



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

**CARACTERIZAÇÃO DE ROTORES ADSORTIVOS PARA  
COMPOSIÇÃO DE SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO POR  
ADSORÇÃO**

por

Francisco José Araujo Melo

*Dissertação de Mestrado apresentada à Universidade Federal da Paraíba  
para obtenção do grau de Mestre.*

**FRANCISCO JOSÉ ARAUJO MELO**

**CARACTERIZAÇÃO DE ROTORES ADSORTIVOS PARA  
COMPOSIÇÃO DE SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO POR  
ADSORÇÃO**

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba, em cumprimento às exigências para obtenção do Grau de Mestre.

**Orientador: Professor José Maurício Alves de Matos Gurgel**

M528c Melo, Francisco José Araujo.

Caracterização de rotores adsorptivos para  
composição de sistemas de climatização por  
adsorção / Francisco José Araujo Melo.- João  
Pessoa, 2015.

96f. : il.

Orientador: José Maurício Alves de Matos  
Gurgel

Dissertação (Mestrado) - UFPB/CT

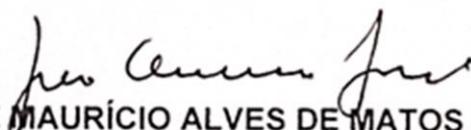
1. Engenharia mecânica. 2. Climatização por  
adsorção. 3. Desumidificação. 4. Rotor dessecante.  
5. Rotor entálpico.

# CARACTERIZAÇÃO DE ROTORES ADSORTIVOS PARA COMPOSIÇÃO DE SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO POR ADSORÇÃO

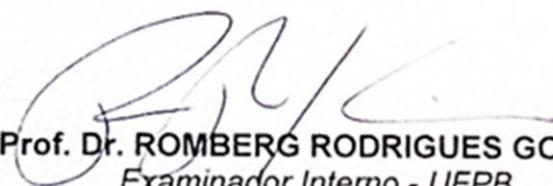
por

**Francisco José Araujo Melo**

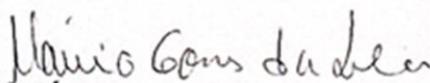
*Dissertação aprovada em 26 de fevereiro de 2015*



**Prof. Dr. JOSÉ MAURÍCIO ALVES DE MATOS GURGEL**  
*Orientador – UFPB*



**Prof. Dr. ROMBERG RODRIGUES GONDIM**  
*Examinador Interno - UFPB*



**Prof. Dr. MÁRCIO GOMES DA SILVA**  
*Examinador Externo – IFPB*

## DEDICATÓRIA

Ao meu estimado e querido irmão, **Edson Leite Araújo**, por ser a fonte inspiradora de tudo isso. A minha mãe, **Neci Araújo Martins de Melo**, por me ensinar que na vida nada é conquistado sem esforço. E a minha noiva **Ivaniscy Juvino de Souza**, por estar ao meu lado sempre.

## **AGRADECIMENTOS**

À **DEUS** em primeiro lugar sempre, por me guiar por caminhos justos e corretos.

Ao Professor e Orientador **José Maurício Alves de Matos Gurgel**, pela credibilidade concedida ao autor.

Ao **Dr. Herbert Melo Vieira**, por me conceder parte do seu tempo para o esclarecimento de algumas dúvidas.

Aos técnicos **Sérgio Pessoa de Lima Marques** e **Diógenes Montenegro Gomes**, por sempre se mostrarem disponíveis em todos os momentos críticos.

Aos alunos de IC, **Lucilho José de Lima** e **Caio Fernando Lira Correia Araújo**, por estarem sempre a disposição quando precisei.

