quad (3.35)$$

onde  $a = 16,9049$ ;  $b = 556,444$ ;  $\dot{m}_{\text{água}}$  é o fluxo em massa de água ( $\text{kg}/\text{s}$ ).

A Tabela 3.5 mostra os custos das bombas de aspersão:

Tabela 3.5 – Custos das bombas de aspersão

CASO	PROCESSO		REATIVAÇÃO	
	$\dot{m}_{\text{água}}$ (kg/s)	$C_{\text{BOMBA}}$ (US\$)	$\dot{m}_{\text{água}}$ (kg/s)	$C_{\text{BOMBA}}$ (US\$)
1	$8,78 \times 10^{-3}$	69,07	$5,24 \times 10^{-3}$	57,19
2	$8,23 \times 10^{-3}$	67,40	$5,24 \times 10^{-3}$	57,19
3	$7,92 \times 10^{-3}$	66,43	$3,81 \times 10^{-3}$	51,25

### 3.5.6.5 Resfriadores evaporativos

O custo (equipamento e instalação) dos resfriadores evaporativos direto e indireto é dado por Bom et al (1999) em função do tamanho do ambiente a ser condicionado, de acordo com:  $60 \text{ m}^2 \rightarrow \text{US\$ } 600,00$ ;  $100 \text{ m}^2 \rightarrow \text{US\$ } 1000,00$ .

A NBR-6401 fornece um valor aproximado para uma estimativa rápida de carga térmica. No caso de residências e escritórios tem-se uma carga de aproximadamente 5 TR para cada  $100 \text{ m}^2$  de área. Nos presentes casos em estudo tem-se uma carga térmica de 10 TR o que permite o condicionamento de aproximadamente  $200 \text{ m}^2$ .

A técnica de Boehm (1987) permite estimar os custos de equipamentos, baseado na seguinte equação:

$$C = C_{\text{REF}} \left( \frac{S}{S_{\text{REF}}} \right)^m \quad (3.36)$$

onde  $C$  = custo do equipamento para a grandeza de interesse  $S$ ,  $C_{\text{REF}}$  = custo do equipamento para uma grandeza de referência (custo médio)  $S_{\text{REF}}$  e  $m$  = fator de incidência, que indica a escala de economia e é dado pelo coeficiente angular da reta. A Figura 3.13 mostra a variação do custo em função da área e, neste caso  $m = 1$  e tem-se um custo de US\$ 2.000,00

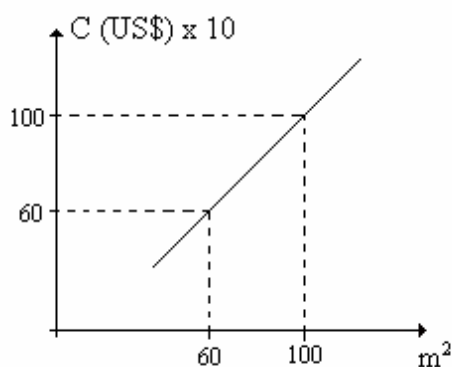


Figura 3.13 – Variação do custo em função da área condicionada

### 3.5.7 Custos de energia

#### 3.5.7.1 Eletricidade

O custo da energia elétrica comprada da concessionária é de 0,075 US\$/kWh (Bandeirante Energia S.A.).

#### 3.5.7.2 Água

As vazões de água utilizadas nos resfriadores evaporativos são determinadas por:

$$\Delta W = \dot{m}_{AR} \Delta w \quad (3.37)$$

onde  $\Delta W$  = vazão necessária para a umidificação,  $\dot{m}_{AR}$  é a vazão em massa de ar para o processo ou para reativação e  $\Delta w$  é a taxa de umidificação.

$$\text{Para o ar de reativação: } \Delta W = \dot{m}_R (w_6 - w_5) \quad (3.38)$$

$$\text{Para o ar de processo: } \Delta W = \dot{m}_P (w_4 - w_3) \quad (3.39)$$

A Tabela 3.6 apresenta valores para os fluxos de massa e vazão em volume de água para os três casos:

Tabela 3.6 – Fluxos de massa e vazão de água

CASO	R/P	$\rho_3$	$\rho_5$	$\dot{m}_3$	$\dot{m}_5$	$\Delta W_{\text{REAT}}$	$\Delta W_{\text{PROC}}$
		kg/m <sup>3</sup>	kg/m <sup>3</sup>	kg/s	kg/s	l/h	l/h
1	1	1,159	1,165	1,932	1,942	18,87	31,64
2	1	1,163	1,165	1,938	1,942	18,87	29,65
3	0,847	1,165	1,165	1,942	1,645	13,72	28,52

O custo da água comprada da concessionária é de 0,5 US\$/m<sup>3</sup> (*Fonte: Companhia de Saneamento Básico do Estado de São Paulo – SABESP*).

Exergia da água da rede concessionária:

A exergia total de uma substância é a soma das exergias térmica, potencial e cinética. Como a temperatura da água é igual à temperatura de bulbo úmido do ambiente condicionado e a diferença de cota entre o tanque coletor do resfriador evaporativo e os bicos aspersores é pequena, despreza-se a exergia térmica e a potencial, considerando-se apenas a exergia cinética, dada por:

$$e_{\text{água}} = \dot{m}_{\text{água}} \frac{v^2}{2} \quad (3.40)$$

Através de catálogo de fabricante (BASENGE TERMODINÂMICA, s.d.) tem-se que a conexão para a água é de 12,7 mm. Sendo a vazão média de água igual a 30 l/h = 8,33 x 10<sup>-6</sup> m<sup>3</sup>/s a velocidade média será:

$$v = 8,333 \times 10^{-6} / 5,067 \times 10^{-4} = 0,02 \text{ m/s}$$

$$\text{A exergia será: } e = 8,333 \times 10^{-6} \cdot 0,02^2/2 = 1,66 \times 10^{-6} \text{ W}$$

Nota-se que o valor da exergia para a água da rede é muito pequena e, neste trabalho, será considerada como zero.

Custo total da água:

Como custo total da água considera-se o custo de utilização acrescido do custo de bombeamento. Para isso utiliza-se a seguinte metodologia:

Custo de utilização [US\$/mês] = consumo de água [m<sup>3</sup>/mês] x custo da água [US\$/m<sup>3</sup>]

Custo de bombeamento [US\$/mês] = potência da bomba [kW] x tempo de utilização [h/mês] x custo da energia elétrica [US\$/kWh]

Custo total [US\$/kWh] = (custo de utilização [US\$/mês] + custo de bombeamento [US\$/mês]) / consumo total de energia [kWh/mês]

**OBS:** A potência da bomba instalada nos resfriadores evaporativos diretos é de 0,02 kW (BASENGE TERMODINÂMICA, s.d.).

Exemplificando, para a água do RED do ar de processo no Caso 1 tem-se:

Consumo de água = 31,64 l/h = 7,6 m<sup>3</sup>/mês

Custo de utilização = 7,6 x 0,5 US\$/m<sup>3</sup> = 3,8 US\$/mês

Custo de bombeamento = 0,02 kW x 240 h/mês x 0,075 US\$/kWh = 0,36 US\$/mês

TOTAL = 4,2 US\$/mês

Consumo total de energia = 0,02 x 240 = 4,8 kWh/mês

Custo total = 4,2/4,8 = 0,875 US\$/kWh

Aplicando-se a mesma metodologia obtém-se os dados da Tabela 3.7:

Tabela 3.7 – Custo total da água

CASO	CUSTO TOTAL – ÁGUA (US\$/kWh)	
	PROCESSO	REATIVAÇÃO
1	0,875	0,547
2	0,816	0,547
3	0,783	0,418

A Tabela 3.8 apresenta os valores encontrados, para São Paulo, para todos os pontos indicados na Figura 3.11.

