



Universidade Federal da Paraíba
Centro de Tecnologia
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
- Mestrado – Doutorado

ESTUDO EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR COM ROTORES DESSECANANTES

Por

Márcio Gomes da Silva

Tese de Doutorado apresentada à Universidade Federal da
Paraíba para obtenção do grau de Doutor.

MÁRCIO GOMES DA SILVA

**ESTUDO EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE
CONDICIONAMENTO DE AR COM ROTORES
DESSECANTES**

Tese de Doutorado apresentada ao
Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica da Universidade
Federal da Paraíba

Orientador: Dr. José Maurício Alves de Matos Gurgel

João Pessoa – Paraíba

novembro, 2010

S586e

Silva, Márcio Gomes da.

Estudo experimental de um sistema de condicionamento de ar com rotores dessecantes / Márcio Gomes da Silva.- - João Pessoa, 2010. 156f.

Orientador: José Maurício Alves de Matos Gurgel.

Tese (Doutorado) – UFPB/CT.

1. Engenharia mecânica. 2. Rotores - Dessecantes. 3. Resfriamento evaporativo.

UFPB/BC

CDU : 621(043)

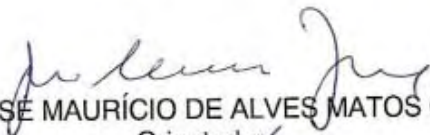
ESTUDO EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR COM ROTORES DESSECANTES

por

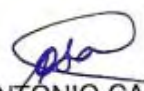
MARCIO GOMES DA SILVA

Tese aprovada em 12 de novembro de 2010

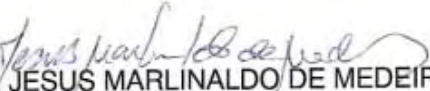
Período letivo 2010.2

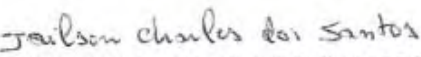

Prof. Dr. JOSE MAURÍCIO DE ALVES MATOS GURGEL
Orientador


Prof. Dr. ANTONIO PRALON FERREIRA LEITE
Examinador Interno


Prof. Dr. CARLOS ANTONIO CABRAL DOS SANTOS
Examinador Interno


Prof. Dr. NISIO DE CARVALHO LOBO BRUM
Examinador Externo


Prof. Dr. JESUS MARLINALDO DE MEDEIROS
Examinador Externo


Prof. Dr. JAILSON CHARLES DOS SANTOS
Examinador Externo

DEDICATÓRIA

Dedico à memória do meu pai, Antônio Gomes da Silva um operário de curtume, semianalfabeto que junto com minha mãe Maria de Sousa Silva, esforçou-se para formar a mim e meus irmãos, mas não pôde ter a alegria de participar deste momento.

Dedico também a minha esposa Anne Cristina de Medeiros a minha filha Juliana de Medeiros Gomes e ao meu filho Lucas de Medeiros Gomes.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao meu orientador pela ideia do trabalho, pela ajuda, paciência, esforço, dedicação e contribuições ao longo de todo o trabalho.

Aos amigos que antes de mim fizeram seus trabalhos de mestrado e doutorado abordando temas correlatos, deixando valiosa contribuição material e intelectual. Principalmente a Jesus Marlinaldo de Medeiros pela ajuda, dedicação e desprendimento.

Aos colegas doutorandos do LES/LAMPA, pela grande ajuda na operação, reparos no protótipo, apoio e pelos momentos de descontração.

Aos Técnicos em Mecânica e Eletrônica lotados no LES que tanto me ajudaram na montagem, alterações, operação e manutenção do experimento.

Aos alunos de Iniciação Científica pela ajuda na operação do experimento.

Ao montador de dutos Luiz Cícero dos Santos.

A todos e não foram poucos, que de algum modo contribuíram com este trabalho.

ESTUDO EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR COM ROTORES DESSECANTES

RESUMO

Neste trabalho é apresentado um sistema de condicionamento de ar utilizando resfriamento evaporativo acoplado a rotores dessecante, que se apresenta como uma alternativa ao sistema de refrigeração por compressão de vapor. Neste sentido, foi montado no Laboratório de Energia Solar da UFPB em João Pessoa, um protótipo em escala industrial de um sistema de refrigeração dessecante para condicionamento de ar, utilizando dois rotores dessecantes, dois trocadores de calor rotativos, três resfriadores evaporativos, dois queimadores a gás natural, uma bomba d'água de alta pressão e cinco ventiladores centrífugos. A proposta é analisar o comportamento do sistema sobre as condições climáticas do clima quente e úmido e também comparar os resultados com os de outros trabalhos experimentais e numéricos. O sistema pode operar em três configurações de funcionamento e para estas foram obtidos e registrados dados como: Potência frigorífica do protótipo, COP do sistema e condições psicrométricas do ar fornecido pelo equipamento ao ambiente climatizado. Todo o trabalho desenvolvido na montagem do protótipo e domínio da tecnologia aplicada para o condicionamento de ar com rotores dessecantes, nas condições do clima quente e úmido são apresentadas e analisadas. Os resultados obtidos demonstram que, mesmo operando em condições climáticas adversas, o sistema pode atingir desempenho semelhante ao da grande maioria dos sistemas de condicionamento de ar usando rotores dessecantes e que as condições de conforto térmico podem ser alcançadas nas condições do clima de João Pessoa no verão.

Palavras chaves: Rotores dessecantes, condicionamento de ar, resfriamento evaporativo.

EXPERIMENTAL STUDY OF AN AIR CONDITIONING SYSTEM WITH DESICCANT ROTORS

ABSTRACT

This work is presented in an air conditioning system using evaporative cooling coupled with desiccant rotor, which presents itself as an alternative to refrigeration system for vapor compression. In this sense, was mounted on the Solar Energy Laboratory UFPB in Joao Pessoa, an industrial-scale prototype of a desiccant cooling system for air conditioning, using two rotors desiccants, two rotary heat exchangers, evaporative coolers three, two burners natural gas, a water pump high pressure and five centrifugal fans. The proposal is to analyze the behavior of the system on the climatic conditions of hot and humid climate and also compare the results with other experimental and numerical. The system can operate in three configurations for operation and you were obtained and recorded data as the prototype cooling capacity, COP and system psychrometric conditions of the air supplied equipment to the air conditioned environment. All work done in assembling the prototype and the field of technology applied to air conditioning with desiccant rotor under the conditions of hot and humid climate are presented and analyzed. The results show that, even when operating in adverse weather conditions, the system can achieve performance similar to the vast majority of cooling systems using desiccant rotor and the thermal comfort can be achieved under conditions of climate in the summer of Joao Pessoa.

Keywords: desiccant rotors, air conditioning, evaporative cooling.

SUMÁRIO

CAPÍTULO I	001
1 INTRODUÇÃO	001
1.1 ENQUADRAMENTO DO TRABALHO	005
1.2 SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR UTILIZANDO ROTORES DESSECANES	007
1.3 VANTAGENS DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM ROTORES DESSECANES	011
1.4 DESVANTAGENS DO SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR COM ROTORES DESSECANES	012
1.5 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	012
1.6 OBJETIVOS GERAIS	022
1.7 ESTRUTURA DO TRABALHO	023
 CAPÍTULO II PROCESSO DE ADSORÇÃO	 024
2 ADSORÇÃO	024
2.1 DEFINIÇÃO DA ADSORÇÃO	024
2.2 MECANISMOS DA ADSORÇÃO	025
2.3 ADSORVENTES	026
2.3.1 Sílica Gel	026
2.3.2 Zeólitas naturais	027
2.3.3 Zeólita Sintética	028
2.3.4 Alumina Ativa	028
2.3.5 Carvão Ativado	028
2.4 VARIÁVEIS DO PROCESSO DE ADSORÇÃO	030
2.5 CALOR DE ADSORÇÃO	033
2.6 PROCESSO DE ADSORÇÃO E ATIVAÇÃO DOS DESSECANES	033

CAPÍTULO III APARATO EXPERIMENTAL	036
3.1 INTRODUÇÃO	036
3.2 DESCRIÇÃO DA MONTAGEM EXPERIMENTAL	037
3.3 CARACTERÍSTICAS DOS EQUIPAMENTOS UTILIZADOS NO EXPERIMENTO	042
3.3.1 Rotores dessecantes	042
3.3.2 Trocador de calor sensível ou rotor sensível	046
3.3.3 Resfriadores evaporativos	048
3.3.4 Bomba d'água	050
3.3.5 Aquecedores e acessórios	051
3.3.6 Ventiladores	054
3.4 INSTRUMENTOS E DISPOSITIVOS DE MEDIÇÃO	055
3.4.1 Higrômetros	055
3.4.2 Anemômetro	057
3.4.3 Termômetros	059
3.4.4 Manômetro	060
3.5 PROJETO INICIAL	061
3.5.1 Detalhamento do cálculo do projeto	061
3.6 CRITÉRIOS DE CONFORTO E SAÚDE	069
3.6.1 Conforto Térmico	070
3.7 CARGA TÉRMICA	072
 CAPÍTULO IV PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS	 075
4.1 INTRODUÇÃO	075
4.2 DETERMINAÇÃO DAS VAZÕES DE AR DE PROCESSO, DE RESFRIAMENTO E DE REGENERAÇÃO	075
4.3 RESUMO DOS DADOS DE FUNCIONAMENTO	077
4.4 ALTERAÇÕES EFETUADAS NO PROJETO E NOS COMPONENTES DO SISTEMA INICIAL	078
4.4.1 Alteração no isolamento	079
4.4.2 Alteração nos componentes para fluxo de ar	080
4.4.3 Alterações nos rotores sensíveis	080
4.4.4 Alteração nos rotores dessecantes	086

4.5 PROCEDIMENTO DE ACIONAMENTO E PARADA DO SISTEMA	088
---	-----

CAPÍTULO V MODELAMENTO MATEMÁTICO USADO NA SIMULAÇÃO DO FUNCIONAMENTO DO ROTOR DESSECANTE	089
---	-----

5.1 INTRODUÇÃO	089
----------------	-----

5.2 MODELO SEM RESISTÊNCIA A DIFUSÃO DE MASSA	089
---	-----

5.2.1 Hipóteses Simplificadoras	091
---------------------------------	-----

5.2.2 Equações governantes	092
----------------------------	-----

5.2.3 Condições do Problema	096
-----------------------------	-----

5.2.4 Tratamento Numérico	097
---------------------------	-----

5.3 DISCRETIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES GOVERNANTES	100
--	-----

5.3.1 Equação da Conservação da Energia na Matriz Dessecante	103
--	-----

5.3.2 Equação da Conservação da Massa para o Vapor de Água	104
--	-----

5.3.3 Equação da Conservação da Massa para o Ar Seco	105
--	-----

5.3.4 Equação da Conservação da Energia no Ar Úmido	105
---	-----

5.3.5 Equação da Conservação da Massa na Matriz Dessecante	106
--	-----

CAPÍTULO VI RESULTADOS	108
------------------------	-----

6.1 DADOS EXPERIMENTAIS	108
-------------------------	-----

6.1.1 Locais de medição das propriedades do ar	108
--	-----

6.1.2 Cálculo do COP térmico	109
------------------------------	-----

6.2 APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS	111
---------------------------------	-----

6.2.1 Dados do funcionamento do protótipo com o primeiro estágio de secagem	112
---	-----

6.2.2 Dados de funcionamento do protótipo com o segundo estágio de secagem	115
--	-----

6.2.3 Teste para verificação de Infiltrações	122
--	-----

6.2.4 Teste do segundo rotor dessecante com baixa umidade de entrada	124
--	-----

6.2.5 Funcionamento do protótipo com os dois estágios de secagem e temperatura de regeneração de 120°C	125
--	-----

6.2.6 Sistema funcionamento com os dois estágios e temperaturas de regeneração 120 e 140 °C	129
---	-----

6.2.7 Comparação dos dados de funcionamento do rotor dessecante com resultados simulados e dados do fabricante	134
--	-----

6.2.8 Alterações realizadas no funcionamento do sistema	136
---	-----

CAPÍTULO VII CONCLUSÕES E SUGESTÕES	138
SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	140
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	142
Anexo I	152
Anexo II	153
Anexo III	154
Anexo IV	155

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Consumo de eletricidade pela indústria. Extraído de SANTOS <i>et al</i> (2007).	004
Figura 1.2 Configurações dos rotores dessecantes	006
Figura 1.3 Sistema de refrigeração dessecante	007
Figura 1.4 Modo de ventilação	009
Figura 1.5 Modo de recirculação	010
Figura 1.6 Configuração de Dunkle	011
Figura 1.7 Rotor de quatro partições	018
Figura 1.8 Rotor de duas seções de regeneração	020
Figura 1.9 Protótipo do sistema	021
Figura 2.1 Ilustração da classificação da adsorção (extraído de Sousa, 2005)	025
Figura 2.2 Adsorventes cristalinos: zeólita-faujasita (A) e zeólita ZSM-5 (B)	027
Figura 2.3 Concepção dos efeitos da porosidade do carvão ativado	029
Figura 2.4 Tipos de Isotermas, extraído de FARINHA (2008)	031
Figura 2.5 Processo de Adsorção e Reativação, (Extraído de CAMARGO, 2003)	034
Figura 3.1 Disposição física do protótipo	038
Figura 3.2 Montagem experimental	039
Figura 3.3 Coletor solar	041
Figura 3.4 Disposições do dessecante e substrato, fonte RUIVO (2005)	042
Figura 3.5 Rotor de 3:1	043
Figura 3.6 Perfis dos canais	043
Figura 3.7 Perfil dos canais do rotor dessecante usado neste trabalho	044
Figura 3.8 Sistema de tração do rotor dessecante	046
Figura 3.9 Rotor Sensível	047
Figura 3.10 Resfriador evaporativo	049
Figura 3.11 Bico Pulverizador	049
Figura 3.12 Sistema de bombeamento	051

Figura 3.13 Aquecedores	052
Figura 3.14 Reboque com cilindros	053
Figura 3.15 Válvula redutora de pressão	053
Figura 3.16 Fonte de 12 V	053
Figura 3.17 Ventilador principal e inversor de frequência	054
Figura 3.18 Higrômetro Hygropalm1	056
Figura 3.19 Higrômetro Minipa	057
Figura 3.20 Anemômetro de fio quente	058
Figura 3.21 Penta	059
Figura 3.22 Termopar	060
Figura 3.23 Carta de desempenho do rotor dessecante a 120 °C	063
Figura 3.24 Efetividade e queda de pressão em rotores regenerativos, fonte DRI	064
Figura 3.25 Demonstração esquemática das trocas de calor no rotor sensível	065
Figura 3.26 Comportamento do sistema conforme projeto inicial	069
Figura 3.27 Região de conforto térmico	072
Figura 4.1 Área de medição das velocidades	076
Figura 4.2 Acoplamento das seções dos rotores dessecante e sensível	079
Figura 4.3 Seção de purga do rotor sensível	081
Figura 4.4 Funcionamento da purga	081
Figura 4.5a Rotor sensível antes da alteração	083
Figura 4.5b Rotor sensível após a alteração	083
Figura 4.6 Alteração do sistema de tração do rotor sensível	084
Figura 4.7 Uma etapa da troca das posições dos rotores sensíveis	086
Figura 4.8 Alteração da tração dos rotores dessecantes	087
Figura 5.1 Representação esquemática dos rotores	090
Figura 5.2 Configuração de um canal na matriz dessecante	090
Figura 5.3 Balanço de energia na interface ar-dessecante (adaptado de SIMONSON op. cit.)	093
Figura 5.4 Geometria do canal (adaptado de ZHANG <i>et al.</i> op. cit.)	096
Figura 5.5 Volume de controle para ϕ	101
Figura 6.1 Locais de medição no rotor sensível	109
Figura 6.2 Locais de medição no rotor dessecante	109
Figura 6.3 Sistema completo	110

Figura 6.4 Primeiro estágio de secagem com temperatura de regeneração de 120 °C	113
Figura 6.5 Primeiro estágio de secagem com temperatura de regeneração de 140 °C	114
Figura 6.6 Locais de medição após o segundo rotor sensível	115
Figura 6.7 Dados de funcionamento do protótipo com o segundo estágio de secagem dia 14/12/2009	117
Figura 6.8 Dados de funcionamento do protótipo com o segundo estágio de secagem dia 22/01/2010	119
Figura 6.9 Dados de funcionamento do protótipo com o segundo estágio de secagem dia 12/01/2010	121
Figura 6.10 Identificação da abertura do duto antes do segundo rotor dessecante	124
Figura 6.11 Dados do funcionamento do sistema completo com temperatura de regeneração de 120°C	127
Figura 6.12 Pontos de medição após o 2º rotor dessecante	129
Figura 6.13 Funcionamento do sistema com os dois estágios de secagem no dia 09/12/2009	131
Figura 6.14 Funcionamento do sistema com os dois estágios de secagem no dia 08/12/2009	133
Figura 7.1 Sugestão de montagem para continuação do trabalho	141

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 Índices de ODP e GWP para os gases refrigerantes. Extraída de SILVA (2005)	003
Tabela 2.1 Classificação dos poros	032
Tabela 3.1 Características do rotor dessecante	045
Tabela 3.2 Características dos rotores sensíveis	048
Tabela 3.3 Características do sistema de bombeamento	050
Tabela 3.4 Características do Higrômetro HygroPalm1	055
Tabela 3.5 Higrômetro Minipa	056
Tabela 3.6 Características do anemômetro de fio quente	058
Tabela 3.7 Características do Penta	059
Tabela 3.8 Condições de saída do 1º rotor sensível	065
Tabela 3.9 Condições de conforto térmico. (extraída da Norma NBR 6401/1980)	071
Tabela 4.1 Dados de funcionamento do sistema	077
Tabela 6.1 Dados do sistema funcionando com o primeiro estágio de secagem	112
Tabela 6.2 Dados do sistema funcionamento com o segundo estágio de secagem e temperatura de regeneração de 120 °C	116
Tabela 6.3 Dados do funcionamento do sistema com o segundo estágio de secagem e temperatura de regeneração de 120 °C, no dia 22/01/2010	118
Tabela 6.4. Dados do funcionamento do sistema com o segundo estágio de secagem com temperatura de regeneração de 140 °C	120
Tabela 6.5 Dados de funcionamento do segundo rotor dessecante com duas vazões	123
Tabela 6.6 Testes com baixa umidade de entrada no segundo rotor dessecante	125
Tabela 6.7 Dados com os dois estágios de secagem em funcionamento e temperatura de regeneração de 120°C	126
Tabela 6.8 Funcionamento do sistema com os dois estágios de secagem	130
Tabela 6.9 Funcionamento do sistema com os dois estágios de secagem e temperatura de regeneração de 140 °C e vazão de 1284 m ³ /h	132
Tabela 6.10 Comparação da simulação, dados do fabricante e experimento para a vazão de 1924 m ³ /h e temperatura de regeneração de 120 °C	135

Tabela 6.11 Erros relativos entre os valores obtidos experimentalmente, nas simulações numéricas e dados do fabricante

136

NOMENCLATURA

a	Altura do canal [m]
A_{al}	Área da seção transversal do substrato (alumínio) de um canal na matriz dessecante [m ²]
A_d	Área da seção transversal do dessecante de um canal na matriz dessecante [m ²]
A_g	Área da seção transversal do gás (ar úmido) de um canal na matriz dessecante [m ²]
A_m	Área da seção transversal da matriz (dessecante + substrato) de um canal na matriz dessecante [m ²]
A'_s	Área superficial de um canal [m ²]
A_e^ϕ	Coefficiente definido pela
A_p^ϕ	Coefficiente definido pela
A_w^ϕ	Coefficiente definido pela
b	Comprimento do canal [m]
B^ϕ	Coefficiente definido pela
C	Constante que descreve a forma da isoterma de adsorção
C_p	Calor específico [J/kg K]
D	Diâmetro do rotor dessecante [m]
D_{ef}	Coefficiente de difusão de massa efetivo [m ² /s]
D_h	Diâmetro hidráulico do canal [m]
f	Fração de dessecante no rotor
H	Entalpia total por massa de ar seco [J/kg _a]
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção [W/(m ² K)]
h^*	Razão entre o calor de sorção e o calor de vaporização
h_{ad}	Calor de adsorção [J/kg]
h_e	Entalpia do ar de processo [J/kg]
h_{fg}	Calor de vaporização [J/kg]

h_m	Coeficiente de transferência de massa por convecção [m/s]
k	Condutividade térmica [W/(m K)]
L	Comprimento do rotor dessecante [m]
Le	Número de Lewis
M	massa total do rotor dessecante [kg]
$\dot{m}$	Taxa de massa adsorvida por unidade de comprimento do rotor dessecante [kg/m]
$\dot{m}_a$	Massa de ar de processo por unidade de tempo [kg/s]
$\dot{m}_{a1}$	Massa de ar de regeneração no primeiro aquecedor por unidade de tempo [kg/s]
$\dot{m}_{a2}$	Massa de ar de regeneração no segundo aquecedor por unidade de tempo [kg/s]
$\dot{m}'$	Taxa de massa adsorvida por unidade de comprimento do rotor dessecante [kg/m]
N	Velocidade de rotação do rotor [ciclos/s]
Nu	Número de Nusselt
n	inteiro
P	Pressão [Pa]
p	Perímetro [m]
Q_{a1}	Calor liberado no primeiro aquecedor [W]
Q_{a2}	Calor liberado no segundo aquecedor [W]
Q_r	Potência frigorífica [W]
R	Constante específica do gás [J/(kg K)]
r	Coordenada radial [m]
Re	Número de Reynolds
T	Temperatura [K ou C]
t	Tempo [s]
t_{al}	Espessura do substrato de alumínio num canal [m]
t_d	Espessura do dessecante num canal [m]
U	Velocidade do ar úmido [m/s]
u	Fração mássica de vapor de água no dessecante [kg _w /kg _d]
W	Umidade absoluta [kg _w /kg _a]
W_m	Fração mássica máxima de vapor de água no dessecante [kg _w /kg _d]
x	Coordenada axial [m]

Letras gregas

α	Peso associado ao fenômeno de convecção
β	Peso associado ao fenômeno de difusão
χ	variável, propriedade
ε_l	Eficiência latente
ε_s	Eficiência sensível
ε_t	Eficiência total
ϕ	Campo escalar geral definido pela Eq.
η	fração de energia de mudança de fase dirigida para o ar
φ	Umidade relativa
Γ	Coeficiente associado ao termo difusivo definido pela
Ω	Coeficiente associado ao termo convectivo definido pela
Π	Coeficiente associado ao termo temporal definido pela
ρ	Massa específica [kg/m ³]
σ	Fração entre áreas
θ	coordenada rotacional [⁰]

Subscritos

a	Ar seco
al	Alumínio
d	Dessecante
e	Exaustão
ef	Efetivo
g	Ar úmido
in	Entrada
m	Matriz
max	Máximo
min	Mínimo

out	Saída
sat	Saturação
seco	Relativo a seco
v	Vapor
w	Água
w _s	Água saturada

Sobrescritos

* Relativo ao calor de adsorção

CAPÍTULO I

1. INTRODUÇÃO

O processo de remover calor de um corpo ou ambiente, rejeitando-o para outro corpo ou ambiente, pode ser classificado como um processo de refrigeração. No entanto este conceito é muito abrangente e coloca os fenômenos naturais em condição de igualdade com os sistemas de refrigeração idealizados pelo homem. Contudo, para se obter temperaturas inferiores as temperaturas nas condições atmosféricas do local onde se está, os processos naturais não são comumente utilizados.

Para obtenção da refrigeração artificialmente existem inúmeros sistemas, métodos ou ciclos, porém o mais eficiente, difundido e usado é o sistema de refrigeração por compressão de vapor. Devido à sua versatilidade em atingir diferentes temperaturas de operação este sistema pode ser usado onde se precisa de congelamento, conservação e condicionamento de ambientes indistintamente, bastando para isso adequar o projeto de seus componentes e ciclo à situação requerida.

No sistema de refrigeração por compressão de vapor existem no mínimo cinco componentes: Compressor, dispositivo de expansão, evaporador, condensador e o fluido refrigerante. Nos equipamentos de compressão de vapor, a refrigeração é obtida pelo movimento contínuo do fluido refrigerante que ao circular no interior dos outros componentes do sistema, impulsionado pelo trabalho mecânico do compressor, troca calor com as vizinhanças do evaporador e condensador.

Durante um período de tempo significativo, a refrigeração por compressão de vapor caminhou a passos largos sem nenhuma restrição. No entanto no início da década dos anos 1990 embasados em estudos sob as condições climáticas, cientistas afirmaram que os fluidos refrigerantes, usados nos sistemas de refrigeração por compressão de vapor, principalmente os CFCs, quando liberados para a atmosfera, além de provocar o efeito

estufa também degradam a camada de ozônio que protege a terra da radiação nociva vinda do espaço. O marco que mostra a importância da redução da emissão dos gases poluentes para a atmosfera é o Protocolo de Kyoto (1997). Esse talvez tenha sido o maior impacto negativo sofrido pela tecnologia da refrigeração que se tem registro.

Para a caracterização do nível de ação sobre a camada de ozônio e do efeito estufa, dois índices foram criados. O primeiro índice é denominado “Potencial de destruição da camada de ozônio” designado pelas iniciais ODP do inglês “*Ozone Depleting Potential*”, refere-se à camada de ozônio; e quantifica o potencial de destruição dessa camada por um gás. Ao refrigerante R11 (triclóro monofluor metano), por exemplo, é atribuído o valor 1. O segundo índice é o GWP, do inglês “*Global Warming Potential*”, refere-se ao efeito estufa, que é resultado de dois outros: o efeito direto, causado pela presença física do composto na atmosfera e o efeito indireto, resultante da emissão de CO₂ pela queima de um combustível fóssil.

O GWP proveniente do efeito estufa direto causado pelo refrigerante R11 é atribuído arbitrariamente o valor 1. Na Tabela 1.1 estão relacionados estes índices para uma série de gases refrigerantes.

Tabela 1.1. Índices de ODP e GWP para os gases refrigerantes, extraída de SILVA (2005).

FAMÍLIA	COMPOSIÇÃO QUÍMICA	NOME	Nº	ODP	GWP
Hidrocarbonetos halogenados	CCl_3F	Tri cloro monofluor metano	11	1	1
	CCl_2F_2	Bi cloro bi fluor metano	12	1	3,20
	CClF_3	Mono cloro tri fluor metano	13		
	CHCl_2F	Hidro bicloro mono fluor metano	22	0,05	0,34
	CHF_3	Hidro tri fluor metano	23	0	N/d
	CH_2F_2	Bi hidro bi fluor metano	32	0	0,12
	$\text{C}_2\text{HCl}_2\text{F}_3$	Hidro bicloro bifluor etano	123	0,02	0,02
	C_2HF_5	Hidro pentafluor etano	125	0	0,84
	$\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$	Bi hidro tetra fluor etano	134a	0	0,28
	$\text{C}_2\text{H}_4\text{F}_2$	Tetra hidro bi fluor etano	152a	0	0,03
Misturas não azeotrópicas	22/152a/124 (53%/13%/34%)	-	401A	0,03	0,22
	125/290/22 (60/2/38)	-	402A	0,02	0,52
	290/22/218 (5/75/20)	-	403A		
	125/143a/134a (44/52/4)	-	404A	0	0,94
	32/125/134a (20/40/40)	407C	0	0,38	
	22/124/142b (60/25/15)	-	409A	0,05	0,30
Misturas azeotrópicas*	12/152a (73,8/26,2)	-	500		
	22/115 (48,8/51,2)	-	502	0,22	3,7
	125/143a (50/50)	-	507A		
Hidrocarbonetos	C_2H_6	Etano	170		
	C_3H_8	Propano	290		
	C_4H_{10}	Butano	600		
	C_4H_{10}	Butano normal (isobutano)	600a		
Compostos Inorgânicos	NH_3	Amônia	717	0	0
	H_2O	Água	718	0	0
	CO_2	Dióxido de carbono	744		

Um exemplo das consequências do Protocolo de Kyoto para o Brasil pode ser avaliado devido à Resolução 267, de 14 de setembro de 2000, do Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA). Ficou estabelecida a proibição em todo o território nacional da utilização do CFC-11, CFC-12, além de outras substâncias que agredem a camada de ozônio, em instalações de ar condicionado central, instalações frigoríficas com compressores de potência unitária superior a 100 HP e em sistemas de ar condicionado automotivo. E, ainda, o estabelecimento de cronograma de extinção da importação do R-12 em: 15% no ano de 2001; 30% no ano de 2002; 55% no ano de 2003; 75% no ano de 2004; 85% no ano de 2005; 95% no ano de 2006; e 100% no ano de 2007.

Nos países signatários deste Protocolo, as indústrias do ramo da refrigeração e a de fluidos refrigerantes, bem como pesquisadores de diversas instituições estão empreendendo esforços para encontrar alternativas que possam competir com o sistema de compressão de vapor e quem sabe até substituí-lo no futuro. Ressalta-se também que a maioria dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor são acionados por motores elétricos, consumindo um tipo de energia considerada como “nobre”, a qual tem forte influência na economia e desenvolvimento de um país, o que é um fator negativo para este tipo de refrigeração e passivo de estudos e propostas de mudanças.

SANTOS *et al* (2007) relatam, em seu trabalho que o consumo de energia elétrica do sistema de refrigeração de um prédio comercial pode atingir 60 % do consumo total de eletricidade da edificação. Mostram também, que a refrigeração é responsável pelo consumo de 6 % de toda energia elétrica usada pelo Setor Industrial Brasileiro, conforme mostrado na Figura 1.1.

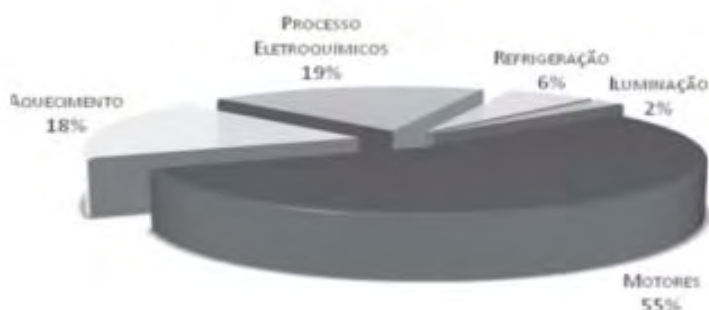


Figura 1.1. Consumo de eletricidade pela indústria. Extraído de SANTOS *et al* (2007).

Outro fato, que torna o sistema de compressão de vapor para condicionamento de ar um alto consumidor de eletricidade é que em ambientes fechados a Agência Nacional de Vigilância Sanitária (ANVISA), por meio da Resolução 9 de 16 de janeiro de 2003, determina que sejam renovados 27 m³/h de ar, por pessoa, para manter os níveis de CO₂ em limites aceitáveis, dentre inúmeras outras orientações que estão contidas nessa resolução. Desta forma o consumo de eletricidade aumenta significativamente, principalmente no verão.

Uma alternativa que vem sendo adotada em regiões de clima quente e seco, ao sistema de compressão de vapor para condicionamento de ar é o resfriamento evaporativo. Este sistema consiste basicamente em adicionar vapor de água ao ar ambiente por meio de gotejamento ou pulverização, fazendo com que sua temperatura seja reduzida. Um estudo sobre este sistema aplicado a várias cidades brasileiras, é encontrado no trabalho de CAMARGO *et al* (2005).

O resfriamento evaporativo possui vantagens sobre outros sistemas de condicionamento de ar a exemplo de: não utilizar substâncias que provoquem efeito estufa nem que agredam a camada de ozônio, é mais barato, a tecnologia de funcionamento, operação e manutenção é bem mais simples do que os outros sistemas de condicionamento de ar e o consumo de energia elétrica é baixo ou inexistente. No entanto, o processo de evaporação da água em regiões de clima úmido é prejudicado, uma vez que a razão de umidade do ar nestas regiões normalmente se encontra próxima à condição de saturação, este é um dos principais fatores que limita a utilização do resfriamento evaporativo para o condicionamento de ar.

Outra limitação da aplicação do resfriamento evaporativo para o condicionamento de ar em regiões de clima úmido, é que, ao adicionar vapor d'água ao ar com razão de umidade próxima a condição de saturação, introduzindo-o em um ambiente fechado, as condições de conforto térmico não são asseguradas.

1.1. ENQUADRAMENTO DO TRABALHO

Na direção de construir soluções que possam competir com o sistema tradicional, uma alternativa ao sistema de refrigeração por compressão de vapor, no que abrange o condicionamento de ar é o sistema evaporativo acoplado a um sistema dessecante. Esse

sistema supera as limitações de aplicação do resfriamento evaporativo, mesmo em regiões de clima úmido e usa calor como fonte de energia para obtenção do efeito de refrigeração.

O tema deste trabalho consiste da montagem e estudo de um sistema de condicionamento de ar com rotores dessecantes, trocadores de calor rotativos do tipo ar-ar, aquecedores com queima direta de gás natural e resfriadores evaporativos, operando na cidade de João Pessoa, que possui clima úmido e quente.

Os rotores dessecantes são utilizados para diversas aplicações onde a condição de baixa umidade do ar é requerida a exemplo das Indústrias de alimentos, farmacêutica, química e bélica. A configuração deste tipo de rotor pode variar conforme o que é mostrado na Figura 1.2.

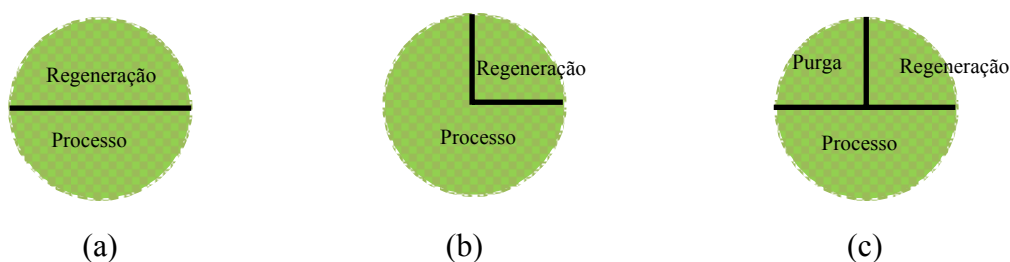


Figura 1.2. Configurações dos rotores dessecantes.

Cada uma das configurações de rotores apresentam características particulares. O rotor de relação entre as seções de 1:1 observada na Figura 1.2 (a), apresenta a característica de poder regenerar o material dessecante a uma temperatura mais baixa que outras configurações, trabalhando com vazões de processo e regeneração iguais.

A configuração de 3:1 é observada na Figura 1.2 (b) e tem a vantagem de poder usar a vazão de ar de processo maior que a de regeneração, no entanto as temperaturas de regeneração são mais altas que no rotor de 1:1.

O rotor com a seção de purga e relação de seções 2:1:1 observada na Figura 1.2 (c) que tem a vantagem de reduzir a temperatura do dessecante antes de entrar para a seção de processo o que facilita a adsorção, porém a vazão de processo é menor que no rotor de 3:1.

1.2. SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR UTILIZANDO ROTORES DESSECANTES

A utilização de rotores dessecantes no condicionamento de ar tem sido estudada por alguns pesquisadores como RUIVO (2005) e KODAMA *et al* (2005). Para viabilizar a produção do efeito de refrigeração, o rotor dessecante deve ser acoplado a um trocador de calor e a um resfriador evaporativo. Uma montagem típica mínima para um conjunto rotores e resfriador evaporativo, utilizado para condicionamento de ar é ilustrada na Figura 1.3. O exemplo observado nesta figura guarda algumas particularidades, como a do ar de retorno do ambiente climatizado sendo aquecido e conduzido ao rotor dessecante. Em outras montagens estes fluxos podem seguir outras configurações.

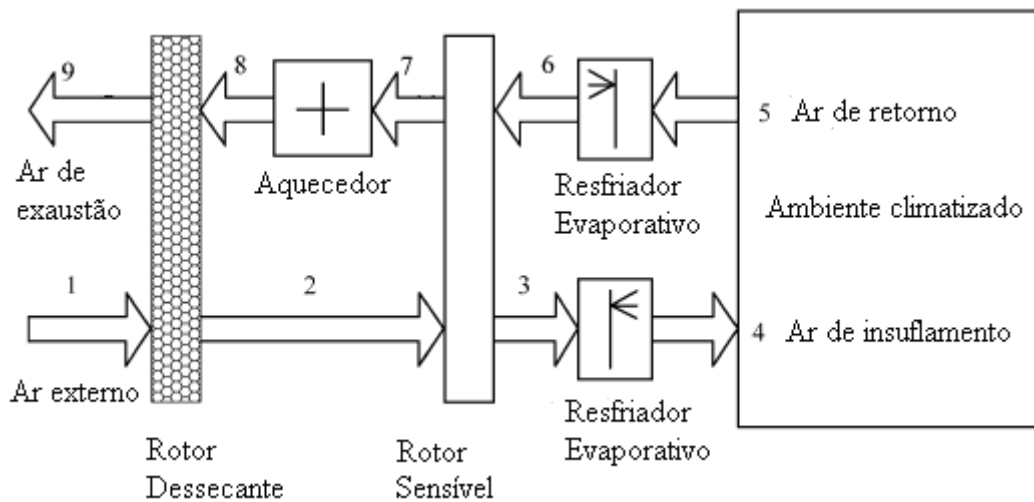


Figura 1.3. Sistema de refrigeração dessecante.

O processo de condicionamento do ar usando o sistema de rotores dessecante e resfriador evaporativo pode ser explicado seguindo as alterações promovidas nas propriedades do ar em cada ponto indicado na Figura 1.3.

No ponto 1, o ar é captado da atmosfera úmido e a temperatura ambiente, após passar pelo rotor dessecante trocando calor e massa, atinge o ponto 2 com umidade inferior e temperatura superior ao do ponto 1. A temperatura está mais elevada do que na entrada devido a dois fatores: primeiro, o processo de adsorção é exotérmico; segundo, o fluxo de ar de processo recebe calor do rotor dessecante, isto é, quando o rotor gira o material dessecante passa pela seção de reativação, absorve calor do fluxo de ar de regeneração e naturalmente se aquece, transferindo calor para o fluxo de ar de processo. Seguindo o

fluxo, o ar entra no rotor sensível onde troca apenas calor diminuindo sua temperatura. No ponto 3, o ar de processo está com baixa umidade e com temperatura próxima à temperatura do ar usado na seção de resfriamento do rotor sensível. Seguindo para o resfriador evaporativo, o ar estará em uma condição propícia a absorver vapor d'água, que será fornecida por meio de borrifamento, de gotejamento ou por efeito de capilaridade. O ar ao absorver a água irá ceder calor sensível para que a água mude de fase e evapore, ou seja, absorva calor latente. Como só há troca entre o ar e a água, o processo pode ser considerado adiabático e a entalpia total é constante. Assim a temperatura do ar diminui e este é conduzido ao ambiente a ser condicionado. A eficiência desse sistema depende fortemente das alterações nas propriedades do ar dentro do resfriador evaporativo. É desejado que a saturação seja atingida neste instante, mas que a razão de umidade seja inferior à razão de umidade do ambiente a ser condicionado. No ponto 4, o ar deverá estar saturado na temperatura de conforto térmico. Após trocar calor e massa com o ambiente condicionado dada a carga térmica e diferença de umidade, o ar será succionado e forçado a passar pelo ponto 5, entrada de um resfriador evaporativo, doravante este fluxo de ar é chamado de ar de retorno. Espera-se que ao trocar calor e massa com o ambiente condicionado o ar mude suas propriedades, mas, não esteja na condição de saturação podendo absorver uma pequena quantidade de vapor d'água que será responsável por um pequeno abaixamento em sua temperatura, o que deve ocorrer no ponto 6; assim, este poderá melhorar a troca de calor no rotor sensível. Ao passar pelo ponto 7, a condição do ar será de temperatura alta com razão de umidade alta. O aumento de temperatura obtido no rotor sensível é responsável por uma diminuição no consumo de energia no aquecedor. No ponto 8, o ar aquecido a uma temperatura que varia em função de fatores como: tipo de rotor 1:1 (50 % x 50 %), ou 1:3 (3/4 para 1/4), relação entre as seções do ar de processo e regeneração, tipo de aquecedor (queima direta ou indireta), tipo de fonte de calor, dentre outros. Neste ponto, ele estará à alta temperatura e baixa umidade relativa e esta condição proporcionará as alterações no leito poroso do dessecante e o reativará para que siga realizando o processo de adsorção e viabilizando o sistema de condicionamento de ar contínuo. No ponto 9, o ar de retorno alcança o final do sistema sendo lançado de volta a atmosfera com alta razão de umidade e temperatura moderada.

O desumidificador rotativo com sílica gel aplicado para a refrigeração dessecante foi inventado em 1933 por MILLER e FONDA (1933). No entanto, seu uso em ciclos de

resfriamento para aplicações em ar condicionado não foi bem sucedida devido à falta de compreensão teórica sobre o assunto DAVANAGERE *et al* (1999).

O conceito de utilizar dessecantes sólidos periodicamente regenerados para desumidificar o ar úmido e usa-lo em condicionamento de ar, foi introduzido pela primeira vez por HAUSEN e MEYER (1935). Diversos inventores como SHIPMAN (1936), FLEISHER (1939), LARRIVA (1941) e ALTENKIRCH de (1941 e 1944), seguido à ideia de Hausen, tentaram desenvolver dispositivos de refrigeração dessecante comercial sem muito sucesso.

Em 1968, Munters melhorou um dos ciclos de condicionamento de ar usando os rotores dessecantes, introduzindo passagens paralelas em um sistema com sílica gel. Os sistemas inicialmente idealizados operavam em configurações que são usadas até hoje, algumas carregam os nomes de seus idealizadores e as configurações mais usadas são as de:

- 1 – Ventilação;
- 2 – Recirculação;
- 3 – Dunkle.

Na Figura 1.4, pode ser vista a configuração no modo de ventilação. O uso desta configuração é especialmente indicado quando a carga latente contida no ar de renovação é maior que a componente da carga latente gerada no ambiente JURINAK *et al* (1984).

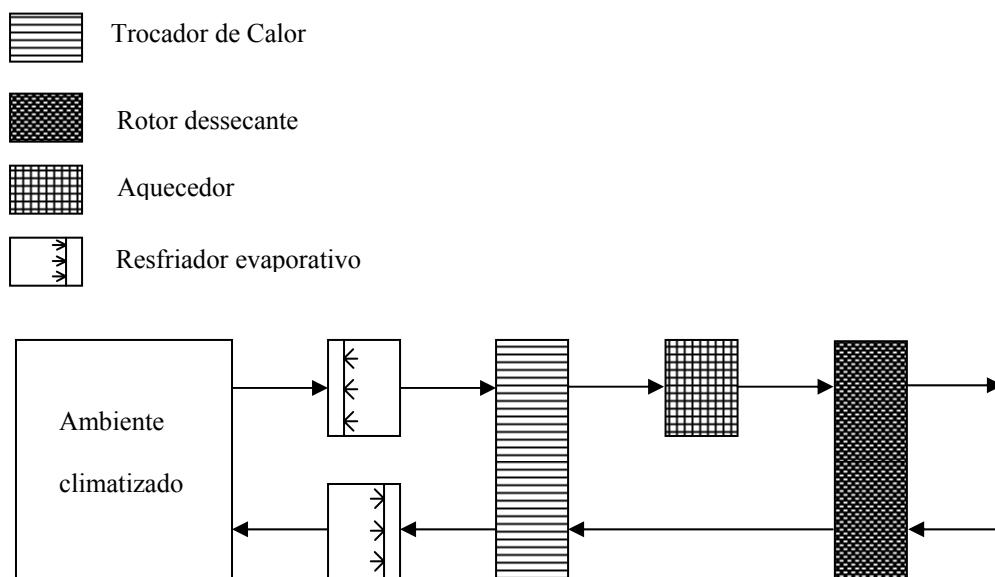


Figura 1.4. Modo de ventilação.

O arranjo conhecido como modo de recirculação está ilustrado na Figura 1.5, este tem indicação para sua aplicação quando a carga latente for gerada principalmente dentro do ambiente. A vantagem desta configuração é que ela pode fornecer ar à instalação em uma temperatura inferior ao do arranjo anterior. No entanto, haverá concentração de CO_2 no ambiente climatizado.

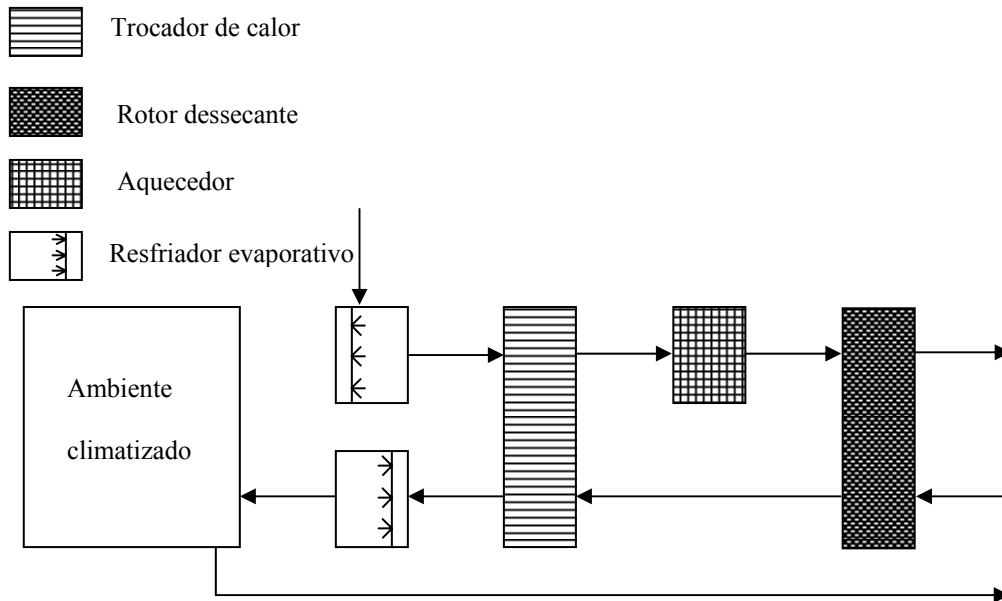


Figura 1.5. Modo de recirculação.