# **CARACTERIZAÇÃO DE ROTORES ADSORTIVOS PARA COMPOSIÇÃO DE SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO POR ADSORÇÃO**

## **RESUMO**

No presente trabalho foram caracterizados dois tipos de rotores adsortivos, um de efeito ativo e outro de efeito passivo, conhecidos respectivamente como rotor dessecante e rotor entálpico. Esses equipamentos são usados para compor os sistemas de climatização por adsorção como meio de promover a desumidificação do ar usando o fenômeno da adsorção que ocorre em suas matrizes adsortivas. Esse fenômeno envolve tanto a transferência de massa quanto a de calor, seus ciclos são definidos por dois processos que ocorrem simultaneamente, a adsorção e a dessorção. No estudo, a caracterização se resume em avaliar os equipamentos em diferentes condições de trabalho tendo como principal objetivo alcançar a melhor desumidificação do ar usando a menor quantidade de energia possível. Durante os procedimentos foram usadas baixas vazões de ar definidas em três categorias: a vazão de processo, que é a corrente de ar a ser tratada, ou seja, desumidificada, a vazão de regeneração, que é a corrente de ar que em contra fluxo no rotor dessecante com a vazão de processo servirá como meio de manter o ciclo adsortivo sempre realizando as trocas de calor e massa, e a vazão de retorno, que em contra fluxo no rotor entálpico servirá também como meio de promover a desumidificação do ar de processo. Nas vazões de regeneração foram avaliados os efeitos de baixas temperaturas de aquecimento e em ambos os rotores foram avaliados os efeitos de diferentes rotações. Foram realizados também, procedimentos com o intuito de verificar a possibilidade de o rotor entálpico trabalhar como rotor dessecante. Os resultados desse trabalho contribuirão significativamente para que os sistemas de climatização por adsorção seja tido cada vez como uma alternativa viável à substituição da refrigeração convencional.

**Palavras-chaves:** Climatização por adsorção, desumidificação, rotor dessecante, rotor entálpico.

## **ADSORPTIVE WHEEL CHARACTERIZATION FOR COMPOSITION CLIMATIZATION BY ADSORPTION SYSTEMS.**

### **ABSTRACT**

In this work, will be characterized two types of adsorptive wheels, an active effect and the other passive effect, known respectively as desiccant wheel and enthalpy wheel. These devices are used to compose the climatization adsorption systems as a means of promoting the dehumidification of air using the adsorption phenomenon that occurs in their adsorptive matrices. This phenomenon involves both the mass transfer and the heat, its cycles are defined by two processes taking place simultaneously, the adsorption and desorption. In the study, the characterization will boil down to assess the equipment in different working conditions with the main objective to achieve better dehumidification of air using the least amount of energy possible. Procedures were used for low air flow rates set in three categories: the process flow, which is the airflow to be treated, or dehumidified, a regeneration flow, which is the air stream in countercurrent flow desiccant rotor with process flow will serve as a means of maintaining the adsorptive cycle always performing heat exchange and mass, and the return flow, which flow against the enthalpy rotor will also serve as a means of promoting the dehumidification of process air. In the regeneration flow rates will be assessed the effects of low temperature heating and in both wheels will be evaluated the effects of different rotational speeds. Will also take place, procedures in order to verify the possibility of the wheel enthalpy work as a wheel desiccant . The findings contributed significantly to the climate control by adsorption systems is taken increasingly as a viable alternative to replacing conventional cooling.

**Keywords:** Climatization by adsorption, dehumidification, wheel desiccant, wheel enthalpy.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Composição do sistema de climatização por adsorção, (LIMA <i>et al.</i> 2002). -----	12
Figura 2.2 - Montagem experimental do sistema, (SUBRAMANYAM <i>et al.</i> 2004). -----	12
Figura 2.3 - Vista transversal do rotor dessecante de dois estágios, (GE <i>et al.</i> 2008). -----	14
Figura 2.4 - Distribuição das passagens de ar no rotor dessecante de dois estágios, (GE <i>et al.</i> 2008). -----	14
Figura 2.5 - Sistema de condicionamento de ar por adsorção com regeneração por energia solar, (GE <i>et al.</i> 2010). -----	15
Figura 2.6 - Sistema típico de condicionamento de ar por adsorção, (PANARAS <i>et al.</i> 2010). -----	16
Figura 2.7 - Sistema de refrigeração dessecante (HÜRDOĞAN <i>et al.</i> 2010). -----	17
Figura 2.8 - Representação do ciclo de refrigeração dessecante (NÓBREGA <i>et al.</i> 2011). -----	18
Figura 2.9 - Ciclo de refrigeração dessecante em modo de recirculação (SPHAIER <i>et al.</i> 2012). -----	19
Figura 2.10 - Ciclo de refrigeração dessecante em modo de ventilação (SPHAIER <i>et al.</i> 2012). -----	19
Figura 2.11 - Sistema de refrigeração por adsorção em dois estágios de secagem (LA <i>et al.</i> 2012). -----	20
Figura 2.12 - Sistema de refrigeração por adsorção com resfriamento evaporativo de efeito direto (UÇKAN <i>et al.</i> 2013). -----	21
Figura 2.13 - Câmara de instalação do rotor entálpico, (SPARROW <i>et al.</i> 2007). ---	24
Figura 2.14 - Configuração do sistema para controle de umidade nas células PEFC, (CASALEGNO <i>et al.</i> 2011). -----	24
Figura 3.1 - Representação das subdivisões que compõem o meio adsortivo,	