Tabela 3.8 - Propriedades termodinâmicas na entrada e saída de cada unidade

PONTO	TBS (°C)	TBU (°C)	w (kg <sub>w</sub> /kg <sub>ar</sub> )	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
AMBIENTE	25	17,98	0,01	70,63	6,863
r	26,7	21,52	0,0114	82,57	6,869
0	31	24	0,016	91,9	6,883
1	28,85	21,83	0,0135	83,61	6,876
2	47,33	23,44	0,00827	89,0	6,936
3	29,48	18,09	0,00828	70,83	6,878
4 <sub>mínimo</sub>	19,22	18,09	0,01253	71,15	6,843
5	28,85	21,83	0,0135	83,61	6,876
6	22,5	21,83	0,0162	83,86	6,855
7	40,55	26,58	0,0162	102,5	6,914
8	71,11	32,98	0,0162	134,1	7,008
9	52,61	31,83	0,02146	128,5	6,952

### 3.5.8 Análise termoeconômica

A Tabela 3.9 apresenta os valores de entalpia, entropia e exergia para todos os pontos mostrados no diagrama físico (Figura 3.11), para os três casos.

Tabela 3.9 – Propriedades termodinâmicas para os três casos

#### CASO 1

PONTO	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)
AMBIENTE	70,63	6,863	0,000
RETORNO	82,57	6,869	10,151
0	91,9	6,883	15,307
1	83,61	6,876	9,104
2	92,17	6,946	-3,207
3	71,59	6,881	-4,407
4	71,94	6,845	6,676
5	83,61	6,876	9,104
6	83,86	6,855	15,615
7	105,4	6,923	16,881
8	145,6	7,04	22,197
9	136,9	6,976	32,579

## CASO 2

PONTO	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)
AMBIENTE	70,63	6,863	0,000
RETORNO	82,57	6,869	10,151
0	91,9	6,883	15,307
1	83,61	6,876	9,104
2	89	6,936	-3,395
3	70,83	6,878	-4,273
4	71,15	6,843	6,483
5	83,61	6,876	9,104
6	83,86	6,855	15,615
7	102,5	6,914	16,664
8	134,1	7,008	20,238
9	128,5	6,952	31,334

## CASO 3

PONTO	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)
AMBIENTE	70,63	6,863	0,000
RETORNO	82,57	6,869	10,151
0	91,9	6,883	15,307
1	83,61	6,876	9,104
2	87,36	6,93	-3,246
3	70,48	6,876	-4,026
4	70,81	6,845	5,546
5	83,61	6,876	9,104
6	83,86	6,855	15,615
7	104	6,919	16,673
8	134,1	7,008	20,238
9	129,5	6,949	33,229

A Tabela 3.10 apresenta os valores da potência elétrica dos ventiladores do ar de processo e do ar de reativação e, ainda, a potência necessária para a reativação do adsorvente.

Tabela 3.10 - Potência elétrica dos ventiladores e de reativação

CASO	POTÊNCIA DO VENTILADOR (W)		POTENCIA DE REATIVAÇÃO (W)
	PROCESSO	REATIVAÇÃO	
1	1.368,5	1.812,2	77.520
2	1.372,8	1.812,2	60.910
3	1.375,3	1.535,5	49.150

A Tabela 3.11 apresenta os valores das funções de incremento exergético para os três casos:

Tabela 3.11 – Funções de incremento exergético

<b>FUNÇÃO</b>	<b>CASO 1</b>	<b>CASO 2</b>	<b>CASO 3</b>
$Y_{A,1}$	29,57	29,66	29,73
$Y_{A,2}$	3,36	3,55	4,47
$Y_{A,3}$	1.368,50	1.372,80	1.375,30
$Y_{A,1}$	7,02	7,02	7,02
$Y_{B,1}$	23,78	24,22	23,98
$Y_{B,2}$	26,16	21,55	21,37
$Y_{C,1}$	2,32	1,70	1,51
$Y_{C,2}$	2,46	2,04	1,74
$Y_{D,2}$	0	0	0
$Y_{D,1}$	21,41	20,85	18,59
$Y_{E,1}$	29,73	29,73	25,18
$Y_{E,2}$	3,36	3,55	4,47
$Y_{E,3}$	1.812,20	1.812,20	1.535,50
$Y_{E,1}$	7,04	7,04	5,96
$Y_{F,2}$	0	0	0
$Y_{F,1}$	12,64	12,64	10,71
$Y_{G,1}$	77.520,00	60.910,00	49.150,00
$Y_{G,1}$	10,32	6,94	5,86

O Custo de Manufatura Exergético (CME) é dado por:

$$\text{CME} = \text{FRIO PRODUZIDO} \times \text{CUSTO DE PRODUÇÃO DE AR FRIO (C}_{AR}) \quad (3.41)$$



$$C_{AR} = \frac{I_{pl} \cdot f}{H \cdot Y_{D,1}} + \frac{\sum C_{ENERGIA} (Y_{ENTRA} - Y_{SAI})}{Y_{D,1}} \quad (3.42)$$

$$FRIO \text{ PRODUZIDO} = F.P. = (Y_{D,1} - Y_{A,2} - Y_{E,2}) \quad (3.43)$$

### Custo de Investimento na Planta ( $I_{pl}$ )

Os custos de investimentos na planta será a soma dos custos de investimento no desumidificador ( $I_{des}$ ), nos resfriadores evaporativos direto e indireto ( $I_{resf}$ ), nos ventiladores ( $I_{vent}$ ) e nas bombas de aspersão ( $I_{bomba}$ ).

$$I_{pl} = I_{des} + I_{res} + I_{vent} + I_{bomba} \quad (3.44)$$

Tabela 3.12 – Custos de Investimentos

CASO	$I_{des}$ (US\$)	$I_{res}$ (US\$)	$I_{vent}$ (US\$)	$I_{bomba}$ (US\$)	$I_{pl}$ (US\$)
1	35.946,12	6.000,00	1.851,70	126,26	43.924,08
2	35.946,12	6.000,00	1.854,8	124,59	43.925,51
3	35.946,12	6.000,00	1.856,7	117,68	43.920,50

### Custo da Energia

$$\frac{\sum C_{ENERGIA} (Y_{ENTRA} - Y_{SAI})}{Y_{D,1}} = \frac{C_{el} (Y_{A,3} + Y_{E,3} + Y_{G,1})}{Y_{D,1}} + \frac{C_{\text{água proc}} Y_{D,2}}{Y_{D,1}} + \frac{C_{\text{água reat}} Y_{F,2}}{Y_{D,1}} \quad (3.45)$$

A Tabela 3.13 apresenta os valores finais, incluindo o Custo de Manufatura Exergético.

Tabela 3.13 - Custo de Manufatura Exergético

<b>CASO</b>	<b>I<sub>pl</sub></b> <b>(US\$)</b>	<b>C<sub>energia</sub></b> <b>(US\$/kWh)</b>	<b>C<sub>AR</sub></b> <b>(US\$/kWh)</b>	<b>F. P.</b> <b>(kW)</b>	<b>CME</b> <b>(US\$/ano)</b>
1	43.924,08	314,11	314,89	14,69	4.625,73
2	43.925,51	256,17	256,97	13,75	3533,34
3	43.920,50	233,37	234,27	9,65	2.260,70

O método denominado “Custo de Manufatura Exergético” representa uma otimização termodinâmica para um sistema térmico pois quanto menor for o índice de irreversibilidade do sistema menor será o CME.

## CAPITULO 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo apresentam-se os resultados e discussão a respeito dos tópicos tratados nos capítulos anteriores.

### 4.1 ANÁLISE DOS MÉTODOS PARA AVALIAR A VIABILIDADE DE UTILIZAÇÃO DOS SISTEMAS DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO

No Brasil, os projetistas de sistemas de condicionamento de ar utilizam dados de projeto da ASHRAE, que foram estabelecidos de acordo com padrões americanos. Isso pode ter como consequência um superdimensionamento ou subdimensionamento dos sistemas pois não se leva em conta o fato de que o Brasil é um país de clima equatorial/tropical onde as diferenças de temperatura não são muito pronunciadas. Além disso, o período mais quente do ano, em algumas regiões, não corresponde àquele definido como verão. Um outro agravante é que, no Brasil, o efeito da radiação solar é mais intenso que nos EUA na maior parte do ano.

Assim procurou-se estudar a viabilidade de utilização de equipamentos de resfriamento evaporativo para condicionamento de ar para conforto nas condições existentes no Brasil.