A configuração que aproveita as melhores características dos dois exemplos anteriores é denominada como ciclo de Dunkle. Nesta configuração há dois estágios de resfriamento do ar, até que ele entre novamente no ambiente condicionado após passar pelo rotor dessecante. Porém são usados dois trocadores de calor o que eleva o custo da instalação e o problema de concentração de CO_2 ainda é observado. A configuração proposta por Dunkle pode ser observada na Figura 1.6.

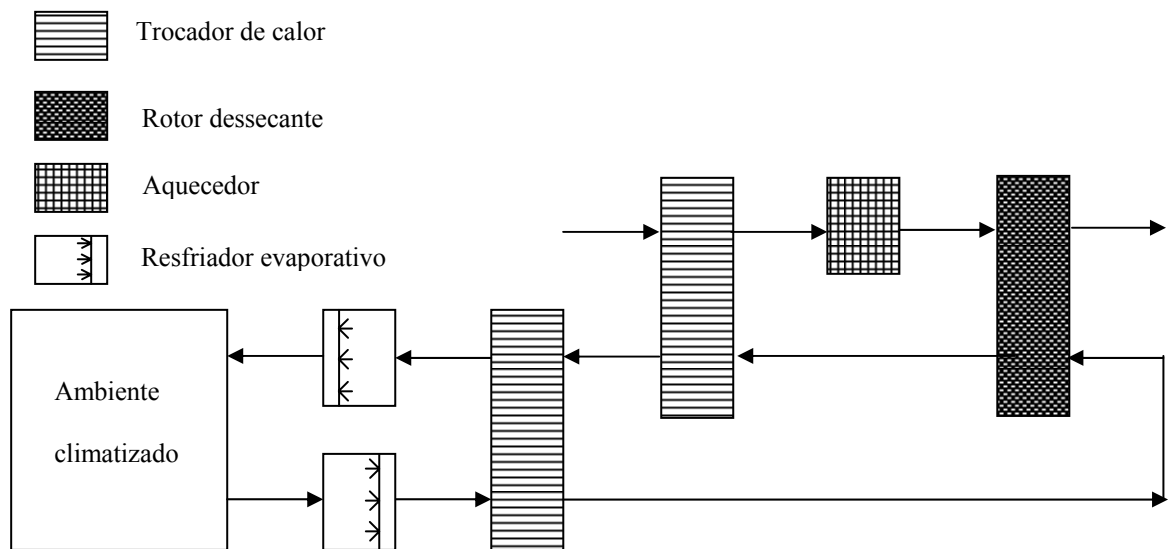


Figura 1.6. Configuração de Dunkle.

1.3. VANTAGENS DO SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR ROTORES DESSECANTES

As principais vantagens de utilizar o sistema com rotores dessecantes são:

- Os rotores proporcionam a condição de baixa razão de umidade na entrada do resfriador evaporativo, o que faz com que o resfriamento evaporativo possa ser empregado com as vantagens sobre o sistema de compressão de vapor, visto que este último não realiza um controle da umidade do ambiente condicionado.
- Não há concentração de CO₂, nem de outros compostos comuns em ambientes fechados, devido ao ar ser renovado continuamente com o funcionamento do equipamento em modo de ventilação;
- Aumenta a vida útil de papeis de parede, carpetes e cortinas;
- Proporciona um menor custo de manutenção da estrutura das edificações dados a menor concentração de ácidos;
- Não agressão à camada de ozônio, pois não libera gases que reajam com ela e;

- A possibilidade de utilização de várias fontes de calor para realizar a reativação do meio poroso existente nos rotores, inclusive a solar ou a associação de mais de uma fonte.

1.4 DESVANTAGENS DO SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR COM ROTORES DESSECANTES

O sistema de condicionamento de ar com rotores dessecantes apresenta algumas limitações quando comparado a outros sistemas de refrigeração como:

- Custo inicial do equipamento muito elevado;
- Apresentar um desempenho baixo em regiões com altas razões de umidade;
- Tempo de estabilização de funcionamento variando entre 15 e 30 minutos;
- Ocupar muito espaço e;
- Apresentar alto índice de ruído.

WURM *et al* (2002) mostram um estudo da evolução do uso dos sistemas de refrigeração com rotores dessecantes, no mercado Norte Americano, apresentando o montante financeiro empregado neste tipo de sistema. Mostram os setores da economia onde a tecnologia dessecante para condicionamento de ar é mais empregada, dão ideia de custo de operação do sistema e apresentam uma revisão sobre esta tecnologia.

A seguir será apresentada uma revisão bibliográfica abordando trabalhos, experimentais e numéricos envolvendo o sistema de refrigeração com rotores dessecantes integrados a resfriadores evaporativos.

1.5. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Existem registros de patentes do sistema de condicionamento de ar usando rotores dessecante em países como a Índia, Japão e nos Estados Unidos da América são encontrados muitos registros de patentes envolvendo o sistema que opera em modo de

ventilação a exemplo das de número 4594860 de COELLNER *et al* (1986), a de número 5526651 de WOREK e ZHENG (1996) e a de número 4134743 de MACRISS *et al* (1979), no entanto a primeira patente deste tipo de equipamento foi registrada por PENNINGTON (1955) com o número 2.700.537, para um sistema que funcionava com apenas um estágio de secagem do ar. Sobre sistemas de refrigeração não convencionais podem ser encontrados bibliografias como o trabalho de tese de PRIDASAWAS (2006) que realiza uma revisão sobre estes, dissertando inclusive sobre o Coeficiente de Performance (COP) e características particulares de vários destes sistemas. Já no trabalho de LA *et al* (2010) eles realizam uma revisão especificamente sobre o sistema de condicionamento de ar usando rotores dessecante.

JURINAK *et al* (1984) estudaram por meio de simulações a performance de sistemas de condicionamento de ar dessecante para aplicações residenciais em modo de ventilação e recirculação para Miami, Forth Worth e Washington D.C. nos EUA, nas faixa de clima ameno e úmido a quente e seco. Foi comparada a performance do sistema usando energia solar/gás e gás para a regeneração. Uma única zona com capacidade térmica e umidade foram usadas para modelar a carga de resfriamento transiente numa instalação de dois andares com carga térmica para Miami de 5,67 kW. Neste estudo conclui-se que podem ser alcançados COPs sazonais de até 1,1 e que quando o sistema é conjugado a sistema de energia solar é melhor que o sistema convencional, mas não tem custo competitivo.

VAN DEN BULCK *et al* (1986) analisaram a performance de rotores dessecantes em sistemas de condicionamento de ar operando em modo de ventilação, com regeneração realizada por queima de gás. De acordo com as hipóteses estabelecidas pelos autores eles concluem que, se o fluxo de massa do ar de regeneração em sistemas com rotores de 1:1 variar entre 60 a 80 % do fluxo de ar de processo uma economia substancial pode ser alcançada. Porém se o fluxo de ar de regeneração for reduzido altas temperaturas de regeneração são requeridas. Concluem ainda que se a rotação do rotor sofrer uma pequena variação não tem qualquer importância sobre o funcionamento do sistema.

No trabalho de LÖF *et al* (1988) foi testado experimentalmente um sistema dessecante típico para condicionamento de ar em modo ventilação. A vazão de ar de

processo foi de $40 \text{ m}^3/\text{min}$. As temperaturas de regeneração usadas variaram entre 60 e 70 °C e foram fornecidas por um sistema de aquecimento solar. Os autores concluem que sob condições do ambiente condicionado de 40 kJ/kg e temperatura de bulbo úmido de 15 °C, o equipamento foi capaz de fornecer uma potência de refrigeração entre 6 e 7 kW. O COP térmico em alguns dias de testes superou 1,0, tendo em vista que esse variou com a radiação solar incidente no Laboratório de Aplicações de Energia Solar, da Universidade do Estado do Colorado nos EUA, no verão de 1986.

KO *et al* (1989) apresentam um modelo matemático que descreve o processo de transferência de calor e massa que ocorre durante a sorção da umidade no rotor dessecante, tanto no lado sólido quanto no lado do vapor. O efeito de diferentes parâmetros sobre a performance de um sistema de condicionamento de ar dessecante de um estágio operando em modo de ventilação são investigados. Os autores concluem que a resistência à transferência de calor e massa no lado sólido tem um mínimo efeito negativo sobre o COP e sobre a capacidade de refrigeração do sistema.

ZHENG E WOREK (1993) propuseram uma solução para os processos combinados de transferência de calor e massa que ocorrem em um desumidificador com dessecante sólido, usando diferenças finitas. Para resolver o problema físico os autores usaram pelo menos nove hipóteses simplificadoras, dentre estas, estimaram que todos os canais eram adiabáticos, que as propriedades do ar seco eram constantes e que as propriedades do dessecante seco eram também constantes. Neste estudo concluíram que existe uma rotação ótima de operação do rotor dessecante e que se esta não for otimizada leva a uma diminuição da performance deste equipamento.

SHEN e WOREK (1996) aplicam que a segunda lei da termodinâmica em um sistema de refrigeração dessecante no modo de recirculação. Neste estudo, o adsorvente é 13X peneira molecular, é imposta que a corrente de ar de processo contém apenas ar seco, vapor d'água e dióxido de carbono. Os resultados mostram que, com base na primeira lei e segunda lei da termodinâmica, um adsorvente sólido dessecante usando 13X peneira molecular pode ser um bom material para uso nestes tipos de sistemas.

JIN *et al* (1998), montaram um sistema típico operando em modo de ventilação com um rotor dessecante, um trocador de calor e dois resfriadores evaporativos. O rotor dessecante de relação entre as seções de regeneração e processo 1:1 e 1,22 m de diâmetro, usando água quente circulando em um trocador de calor, para realizar a regeneração do material dessecante do rotor. A temperatura de regeneração foi de 80 °C, a velocidade do ar de processo 2 m/s, a capacidade de resfriamento foi de 20 kW e o COP alcançado sob esta condição foi de 0,57.

KODAMA *et al* (2003) realizaram testes com três configurações de sistema com rotores dessecantes de relação entre as seções de regeneração e processo de 1:1. A primeira montagem em modo de ventilação com dois rotores e um resfriador evaporativo (montagem típica), a segunda assemelha-se ao modo de Dunkle, tendo dois trocadores de calor e apenas um rotor dessecante, no entanto não opera com recirculação, e a terceira com quatro rotores em série, montagem está semelhante à montagem que é realizada neste trabalho, porém o calor para a regeneração é fornecido por meio de água aquecida que circula no interior de trocadores de calor. O objetivo dos experimentos era o de verificar a influência da umidade do ambiente no desempenho do sistema.

Uma das conclusões é que o COP foi mantido acima de 0,5, quando a umidade era inferior a 15 g/kg de ar. Outra consideração é que o ciclo de quatro rodas com duplo estágio de desumidificação indicou um desempenho adequado de arrefecimento para uso em fábricas e laboratórios, embora a umidade do ambiente ficasse em cerca de 20 g/kg de ar. Além disso, a temperatura na entrada do trocador de calor deve estar em torno de 50-60 °C, para utilizar o ciclo de 4 rodas dessecante em um ambiente de umidade moderada. Com três rotores, o sistema melhorou a temperatura de condicionamento e o valor do COP, com custo de montagem menor do que com o de quatro rotores. No entanto, nos resultados apresentados em forma de gráfico, para todas as situações testadas o COP em nenhum momento foi maior que 0,8.

LIMA (2004) desenvolveu um modelo simplificado visando simular o desempenho de um sistema de condicionamento de ar dessecante nas condições ambientais existentes em climas tropicais. Além disso, estudou a influencia de parâmetros como: velocidade do ar de processo, rotação do rotor dessecante e temperatura de regeneração do material dessecante sobre o desempenho do sistema. Os resultados obtidos no trabalho

apontam que há a necessidade de um sistema com dois estágios de secagem para o ar de processo para que este tipo de sistema seja usado em regiões de clima quente e úmido.

RUIVO *et al.* (2004) propuseram um modelo de equilíbrio instantâneo na modelagem matemática da dinâmica rotor dessecante, partindo de uma condição inicial até atingir o regime permanente. No entanto, não há comprovação por dados experimentais da validade do modelo utilizado.

AHMED *et al* (2005) Apresentam uma avaliação e otimização da performance de um rotor dessecante. Um modelo numérico foi desenvolvido para estudar e discutir o efeito dos parâmetros de projeto, tais como: a espessura do rotor, com capacidade de regeneração, razão de áreas de adsorção e regeneração, a porosidade do dessecante, e os parâmetros operacionais tais como fluxo de ar, razão de entrada de umidade do ar e da temperatura de regeneração sobre o desempenho do rotor. O coletor solar usado no experimento tem 2 m² de área, juntamente com um aquecedor elétrico, é usado como fonte de energia para regenerar o material dessecante. Os testes experimentais são usados para validar o modelo numérico e avaliar o desempenho do sistema solar e o rotor dessecante nas condições reais do clima do Cairo (30' de latitude). A comparação entre resultados numéricos e experimentais mostram boa concordância entre eles, especialmente em baixas vazões de ar. Os resultados numéricos mostram que há um valor máximo de cada parâmetro de projeto em cada condição de funcionamento, acima do qual nenhuma mudança significativa no desempenho do rotor é percebida. Os resultados também mostram que existe uma faixa de vazão de ar, que o desempenho da roda torna-se ineficaz. Esse intervalo é considerado entre 1 e 5 kg/min. As curvas que ajudam a determinar a taxa de redução da umidade, são projetadas para rotações entre 15 e 120 rev/h, a vazão de ar é igual a 1,9 e 4,9 kg/min, e temperatura de regeneração igual a 60 e 90 oC. Estas curvas mostram que existe um valor ideal da rotação do rotor para cada espessura na qual se obtém o melhor desempenho sob determinadas condições de funcionamento.

CAMARGO *et al* (2005) analisam por meio de simulações a influência das propriedades do ar externo de várias cidades do mundo sobre o desempenho de um sistema de condicionamento de ar usando rotores dessecantes. No trabalho são analisados alguns parâmetros de operação do sistema tais como: temperatura de reativação, fluxos de ar de

processo e reativação e as condições de entrada do fluxo de ar. Os resultados mostram que uma menor relação entre o fluxo de ar de reativação e de processo com uma menor temperatura de reativação é um ponto ótimo de operação. A análise das condições do ar de processo indica que o sistema é capaz de proporcionar conforto térmico humano em climas úmidos e pode ser uma alternativa para os sistemas de condicionamento de ar convencionais.

KODAMA *et al* (2005) estudaram experimentalmente o comportamento de um sistema dessecante acoplado a um sistema de aquecimento solar. Este estudo teve como objetivo investigar o desempenho do sistema proposto, com uma configuração típica (uma roda dessecante, um trocador de calor sensível e dois resfriadores de aspersão de água por evaporação). O desempenho foi analisado em termos de COP (coeficiente térmico de desempenho com base em irradiação solar), queda de temperatura (diferença de temperatura entre o ar exterior e suprimento de ar) e o efeito de arrefecimento CE (diferença entre a entalpia do ar exterior e suprimento de ar) em várias condições de funcionamento da temperatura de regeneração. Foi verificado que o COP do sistema decresce com o aumento da temperatura de regeneração.

O trabalho de NIA *et al* (2006) apresenta a modelagem de uma roda dessecante utilizada para desumidificação do ar de processo de um sistema de condicionamento de ar. A simulação dos processos de transferência de calor e massa que ocorrem em uma roda dessecante é realizada com o software MATLAB. O desempenho do desumidificador adiabático rotativo é parametricamente estudado, e a rotação ideal do rotor é determinada pelo exame da tomada de perfis laterais de umidade. O modelo é validado através da comparação dos resultados simulados com os valores reais publicados em outro trabalho experimental. Este método é útil para o estudo e modelagem de desumidificação dessecante sólido em sistema de refrigeração. A solução das equações é usada para desenvolver correlações simples para as condições de saída do ar após atravessar o rotor. Os resultados mostram que a diferença entre as propriedades de saída do ar calculadas e obtidas experimentalmente ficam em torno de 2 %.

MEDEIROS (2007) em seu trabalho de tese, dentre muitos outros feitos, acrescentou a resistência à difusão de massa dentro do sólido dessecante ao modelo de

SIMONSON (1998) tornando-o mais robusto. Desta forma construiu um código computacional para simulação numérica utilizando o Método dos Volumes Finitos para obter uma solução transiente do sistema de condicionamento de ar dessecante em modo de ventilação. Os resultados numéricos obtidos utilizando o modelo de equilíbrio instantâneo para o rotor dessecante apresentaram certa discrepância com resultados numéricos e experimentais disponível na literatura. Os resultados numéricos obtidos utilizando o modelo com resistência à difusão de massa para o rotor dessecante apresentam uma coerência física, mas certa discrepância com resultados experimentais disponível na literatura que deverá ser investigado.

GE *et al* (2008) usam um rotor de quatro partições, ou seja, que possui duas seções de regeneração e duas seções de processo no mesmo rotor, conforme Figura 1.7, em uma montagem experimental, operando em modo de ventilação com dois trocadores de calor estáticos. O rotor dessecante tem diâmetro de 400 mm, o fluxo de ar de processo é de $360 \text{ m}^3/\text{h}$ e o de regeneração é $170 \text{ m}^3/\text{h}$. Os resultados mostram que para um rotor com 100 mm de espessura que trabalha com temperaturas de regeneração variando entre 50 e 90°C , o COP chega a 1,38, em condições climáticas de verão em Shanghai, quando a razão de umidade variou entre 0,0143 e 0,0162 kg de vapor d'água/kg de ar seco e a temperatura variou entre 30 e 35°C .

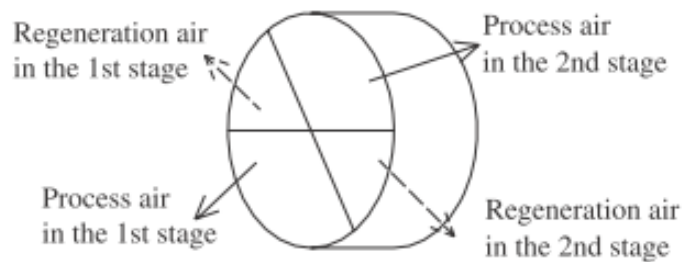


Figura 1.7. Rotor de quatro partições.

GE *et al* (2009) testaram experimentalmente um equipamento com duplo estágio de regeneração em modo de ventilação e cinco rotores, tendo dois rotores dessecantes de relação entre as seções de processo e regeneração de 3:1, dois trocadores de calor estáticos do tipo com placas e um estágio de pré-desumidificação. O diâmetro dos rotores dessecantes é de 260 mm e a rotação usada foi de 8 rph. O material dessecante dos rotores são a sílica e o cloreto de lítio. A maior vazão para o qual o sistema está projetado é de 400

m³/h, com as temperaturas de regeneração variando entre 60 a 90 °C. Neste experimento foram obtidos COPs maiores do que 1,0, usando temperaturas de regeneração entre 70 e 80 °C.

Analisando os resultados, pode ser visto que com umidade externa de aproximadamente 14 g/kg de ar, o sistema consegue fornecer ao resfriador evaporativo ar a 25 °C com aproximadamente 7 g/kg de ar. A fonte de calor usada na desumidificação do rotor dessecante foi energia elétrica.

MEDEIROS *et al* (2009) apresentam um estudo simulado com comparação experimental de um sistema de condicionamento de ar dessecante de um estágio operando em modo de ventilação no Laboratório de Energia Solar na UFPB. Nas simulações são testados dois modelos: um com e outro sem eficiência prescrita para os rotores trocadores de calor. É realizada uma comparação entre o COP obtido pela simulação e experimento com outros trabalhos. O COP obtido por simulação foi de 0,74, considerando uma eficiência prescrita no trocador de calor, de 0,48, não considerando a eficiência prescrita no trocador de calor e de 0,42, para o funcionamento experimental, sendo consideradas as mesmas condições para as propriedades do ar na entrada do sistema. Os resultados mostram discrepâncias entre os resultados numéricos e experimentais devido ao não conhecimento completo das propriedades do material dessecante usado nos rotores. Ficou constatado também que se a razão de umidade na entrada do equipamento estiver em torno de 17 g de vapor d'água / kg de ar seco, as condições de conforto térmico não são atingidas.

NOBREGA e BRUM (2009) usam um modelo matemático que considera um só canal para representar o rotor dessecante como um todo, assumindo cinco hipóteses simplificadoras para o modelamento das equações de transferência de calor e massa. Utilizam o Método dos Volumes Finitos de PATANKA 1980 na solução das equações. Os resultados das simulações mostram que as temperaturas de saída do resfriador evaporativo são significativamente diminuídas com o uso de rotores dessecantes permitindo o uso do sistema evaporativo até em locais onde os níveis de umidade são altos. Também foi mostrado que a temperatura de saída do resfriador evaporativo diminui com aumento da temperatura de regeneração.

PANARAS *et al* (2009) investigam por meio de simulação o desempenho de um sistema de condicionamento de ar com rotores dessecante em uma instalação típica, operando em modo de ventilação. Os dados das simulações são validados experimentalmente. O sistema experimental que serviu de base para as comparações, funciona com uma instalação típica em modo de ventilação, tendo um rotor dessecante com diâmetro de 630 mm e espessura de 200 mm, relação entre as seções de 1:1, um trocador de calor rotativo e dois resfriadores evaporativos. A instalação pode operar com vazões entre 450 a 1800 m³/h. Os resultados por eles obtidos mostram que os valores do COP decrescem com o aumento da vazão do ar de processo, com aumento da temperatura de regeneração e que a metodologia proposta para a determinação de fatores de eficiência contribui para o estabelecimento de uma ferramenta fácil para projeto e análise do desempenho dos sistemas de ar condicionado dessecante.

JEONG *et al* (2010) testaram um modelo de rotor dessecante que possui duas seções de regeneração e duas seções de processo no mesmo rotor, Figura 1.8. A ideia é que se possa usar um rotor deste tipo em substituição ao sistema com dois rotores dessecantes, no entanto a vazão de ar de processo é limitada, e o mesmo funciona em um sistema híbrido com vários componentes o que dificulta a montagem. Os testes e as simulações realizadas levaram as seguintes conclusões: o sistema híbrido com um rotor de quatro partições pode melhorar o COP de instalação híbrida e que se a carga de calor latente no resfriador evaporativo se mantiver em certos níveis o COP cresce consideravelmente.

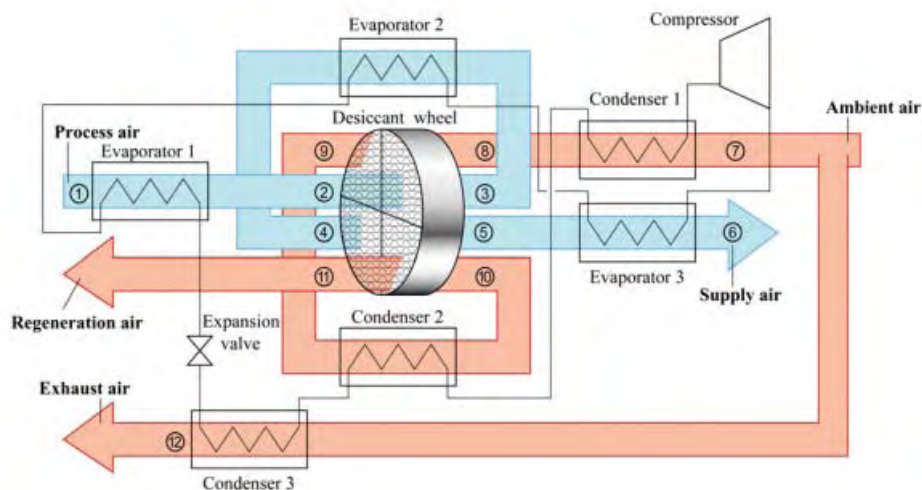


Figura 1.8. Rotor de duas seções de regeneração.

A utilização dos sistemas de condicionamento de ar que acoplam o resfriamento evaporativo aos rotores dessecantes nos últimos anos vem aumentando e mais estudos estão sendo incorporados aos já existentes. Porém na América Latina e mais especificamente no Brasil, não existem registros de trabalhos experimentais que forneçam dados sobre o funcionamento de um sistema como este em nosso país.

A proposta deste trabalho é montar e estudar o comportamento de um sistema com dois rotores dessecantes que tem relação entre as seções de processo e regeneração de 3:1. O protótipo está montado no Laboratório de Energia Solar (LES) da Universidade Federal da Paraíba (UFPB) na Cidade de João Pessoa, que tem clima úmido e quente, condição adversa à utilização destes sistemas.

O protótipo tem configuração de modo de ventilação com dois estágios de secagem usando dois rotores dessecantes, dois rotores trocadores de calor, três resfriadores evaporativos, dois aquecedores e cinco ventiladores centrífugos e outros dispositivos auxiliares que serão detalhados em capítulos posteriores a este. Uma imagem esquemática do equipamento pode ser observada na Figura 1.9.

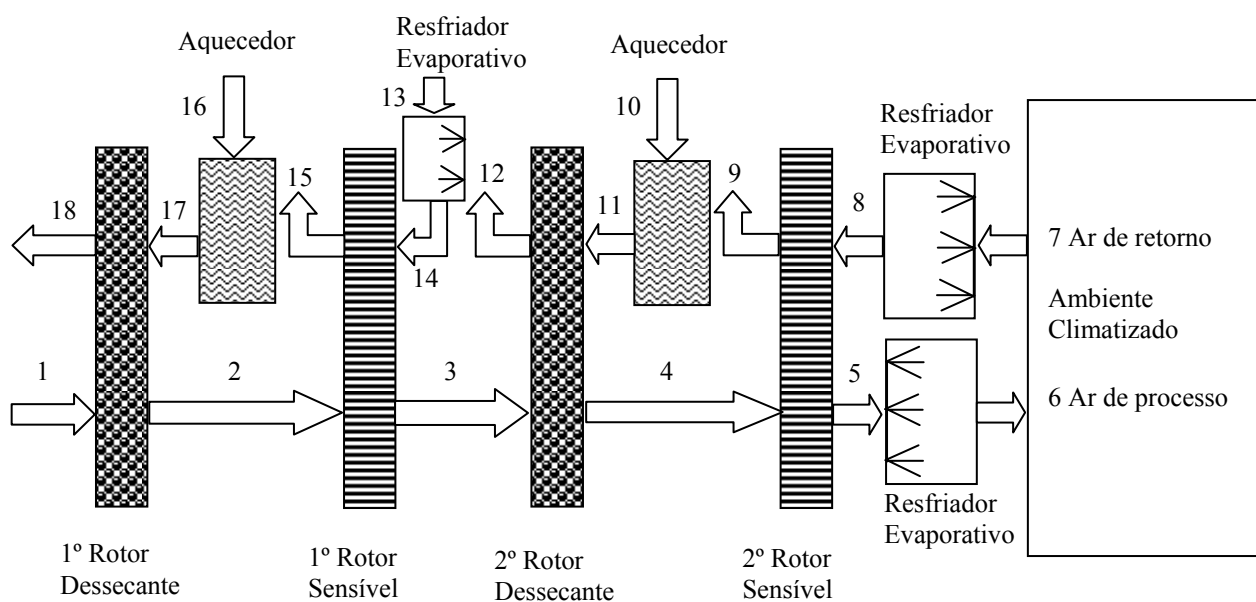


Figura 1.9. Protótipo do sistema.

Além da característica da relação entre as seções de processo e regeneração de 3:1 dos rotores dessecantes citadas anteriormente, a configuração do protótipo usada no

presente trabalho difere das demais configurações encontradas na literatura e que lhe dão caráter inovador por:

- Utilizar dois rotores dessecantes com diâmetro de 550 mm, em configuração de dois estágios, interligados a rotores trocadores de calor rotativos de diâmetro de 700 mm, com relação entre as seções de 1:1, além disso, os dutos de ligação tem geometria particular;
- Ter em sua estrutura um queimador tipo tocha de queima atmosférica, juntamente com o aquecedor desenvolvidos para esta montagem, ou seja, não são encontrados em outros trabalhos. Da mesma forma que os dispositivos de redução de pressão do gás que é armazenado a pressão máxima de 200 bar.
- Obter dados experimentais sobre o sistema de condicionamento de ar usando rotores dessecantes sob as condições climáticas de Joao Pessoa.

1.6. OBJETIVOS GERAIS

Obter dados experimentais sobre o funcionamento do sistema com dois rotores dessecante nas condições climáticas de João Pessoa;

Analisar a condição das propriedades do ar na saída do sistema para verificar se são atingidas as condições de conforto térmico.

Comparar os dados experimentais com dados simulados no trabalho de MEDEIROS (2007), tendo em vista que este trabalho foi desenvolvido no LES e reproduz as características do protótipo e;

Determinar o COP térmico do sistema, verificando a viabilidade técnica do protótipo;

1.6. ESTRUTURA DO TRABALHO

Este Trabalho está estruturado em sete capítulos, neste primeiro capítulo foram abordadas a revisão bibliográfica e o enquadramento do trabalho.

No segundo capítulo estão relacionados os conceitos e teoria acerca do processo de adsorção e dos adsorventes.

A montagem experimental é descrita no terceiro capítulo.

Os procedimentos experimentais estão relacionados no quarto capítulo.

No quinto capítulo a modelagem matemática e o procedimento numérico adotado para a simulação do comportamento e funcionamento do rotor dessecante é apresentado.

Os resultados obtidos nas experiências e nas simulações estão disponibilizados no sexto capítulo.

No sétimo capítulos são apresentadas as conclusões do trabalho e sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO II

PROCESSO DE ADSORÇÃO

2. ADSORÇÃO

A observação da capacidade dos sólidos porosos de reter em seu interior substâncias gasosas não é tão recente, mas, desperta o interesse tecnológico e científico de muitos pesquisadores. Conforme GREGG e SING (1982), Fontana em 1777 registrou que o carvão recém-calcinado, resfriado em mercúrio era capaz de reter um volume de gás muitas vezes maior que o seu volume sólido e, no mesmo ano, Scheele realizou um experimento com carvão triturado dentro de um balão vazio e fechado na extremidade, com a finalidade de avaliar a capacidade que aquele material teria de “reter” certas quantidades de “ar” de acordo com a temperatura aplicada ao sistema. Ele verificou que o ar expelido durante o aquecimento do carvão triturado, no interior do balão, preenche novamente os vazios internos do carvão quando o sistema é resfriado. E ainda que esse ar ocupava oito vezes o espaço ocupado pelo carvão. Foi percebido também que o volume de ar “acumulado” varia com o tipo do carvão, bem como de um gás para outro.

2.1. DEFINIÇÃO DA ADSORÇÃO

Adsorção é o fenômeno de superfície no qual um soluto é removido de uma fase fluída e acumulado na superfície de uma fase sólida. O material adsorvido é denominado de adsorbato, e o material sobre o qual o soluto é depositado, é chamado de adsorvente (RUTHVEN, 1984). Na obra de GREGG e SING (1982), é adotada a seguinte classificação: a substância acumulada no meio poroso (adsorvente) é definida como

adsorbato, já o material que geralmente se encontra em fase gasosa e é capaz de ser adsorvido é definido como adsorvente. Essa classificação é ilustrada na Figura 2.1.

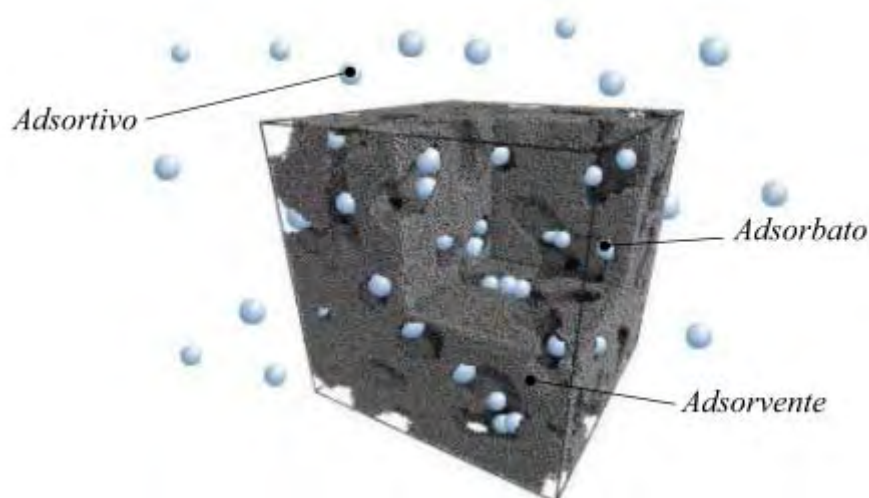


Figura 2.1. Ilustração da classificação da adsorção (extraído de Sousa, 2005).

2.2. MECANISMOS DA ADSORÇÃO

O efeito da adsorção é provocado por forças desbalanceadas atuando entre os átomos ou íons da superfície de um sólido e as moléculas de um fluido adsorvido. Dependendo do tipo de força que atua da superfície do sólido para o fluido o mecanismo de adsorção pode ser classificado como adsorção física (fisissorção) ou adsorção química (quimissorção).

Na adsorção física as moléculas adsorvidas podem se difundir por toda superfície do adsorvente, não se ligando a nenhum local específico. As forças envolvidas neste tipo de adsorção são conhecidas como forças de van der Waals, bem como interações eletrostáticas, que possui uma maior significância em materiais de estrutura iônica como o caso do zeólite (RUTHVEN, 1984).

A adsorção química pode ser caracterizada por reações químicas que ocorrem entre o adsorvente e o adsorbato formando uma monocamada molecular, que muitas vezes alteram a composição química dos meios em contato. O calor de adsorção é elevado comparando com o calor envolvido na adsorção física. O substrato formado na superfície

do sólido pode ser definitivo, o que limita a vida útil deste tipo de material adsorvente e desta forma limita também o seu uso em muitos equipamentos e processos.

2.3. ADSORVENTES

Qualquer material sólido que atrai e mantém em seu interior vapor de um fluido pode ser considerado como um adsorvente. No entanto, a capacidade de adsorção depende da área superficial do adsorvente que deve possuir estrutura cristalina microporosa. Isso ocorre no caso de sólidos finamente divididos ou com um sistema de poros bem desenvolvidos. Entretanto, para um processo adsorativo, não basta um adsorvente apresentar apenas uma elevada área superficial. A rigor, são necessárias outras características que favoreçam a utilização dos adsorventes em processos industriais, para GUO *et al* (2000), um adsorvente deve possuir alta capacidade de adsorção, com elevada seletividade, associadas a alta taxa de adsorção e dessorção, vida longa, estabilidade sob condições operacionais.

Existem registros da utilização industrial dos materiais dessecantes desde o século XVIII (RUTHVEN, 1984). Hoje podemos encontrar aplicações para estes materiais nos mais diversos segmentos, as indústrias onde sua presença pode ser destacada são: as de alimentos, farmacêutica, química, bélica, dentre outras. Mais recentemente podemos encontrar aplicações destes materiais para o condicionamento de ar e climatização de ambientes, como MEDEIROS (2007) e RUIVO (2005) usam em seus trabalhos de tese. Os adsorventes mais utilizados industrialmente são: sílica gel, zeolitas, alumina ativa e carvão ativado.

2.3.1 Sílica Gel

Sílica Gel é um produto sintético, produzido pela reação de silicato de sódio e ácido sulfúrico. Assim que misturados formam um hidrosol, que lentamente se contrai para formar uma estrutura sólida de Sílica Gel, chamada hidrogel. O gel sólido é quebrado e lavado para remover o subproduto da reação, o sulfato de sódio, e criar sua estrutura porosa. Quando alta capacidade adsorativa é necessária em condições de baixa temperatura e pressão moderada, a sílica gel é empregada com vantagens sobre outros adsorventes. Esta

se destaca por não ser tóxica, quimicamente estável, ter boa resistência mecânica, baixo custo e relativa simplicidade estrutural.

2.3.2 Zeólitas naturais

As Zeólitas são silicatos hidratados de alumínio do grupo dos alcalinos terrosos. Esse dessecante é encontrado em seu estado natural em regiões vulcânicas. A estrutura cristalina da zeólita é formada pela união de unidades primárias de tetraedros de SiO_4 e AlO_4 . Essa união ocorre através de átomos de oxigênio, que assim dão origem a uma rede uniforme de microporos de dimensões moleculares, por onde partículas externas podem circular. Possuem cristais com microdiâmetro, que são facilmente sintetizados e são encontrados na forma de grãos com tamanho e geometria variáveis. A zeólita possui diâmetro variando aproximadamente entre 2 a 4,3 Å (angstroms). Existem mais de 40 espécies naturais e 150 espécies sintéticas de zeólitas.

A zeólita é um dos adsorventes mais higroscópicos, o que lhe propicia uma alta capacidade de adsorção. Entretanto, comparada com a sílica gel, a zeólita necessita de uma temperatura de reativação mais elevada, o que dificulta sua utilização em sistemas dessecantes que desejam utilizar energia solar como fonte de calor regenerativa. É largamente utilizada em escala industrial, cujas principais aplicações se dão no setor petroquímico e na separação de gases e desidratação em geral, e ainda na troca iônica. Na Figura 2.2, estão ilustrados alguns exemplos de zeólitas (AMORIM, 2007).

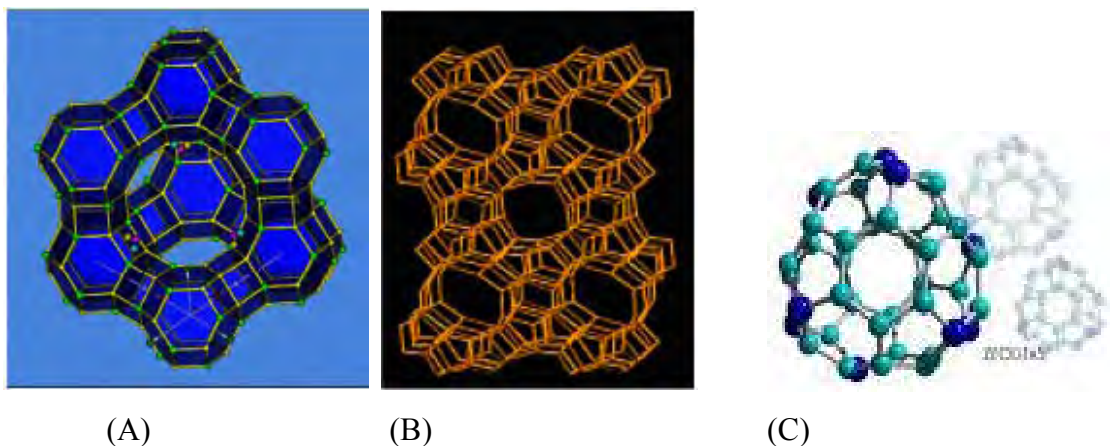


Figura 2.2. Adsorventes cristalinos: zeólita-faujasita (A) e zeólita ZSM-5 (B).

Fonte: <http://www.upo.es>

Fonte: <http://www.izastructure.org/databases>

2.3.3 Zeólita Sintética

As Zeólitas sintéticas, também conhecidas como *molecular sieve* ou peneira molecular, são feitas de silicato de alumínio cristalizado em um processo térmico. Controlando a temperatura do processo e a composição dos materiais é possível um controle das estruturas e das características da superfície do adsorvente. É possível se conseguir zeólitas com uma rede de poros mais uniforme que nas zeólitas naturais, no entanto com um custo mais elevado.

2.3.4. Alumina Ativa

A alumina ativada é uma forma altamente porosa do óxido de alumínio, preparada diretamente da bauxita ($\text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 3\text{H}_2\text{O}$) ou a partir de monohidratados por desidratação e recristalização à temperatura elevada. Sua superfície apresenta um grau de polaridade mais elevado que a da sílica gel com caráter ácido e básico. À temperatura ambiente, a afinidade da alumina ativada para água é comparável a da sílica gel, mas sua capacidade adsortiva é inferior. A temperatura elevada, a capacidade adsortiva da alumina ativada torna-se maior que a da sílica gel e por isso já foi muito utilizada na desumidificação de ar e correntes de gases à alta temperatura. Atualmente, nesta aplicação, tem sido substituída por adsorventes do tipo peneira molecular (zeólitas) que exibem alta capacidade adsortiva e requerem menor pressão para a maioria das condições de interesse prático.

2.3.5 Carvão Ativado

Evidências da utilização do carvão em aplicações medicinais são encontradas há alguns milhares de anos na civilização egípcia. Os hindus já filtravam sua água com carvão e finalmente no século XIII o carvão foi usado na purificação de soluções açucaradas. Neste mesmo século outra utilização importante para o carvão foi descoberta, a capacidade de adsorver gases. O carvão ativado é definido como um material poroso com grande área superficial capaz de adsorver outras substâncias.

A ativação do carvão pode se dar através de um tratamento do carvão com vapor d'água ou um tratamento químico. No que diz respeito à sua composição, além do

conteúdo de carbono, o carvão pode, em função de sua matéria-prima, conter até 20 % de minerais que são indicados e estão presentes no resíduo de suas cinzas.

O processo de adsorção no carvão ativado é dependente, dentre outras coisas, de sua área superficial, que envolve uma interface sólido-líquido ou sólido-gás. A adsorção se dá de duas formas: i) fisissorção - as moléculas de um líquido ou de um gás são adsorvidas no sólido através de forças fracas de van der Waals, resultando em uma adsorção de multicamadas e ii) quimissorção - ocorre quando acontece uma reação química entre o adsorbato e o adsorvente. Os produtos comerciais possuem freqüentemente uma área superficial que varia de 500 - 1500 m²/g, sendo que o carvão ativado também é caracterizado pelo volume do poro. O estudo da adsorção de substâncias particulares como a adsorção de iodo, azul de metileno, fenol, pode dar uma boa aproximação da área superficial do carvão ativado. Na Figura 2.3, um exemplo deste fenômeno é ilustrado.

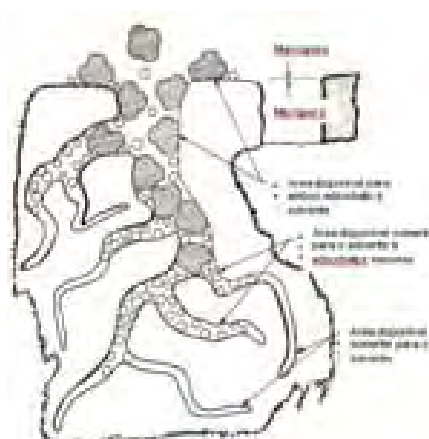


Figura 2.3. Concepção dos efeitos da porosidade do carvão ativado.

Existem três formas básicas de carvão ativado: pulverizado, granulado e pelletizado. Geralmente o carvão ativado pulverizado é usado como descolorante, o carvão granular para tratamento de água e o pelletizado em fase gasosa e catálise. Porém, isto não é uma regra, como exemplo basta citar que no mercado brasileiro o carvão ativado pulverizado é muito utilizado para remoção de odor e sabor em estações de tratamento de água.

Um exemplo da aplicação do carvão ativado pode ser visto no trabalho de dissertação de ANDRADE (2009), onde ele é utilizado para armazenamento de gás natural veicular, para: reduzir a pressão interna do cilindro, a espessura da parede do reservatório e aumentar a quantidade de gás armazenada, utilizando menor volume do reservatório.

Os equipamentos utilizados neste trabalho são fabricados com material que predominantemente realizam a adsorção física, fato pelo qual este tipo de fenômeno será exclusivamente abordado aqui.

2.4. VARIÁVEIS DO PROCESSO DE ADSORÇÃO

O processo de adsorção é um complexo conjunto de reações envolvendo transferência de calor e massa entre uma fase gasosa e uma fase sólida. No equacionamento das muitas variáveis envolvidas na quantificação do fluxo de calor e massa da adsorção, boa parte da atenção é direcionada para a quantidade de gás adsorvido por um sólido nas condições de equilíbrio. Geralmente se expressa a quantidade adsorvida de um gás em massa ou volume pela massa do adsorvente. São de uso corrente três métodos para representação gráfica dos dados de equilíbrio de adsorção. As isóbaras, as isósteres e as isotérmica de adsorção. Nas isóbaras, a massa de gás adsorvido é expressa em função da temperatura, para vários parâmetros ou valores de pressão parcial constante. Nas isósteres a pressão parcial do gás adsorvido é representada em função da temperatura, para vários valores de volume constante. Entretanto a forma mais útil e comum do estudo da adsorção é por meio das isotérmicas (LIMA, 2004).

Isotérmica é uma equação que relaciona a quantidade de gás adsorvido por unidade de massa de um sólido numa situação de equilíbrio à temperatura constante (HOUGEN *et al* 1984).

O método mais usual de se determinar a curva isotérmica de um material é experimentalmente, que consiste em alcançar o equilíbrio de soluções com concentrações diferentes de um adsorbato, com quantidades conhecidas de um adsorvente. As medidas são realizadas a uma temperatura constante e as concentrações resultantes de adsorbato em soluções são representadas graficamente contra as concentrações do adsorbato na fase adsorvida.

Na literatura existem registradas dezenas de milhares de isothermas de adsorção, determinadas sobre uma ampla variedade de sólidos. Entretanto, a maioria destas isothermas resultantes da adsorção física, podem ser convenientemente agrupadas em 5 formas distintas, apresentadas na Figura 2.4. Tal classificação foi originalmente proposta por

BRUNAUER *et al* (1923, apud DAVIDSON e MCMURRY, 2000) e por isto é referida como classificação BET (iniciais dos autores do trabalho Brunauer, Emmett e Teller).