(SILVA, 2010 extraído de SOUSA, 2005). -----	27
Figura 3.2 - Exemplificação do ciclo adsorativo. -----	28
Figura 3.3- Quadro comparativo entre os tipos de adsorção. -----	30
Figura 3.4 - Grupos de isotermas, (GILES <i>et al.</i> 1960). -----	31
Figura 3.5 - Sílica gel. -----	33
Figura 3.6 - Grãos de carvão ativado. -----	34
Figura 3.7 - Alumina ativada. -----	35
Figura 3.8 - Zeólitas: mordenita (a) e clinoptilolita (b). -----	36
Figura 4.1 - Bancada experimental para caracterização do rotor dessecante. -----	38
Figura 4.2 - Rotor dessecante em modo de caracterização. -----	38
Figura 4.3 - Rotor dessecante 1:3. -----	39
Figura 4.4 - Bancada experimental para caracterização do rotor entálpico. -----	40
Figura 4.5 - Rotor entálpico em modo de caracterização. -----	40
Figura 4.6 - Rotor entálpico 1:1. -----	41
Figura 4.7 - Bancada experimental para avaliação do rotor entálpico como rotor dessecante. -----	42
Figura 4.8 - Rotor entálpico em modo de caracterização como rotor dessecante. ----	42
Figura 4.9 - Bancada experimental para avaliação do rotor dessecante auxiliado pelo rotor entálpico. -----	43
Figura 4.10 - Bases para os motores. Rotor dessecante (a) e rotor entálpico (b). ----	45
Figura 4.11- Reduções: rotor dessecante (a) e rotor entálpico (b). -----	46
Figura 4.12 - Subáreas para o cálculo da velocidade média do ar. -----	47
Figura 4.13 - Aquecedor. (Fonte: SILVA, 2010). -----	49
Figura 4.14 - Rotor dessecante 1:3. -----	50
Figura 4.15 - Rotor entálpico. Região de adsorção. -----	52
Figura 4.16 - Inversores de frequência. -----	54
Figura 4.17 - Redutora de pressão veicular. (Fonte: SILVA, 2010). -----	55
Figura 4.18 - Cilindro de gás. -----	55
Figura 4.19 - Anemômetro. -----	56
Figura 4.20 - Termohigrômetro modelo MTH-1380. -----	57
Figura 4.21 - Higrômetro HygroPalm1. -----	58
Figura 4.22 - Psicrômetro. -----	59
Figura 4.23 - Psicrômetro experimental. -----	59