Através do emprego do método denominado “Índices de Aplicabilidade (IA) do resfriamento evaporativo”, cujos valores permitem diagnosticar a possibilidade de obtenção de resfriamento para conforto ou para alívio pode-se verificar que valores de índice de aplicabilidade menores ou iguais a 10 são obtidos, por exemplo, para as cidades de Córdoba e Tucuman, na Argentina e Santiago, no Chile. Para o Brasil encontram-se índices entre 11 e 16 para Petrolina (PE), Uberlândia (MG), Campinas (SP), Pirassununga (SP), Brasília (DF), Campo Grande (MT), Londrina (PR), Caxias do Sul (RS) e Santa Maria (RS), entre outras. O Apêndice A apresenta o índice de aplicabilidade para 40 (quarenta) cidades brasileiras além de outras localidades na Argentina, Chile, Paraguai e Uruguai.

Algumas cidades, cujas condições climáticas as localizam na região a partir da qual é possível atingir a zona de conforto por resfriamento evaporativo são: Belo Horizonte, Brasília, Campinas, Caxias do Sul, Curitiba, Londrina, São Paulo e Uberlândia, entre outras. Os valores das temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido para cada localidade (dados climatológicos), apresentados na literatura, podem ser utilizadas para plotar os pontos que

serão o início dos vetores dos processos de resfriamento e que permitirão visualizar e definir o processo a ser utilizado para que a zona de conforto seja atingida.

Utilizando-se o método da “distribuição horária da temperatura efetiva” verifica-se pela Figura 2.4(a), para a cidade de Porto Alegre, que a máxima temperatura efetiva recomendada para conforto é de 25 °C. A temperatura efetiva para um dia mensal típico de verão fica acima desse valor aproximadamente entre 08 e 22 horas quando tem-se somente ventilação a 0,1 m/s, entre 09 e 20 horas quando tem-se somente ventilação a 1 m/s, entre 11 e 18 horas para resfriamento evaporativo a 0,1 m/s e somente próximo de 16 horas para resfriamento evaporativo a 1 m/s. As horas com temperatura efetiva maiores que a recomendada são aquelas em que o ar condicionado é realmente necessário.

Para São Paulo a temperatura efetiva recomendada é de 25,5 °C. A temperatura efetiva para um dia mensal típico de verão fica acima desse valor somente entre 13 e 17 horas quando tem-se ventilação pura com o ar a 0,1 m/s. Todas as outras alternativas apresentadas para conforto, seja através de ventilação pura com velocidade de 1 m/s, ou através de qualquer tipo de resfriamento evaporativo satisfaz as condições de conforto, conforme Figura 2.4(b). Neste caso conclui-se que o resfriamento evaporativo é capaz de suprir as necessidades de conforto em todos os períodos do dia.

Para Brasília, de acordo com a Figura 2.4(c), a máxima temperatura efetiva recomendada é de 26,5 °C. Para este caso qualquer sistema, seja de ventilação pura ou de resfriamento evaporativo, consegue suprir as necessidades de conforto em todos os períodos do dia.

## 4.2 ANÁLISE DO DESEMPENHO DE UM RESFRIADOR EVAPORATIVO DIRETO

Com relação ao desempenho do resfriador evaporativo direto cujos ensaios foram realizados no Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Taubaté pode-se ressaltar o que segue.

A Figura 2.7 apresenta a variação das temperaturas de bulbo seco médias durante o dia (8h às 18h) e pode-se notar que foi possível obter-se uma diferença de temperatura de até 7,4°C entre a TBS externa e na saída do RED e de até 5,3°C entre a TBS externa e a TBS no interior da sala.

A análise por regressão linear das respostas dos questionários de PMV levou a uma temperatura de neutralidade térmica de  $25,74^{\circ}\text{C}$ , conforme Figura 2.8, e esta temperatura, calculada segundo equação apresentada na literatura (Equação 2.2), levou a uma temperatura de  $26,2^{\circ}\text{C}$ . Temperaturas menores que  $25,74^{\circ}\text{C}$  são obtidas apenas antes das 9:00 hs no interior da sala com resfriamento evaporativo.

Analisando a Figura 2.9, que apresenta as temperaturas efetivas médias em função do horário observa-se que, temperaturas efetivas menores que a recomendada ( $25,5^{\circ}\text{C}$ ) são obtidas antes das 12h e após as 17h.

As Figuras 2.11 e 2.12 mostram a efetividade em função da temperatura de bulbo seco e da umidade relativa do ar externo. Pode-se observar que os sistemas de resfriamento evaporativo são mais eficazes quanto as temperaturas são mais elevadas e/ou em regiões de clima mais seco.

A Figura 2.13 apresenta a variação da efetividade de resfriamento  $\epsilon$  em função da velocidade do ar na face de saída do resfriador evaporativo. O gráfico mostra a curva traçada a partir dos dados apresentados por um fabricante de painéis evaporativos (Glacier-cor) e os dados obtidos nos ensaios realizados no equipamento instalado no Laboratório. Conclui-se que menores velocidades do ar através do painel levam a maiores efetividades de saturação. Isso ocorre porque menores velocidades implicam em maior tempo de contato entre o ar da corrente livre e o filme de ar úmido saturado em contato com a água. A espessura do painel também influencia na efetividade.

No entanto, conforme pode ser observado pela Tabela 2.2, uma maior velocidade do ar provoca um efeito adicional de sensação de resfriamento que pode e deve ser utilizada quando se trata de sistemas operando por resfriamento evaporativo.

A Figura 2.14 apresenta potência elétrica consumida pelo resfriador em função da vazão de ar. Verifica-se que o equipamento consome uma potência de, aproximadamente, 200 W para a máxima vazão de ar, o que representa um consumo muito inferior aos condicionadores de ar convencionais.

#### 4.3 INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS DE OPERAÇÃO NO DESEMPENHO DO DESUMIDIFICADOR ADSORTIVO

O tópico 2.4 analisou a influência de várias variáveis de operação no desempenho do desumidificador adsortivo e pode-se constatar o que segue:

- uma menor relação R/P conduz a uma menor temperatura do ar de processo na saída do desumidificador e a um menor consumo de energia para a reativação,
- uma umidade do ar de processo, na entrada, maior que a esperada conduz a uma maior temperatura na saída do desumidificador,
- menores temperaturas de entrada melhoram o desempenho na remoção de umidade do desumidificador pois o dessecante terá uma menor pressão de vapor na superfície, podendo atrair e reter mais umidade,
- aumentando a velocidade do ar de processo através do desumidificador ele sairá menos seco pois reduzirá seu tempo de contato com o material adsorvente.
- um aumento na temperatura de reativação leva a um aumento na temperatura do ar de processo. Para aplicações em resfriamento evaporativo é melhor operar com a temperatura de reativação mínima,
- a temperatura do ar de processo varia muito pouco com a variação da umidade do ar de reativação quando o material adsorvente é a sílica-gel,
- a quantidade de umidade removida no desumidificador depende da quantidade de material dessecante com que o ar entra em contato enquanto se move através do desumidificador,
- para cada aplicação deve-se analisar as características próprias do material dessecante tal como sua capacidade de adsorção em função do tempo, entre outras.

#### 4.4 ANÁLISE DO DESEMPENHO DO SISTEMA EVAPORATIVO-ADSORTIVO PROPOSTO

Como pode ser verificado, pela Tabela 3.2, este trabalho utiliza, para análise, tanto cidades de latitudes baixas como médias. As cidades de latitudes baixas como Belém ( $01^{\circ}27'$ ), São Luis ( $02^{\circ}35'$ ) e Manaus ( $03^{\circ}08'$ ) caracterizam-se pelo clima equatorial (quente e úmido). Nesta região, como o sol está alto durante todo o ano, as variações de temperatura (amplitude térmica) são pequenas e o conforto humano é determinado mais pela umidade que pela temperatura. Com o aumento da latitude existem variações mais amplas na altitude do sol durante o ano e ocorrem maiores variações anuais de temperatura. Nas cidades com latitude média, como Campo Grande ( $20^{\circ}26'$ ), Rio de Janeiro ( $22^{\circ}55'$ ) e São Paulo ( $23^{\circ}31'$ ), percebem-se a transição para o clima temperado, com uma variação mais nítida entre as

quatro estações. A amplitude térmica é mais significativa (próxima de 10°C). Das cidades analisadas, a que apresenta o clima mais seco é Brasília e o mais úmido é Tainam.