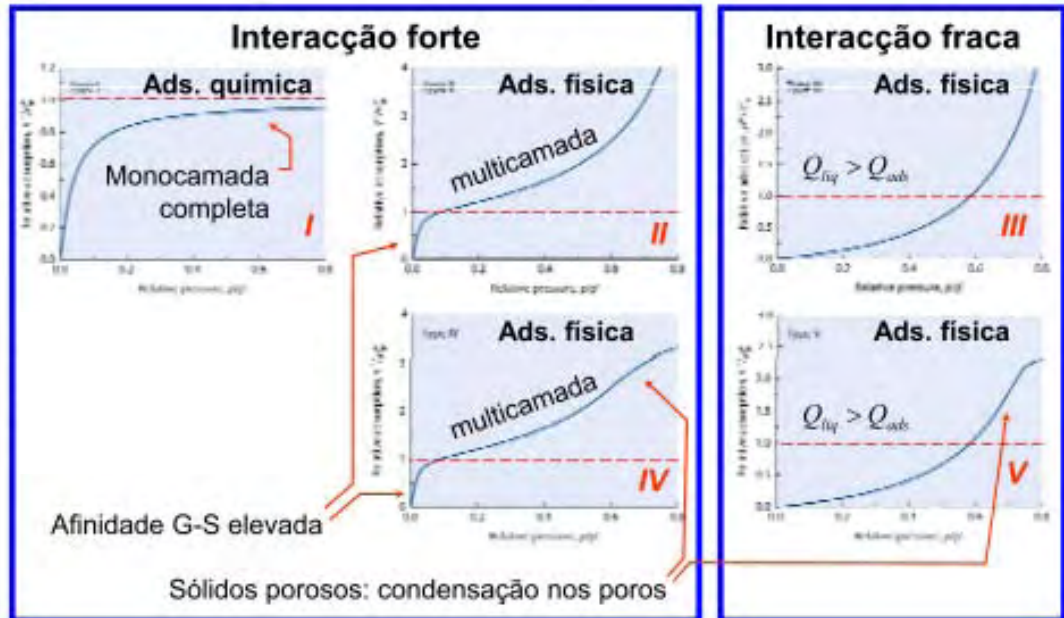


Figura 2.4. Tipos de isothermas, extraído de FARINHA (2008).

A importância da classificação das isothermas de adsorção reside no fato que esta proporciona um modo sistemático e eficiente para a modelagem teórica da adsorção e para a determinação das características do adsorvente.

No estudo de misturas gasosas, quando o modelo de gás ideal é válido para os constituintes e para a mistura, as concentrações dos constituintes são usualmente expressas em termos de pressões parciais. No estudo da adsorção de gases, define-se pressão relativa, como sendo a relação entre a pressão parcial do gás e a pressão de saturação deste, na mesma temperatura.

Um fator importante envolvendo um meio dessecante é saber a capacidade de adsorção de um adsorvente, caracterizada pela existência do equilíbrio termodinâmico entre a fase adsorvida, o vapor de água existente na mistura gasosa e o dessecante. A determinação dessa capacidade é geralmente feita experimentalmente.

Antes de conhecer cada tipo de isotérmica é necessário conhecer a classificação dos adsorventes em função do tamanho dos poros destes. O tamanho do poro varia de acordo com os diferentes tipos de adsorventes, e pode ser classificado com relação ao diâmetro. Os poros podem variar em tamanho e forma, num mesmo grão e entre grãos no

adsorvente. Uma característica importante nos grãos é a largura dos poros. Como não existe uma uniformidade nos poros de um sólido, utiliza-se a largura média para classificá-los. A porosidade é classificada em três grupos distintos, apresentados na Tabela 2.1.

Tabela 2.1: Classificação dos poros.

Classe	Tamanho médio dos poros
Microporos	Menor que 2 nm
Mesoporos	Entre 2 e 50 nm
Macroporos	Maior que 50 nm

Cada um destes grupos apresenta diferentes tipos de forças que controlam a adsorção, sendo o comportamento característico manifestado em cada isoterma. Os microporos apresentam um potencial de interação significativamente maior do que os encontrados em poros maiores devido à proximidade das paredes, o que aumenta a quantidade adsorvida (a uma dada pressão relativa). Nos mesoporos, ocorre a condensação capilar, com seu característico laço de histerese. Na faixa de macroporos, os poros são tão grandes que virtualmente é impossível mapear a isoterma em detalhes, devido às pressões relativas estarem próximas da unidade.

As isotermas do tipo I ocorrem quando a adsorção é limitada a poucas camadas moleculares. Caracteriza sistemas que apresentam microporos, onde os poros excedem um pouco o diâmetro molecular do adsorbato. As do tipo II e IV são as mais encontradas em medidas de adsorção. Ocorrem em sistemas não porosos ou com poros no intervalo de mesoporos ou macroporos (diâmetro superior a 50 nm). O ponto de inflexão ou “joelho” destas isotermas corresponde à ocorrência da formação da primeira camada adsorvida que recobre toda a superfície do material. Uma inclinação acentuada, neste tipo de isoterma, para pequenos valores da relação entre a pressão de vapor adsorvido e a pressão de saturação indica a presença de microporos associados com mesoporos. Isotermas do tipo III e V são raras e ocorrem quando o calor de adsorção entre adsorbato e adsorvente é menor do que o calor de liquefação. Desse modo, as moléculas do gás adsorvido têm maior afinidade umas com as outras do que com a superfície do sólido, prejudicando a análise da área de superfície e da porosidade.

2.5. CALOR DE ADSORÇÃO

A adsorção é um fenômeno físico espontâneo que ocorre com a diminuição da energia livre superficial (ΔG). Como a molécula adsorvida possui menor liberdade rotacional que a molécula na fase fluida, a variação de entropia na adsorção (ΔS) é necessariamente negativa. Pela Equação 2.1, impõe-se que a variação da entalpia molar (ΔH), seja negativa, ou seja, adsorção é um processo exotérmico (LUZ, 2006).

$$\Delta H = \Delta G + T\Delta S \quad (2.1)$$

2.6. PROCESSO DE ADSORÇÃO E ATIVAÇÃO DOS DESSECANTES.

A capacidade de absorção dos dessecantes não é ilimitada, quando os poros ficam preenchidos com o adsorbato, ou seja, atinge a saturação, nenhuma molécula de gás é adicionada a matriz sólida. Este efeito se dá também em função da pressão de vapor adsorvido se igualar com a pressão do fluxo de gás na superfície do adsorvente. Normalmente um dessecante comercial, que tem afinidade com a água, retém entre 10 a 1100 % de sua massa seca em vapor de água, dependendo de seu tipo e da umidade do ambiente (HARRIMAN, 1990).

Para que o dessecante seja utilizado múltiplas vezes, é necessário remover (como neste trabalho será tratado apenas o par silicato metálico e vapor d'água, ao invés de usar o termo "gás adsorvido" será usado o termo "vapor d'água adsorvido"), o vapor d'água retido dentro da cadeia de poros. A remoção é realizada provocando um desequilíbrio nas forças de atração entre o vapor de água e o adsorvente. Uma das formas utilizadas é o aquecimento do dessecante até temperaturas predeterminadas e estas variam em função do tipo de adsorvente, tamanho de poros e energia necessária para vencer as forças de ligação moleculares estabelecidas entre o par. Estas são algumas, dentre outras variáveis que regem este fenômeno físico. O processo de aquecimento para remoção do vapor do dessecante é conhecido com reativação.

A capacidade de adsorção varia com a temperatura do leito poroso, ou seja, quanto maior a temperatura do leito menor a massa de vapor adsorvida, daí, para que o dessecante possa novamente adsorver a quantidade de vapor relacionada com sua

capacidade normal, é necessário realizar um resfriamento do mesmo. Na Figura 2.5, está representado o processo de adsorção/regeneração.

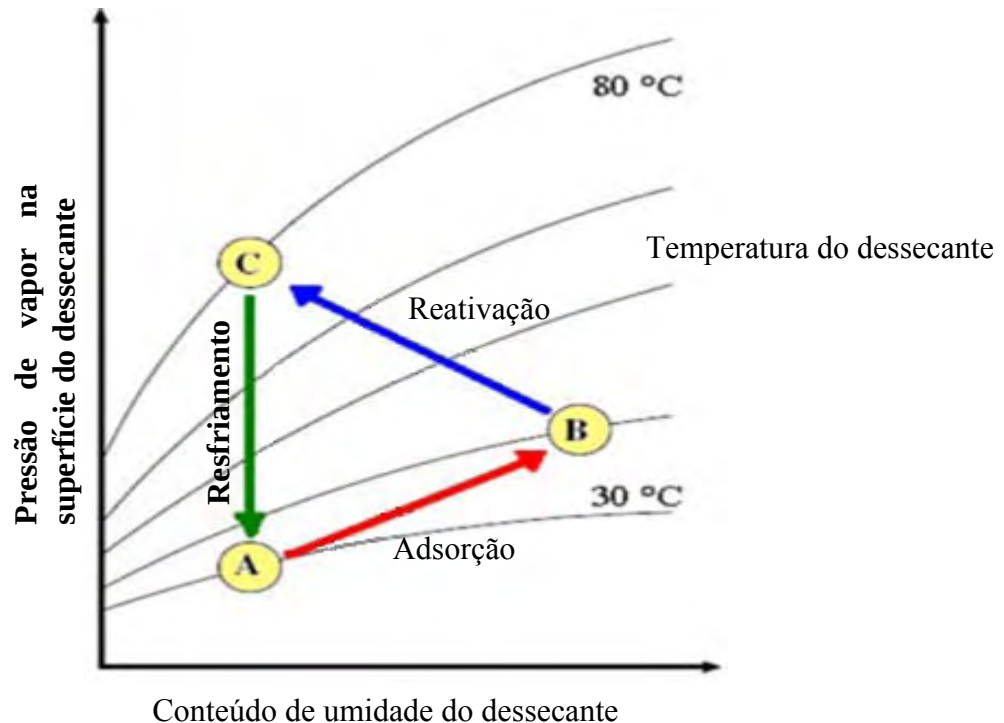


Figura 2.5. Processo de Adsorção e Reativação. (Extraído de RANDY, 2009).

No início do processo o dessecante está frio, seco e a pressão de vapor é baixa em sua superfície. No estado “A”, ele dispõe de condições para reter umidade do ar, ficando úmido e aumentando sua pressão de vapor até atingir a pressão de vapor do ar, não podendo reter mais umidade do ar, pois agora não existe diferença de pressão entre o dessecante e o vapor no ar (estado B).

A seguir o dessecante é aquecido por uma nova corrente de ar (regeneração). Tal corrente deverá ter baixo teor de umidade e estar aquecida. Ao passar no dessecante, o mesmo aquecerá e o vapor d’água que está dentro dos poros do dessecante terá sua pressão elevada, tornando-se maior do que a pressão da corrente de ar, possibilitando a liberação de vapor de água do dessecante para o ar, até equilibrar a diferença de pressão entre eles. No estado “C”, o dessecante estará seco, mas ainda quente, impossibilitando a coleta de umidade. Para restabelecer sua condição inicial de baixa pressão de vapor, o dessecante deve ser resfriado para poder novamente coletar a umidade.

Para reativação do leito de adsorvente podem ser utilizados os mais diversos tipos de fontes de calor: solar, reaproveitamento de geradores de água quente, condensadores de ciclos de refrigeração por compressão de vapor, ou a queima de um combustível. A forma mais conhecida da utilização da adsorção é a de leito fixo muito utilizado para separação de gases, onde um leito fixo adsorve um fluido que passa por entre o leito. Para a regeneração o leito é aquecido liberando a substância indesejada no processo. Normalmente se tem duas colunas de leito fixo em paralelo, quando uma está adsorvendo a outra está realizando a regeneração e vice-versa.

Existem também equipamentos como os rotores dessecantes os quais um cilindro contendo material adsorvente gira em torno do seu centro. Este tipo de equipamento foi utilizado neste trabalho, suas características e detalhes do seu funcionamento serão apresentados em capítulos posteriores.

CAPÍTULO III

APARATO EXPERIMENTAL

3.1. INTRODUÇÃO

O objetivo de uma montagem experimental é comprovar uma teoria acerca de um fenômeno e/ou observar algo que não possui teoria concreta sobre o seu comportamento em determinadas circunstâncias, composições químicas, imposições físicas, condição de aplicação de forças, dentre inúmeras outras variáveis que regem os fenômenos naturais e/ou aqueles modificados pelo homem. O que está sendo testado aqui é a comprovação dos conhecimentos acerca de um sistema de condicionamento de ar não convencional utilizando rotores dessecantes e resfriadores evaporativos.

A funcionalidade de um sistema de condicionamento de ar por resfriamento evaporativo sem a utilização de qualquer equipamento adicional na montagem é completamente elucidada e em situações que se assemelhem as de clima quente e seco sua eficácia é indiscutível. No entanto, quando as condições do ambiente externo e do ambiente que será condicionado por este tipo de sistema não estão propícias ao favorecimento de sua aplicação, dificultam a sua viabilidade tanto sob o aspecto técnico quanto do econômico e o seu estudo se faz necessário.

É possível viabilizar o emprego do sistema de condicionamento de ar usando resfriamento evaporativo sob o aspecto técnico em condições desfavoráveis de temperatura e umidade. Para isso, um sistema de desumidificação do ar externo deve ser acoplado ao resfriador evaporativo provendo as condições adequadas ao seu funcionamento. Aqui, analisando as condições climáticas da região litoral da Paraíba, é proposto um sistema com

dois rotores dessecantes interligados a dois rotores sensíveis e a um resfriador evaporativo principal. Para realizar a reativação do dessecante nos rotores, são utilizados dois aquecedores de ar. Mais dois resfriadores evaporativos secundários são usados no resfriamento do ar dos rotores sensíveis. Alimentando água para os três resfriadores evaporativos existe uma bomba de múltiplos estágios. A movimentação do ar em cada segmento do sistema é realizada por cinco ventiladores centrífugos de potências diferentes.

Com a configuração que será detalhada ainda neste capítulo, podem ser testadas diversas condições de trabalho para o sistema e para as propriedades do ar. Por exemplo, o sistema pode ser colocado em funcionamento trabalhando em configuração simples com um rotor dessecante e um sensível, não importando a posição do mesmo, ou seja, tanto pode ser acionado o primeiro ou o segundo rotor de forma independente ou os dois ao mesmo tempo. Com isso, o modelo matemático usado nas simulações do trabalho de MEDEIROS (2007) pode ser testado, para verificar a resposta do mesmo à situação real, ou seja, validar o código computacional desenvolvido na simulação. O objetivo deste procedimento é construir uma ferramenta que possa no futuro substituir o protótipo e/ou diminuir o número de experimentos que são realizados.

3.2. DESCRIÇÃO DA MONTAGEM EXPERIMENTAL

O protótipo está montado em uma área de aproximadamente 60 m² no Laboratório de Energia Solar da UFPB em João Pessoa. Dadas às dimensões e disposição das instalações físicas do prédio onde o experimento foi montado, este teve que ser alocado conforme o que é visualizado na Figura 3.1.

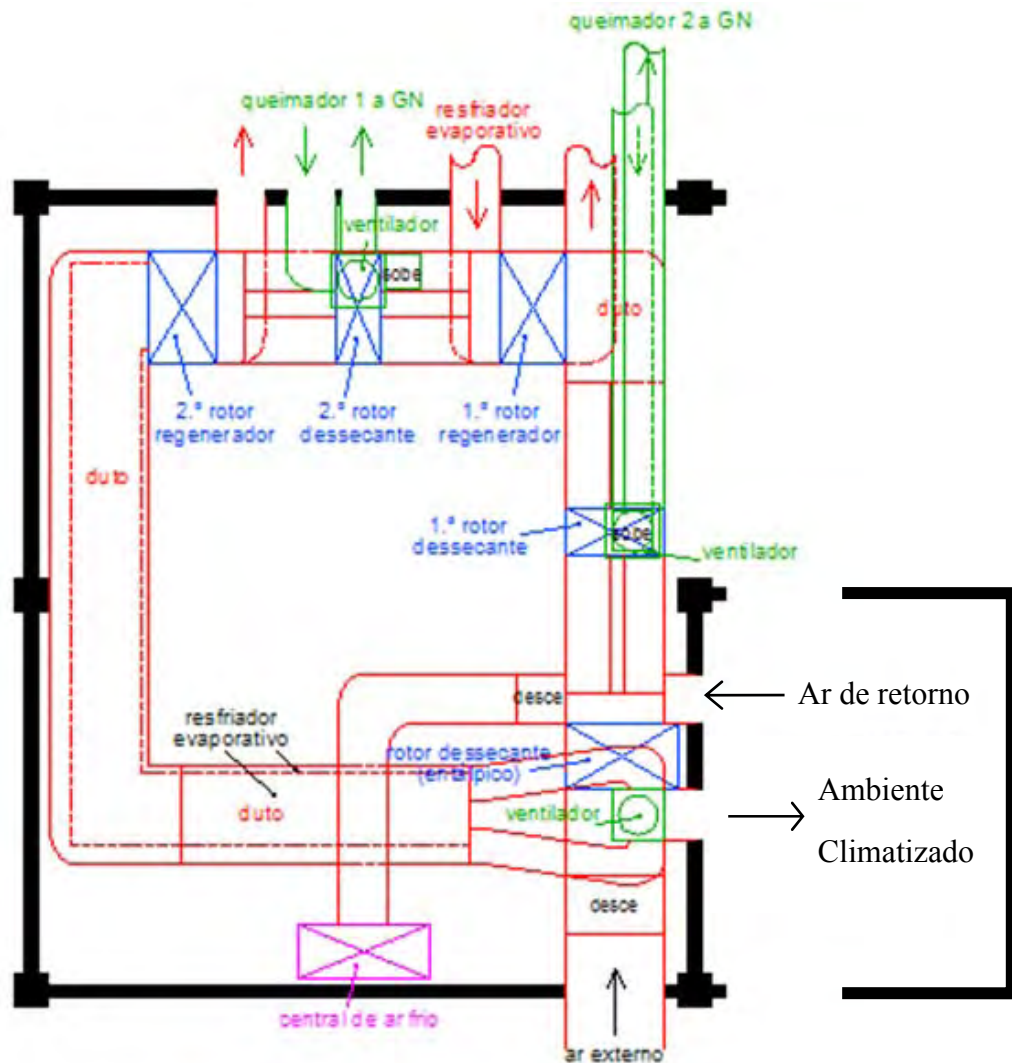


Figura 3.1. Disposição física do protótipo.

O desenho esquemático do equipamento completo e que servirá de base para a explicação do seu funcionamento é apresentado na Figura 3.2.

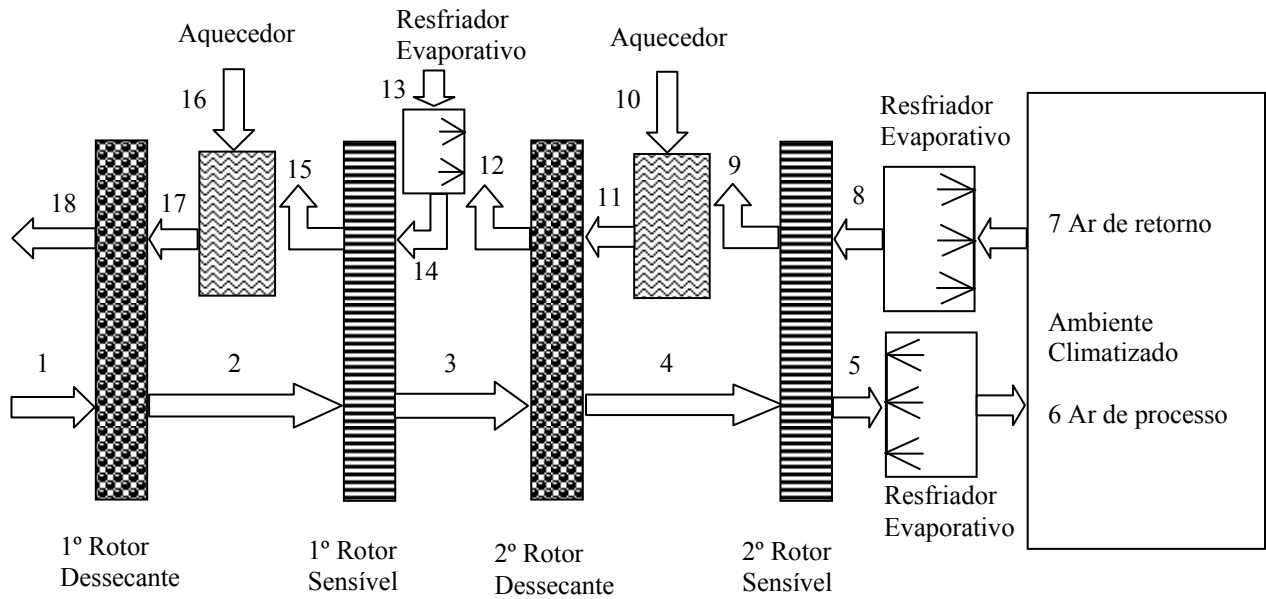


Figura 3.2. Montagem experimental

A explicação de todo o processo até que seja obtida a potência frigorífica e os processos auxiliares para que isso aconteça encontra-se a seguir: Na entrada do sistema (1) o ar é succionado diretamente da atmosfera para o 1º rotor dessecante. Ao passar por este (2) terá sua razão de umidade reduzida e sua temperatura elevada em um processo de aquecimento desumidificante à entalpia constante. Logo em seguida é conduzido ao 1º rotor sensível, e ao ultrapassá-lo (3) realiza uma troca de calor liberando grande parte do calor absorvido no processo de sorção. Dado às condições de alta umidade em João Pessoa, este ar mesmo desumidificado ainda não possui as propriedades para provocar o efeito de refrigeração que atinjam as condições de conforto térmico. Logo, este ar será forçado a passar no 2º rotor dessecante (4) onde novamente, devido ao processo de adsorção, terá sua umidade reduzida ainda mais, e deve obter condições suficientes para provocar conforto térmico, quanto a este aspecto. Mas, apesar de baixa razão de umidade, a temperatura do ar neste ponto é elevada devendo ser forçado a passar pelo 2º rotor sensível (5), ponto onde terá baixa razão de umidade e temperatura próxima à temperatura do ar de retorno do ambiente climatizado. Ao entrar no resfriador evaporativo, o ar receberá água pulverizada através de vários bicos e como esta se encontra próxima à condição de evaporação, absorverá calor latente e mudará de fase, provocando a diminuição da temperatura do ar, em um processo à entalpia constante, pois, o resfriador evaporativo é isolado do meio externo e pode ser considerado como adiabático. Ao passar pelo resfriador evaporativo (6) o ar de processo deve ter temperatura baixa e razão de umidade abaixo da umidade do

ambiente climatizado. No ambiente condicionado devem ser realizadas trocas de calor e massa, devido às infiltrações externas para o ambiente, aos efeitos da circulação de pessoas no mesmo e da carga térmica instalada. Em (7) deve-se ter o ar, agora chamado de ar de retorno, com temperatura mais baixa e razão de umidade menor que a do ambiente externo. Este ao passar por um resfriador evaporativo secundário (8), onde água pode ser pulverizada por vários bicos, tem sua temperatura reduzida para melhorar a troca de calor no 2º rotor sensível e logo em seguida é lançado na atmosfera (9) por meio de um ventilador. Para regeneração do 2º rotor dessecante, em (10), ar é captado da atmosfera para o aquecedor do 2º rotor dessecante, é aquecido por meio da queima direta de Gás Natural Veicular (GNV), em (11) a uma mistura de gases com baixa umidade relativa e alta temperatura fruto das trocas de calor e massa dentro do aquecedor. Na saída do 2º rotor dessecante (12) o ar terá as seguintes condições, razão de umidade alta e temperatura acima da temperatura do ambiente externo e assim, é lançado na atmosfera por meio de um ventilador. Para realizar a troca de calor no 1º rotor sensível, ar da atmosfera é captado (13), e nele pode-se pulverizar ou não (condição que depende do estado de saturação do ar), água em um resfriador evaporativo secundário, afim de, promover um pequeno abaixamento em sua temperatura (14) de forma a melhorar a troca de calor neste rotor. Ao chegar em (15) o ar de resfriamento terá temperatura superior à temperatura do ambiente externo que é fruto da troca de calor entre o ar de processo que saiu do primeiro estágio da sorção e este que agora é lançado na atmosfera por meio de um ventilador. Para a entrada do 1º estágio de dessorção (16), o ar da atmosfera é admitido e aquecido no 1º queimador, tem sua temperatura elevada e sua umidade relativa reduzida (17). Passando pelo 1º rotor dessecante e realizando as trocas de calor e massa inerentes ao processo de dessorção, sairá (18) com alta razão de umidade e temperatura maior que a do ambiente externo e será lançado na atmosfera por um ventilador.

Toda a aparente complicação para obter o efeito de refrigeração neste sistema é recompensada pelas vantagens que o mesmo oferece em comparação com os outros processos de refrigeração, que são:

- Todo o ar é renovado constantemente, ou seja, a concentração de CO₂ e outros compostos gasosos comuns em ambientes climatizados são inexistentes.
- São controladas umidade e temperatura, as duas variáveis principais relacionadas ao processo de conforto térmico.

- Não são utilizados fluidos que degradam a camada de ozônio, visto que, o único fluido refrigerante usado é a água.
- O efeito estufa provocado pela queima do GNV, pode ser reduzido quando este sistema é usado em consórcio com o aproveitamento de outras fontes de calor, tais com a solar. Na Figura 3.3 está exposto o coletor solar que pode ser usado na montagem, aquecendo ar e fornecendo-o para a entrada do primeiro queimador. AHMED *et al* (2005), montaram um experimento realizando a regeneração de rotor dessecante usando um painel solar e temperaturas inferiores a 80 °C, mas apenas com a finalidade de verificar o desempenho do rotor. Já KODAMA *et al* (2005), realizaram testes com montagem experimental usando para regeneração do rotor, o ar aquecido por água proveniente de painéis solares, concluindo que o COP decresce com a necessidade de temperaturas de regeneração maiores que 50 °C.
- Atende à Norma 62-89 ASHRAE.
- O percentual de dutos molhados é mínimo, já que o resfriador evaporativo é colocado no final do sistema, diminuindo substancialmente a proliferação de fungos e bactérias.
- Minimiza a manutenção das instalações ocasionada pelos níveis altos de umidade e concentração de gases, diminuindo a corrosão, o mofo e a substituição de cortinas e carpetes (MEDEIROS, 2007).
- Pelos níveis controlados de umidade, favorece ao aumento da vida útil dos equipamentos elétrico-eletrônicos.



Figura 3.3. Coletor solar.

3.3. CARACTERÍSTICAS DOS EQUIPAMENTOS UTILIZADOS NO EXPERIMENTO

Os equipamentos utilizados neste sistema têm origem das mais variadas; uns foram adquiridos no exterior do Brasil, alguns comprados em João Pessoa e outros fabricados no LES, tendo as seguintes características:

3.3.1 Rotores dessecantes

Rotores dessecantes são equipamentos que contém cerca de 80 % (manual do fabricante, DRI) de material dessecante sólido microporoso obtido por um processo químico desenvolvido em condições controladas e um substrato que pode ser metálico ou de um composto inorgânico. Na Figura 3.4 pode ser observada a forma como o material dessecante é adicionado ao substrato.

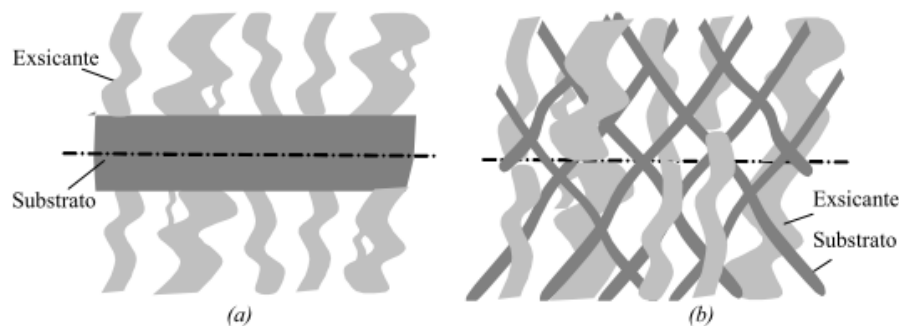


Figura 3.4. Disposições do dessecante e substrato, fonte RUIVO (2005).

Inicialmente o dessecante do rotor era composto de papel asbesto impregnado com cloreto de Lítio (LiCl). Porém, devido às propriedades absorptivas deste material, a vida útil dos rotores era curta. Posteriormente, o papel asbesto foi substituído por papel “Kraft”, mas continuando com o Cloreto de Lítio devido à sua facilidade de impregnação. Um apanhado cronológico sobre o desenvolvimento dos rotores pode ser encontrado no trabalho de JEONG e MUMMA (2005).

O material dessecante é disposto em uma rede de minúsculos canais paralelos ao eixo do rotor, por onde passam os fluxos de ar de processo e regeneração nas seções de adsorção ou reativação. Estes rotores são normalmente utilizados para desumidificação de ar. Possuem duas regiões distintas: uma para o processo de adsorção da umidade do ar de

processo e outra para a regeneração ou reativação do adsorvente. A relação entre as áreas das seções circulares de regeneração e adsorção pode ser de 1:1, o que se chama de fluxo balanceado, de 1:3 (a área de regeneração é um terço da área de adsorção), neste caso chamado de rotor de fluxo desbalanceado ou de 2:1:1, que possui uma seção de purga, como relatado no capítulo I deste trabalho. Na Figura 3.5, pode ser vista a imagem de um rotor com divisão de seções de 3:1.

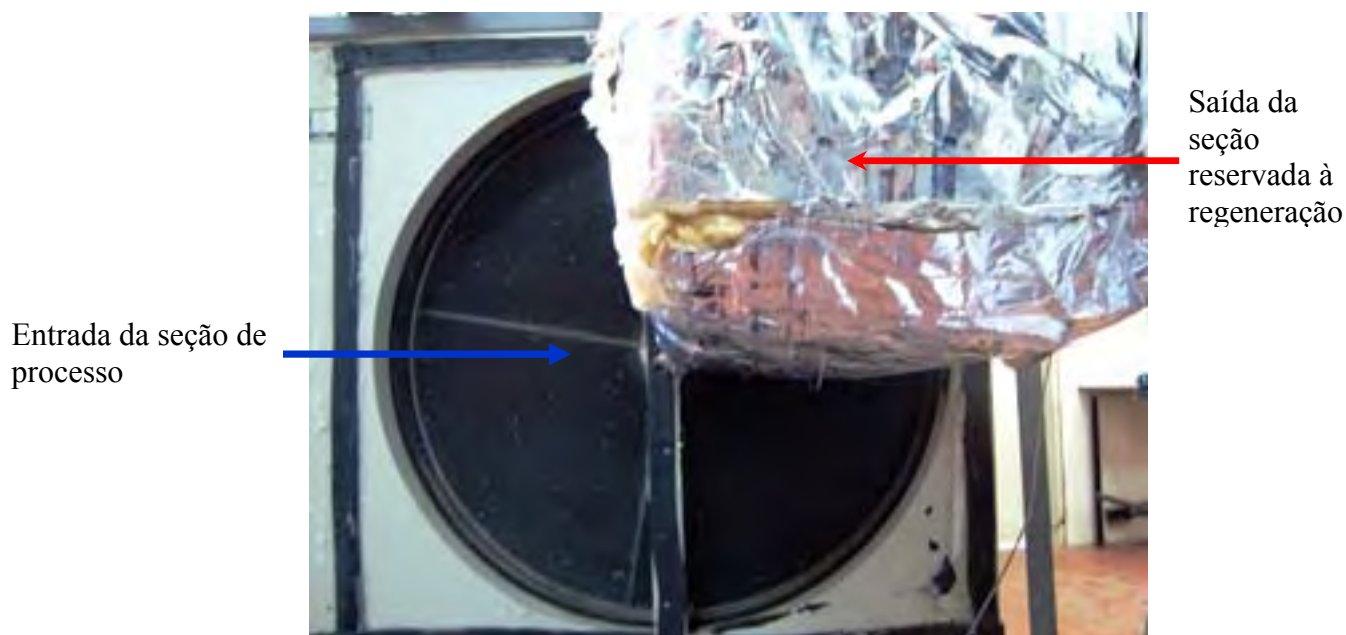


Figura 3.5. Rotor de 3:1.

O formato dos canais dos rotores pode variar de configuração seguindo um padrão em triangular, sinusoidal ou de colmeia, conforme ilustrado na Figura 3.6.

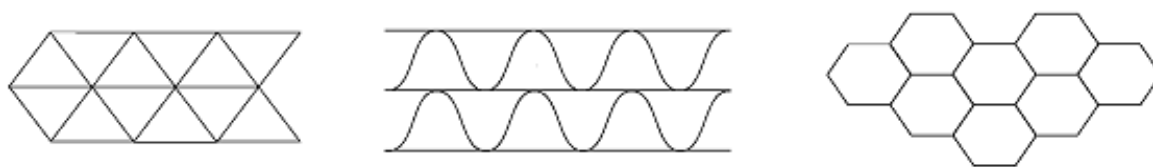


Figura 3.6. Perfis dos canais.

Já na Figura 3.7, pode ser visto em detalhes o perfil dos canais existentes nos rotores utilizados no presente trabalho.



Figura 3.7. Perfil dos canais do rotor dessecante usado neste trabalho.

O funcionamento do rotor segue a seguinte dinâmica: o rotor gira em baixa rotação, de 10 a 30 rph; o giro faz com que as seções continuamente mudem de posição. Se acompanharmos um ponto fixo na face do rotor, este variará sua posição entre processo e reativação a cada volta do rotor. Os fluxos de processo e regeneração funcionam em contra corrente, na entrada seção de processo o ar encontra-se a temperatura e umidade ambiente. Após passar pelo rotor, devido ao processo de adsorção e pela temperatura da matriz dessecante estar mais alta em função do aquecimento da regeneração, este ar sai do rotor quente e seco.

Para a reativação da matriz dessecante, o fluxo de ar que foi aquecido por algum meio, entra na seção de regeneração a uma alta temperatura e com umidade relativa baixa (se este for captado diretamente da atmosfera). As diferenças entre as propriedades do fluxo de ar de reativação e da matriz dessecante são suficientes para promover as alterações nas condições físicas de estabilidade entre eles, daí, o ar sai desta seção com temperatura mais baixa e umidade mais alta, pois remove umidade da matriz dessecante, deixando-a pronta para adsorver umidade do ar de processo novamente.

A desumidificação do ar para climatização usando rotores dessecantes é particularmente indicada quando:

- A carga de calor latente é grande comparada com a carga de calor sensível;
- O produto ou o processo requer baixos níveis de umidade;

➤ O custo da energia de reativação do dessecante é menor que o custo da energia de outros meios de desumidificação.

As características e os dados referentes aos rotores dessecantes usados neste trabalho estão apresentados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1. Características do rotor dessecante.

Item	Componente/característica	Descrição
01	Dessecante predominante	Metal Silicato ativo
02	Substrato	Fibra inorgânica
03	Densidade (kg/m ³)	270-300
04	Espessura da parede do substrato (mm)	0,22
05	Resistência à compressão (MPa)	≥ 0,2
Item	Componente/característica	Descrição
06	Superfície específica do substrato (m ² /m ³)	2600
07	Superfície específica dos microporos (m ² /g)	600
08	Temperatura recomendada para a reativação	140 °C
09	Quantidade de dessecante	≥ 80 %
10	Substrato mais superfície endurecida	≤ 20 %
11	Líquidos orgânicos	≤ 1,5 %
12	Diâmetro (mm)	550
13	Largura (mm)	200
14	Área de reativação/área de adsorção	1:3
15	Rotação do rotor (RPH)	24
16	Faixa de operação	0-100 % UR
17	Tração	Por corrente
18	Motor (monofásico, ca)	120 V/ 90 W
19	Redução do motor RPM / RPM	1700/200
20	Frequência do motor (Hz)	60
20	Selo de vedação	Borracha
21	Altura dos canais (mm)	1,8
22	Passo dos Canais (mm)	3,5
23	Fabricante	ARCTIC INDIA ENGG

Fonte manual do fabricante

Na Figura 3.8 pode ser visto o sistema de tração do rotor dessecante.



Figura 3.8. Sistema de tração do rotor dessecante

3.3.2. Trocador de calor sensível ou rotor sensível

O sistema de condicionamento de ar utilizando rotores dessecantes deve obrigatoriamente conter um trocador de calor após um rotor dessecante, já que o calor liberado na seção de regeneração inviabiliza a utilização do ar sem que seja promovida uma diminuição de sua temperatura antes de entrar no resfriador evaporativo. Tendo em vista que o calor deve ser trocado por um fluido na fase gasosa no caso o ar, e como a área de troca é grande para atender esta característica, a opção de trocador que melhor se adapta a esta condição é o trocador de calor dinâmico. Este equipamento possui movimento rotativo, enquanto a maiorias dos trocadores de calor são estáticos, e apenas um ou mais fluidos envolvidos na troca de calor é quem se movimentam. Sua configuração é bem semelhante aos rotores dessecantes só que ao invés de canais impregnadas com material dessecante, existe apenas o material que promoverá a transferência de calor. Geralmente é fabricado para fluxos de processo e de resfriamento balanceados (ou também chamados de

1:1), da área da seção transversal do rotor. Assim o ar de processo atravessa a seção superior, enquanto que o ar de resfriamento atravessa a seção inferior. O princípio de funcionamento é semelhante à de um capacitor usado em eletricidade que acumula energia elétrica em um período de tempo para liberá-la em outro, ou seja, o fluxo de ar de processo aquecido rejeita calor para o material dos canais do trocador, que aumenta sua energia interna. Quando o rotor gira e continuamente os canais que estavam na seção de processos entram na seção de resfriamento cedem calor para o fluxo de ar de resfriamento, diminuindo sua temperatura, desta forma, o rotor sensível transfere calor do fluxo de ar de processo para o fluxo de ar de resfriamento.

O rotor sensível pode ser observado na Figura 3.9 e as seções por onde passam o ar de processo e o de resfriamento estão evidenciadas. Na parte superior passa o ar de processo e na inferior o ar de resfriamento, sempre em contra corrente. Entre a seção de processo e resfriamento existe uma vedação, que serve para evitar o vazamento de ar entre as duas seções. Contornando o perímetro do rotor também existe uma vedação que serve para reduzir as infiltrações do ar atmosférico para o ar de processo.

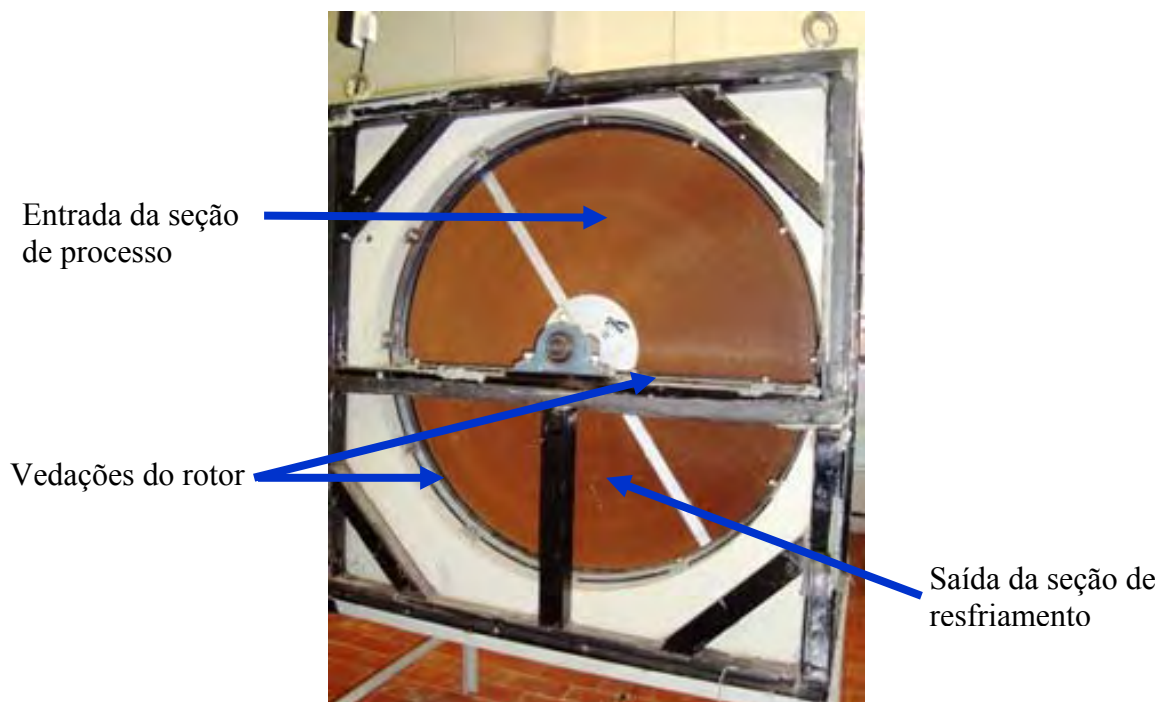


Figura 3.9. Rotor sensível.

Os dois rotores sensíveis usados neste trabalho têm as mesmas características e dados dimensionais que estão apresentadas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2. Características dos rotores sensíveis.

Item	Componente/característica	Descrição
01	Material	Cobre
02	Selo de vedação	Borracha
03	Área de processo/área de resfriamento	1:1
04	Purga	Sim
05	Diâmetro (mm)	700
06	Espessura (mm)	270
07	Motor (monofásico, CA)	230 V / 90 W
08	Tração	Por correia
Item	Componente/característica	Descrição
09	Rotação do motor (RPM)	1300
10	Rotação do rotor (RPM)	25
11	Frequência do motor (Hz)	50
12	Fabricante	ARCTIC INDIA ENGG

3.3.3. Resfriador evaporativo

Resfriamento evaporativo é o nome dado ao fenômeno que ocorre quando o ar com razão de umidade inferior à umidade de saturação absorve vapor d'água de algum meio que o circunda. A água na fase líquida para evaporar absorve calor do ar realizando assim a diminuição da temperatura deste. O equipamento que promove e/ou facilita o fornecimento de vapor d'água para o ar é chamado de resfriador evaporativo. O resfriador evaporativo usado neste trabalho é do tipo que fornece água ao ar por borrifamento a alta pressão.

O resfriador evaporativo principal usado no protótipo foi confeccionado em chapa de aço galvanizado com dimensões de 1500 x 800 x 500 mm, isolado externamente. Tem internamente um separador de gotas com mesma área da seção transversal do resfriador

evaporativo e está localizado na saída do ar que vai para o ambiente climatizado. A pulverização da água é realizada através de oito bicos pulverizadores com diâmetro dos furos de 0,12 mm, quatro dos bicos estão montados no mesmo sentido do fluxo de ar e quatro em contra corrente. Na saída da bomba existe um regulador de pressão que é conectado aos manômetros e estes aos bicos por meio de mangueiras que suportam alta pressão. Para medir a temperatura no interior do resfriador evaporativo existe um termômetro de cinco sensores (Penta), fixados e localizados ao longo do comprimento do equipamento. Um dreno na parte inferior do resfriador evaporativo leva a água excedente de volta ao reservatório da bomba. Toda a fabricação e montagem do resfriador e seus componentes foi realizada no LES. A Figura 3.10 ilustra o resfriador evaporativo e a Figura 3.11 ilustra o bico pulverizador desmontado e sua conexão.



Sentido do
fluxo do ar
de processo

Figura 3.10. Resfriador evaporativo.



Figura 3.11. Bico pulverizador.

O resfriador evaporativo secundário, localizado na saída do ambiente climatizado, possui quatro bicos pulverizadores e não tem separador de gotas, já que a quantidade de água fornecida ao ar de retorno é bem menor do que a fornecida no resfriador evaporativo principal e a sua distância para o segundo trocador de calor é grande em função da instalação física do laboratório.

No resfriador evaporativo do primeiro trocador de calor apenas um bico pulverizador está instalado e não existe separador de gotas.

3.3.4 Bomba d'água

Em função dos furos dos pulverizadores serem de diâmetro reduzido e provocarem uma queda de pressão muito alta, na água de alimentação do resfriador evaporativo, facilitando a evaporação e melhorando a eficiência do sistema, uma unidade de bombeamento de alta pressão é requerida. O sistema de bombeamento conta com um conduto de recirculação que devolve ao reservatório o excesso de água não pulverizado nos bicos. As características do sistema de bombeamento estão relacionadas na Tabela 3.3 a seguir:

Tabela 3.3. Características do sistema de bombeamento.

Item	Componente/característica	Descrição
01	Motor (monofásico)	230 V / 2 CV
02	Pressão máxima de trabalho (PSI)	800
03	Corrente (A)	7,5
04	Vazão máxima (l/mim)	7
05	Frequência (Hz)	60
06	Filtro	Polipropileno
07	Estágio de bombeamento	3
08	Manômetro escala (PSI)	0-1500
09	Reservatório de água (l)	28
10	Fabricante	UMICONTROL

Na Figura 3.12, pode ser visto o sistema de bombeamento.

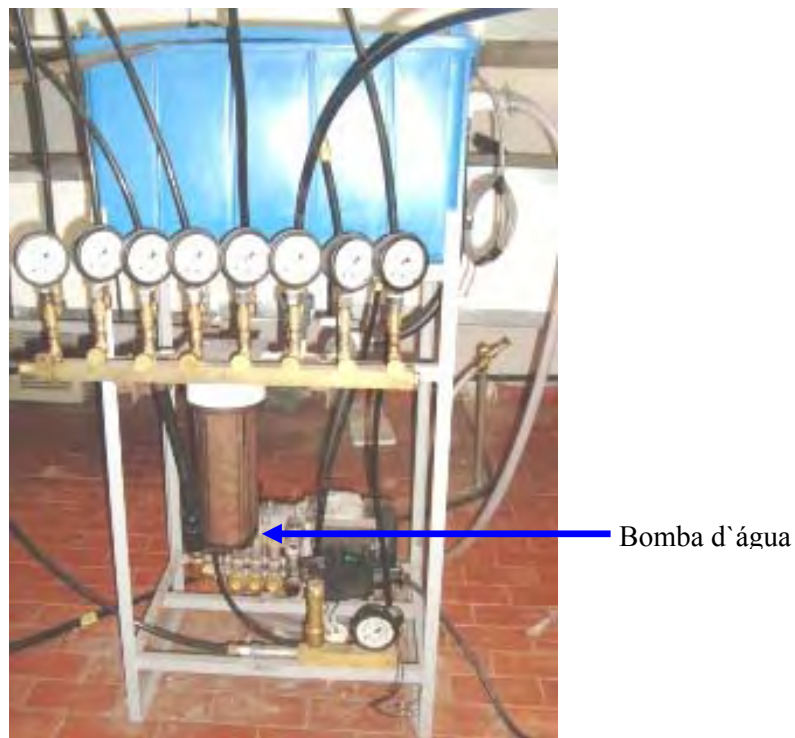


Figura 3.12. Sistema de bombeamento.