Figura 4.24 - Termômetro de cinco pontas. ----- 60

**LISTA DE TABELAS**

Tabela 4.1 - Números de subáreas para melhorar a precisão do valor das vazões. ---	48
Tabela 4.2 - Características do rotor dessecante 1:3. -----	51
Tabela 4.3 - Características do rotor entálpico 1:1. -----	52
Tabela 4.4 - Características do anemômetro. -----	56
Tabela 4.5 - Termohigrômetro modelo MTH-1380. -----	57
Tabela 4.6 - Características do higrômetro HygroPalm1. -----	58
Tabela 4.7 - Características dos termômetros de cinco pontas. -----	60
Tabela 5.1 - Resultados para a caracterização do rotor dessecante. -----	64
Tabela 5.2 - Resultados para caracterização do rotor entálpico. -----	65
Tabela 5.3 - Resultados para o rotor dessecante atuando em conjunto com o rotor entálpico. -----	66
Tabela 5.4 - Resultados para o rotor entálpico atuando como rotor dessecante com rotação de 25 [rpm] -----	67
Tabela 5.5 - Resultados para o rotor entálpico atuando como rotor dessecante com rotação de 15 [rph] -----	68

## NOMENCLATURA

$\bar{V}_{ar}$	Velocidade média do ar [m/s]
$\dot{m}_{ar\ reg}$	Vazão mássica do ar de regeneração [kg/s]
$\dot{m}_{ex}$	Vazão mássica do ar de exaustão (retorno) [kg/s]
$\dot{m}_{min}$	Menor vazão mássica [kg/s]
$\dot{m}_{pr}$	Vazão mássica do ar de processo [kg/s]
$T_{ar\ amb.}$	Temperatura da vazão do ar captado do ambiente externo [K ou °C]
$T_{ex,ent}$	Temperatura do ar de exaustão na entrada do rotor [K ou °C]
$T_{ex,sai}$	Temperatura do ar de exaustão na saída do rotor [K ou °C]
$T_{pr,ent}$	Temperatura do ar de processo na entrada do rotor [K ou °C]
$T_{pr,sai}$	Temperatura do ar de processo na saída do rotor [K ou °C]
$T_{rea}$	Temperatura do ar de regeneração desejada [K ou °C]
$V_i$	Velocidade em cada subárea [m/s]
$W_{ex,ent}$	Razão de umidade do ar de exaustão na entrada do rotor [kg <sub>w</sub> /kg <sub>a</sub> ]
$W_{ex,sai}$	Razão de umidade do ar de exaustão na saída do rotor [kg <sub>w</sub> /kg <sub>a</sub> ]
$W_{pr,ent}$	Razão de umidade do ar de processo na entrada do rotor [kg <sub>w</sub> /kg <sub>a</sub> ]
$W_{pr,sai}$	Razão de umidade do ar de processo na saída do rotor [kg <sub>w</sub> /kg <sub>a</sub> ]
$c_p$	Calor específico à pressão constante [kJ/kg K]
CHE	Cross-flow Heat Exchanger (Trocador de Calor de Fluxo Cruzado)
COP	Coeficiente de Performance
DD	Displacement Desorption
DEC	Direct Evaporative Cooler: Resfriador Evaporativo de Ação Direta
DW	Desiccant Wheel (Rotor Dessecante)
EC	Evaporative Coolers: Resfriador Evaporativo
GNV	Gás Natural Veicular
h	Entalpia [kJ/kg]

Hr	Umidade relativa [%]
HX	Heat Exchanger: Trocador de Calor (Rotor Sensível)
PGS	Purge Gas Stripping
PSA	Pressure Swing Adsorption
Q	Vazão de ar [m <sup>3</sup> /h]
RD	Rotor Dessecante
REC	Regenerative Evaporative Cooler (Resfriador Evaporativo Regenerativo)
Rh	Humidade Relativa [%]
T	Temperatura [K ou °C]
TbS	Temperatura de bulbo seco [K ou °C]
TbU	Temperatura de bulbo úmido [K ou °C]
TSA	Thermal Swing Adsorption

### Letras gregas

$\rho$	Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]
$\varepsilon_l$	Efetividade latente
$\varepsilon_s$	Efetividade sensível

### Subscritos

<i>rea</i>	Reativação
<i>ar rea</i>	Ar de reativação
<i>ex</i>	Exaustão
<i>l</i>	Latente
<i>pr</i>	Processo
<i>s</i>	Sensível
<i>i</i>	Representativo de subáreas
<i>ent</i>	Entrada do rotor
<i>ef</i>	Efetividade
<i>sai</i>	Saída do rotor