Observa-se da Tabela 3.2, que a temperatura de insuflamento mínima foi obtida para Brasília (18,2°C) e a máxima para Manaus (22,7°C), ou seja, apesar de serem cidades com características climáticas totalmente diferentes, obteve-se uma diferença de temperatura de apenas 4,5°C.

Pode-se notar ainda, pela Tabela 3.2, que, para todas as cidades estudadas, a condição do ar de insuflamento permite atingir a zona de conforto mostrada na Figura 3.2, o que demonstra a viabilidade da utilização desse sistema para regiões de clima tropical e equatorial.

Pelo gráfico apresentado na Figura 3.5 nota-se que quanto maior a temperatura de reativação maior será a potência consumida. Uma variação na temperatura de reativação de 115,5°C para 160°C acarreta um aumento na potência de 33,88 kW para 57 kW.

O gráfico mostrado na Figura 3.6 indica que a capacidade de resfriamento diminui com o aumento da temperatura de reativação. Isso ocorre pois a elevação na temperatura de reativação provoca uma elevação na temperatura de insuflamento do ar de processo no ambiente. A análise dos dois gráficos citados anteriormente indica que é melhor utilizar a temperatura de reativação menor possível. Isso é corroborado pela análise da influência da temperatura de reativação no coeficiente de desempenho do sistema, apresentado no gráfico mostrado na Figura 3.7 e pela influência da temperatura de reativação na temperatura e na umidade do ar no ponto de insuflamento, mostrado na Figura 3.8.

A Figura 3.9 mostra que um aumento na temperatura de reativação leva a uma redução na eficiência da 2ª Lei.

#### 4.5 COMPARAÇÃO DO SISTEMA PROPOSTO COM OUTROS SIMILARES

Comparou-se o desempenho do sistema proposto com dois outros sistemas similares, propostos por Shen e Worek (1996) e por Vineyard et al (2000). Para isto foram inseridos como dados de entrada, no sistema proposto, as mesmas condições termodinâmicas utilizadas pelos outros autores.

Shen e Worek (1996) utilizam um sistema operando com recirculação total do ar de processo. O sistema é composto de um desumidificador dessecante, tipo cilindro rotativo, dois

resfriadores evaporativos diretos e um regenerador de calor (Figura 1.16). O COP é definido pela Equação (3.21). Para a comparação, as condições foram:

Ar externo: TBS = 35°C; TBU = 24 °C

Ar de retorno: TBS = 26,7 °C; TBU = 19,7 °C

Temperatura de reativação = 115,5 °C

Efetividade do RED = 95%

Porcentagem de ar externo = 0% (100% de ar de retorno)

#### RESULTADOS:

AUTOR	COEFICIENTE DE DESEMPENHO (COP)
SHEN e WOREK (1996)	0,41
CAMARGO e EBINUMA	0,42

Vineyard et al (2000) apresentam um sistema que utiliza um desumidificador dessecante tipo cilindro rotativo acoplado a uma “roda de Pennington”, a um trocador regenerador e a um RED (Figura 1.19). Para a comparação, as condições foram:

Ar externo: TBS = 35°C; TBU = 24 °C

Ar de retorno: TBS = 26,7 °C; TBU = 19,7 °C

Temperatura de reativação = 87,8 °C

Efetividade do RED = 95%

Porcentagem de ar externo = 50%

#### RESULTADOS:

AUTOR	COEFICIENTE DE DESEMPENHO (COP)
VINEYARD, SAND e DURFEE (2000)	0,31
CAMARGO e EBINUMA	0,38

Assim, pode-se verificar que, quando comparado com dois outros sistemas similares, apresentados por Shen e Worek (1996) e por Vineyard et al (2000), o sistema proposto apresenta um coeficiente de desempenho (COP) superior.



#### 4.6 RESULTADOS DA ANÁLISE TERMOECONOMICA

O método denominado Custo de Manufatura Exergético (CME) aplicado aos três casos estudados revela-se uma ferramenta poderosa para a otimização de sistemas térmicos. A grande vantagem deste método é o pequeno tempo computacional, aliada a facilidade de implementação.

O método foi aplicado ao sistema proposto, apresentado no Capítulo 3 operando em três diferentes condições. No primeiro caso a temperatura de reativação foi de 82,2°C e a relação R/P (ar de reativação/ ar de processo) foi igual a 1. No segundo caso a temperatura de reativação foi de 71,1°C (mínima) e a relação R/P (ar de reativação/ ar de processo) foi igual a 1. No terceiro caso temperatura de reativação foi de 71,1°C e a relação R/P (ar de reativação/ ar de processo) foi igual a 0,847 (mínima). Os resultados mostram que o terceiro caso foi aquele que apresentou o menor CME. Esse resultado pode ser corroborado através de uma análise energética. Nota-se que este terceiro caso é também o que leva a um menor consumo de energia.

O sistema utilizado para estudo pode ser ainda melhor otimizado pois não se usou o ar quente produzido (utilizado para a desumidificação), cujo custo de produção é zero uma vez que é uma consequência da produção de ar frio.

## CAPÍTULO 5 CONCLUSÕES

Este trabalho apresenta um estudo metodológico efetivo e sistematizado com relação à aplicação de sistemas de resfriamento evaporativo e evaporativo-adsortivo em regiões de clima tropical e equatorial.

Mostrou-se aqui os principais tipos de resfriadores evaporativos (direto e indireto) e sistemas acoplados, descreveu-se as características dos desumidificadores por adsorção, realizou-se ensaios de desempenho de um resfriador evaporativo direto e se propôs um novo sistema evaporativo-adsortivo para condicionamento de ar.

Estudou-se a aplicação desse sistema a diversas cidades, caracterizadas por diferentes condições climáticas concluindo-se que, para todas as cidades estudadas, é possível atingir a zona de conforto, tendo em vista as condições do ar que será insuflado no ambiente. Isso demonstra a viabilidade da utilização desse sistema para conforto térmico humano em regiões de clima úmido.

Verificou-se que os sistemas de resfriamento evaporativo, embora ainda pouco utilizados no Brasil, possuem um potencial muito grande para propiciar conforto térmico, podendo ser uma alternativa aos sistemas convencionais em locais em que a temperatura de bulbo úmido é relativamente baixa. Podem também ser utilizados em conjunto com desumidificadores por adsorção em regiões em que somente os evaporativos não conseguem suprir totalmente as necessidades de conforto. Além disso, os sistemas multi-estágios podem utilizar o apoio da refrigeração mecânica depois do estágio indireto ou do estágio direto. Podem, ainda, utilizar o resfriamento evaporativo para pré-resfriar o ar de retorno em um sistema convencional. Todos esses arranjos tornam possível reduzir a energia consumida, propiciar um melhor controle da temperatura e umidade, melhorando a qualidade do ar e se tornando definitivamente vantajosos para ambientes que requerem renovação total do ar.

Os sistemas de resfriamento evaporativo acoplados a um desumidificador adsortivo apresentam perspectivas promissoras, principalmente para aplicação em condicionamento de ar onde existem fontes de calor de baixo custo ou calor residual disponível, como em sistemas de cogeração.

A análise dos resultados mostra, ainda que a utilização de menores temperaturas de regeneração e de menores relações R/P (ar de regeneração/ ar de processo) levam a um ponto de operação com menor consumo de energia e menor temperatura de insuflamento. A análise das condições do ar de insuflamento demonstra a viabilidade da utilização deste sistema para

conforto térmico humano em regiões de clima úmido como uma alternativa aos sistemas convencionais de condicionamento de ar.

Quanto aos ensaios realizados no equipamento de resfriamento evaporativo pode-se observar que o sistema é mais eficiente quando as temperaturas são mais elevadas ou quando o ar apresenta baixa umidade relativa. Além disso deve-se, sempre que possível, procurar utilizar a movimentação do ar de modo a provocar um efeito adicional na sensação de resfriamento. O consumo de energia de resfriadores evaporativos é muito inferior ao dos condicionadores de ar convencionais.