3.3.5. Aquecedores e acessórios

Equipamento utilizado para liberação de calor proveniente de uma fonte qualquer ao que se deseja aquecer. Neste trabalho foi usado um aquecedor tipo forno isolado internamente com tijolos refratários, envolvidos externamente por chapa de aço. Em seu interior é realizado o aquecimento do ar envolvido no processo de regeneração da matriz porosa dos rotores dessecantes. A fonte de calor é a queima de gás natural.

O experimento foi montado para que se possa operar em várias configurações, ou seja, apenas desumidificar o ar de processo, aquecer e refrigerar, funcionando com um ou dois rotores dessecantes. As condições climáticas do ambiente externo e do ambiente a ser climatizado é o que determina qual configuração deve ser utilizada para atingir o conforto térmico. Para atender à condição de trabalho desejada existem dois aquecedores idênticos que realizam a regeneração de cada um dos rotores dessecantes separadamente. Estes são constituídos de uma estrutura em chapa de aço galvanizado com dimensões de 740 x 50 x

50 mm, revestidos internamente com tijolos refratários e argamassa de composição (cimento *portlad*, areia, barro e açúcar), adaptada para suportar as temperaturas internas do aquecedor. Um filtro está fixado na entrada do ar, impedindo a passagem de partículas que possam obstruir os canais do rotor dessecante. Os queimadores são do tipo tocha de queima atmosférica e regulagem de vazão manual. A potência máxima que estes queimadores podem desprender não está especificada, mas em testes realizados ficou comprovado que superaram em muitas vezes a potência mínima necessária para o funcionamento deste experimento. A princípio pelos cálculos baseados na necessidade de aquecimento do fluxo de ar de regeneração, o queimador deveria liberar uma quantidade de calor de 25 kW. A fabricação, as adaptações e a montagem destes aquecedores foram realizadas no LES. Na Figura 3.13 podem ser vistos os dois aquecedores.



Figura 3.13. Aquecedores.

Para fornecer combustível aos queimadores são utilizados três cilindros com capacidade total de armazenamento de 75 m³ de GNV, fixados na estrutura de um reboque automotivo, este arranjo pode ser observado na Figura 3.14. A pressão máxima de armazenamento do GNV é de 200 bar, e para reduzi-la até a pressão de queima, uma válvula redutora de pressão automotiva foi adaptada ao sistema, Figura 3.15. A liberação do gás pela válvula redutora de pressão é realizada quando uma válvula solenóide é

alimentada com uma tensão de 12 V e para alimenta-la uma fonte de tensão DC foi fabricada, Figura 3.16.



Figura 3.14. Reboque com cilindros.



Figura 3.15. Válvula redutora de pressão.



Figura 3.16. Fonte de 12 V.

3.3.6 Ventiladores

A circulação de ar em todas as seções dos rotores é realizada por ventiladores centrífugos. O ventilador principal, que movimenta o ar de processo, tem dupla aspiração e é acionado por um motor trifásico de 2 cv, controlado por um inversor de frequência WEG, modelo CFW 06. A montagem destes pode ser observada na Figura 3.17.



Figura 3.17. Ventilador principal e inversor de frequência.

No primeiro rotor dessecante, na seção de reativação, o ventilador que succiona o ar do primeiro aquecedor é de sucção simples e é movimentado por um motor trifásico de 0,33 cv.

No segundo rotor dessecante, na seção de regeneração, também é utilizado um ventilador com motor trifásico de 1,5 cv.

Nas seções do lado de resfriamento dos rotores sensíveis são utilizados motores trifásicos de 1,5 e 2,0 cv, para o primeiro e para o segundo respectivamente.

3.4. INSTRUMENTOS E DISPOSITIVOS DE MEDIÇÃO

O experimento funciona por meio da movimentação de fluxos de ar que percorrem diferentes segmentos dos diferentes componentes ao mesmo tempo. Os fluxos de ar têm suas propriedades variando a cada ponto do protótipo por onde estes passam. Para controlar e medir as variações destas propriedades vários instrumentos são utilizados. Às especificidades de todos os instrumentos serão relacionadas a seguir.

3.4.1. Higrômetros

No fluxo de ar de processo as temperaturas variam entre a temperatura ambiente até próximas a 80°C, na saída do rotor dessecante. Um higrômetro com capacidade de medição a temperaturas de até 200 °C foi adquirido, para que as propriedades do ar pudessem ser obtidas. As características destes instrumentos estão relacionadas na Tabela 3.4: Higrômetro modelo HygroPalm1 do fabricante Rotronic, que pode ser visto na Figura 3.18, juntamente com a sua sonda.

Tabela 3.4. Características do Higrômetro HygroPalm1.

Item	Característica	Descrição
01	Faixa de leitura da sonda (°C)	-50 a 200
02	Limites de operação (umidade relativa)	0 a 99 %
03	Precisão a 23 °C	$\pm 1,5 \%$ UR $\pm 0,3 \text{ k}$
04	Reprodutibilidade	$<0,5 \%$ UR, 0,1 °C
05	Faixa de operação do instrumento	-10 a 50 °C
06	Resolução no <i>display</i>	0,1 % UR, 0,1 °C
07	Tensão da bateria	9 V

Fonte http://www.bis.fm/products/Rotronic_Hygropalm_1_2_3.asp.

Quando o sistema é colocado em funcionamento, as medições de temperatura de bulbo seco e umidade relativa são obtidas por dois higrômetros desta marca com as mesmas características.



Figura 3.18. Higrômetro Hygropalm1.

Outro termohigrômetro da marca Minipa, modelo MTH-1380, que também pode ser usado nas medições onde as temperaturas não ultrapassam os 50 °C tem suas características relacionadas na Tabela 3.5. O fabricante recomenda que: para temperatura ambiente de 0 °C ~ 18 °C e 28 °C ~ 50 °C adicionar a seguinte tolerância de 0.01 % + 0.03 °C / 0.01 % + 0.06 °F na especificação da precisão. O higrômetro pode ser visto na Figura 3.19.

Tabela 3.5. Higrômetro Minipa.

Item	Característica	Descrição
01	Faixa de leitura T1 (°C)	-20 a 60
02	Faixa de leitura T2 (°C)	-200 a 1370
03	Precisão T1	± 0,7 °C, ±1,4 °F
04	Resolução T1	0,1 °C, 0,1 °F
05	Altitude	Até 2000 m
06	Ambiente para operação	0 a 50 °C, UR < 90 %
07	Faixa de umidade (%)	0 a 100
08	Precisão % UR	± 2,5 para 25 °C
09	Resolução % UR	0,1
10	Tensão de alimentação	9v

Fonte: <http://www.minipa.com.br/produtos/DetailsProduct.aspx?id=138>



Figura 3.19. Higrômetro Minipa.

3.4.2. Anemômetro

As vazões de ar de processo, de retorno, de resfriamento e de regeneração são estabelecidas de acordo com as vazões de referência estabelecidas no manual do fabricante dos rotores dessecantes. A determinação das vazões consiste da medição da velocidade do ar em cada trecho, multiplicada pela área de secção transversal do duto, cujos procedimentos mais detalhados serão explicitados em capítulo posterior. Na medição das velocidades é utilizado um instrumento baseado no método do fio quente da marca OHM modelo HD 2103.2. Suas especificações estão relacionadas na Tabela 3.6 e a imagem do instrumento pode ser vista na Figura 3.20.

Tabela 3.6. Características do anemômetro de fio quente.

Item	Característica	Descrição
01	Temperatura de funcionamento °C	-5 a 50
02	Umidade de funcionamento (sem condensação), % UR	0 a 90
03	Sonda AP471 S3 (tipo de sensor)	Termistor NTC
04	Faixa de velocidade m/s	0 a 40
05	Faixa de temperatura °C	-30 a 110
06	Resolução da velocidade m/s	0,01
07	Resolução da temperatura °C	0,1
08	Precisão da velocidade m/s	± 0,05 (0 a 0,99) ±0,2 (1,0 a 9,99) ±0,6 (10 a 40)
09	Precisão da temperatura °C	±0,4 °C (-30 a 110)
10	Seção do tubo para cálculo da taxa de fluxo	0,0001 a 1,9999 m ²
11	Tensão de alimentação CC	9 V

Fonte: Manual do fabricante.



Figura 3.20. Anemômetro de fio quente.

3.4.3 Termômetros

Na montagem experimental, cada seção (regeneração, resfriamento ou processo), têm suas faixas de temperaturas de operação, sendo assim, também são utilizados diferentes tipos de dispositivos para realizar as medições de temperaturas. A medição da temperatura interna do resfriador evaporativo é realizada com um termômetro da marca *full gauge*, modelo de cinco sensores, chamado de “penta”, que obtém as temperaturas na entrada, pontos intermediários e na saída do resfriador evaporativo. Este pode ser visualizado na Figura 3.21. As características do penta podem ser observadas na Tabela 3.7.



Figura 3.21. Penta.

Tabela 3.7. Características do Penta.

Item	Característica	Descrição
01	Faixa de temperatura	-50,0 a 105,0 °C
02	Resolução	0,1°C
03	Precisão	±0,3 % f.e

As temperaturas de operação do fluxo de ar de regeneração são de 120 ou 140 °C. Para medi-las são utilizados termopares de junção cobre e constantan, que pode ser visto na Figura 3.22. Este sensor conectado a um multímetro expressa a leitura de tensão contínua, que é convertida para valores de temperatura. A tabela de conversão de milivolt para °C encontra-se no anexo II deste trabalho.

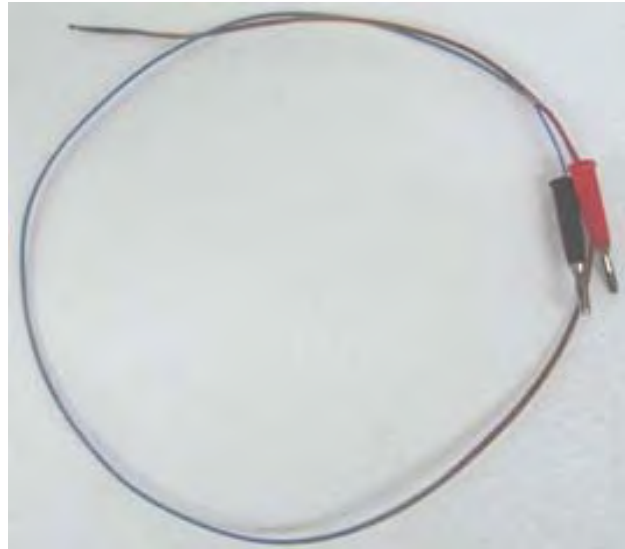


Figura 3.22. Termopar.

3.4.4 Manômetro

A equalização de pressão entre as faces de entrada e saída, tanto dos rotores dessecante como dos rotores sensíveis, se mostrou como um fator muito importante para o funcionamento do experimento. As diferenças de pressões existentes são pequenas, o que exige um instrumento de medição com precisão e sensibilidade alta. O dispositivo utilizado e que atendeu bem a estas exigências foi confeccionado com mangueira em forma de “U”, com água internamente e as leituras da diferença de pressão são obtidas em mmca e facilmente convertidas para Pascal.

Alguns outros instrumentos de medição como tacômetro e paquímetro, foram usados em medições de grandezas envolvidas no funcionamento do experimento, mas a frequência de utilização é muito baixa e não serão relacionados aqui.

3.5. PROJETO INICIAL

O projeto inicial do protótipo foi idealizado para fornecer uma carga térmica de 21 kW de efeito de refrigeração e propiciar condição de conforto térmico no ambiente climatizado. Além de prevê uma montagem que não tivesse sido realizada em outros lugares.

Após análise das cartas de desempenho dos rotores dessecantes disponibilizadas pelo fabricante DRI, chegou-se a conclusão que, para atender os requisitos do projeto operando nas condições climáticas médias da cidade de João Pessoa, o protótipo deveria ser constituído por: dois rotores dessecantes de relação entre seção de processo e de regeneração de 3:1, com diâmetro e espessura de 550 mm e 200 mm respectivamente; as vazões do ar processo e de regeneração deveriam ser de 1924 m³/h e 641 m³/h respectivamente.

A montagem do protótipo foi realizada com dois estágios de secagem em modo de ventilação. A partir das informações e dados dimensionais dos rotores dessecantes os outros componentes do protótipo foram dimensionados. O *layout* do projeto inicial é apresentado no anexo III.

3.5.1. Detalhamento do cálculo do projeto

Para o dimensionamento do sistema foram tomadas por base as informações climáticas de João Pessoa que constam na Norma NBR 6401 (1980) da ABNT, nas condições do verão. Também foram considerados os dados do manual da DRI, fabricante dos rotores, tanto para o desempenho do rotor dessecante quanto para o desempenho do rotor sensível. Os dados que constam da Norma NBR 6401 (1980) para as propriedades do ar atmosférico em João Pessoa no verão são:

Temperatura de bulbo seco = 32 °C;

Temperatura de bulbo úmido = 26 °C;

Correspondendo a uma razão de umidade = 18,79 g de vapor/kg de ar seco.

Entalpia do ar atmosférico (h_{atm}) = 100,3 kJ/kg.

As condições constantes da norma NBR 6401 para as propriedades do ar em que o conforto térmico pode ser assegurado em ambientes climatizados como residências, hotéis, escolas e escritórios são:

Temperatura de bulbo seco = 26,5 °C;

Umidade relativa = 65 %;

Correspondendo a uma razão de umidade = 14,13 g de vapor/kg de ar seco.

A partir destas informações passa-se a verificar as condições em que o sistema deveria operar para atender a potência frigorífica e as condições de conforto térmico destes ambientes. Consultando o gráfico de desempenho do rotor dessecante Figura 3.23, para a condição de entrada do ar atmosférico no verão em João Pessoa, se obtém o ar com as seguintes propriedades na saída do rotor:

Temperatura de saída do ar de processo de aproximadamente 53 °C;

Razão de umidade de 12 g de vapor/kg de ar seco.

Conforme o que está indicado em vermelho na Figura 3.23. Inicialmente, foi usada a carta do rotor dessecante para a temperatura de regeneração de 120 °C com o objetivo de verificar, se com esta temperatura as condições exigidas no projeto seriam alcançadas. Posteriormente a carta para a temperatura de regeneração de 140 °C foi usada com o mesmo propósito.

DEH ROTOR PERFORMANCE CHART (TYPE G3-MH)

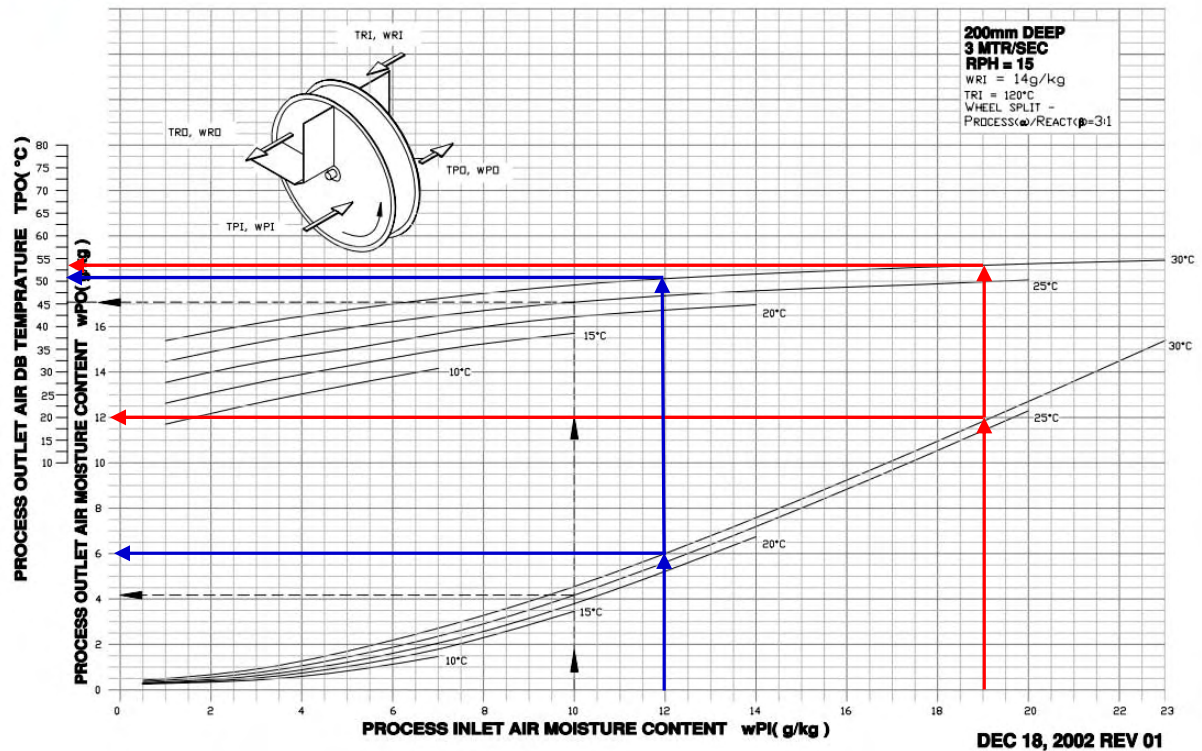


Figura 3.23. Carta de desempenho do rotor dessecante a 120 °C.

Seguindo o fluxo do ar de processo, passa-se a avaliar as condições em que o ar entra e sai do 1º rotor sensível. Os dois rotores sensíveis são de fabricação da DRI modelo HRW 700 com 700 mm de diâmetro e 270 mm de espessura. Operando com vazões de processo e resfriamento de 1924 m³/h e velocidade do ar de 3 m/s. Para efeito dos cálculos preliminares, a efetividade do rotor sensível foi determinada usando os gráficos de desempenho fornecidos pelo fabricante. A efetividade usada nos cálculos foi de 85 %, conforme o que pode ser obtido cruzando os dados do rotor, características do escoamento, com as informações disponibilizadas na Figura 3.24.

Product Selection Charts, 270mm EcoFresh™ Energy Recovery Wheels (Deluxe)

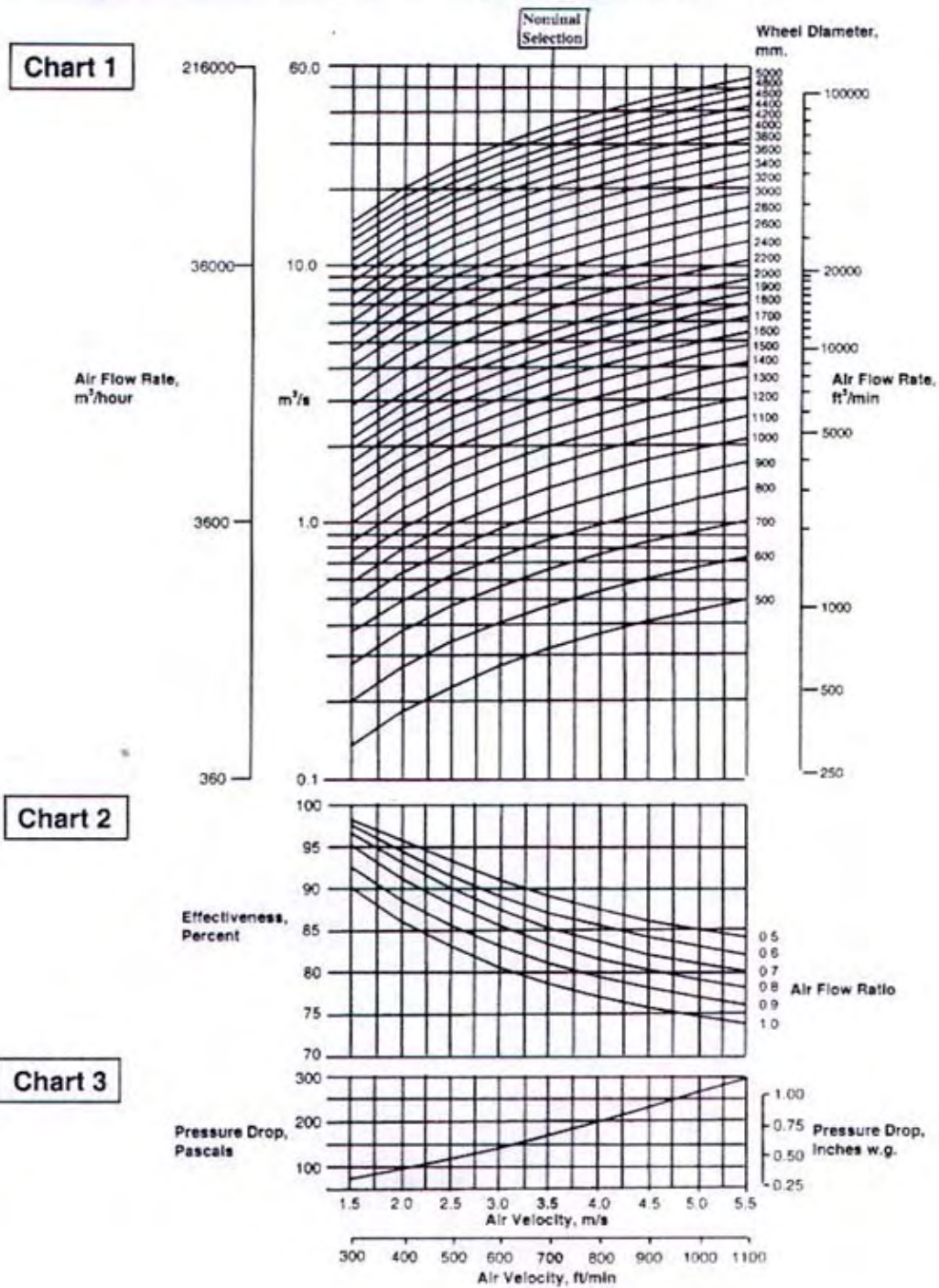


Figura 3.24. Efetividade e queda de pressão em rotores regenerativos, fonte DRI.

O método usado pelo fabricante para a determinação de efetividade do rotor sensível é o método clássico ε -NUT. Para realização dos calculo da efetividade foi usado o esquema da Figura 3.25.

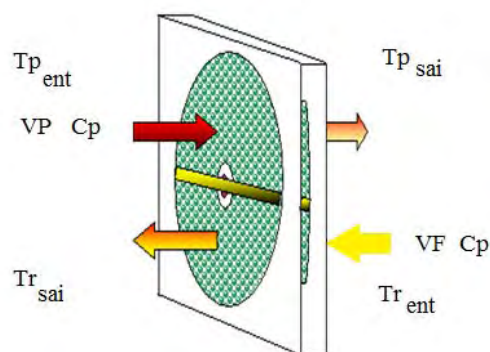


Figura 3.25. Demonstração esquemática das trocas de calor no rotor sensível.

Considerando as quantidades envolvidas no escoamento das duas correntes de ar, a efetividade pôde ser calculada pela seguinte expressão:

$$\varepsilon = (m_{ar} * C_p) (T_{p_{ent}} - T_{p_{sai}}) / (m_{ar} * C_{p_{min}}) * \Delta T_{máx} \quad (3.1)$$

Onde: ε é a efetividade, m_{ar} é a massa de ar de processo que é igual à massa de ar de resfriamento.

Usando a Equação 3.1 e considerando as propriedades de saída do ar de processo do 1º rotor dessecante que flui para a entrada do 1º rotor sensível, foram obtidas as propriedades do ar na saída deste rotor, conforme os dados da Tabela 3.8.

O ar que entra na seção de resfriamento do 1º rotor sensível é captado diretamente da atmosfera. Para os cálculos a temperatura de entrada do ar na seção de resfriamento do rotor sensível foi imposta em 31 °C, simulando uma condição normal de funcionamento no clima de João Pessoa.

Tabela 3.8 condições de saída do 1º rotor sensível.

Fluxo de ar	Vazão (m³/h)	T. entrada (°C)	T. saída (°C)
Ar de Processo	1924	53	34,3
Ar para resfriamento	1924	31	45,5

Com as mesmas propriedades de saída do 1º rotor sensível o ar de processo entra no 2º rotor dessecante, ou seja:

Temperatura de bulbo seco = 34,3 °C;

Razão de umidade de 12 g de vapor /kg de ar seco.

Com estas propriedades, deve-se voltar à Figura 3.23 e usa-las como condição de entrada no 2º rotor dessecante, a fim de obter as propriedades de saída do ar de processo deste rotor. Neste sentido as linhas em azul devem ser observadas. Fazendo o cruzamento das informações sobre as propriedades de entrada e as curvas do gráfico, às propriedades de saída são obtidas, tendo os valores de:

Temperatura de saída do ar de processo = 50 °C;

Razão de umidade = 6 g de vapor/kg de ar seco.

Saindo do 2º rotor dessecante o ar de processo flui para o 2º rotor sensível. O ar que entra na seção de resfriamento do 2º rotor sensível é captado do ambiente climatizado, considerando que o ar esteja nas condições de conforto térmico, ou seja, a 26,5 °C e razão de umidade de 14,13 g/kg de ar seco, e se no resfriador evaporativo secundário for obtida uma umidificação de 100 % a temperatura de 21 °C seria alcançada na entrada da seção de resfriamento do 2º rotor sensível. Considerando a mesma metodologia de cálculo da efetividade usada para o 1º rotor sensível, as propriedades de saída do ar de processo são:

Temperatura de saída do ar de processo = 25,3 °C;

Razão de umidade = 6 g de vapor/kg de ar seco;

Entalpia de entrada no resfriador evaporativo (h_{eeva}) = 60,75 kJ/kg.

Saindo do 2º rotor sensível o ar de processo entra no resfriador evaporativo. Com as condições de entrada e simulando com ajuda do *software* CATT, uma umidificação de 100 % no resfriador evaporativo, foram obtidas as seguintes propriedades para o ar que seria enviado ao ambiente climatizado:

Temperatura do ar de processo na entrada no ambiente a ser climatizado = 14,53 °C;

Razão de umidade = 10,32 g de vapor/kg de ar seco;

Entalpia do ar na entrada do ambiente a ser climatizado = 60,75 kJ/kg.

Comparando estes dados com os dados exigidos para o conforto térmico pela Norma NBR 6401, chega-se a conclusão que, o sistema proposto alcançaria as condições de conforto térmico, tendo em vista que tanto a temperatura quanto a razão de umidade estão abaixo das de conforto térmico. Com o ar entrando no ambiente climatizado com estas condições realizaria as trocas de calor e massa suficientes para produzir o conforto térmico.

Com a constatação do atendimento da condição de conforto térmico uma das condições impostas no projeto seria atendida. A segunda exigência do projeto é a potência frigorífica, que pode ser calculada considerando a vazão mássica do ar de processo e a diferença de entalpia entre o ar atmosférico e a entalpia do ar de entrada no ambiente a ser climatizado, dada pela seguinte expressão:

$$PF = V_{ar} * \rho_{ar} * (h_{atm} - h_{eamb}) \quad (3.2)$$

Substituindo os valores das variáveis envolvidas no processo na Equação 3.2, a potência frigorífica de 24,4 kW foi obtida. Este resultado mostra inicialmente que a carga térmica de 24,4 kW seria atendida, usando a temperatura de regeneração de 120 °C.

A energia utilizada para a regeneração do material dessecante dos rotores foi calculada considerando a variação da energia interna do ar que é usado na regeneração. Neste caso a temperatura de regeneração usada nos cálculos foi de 120 °C e a temperatura do ar de entrada para o aquecedor estipulada em 30 °C. A quantidade de calor usada na regeneração foi obtida pela Equação 3.3.

$$QR = V_{arr} * \rho_{ar} * C_{par} * (120 - 30) \quad (3.3)$$

O valor obtido para o calor de regeneração para a temperatura de 120 °C e vazão de ar de 641 m³/h, foi de 18,75 kW. Este valor está relacionado à energia usada em um dos rotores dessecante, para encontrar o valor da energia total que seria usada nos dois rotores, este resultado foi multiplicado por dois, ou seja, a energia usada na regeneração com os dois rotores dessecante funcionando seria de 37,5 kW, uma vez que os dois rotores funcionam sob as mesmas condições.

Para o cálculo do COP foi adotada a Equação 3.4 explicitada a seguir:

$$\text{COP} = \frac{\text{PF}}{\text{QR}} \quad (3.4)$$

O COP esperado para a temperatura de regeneração de 120 °C foi de:

$$\text{COP} = 24,4 \text{ kW} / 37,5 \text{ kW} = 0,65.$$

O procedimento de cálculo adotado para a determinação capacidade de refrigeração do sistema e avaliação do atendimento das condições de conforto térmico foi repetido, alterando a temperatura de regeneração de 120 para 140 °C. Os resultados dos cálculos foram:

Temperatura de entrada do ar de processo no resfriador evaporativo = 24,4 °C;

Razão de umidade do ar de processo na entrada do resfriador evaporativo = 5 g de vapor/kg de ar seco;

Entalpia do ar de processo na entrada do ambiente a ser climatizado = 57,29 kJ/kg;

Temperatura do ar de processo na saída do resfriador evaporativo/entrada do ambiente climatizado = 13,24 °C;

Razão de umidade do ar de processo na entrada do ambiente climatizado = 9,50 g de vapor/kg de ar seco;

Potência frigorífica (CF) = 26.56 kW;

Calor usado na regeneração (QR) = 45,84 kW.

$$\text{COP} = 26.56 \text{ kW} / 45,84 \text{ kW} = 0,58.$$

Analisando os resultados previstos no projeto inicial para o funcionamento do sistema a 140 °C é possível concluir que o sistema alcançaria a condição de conforto térmico exigidas pela Norma e também conseguiria atender a uma potência frigorífica de 21 kW, submetido às condições de funcionamento pré-estabelecidas.

Na Figura 3.26 é apresentado de forma ilustrativa o comportamento do sistema conforme o projeto inicial, para as duas temperaturas de regeneração.

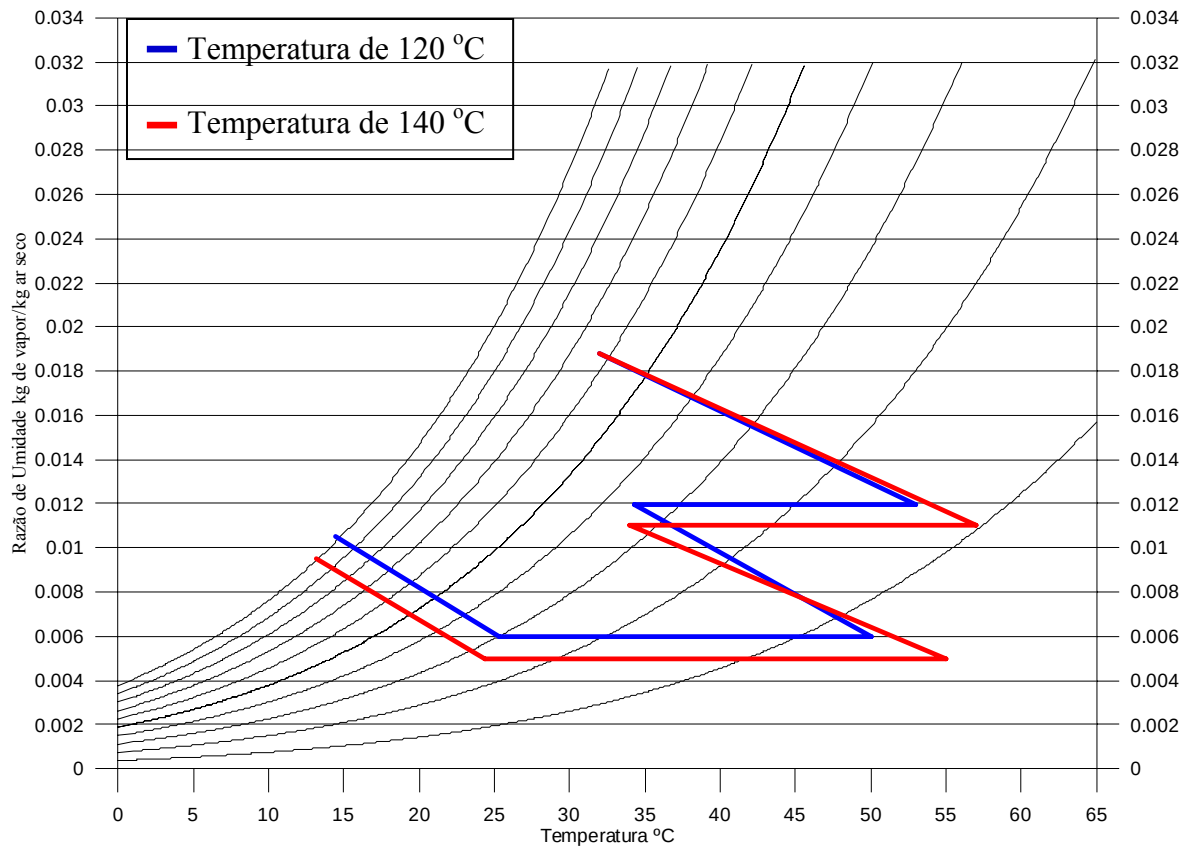


Figura 3.26. Comportamento do sistema conforme projeto inicial.

Observando na Figura 3.26 se constata que não é necessário uma umidificação de 100 % para se atingir a zona de conforto térmico para o ambiente a ser climatizado. Mas também deve ser considerado que todos os estágios pelos quais o ar de processo passa, são considerados como ideais.

3.6 CRITÉRIOS DE CONFORTO E SAÚDE

O corpo humano é um organismo com uma extraordinária capacidade de adaptação. Assim, desde que haja o tempo necessário aclimatização, o corpo humano pode suportar condições térmicas bastante adversas. Entretanto, as condições externas de temperatura e umidade podem variar entre limites que ultrapassam a capacidade de adaptação do corpo humano, existindo um controle das condições internas de modo a proporcionar um ambiente sadio e confortável (STOECKER e JONES, 1999).

3.6.1 Conforto Térmico

Conforto térmico é de difícil conceituação, pois, varia de organismo para organismo e depende de uma série de fatores como: idade, processos metabólicos, até a região onde se vive pode influenciar na nossa sensação de conforto.

Uma grande quantidade de variáveis influencia nas trocas térmicas em ambientes a serem condicionados e, conseqüentemente, nas respostas fisiológicas e psicológicas do ser humano. Segundo a ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers*) (1992), a situação de conforto térmico é definida como "aquele estado da mente que expressa satisfação com o ambiente térmico".

Quando se fala em conforto térmico o que é desejado é que sejam obtidas condições de temperatura e umidade que não causem mal-estar, prejuízos à saúde ou dificultem a permanência em ambientes aonde se vai estar por um tempo prolongado. Obviamente, aqui só serão abordados os aspectos térmicos para o conforto humano, pois outras variáveis como: ruído e desconforto físico fazem parte do conceito global de conforto, mas neste instante fogem ao escopo deste trabalho.

Nos sistemas de condicionamento por compressão de vapor, a falta ou o difícil controle da umidade no sistema, pode provocar a proliferação de compostos orgânicos voláteis e microrganismos (bactérias, fungos e vírus), ainda que em pequenas concentrações, causando danos à saúde dos ocupantes do recinto climatizado (KULCSAR NETO e SIQUEIRA, 1999).

A Norma Brasileira NBR 6401 (1980), aborda todos os aspectos para as condições de condicionamento de ar e nela estão contidas as grandezas com suas respectivas quantidades e variações. Para temperatura e umidade relativa, considerando vários ambientes, estação climática do ano e o tempo de permanência nestes ambientes. Os valores recomendados pela norma para as propriedades são apresentados na Tabela 3.9.

Tabela 3.9. Condições de conforto térmico (extraída da Norma NBR 6401/1980).

Finalidade	Local	Recomendável		Máxima	
		(A) TBS (°C)	(B) UR (%)	(A) TBS (°C)	(B) UR (%)
Conforto	Residências Hotéis Escritórios Escolas	23 a 25	40 a 60	26,5	65
Lojas de curto tempo de ocupação	Bancos Barbearias Cabeleireiros Lojas Magazines Supermercados	24 a 26	40 a 60	27	65
Ambientes com grandes cargas de calor latente e/ou sensível	Teatros Auditórios Templos Cinemas Bares Lanchonetes Restaurantes Bibliotecas Estúdios de TV	24 a 26	40 a 65	27	65
Locais de reuniões com movimento	Boates Salões de baile	24 a 26	40 a 65	27	65
Ambientes de Arte	Depósitos de livros, manuscritos, obras raras	21 a 23 ^(C)	40 a 50 ^(C)	-	-
	Museus e galerias de arte	21 a 23 ^(C)	50 a 55 ^(C)	-	-
Acesso	Halls de elevadores	-	-	28	70

(A) TBS = temperatura de bulbo seco (°C).

(B) UR = umidade relativa (%).

(C) * = condições constantes para o ano inteiro.

Na Figura 3.27 está exposta na carta psicrométrica a região de conforto térmico baseada nos dados da Tabela 3.9 que será usada como referência para verificação dos resultados experimentais obtidos neste trabalho.

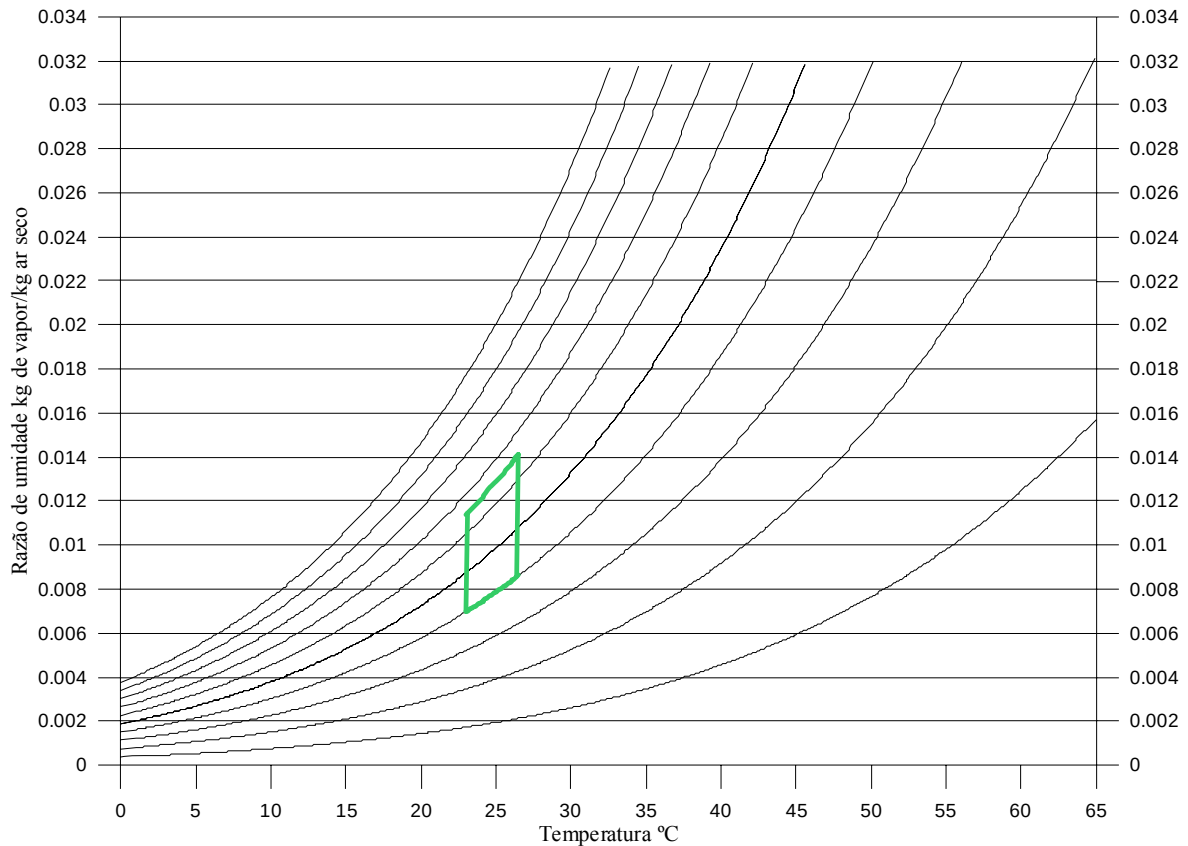


Figura 3.27. Região de conforto térmico.

Como especificado na Norma NBR 6401, as condições de conforto na maioria dos estabelecimentos comerciais e residências está delimitada pela área em verde apresentada na Figura 3.27.

3.7. CARGA TÉRMICA

A carga térmica de forma simplificada pode ser definida como a contribuição (soma), de todas as fontes térmicas que podem provocar alteração na temperatura interna de um ambiente. Tomando por base os conceitos e a quantidade estabelecida para as grandezas envolvidas no conforto térmico e condicionamento de ar, seja para aquecimento ou refrigeração, deve-se realizar o dimensionamento da carga térmica baseando os cálculos nas condições críticas de permanência no ambiente. Vários métodos são utilizados com este objetivo e alguns projetistas utilizam o volume de ar do ambiente como parâmetro de cálculo, outros usam apenas a área interna para o cálculo. Uma das formas é o do cálculo simplificado usando a tabela do anexo I. Existe ainda, o dimensionamento calculando

todas as fontes de calor que contribuem na alteração das variáveis que proporcionam conforto térmico.

O fato é que, não é raro no dimensionamento da carga térmica para condicionamento de ambientes, utilizando sistemas de compressão de vapor, não se levar em consideração a razão de umidade. Este problema é mais acentuado principalmente em sistemas de pequeno porte. Daí, em muitos casos o conforto é alcançado com relação à temperatura, mas não no que diz respeito à razão de umidade do ambiente, o que pode provocar problemas de saúde ou o agravamento em pessoas já acometidas de alguma enfermidade, como no caso de quem tem hipersensibilidade à baixa umidade e resseca com mais facilidade os lábios, olhos e mucosa interna do nariz. Quando a variável razão de umidade não é levada em consideração no projeto, as pessoas submetidas ao ambiente climatizado podem ter estas enfermidades agravadas.

Em instalações de grande porte é prevista em Norma, quantidade de ar externo que deve ser introduzido no ambiente climatizado para garantir a umidade mínima e prevenir a concentração de substâncias como CO_2 e outros gases, para instalações de pequeno porte, este item quase sempre é negligenciado.

Quando o tema condicionamento de ar para refrigeração é abordado, instantaneamente somos levados a pensar no sistema de refrigeração por compressão de vapor, naturalmente porque é o mais utilizado e o mais eficiente, de fácil instalação dentre outras vantagens. Mas, em algumas situações e certas condições climáticas é possível lançar mão de outras formas de obtenção da potência frigorífica e o condicionamento de ar com outras tecnologias, como no caso do resfriamento evaporativo. Este sistema pode ser empregado com vantagens de baixo consumo de energia e obtenção das condições de conforto sobre a compressão de vapor, em regiões de clima quente e seco, condições propícias à utilização desta tecnologia. No entanto, fazendo uso de equipamentos que forneçam condições adequadas de temperatura e umidade absoluta do ar na entrada do resfriador evaporativo podendo se desvincular das condições climáticas, e utilizar o resfriamento evaporativo em regiões onde as condições climáticas não favorecem a sua utilização de forma direta. Estes equipamentos são os desumidificadores de ar e trocadores de calor dinâmicos que, montados em um circuito previamente projetado e dimensionado adequadamente, fornecem condições para que a tecnologia do resfriamento evaporativo possa ser empregada com eficiência e de forma satisfatória, por exemplo: em João Pessoa,

cidade litorânea com condição climática de temperaturas medianas e umidade absoluta normalmente alta.

Vale lembrar que, muitos utilizam o sistema de resfriamento evaporativo erroneamente, pulverizando diretamente água sem nenhum controle em ambientes já saturados ou próximos a saturação do ar, o que provoca desconforto térmico e outros problemas associados ao excesso de umidade, tanto para o corpo humano, quanto para os equipamentos eletroeletrônicos e estrutura das edificações.

Não é esta a proposta deste trabalho, que prevê o controle da umidade na entrada do sistema de resfriamento evaporativo e a condição de entrada no ambiente a condicionar abaixo da umidade de saturação e que será explicada nos capítulos seguintes.

CAPÍTULO IV

PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

4.1. INTRODUÇÃO

Uma montagem experimental como a que foi realizada neste trabalho apresenta peculiaridades, tendo em vista que não existem equipamentos como estes disponíveis para servirem de base de consulta, da mesma forma que uma literatura mostrando aspectos experimentais sobre o assunto é inexistente. Portanto, não existia um procedimento formal onde fossem dadas orientações sobre o procedimento de alocação de equipamentos, montagem, projeto elétrico ou formas de aquisição de dados. Quase todos estes procedimentos foram desenvolvidos no LES, como também muitos dispositivos e seus testes.

4.2. DETERMINAÇÃO DAS VAZÕES DE AR DE PROCESSO, DE RESFRIAMENTO E DE REGENERAÇÃO

As vazões de ar de processo e de regeneração são determinadas tomando por base dados do fabricante do rotor dessecante. Este recomenda que, de acordo com o diâmetro, comprimento e seções de processo e de regeneração, sejam estabelecidas velocidades pré-determinadas e consequentemente se obtenham as vazões de ar de processo e regeneração. O fabricante disponibiliza em catálogo e em *software*, dados de referências para umidade absoluta e temperaturas do ar de entrada e saída das seções de processo e regeneração, de acordo com as temperaturas de admissão, velocidade do ar e rotação do rotor. Os dados

obtidos experimentalmente são comparados com os dados fornecidos pelo fabricante e foi analisada a coerência de funcionamento do experimento.

As vazões do ar de resfriamento são atreladas às vazões do ar de processo, para que se tenha balanceamento e equalização de pressões entre as duas seções do rotor sensível, ou seja, o fluxo de ar de processo deve ser igual ao fluxo do ar de resfriamento, em rotores do tipo 1:1. Desta forma se diminui o risco de haver vazamento e contaminação entre os fluxos de ar.

A vazão de ar de processo prevista em projeto é de $1924 \text{ m}^3/\text{h}$, para haver equalização de pressões entre o fluxo de ar de processo e do fluxo de ar de regeneração em um rotor dessecante de 3:1, igual ao usado neste trabalho, a vazão de regeneração deve ser de $641 \text{ m}^3/\text{h}$.

A determinação das velocidades do ar em qualquer um dos pontos do sistema consiste na medição das velocidades de entrada do ar em pelo menos nove pontos da seção transversal do duto. A multiplicação destas velocidades pelas nove subáreas, somadas perfaz o total resultante na vazão. A velocidade era medida aproximadamente no centro de cada um dos nove retângulos. Na Figura 4.1 está ilustrada a seção dos dutos e suas subdivisões onde eram realizadas as medidas de velocidade.

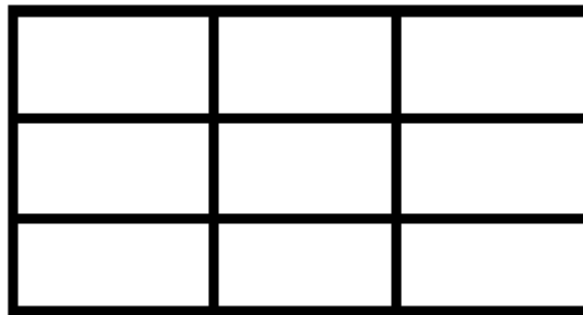


Figura 4.1. Área de medição das velocidades.

Em alguns casos para ajustar a vazão individual dos equipamentos ou setores do experimento, foi necessário à instalação de dispositivos como inversores de frequência para controlar a rotação dos ventiladores ou a introdução de perdas de carga localizadas com obstrução da entrada ou saída de dutos. A cada teste, ou seja, quando há alteração de qualquer variável do sistema, para a determinação do ponto ótimo para a vazão todo o

processo de medição é repetido, quando o ponto de trabalho é alcançado a frequência de funcionamento do inversor é anotado e tomado como referência.

4.3. RESUMO DOS DADOS DE FUNCIONAMENTO

Para facilitar a compreensão geral do funcionamento do sistema os dados do seu funcionamento serão sumarizados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1. Dados de funcionamento do sistema.

Item	Variável	Quantidades
01	Vazão do ar de processo	1924 m ³ /h
02	Vazão do ar de resfriamento	1924 m ³ /h
03	Vazão do ar de regeneração	641 m ³ /h
04	Rotação do rotor dessecante	15 rph
05	Rotação do rotor sensível	25 rpm
06	Velocidade do ar de processo, regeneração e resfriamento	3 m/s
07	Temperatura do ar de regeneração	120 ou 140 °C
08	Consumo médio de GNV*	3,6 kg/h
09	Poder calorífico médio do GNV	9500 cal/kg
10	Potencia elétrica instalada	11,75 cv
11	Consumo médio de água	07 l/h

* quando todo o sistema está funcionando e a temperatura de regeneração é de 140 °C.

4.4. ALTERAÇÕES EFETUADAS NO PROJETO E NOS COMPONENTES DO SISTEMA INICIAL

Muitas alterações tiveram que ser introduzidas no projeto inicial do sistema ou em seus componentes para acomodar a disposição física do prédio, ajustes de dimensões e limitações técnicas dos equipamentos. O projeto inicial do sistema previa uma disposição dos rotores em linha, no entanto pela limitação do espaço do prédio, e a não permissão da instalação dos aquecedores em uma área do LES. Devido à montagem inicial ter passado por alterações, conforme o que foi detalhado no capítulo IV, fato que gerou um aumento das perdas de carga, diminuindo a pressão do fluxo de ar de processo principalmente na face de saída do segundo rotor sensível.

Foram previstos em idealização inicial do sistema dois queimadores industriais com acendimento automático, controle de vazão, proteção anti-vazamento de gás e retrocesso, mas em função imprevistos estes foram substituídos por, dois queimadores atmosféricos com controle de vazão manual que atenderam as demandas exigidas, quanto ao fornecimento do calor e conseqüente aquecimento do ar de regeneração.

Como os diâmetros rotores dessecantes e dos rotores sensíveis são 550 mm e 700 mm respectivamente, os dutos tiveram que ser confeccionados com formato para acomodar esta diferença nas suas dimensões. Além da diferença dimensional os formatos dos rotores também promoveram dificuldades de ajuste dos dutos, pois, o rotor dessecante tem $\frac{3}{4}$ da sua seção transversal reservada para a passagem do ar de processo enquanto que o rotor sensível tem $\frac{1}{2}$ área de sua seção transversal. Na Figura 4.2 um dos detalhes do acoplamento entre as seções dos rotores dessecante e rotor sensível pode ser visto.



Figura 4.2. Acoplamento das seções dos rotores dessecante e sensível.

A fabricação e montagem dos dutos que interligam os componentes do sistema passaram por etapas de confecção praticamente artesanal, com muito pouca intervenção mecanizada, o que provocou alguns problemas ao funcionamento do equipamento. Devido às infiltrações de ar externo para o ar de processo, oriundas de falhas nas junções dos dutos, como também outras infiltrações entre os componentes do sistema, o funcionamento do equipamento foi prejudicado. Para solucionar este problema, as infiltrações foram localizadas e as aberturas fechadas. É importante destacar que a vedação da estrutura deste equipamento é fator decisivo para o seu bom funcionamento. Havendo infiltrações o trabalho do rotor dessecante pode ser totalmente anulado pela umidade externa que entra para o fluxo de ar de processo.

4.4.1 Alteração no isolamento

Antes do funcionamento inicial do experimento, todos os dutos tiveram sua superfície externa coberta por isolamento térmico (isopor), no entanto, após as primeiras operações foi observado que, principalmente nos trechos da saída dos rotores dessecante os dutos atingem temperaturas superiores à temperatura ambiente. Para contribuir com a

redução de temperatura do ar de processo neste segmento de duto o isolamento foi removido.

4.4.2. Alteração nos componentes para fluxo de ar

Medir temperatura com precisão, talvez seja uma das mais difíceis tarefas da engenharia, e quando temos dutos de seções variáveis, com fluxo ar variando a densidade ao longo da seção transversal do duto, esta tarefa torna-se ainda mais difícil. Aqui as medidas de temperatura são obtidas na entrada e saída de cada rotor ou resfriador evaporativo inserindo os sensores em furos nas paredes dos dutos. Para tentar minimizar o efeito da variação de propriedades e da seção dos dutos, na saída do primeiro rotor dessecante colocamos uma chapa limitando a passagem do ar de processo para tentar homogeneizar o fluxo e obter leituras mais uniformes da temperatura e umidade relativa.

No projeto inicial está indicada a colocação de chapas perfuradas com furos de 3,6 mm na entrada seção de resfriamento dos dois rotores sensíveis e na entrada da seção de regeneração dos rotores dessecante. A função destas chapas é de uniformizar o fluxo de ar, foram testadas várias chapas com diâmetros de furos variados. No entanto nenhuma alteração que melhorasse o funcionamento do sistema foi percebida, após a colocação ou com a retirada destas.

4.4.3. Alterações nos rotores sensíveis

O tipo de rotor sensível usado no experimento, originalmente possui uma seção de purga como pode ser visto na Figura 4.3. Essa segundo o fabricante é utilizada para evitar a contaminação cruzada entre o fluxo de processo e o de resfriamento, quando estes equipamentos são utilizados como “recuperadores de energia”, desde que, a pressão do fluxo de resfriamento seja menor que a pressão do fluxo de processo, no entanto, a seção de purga gera infiltrações para o ar de processo e foi removida do rotor.



Figura 4.3. Seção de purga do rotor sensível.

Uma imagem que ilustra como o ar percorre a seção de purga do rotor sensível e ajuda no entendimento de como a mesma funciona é apresentada na Figura 4.4.

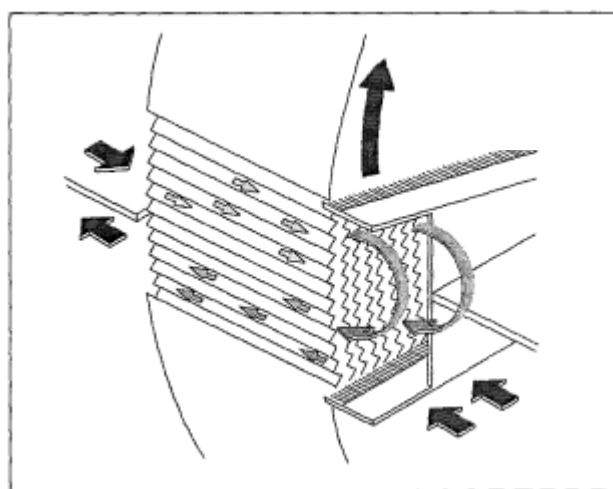


Figura 4.4. Funcionamento da purga.

Os trocadores de calor rotativos têm a grande vantagem de possuírem uma área de troca muito grande quando comparados aos trocadores convencionais, deste modo, são especialmente indicados para sistemas onde os dois fluidos envolvidos na transferência de calor se encontram na fase gasosa, porém, por terem o movimento giratório necessitam de

vedações tanto entre as seções de troca de calor, quanto com as laterais do rotor próximas a estrutura de sustentação “vedações periféricas”. Dado ao fato de que as vedações não possuem uma perfeita ação de lacre do rotor para o meio externo, provocando significativos vazamentos da atmosfera para o ar de processo, o que nesta montagem interfere negativamente no desempenho do sistema, ações de correção ou a tentativa de corrigir este inconveniente foram tomadas. Este efeito é descrito na literatura e algumas autores como SHAH e SKIEPKO (1999), citam esta fonte de vazamento com um percentual entre 5 e 10 % do fluxo total, mesmo com pressões equalizadas. Já MIORALLI (2005), detectou em seu trabalho de dissertação de Mestrado que em uma refinaria de petróleo nacional em condição de fluxo desbalanceada o percentual dos vazamentos chega a 31,7 % do fluxo principal.

Com a intenção de eliminar as infiltrações da atmosfera para dentro dos rotores sensíveis diversas alterações foram implementadas, a ação que apresentou um resultado mais expressivo, dentre outras tentativas, foi a de colar borracha nas laterais da estrutura envolvendo parte da vedação original e corpo do rotor. A visualização desta alteração pode ser observada na Figura 4.5a e na Figura 4.5b. Na Figura 4.5a pode ser visto o rotor antes da alteração e na Figura 4.5b após a alteração. As borrachas foram colocadas nos dois rotores sensíveis.

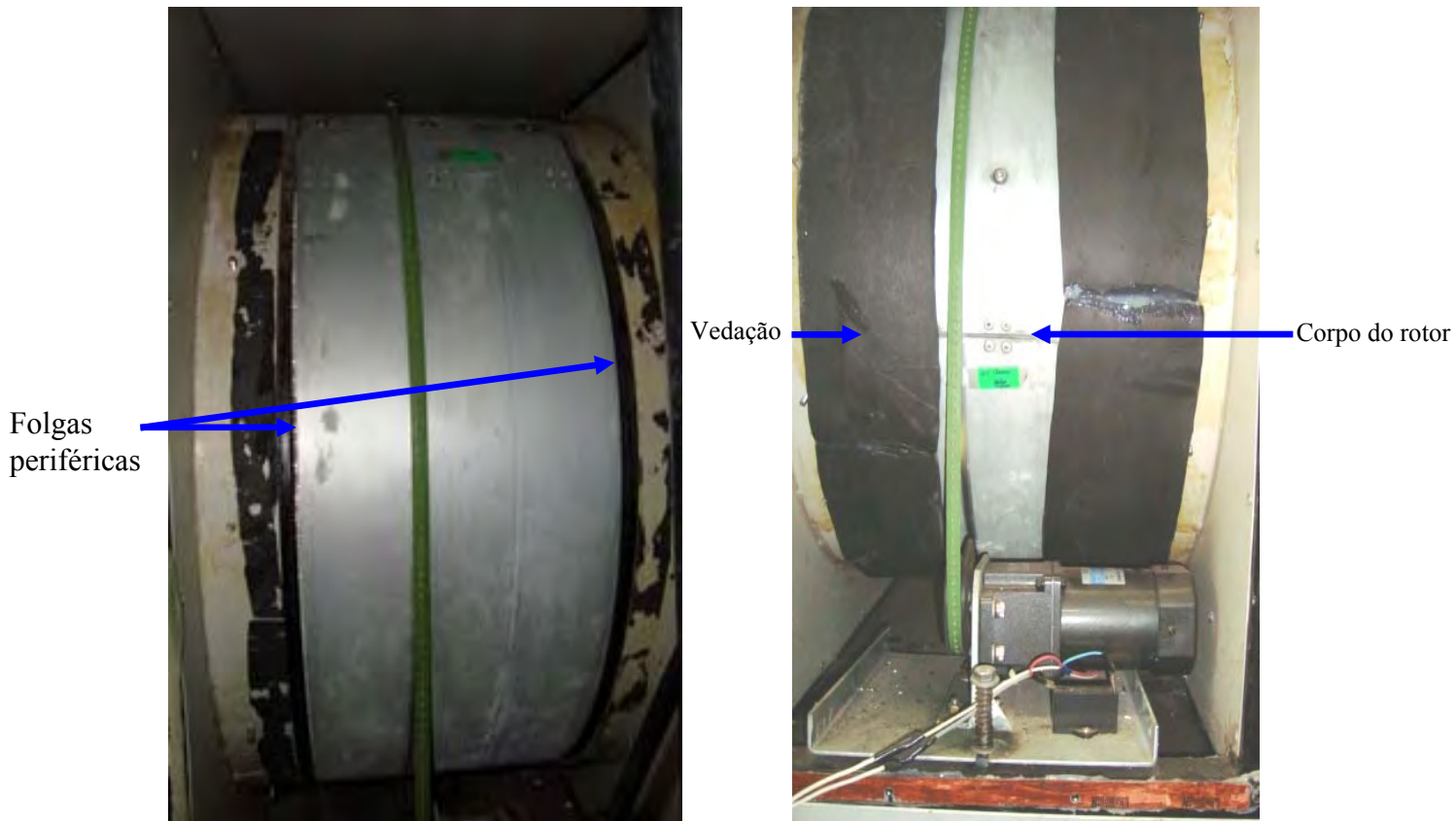


Figura 4.5a. Rotor sensível antes da alteração. Figura 4.5b Rotor sensível após a alteração.

A colocação das borrachas para a contensão das infiltrações no segundo rotor sensível trouxe um inconveniente ao seu funcionamento, quando os dois ventiladores são ligados as borrachas são fortemente succionadas contra o corpo do rotor, impedindo o seu movimento de giro, devido ao aumento da diferença de pressão localizada dos fluxos de ar processo e refrigeração, deste modo uma alteração no sistema de tração foi realizada e pode ser visualizada na Figura 4.6. O motor usado originalmente para tracionar o rotor tem baixa potência e é acoplado a um sistema de redução pela ponta do seu eixo, após a modificação, para girar o rotor foi necessário usar um motor de maior potência. No entanto, este tem uma rotação de 1700 rpm, assim para atingir a rotação de trabalho do rotor um sistema de redução teve de ser desenvolvido e montado. As modificações não foram suficientes para adequar a rotação do motor ao giro do rotor, desta forma, mais um inversor de frequência foi adicionado à montagem o que solucionou o problema. Até estas modificações no sistema de tração serem colocadas em práticas e funcionarem adequadamente diversos ajustes foram efetuados.

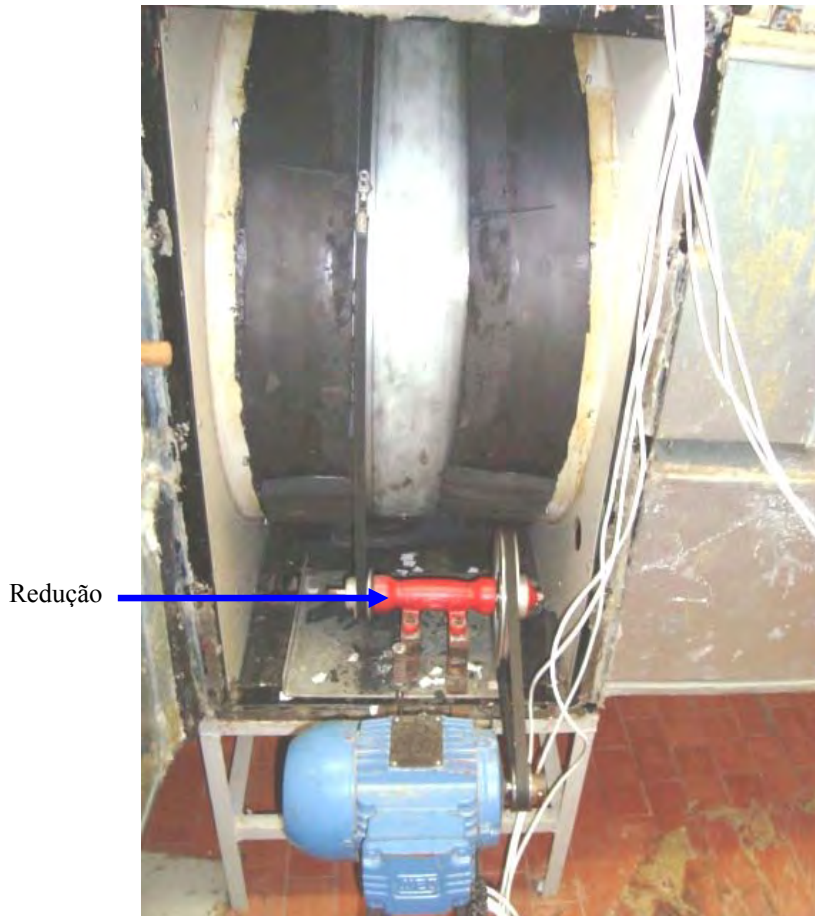


Figura 4.6. Alteração do sistema de tração do rotor sensível.

Conforme recomendado pelo fabricante os ventiladores são montados após os rotores, sempre na saída dos dutos, ou seja, trabalham succionando o ar, por isso, no interior dos dutos são atingidas pressões inferiores a pressão atmosférica, o que pode ocasionar infiltrações prejudiciais ao bom funcionamento do sistema. Para medir a pressão interna dos dutos é usado um manômetro de coluna d'água em forma de "U". Com o sistema em funcionamento e utilizando o manômetro são identificados os pontos críticos de baixa pressão e possíveis fontes de vazamentos do ar atmosférico para o fluxo de ar de processo. O ponto mais crítico da montagem está localizado na saída do segundo rotor sensível.

Para eliminar as infiltrações da atmosfera para o fluxo de ar de processo, a posição do ventilador principal foi invertida, ou seja, o ventilador foi colocado na entrada do sistema succionando ar da atmosfera e insuflando para o sistema, porém, a pressão interna

dos dutos tornou-se maior que a pressão atmosférica expulsando a vedação de silicone e provocando vazamentos de dentro pra fora e as perdas que agora estavam após o ventilador provocaram recirculação reduzindo a vazão. Esta alteração não obteve os resultados esperados e o ventilador foi remontado em sua posição inicial. A montagem prevê fluxos de ar em contra corrente, dado à manutenção das diferenças de pressão nas faces dos rotores, desta forma, quando o ventilador principal teve sua posição invertida todos os outros ventiladores também passaram por esta alteração.

Existe uma discrepância entre os dados das propriedades do ar de processo entre a entrada e saída do segundo rotor sensível, que ocorre principalmente quando todo o sistema é posto em funcionamento, esta discrepância pode ter diversas origens como vazamentos externos e internos ao rotor, baixa pressão localizada ou falha na vedação.

A diferença de pressão existente entra a face de saída do fluxo de ar de processo e a de entrada do fluxo de ar de resfriamento do segundo rotor sensível é uma possível fonte de infiltração de umidade para o ar de processos. Algumas alterações foram introduzidas para tentar solucionar este inconveniente como: a colocação de placas perfuradas na face de baixo do rotor para diminuir a pressão e equaliza-las entre as duas faces. Placas com diâmetros de furos diferentes foram testadas, no entanto nenhum resultado satisfatório foi obtido. A equalização só foi obtida trocando o motor do ventilador por um com potencia de 2 cv e rotação duas vezes maior que a do ventilador original, passando para 3400 rpm e ainda introduzindo uma perda de carga localizada na entrada do duto de ar de resfriamento do rotor. Antes de comprovar que as pressões só alcançavam a equalização com o ventilador do ar de resfriamento funcionando em alta rotação, este estava ligado a um inversor de frequência, mas a frequência de funcionamento estava em 60 Hzs, ou seja, o inversor não realizava a sua função principal de controlar a rotação do motor, deste modo o inversor foi retirado.

O mesmo processo adotado para estabelecer a rotação do ventilador do segundo rotor sensível foi adotado para o primeiro rotor sensível. No entanto, as diferenças de pressão sobre as faces deste rotor são inferiores as que ocorrem no segundo rotor sensível e apenas a mudança do motor do ventilador por um de rotação superior ao do motor original foi suficiente para resolver o problema.

Para testar se o segundo rotor sensível tinha defeito interno de fabricação o que poderia ocasionar vazamentos, as posições dele e do primeiro rotor sensível foram invertida, muito embora nenhuma melhoria tenha sido verificada. Na Figura 4.7 está

registrado o momento de uma das etapas que se sucederam na inversão das posições dos rotores sensíveis.



Figura 4.7. Uma etapa da troca das posições dos rotores sensíveis.

Para inverter os dois rotores todos os dutos de entrada e saída das seções de ar de processo e resfriamento foram desmontados e remontados, todas suas fixações e vedações internas e externas refeitas.

4.4.4. Alterações nos rotores dessecantes

Por muito tempo o experimento funcionou com o sistema de tração dos rotores dessecantes original, porém, originalmente estes podem ser fornecidos com mais de uma rotação, neste trabalho usamos 15 rph, devido ao manual só possuir dados de funcionamento nesta condição e a rotação original era 24 rph, então uma adaptação foi introduzida no sistema para reduzir a rotação dos rotores. Como o eixo do motor do rotor é longo, então colocando uma polia nele e ligando a outro motor, consegue-se alterar a rotação e atingir as 15 rph. Na Figura 4.8 esta alteração pode ser observada. Antes da

modificação os cálculos de comprimento da correia seguindo MELCONIAN (2006) e relação de rotação foram efetuados.



Figura 4.8. Alteração da tração dos rotores dessecantes.

O sistema de vedação do rotor dessecante é bem mais robusta que a do rotor sensível, em contra partida sua rotação de trabalho é bem mais baixa. O sistema de tração destes rotores é composto de um redutor e o arraste é realizado por corrente, porém ainda poderia haver vazamento de ar da seção de regeneração para a seção de ar de processo no segundo rotor, dada às diferenças de pressão localizadas, portanto estas foram reduzidas trocando o motor do ventilador por um de rotação mais alta e introduzindo perda de carga na entrada do segundo aquecedor. Antes da troca do motor, vários outros testes foram realizados com troca das polias e relação de tração entre o eixo do motor e o do ventilador.

Todas as alterações foram implementadas progressivamente e embasadas por longas observações ao longo de vários dias e varias horas de funcionamento do sistema. Muitas alterações foram motivadas por sugestões do orientador e de outros participantes do experimento. É preciso ressaltar que muitos dos vazamentos são de difícil identificação e

comprovação, pois não são percebidos pela visão, sendo assim a sua constatação é realizada pelo tato ou observação do desvio do resultado experimental para o resultado teórico que deveria ser alcançado sob a condição de funcionamento do experimento.

4.5. PROCEDIMENTO DE ACIONAMENTO E PARADA DO SISTEMA

No acionamento do sistema é necessário/obrigatório primeiro colocar em funcionamento os ventiladores dos aquecedores para evitar a concentração de gás em seu interior e assim, eliminando o risco de retrocessos e explosões quando a ignição é realizada manualmente. Também é necessário colocar o rotor dessecante em movimento, evitando um aquecimento excessivo do material dessecante. Antes de dar início à queima do gás, o ventilador principal que movimenta o ar de processo deve ser ligado. Após ligar os ventiladores dos aquecedores, todos os outros equipamentos podem ser ligados. Para dar ignição à queima no interior dos aquecedores o operador deve: abrir a válvula de esfera no barrilete de distribuição, acionar a fonte de 12 V energizando a solenoide que liberando o gás; e dar ignição com o acendedor manual na saída de gás no queimador.

No procedimento de parada deve-se ter o cuidado para não provocar superaquecimento dos rotores dessecantes e assim danificando-os. Na parada, a fonte de 12 V deve ser desligada interrompendo o fluxo de gás para os queimadores, a válvula de esfera fechada e os outros equipamentos desligados sem nenhuma ordem obrigatória.

CAPÍTULO V

MODELAMENTO MATEMÁTICO USADO NA SIMULAÇÃO DO FUNCIONAMENTO DO ROTOR DESSECANTE

5.1. INTRODUÇÃO

Todo o modelamento matemático, hipóteses simplificadoras, tratamento numérico e confecção do código computacional, descrito neste capítulo foram extraídos do trabalho de tese de MEDEIROS (2007). No presente trabalho foi realizada apenas a adaptação de variáveis como calor específico, condutividade térmica e massa específica, do material dessecante impregnado nos rotores ao código computacional, que já havia sido elaborado no trabalho acima citado. Outras adaptações também foram realizadas e os resultados foram analisados e comparados com os dados obtidos experimentalmente.

No trabalho de MEDEIROS (2007) foram abordados dois modelos matemáticos para descrever os fenômenos envolvidos em rotores adsorptivos: modelo sem resistência à difusão de massa (modelo PGS) e modelo com resistência à difusão de massa (modelo GSS).

5.2. MODELO SEM RESISTÊNCIA A DIFUSÃO DE MASSA

O modelo matemático empregado é um modelo de equilíbrio instantâneo, sem considerar a resistência à difusão de massa nos grãos do dessecante.

Este modelo investiga o fenômeno de adsorção física que ocorre nos regeneradores de calor e massa em regime transiente. Uma configuração típica de um rotor dessecante que opera girando continuamente entre dois fluxos de ar contrários sob determinadas temperaturas, velocidades e concentrações mássicas é mostrado na Figura. 5.1. O rotor cilíndrico é constituído de uma matriz porosa composta por um substrato

metálico e material dessecante formando uma rede de minúsculos canais por onde passa o fluxo de ar úmido, seja na seção de adsorção ou na seção de dessorção.

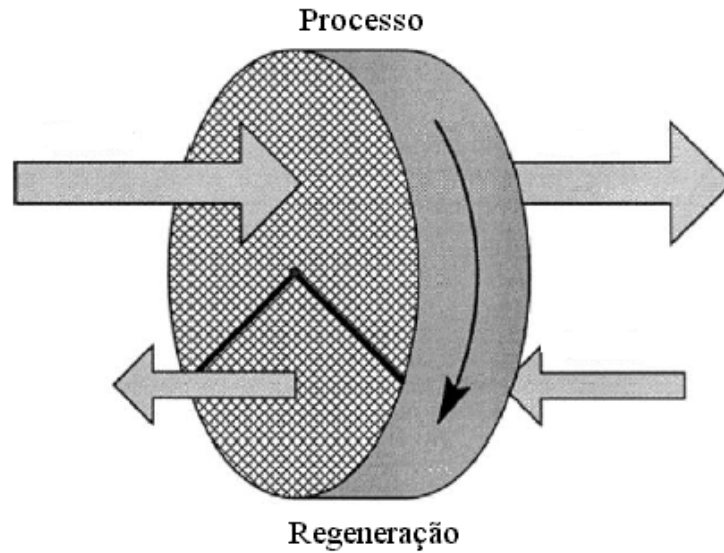


Figura 5.1. Representação esquemática dos rotores.

Devido à simetria num canal da matriz apenas metade do plano geométrico é utilizado, conforme, representação mostrada na Figura 5.2.

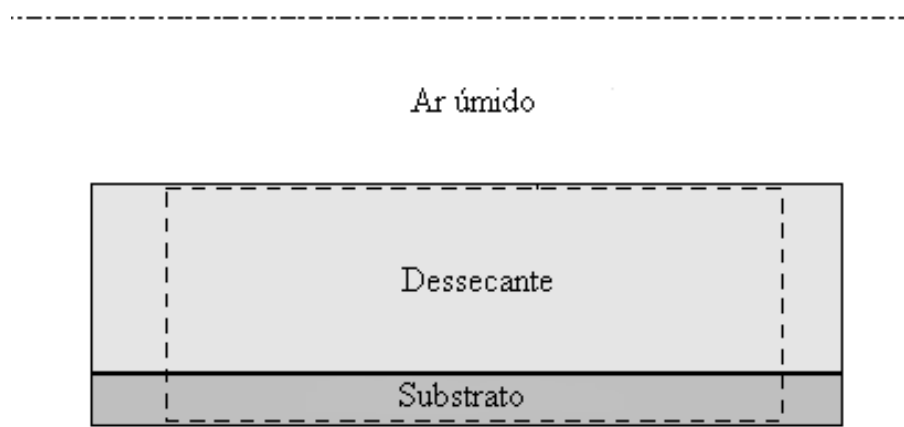


Figura 5.2. Configuração de um canal na matriz dessecante.

5.2.1. Hipóteses Simplificadoras

1. Modelo unidimensional na corrente de fluxo do ar úmido e na matriz dessecante;
2. A transferência de calor por convecção forçada é dominante. A condução de calor axial e a difusão de massa no fluido são desprezíveis em relação aos efeitos convectivos nos canais, já que o número de Peclet é da ordem de 100 para condição típica de operação;
3. Escoamento laminar, completamente desenvolvido e fluido incompressível;
4. A matriz dessecante é composta de material adsorvente e substrato metálico;
5. Não foi considerado gradientes de temperatura e umidade na matriz dessecante na direção radial, devido a sua espessura fina e o número de Biot < 0.1 ;
6. Condução de calor do substrato é dominante na matriz, pois a condutividade térmica do substrato é muito maior que a condutividade do dessecante;
7. Todos os canais contidos no rotor dessecante são paralelos, idênticos, rígidos, impermeáveis e adiabáticos, sendo possível, portanto analisar apenas um canal do rotor;
8. As propriedades da matriz dessecante (adsorvente e substrato) são constantes;
9. O escoamento de ar é constante e uniformemente distribuído, no rotor adsorvente;
10. As correntes de ar, nas seções de adsorção e dessorção, passam pelo rotor adsorvente em contra fluxo e não há mistura entre as seções;
11. As propriedades das correntes de ar são constantes e uniformes nas entradas das seções transversais de adsorção e dessorção;
12. Despreza-se a resistência à difusão de massa dentro dos grãos adsorventes na matriz dessecante (equilíbrio instantâneo);
13. Não foram considerados os efeitos de histerese de adsorção, radiação térmica, reação química, vazamentos;
14. A perda de carga no rotor dessecante não varia significativamente sobre a pressão absoluta ou sobre a densidade do ar sendo desprezível em relação à pressão atmosférica e conseqüentemente não influenciando as outras propriedades envolvidas no problema.

5.2.2. Equações governantes

A formulação do problema de transferência de calor e massa em rotores adsorptivos baseado nas hipóteses relatadas acima são as seguintes (SIMONSON, 1998):

Equação da conservação da energia para o ar úmido

$$(\rho c_p A)_g \frac{\partial T_g}{\partial t} + U(\rho c_p A)_g \frac{\partial T_g}{\partial x} - \dot{m}' h_{ad} \eta + h \frac{A'_s}{L} (T_g - T_m) = 0 \quad (5.1)$$

Equação da conservação da energia para matriz dessecante

$$(\rho c_p A)_m \frac{\partial T_m}{\partial t} - \dot{m}' h_{ad} (1 - \eta) - \dot{m}' c_{p_w} (T_g - T_m) - h \frac{A'_s}{L} (T_g - T_m) = \frac{\partial}{\partial x} \left(k_{al} A_{al} \frac{\partial T_m}{\partial x} \right) \quad (5.2)$$

Nas Equações (5.1-5.2), η representa a fração da energia de mudança de fase que ocorre na interface entre o ar e o dessecante e é transferida para o ar; T_g e T_m são as temperaturas do ar úmido e da matriz dessecante; U é a velocidade da corrente fluida; t é o tempo, x é a coordenada axial, L é comprimento do rotor, h é o coeficiente de transferência de calor, h_{ad} é o calor de adsorção; ρ é a densidade, c_p é o calor específico, A é área da seção transversal e A'_s é a área superficial de um canal; $(\dot{m}')$ é a taxa de massa adsorvida por unidade de comprimento. Nas equações, os subscritos “g” e “m” são respectivamente gás (ar úmido) e matriz (substrato + dessecante).

O fluxo de energia entre o ar úmido e a matriz dessecante devido à mudança de fase na interface é mostrado na Figura. 5.3.

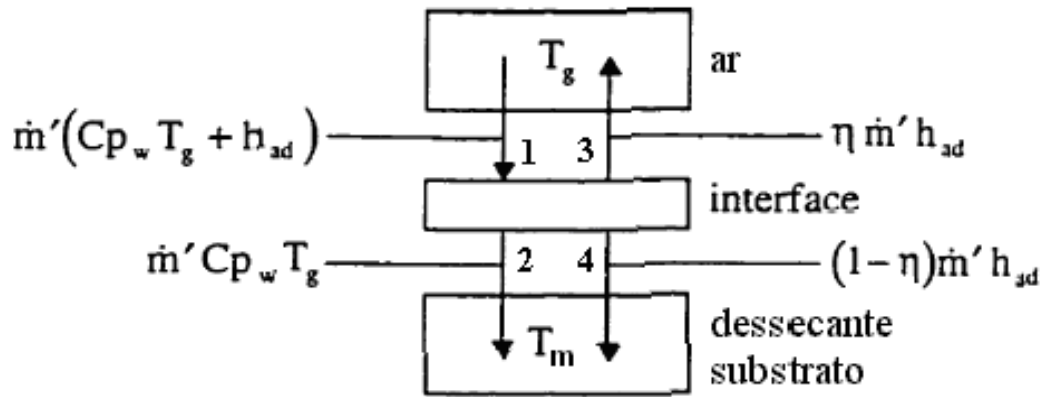


Figura 5.3. Balanço de energia na interface ar-desseccante (adaptado de SIMONSON op. cit.)

Na Figura 5.4, o fluxo de energia 1 representa o vapor de água que é levado do ar até a interface; mudando de fase e prendendo-se a matriz desseccante na fase adsorvida em 2. Enquanto que, o fluxo de energia 3 representa a fração de energia de mudança de fase que é transferida para o ar e o fluxo de energia 4 representa a fração de energia de mudança de fase para o desseccante.

O ar úmido é composto de ar seco mais vapor de água, possibilitando utilizar uma equação para cada componente da mistura.

Equação de conservação da massa para o vapor d'água

$$A_g \frac{\partial \rho_v}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho_v U A_g) + \dot{m}' = 0 \quad (5.3)$$

Equação de conservação da massa para o ar seco

$$\frac{\partial \rho_a}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho_a U) = 0 \quad (5.4)$$

Equação de conservação da massa para matriz desseccante

$$\dot{m}' = \rho_{d, \text{seco}} A_d \frac{\partial u}{\partial t} \quad (5.5)$$

Onde, u é a fração mássica de vapor d'água contida no dessecante e A_d é área transversal do dessecante em um canal.

Durante a adsorção e a dessorção, $(\dot{m}')$ pode ser calculada de forma mais simples,

$$\dot{m}' = h_m \frac{A_s'}{L} (\rho_v - \rho_{v,m}) \quad (5.6)$$

Através da isoterma de adsorção de Langmuir (u) pode-se determinar a fração mássica de vapor d'água presente no dessecante ($\rho_{v,m}$).

$$u = \frac{fu_m}{1 - C + C/\phi} \quad (5.7)$$

A densidade na superfície da matriz porosa utilizada por SIMONSON op. cit. foi determinada da seguinte maneira:

$$\rho_{v,m} = \frac{P_{v,sat}(T_m)}{R_v T_m} \frac{C}{\left(\frac{fu_m}{u} - 1 + C \right)} \quad (5.8)$$

Onde, ρ_v , $\rho_{v,m}$ e ρ_a são as densidades do vapor d'água, vapor d'água na superfície da matriz e do ar seco; h_m é o coeficiente de transferência de massa, h_{ad} é o calor de adsorção; u_m é fração máxima adsorvida, C é a constante que determina a forma da isoterma de adsorção, f é fração de dessecante no rotor e ϕ é a umidade relativa do ar úmido. Nas equações, os subscritos “a”, “al”, “d”, “v” e “w” são respectivamente ar seco, alumínio, dessecante, vapor e água na fase líquida.

Com a adição de algumas relações fundamentais termodinâmicas, psicrométricas e geométricas descritas em SIMONSON op. cit., é possível completar a formulação do problema:

$$P_g = P_a + P_v; \quad P_a = \rho_a R_a T_a \quad ; \quad P_v = \rho_v R_v T_v \quad (5.9)$$

$$\rho_g = \rho_a + \rho_v; \quad \rho_d = \rho_{d, \text{sec o}}(u+1); \quad \rho_m = \sigma_d \rho_d + \sigma_{al} \rho_{al} \quad (5.10)$$

$$h_{fg} = 2500800 - 2307(T - 273,15) \quad (5.11)$$

$$h_{ad} = h^* h_{fg} \quad , \quad h^* = 1 + 0,2843 \exp(-10,28u) \quad (5.12)$$

$$P_{v, sat} = \exp\left(\frac{c_8}{T} + c_9 + c_{10}T + c_{11}T^2 + c_{12}T^3 + c_{13} \ln(T)\right); \quad 273 < T < 473 \quad (5.13)$$

As constantes da Eq. (5.11) são: $C_8=-5800,2206$, $C_9=1,3914993$, $C_{10}=-4,8640239E-2$, $C_{11}=4,1764768E-5$, $C_{12}=-1,4452093E-8$ e $C_{13}=6,5459673$ (ASHRAE, 1997, apud SIMONSON, 1998).

$$c_{p_g} = \frac{\rho_a c_{p_a} + \rho_v c_{p_v}}{\rho_g}; c_{p_d} = \frac{\rho_{d, \text{sec o}}(u c_{p_w} + c_{p_{d, \text{sec o}}})}{\rho_d}; c_{p_m} = \frac{\sigma_d \rho_d c_{p_d} + \sigma_{al} \rho_{al} c_{p_{al}}}{\rho_m} \quad (5.14)$$

$$\sigma_d + \sigma_{al} = 1; \quad \sigma_d = \frac{A_d}{A_m}; \quad \sigma_{al} = \frac{A_{al}}{A_m} \quad (5.15)$$

$$A_d = t_d p; \quad A_{al} = t_{al} p; \quad A_m = A_{al} + A_d; \quad A_g = 2ab; \quad (5.16)$$

Onde, P é a pressão, R é a constante específica do gás, σ é a fração de área, t_d e t_{al} são as espessuras do dessecante e do substrato de alumínio; a e b são as dimensões características de altura e comprimento respectivamente do canal.

A geometria do canal pode ser aproximada através da curva do seno como ilustrado na Figura 5.4. A partir do contorno da superfície superior expresso por $y = a[1 +$

$\cos(\pi x/b)]$ sobre uma superfície plana determina-se o perímetro p , Eq. (5.17): (ZHANG *et al.*, 2003).

$$p \approx 2b + 2\sqrt{b^2 + (a\pi)^2} \frac{3 + \left(\frac{2b}{a\pi}\right)^2}{4 + \left(\frac{2b}{a\pi}\right)^2} \quad (5.17)$$

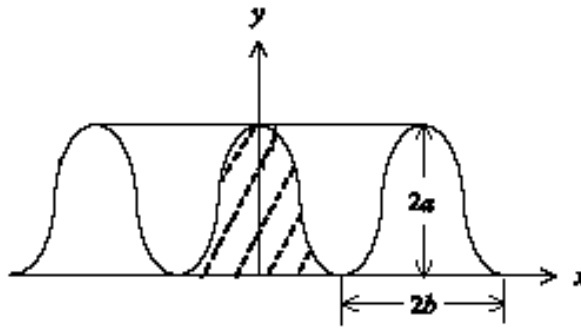


Figura 5.4. Geometria do canal (adaptado de ZHANG *et al.* op. cit.)

5.2.3 Condições do Problema

A resolução do sistema de equações requer a especificação das condições iniciais e de contorno. Num rotor dessecante, cada canal está sujeito a um processo cíclico de adsorção/dessorção, que pode ser analisado considerando a parede do canal estática e invertendo, alternadamente, o sentido e o estado do ar de entrada.

No processo de adsorção, o escoamento do ar úmido na entrada será atribuído e considera-se que a matriz dessecante encontra-se relativamente seca.

No processo de dessorção, o escoamento do ar quase seco na entrada será atribuído e a matriz dessecante estará úmida.

As condições iniciais são impostas no problema atribuindo valores de temperatura e de concentração na matriz dessecante.

$$T_g(0, x) = T_0 \quad ; \quad T_m(0, x) = T_0 \quad ; \quad \rho_v(0, x) = \rho_0 \quad ; \quad u(0, x) = u_0 \quad (5.18)$$

As condições de contorno requeridas para o problema são as condições de fluxo de ar úmido nas entradas da seção de processo e da seção de exaustão ou regeneração. Considerando t_{pr} como o tempo de processo, t_{ex} o tempo de exaustão ou regeneração, n o numero de ciclos; e os subscritos ent e sai significam respectivamente entrada e saída do rotor, podem-se escrever as seguintes condições de contorno para o processo e exaustão.

Para o fluxo de ar de processo $\{n(t_{pr} + t_{ex}) \leq t \leq n(t_{pr} + t_{ex}) + t_{pr}\}$:

$$T_g(t,0) = T_{g_{pr,ent}}(t) \quad ; \quad \rho_v(t,0) = \rho_{v_{pr,ent}}(t) \quad ; \quad U(t,0) = U_{g_{pr,ent}}(t) \quad (5.19)$$

Para o fluxo de ar de exaustão $\{n(t_{pr} + t_{ex}) + t_{pr} \leq t \leq (n+1)(t_{pr} + t_{ex})\}$:

$$T_g(t,L) = T_{g_{ex,ent}}(t) \quad ; \quad \rho_v(t,L) = \rho_{v_{ex,ent}}(t) \quad ; \quad U(t,L) = U_{g_{ex,ent}}(t) \quad (5.20)$$

As condições de contorno requeridas na matriz dessecante são:

$$\left. \frac{\partial T_m}{\partial x} \right|_{x=0} = \left. \frac{\partial T_m}{\partial x} \right|_{x=L} = 0 \quad ; \quad \left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_{x=0} = \left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_{x=L} = 0 \quad (5.21)$$

5.2.4 Tratamento Numérico

As equações governantes Eqs. (5.1-5.5) sujeitas às condições de contorno e iniciais Eqs. (5.18-5.21) foram resolvidas numericamente usando o Método dos Volumes Finitos, (PATANKAR, 1980; MALISKA, 1995), com arranjo desencontrado, (HARLOW e WELCK, 1965). A velocidade foi resolvida nas interfaces dos volumes e as outras variáveis e propriedades necessárias foram resolvidas nos centros dos volumes da malha computacional. Foram empregados os esquemas de interpolação (CDS) na matriz porosa e (UPWIND) na corrente fluida para avaliar as propriedades e seus gradientes nas interfaces dos volumes de controle. Os sistemas lineares oriundos do processo de discretização foram resolvidos usando o método das sobre-relaxações sucessivas (SOR), exceto na equação

evolutiva para energia na matriz dessecante onde foi utilizado o algoritmo de Thomas (TDMA), PATANKAR (1980) para aumentar a velocidade de convergência.

O procedimento adotado para solução do sistema obedeceu aos seguintes passos:

1. Estimativa de parâmetros e propriedades.
2. Resolução de equações evolutivas em sequência.
 - 2.1 Temperatura na matriz dessecante, T_m via Eq. (5.2);
 - 2.2 Massa específica do vapor d'água, ρ_v via Eq. (5.3);
 - 2.3 Velocidade do ar úmido, U via Eq. (5.4);
 - 2.4 Fração mássica de vapor de água no dessecante, u via Eq. (5.5);
 - 2.5 Temperatura do ar úmido, T_g via Eq. (5.1).
3. Atualização de propriedades.
4. Atualização da taxa da massa adsorvida, $\dot{m}'$ via Eq. (5.6).
5. Teste da convergência em cada iteração, se não satisfeita retorna ao passo 2.
6. Teste da solução periódica: se não satisfeita avança o passo de tempo e retorna ao passo 2.

Esse procedimento numérico resolve a transferência de calor e massa em um canal que gira ao redor do eixo do rotor. Sob condições típicas de operação, o ar úmido entra no canal durante o ciclo de processo (adsorção) e transfere calor e umidade para a matriz dessecante. Em seguida, o calor e a umidade são transferidos da matriz para o ar de exaustão no ciclo de regeneração (dessorção).

A solução do rotor dessecante será obtida quando for obtida a solução quase permanente ou periódica do canal analisado. Isto significa que, é possível determinar o perfil de temperatura e umidade sobre um canal do rotor a cada instante de tempo, mas o perfil de temperatura e umidade do rotor dessecante só será possível a cada ciclo completo (adsorção e dessorção) desse mesmo canal.