Os métodos e os sistemas apresentados aqui se prestam à avaliação da viabilidade técnica de sistemas de resfriamento evaporativo e evaporativo-adsortivo aplicados ao condicionamento de ar para conforto, permitindo determinar perfeitamente onde, quando, como e com que eficiência esses sistemas podem ser utilizados

Quando se considerar a utilização do resfriamento evaporativo é muito importante utilizar-se registros climáticos atualizados do local para determinar o que pode ser conseguido em termos de conforto térmico. Localidades com temperatura de bulbo úmido de projeto menores que 24 °C são candidatas naturais aos sistemas de ar condicionado por resfriamento evaporativo.

A análise termoeconômica realizada neste trabalho, utilizando o método do Custo de Manufatura Exergético, corroborou o resultado da análise energética e o método revelou-se uma ferramenta muito útil para a otimização de sistemas térmicos.

Como sugestão para futuros trabalhos nesta área pode-se citar:

1. Um maior aprofundamento na pesquisa de conforto térmico em ambientes climatizados por resfriamento evaporativo,
2. A aplicação de um resfriador evaporativo direto acoplado a um condicionador de ar convencional de modo a se controlar efetivamente a temperatura e umidade no ambiente climatizado,
3. A utilização do ar quente na saída do desumidificador adsortivo para pré-aquecer o ar na entrada (sistema regenerativo).

## REFERÊNCIAS

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – **NBR 6401** – Instalações Centrais de Ar Condicionado para Conforto – Parâmetros Básicos de Projeto.

ALONSO, J. S. J.; VIEIRA, C.Y.; MARTÍNEZ, F. J. R. Analisis teorico de un refrigerador evaporativo indirecto en aire acondicionado. **Anais do III Congresso Ibero-Americano de Ar Condicionado e Refrigeração**, São Paulo, 1995. p.169-179.

ANDERSON, W. M. Three-stage evaporative air conditioning versus conventional mechanical refrigeration, **ASHRAE Transactions**, vol. 92, 1996. p.358-370.

ASHRAE - AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. **ASHRAE Handbook Systems**, SI Edition, chap. 36, 1984.

ASHRAE - AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. **ASHRAE Fundamentals Handbook**, Sorbents and Desiccants, 1993.

ASHRAE - AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. **ASHRAE Handbook Applications**, SI Edition, chap. 47, 1995.

ASHRAE - AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. **ASHRAE Handbook Systems and Equipment**, SI Edition, chap. 19, 1996.

BAÊTA, F. C.; SARTOR, V.; FERREIRA, A. S.; CECOM, P. R. Efeito do resfriamento evaporativo e da ventilação forçada no conforto térmico ambiental de verão em maternidades de suínos. **Anais do XXVI Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola.**, 1997.

BASENGE TERMODINÂMICA. **Resfriadores de Ar**. Catálogo técnico, s.d.

BELDING, W. A.; DELMAS, M. P. F. Novel desiccant cooling system using indirect evaporative cooler, **ASHRAE Transactions**, vol. 103, part 1, 1997. p.841-847.

BELDING, W. A.; HOLEMAN, W. D. Advanced desiccant wheel for adsorption cooling. **Refrig. Sci. and Tech. Proc.**, Hannover, Germany, 1994. p.301-308.

BOEHM, R. F. **Design analysis of thermal systems**. New York: John Wiley & Sons, USA, 1987. 266 p.

BOM, G. J.; FOSTER, R. E.; DIJKSTRA, E.; TUMMERS, M. **Evaporative Air-Conditioning – Applications for Environmentally Friendly Cooling**, World Bank Technical Paper, n. 421. Washington, DC., USA, 1999. 69 p.

CAL, M. P. **Characterization of gas phase adsorption capacity of untreated and chemically treated activated carbon cloths**. Thesis of Doctor of Philosophy, University of Illinois at Urbana-Champaign, Illinois, USA, 1995.

CAMARGO, J. R., 2000. **Análise de métodos para avaliar a viabilidade técnica de sistemas de resfriamento evaporativo aplicados ao condicionamento de ar para conforto**. 2000. 106 f. Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Taubaté, Taubaté, SP, 2000.

CAMARGO, J. R.; CARDOSO, S.; TRAVELHO, J. S. Utilização do resfriamento evaporativo para conforto térmico humano em diversas cidades brasileiras. **Anais do Congresso Nacional de Engenharia Mecânica**, CONEM 2000, Natal, RN, 2000a.

CAMARGO, J. R.; CARDOSO, S.; TRAVELHO, J. S. Condicionamento de ar por resfriamento evaporativo. **Anais do 9º Congresso Chileno de Ingeniería Mecánica, IV Congreso Nacional de Energía**, COCIM-CONAE 2000, Valparaíso, Chile, 2000b.

CAMARGO, J. R.; EBINUMA, C. D. Resfriamento evaporativo: poupando a energia e o meio ambiente. **Anais da Jornada de Iniciação Científica e de Pós-Graduação**, JORNADA 2001, UNESP/FEG, Guaratinguetá, SP, 2001.

CAMARGO, J. R.; FARIA, M. P. Impacto do aquecimento global em sistemas de condicionamento de ar. **Anais do Congresso Brasileiro de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento**, CONBRAVA, São Paulo, SP, 2001.

CAMARGO, J. R.; EBINUMA, C. D. A mathematical model for direct and indirect evaporative cooling air conditioning systems. **Proceedings of the 9<sup>th</sup> Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences**, ENCIT2002, Caxambú, MG, Brazil. 2002a.

CAMARGO, J. R.; EBINUMA, C. D. Utilização de sistemas de resfriamento evaporativo acoplados a desumidificadores dessecantes para diversas cidades brasileiras. **Anais do Congresso Nacional de Engenharia Mecânica**, CONEM 2002, UFPB, João Pessoa, PB, 2002b.

CARDOSO, S.; CAMARGO, J. R.; TRAVELHO, J. S. Introdução à utilização do resfriamento evaporativo para condicionamento de ar automotivo. **Anais do XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica**, COBEM99, Águas de Lindóia, SP, 1999.

CHOWDHURY, A.; GANESAN, H. R. Meteorological requirements on airconditioning in relation to human habitat for comfort, **MAUSAN** 34, 3, 1983. p.281-286.

COSTELOE, B.; FINN, D. Indirect evaporative cooling potential in air-water systems in temperate climates. **Energy and Buildings**, 1509 (2002), 2002. p. 1-19.

CROW, L. W. Weather data related to evaporative cooling. Research Report n. 2223. **ASHRAE Transactions** 78 (1), 1972. p.153-164.

CRUM, D. R.; MITCHELL, J. W.; BECKMAN, W. A. Indirect evaporative cooler performance. **ASHRAE Transactions**, vol.93, part 1, 1987. p.1261-1275.

CURT, C. W. Control concepts for evaporative cooling systems. **ASHRAE Transactions**, vol. 92, part 1B, 1986. p.347-357.

DAI, Y. J.; WANG, Y. R. Z.; XU, Y. X. Study of solar powered solid adsorption-desiccant cooling system used for grain storage, **Renewable Energy**, 25 (2002), 2002. p.417-430.

DAI, Y. J.; SUMATHY, K. Theoretical study on a cross-flow direct evaporative cooler using honeycomb paper as packing material. **Applied Thermal Engineering**, 22 (2002), 2002. p.1417-1430.

DOBSON, R. L. Protection of Pharmaceutical and Diagnostic Products Through Desiccant Technology. **Journal of Packaging Technology**. Vol. 1, n. 4, August 1987, Technical Publications, Inc., 1987. 14p.

ERENS, P. J.; DREYER, A. A. Modelling of indirect evaporative air coolers, **Int. J. Heat Mass Transfer**, n.1, 1993. p.17-26.

ESKRA, N. Indirect/direct evaporative cooling systems, **ASHRAE Journal**, May, 1980. p.21-25.

FOSTER, R. E. Evaporative air-conditioning contributions to reducing greenhouse gas emissions and global warming. In: **ASHRAE Toronto Seminar 24, TC 5.7, Strategies for Reducing Energy Use with Evaporative Cooling Technologies**, Toronto Canada, 1998.

GLACIER-COR CELLULOSE EVAPORATIVE COOLING PADS. **Operation and maintenance manual**. Catálogo do fabricante, Scottsdale, Arizona, 1999.

GOULART, S. G.; LAMBERTS, R.; FIRMINO, S. **Dados climáticos de 14 cidades brasileiras para projeto e avaliação de sistemas de ar condicionado**. RPA Editorial Ltda. São Paulo, 1998. 207p.

GSA RESOURCES. **Zeolites**. Disponível em [www.gsaresources.com/zeolite.htm](http://www.gsaresources.com/zeolite.htm). Acessado em 29/05/2002.

HALASZ, B. A general mathematical model of evaporative cooling devices. **Rev. Gén. Therm.**, FR, , Elsevier, Paris, vol.37, 1998. p.245-255.

HALEY, D. C. Evaporative cooling, now – anywhere. **ASHRAE Transactions**, vol. 92, part 1B, 1986. p.901-909.

HARRIMAN, L. G. **The Dehumidification Handbook**. Munters Cargocaire, 2<sup>nd</sup> ed. Amesbury, MA, 1990. 194p.

HASAN, A.; SIRÉN, K. Performance investigation of plain and finned tube evaporatively cooled heat exchangers. **Applied Thermal Engineering** 23 (2003), 2003. p.325-340.

HENNING H. M. et al. The potential of solar energy use in desiccant cooling cycles. **International Journal of Refrigeration** 24 (2001), 2001. p.220-229.

ISO 7730. Moderate thermal environments. Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort. **IEMA Publications Shop: BS EN ISO 7730**, 1995. 40p.

JAIN, S.; DHAR, P. L.; KAUSHIK, S. C. Optimal design of liquid desiccant cooling systems. **ASHRAE Transactions: Research**, Minneapolis, USA, 2000a. p.79-86.

JAIN, S.; DHAR, P. L.; KAUSHIK, S. C. Experimental studies on the dehumidifier and regenerator of a liquid desiccant cooling system. **Applied Thermal Engineering**, 20 (2000), 2000b. p.253-267.

JALALZADEH-AZAR, A. A. Consideration of transient response and energy cost in performance evaluation of a desiccant dehumidification system. **ASHRAE Transactions: Research**, Minneapolis, USA, 2000. p.210-216.

JALALZADEH-AZAR, A. A.; STEELE, W. G.; HODGE, B. K. Performance characteristics of a commercially available gas-fired desiccant system. **ASHRAE Transactions: Research**, 106 (1), Minneapolis, USA, 2000. p.95-104.



JAUREGUI, E. The human climate of tropical cities: an overview. **Int. J. Biometeorology**, 35, 1991. p.151-160.

JOUDI, K. A.; MEHDI, S. M. Application of indirect evaporative cooling to variable domestic cooling load. **Energy Conversion & Management**, 41 (2000), 2000. p.1931-1951.

KANT, K.; KUMAR, A.; MULLICK, S. C. Space conditioning using evaporative cooling for summers in Delhi. **Building and Environment**, 36 (2001), 2001. p.15-25.

KRÜGER, E. Experimentos simples na área de conforto e desempenho térmico. **Revista de Ensino de Engenharia**, vol. 21, nº 1, 2002. p.43-47.

LIAO, C.M.; CHIU, K.H., 2002. Wind túnel modeling the system performance of alternative evaporative cooling pads in Taiwan region. **Building and Environment** 37 (2002), 2002. p.177-187.

LIESEN, R. J.; PEDERSEN, C. O. Development and demonstration of an evaporative cooler simulation model for blast energy analysis computer program. **ASHRAE Transactions**, vol. 97, part2, 1991. p.866-873.

MACINTYRE, A. J. **Ventilação industrial e controle da poluição**. Editora Guanabara Koogan, S.A., Rio de Janeiro, 1990. 403p.

MACLAINE-CROSS, I. L.; BANKS, P. J. A general theory of wet surface heat exchangers and its application to regenerative evaporative cooling. **Journal of Heat Transfer**, vol.103, n.3, 1983. p.579-585.

MAZZEI, P.; PALOMBO, A. Economic evaluation of hybrid evaporative technology implementation in Italy. **Building and Environment**, 34 (1999), 1999. p.571-582.

McCLELLAN, C. H. Estimated temperature performance for evaporative cooling systems in five locations in the United States, **ASHRAE Transactions**, 94 (2), 1988. p.1071-1090.

McGREGOR, G. R. The human bioclimates of Western and South Pacific islands and climate change. **Int. J. Biometeorology**, 39, 1995. p.5-12.

MOREIRA, J. R. S. **Fundamentos e Aplicações da Psicrometria**. RPA Editorial Ltda., São Paulo, 1999. 194p.

MUNTERS. **Sistema de ventilação com resfriamento do ar através do processo natural de evaporação da água**, apostila, Curitiba, mimeo, 1999.

NAAS, I. A. **Construções rurais em ambiente tropical na bovinocultura leiteira**. Disponível em: <http://www.faeg.com.br/constru.htm>. Acessado em 21/10/99.

NATION, J. A. Evaporative Cooling in Nontraditional Climates. **ASHRAE Transactions**, vol. 90, part 1, 1984. p.154-165.

PARKER TRAINING. **Tecnologia Pneumática Industrial**. Apostila M1001 BR, Parker Hannifin Corporation, 2000. 164p.

PESCOD, D. Unit air cooler using plastic heat exchanger with evaporatively cooled plates. **Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating**, vol.22, n.9, 1968. p.22-26.

PESCOD, D. A heat exchanger for energy saving in an air-conditioning plant. **ASHRAE Transactions**, vol. 85, part 2, 1979. p.238-251.

PETERSON, J. L.; HUNN, B. D. The use of indirect evaporative cooling to reduce peak electric demand in new office buildings. **ASHRAE Transactions**, vol. 91, part 1B, 1985. p.329-341.

REVISTA ABRAVA. Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento, São Paulo: RPA Editorial, ed. 170, 1999, 88p.

ROBINSON, K. E. Direct evaporative coolers can benefit industry. **ASHRAE Transactions**, vol. 95, part 1, 1989. p.726-732.

SCHEATZLE, D. G.; WU, H.; YELLOTT, J. Extending the summer comfort envelope with ceiling fans in hot, arid climates. **ASHRAE Transactions**, vol. 95, part 1, 1989. p.269-280.

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

SHEN, C. M.; WOREK, W. M. The second –law analysis of a recirculation cycle desiccant cooling system: cosorption of water vapor and carbon dioxide. **Atmosferic Enviroment**, vol. 30, n.9, 1996. p.1429-1435.

SILVEIRA, J. L. **Uma contribuição para a modelagem termoeconômica: otimização da operação e do projeto de sistemas energéticos**, Tese de Livre Docência, UNESP, Guaratinguetá, 1998.

SILVEIRA, J. L.; TUNA, C. E. Thermoeconomic analysis method for optimization of combined heat and power systems. **Proceedings of 5th ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference**, San Diego, California, USA, 1999.

SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C.; PARK, K. K.; PARK, Y. M. **Computer-Aided Thermodynamic Tables**. The University of Michigan, Ann Arbor, version 93.2., 1993.

STROBEL, B.R.; STOWELL, R.R.; SHORT, T.H. **Evaporative cooling pads: use in lowering indoor air temperature**. Ohio State University Fact Sheet, Disponível em: <http://www2.ag.ohio-state.edu/~ohioline/aex-fact/0127.html>. Acessado em 23/04/01.

SUPPLE, R. G. Evaporative cooling for comfort, **ASHRAE Journal**, 24 (8): 42, 1982.

SUPPLE, R. G.; BROUGHTON, D. R. Indirect evaporative cooling – Mechanical cooling design. **ASHRAE Transactions**, vol. 91, part 1B, 1985. p.319-328.