Portanto, para cada passo de tempo, a solução do canal deverá iterar até alcançar a convergência através do seguinte critério adotado:

$$\sum_{i=1}^n (\chi_i^{j+1} - \chi_i^j) / (n|\chi_{\max} - \chi_{\min}|) \leq 1 \times 10^{-4} \quad (5.22)$$

Onde, χ é uma variável ou propriedade definida na entrada e saída das duas seções do rotor dessecante e n é o número de volumes,

Para avaliar o desempenho de um rotor dessecante é necessário determinar as variáveis médias de saída dos fluxos de ar de processo (adsorção) e exaustão (dessorção). As variáveis médias nas entradas e saídas dos fluxos de ar são definidas:

$$\bar{\chi}_{pr,in} = \frac{\int_0^{t_{pr}} \dot{m} \chi(x=0) dt}{\int_0^{t_{pr}} \dot{m}(x=0) dt}, \bar{\chi}_{ex,in} = \frac{\int_{t_{pr}}^{t_{pr}+t_{ex}} \dot{m} \chi(x=L) dt}{\int_{t_{pr}}^{t_{pr}+t_{ex}} \dot{m}(x=L) dt}; \quad (5.23)$$

$$\bar{\chi}_{pr,out} = \frac{\int_0^{t_{pr}} \dot{m} \chi(x=L) dt}{\int_0^{t_{pr}} \dot{m}(x=L) dt}, \bar{\chi}_{ex,out} = \frac{\int_{t_{pr}}^{t_{pr}+t_{ex}} \dot{m} \chi(x=0) dt}{\int_{t_{pr}}^{t_{pr}+t_{ex}} \dot{m}(x=0) dt}$$

A solução em regime permanente do rotor dessecante é alcançada quando em um ciclo completo do canal, os erros nos balanços de energia e massa forem praticamente nulos ou desprezíveis. Para tanto, foram utilizados os mesmos critérios impostos por SIMONSON op. cit.

$$\left| \frac{\dot{m}_{pr}(W_{pr,ent} - W_{pr,sai}) - \dot{m}_{ex}(W_{ex,sai} - W_{ex,ent})}{\dot{m}_{min}(W_{pr,ent} - W_{ex,ent})} \right| \leq 5 \times 10^{-3}; \quad (5.24)$$

$$\left| \frac{\dot{m}_{pr}(H_{pr,ent} - H_{pr,sai}) - \dot{m}_{ex}(H_{ex,sai} - H_{ex,ent})}{\dot{m}_{min}(H_{pr,ent} - H_{ex,ent})} \right| \leq 5 \times 10^{-3}$$

Onde, W e H são respectivamente a umidade absoluta e a entalpia total,

$$W = \frac{\rho_v}{\rho_a} \quad e \quad H = C_{p_a}(T - 273.15) + W(h_{fg} + C_{p_w}(T - 273.15)) \quad (5.25)$$

5.3. DISCRETIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES GOVERNANTES

A resolução numérica do sistema de equações diferenciais parciais não-lineares compostas pelas equações de conservação de massa e energia envolvendo o ar úmido e a matriz dessecante, em cada um dos modelos descritos neste capítulo, requer a discretização dos domínios espacial e temporal. As equações foram discretizadas pelo Método de Volumes Finitos com arranjo desencontrado de variáveis.

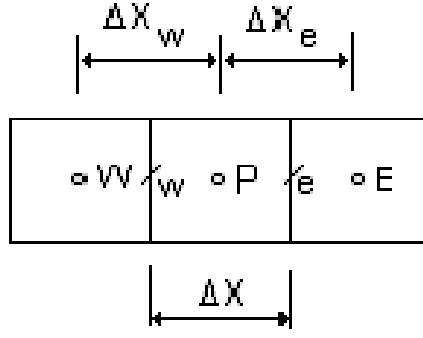
As equações aproximadas foram obtidas partindo-se das equações diferenciais na forma conservativa, integrando-as sobre o volume elementar, no espaço e no tempo Eqs. (5.1-5.5). Tais equações podem ser escritas de uma forma escalar geral para transporte da propriedade ou variável genérica ϕ :

$$\frac{\partial(\Pi^\phi \phi)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\Omega^\phi \Pi^\phi U \phi) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial x}\right) + S^\phi \quad (5.26)$$

Desta forma, o primeiro termo à esquerda da equação é o termo temporal e serve para avançar a solução no tempo. Fisicamente, representa a variação da propriedade ϕ dentro do volume de controle. O outro termo do lado esquerdo da equação representa o balanço convectivo da variável ϕ , e é um termo não-linear. O primeiro termo do lado direito representa o fluxo líquido por difusão e o último representa o termo fonte, responsável por acomodar todos aqueles termos que não se encaixem na forma apresentada pela Eq. (5.26).

A solução do sistema de equações foi resolvida de forma segregada, ou seja, as equações foram resolvidas uma a uma, atualizando os coeficientes envolvidos nas equações.

Integrando-se a Eq. (5.26) no volume de controle da Figura 5.7 e no tempo,

Figura 5.5. Volume de controle para ϕ .

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \left(\Pi^\phi \frac{\partial \phi}{\partial t} \right) dx dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \left(\frac{\partial}{\partial x} (\Omega^\phi \Pi^\phi U \phi) \right) dx dt = \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \left(\frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) \right) dx dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e (S^\phi) dx dt \quad (5.27)$$

Obtém-se,

$$\phi_P \left(\Pi^\phi \frac{\Delta x}{\Delta t} \right) - \phi_P^0 \left(\Pi^\phi \frac{\Delta x}{\Delta t} \right) + (\Omega^\phi \Pi^\phi U)_e \phi_e - (\Omega^\phi \Pi^\phi U)_w \phi_w = \Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \Big|_e - \Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \Big|_w + L[S^\phi] \Delta x \quad (5.28)$$

O termo $L[S^\phi]$ representa a linearização do termo fonte.

$$L[S^\phi] = S_c^\phi + S_p^\phi \phi \quad (5.29)$$

Onde, S_c é uma constante e S_p é o coeficiente da linearização que depende de ϕ .

Como é necessário conhecer a variável ϕ e seu gradiente nas interfaces dos volumes de controle, deve-se fazer uso de uma função de interpolação para extrapolar os valores dos centros para as interfaces. Foram empregados dois esquemas de interpolação o (CDS) e (UPWIND). Para os termos convectivos,

$$\phi_e = \left(\frac{1}{2} + \alpha_e \right) \phi_P + \left(\frac{1}{2} - \alpha_e \right) \phi_E \quad (5.30)$$

$$\phi_w = \left(\frac{1}{2} + \alpha_w \right) \phi_w + \left(\frac{1}{2} - \alpha_w \right) \phi_P \quad (5.31)$$

e para os termos difusivos,

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial X} \right|_e = \beta_e \left(\frac{\phi_E - \phi_P}{\Delta X_e} \right) \quad (5.32)$$

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial X} \right|_w = \beta_w \left(\frac{\phi_P - \phi_W}{\Delta X_w} \right) \quad (5.33)$$

Onde, os coeficientes α e β servem como pesos entre a convecção e a difusão. Por exemplo, para $\alpha=0$ e $\beta=1$ o esquema de diferenças centrais é recuperado, ao passo que para $\alpha=0,5$ e $\alpha=-0,5$ e $\beta=0$ para ambos, recupera-se o esquema UPWIND para velocidades positivas e negativas, respectivamente.

Substituindo os valores de ϕ e suas derivadas nas interfaces na Eq. (5.28)

$$\begin{aligned} & \phi_p \left(\Pi^\phi \frac{\Delta x}{\Delta t} \right) + \phi_p \left[\left(\Omega^\phi \Pi^\phi U \right)_e \left(\frac{1}{2} + \alpha_e \right) - \left(\Omega^\phi \Pi^\phi U \right)_w \left(\frac{1}{2} - \alpha_w \right) + \Gamma^\phi \frac{\beta}{\Delta x} \Big|_e + \Gamma^\phi \frac{\beta}{\Delta x} \Big|_w \right] = \\ & \phi_E \left[- \left(\Omega^\phi \Pi^\phi U \right)_e \left(\frac{1}{2} - \alpha_e \right) + \Gamma^\phi \frac{\beta}{\Delta x} \Big|_e \right] + \phi_W \left[\left(\Omega^\phi \Pi^\phi U \right)_w \left(\frac{1}{2} + \alpha_w \right) + \Gamma^\phi \frac{\beta}{\Delta x} \Big|_w \right] \\ & + \phi_p^0 \left(\Pi^\phi \frac{\Delta x}{\Delta t} \right) + L[S^\phi] \Delta x \end{aligned} \quad (5.34)$$

$$A_p^\phi \phi_P = A_e^\phi \phi_E + A_w^\phi \phi_W + B^\phi \quad (5.35)$$

Onde,

$$A_e^\phi = -(\Omega^\phi \Pi^\phi U)_e \left(\frac{1}{2} - \alpha_e \right) + \Gamma^\phi \frac{\beta}{\Delta x} \Big|_e \quad (5.36)$$

$$A_w^\phi = (\Omega^\phi \Pi^\phi U)_w \left(\frac{1}{2} + \alpha_w \right) + \Gamma^\phi \frac{\beta}{\Delta x} \Big|_w \quad (5.37)$$

$$A_p^\phi = (\Omega^\phi \Pi^\phi U)_e \left(\frac{1}{2} + \alpha_e \right) - (\Omega^\phi \Pi^\phi U)_w \left(\frac{1}{2} - \alpha_w \right) + \Gamma^\phi \frac{\beta}{\Delta x} \Big|_e + \Gamma^\phi \frac{\beta}{\Delta x} \Big|_w + \Pi^\phi \frac{\Delta x}{\Delta t} + S_p^\phi \Delta x \quad (5.38)$$

$$B^\phi = \phi_p^0 \left(\Pi^\phi \frac{\Delta x}{\Delta t} \right) + S_c^\phi \Delta x \quad (5.39)$$

5.3.1 Equação da Conservação da Energia na Matriz Dessecante

A Equação (5.26) torna-se a equação da energia para matriz dessecante, Eq. (5.2), quando:

$$\phi = T_m, \Pi^\phi = (\rho c_p A)_m, \Omega^\phi = 0, \Gamma^\phi = k_{al} A_{al}. \quad (5.40)$$

$$S^\phi = \dot{m}' h_{ad} (1 - \eta) + \dot{m}' c_{p_w} (T_g - T_m) + h \frac{A'_s}{L} (T_g - T_m)$$

A equação evolutiva para T_m tem a seguinte forma,

$$A_p^{T_m} T_{mP} = A_e^{T_m} T_{mE} + A_w^{T_m} T_{mW} + B^{T_m} \quad (5.41)$$

Onde,

$$A_e^{T_m} = \frac{k_{al} A_{al}}{\Delta x_e} \quad (5.42)$$

$$A_w^{T_m} = \frac{k_{al} A_{al}}{\Delta x_w} \quad (5.43)$$

$$A_p^{T_m} = A_e^{T_m} + A_w^{T_m} + (\rho c_p A)_m \frac{\Delta x}{\Delta t} + \frac{h A'_s}{L} \Delta x + \dot{m}' c_{p_w} \Delta x \quad (5.44)$$

$$B^{T_m} = \left((\rho c_p A)_m \frac{\Delta x}{\Delta t} \right) T_{m,p}^0 + \dot{m}' h_{ad} (1 - \eta) \Delta x + \left(\frac{h A'_s}{L} \Delta x + \dot{m}' c_{p_w} \Delta x \right) T_g \quad (5.45)$$

5.3.2 Equação da Conservação da Massa para o Vapor de Água

A Equação (5.26) torna-se a equação da conservação da massa para o vapor de água, Eq. (5.3), quando:

$$\phi = \rho_v, \Pi^\phi = A_g, \Omega^\phi = 1, \Gamma^\phi = 0 \quad e \quad S^\phi = -\dot{m}' = -h_m \frac{A'_s}{L} (\rho_v - \rho_{v,m}) \quad (5.46)$$

A equação evolutiva para ρ_v tem a seguinte forma,

$$A_p^{\rho_v} \rho_{v,p} = A_e^{\rho_v} \rho_{v,e} + A_w^{\rho_v} \rho_{v,w} + B^{\rho_v} \quad (5.47)$$

Onde,

$$A_e^{\rho_v} = 0 \quad (5.48)$$

$$A_w^{\rho_v} = A_g U_w \quad (5.49)$$

$$A_p^{\rho_v} = A_g U_e + A_g \frac{\Delta x}{\Delta t} + \frac{h_m A'_s}{L} \Delta x \quad (5.50)$$

$$B^{\rho_v} = \left(A_g \frac{\Delta x}{\Delta t} \right) \rho_{v,p}^0 + \frac{h_m A'_s}{L} (\rho_{v,m}) \Delta x \quad (5.51)$$

5.3.3 Equação da Conservação da Massa para o Ar Seco

Da mesma forma, obtém-se a equação da conservação de massa para o ar seco, Eq. (5.4), quando:

$$\phi = \rho_a, \Pi^\phi = 1, \Omega^\phi = 1, \Gamma^\phi = 0 \quad e \quad S^\phi = 0 \quad (5.52)$$

A equação da conservação de massa para o ar seco será utilizada para evoluir a velocidade U da seguinte forma,

$$A_e^U U_E = A_w^U U_W + B^U \quad (5.53)$$

Onde,

$$A_e^U = \rho_{a,e} \quad (5.54)$$

$$A_w^U = \rho_{a,w} \quad (5.55)$$

$$B^U = (\rho_a^0 - \rho_a) \frac{\Delta x}{\Delta t} \quad (5.56)$$

5.3.4 Equação da Conservação da Energia no Ar Úmido

A equação (5.26) torna-se a equação da energia para matriz dessecante, Eq. (5.1), quando:

$$\phi = T_g, \Pi^\phi = (\rho_p A)_g, \Omega^\phi = 1, \Gamma^\phi = 0 \quad e \quad S^\phi = \dot{m}' h_{ad} \eta - h \frac{A'_s}{L} (T_g - T_m) \quad (5.57)$$

A equação evolutiva para T_g tem a seguinte forma,

$$A_p^{T_g} T_{gP} = A_e^{T_g} T_{gE} + A_w^{T_g} T_{gW} + B^{T_g} \quad (5.58)$$

Onde,

$$A_e^{T_g} = 0 \quad (5.59)$$

$$A_w^{T_g} = (\rho_p A)_g U_w \quad (5.60)$$

$$A_p^{T_g} = A_e^{T_g} + A_w^{T_g} + (\rho_p A)_g \frac{\Delta x}{\Delta t} + \frac{hA'_s}{L} \Delta x \quad (5.61)$$

$$B^{T_g} = \left((\rho_p A)_g \frac{\Delta x}{\Delta t} \right) T_{mp}^0 + \dot{m}' h_{ad} \eta \Delta x + \left(\frac{hA'_s}{L} \Delta x \right) T_m \quad (5.62)$$

5.3.5 Equação da Conservação da Massa na Matriz Dessecante

Para a matriz dessecante, a equação de conservação de massa, Eq. (5.5), é dada por:

$$\phi = u, \Pi^\phi = \rho_{d,sec0} A_D, \Omega^\phi = 0, \Gamma^\phi = 0 \quad e \quad S^\phi = \dot{m}' \quad (5.63)$$

A equação evolutiva para u tem a seguinte forma,

$$A_p^u T_{pP} = A_e^u T_{eE} + A_w^u T_{wW} + B^u \quad (5.64)$$

Onde,

$$A_e^u = 0 \quad (5.65)$$

$$A_w^u = 0 \quad (5.66)$$

$$A_p^u = \frac{\rho_{d,sec} A_D}{\Delta t} \quad (5.67)$$

$$B^u = \left(\frac{\rho_{d,sec} A_D}{\Delta t} \right) u_p^0 + \dot{m}' \quad (5.68)$$

CAPÍTULO VI

RESULTADOS

6.1. DADOS EXPERIMENTAIS

Os dados que são apresentados foram obtidos manualmente e em diversas condições de funcionamento do experimento, destacando-se que os resultados estão relacionados às condições climáticas de João Pessoa em diferentes condições climáticas. A configuração de funcionamento pode variar de acordo com o número de equipamentos do protótipo que são colocados em operação, por exemplo, funcionar apenas com dois rotores, ou os dois primeiros (primeiro estágio de secagem), os dois últimos (segundo estágio de secagem), ou os quatro rotores em série (os dois estágios de secagem). Ainda podem-se variar as temperaturas de regeneração e vazão de ar de processo, dentre outros arranjos que foram experimentados.

6.1.1. Locais de medição das propriedades do ar

As medidas foram realizadas manualmente, sempre na entrada e na saída de cada componente do sistema. As medições foram realizadas na corrente de ar de processo, conforme o que é indicado na Figura 6.1 considerando os rotores sensíveis e na Figura 6.2 considerando os rotores dessecantes. Para identificar cada ponto de medição a numeração da Figura 6.3 será usada. Alguns dos dados obtidos nas medições são interpretados com a ajuda de *software*, por exemplo, o CATT. Outros dados são substituídos em formulas matemáticas para obtenção de variáveis do sistema, como COP térmico, calor liberado na queima do gás para a regeneração do material dessecante e potência frigorífica.

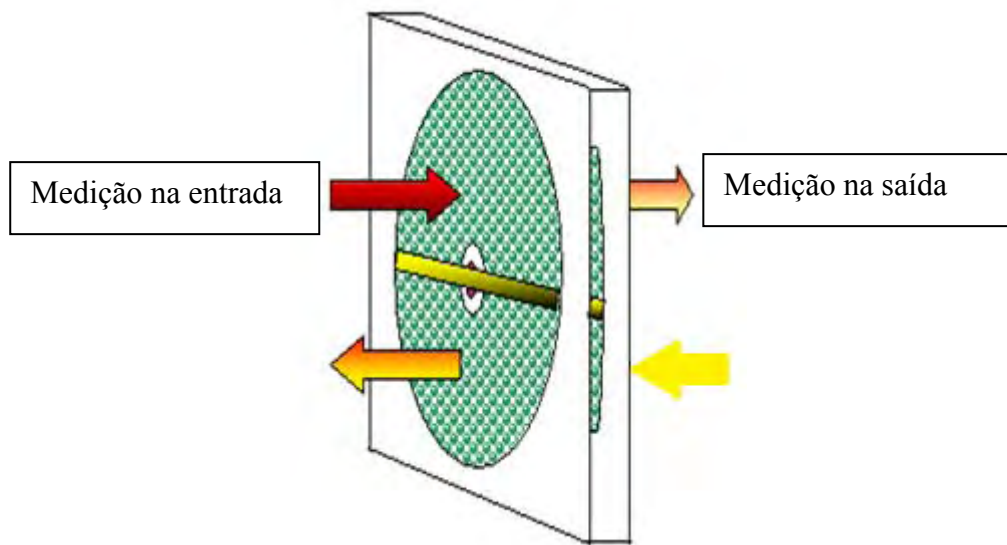


Figura 6.1. Locais de medição no rotor sensível.

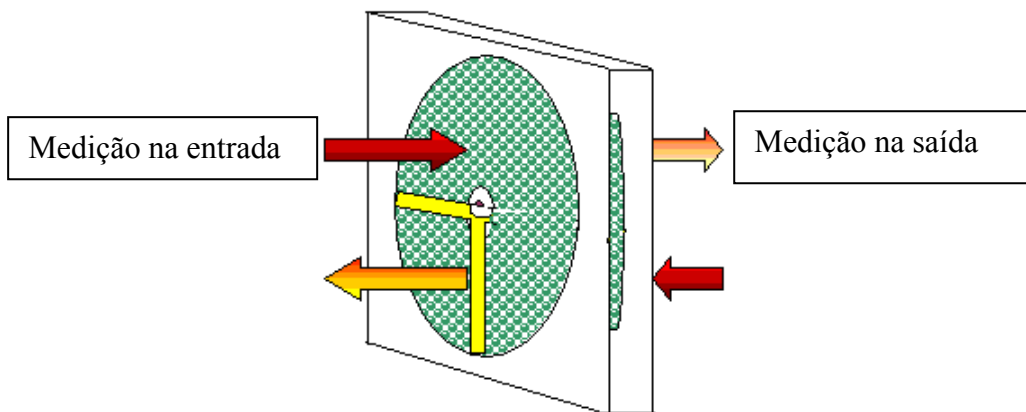


Figura 6.2. Locais de medição no rotor dessecante.

6.1.2. Cálculo do COP térmico

Para o cálculo do COP térmico foi adotada a metodologia usada por KODAMA *et al* (2005a) que é semelhante à de LIU *et al* (2007), e a de KABEEL (2007) uma vez que, esta forma de cálculo está relacionada com a potência frigorífica que o protótipo pode obter. Estes autores calculam o COP levando em consideração a diferença de entalpia entre o ar de processo na entrada para o sistema e na entrada do ambiente a ser condicionado, dividida pelo calor de regeneração. Já a metodologia adotada por DAOU *et al* (2006), ÇARPINLIOGLUE e YILDIRIM (2005) e CHAROENSUPAYA *et al* (1988), pode ser entendida como a carga térmica do ambiente climatizado, pois, esta considera para o

cálculo do COP a diferença de entalpias de entrada e saída do ar do ambiente condicionado, dividida pelo calor de regeneração.

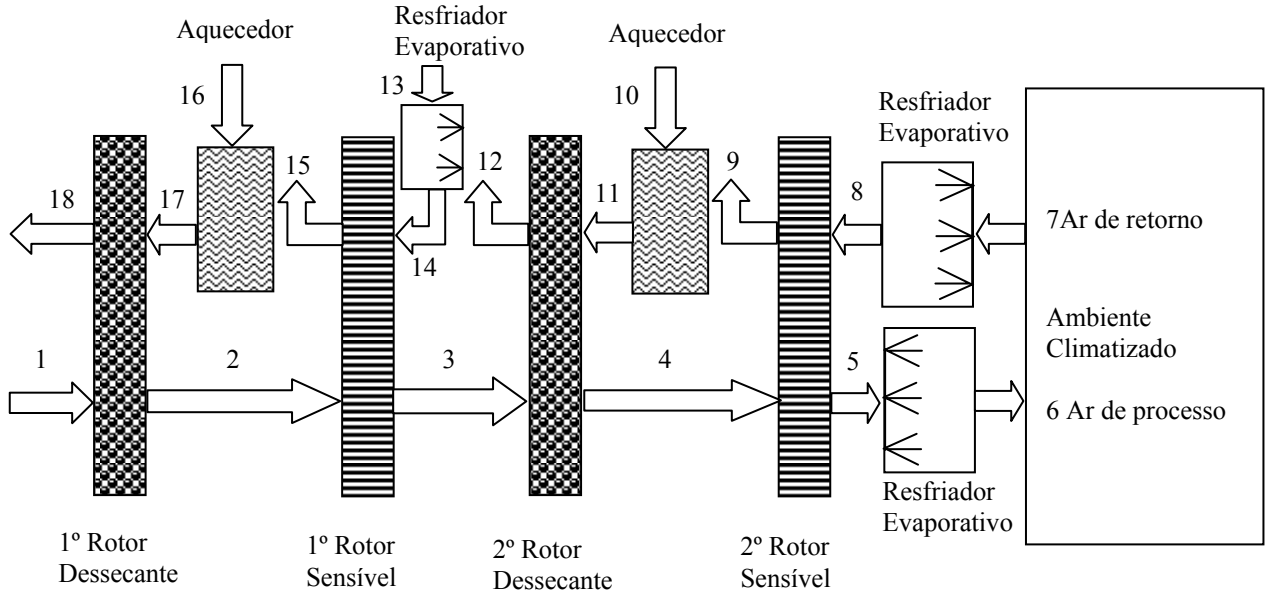


Figura 6.3. Sistema completo.

Já o calor liberado pela queima do gás no interior dos aquecedores é calculado pelo aumento da energia interna do ar de regeneração. Esta mesma forma também é adotada por LIU *et al* (2007). Para o primeiro aquecedor, utilizou-se a equação abaixo:

$$Q_{a1} = \dot{m}_{a1} * C_{p_a} (T_{17} - T_{16}) \quad (6.1)$$

O calor liberado no segundo aquecedor pela queima do gás natural é calculado por:

$$Q_{a2} = \dot{m}_{a2} * C_{p_a} (T_{11} - T_{10}) \quad (6.2)$$

O calor total liberado quando o sistema opera com os quatro rotores é a soma das duas quantidades acima. A potência frigorífica é calculada pela equação abaixo, porém deve ser observado que, neste trabalho o valor de h_6 é obtido na entrada da sala e não imediatamente na saída do resfriador evaporativo, devido a umidade relativa neste ponto está muito próxima de 100 % saindo da faixa de leitura do instrumento de medição. Desta

forma estão inclusos no cálculo da potência frigorífica as trocas de calor referentes aos dutos desde a saída do resfriador evaporativo até a entrada da sala e ao trabalho mecânico do ventilador principal que movimenta o ar de processo. Deve ser notado que em função deste fato o cálculo do COP tem uma redução.

$$Q_r = \dot{m}_a * (h_{e1} - h_{e6}) \quad (6.3)$$

O cálculo do COP é realizado considerando a potência frigorífica total, dividido pelo calor liberado na queima do gás natural nos aquecedores, conforme a equação abaixo:

$$COP = \frac{\dot{m}_a (h_{e1} - h_{e6})}{(Q_{a1} + Q_{a2})} \quad (6.4)$$

Se só um rotor dessecante estiver em funcionamento, apenas o calor liberado em seu aquecedor deve ser considerado para o cálculo do COP. Esta mesma forma de cálculo foi usada por GE *et al* (2008).

6.2. APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS

Tendo em vista que desligando alguns componentes e ligando outros, o sistema tem a versatilidade de funcionar em modo típico com dois rotores e o resfriador evaporativo ou o sistema completo. Os dados são apresentados considerando o funcionamento do primeiro estágio de secagem separadamente, onde foram colocados em funcionamento o primeiro rotor dessecante, o primeiro rotor sensível e o resfriado evaporativo, considerando também o segundo estágio de secagem, quando estavam em funcionamento o segundo rotor dessecante, o segundo rotor sensível e o resfriador evaporativo ou quando os quatro rotores estavam em funcionamento juntamente com o resfriador evaporativo.

6.2.1 Dados do funcionamento do protótipo com o primeiro estágio de secagem

Na Tabela 6.1 estão expostos os dados referentes ao funcionamento do sistema com o primeiro estágio de secagem e temperaturas de regeneração de 120 °C e 140 °C. O termo P1 se refere a um ponto de medição, onde a sonda do higrômetro é introduzida no duto. Quando apenas o primeiro estágio de secagem está funcionando o fluxo de ar de processo passa através de todos os rotores do protótipo, porém os rotores do segundo estágio de secagem permaneceram desligados. Os dados do funcionamento a 120 °C foram obtidos em experimento no dia 10/02/2010, enquanto que os dados de funcionamento a 140 °C foram obtidos no dia 12/01/2010.

Tabela 6.1. Dados do sistema funcionando com o primeiro estágio de secagem.

Variáveis do sistema	P1	P1	Unidade
Temperatura de regeneração	120	140	°C
Temperatura externa	29,70	28,80	°C
Umidade relativa externa	72,00	70,60	%
Razão de umidade externa	18,52	17,65	gH ₂ O/kg ar
Entalpia externa	97,21	94,07	kJ/kg
Temperatura na saída do 1º dessecante	52,00	57,10	°C
Umidade relativa saída 1º dessecante	12,40	9,12	%
Razão de umidade saída 1º dessecante	10,55	9,9	gH ₂ O/kg ar
Temperatura na saída 1º sensível	31,80	31,50	°C
Umidade relativa na saída 1º sensível	38,70	32,00	%
Razão de umidade na saída 1º sensível	11,38	10,24	gH ₂ O/kg ar
Temperatura na entrada do resfriador evaporativo	29,90	31,40	°C
Umidade relativa na entrada do resfriador evaporativo	49,02	38,80	%
Razão de umidade na entrada do resfriador evaporativo	12,96	11,15	gH ₂ O/kg ar
Entalpia na entrada do resfriador evaporativo	83,21	80,12	kJ/kg
Temperatura dentro do resfriador evaporativo	21,60	20,00	°C
Temperatura na entrada da sala	24,20	24,10	°C
Umidade relativa na entrada da sala	94,40	81,00	%
Razão de umidade na entrada da sala	18,01	15,77	gH ₂ O/kg ar
Entalpia na entrada da sala	90,21	83,19	kJ/kg
Calor de regeneração	18,54	22,70	kW
Potência frigorífica	4,38	6,81	kW

COP

0,25

0,32

Ao analisar o funcionamento do sistema trabalhando apenas com o primeiro estágio de secagem, observa-se que o mesmo operando nas condições climáticas de João Pessoa, não fornece nem a condição de conforto térmico prevista na Norma NBR 6401, nem atinge o COP especificado por PENSARAN *et al* (1992) para os sistemas de condicionamento de ar com rotores dessecantes em modo aberto, que são de 0,5 a 1,93. E se o sistema for comparado com os dados do projeto inicial, tendo apenas o primeiro estágio de secagem em funcionamento, era previsto uma temperatura de entrada no resfriador evaporativo de 34,3 °C e uma razão de umidade de 12 g /kg de ar seco, nesta condição o sistema deveria proporcionar um COP de 0,5, desta forma, o sistema também não atinge o que foi especificado inicialmente nem para a temperatura de regeneração de 120 °C, nem para a temperatura de 140 °C. Nas Figuras 6.4 estão expostos os dados da Tabela 6.1 de forma gráfica. A área na cor verde apresentada nas figuras que serão expostas neste capítulo delimita a região de conforto térmico extraídas da NBR 6401.

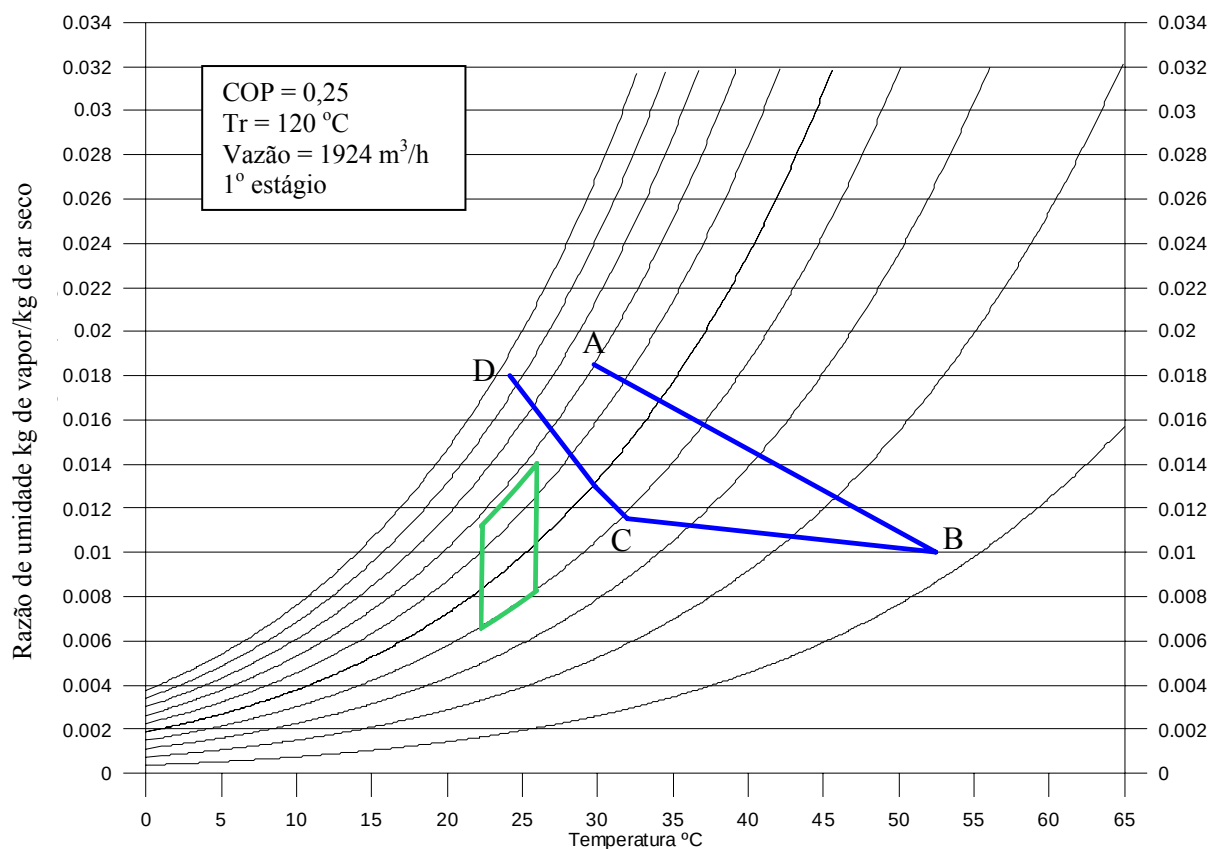


Figura 6.4. Primeiro estágio de secagem com temperatura de regeneração de 120 °C.

Na Figura 6.4, o ponto A é referente à entrada do ar externo para o sistema, B corresponde à saída do ar de processo do primeiro rotor dessecante, C é um ponto após o rotor sensível e entrada do resfriador evaporativo, D está localizado na entrada do ambiente climatizado. A inclinação da reta entre os pontos B e C pode ser explicada em função de infiltrações de ar externo para o ar de processo em toda a tubulação e componentes do sistema que estão localizados após o rotor dessecante. A reta entre C e D é referente à passagem do ar de processo pelo resfriador evaporativo até a entrada do ambiente climatizado. Também pode ser notado na Figura 6.4 que as condições que o protótipo operando com o primeiro estágio de secagem, fornece o ar de processo para a sala a ser condicionada não se aproximam das condições de conforto térmico que estão representadas pela região na cor verde.

Na Figura 6.5 estão ilustrados os dados da Tabela 6.1 para o funcionamento do sistema a 140 °C.

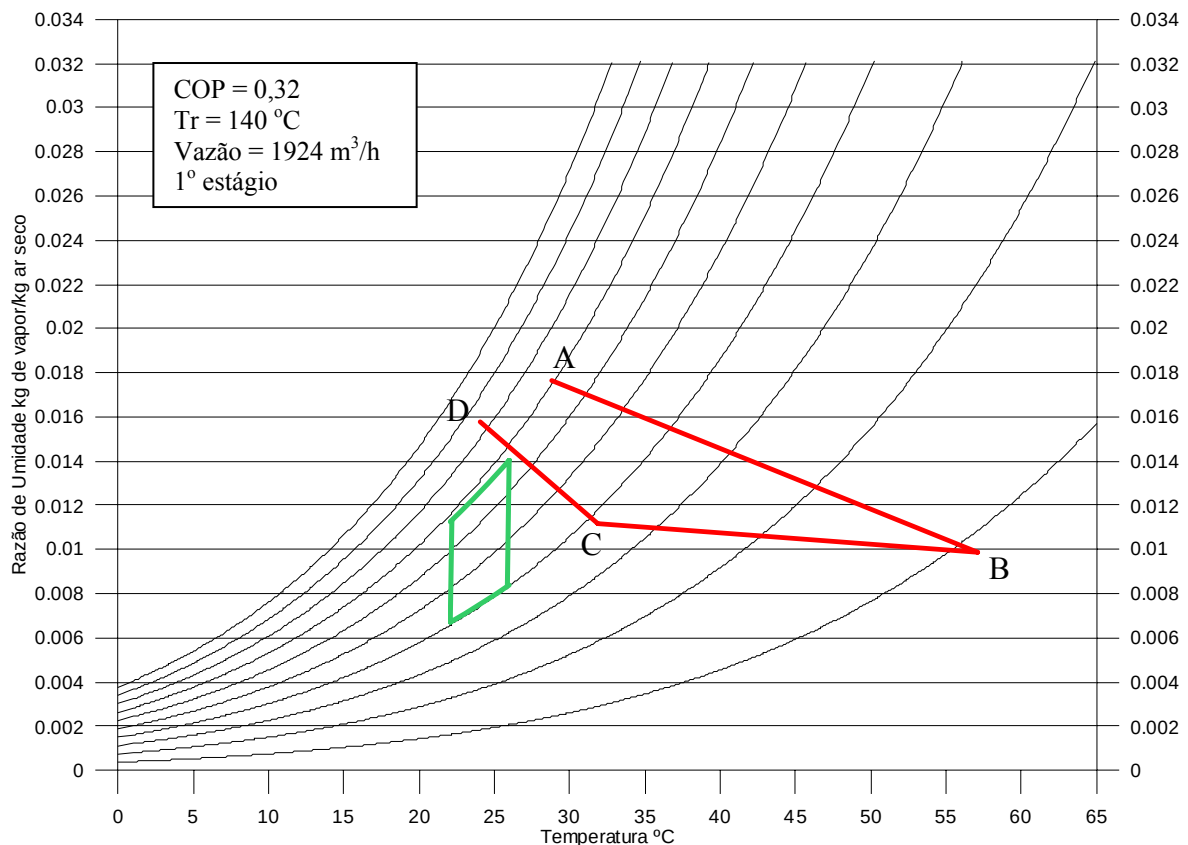


Figura 6.5. Primeiro estágio de secagem com temperatura de regeneração de 140 °C.

Observando a Figura 6.5 pode ser notado que o sistema apresenta comportamento semelhante ao do funcionamento a 120 °C, apenas com os valores obtidos para as

propriedades do ar de processo nos pontos A, B, C e D, que são diferentes. Também, deve ser notado que, operando sob estas condições o protótipo não conseguiu fornecer ar de processo em condições de promover conforto térmico ao ambiente a ser climatizada, visto que as propriedades do ar de processo não passam pelo interior da região de conforto térmico.

6.2.2 Dados de funcionamento do protótipo com o segundo estágio de secagem

Foram realizados alguns testes para verificar se o segundo rotor dessecante tinha problemas no funcionamento, dentre estes testes, o protótipo foi colocado em funcionamento com os dutos na entrada do segundo rotor dessecante abertos. No teste o ar da atmosfera entrou por esta abertura diretamente para este rotor, sem passar através dos rotores anteriores. Na Figura 6.3 deve-se considerar que o sistema é aberto no ponto 3 e o restante dos rotores ficam isolados. Na Tabela 6.2, estão expostos os dados do sistema funcionando com o segundo estágio de secagem, com os dutos laterais abertos para diminuir a perda de carga no segundo rotor sensível, consequentemente reduzindo a diferença de pressão entre o fluxo de ar de processo e a atmosfera. Neste teste o primeiro estágio de secagem permaneceu desligado. A temperatura de regeneração usada neste caso foi de 120 °C, os dados são do dia 14/12/2009.

Em alguns locais do protótipo as medidas foram realizadas em mais de uma posição, como indicado na Figura 6.6. As setas menores em azul indicam os pontos onde a sonda do higrômetro pode ser introduzida no duto na saída do ar de processo do segundo rotor sensível. A seta maior em vermelho indica o sentido do fluxo de ar de processo. A imagem é uma foto da vista superior do duto.

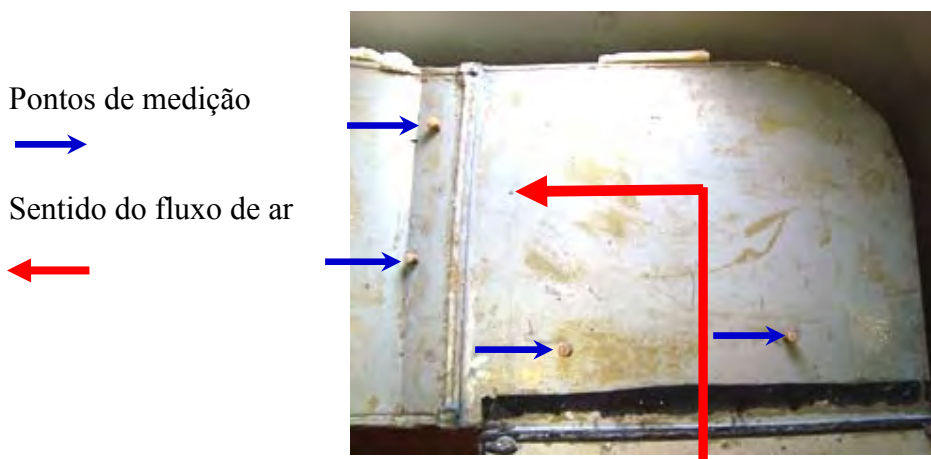


Figura 6.6. Locais de medição após o segundo rotor sensível.

Tabela 6.2. Dados do sistema funcionamento com o segundo estágio de secagem e temperatura de regeneração de 120 °C.

Variáveis do sistema	P1	Unidades
Temperatura de regeneração	120	°C
Temperatura externa	31,40	°C
Umidade relativa externa	60,00	%
Razão de umidade externa	17,41	gH ₂ O/kg ar
Entalpia externa	96,14	kJ/kg
Temperatura na saída 2° dessecante	49,70	°C
Umidade relativa na saída 2° dessecante	12,00	%
Razão de umidade na saída do 2° dessecante	9,00	gH ₂ O/kg ar
Temperatura na saída 2° sensível	32,70	°C
Umidade relativa na saída 2° sensível	29,80	%
Razão de umidade 2° sensível	9,18	gH ₂ O/kg ar
Temperatura entrada do resfriador evaporativo	30,00	°C
Umidade relativa na entrada do resfriador evaporativo	36,90	%
Razão de umidade entrada no resfriador evaporativo	9,77	gH ₂ O/kg ar
Entalpia entrada do resfriador evaporativo	75,15	kJ/kg
Temperatura dentro do resfriador evaporativo	19,20	°C
Temperatura na entrada da sala	23,10	°C
Umidade relativa na entrada da sala	80,20	%
Razão de umidade na entrada da sala	14,23	gH ₂ O/kg ar
Entalpia na entrada da sala	79,49	kJ/kg
Calor de regeneração	17,35	kW
Potência frigorífica	10,41	kW
COP	0,60	

Comparando os resultados obtidos para o funcionamento do protótipo nesta configuração e condições aos resultados esperados no projeto inicial e com a Norma NBR 6401, pode-se concluir que sob estas condições de funcionamento o protótipo forneceria uma temperatura que proporcionaria conforto térmico. O COP apresenta resultado superior ao que inicialmente foi previsto. Na Figura 6.7 estão expostos os dados da Tabela 6.2, ilustrando o funcionamento do sistema para o ar de processo.

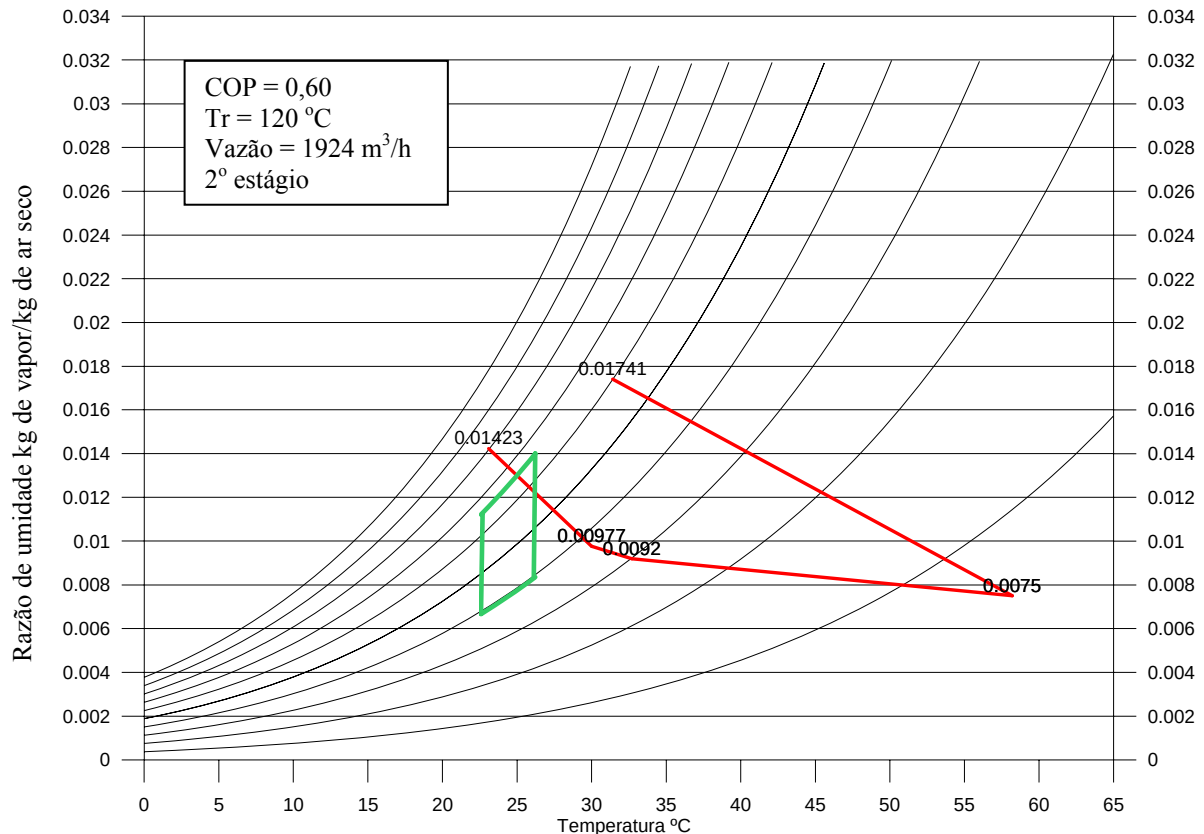


Figura 6.7. Dados de funcionamento do protótipo com o segundo estágio de secagem dia 14/12/2009.