THE ENGINEERING TOOL BOX. **The wind chill effect**. Disponível em <http://www.engineeringtoolbox.com>. Acessado em 07/07/2003.

TINOCO, I. F. F.; IBRAHIM, N. J. Emprego de sistemas de resfriamento adiabático (evaporativo) em salas de recepção de ovos de matrizes leves e seus efeitos sobre a taxa de eclosão. **Anais do XXIII Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola**, Campinas, SP., 1994. p.1-11.

TORREY, M.; WESTERMAN, J. **Desiccant Cooling Technology Resource Guide**. Science Applications International Corporation, Jan., 2000. 101p.

TRANE. **Trane Air Conditioning Manual**. The Trane Company, La Crosse, Wisconsin, 1978. 456 p.

TUNA, C. E., **Um método de análise exergoeconômica para otimização de sistemas energéticos**. Tese de doutorado. Universidade Estadual Paulista – UNESP/FEG. Guaratinguetá, 1999.

VINEYARD, E. A.; SAND, J. R.; DURFEE, D. J. Parametric analysis of variables that affect the performance of a desiccant dehumidification system. **ASHRAE Transactions: Research**, 106 (1), Minneapolis, USA, 2000. p.87-94.

WATT, J.R. **Evaporative air conditioning**. The Industrial Press, New York, 1963, 300 p.

WATT, J. R.; BROWN, W. K. **Evaporative air conditioning handbook**. 3<sup>a</sup> ed., The Fairmont Press, Inc., Lilburn, GA, 1997, 507 p.

WU, H. Performance monitoring of a two-stage evaporative cooler. **ASHRAE Transactions**, vol. 95, part 1, 1989. p. 718-725.

YANJUN D. ; RUZHU, W.; HEFEI, Z.; JINDI, Y. Use of liquid desiccant cooling to improve the performance of vapor compression air conditioning. In: **Air Conditioning In High Buildings'2000** – IIF/CAR. SHANGAI 2000, 2000. p.414-419.

ZALEWSKI, W.; NIEZGODA-ZELASKO, B.; LITWIN, M. Optimization of evaporative fluid coolers. **International Journal of Refrigeration** , 23 (2000), 2000. p.553-565.

ZHENQIAN, C.; MINCHENG, S. Indirect evaporative cooling and desiccant dehumidifying using advanced heat pipe heat exchangers. In: **Air Conditioning in High Buildings'2000**, IIF/CAR, 24/27 oct 2000, Shanghai, 2000. p.318-321.

## APÊNDICE A - ÍNDICE DE APLICABILIDADE

CIDADES	TBS	TBU	(TBS-TBU)	IA
<i>a) BRASIL</i>				
<i>1. Região Norte</i>				
Macapá (AP)	34	28,5	5,5	23
Manaus (AM)	35	29	6	23
Santarém(PA)	35	28,5	6,5	22
Belém(PA)	32	27	5	22
<i>2.Região Nordeste</i>				
João Pessoa(PB)	32	26	6	20
São Luis(MA)	33	28	5	28
Parnaíba (PI)	34	28	6	22
Teresina(PI)	38	28	10	18
Fortaleza(CE)	32	26	6	20
Natal(RN)	32	27	5	22
Recife(PE)	32	26	6	20
Petrolina(PE)	36	25,5	10,5	15
Maceió(AL)	33	27	6	21
Salvador(BA)	32	26	6	20
Aracaju(SE)	32	26	6	20
<i>3.Região Sudeste</i>				
Vitória(ES)	33	28	5	23
Belo Horizonte(MG)	32	24	8	16
Uberlândia(MG)	33	23,5	9,5	14
Rio(RJ)	35	26,5	8,5	18
São Paulo(SP)	31	24	7	17
Santos(SP)	33	27	6	21
Campinas(SP)	33	24	9	15
Pirassununga(SP)	33	24	9	15
<i>4.Região Centro-Oeste</i>				
Brasília(DF)	32	23,5	8,5	15
Goiânia(GO)	33	26	7	19
Cuiabá(MT)	36	27	9	18
Campo Grande(MT)	34	25	9	16
Ponta-Porã(MT)	32	26	6	20
<i>5. Região Sul</i>				
Curitiba(PR)	30	23,5	6,5	17
Londrina (PR)	31	23,5	7,5	16
Foz de Iguaçu(PR)	34	27	7	20
Florianópolis(SC)	32	26	6	20

CIDADES	TBS	TBU	(TBS-TBU)	IA
Joinville(SC)	32	26	6	20
Blumenau(SC)	32	26	6	20
Porto Alegre(RS)	34	26	8	18
Santa Maria(RS)	35	25,5	9,5	16
Rio Grande(RS)	30	24,5	5,5	19
Pelotas(RS)	32	25,5	6,5	19
Caxias do Sul(RS)	29	22	7	15
Uruguaiana(RS)	34	25,5	8,5	17
<i>b) AMERICA DO SUL</i>				
<i>Argentina</i>				
Buenos Aires	33	25	8	17
Cordoba	38	24	14	10
Tucuman	39	24	15	9
<i>Chile</i>				
Santiago	32	20	12	8
Valparaiso	27	19	8	11
<i>Paraguai</i>				
Assunção	38	27	11	16
<i>Uruguai</i>				
Montevideo	32	23	9	14
<i>OUTRAS LOCALIDADES</i>				
Da Nang (Vietnam)	36	30	6	24
Hanói (Vietnam)	37	29	8	21
Kuala Lumpur ( Malásia)	34	28	6	22
Madras (Índia)	40	29	11	18
Monrovia (Libéria)	32	28	4	24
Tainam (Taiwan)	33	29	4	25

## APÊNDICE B - Algoritmo SISREAD

Var

tbs0, tbs1, tbs2, tbs3, tbs4, tbs5, tbs6, tbs7, tbs8, tbs9 : real  
 tbu0, tbu1, tbu2, tbu3, tbu4, tbu5, tbu6, tbu7, tbu8, tbu9 : real  
 w1, w2, w3, w4, w5, w6, w7, w8, w9 : real  
 tbsr1, tbsr2, tbur1, tbur2 : real  
 vp, rp, x, epsi, epsd, H, P, b6, b3, pswb3, v3, gama3 : real  
 L3, pswb6, pv6, gama6, L6, cp=1.013 : real  
 pswb2a, pswb2b, delta2, pv2, pswb2, b2, gama2, L2 : real  
 pswb7a, pswb7b, delta7, pv7, pswb7, b7, gama7, L7 : real  
 pswb8a, pswb8b, delta8, pv8, pswb8, b8, gama8, L8 : real  
 pswb9a, pswb9b, delta9, pv9, pswb9, b9, gama9, L9 : real  
 pswb3a, pswb3b, delta3 : real  
 pswb4, pv4, gama4, b4, L4 : real  
 pswb1, pv1, gama1, b1, L1 : real

**Início**

Escreva ("SISTEMA DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO COM PRE-  
 DESUMIDIFICACAO POR ADSORÇÃO")

Escreva ("Jose Rui Camargo - UNITAU/FEG")

Escreva ("DADOS DE ENTRADA:")

Escreva ("Altitude local (m): ")

Leia (H)

Escreva ("TBS Externo (°C): ")

Leia (tbs0)

Escreva ("TBU Externo (°C): ")

Leia (tbu0)

Escreva ("Vazão de ar para o processo (m<sup>3</sup>/s): ")

Leia (vp)

Escreva ("TBS Retorno (°C): ")

Leia (tbsr1)

Escreva ("TBU Retorno (°C): ")

Leia (tbur1)

Escreva ("Porcentagem de Ar Externo (%): ")

Leia (x)

Escreva ("Desempenho do Desumidificador: ")

Escreva ("Temperatura do ar de processo na saida (TBS2): ")

Leia (tbs2)

Escreva ("Umidade Absoluta do ar de processo na Saida (w2): ")

Leia (w2)

Escreva ("Relacao R/P: ")

Leia (rp)

Escreva ("Temperatura de Reativacao (°C): ")

Leia (tbs8)



Escreva ("Efetividade do Resfriador Evaporativo Direto: ")  
 Leia (epsd)  
 Escreva ("Efetividade do Resfriador Evaporativo Indireto: ")  
 Leia (epsi)

$$X \leftarrow x/100$$

#### CÁLCULO DA PRESSÃO ATMOSFERICA LOCAL

$$P \leftarrow 101.325 * \exp(5.2559 * \ln(1 - 0.000025577 * H))$$

Escreva ("RESULTADOS:")

Escreva ("Pressão Atmosferica Local")  
 Escreva ("P = ", P, " kPa")

#### CÁLCULO DO PONTO 1

$$\begin{aligned} tbs1 &\leftarrow (1-x) * tbsr1 + x * tbs0 \\ tbu1 &\leftarrow (1-x) * tbur1 + x * tbu0 \\ b1 &\leftarrow (16.78 * tbu1 - 116.9) / (tbu1 + 237.3) \\ pswb1 &\leftarrow \exp(b1) \\ L1 &\leftarrow (2.501 - 0.002361 * tbs1) * 1000 \\ gama1 &\leftarrow (cp * P) / (0.62197 * L1) \\ pv1 &\leftarrow pswb1 - (gama1 * (tbs1 - tbu1)) \\ w1 &\leftarrow 0.62197 * (pv1 / (P - pv1)) \end{aligned}$$

#### CÁLCULO DO PONTO 2

$$\begin{aligned} L2 &\leftarrow (2.501 - 0.002361 * tbs2) * 1000 \\ gama2 &\leftarrow (cp * P) / (0.62197 * L2) \\ pv2 &\leftarrow (w2 * P) / (0.62197 + w2) \\ tbu2 &\leftarrow tbs2 - 0.1 \\ delta2 &\leftarrow 10 \\ \text{Enquanto } (delta2 > 0.05) \text{ faça} \\ & \quad b2 \leftarrow (16.78 * tbu2 - 116.9) / (tbu2 + 237.3) \\ & \quad pswb2a \leftarrow \exp(b2) \\ & \quad pswb2b \leftarrow pv2 + (gama2 * (tbs2 - tbu2)) \\ & \quad delta2 \leftarrow \text{abs}(pswb2a - pswb2b) \\ & \quad tbu2 \leftarrow tbu2 - 0.1 \\ \text{Fim\_enquanto} \end{aligned}$$

#### CÁLCULO DO PONTO 5

$$\begin{aligned} w5 &\leftarrow w1 \\ tbsr2 &\leftarrow tbsr1 \\ tbur2 &\leftarrow tbur1 \\ tbs5 &\leftarrow x * tbsr2 + (1-x) * tbs0 \end{aligned}$$

$$tbu5 \leftarrow x * tbu2 + (1-x) * tbu0$$

#### CÁLCULO DO PONTO 6

$$\begin{aligned} tbs6 &\leftarrow tbs5 - epsd * (tbs5 - tbu5) \\ tbu6 &\leftarrow tbu5 \\ b6 &\leftarrow (16.78 * tbu6 - 116.9) / (tbu6 + 237.3) \\ pswb6 &\leftarrow \exp(b6) \\ L6 &\leftarrow (2.501 - 0.002361 * tbs6) * 1000 \\ gama6 &\leftarrow (cp * P) / (0.62197 * L6) \\ pv6 &\leftarrow pswb6 - (gama6 * (tbs6 - tbu6)) \\ w6 &\leftarrow 0.62197 * (pv6 / (P - pv6)) \end{aligned}$$

#### CÁLCULO DO PONTO 3

$$\begin{aligned} tbs3 &\leftarrow tbs2 - epsi * (tbs2 - tbu6) \\ w3 &\leftarrow w2 \\ L3 &\leftarrow (2.501 - 0.002361 * tbs3) * 1000 \\ gama3 &\leftarrow (cp * P) / (0.62197 * L3) \\ pv3 &\leftarrow (w3 * P) / (0.62197 + w3) \\ tbu3 &\leftarrow tbs3 - 0.1 \\ delta3 &\leftarrow 10 \\ \text{Enquanto}(\text{delta3} > 0.05) \text{ faça} \\ & \quad b3 \leftarrow (16.78 * tbu3 - 116.9) / (tbu3 + 237.3) \\ & \quad pswb3a \leftarrow \exp(b3) \\ & \quad pswb3b \leftarrow pv3 + (gama3 * (tbs3 - tbu3)) \\ & \quad delta3 \leftarrow \text{abs}(pswb3a - pswb3b) \\ & \quad tbu3 \leftarrow tbu3 - 0.1 \\ \text{Fim\_enquanto} \end{aligned}$$

#### CÁLCULO DO PONTO 4

$$\begin{aligned} tbs4 &\leftarrow tbs3 - epsd * (tbs3 - tbu3) \\ tbu4 &\leftarrow tbu3 \\ b4 &\leftarrow (16.78 * tbu4 - 116.9) / (tbu4 + 237.3) \\ pswb4 &\leftarrow \exp(b4) \\ L4 &\leftarrow (2.501 - 0.002361 * tbs4) * 1000 \\ gama4 &\leftarrow (cp * P) / (0.62197 * L4) \\ pv4 &\leftarrow pswb4 - (gama4 * (tbs4 - tbu4)) \\ w4 &\leftarrow 0.62197 * (pv4 / (P - pv4)) \end{aligned}$$

#### CÁLCULO DO PONTO 7

$$\begin{aligned} tbs7 &\leftarrow tbs6 + ((tbs2 - tbs3) / rp) \\ w7 &\leftarrow w6 \\ L7 &\leftarrow (2.501 - 0.002361 * tbs7) * 1000 \\ gama7 &\leftarrow (cp * P) / (0.62197 * L7) \end{aligned}$$

```

pv7 ← (w7*P)/(0.62197+w7)
tbu7 ← tbs7-0.1
delta7 ← 10
Enquanto (delta7>0.05) faça
  b7 ← (16.78*tbu7-116.9)/(tbu7+237.3)
  pswb7a ← exp(b7)
  pswb7b ← pv7+(gama7*(tbs7-tbu7))
  delta7 ← abs(pswb7a-pswb7b)
  tbu7 ← tbu7-0.1
Fim_enquanto

```

### CÁLCULO DO PONTO 8

```

w8 ← w7
L8 ← (2.501-0.002361*tbs8)*1000
gama8 ← (cp*P)/(0.62197*L8)
pv8 ← (w8*P)/(0.62197+w8)
tbu8 ← tbs8-0.1
delta8 ← 10
Enquanto (delta8>0.05) faça
  b8 ← (16.78*tbu8-116.9)/(tbu8+237.3)
  pswb8a ← exp(b8)
  pswb8b ← pv8+(gama8*(tbs8-tbu8))
  delta8 ← abs(pswb8a-pswb8b)
  tbu8 ← tbu8-0.1
Fim_enquanto

```

### CÁLCULO DO PONTO 9

```

tbs9 ← tbs8-((tbs2-tbs1)/rp)
w9 ← w8-((w2-w1)/rp)
L9 ← (2.501-0.002361*tbs9)*1000
gama9 ← (cp*P)/(0.62197*L9)
pv9 ← (w9*P)/(0.62197+w9)
tbu9 ← tbs9-0.1
delta9 ← 10
Enquanto (delta9>0.05) faça
  b9 ← (16.78*tbu9-116.9)/(tbu9+237.3)
  pswb9a ← exp(b9)
  pswb9b ← pv9+(gama9*(tbs9-tbu9))
  delta9 ← abs(pswb9a-pswb9b)
  tbu9 ← tbu9-0.1
Fim_enquanto

```

```

Escreva ("      TBS      TBU      w")
Escreva ("P1", tbs1,   tbu1,   w1)
Escreva ("P2", tbs2,   tbu2,   w2)

```

Escreva ("P3", tbs3, tbu3, w3)  
Escreva ("P4", tbs4, tbu4, w4)  
Escreva ("P5 ", tbs5, tbu5, w5)  
Escreva ("P6 ", tbs6, tbu6, w6)  
Escreva ("P7", tbs7, tbu7, w7)  
Escreva ("P8", tbs8, tbu8, w8)  
Escreva ("P9", tbs9, tbu9, w9)

Fim