É fácil perceber, pela inclinação do segmento de reta referente ao processo de resfriamento, que o ar de processo ao passar pelo rotor sensível tem um enriquecimento da razão de umidade o que não é desejado e que prejudica o funcionamento do sistema, acarretando uma diminuição do COP. O aumento da umidade pode estar relacionado com a diferença de pressão entre o ar de processo a atmosfera e outras regiões periféricas ao rotor, o que gera infiltração para dentro do sistema, contaminando o fluxo de ar. Também há imprecisões na medição, tendo em vista que estas são realizadas imediatamente após os rotores em locais onde não há homogeneidade do fluxo e o cálculo de uma média entre as medidas, que pode não ser representativa das reais propriedades do ar. Contudo o resultado do COP é significativo se comparado a outros sistemas de refrigeração que utilizam rotores dessecantes. Deve ser notado que operando sob as condições deste experimento, o protótipo pôde fornecer ar de processo dentro da faixa de conforto térmico, porém seria difícil promover conforto térmico no ambiente condicionado, pois as propriedades do ar estiveram muito próximas da margem superior da região delimitada pelo polígono em verde.

Na Tabela 6.3, estão expostos os dados do funcionamento do sistema com o segundo estágio de secagem em operação e temperatura de regeneração de 120 °C, com outra condição de entrada, os dados são do dia 22/01/2010.

Tabela 6.3. Dados do funcionamento do sistema com o segundo estágio de secagem e temperatura de regeneração de 120 °C, no dia 22/01/2010.

Variáveis do sistema	P1	Unidades
Temperatura externa	30,20	°C
Umidade relativa externa	63,90	%
Razão de umidade externa	17,31	gH ₂ O/kg ar
Entalpia externa	94,65	kJ/kg
Temperatura na saída 2° dessecante	64,60	°C
Umidade relativa na saída 2° dessecante	5,20	%
Razão de umidade 2° dessecante	7,95	gH ₂ O/kg ar
Temperatura na saída 2° sensível	28,10	°C
Umidade relativa na saída 2° sensível	48,20	%
Razão de umidade 2° sensível	11,46	gH ₂ O/kg ar
Temperatura entrada do resfriador evaporativo	28,10	°C
Umidade relativa na entrada do resfriador evaporativo	38,60	%
Razão de umidade entrada do resfriador evaporativo	9,14	gH ₂ O/kg ar
Entalpia entrada do resfriador evaporativo	71,62	kJ/kg
Temperatura dentro do resfriador evaporativo	18,40	°C
Temperatura na entrada da sala	21,50	°C
Umidade relativa na entrada da sala	89,90	%
Razão de umidade na entrada sala	14,48	gH ₂ O/kg ar
Entalpia na entrada da sala	78,44	kJ/kg
Calor de regeneração	17,35	kW
Potência frigorífica	10,01	kW
COP	0,58	

Na Figura 6.8 são apresentados dados da Tabela 6.3 de forma gráfica para a temperatura de regeneração de 120 °C. Sob as condições de funcionamento neste dia o sistema disponibilizou uma Potência frigorífica de 10,01 kW, os dados foram obtidos no dia 22/01/2010.

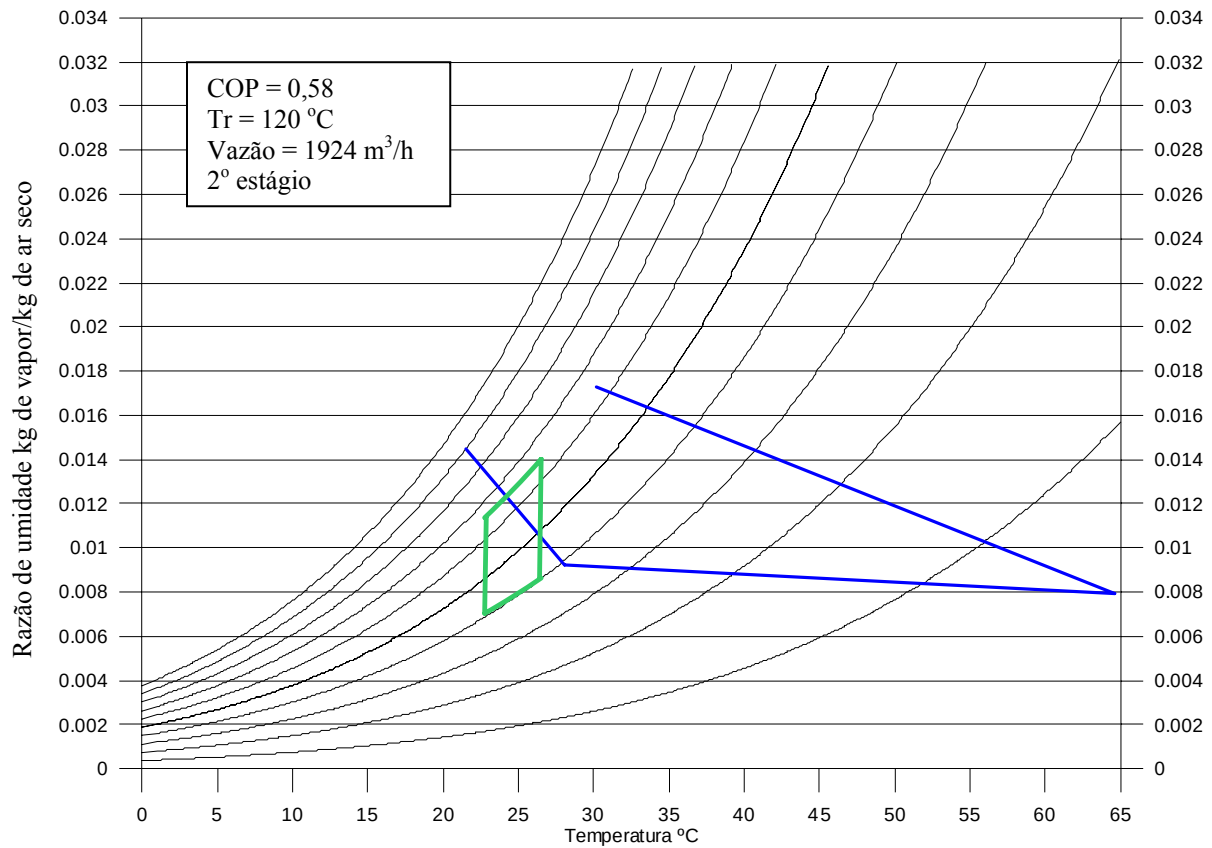


Figura 6.8. Dados de funcionamento do protótipo com o segundo estágio de secagem dia 22/01/2010.

Nas condições de funcionamento deste dia, o COP obtido apresentou um resultado significativo, comparados a outros sistemas com rotores dessecantes, funcionando com um estágio de secagem em modo de ventilação e foi maior que o previsto no projeto inicial. É possível afirmar que o protótipo operando sob as condições em que funcionou neste experimento, poderia fornecer ar de processo em condições de promover conforto térmico no ambiente a ser condicionado, visto que, as propriedades do ar atravessaram uma faixa considerável da região de conforto térmico, porém, não deveria ter sido fornecida a quantidade de água que foi pulverizada no ar no interior do resfriador evaporativo, e assim controlando as mesmas e mantendo-as na região de conforto térmico.

Na Tabela 6.4 estão apresentados os dados do funcionamento do sistema, funcionando com o segundo estágio de secagem a temperatura de regeneração de 140 °C

no dia 12/01/2010. Neste dia as condições climáticas apresentavam-se favoráveis ao bom funcionamento do protótipo no que diz respeito à razão de umidade e temperatura externa.

Tabela 6.4. Dados do funcionamento do sistema com o segundo estágio de secagem com temperatura de regeneração de 140 °C.

Variáveis do sistema	P1	Unidades
Temperatura externa	30,00	°C
Umidade relativa externa	60,40	%
Razão de umidade externa	16,15	gH ₂ O/kg ar
Entalpia externa	91,46	kJ/kg
Temperatura na saída 2° dessecante	48,60	°C
Umidade relativa na saída 2° dessecante	10,40	%
Razão de umidade 2° dessecante	7,44	gH ₂ O/kg ar
Temperatura na saída 2° sensível	27,60	°C
Umidade relativa na saída 2° sensível	29,80	%
Razão de umidade na saída do 2° sensível	6,83	gH ₂ O/kg ar
Temperatura entrada do resfriador evaporativo	27,60	°C
Umidade relativa na entrada do resfriador evaporativo	33,90	%
Razão de umidade entrada do resfriador evaporativo	7,83	gH ₂ O/kg ar
Entalpia entrada do resfriador evaporativo	67,64	kJ/kg
Temperatura dentro do resfriador evaporativo	17,10	°C
Temperatura na entrada da sala	21,10	°C
Umidade relativa na entrada da sala	81,60	%
Razão de umidade na entrada da sala	12,79	gH ₂ O/kg ar
Entalpia na entrada da sala	73,74	kJ/kg
Calor de regeneração	21,25	kW
Potência frigorífica	11,08	kW
COP	0,52	

Na Figura 6.9 estão representados os dados do funcionamento do segundo estágio de secagem e que estão expostos na Tabela 6.4, nestas condições o sistema disponibilizou uma Potência frigorífica de 11,08 kW.

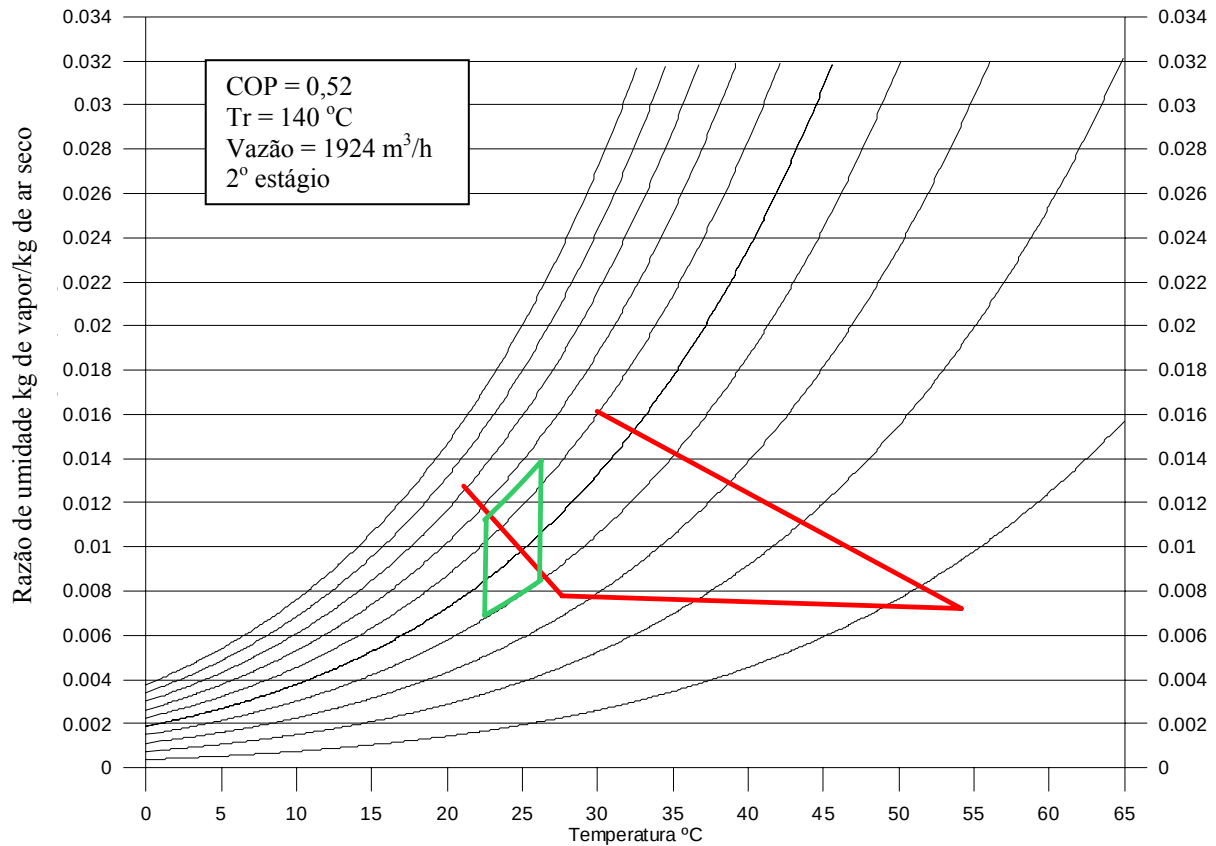


Figura 6.9. Dados de funcionamento do protótipo com o segundo estágio de secagem dia 12/01/2010.

Para as condições de entrada do ar de processo neste dia o sistema conseguiu alcançar tanto a temperatura quanto a razão de umidade que proporcionariam condição de conforto térmico no ambiente climatizado e com um COP superior ao previsto no projeto inicial, no entanto, da mesma forma que na situação anterior não deveria ter sido fornecida tanta água ao ar no resfriador evaporativo. Deve se observado que, a afirmação anterior se baseia no fato que o ar de processo atravessou da à região de conforto térmico e na entrada da sala ele esta fora das condições de promover conforto térmico, ou seja, a razão de umidade é maior que da de conforto e isso deveria ter sido evitado.

Como pode ser notado nas figuras que mostram o comportamento do sistema, sempre há um aumento da razão de umidade entre a saída do 2º rotor dessecante e a entrada do resfriador evaporativo. Para verificar se este comportamento estava relacionado à existência de infiltrações neste segmento do protótipo, alguns testes foram realizados e estes são apresentados a seguir.

O desempenho do sistema funcionando com o primeiro estágio de secagem é sempre inferior ao do segundo estágio de secagem, considerando as mesmas condições de operação. Para analisar este fato, deve ser observado que quando o sistema funciona com o primeiro estágio de secagem, o 1º rotor sensível usa ar captado direto da atmosfera com temperatura “alta” para realizar a troca de calor com o ar de processo, além disso, entre este rotor e o resfriador evaporativo existem vários componentes que são fontes de infiltrações. Já quando o sistema funciona com o segundo estágio de secagem o 2º rotor sensível usa ar captado do ambiente condicionado a uma temperatura “baixa”, provocando uma maior troca de calor e consequentemente levando a um melhor desempenho do sistema.

6.2.3. Teste para verificação de infiltrações

Na Tabela 6.5. Estão expostos dados para o funcionamento do segundo rotor com duas vazões. O objetivo da variação da vazão, foi o de verificar se reduzindo a diferença de pressão entre a atmosfera e o fluxo de ar de processo, pudesse eliminar uma fonte de infiltração externa. Outro teste foi o de funcionar o sistema com os dutos localizados na entrada do segundo rotor dessecante abertos, o que provoca uma redução nas perdas de carga e assim, uma diminuição na diferença de pressão após o 2º rotor dessecante e após o 2º rotor sensível. Em outro teste a temperatura de regeneração foi alterada e o comportamento do sistema analisado.

Para estes testes as letras A e F na Tabela 6.5 identificam que o experimento foi realizado com o duto na entrada do 2º dessecante aberto ou fechado respectivamente.

Tabela 6.5. Dados de funcionamento do segundo rotor dessecante com duas vazões.

Pontos de medição e variáveis do sistema	Vazão 1900m ³ /h			Vazão 1224m ³ /h		Unidades
	Duto A	Duto F	Duto F	Duto A	Duto F	
Data	22/1/2010	22/1/2010	12/1/2010	22/1/2010	27/1/2010	
Temperatura de regeneração	120	120	140	120	120	°C
Temperatura externa	30,20	30,50	30,00	30,70	29,80	°C
Umidade relativa externa	63,90	65,90	60,40	64,80	70,00	%
Razão de umidade externa	17,31	18,19	16,15	18,09	18,57	gH ₂ O/kg ar
Entalpia externa	94,65	97,20	91,46	97,15	97,45	kJ/kg
Temperatura na saída 2° dessecante	64,60	63,40	48,60	52,30	56,70	°C
Umidade relativa saída 2° dessecante	5,20	6,30	10,40	11,40	7,50	%
Razão de umidade saída 2° dessecante	7,95	9,14	7,22	9,83	7,96	gH ₂ O/kg ar
Temperatura na saída 2° sensível	28,10	27,90	27,60	32,30	27,50	°C
Umidade relativa na saída 2° sensível	48,20	39,00	29,80	36,20	37,70	%
Razão de umidade 2° sensível	11,46	9,13	7,22	10,94	8,62	gH ₂ O/kg ar
Temperatura entrada do resfriador evaporativo	28,10	28,30	27,60	27,90	27,70	°C
Umidade relativa entrada resfriador evaporativo	38,6	40,90	33,90	36,80	44,00	%
Razão de umidade entrada resfriador evaporativo	9,14	9,81	7,78	8,61	10,20	gH ₂ O/kg ar
Entalpia entrada do resfriador evaporativo	71,62	73,53	67,64	70,05	73,91	KJ/kg
Temperatura dentro do resfriador evaporativo	18,40	18,70	17,10	17,60	19,00	°C
Temperatura na entrada da sala	21,50	21,90	21,10	18,80	21,70	°C
Umidade relativa na entrada sala	89,90	89,40	81,60	97,70	100	%
Razão de umidade na entrada sala	14,48	14,36	12,79	13,29	16,35	gH ₂ O/kg ar
Entalpia na entrada da sala	78,44	78,54	73,74	72,64	83,41	
Calor de regeneração	17,35	17,35	21,25	17,35	17,35	kW
Potência frigorífica	10,00	11,52	11,08	10,22	5,86	kW
COP	0,57	0,66	0,52	0,59	0,34	

Observando os dados, verifica-se que não há alterações significativas que comprovem a teoria sobre infiltrações e que leve a uma conclusão definitiva sobre o problema de baixo rendimento do sistema quando em funcionamento em série. Porém o resultado do COP em todos os testes supera o COP inicialmente previsto. A temperatura na entrada da sala em todos os casos se mostra em condição de promover conforto térmico e

em dois casos a razão de umidade na entrada da sala, é inferior a umidade de conforto térmico prevista em Norma o que também indica que o sistema seria capaz de promover conforto térmico operando sob as condições do teste.

Na Figura 6.10 uma das tampas dos dutos que podem ser abertas ou não é mostrada.



Figura 6.10. Identificação da abertura do duto antes do segundo rotor dessecante.

6.2.4. Teste do segundo rotor dessecante com baixa umidade de entrada

Uma hipótese levantada sobre desempenho do sistema quando os quatro rotores funcionando em série, foi que, o segundo rotor dessecante poderia não estar realizando a adsorção adequada quando o ar de processo entra nele com baixa umidade, então, o protótipo foi colocado em funcionamento apenas com o segundo estágio de secagem. Neste teste os dutos foram abertos e não foi realizada pulverização de água no resfriador evaporativo. Operando nesta condição, a recirculação do ar foi forçada da saída para a entrada do próprio rotor dessecante. Os dados do teste estão expostos na Tabela 6.6.

Tabela 6.6. Testes com baixa umidade de entrada no segundo rotor dessecante.

Data do experimento	6/5/2010	6/5/2010	5/5/2010	Unidades
Temperatura de regeneração	80	100	120	°C
Temperatura externa	29,30	29,80	27,70	°C
Umidade relativa externa	45,00	38,40	42,00	%
Razão de umidade externa	11,47	10,05	9,73	gH ₂ O/kg ar
Temperatura na saída 2° dessecante	40,00	64,00	44,40	°C
Umidade relativa saída 2° dessecante	20,70	4,80	7,80	%
Razão de umidade 2° dessecante	9,52	7,13	4,48	gH ₂ O/kg ar
Temperatura na saída 2° sensível	39,70	46,30	46,60	°C
Umidade relativa na saída 2° sensível	17,50	10,10	6,80	%
Razão de umidade 2° sensível	7,90	6,42	4,37	gH ₂ O/kg ar
Temperatura na entrada do resfriador evaporativo	40,00	46,00	47,80	°C
Umidade relativa na entrada do resfriador evaporativo	17,00	8,40	6,30	%
Razão de umidade na entrada do resfriador evaporativo	7,80	5,25	4,30	gH ₂ O/kg ar

Os resultados dos testes com baixa umidade entrando no 2° rotor dessecante levam a conclusão de que o rotor não apresenta problemas sob as condições testadas. No entanto as condições do funcionamento do protótipo trabalhando em série (dois estágios de secagem), não foram exatamente reproduzidas o que dificulta uma conclusão definitiva acerca do problema.

No projeto inicial para o sistema funcionando com todos os seus componentes, ou seja, os dois estágios de secagem (quatro rotores funcionando em série), pelos dados obtidos das cartas do fabricante e pela metodologia de cálculo adotada, era previsto que fosse atingido um COP de 0,5, para o funcionamento do sistema com as temperaturas de regeneração de 120 e de 140 °C.

6.2.5 Funcionamento do protótipo com os dois estágios de secagem e temperatura de regeneração de 120°C

Na Tabela 6.7 estão apresentados os dados do sistema funcionando a temperatura de regeneração de 120°C e com os dois rotores dessecantes e os dois rotores sensíveis, trabalhando em série. Os dados foram obtidos no dia 08/12/2009.

Tabela 6.7. Dados com os dois estágios de secagem em funcionamento e temperatura de regeneração de 120°C.

Variáveis do sistema	P1	Unidades
Temperatura de regeneração	120	°C
Temperatura externa	31,30	°C
Umidade relativa externa	60,30	%
Razão de umidade externa	17,40	gH ₂ O/kg ar
Entalpia externa	96,01	kJ/kg
Temperatura na saída do 1º dessecante	51,70	°C
Umidade relativa na saída 1º dessecante	11,00	%
Umidade na saída 1º dessecante absoluta	9,20	gH ₂ O/kg ar
Temperatura na saída 1º sensível	35,20	°C
Umidade relativa na saída 1º sensível	26,70	%
Razão de umidade na saída 1º sensível	9,40	gH ₂ O/kg ar
Temperatura na saída 2º dessecante	65,00	°C
Umidade relativa na saída 2º dessecante	4,94	%
Razão de umidade na saída 2º dessecante	7,68	gH ₂ O/kg ar
Temperatura na saída 2º sensível	28,60	°C
Umidade relativa na saída 2º sensível	32,50	%
Razão de umidade na saída 2º sensível	7,90	gH ₂ O/kg ar
Temperatura entrada do resfriador evaporativo	28,60	°C
Umidade relativa na entrada do resfriador evaporativo	30,70	%
Razão de umidade na entrada do resfriador evaporativo	7,60	gH ₂ O/kg ar
Entalpia entrada do resfriador evaporativo	67,85	kJ/kg
Temperatura dentro do resfriador evaporativo	17,10	°C
Temperatura na entrada da sala	21,30	°C
Umidade relativa na entrada da sala	81,80	%
Razão de umidade na entrada da sala	12,99	gH ₂ O/kg ar
Entalpia na entrada da sala	74,43	kJ/kg
Calor de regeneração	34,71	kW
Potência frigorífica	13,51	kW
COP	0,39	

Sob estas condições de funcionamento o valor do calor total utilizado na regeneração corresponde à soma da energia utilizada nos dois aquecedores. A temperatura e a umidade estão dentro da faixa onde há conforto térmico para o ambiente climatizado. No entanto O COP é inferior ao previsto no projeto inicial.

Na Figura 6.11 são expostos os dados da Tabela 6.7, facilitando a visualização do funcionamento geral do sistema.

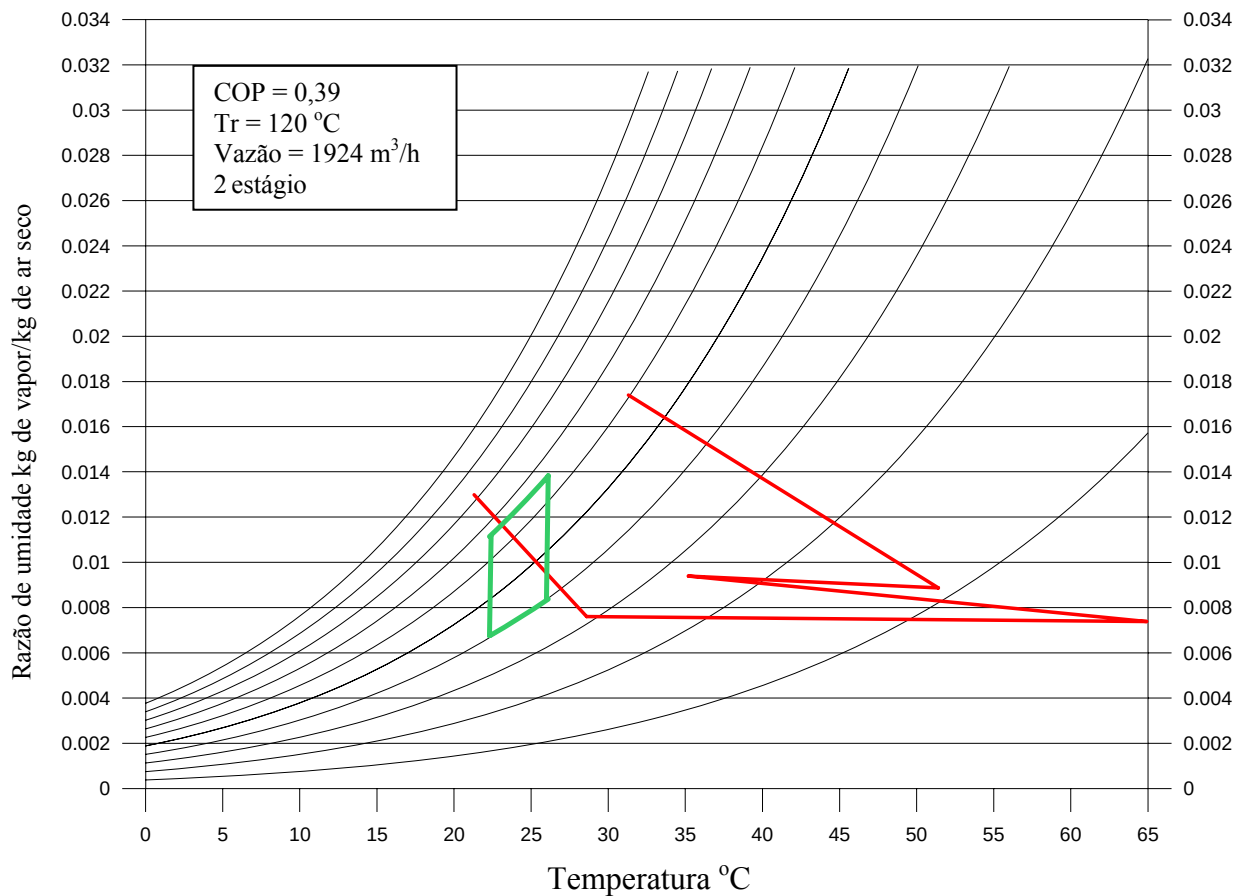


Figura 6.11. Dados do funcionamento do sistema completo com temperatura de regeneração de 120°C.

É possível verificar, que o primeiro rotor dessecante tem comportamento completamente compatível com o que é esperado para este equipamento trabalhando nesta temperatura e condições de entrada do ar. Já no primeiro rotor sensível é observada uma pequena discordância dos dados de entrada e saída, o que pode ser explicado por um pequeno erro na medição ou uma pequena infiltração de ar externo para o ar de processo. Contudo, se observa que o protótipo pode fornecer ar de processo em condições de

promover conforto térmico ao ambiente a ser climatizado, porém deveria ter sido pulverizado menos água no resfriador evaporativo.

A pequena distância entre o segundo rotor dessecante e o segundo rotor sensível não favorece a homogeneização do fluxo de ar de processo. Isso acarreta um desafio nas medições das propriedades do ar de processo em relação ao valor real, este fato é notado graficamente pela inclinação da reta referente a este setor.

Observamos que ao passar pelo segundo rotor sensível há um aumento na umidade, indicando que há infiltração do ar externo para o fluxo de ar de processo. Já no resfriador evaporativo as mudanças físicas sofridas pelo ar de processo correspondem ao esperado para as suas condições de entrada, já que as temperaturas medidas no interior deste componente do sistema são muito próximas ou idênticas à temperatura de saturação das tabelas psicrométricas, ou seja, se a temperatura, indicada no termômetro é próxima ou idêntica à temperatura de saturação do ar para aquela condição, permite que seja concluído que as medidas realizadas na entrada do resfriador estão corretas.

Era de se esperar que, com o sistema funcionando com os quatros rotores, fossem obtidos menores valores da razão de umidade na entrada do resfriador evaporativo e consequentemente na entrada da sala. No entanto, isso não acontece devido ao rendimento do sistema decrescer quando operando com os dois estágios simultaneamente. Parte da explicação para a diminuição do rendimento deve-se ao fato que as condições de entrada do ar no segundo rotor dessecante, quando o sistema opera com os dois estágios, são diferentes da atmosférica, ou seja, a temperatura é maior e umidade é menor, o que leva a uma diminuição de rendimento do rotor, conforme gráfico de desempenho individual fornecido pelo fabricante.

Nas análises preliminares esperava-se que a temperatura de entrada na sala fosse igual à temperatura interna do resfriador evaporativo, devido à distância entre os dois ser pequena. No entanto, observa-se que sempre há um acréscimo de 2 a 4 °C na temperatura do ar de processo entre o resfriador e a entrada da sala. A justificativa para o acréscimo é devido ao ventilador principal estar localizado após o resfriador evaporativo, fornecendo energia ao ar que passa por ele, como também devido às trocas de calor pelas paredes dos dutos que não são isoladas desde a saída do resfriador evaporativo até a entrada da sala.

Para expressar as propriedades do ar na saída do segundo rotor dessecante foram realizadas medidas em algumas posições do duto e calculada uma média entre os valores. No entanto, esta média não representa bem o valor da razão de umidade, pois existem

diversas perturbações que provocam distorções nas medidas e consequentemente de avaliação dos resultados. Este problema também foi encontrado por PANARAS *et al* (2009) em um de seus trabalhos experimentais. As posições onde as medidas foram realizadas são indicadas pelas setas azuis na Figura 6.12. O sentido de rotação do rotor dessecante é anti-horário.

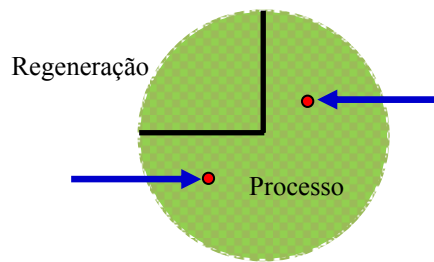


Figura 6.12. Pontos de medição após o 2º rotor dessecante.

Vale salientar que a imprecisão da medição na saída do rotor dessecante, é inerente ao funcionamento do rotor e prejudica a análise das propriedades do ar de processo neste ponto do protótipo, mas não altera nem interfere no resultado geral do funcionamento do sistema.

6.2.6. Sistema funcionamento com os dois estágios de secagem e temperaturas de regeneração de 120 e 140 °C

Na Tabela 6.8, estão expostos os dados para o funcionamento do sistema com os dois estágios de secagem funcionando nas temperaturas de 120 e 140 °C, no dia 09/01/2010.

Tabela 6.8. Funcionamento do sistema com os dois estágios de secagem.

Variáveis do sistema	P1	P1	Unidades
Temperatura de regeneração	120	140	°C
Temperatura externa	31,50	30,20	°C
Umidade relativa externa	60,40	64,00	%
Razão de umidade externa	17,54	17,34	gH ₂ O/kg ar
Entalpia externa	96,58	94,72	kJ/kg
Temperatura na saída do 1º dissecante	51,60	53,9	°C
Umidade Relativa na saída 1º dessecante	11,00	8,00	%
Razão de umidade na saída 1º dessecante	9,15	7,43	gH ₂ O/kg ar
Temperatura na saída 1º sensível	34,00	35,30	°C
Umidade relativa na saída 1º sensível	29,00	25,90	%
Razão de umidade 1º sensível	9,62	9,23	gH ₂ O/kg ar
Temperatura na saída 2º dessecante	55,00	55,00	°C
Umidade relativa na saída 2º dessecante	6,50	6,00	%
Razão de umidade na saída 2º dessecante	6,35	5,86	gH ₂ O/kg ar
Temperatura na saída 2º sensível	28,70	28,10	°C
Umidade relativa na saída 2º sensível	32,80	27,00	%
Razão de umidade 2º sensível	7,94	6,37	gH ₂ O/kg ar
Temperatura entrada do resfriador evaporativo	28,50	27,00	°C
Umidade relativa na entrada do resfriador evaporativo	30,65	29,00	%
Razão de umidade entrada do resfriador evaporativo	7,41	6,41	gH ₂ O/kg ar
Entalpia entrada do resfriador evaporativo	67,6	63,53	kJ/kg
Temperatura dentro do resfriador evaporativo	17,10	15,90	°C
Temperatura na entrada da sala	21,00	19,80	°C
Umidade relativa na entrada da sala	83,60	82,60	%
Razão de umidade na entrada da sala	13,00	11,93	gH ₂ O/kg ar
Entalpia na entrada da sala	74,24	70,22	kJ/kg
Calor de regeneração	34,71	42,9	kW
Potência frigorífica	13,98	15,34	kW
COP	0,40	0,36	

Na Figura 6.13 são apresentados os dados do funcionamento dos dois estágios de secagem no dia 09/12/2009, conforme o que está exposto na Tabela 6.9. As condições do ar de entrada no sistema neste dia estavam bem próximas do que a Norma NBR 6401 apresenta como condição típica para João Pessoa no verão. As linhas em azul estão relacionadas ao funcionamento do sistema na temperatura de regeneração de 120 °C e as em vermelho estão relacionadas ao funcionamento a 140 °C. A potência frigorífica obtida a 120 °C foi de 13,98 kW e a 140 °C foi de 15,34 kW.

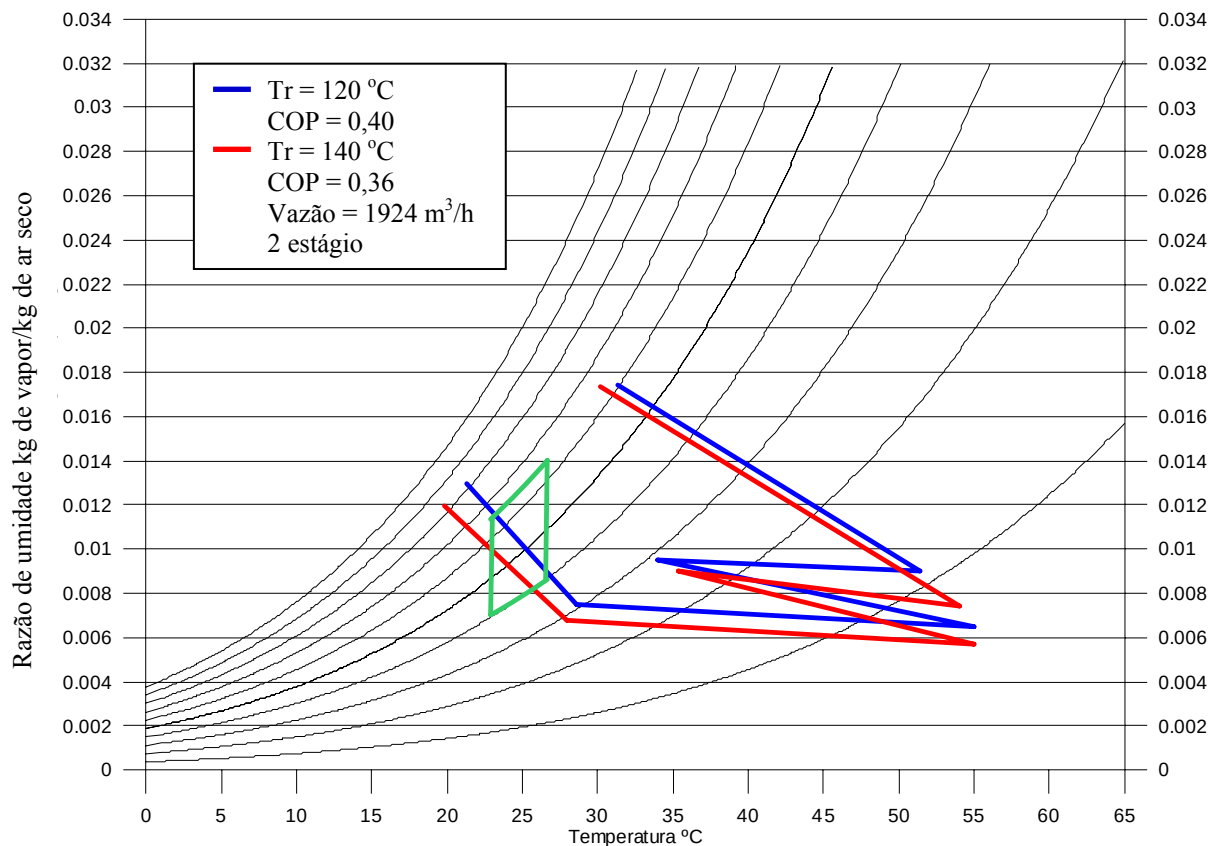


Figura 6.13. Funcionamento do sistema com os dois estágios de secagem no dia 09/12/2009.

Nas duas situações apresentadas na Figura 6.13 a carga térmica de 24,4 kW prevista em projeto inicial não foi atingida. Porém as condições de conforto térmico foram alcançadas o que colocaria o ar de processo em condições de promover conforto ao ambiente a ser condicionado, mas da mesma forma que nos experimentos anteriores, menos água deveria ter sido pulverizada no interior do resfriador evaporativo. A afirmação anterior pode ser constatada visto que nas duas condições de funcionamento, as propriedades do ar de processo estiveram próximas da faixa inferior da região de conforto,

o que quer dizer que quando se misturasse ao ar do ambiente condicionado as condições de conforto poderiam ser alcançadas.

Na Tabela 6.9, são apresentados os dados referentes ao funcionamento do sistema com os dois estágios de secagem e temperatura de regeneração de 140 °C, com vazão do ar de processo de 1284 m³/h.

Tabela 6.9. Funcionamento do sistema com os dois estágios de secagem e temperatura de regeneração de 140 °C e vazão de 1284 m³/h.

Variáveis do sistema	P1	Unidades
Temperatura de regeneração	140,00	°C
Temperatura externa	30,40	°C
Umidade relativa externa	62,00	%
Razão de umidade externa	16,98	gH ₂ O/kg ar
Entalpia externa	94,01	kJ/kg
Temperatura na saída do 1º dessecante	60,80	°C
Umidade relativa na saída 1º dessecante	6,10	%
Razão de umidade	7,84	gH ₂ O/kg ar
Temperatura na saída 1º sensível	32,60	°C
Umidade relativa na saída 1º sensível	27,30	%
Razão de umidade 1º sensível	8,36	gH ₂ O/kg ar
Temperatura na saída 2º dessecante	60,00	°C
Umidade relativa na saída 2º dessecante	5,18	%
Razão de umidade 2º dessecante	6,40	gH ₂ O/kg ar
Temperatura na saída do 2º sensível	26,90	°C
Umidade relativa na saída do 2º sensível	31,00	%
Razão de umidade na saída do 2º sensível	6,82	
Temperatura entrada do resfriador evaporativo	26,70	°C
Umidade relativa na entrada do resfriador evaporativo	31,90	%
Razão de umidade entrada do resfriador evaporativo	6,94	gH ₂ O/kg ar
Entalpia entrada do resfriador evaporativo	64,56	kJ/kg
Temperatura dentro do resfriador evaporativo	15,50	°C
Temperatura na entrada da sala	19,10	°C
Umidade relativa na entrada da sala	96,50	%
Razão de umidade na entrada da sala	13,38	gH ₂ O/kg ar
Entalpia na entrada da sala	73,17	
Calor de regeneração	28,60	Kw
Potência frigorífica	8,70	Kw
COP	0,30	

Na Figura 6.14, estão apresentados os resultados do sistema funcionando no dia 08/12/2009 a 140 °C, com vazão de 1284 m³/h, conforme os dados expostos na Tabela 6.10. A Potência frigorífica obtida foi de 8,70 kW.

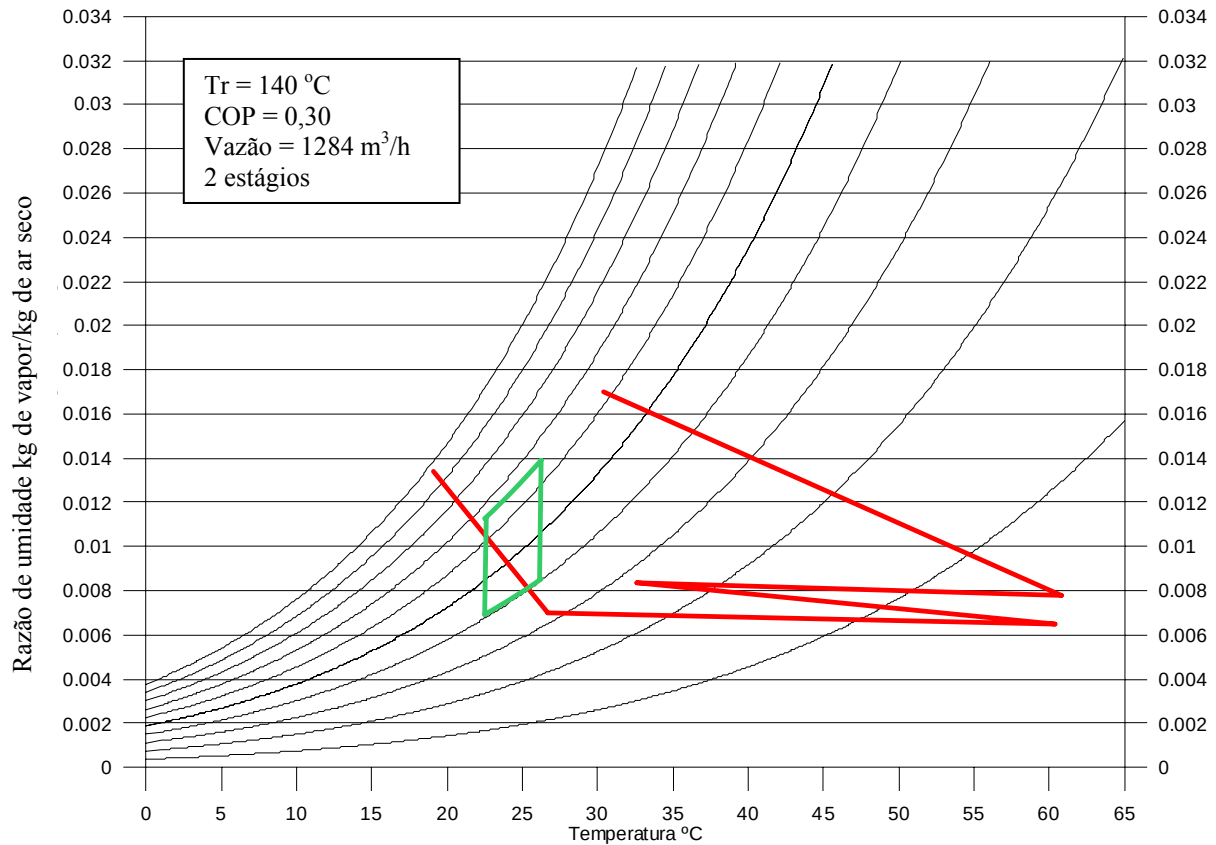


Figura 6.14. Funcionamento do sistema com os dois estágios de secagem no dia 08/12/2009.

Na condição de funcionamento da Figura 6.14 o protótipo fornece ar de processo que seria capaz de proporcionar condição de conforto térmico no ambiente climatizado, mas a quantidade de água pulverizada no resfriador evaporativo deveria ter sido menor. No entanto, a potência frigorífica fornecida pelo protótipo é muito inferior à prevista no projeto inicial.

6.2.7. Comparação dos dados de funcionamento do rotor dessecante com resultados simulados e dados do fabricante

A seguir serão apresentadas as comparações do funcionamento do rotor dessecante realizadas entre os resultados obtidos numericamente no trabalho de MEDEIROS (2007), os resultados apresentados pelo fabricante dos rotores e os dados experimentais obtidos no presente trabalho. As cartas de desempenho dos rotores dessecantes disponibilizadas pelo fabricante estão no anexo IV.

A comparação foi realizada apenas com relação ao funcionamento do rotor dessecante, e não com o do sistema total, uma vez que, se os valores obtidos da razão de umidade na saída do rotor dessecante nas simulações, forem iguais aos dos resultados experimentais o desempenho esperado para o sistema total seria semelhante ou superior aos resultados obtidos neste trabalho.

As comparações entre os dados foram realizadas com os resultados do funcionamento do 1º rotor dessecante. As medidas experimentais de temperatura e razão de umidade foram realizadas em um ponto fixo após o 1º rotor dessecante. Nestes testes foi forçada a homogeneização do fluxo de ar de processo com anteparos colocados no interior dos dutos. Os dados apresentados na Tabela 6.10, são referentes a uma vazão do ar de processo de 1924 m³/h e temperatura de regeneração de 120 °C. Os dados estão expostos para as propriedades de entrada do ar externo para o protótipo, condições da saída do rotor dessecante obtidas experimentalmente, nas simulações numéricas e indicada pelo fabricante em suas cartas de desempenho. As condições de entrada do ar de processo foram usadas conforme dados obtidos em dias de realização de teste experimentais.

Tabela 6.10. Comparação das simulações, dados do fabricante e dados experimentais para a vazão de 1924 m³/h e temperatura de regeneração de 120 °C.

Propriedades de entrada		Experimental		Numérico		Fabricante	
Tem entra °C	Ru ent g/kg ar	Tem Saida °C	Ru Saida g/kg ar	Tem saída °C	Ru saída g/kg ar	Tem saída °C	Ru saída g/kg ar
30,00	17,05	55,00	10,00	49,15	10,38	52,50	10,00
29,70	18,52	52,00	10,55	49,20	12,00	53,00	11,50
28,00	18,89	52,00	10,55	47,98	11,74	55,00	11,80
28,70	19,86	49,00	12,96	48,64	12,65	52,00	12,60
29,00	17,71	57,00	10,20	48,52	10,78	51,50	10,70
28,70	15,71	51,00	9,13	47,89	9,09	53,00	9,00
28,40	16,64	51,10	10,58	47,86	9,86	52,00	9,80
29,50	18,52	52,00	10,55	49,07	11,88	50,00	11,50
31,30	17,40	51,70	9,28	50,15	10,83	54,00	10,50
29,00	14,22	46,00	8,48	47,74	7,85	52,00	7,90

Com os dados da Tabela 6.10, foram calculados os erros relativos entre os dados obtidos no experimento e os dados fornecidos pelo fabricante dos rotores, entre os dados obtidos nas simulações numéricas e os dados do fabricante e entre os dados obtidos no experimento e nas simulações.

O erro encontrado entre as temperaturas de saída do ar de processos, obtidas experimentalmente e os dados do fabricante variaram de 11,50 % para mais e 10,70 % para menos. Para a razão de umidade o erro foi de 11,60 % para menos e 7,36 para mais.

O erro entre as temperaturas de saída do ar de processos os dados do fabricante e as simulações foram de 12,76 % para menos, ou seja, as temperaturas obtidas nas simulações foram sempre menores que as indicadas pelo fabricante. Para a razão de umidade o erro foi de até 4,35 % para mais e de 0,63 % para menos.

O erro obtido nas temperaturas de saída do ar de processo do rotor dessecante, obtido entre as medidas experimentais e simulações numéricas foram de 10,63 % para mais, ou seja, as temperaturas obtidas no experimento foram maiores que as da simulação e 3,7 % para menos. Já o erro para a razão de umidade do ar de processo na saída do rotor foi de 14,31 % para mais e de 8,00 % para menos. Os resultados dos cálculos dos erros são sintetizados na Tabela 6.11.

Tabela 6.11. Erros relativos entre os valores obtidos experimentalmente, nas simulações numéricas e dados do fabricante.

Variáveis	Experi - Fabricante		Experi – Simulação		Simulação - Frabricante	
Temperatura	+11,50	- 10,70 %	+10,63%	- 3,70%	-----	- 12,76 %
Umidade	+ 7,36 %	- 11,60 %	+14,31%	- 8,00%	+ 4,35 %	- 0,63 %

6.2.8 Alterações realizadas no funcionamento do sistema

Pela análise dos dados do sistema funcionando no primeiro estágio de secagem, ou o segundo estágio, verifica-se que os dois estágios com pequenas discrepâncias correspondem ao que se espera do sistema operando sob estas configurações. No entanto, quando o sistema funciona em série com os quatro rotores, a distorção para os resultados esperados é bem acentuada, principalmente nos valores após o segundo rotor sensível. Vários testes com mudanças no funcionamento do experimento foram realizados para verificar se havia algum erro no procedimento experimental. Dentre estes se podem relacionar:

- Redução da vazão com todos os rotores funcionando em série;
- Funcionar o primeiro estágio de secagem com vazão normal e reduzida, comparando o seu desempenho com o fabricante;
- Funcionar o protótipo com segundo estágio de secagem com baixa vazão, para verificar a influência da queda de pressão sobre o comportamento do rotor dessecante e sob a queda de pressão no segundo rotor sensível;
- Variar a vazão dos fluxos de ar dos setores de resfriamento dos rotores sensíveis, para verificar a influencia da infiltração para o ar de processo e de equilíbrio ou não de pressão entre as duas seções;
- Funcionar o experimento com borrifamento de água no ar de resfriamento dos rotores sensíveis, para verificar as alterações na temperatura do ar de processo;
- Regenerar o dessecante do primeiro rotor com temperatura inferior a do segundo;
- Abrir os dutos na entrada do segundo rotor dessecante com imposição da condição de baixa umidade na entrada do rotor, e observar o comportamento do rotor. Neste caso o rotor correspondeu ao que é indicado pelo fabricante.

- Limitar a passagem de ar no segundo rotor para verificar se há escoamento preferencial apenas por uma área do rotor prejudicando na adsorção.

As observações realizadas sob os dados obtidos nestes testes não mostraram qualquer influência nos resultados que comprovassem algum erro de procedimento.

CAPÍTULO VII

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

O sistema de refrigeração para condicionamento de ar usando um resfriador evaporativo principal e dois rotores dessecantes com relação entre as seções de processo e regeneração de 3:1, dois trocadores de calor rotativos e dois queimadores, foi montado no Laboratório de Energia Solar em João Pessoa. Conforme o que estava idealizado inicialmente no projeto de tese, este operou sob condições climáticas da micro região, além do sistema com todos os equipamentos funcionando ao mesmo tempo, foram testadas mais duas configurações: O primeiro estágio de secagem (o primeiro dessecante e o primeiro trocador de calor, juntamente com o resfriador evaporativo) e o segundo estágio de secagem (o segundo dessecante e o segundo trocador de calor juntamente com o resfriador evaporativo), nestas configurações quando um dos estágios de secagem estava em funcionamento o outro permanecia parado. Com os resultados é possível concluir que:

- ✓ Os COPs alcançados quando se usa temperatura de regeneração de 140 °C são ligeiramente menores do que quando se usa 120 °C, independente da configuração de funcionamento do sistema, considerando as mesmas condições de entrada do ar para o sistema. Fato explicado, em função da redução de umidade absoluta do ar de processo ser pequena quando comparada entre as duas temperaturas de funcionamento, já a massa de ar de regeneração sofre uma elevação de temperatura de 20 °C, ou seja, a redução de entalpia do ar de processo não compensa a energia usada no aquecimento do ar de regeneração.

- ✓ Não é possível alcançar condições de conforto térmico trabalhando com temperaturas de regeneração de 120 °C, e apenas com um estágio de secagem, sob as condições do ar atmosférico em que o protótipo funcionou.

- ✓ É possível alcançar condição de conforto térmico com o sistema funcionando apenas com o segundo estágio de secagem, usando temperatura de

regeneração de 140 °C, nas condições do ar atmosférico em que o protótipo funcionou. Sob estas condições é possível atingir COPs de até 0,6.

✓ O protótipo pode fornecer uma potência frigorífica de até 11 kW funcionando com o 2º estágio de secagem, sob as condições do ar atmosférico em que o mesmo funcionou.

✓ É possível atingir condição de conforto térmico com o protótipo funcionando com os dois estágios de secagem e temperatura de regeneração de 120 °C, sob as condições do ar atmosférico em que o mesmo funcionou. Nesta condição, pôde ser alcançada uma potência frigorífica de 13,50 kW e COPs de até 0,5.

✓ É possível atingir condição de conforto térmico com o protótipo funcionando com os dois estágios de secagem e temperatura de 140 °C nas condições do ar atmosférico em que o protótipo funcionou. Sob estas condições o sistema pode fornecer uma potência frigorífica de até 15,00 kW e pôde alcançar COPs de até 0,4.

✓ Após as adequações promovidas no código computacional desenvolvido por MEDEIROS (2007) e mesmos sem o conhecimento completo da isoterma e das propriedades do material dessecante dos rotores os resultados numéricos apresentam uma aproximação muito boa quando comparado tanto com os resultados experimentais quanto com os resultados fornecidos pelo fabricante dos rotores. Isso atesta que o código computacional pode ser usado como referência para estimar o funcionamento do sistema de refrigeração usando rotores dessecantes.

✓ Em virtude de, em todos os experimentos a quantidade de água que foi adicionada ao ar de processo estar acima da quantidade máxima para a qual se obtém conforto térmico, pode-se afirmar que o resfriador evaporativo foi superdimensionado para o sistema montado neste trabalho.

SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Analisando a bibliografia a respeito dos sistemas de refrigeração usando rotores dessecantes é fácil perceber que o experimento montado no LES possui potencial para abrigar vários outros trabalhos além do que foi desenvolvido neste trabalho e que não puderam ser desenvolvidos ou não eram escopo do mesmo.

- ✓ Utilizar resfriadores evaporativos por gotejamento, eliminando o sistema de bombeamento de alta pressão com motor elétrico.
- ✓ Realizar análise exergética do equipamento.
- ✓ Realizar montagem aproveitando o ar de saída do setor e resfriamento do 1º rotor sensível como ar pré-aquecido para os dois aquecedores. Para realizar esta montagem deve ser observado que o fluxo de ar resfriamento é três vezes maior que o fluxo de regeneração. Na Figura 8.1 é apresentada a sugestão de montagem.
- ✓ Adequar a isoterma de adsorção do código computacional desenvolvido por MEDEIROS (2007) as condições de funcionamento do experimento.
- ✓ Realizar estudo teórico/experimental individualizado de cada componente do sistema analisando os processos de transferência de calor e massa.
- ✓ Realizar estudo estatístico de incertezas associados às medidas obtidas experimentalmente.
- ✓ Automatizar o controle de temperatura do fluxo de ar de regeneração e de aquisição de temperaturas e umidade.
- ✓ Realizar alteração para usar o coletor solar como pré-aquecedor de ar de regeneração.
- ✓ Adicionar ao protótipo o rotor entálpico na entrada do ar de processo para o sistema.
- ✓ Montar o protótipo com os quatro rotores em linha.
- ✓ Alterar a localização do ventilador principal do ar de processo, colocando-o antes do resfriador evaporativo.

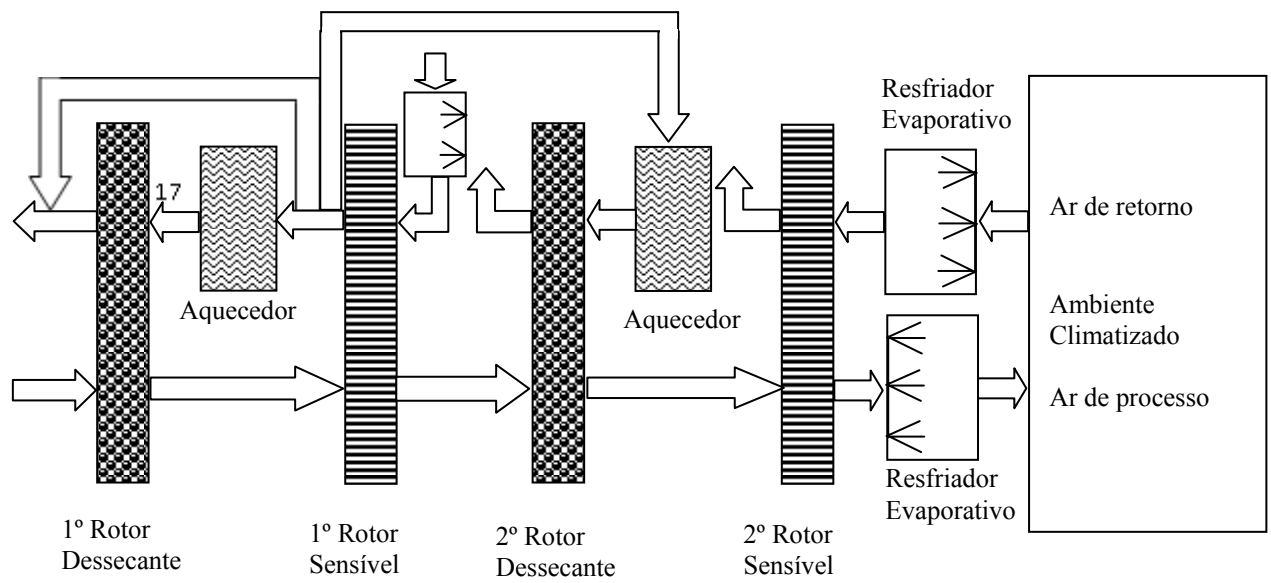


Figura 7.1. Sugestão de montagem para continuação do trabalho.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AMORIM, J. A, (2007), “Caracterização de uma coluna de sílica gel para desumidificação de ar”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal da Paraíba B, CAMPUS I, João Pessoa, Paraíba, Brasil.
- AHMED, M.H., KATTAB, N.M., e FOUAD, M., (2005), “Evaluation and optimization of solar desiccant wheel performance”, *Renewable Energy* 30, 305–325.
- ALTENKIRCH, E., (1941), “Separating and cooling apparatus”, USA, Patent 2,233,189.
- ALTENKIRCH, E., (1944). “Air conditioning”, USA, Patent 2,344,384.
- ANVISA, Resolução 9, (2003), “Orientação técnica elaborada por grupo técnico assessor sobre padrões referenciais de qualidade do ar interior em ambientes climatizados artificialmente de uso público e coletivo”.
- ANDRADE. C. H. T, (2009), “Estudo experimental da dinâmica da carga de gás natural em reator tubular”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal da Paraíba, CAMPUS I, João Pessoa, Paraíba, Brasil.
- ASHRAE, Standard 62-1989, “Ventilation for acceptable indoor air quality”, *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*, Atlanta/Ga.
- ASHRAE (1993) - AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. *ASHRAE Fundamentals Handbook*, Sorbents and Desiccants.
- ASHRAE, (1997), *Fundamentals Handbook*, ASHRAE, Atlanta.

- BRUNAUER, S., DEMING, L. S., DEMING, W. E. e TELLER, E. J., J. Am. Chem. Soc., v. 62, pp. 1923, apud DAVIDSON, J.H. e MCMURRY, P.H., 2000, “Adsorption”, *Adsorption*, n. 62, pp. 189-220.
- BULK, V. D., E., MITCHELL, J.W. e KLEIN, S.A., (1986), “Design theory for rotary heat and mass exchangers - I. Wave analysis of rotary heat and mass exchangers with infinite transfer coefficients”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 28, n. 8, pp. 1575-1586.
- CAMARGO, J.R, (2003), *Sistemas de resfriamento evaporativo e evaporativo-adsortivo aplicados ao condicionamento de ar*, tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da UNESP, Guaratinguetá, Brasil.
- CAMARGO, J.R, e EBINUMA, C. D., (2002), “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, Brasil.
- CAMARGO, J.R, EBINUMA, C. D., SILVEIRA, J. L., (2005), “Experimental performance of a direct evaporative cooler operating during summer in a Brazilian city”, *International Journal of Refrigeration* 28, 1124–1132
- CASTRO, W. P. (2003), “Projeto de Sistema Climatização Por Resfriamento Evaporativo”, Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia. Brasília, Brasil.
- CHAROENSUPAYA, D. e WOREK, W.M., (1988), “Parametric study of an open-cycle adiabatic, desiccant cooling”, *Energy*, v. 13, n. 9, pp. 739-747.
- ÇARPINLIOGLU, M. O. e YILDIRIM, T. M., (2005) “A methodology for the performance evaluation of an experimental desiccant cooling system”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 32, 1400–1410.

- COELLNER, J. A., MACINTOSH, D. S., BLANPED, M. C., (1986) “Open cycle desiccant air-conditioning system and components thereof”, USA, Patent No 4594860
- DAOU, K., WANG, R.Z., e XIA, Z.Z. (2004), “Desiccant cooling air conditioning: a review”,
- DAVIDSON, J.H. e MCMURRY, P.H., 2000, “Adsorption”, *Adsorption*, n. 62, pp. 189-220.
- DAVANAGERE, B. S., SHERIF, S. A., e GOSWAMI, D. Y. (1999), A feasibility study of a solar desiccant air-conditioning system - part I: psychrometrics and analysis of the conditioned zone”, *International Journal of Energy Research*, 23, 7-21.
- DRI (2003), “Eco Dry Desiccant rotors Manual”
- FLEISHER, W. L., (1939), “Adsorption system of air conditioning”, USA, Patent 2,147,248.
- GE, T. S., DAÍ, Y. J., WANG, R. Z e LI, Y., (2009), “Experimental investigation on a one-rotor two-stage rotary desiccant cooling system”, *International journal of refrigeration*, Vol 32, 498-508.
- GREGG, S. J., e SING, K. S. W. (1982), “Adsorption, Surface área and Porosity”. 2^a ed., London, Academic Press.
- GUO, G. Q, CHEN, H. e LONG, Y. C. (2000), “Separation of p-Xylene from C8 Aromatics on Binder-Free Hydrophobic Adsorbent of MFI Zeolite. I. Studies on Static Equilibrium Microporous and Mesoporous Meterials”, n°. 39 (1-2), pp 149-161.
- HARLOW, F. H. e WELCH, J. E., 1965, “Numerical Calculation of Time-Dependent Viscous Incompressible Flow of Fluid with Free Surface”, *Physics of Fluids*, v. 8, pp. 2182-2189.

- HARRIMAN, L. G., 1990, "The Dehumidification Handbook". Munters Cargocaire, 2nd ed. Amesbury, MA, 194p.
- HAUSEN, H. e MEYER, L. (1935) "Air conditioning system", USA, Patent 1,994,515.
- HOUGEN, O. A., WATSON, K.M., RAGATZ, R. A., 1984, Princípios dos processos químicos – Parte i. Traduzido por F. Magalhães Ilharco. Porto: Lopes da Silva, 591p.
- INCROPERA, F. P. e DEWITT, D.P., 1996, *Fundamentals of heat and mass transfer*, 5ª edição, John Wiley & Sons.
- JIN, W., KODAMA A., GOTO, M. e HIROSE, T., 1998, "An adsorptive Desiccant Cooling using Honeycomb Rotor Dehumidifier", *Journal of Chemical Engineering of Japan*, v. 31, n. 5, pp. 706-713.
- JEONG, J.W. e MUMMA, S.A., (2005), "Practical thermal performance correlations for molecular sieve and silica gel loaded enthalpy wheels", *Applied Thermal Engineering*, v.25 n. 5 e 6, pp. 719-740.
- JEONG, J., YAMAGUCHI, S., SAITO, K., e KAWAI, S., (2010), "Performance analysis of four-partition desiccant wheel and hybrid dehumidification air-conditioning system", *International journal of refrigeration*, 33, 496-509.
- JURINAK, J., (1982), "Open cycle solid desiccant cooling. Component models and system simulation", Tese de Doutorado, University of Wisconsin, Madison, USA. apud GRUMBACH, S.D., (1999), *The transient response of rotary desiccant wheels through experimentation and numerical analysis*, Tese de Doutorado, University of Colorado at Boulder, USA.
- JURINAK, J.J.; MITCHELL, J.W. e BEKMAN, W.A, (1984), "Open cycle desiccant air conditioning as an alternative to vapor compression cooling in residential applications". *Trans. ASME, Journal of Solar Energy Engineering*, v. 10, pp. 252-260.

- KABEEL, A.E., (2007), “Solar powered air conditioning system using rotary honeycomb desiccant Wheel”. *Renewable Energy* 32, 1842–1857.
- KAYS, W. M. e LONDON, A. L., (1984), *Compact Heat Exchangers*, Third Edition, McGraw-Hill, New York.
- KLEIN H., KLEIN, S.A. e MITCHELL J.W., 1990, “Analysis of regenerative enthalpy exchangers”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, v. 33, n. 4, pp. 735-744.
- KO, Y. J., CHAROENSUPAYA D., e LAVAN, Z., (1989), “Advanced open-cycle desiccant cooling system”, *Sixth Symposium on Improving Building Systems in Hot and Humid Climates*.
- KODAMA A., ANDOU, K, OHKURA, M., GOTO, M. e HIROSE, T., (2003), "Process Configurations and Their Performance Estimations of an Adsorptive Desiccant Cooling Cycle for Use in a Damp Climate", *Journal of Chemical Engineering of Japan*, v. 36, n. 7, pp. 819-826.
- KODAMA, A., ANDOU, K, OHKURA, M., GOTO, M. e HIROSE, T. OKANO, H., (2005), “Experimental Study on a Process Design for Adsorption Desiccant Cooling Driven with a Low-Temperature Heat”, Springer Science, Business Media, Inc. Manufactured in The Netherlands. *Adsorption* 11: 631–636,
- KODAMA, A., OHKURA, M., HIROSE, T., GOTO, M., e OKANO, H., (2005a), “An Energy Flow Analysis of a Solar Desiccant Cooling Equipped with a Honeycomb Adsorber”, *Adsorption* 11: 597–602.
- KULCSAR NETO, F e SIQUEIRA, LFG, 1999, “Padrões Referenciais para Análise de Resultados de Qualidade Microbiológica do Ar em Interiores Visando a Saúde Pública no Brasil”, *Revista da Brasindoor*. v.2 (10), pp. 4-21.
- LA, D., DAI, Y.J., LI Y., WANG, R.Z., GE, T.S., (2010), “Technical development of rotary desiccant dehumidification and air conditioning, a review”. *Renewable and*

Sustainable Energy Reviews 14, 130–147.

LARRIVA, G. A., (1941), “Air conditioning system and apparatus therefore”, USA, Patent 4,612,019.

LIMA A. G, (2004), “Caracterização de Sistema de Climatização Usando Rotores Regenerativos e Adsorptivos”, Tese de Doutorado, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, Brasil.

LIU, W., LIAN, Z., RADERMACHER, R., e YAO, Y., (2007), “Energy consumption analysis on a dedicated outdoor air system with rotary desiccant wheel”, Energy 32, 1749-1760.

LÖF, G. O. G., CLER, G., e BRISBANE, T., (1988), “Performance of a solar desiccant cooling system”, Journal of solar Energy Engineering, Vol 1, 110-165.

LUZ, D. A., (2006). “Estudo de equilíbrio e dinâmica de adsorção em leito fixo para o sistema glicose/frutose em resinas catiônicas: aplicação ao suco de caju clarificado”. Dissertação de Mestrado, Engenharia Química, UFC.

MACRISS, R. A., RUSH, W. F., WELL, S. A., (1979), “Desiccant apparatus and method”, USA, Patent No 4134743.

MAZZEI, P., MINICHIELLO, F., PALMA, D., (2002), “Desiccant HVAC systems for commercial buildings”, Applied Thermal Engineering 22, 545–560.

MEDEIROS, J. M, 2007, “Modelagem e simulação de sistemas de condicionamento de ar com rotores dessecantes”. Tese de doutorado tese de Doutorado, Universidade Federal da Paraíba, CAMPUS I, João Pessoa, Paraíba, Brasil.

MEDEIROS, J. M., SILVA, M. G., GURGEL, J. A. M., SANTOS, J. C., (2009), “Experimental investigation and simulation study on a desiccant air-conditioning

system in brazil”, 20th International Congress of Mechanical Engineering. Gramado, Rio Grande do Sul, Brasil.

MELCONIAN, S., (2000), “Elementos de Máquina”, Érica.

MILLER, E. B. e FONDA, B. P., (1993), “Rotary adsorber unit”, USA, Patent 1,912,784.

MIORALLI, P. C., 2005, “Análise Térmica de um Regenerador Rotativo”, Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, São Paulo, Brasil.

MOREIRA, J. R. S. 1999, “Fundamentos e Aplicações da Psicrometria”, São Paulo: RPA Editora.

NBR 6401, (1980), “Instalações centrais de ar condicionado para conforto parâmetros básicos de projeto”, ABNT.

NIA, F. E., PAASSEN, D. V., e SAIDI, M. H., (2006), “Modeling and simulation of desiccant wheel for air conditioning”, *Energy and Buildings* 38, 1230–1239.

NOBREGA, C. E. e BRUM, N. C. L., (2009), “Numerical simulation of desiccant assisted evaporative cooling systems”, 20th International Congress of Mechanical Engineering Gramado, RS, Brasil.

PANARAS, G., MATHIOULAKIS, E., BELESSIOTIS, V., e KYRIAKIS, N., (2009), “Theoretical and experimental investigation of the performance of a desiccant air-conditioning system”, *Renewable Energy*, 1-8.

PATANKAR, S. V., 1980, *Numerical heat transfer and fluid flow*, Hemisphere, New York.

PENNINGTON, N. A., (1955), “Humidity changer for air conditioning”. USA, Patent N° 2.700.537.

- PENSARAN, A. A., PENNEY, T. R. e CZANDERNA, Al W., (1992), “Desiccant cooling: State-of-the-Art Assessment”, National Renewable Energy Laboratory. NREL/TP-254-4147.
- PRIDASAWAS, W., (2006), “Solar-Driven Refrigeration Systems with Focus on the Ejector Cycle”, Doctoral Thesis, Stockholm.
- RADY, M. A., (2009), “Experimental and numerical investigations on the performance of dehumidifying desiccant beds composed of silica-gel and thermal energy storage particles”, *Heat Mass Transfer*, 45, 545–561.
- ROSSI, S. J., 1987, “Psicrometria”, Fundação de Apoio à Pesquisa e à Extensão, João Pessoa Paraíba, Brasil.
- RUIVO, C. R., FIGUEIREDO, A. R., e COSTA, J.J., 2004, “Predicted results of the performance of a unizone solid-desiccant evaporative cooling”, *Climamed'04, Proceedings do Congresso Mediterrânico de Climatização*, Lisboa, Portugal, 16-17 de Abril.
- RUIVO, C. R., 2005, “Modelação Numérica dos Fenômenos de Transferência de Calor e de Massa em Rodas Higroscópicas”, Tese de Doutoramento, Universidade de Coimbra, Coimbra, Portugal.
- RUTHVEN, D.M., 1984, *Principles of Adsorption Processes*. New York: Wiley Interscience Publicacion.
- SANTOS, A. H. M., BORTONI, E. C., GUADIA, E. C., NOGUEIRA, F. J. H., HADDAD, J., NOGUEIRA, L. A. H., PIRANI, M. J., DIAS, M. V. X., VENTURINI, O., CARVALHO, R. D. M., YAMACHITA, R. A., (2007), “Eficiência Energética teoria & pratica”, Eletrobrás/Procel educação, Universidade Federal de Itajubá.

- SHEN, C. M., e WOREK, W. M., (1996), “The second-law analysis of a recirculation cycle desiccant cooling system: cosorption of water vapor and carbon dioxide”, *Atmospheric Environment* vol. 30, pp, 1429-1435.
- SHAH, R.K., SKIEPKO, T., (1999), “Influence of leakage distribution on the thermal performance of a rotary regenerator”, *Applied Thermal Engineering*, v. 19, pp. 685-705.
- SHIPMAN, B. C., (1936), “Air cooling and conditioning apparatus and system”, USA, Patent 2,058,042.
- SIMONSON, C. J., (1998), “*Heat and Moisture Transfer in Energy Wheels*”, Ph.D. thesis in mechanical engineering, University of Saskatchewan, Canada.
- SIMONSON, C.J. e BESANT, R.W., (1999), “Energy wheel effectiveness: part I - development of dimensionless groups”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 42, n. 12, pp. 2161-2170.
- SILVA, M. N., (2005), “Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial”, Eletrobrás/Procel, Rio de Janeiro.
- SOUZA, M. R. A., (2005), “Análise Numérica dos Efeitos da Adsorção Durante os Ciclos de Carga e Descarga de Gás em um Reservatório não Convencional”. Dissertação, CT/UFRN, Natal, RN, Brasil.
- STOECKER, W. F. e JONES (1985), “Refrigeração e Ar Condicionado”, São Paulo Editora McGraw-Hill.
- WYLEN, G. J. V., SONNTAG, R. E., (2007), “Fundamentos da Termodinâmica Clássica”, Edgar Blucher.
- WOREK, W. M., e ZHENG, W., (1996), “Open cycle desiccant process”, USA, Patent N° 5.542.259.

WURM, J., KOSAR, D. e CLEMENS, T. (2002), “Solid desiccant technology review”, Bulletin of the International Institute of Refrigeration, Vol. 3, pp. 3-31.

ZHANG X.J., DAÍ Y.J. e WANG R.Z., (2003), “A simulation study of heat and mass transfer in a honeycombed rotary desiccant dehumidifier”, *Applied Thermal Engineering*, v. 23, pp. 989–1003.

ZHENG, W. e WOREK, W. M., (1993), “Numerical simulation of combined heat and mass transfer processes in a rotary dehumidifier”, *Numerical Heat Transfer*, v. 23(A), pp. 211-232.

ANEXO I



Cálculo Simplificado da Carga Térmica de um Ambiente

(NBR-5858)

Cliente:	Calculista:	Data: / /
----------	-------------	-----------

Calor recebido de:		Quantidade:	Fatores				(Kcal/h) Quantidade x Fator
1	Janelas: Insolação						
			Sem Proteção	Com Proteção Interna	Com Proteção Externa	(Área X Fator)	
	Norte	m ²	240	115	70		
	Nordeste	m ²	240	95	70		
	Este	m ²	270	130	85		
	Sudeste	m ²	200	85	70		
	Sul	m ²	0	0	0		
	Sudoeste	m ²	400	160	115		
	Oeste	m ²	500	220	150		
	Noroeste	m ²	350	150	95		
Estes fatores são para vidro comum. Para tijolo de vidro, multiplique o fator acima por 0,5							
2	Janelas: Transmissão (somar áreas de todas as janelas)						
	Vidro comum	m ²			50		
	Tijolo de Vidro	m ²			25		
3	Paredes:						
a)	paredes externas		Construção Leve		Construção Pesada		
	orientação Sul	m ²	13		10		
	outra orientação	m ²	20		12		
a)	paredes internas		Construção Leve		Construção Pesada		
	ambientes não condicionados	m ²			13		
4	Teto:						
	Em lage	m ²			75		
	Em lage com 2,5cm de isolamento ou mais	m ²			30		
	Entre andares	m ²			13		
	Sob telhado isolado	m ²			18		
	Sob telhado sem isolamento	m ²			50		
5	Piso (exceto os diretamente sobre o solo)	m ²			13		
6	Número de Pessoas		150				
7	Iluminação e aparelhos elétricos	W			1,0		
8	Portas ou vãos continuamente abertos para áreas não condicionadas	m ²			150		
9	Sub-Total		Somar todos os valores da coluna				Σ
10	Carga Térmica Total		Multiplicar pelo Fator Geográfico do mapa acima				

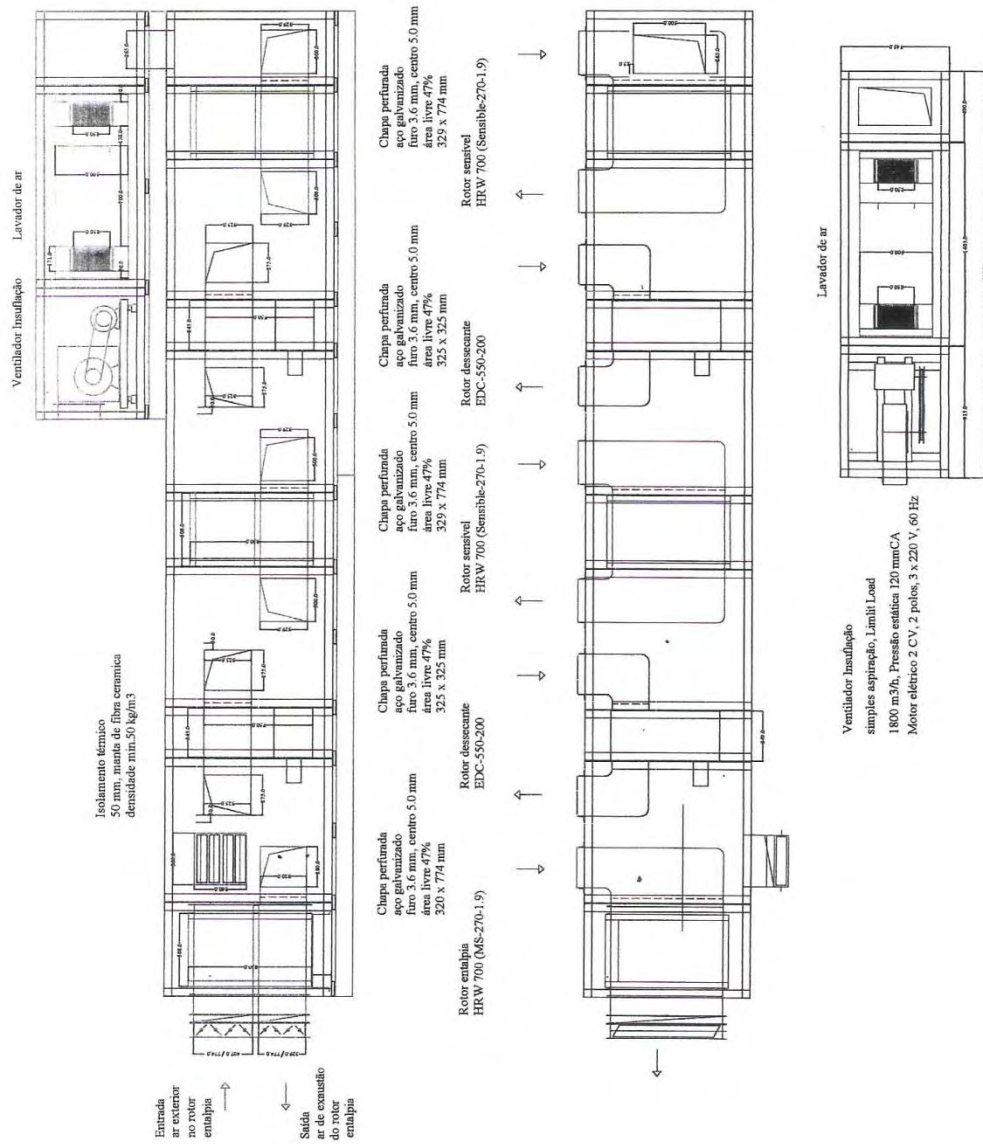
ANEXO II

Table 14-4 THERMOCOUPLE REFERENCE TABLES (continued)

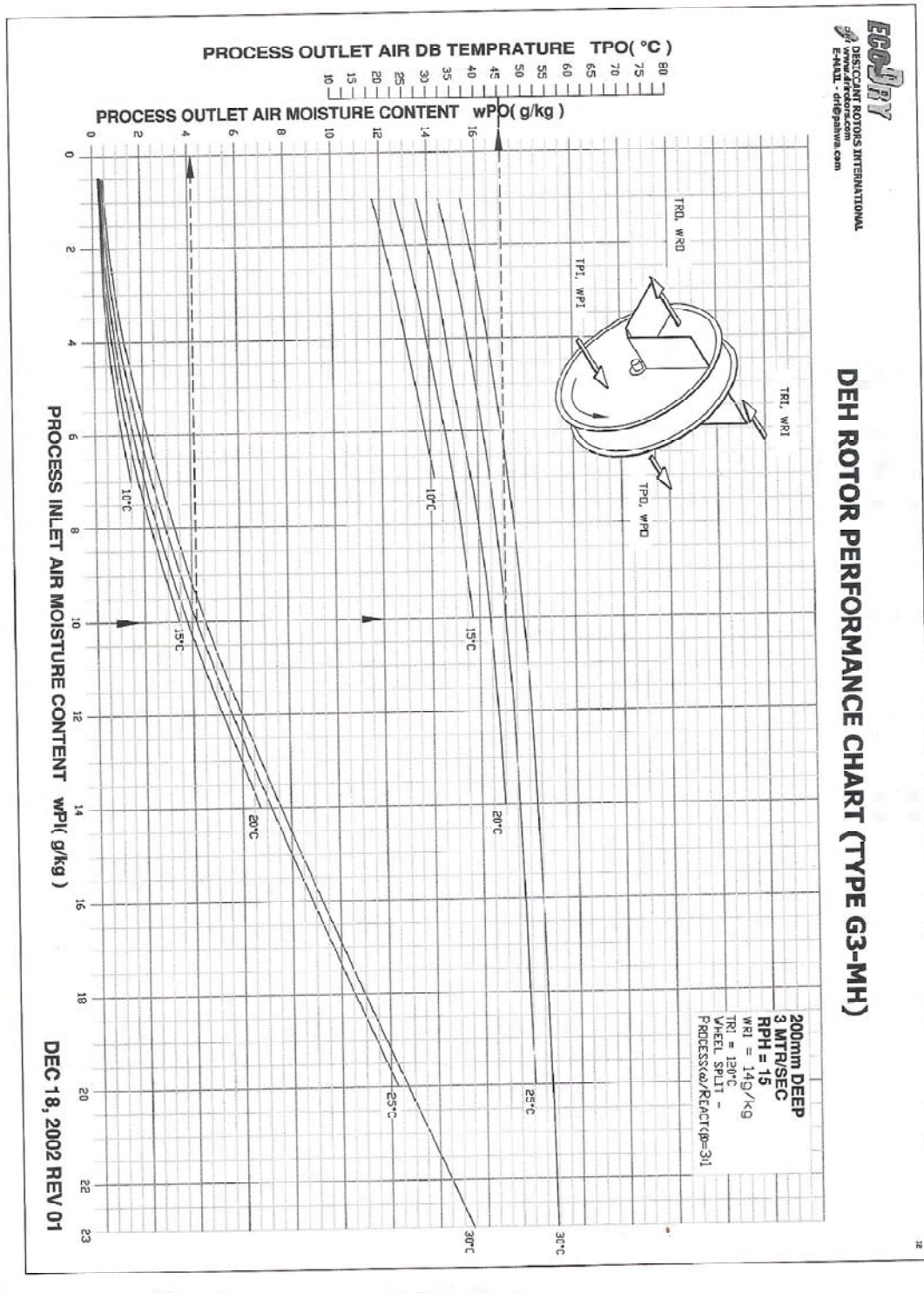
Copper-Constantan Thermocouples
(Electromotive Force in Absolute Millivolts. Temperatures
in Degrees C (Int. 1948). Reference Junctions at 0°C.)

°C	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	°C
Millivolts												
-190	-5.379	-5.395	-5.411	—	—	—	—	—	—	—	—	-190
-180	-5.205	-5.223	-5.241	-5.258	-5.276	-5.294	-5.311	-5.328	-5.345	-5.362	-5.379	-180
-170	-5.018	-5.037	-5.056	-5.075	-5.094	-5.113	-5.132	-5.150	-5.169	-5.187	-5.205	-170
-160	-4.817	-4.838	-4.858	-4.878	-4.899	-4.919	-4.939	-4.959	-4.978	-4.998	-5.018	-160
-150	-4.603	-4.625	-4.647	-4.669	-4.690	-4.712	-4.733	-4.754	-4.775	-4.796	-4.817	-150
-140	-4.377	-4.400	-4.423	-4.446	-4.469	-4.492	-4.514	-4.537	-4.559	-4.581	-4.603	-140
-130	-4.138	-4.162	-4.187	-4.211	-4.235	-4.259	-4.283	-4.307	-4.330	-4.354	-4.377	-130
-120	-3.887	-3.912	-3.938	-3.964	-3.989	-4.014	-4.039	-4.064	-4.089	-4.114	-4.138	-120
-110	-3.624	-3.651	-3.678	-3.704	-3.730	-3.757	-3.783	-3.809	-3.835	-3.861	-3.887	-110
-100	-3.349	-3.377	-3.405	-3.432	-3.460	-3.488	-3.515	-3.542	-3.570	-3.597	-3.624	-100
-90	-3.062	-3.091	-3.120	-3.149	-3.178	-3.207	-3.235	-3.264	-3.292	-3.320	-3.349	-90
-80	-2.764	-2.794	-2.824	-2.854	-2.884	-2.914	-2.944	-2.974	-3.003	-3.033	-3.062	-80
-70	-2.455	-2.486	-2.518	-2.549	-2.580	-2.611	-2.642	-2.672	-2.703	-2.733	-2.764	-70
-60	-2.135	-2.167	-2.200	-2.232	-2.264	-2.296	-2.328	-2.360	-2.392	-2.423	-2.455	-60
-50	-1.804	-1.838	-1.871	-1.905	-1.938	-1.971	-2.004	-2.037	-2.070	-2.103	-2.135	-50
-40	-1.463	-1.498	-1.532	-1.567	-1.601	-1.635	-1.669	-1.703	-1.737	-1.771	-1.804	-40
-30	-1.112	-1.148	-1.183	-1.218	-1.254	-1.289	-1.324	-1.359	-1.394	-1.429	-1.463	-30
-20	-0.751	-0.788	-0.824	-0.860	-0.897	-0.933	-0.969	-1.005	-1.041	-1.076	-1.112	-20
-10	-0.380	-0.417	-0.455	-0.492	-0.530	-0.567	-0.604	-0.641	-0.678	-0.714	-0.751	-10
(-)0	0.000	-0.038	-0.077	-0.115	-0.153	-0.191	-0.229	-0.267	-0.305	-0.343	-0.380	(-)0
(+)0	0.000	0.038	0.077	0.116	0.154	0.193	0.232	0.271	0.311	0.350	0.389	(+)0
10	0.389	0.429	0.468	0.508	0.547	0.587	0.627	0.667	0.707	0.747	0.787	10
20	0.787	0.827	0.868	0.908	0.949	0.990	1.030	1.071	1.112	1.153	1.194	20
30	1.194	1.235	1.277	1.318	1.360	1.401	1.443	1.485	1.526	1.568	1.610	30
40	1.610	1.652	1.694	1.737	1.779	1.821	1.864	1.907	1.949	1.992	2.035	40
50	2.035	2.078	2.121	2.164	2.207	2.250	2.293	2.336	2.380	2.423	2.467	50
60	2.467	2.511	2.555	2.599	2.643	2.687	2.731	2.775	2.820	2.864	2.908	60
70	2.908	2.953	2.997	3.042	3.087	3.132	3.177	3.222	3.267	3.312	3.357	70
80	3.357	3.402	3.448	3.493	3.539	3.584	3.630	3.676	3.722	3.767	3.813	80
90	3.813	3.859	3.906	3.952	3.998	4.044	4.091	4.138	4.184	4.230	4.277	90
100	4.277	4.324	4.371	4.418	4.465	4.512	4.559	4.606	4.654	4.701	4.749	100
110	4.749	4.796	4.843	4.891	4.939	4.987	5.035	5.083	5.131	5.179	5.227	110
120	5.227	5.275	5.323	5.372	5.420	5.469	5.518	5.566	5.615	5.663	5.712	120
130	5.712	5.761	5.810	5.859	5.908	5.957	6.007	6.056	6.105	6.155	6.204	130
140	6.204	6.254	6.303	6.353	6.403	6.453	6.503	6.553	6.603	6.653	6.703	140
150	6.703	6.753	6.803	6.853	6.904	6.954	7.004	7.055	7.106	7.157	7.208	150
160	7.208	7.258	7.309	7.360	7.411	7.462	7.513	7.565	7.616	7.667	7.719	160
170	7.719	7.770	7.822	7.874	7.926	7.978	8.029	8.080	8.132	8.184	8.236	170
180	8.236	8.288	8.340	8.392	8.445	8.497	8.549	8.601	8.654	8.707	8.759	180
190	8.759	8.812	8.864	8.917	8.970	9.023	9.076	9.129	9.182	9.235	9.288	190
200	9.288	9.341	9.394	9.448	9.501	9.555	9.608	9.662	9.715	9.769	9.823	200
°C	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	°C

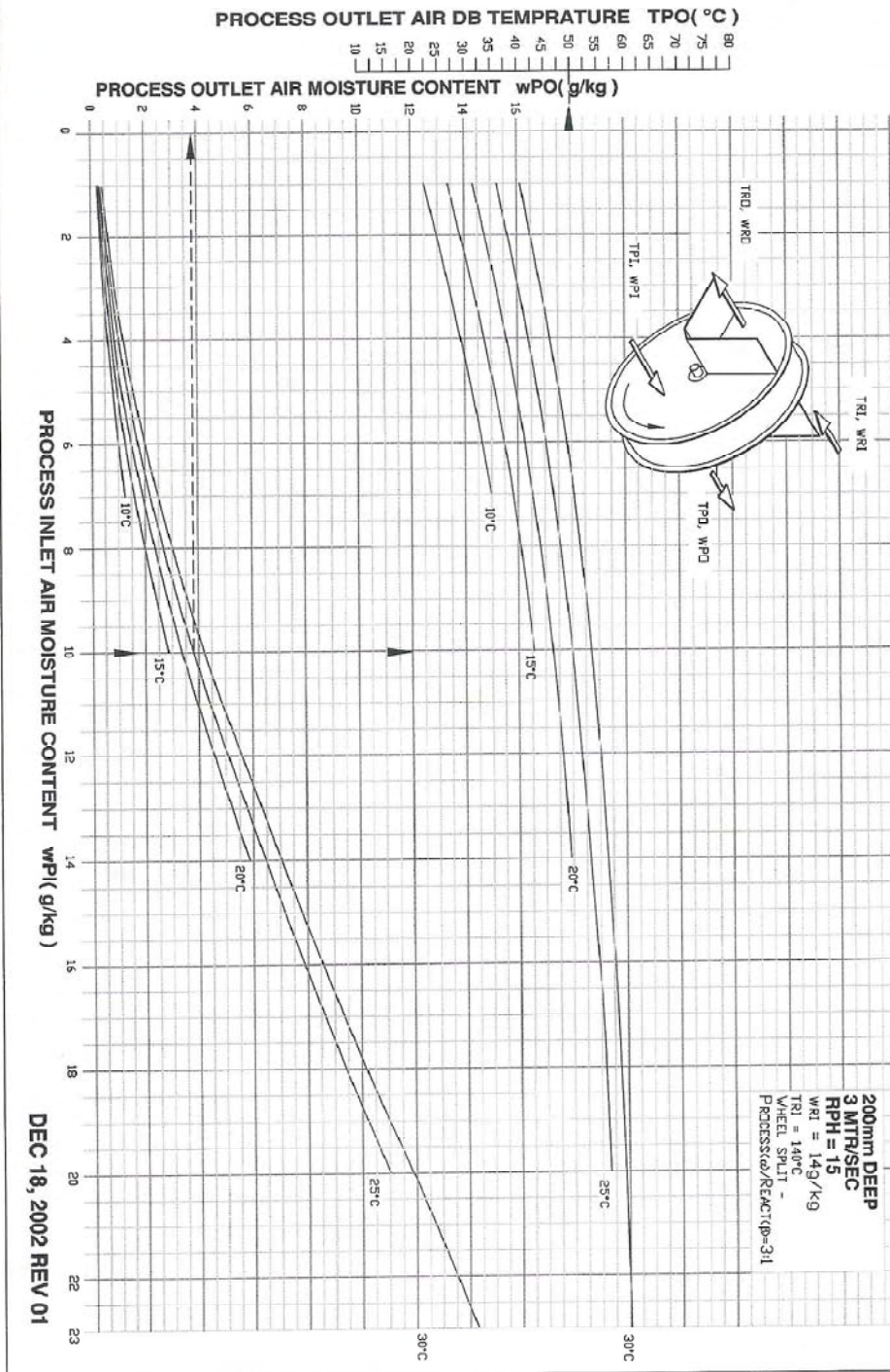
ANEXO III



ANEXO IV



DEH ROTOR PERFORMANCE CHART (TYPE G3-MH)



DEC 18, 2002 REV 01