## SUMÁRIO

<b>RESUMO</b> .....	i
<b>ABSTRACT</b> .....	ii
<b>LISTA DE FIGURAS</b> .....	iii
<b>LISTA DE TABELAS</b> .....	vi
<b>LISTA DE ABREVIATURAS</b> .....	vii

<b>CAPÍTULO I</b> .....	01
-------------------------	----

### INTRODUÇÃO, OBJETIVOS E COMPOSIÇÃO DO TRABALHO

1.1 INTRODUÇÃO .....	01
1.2 OBJETIVOS .....	03
1.2.1 Objetivo Geral .....	03
1.2.2 Objetivos Específicos .....	03
1.3 COMPOSIÇÃO DO TRABALHO .....	04

<b>CAPÍTULO II</b> .....	06
--------------------------	----

### REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 A TECNOLOGIA DE ADSORÇÃO .....	06
2.1.1 Adsorção Como Meio de Purificação .....	06
2.1.2 Adsorção Como Meio de Refrigeração .....	08
2.2 ROTOR ADSORTIVO DE PRINCÍPIOS ATIVOS (ROTOR DESSECANTE) --	11
2.3 ROTOR ADSORTIVO DE PRINCÍPIOS PASSIVOS (ROTOR ENTÁLPICO) -	12

<b>CAPÍTULO III</b> .....	26
---------------------------	----

### FUNDAMENTOS TEÓRICOS

3.1 CICLO ADSORTIVO .....	26
3.2 TIPOS DE ADSORÇÃO .....	29
3.3 ISOTERMAS DE ADSORÇÃO .....	30
3.4 TIPOS DE ADSORVENTES FÍSICOS .....	32

<b>CAPÍTULO IV</b> .....	37
--------------------------	----

### BANCADAS DE TESTES, PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS, EQUIPAMENTOS, INSTRUMENTOS DE AFERIÇÃO E EFETIVIDADE DOS ROTORES ADSORTIVOS

4.1 BANCADAS DE TESTES .....	37
4.1.1 Bancada Para Caracterizar o Rotor Dessecante .....	37
4.1.2 Bancada Para Caracterizar o Rotor Entálpico .....	39
4.1.3 Bancada Para Caracterizar o Rotor Entálpico Como Rotor Dessecante .....	41
4.1.4 Bancada Para Caracterizar o Rotor Dessecante Auxiliado Pelo Rotor Entálpico .....	43
4.2 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS .....	44
4.2.1 Ajustes dos Sistemas de Acionamento dos Rotores Adsorptivos .....	44
4.2.2 Determinação das Velocidades de Rotação dos Rotores .....	45
4.2.3 Cálculo e Equilíbrio de Vazões .....	46
4.2.4 Procedimento de Reativação dos Rotores Adsorptivos .....	48
4.2.5 Acionamento e Parada das Bancadas de Testes .....	49
4.3 EQUIPAMENTOS E CARACTERÍSTICAS .....	50
4.3.1 Rotores Adsorptivos .....	50
4.3.2 Ventiladores Para a Promoção das Vazões de Ar .....	53
4.3.3 Inversores de Frequência .....	53
4.3.4 Válvula Redutora de Pressão & Cilindro de Gás .....	54
4.4 INSTRUMENTOS PARA AFERIÇÃO DE RESULTADOS .....	56

4.5 EFETIVIDADES DOS ROTORES ADSORTIVOS .....	61
4.5.1 Efetividade do Rotor Dessecante .....	61
4.5.2 Efetividade do Rotor Entálpico .....	62

<b>CAPÍTULO V</b> .....	63
-------------------------	----

## RESULTADOS E CONCLUSÕES

5.1 RESULTADOS .....	63
5.1.1 Rotor Dessecante .....	63
5.1.2 Rotor Entálpico .....	64
5.1.3 Rotor Dessecante Auxiliado Pelo Rotor Entálpico .....	66
5.1.4 Rotor Entálpico Como Rotor Dessecante .....	67
5.2 CONCLUSÕES .....	69
5.2.1 Rotor Dessecante .....	69
5.2.2 Rotor Entálpico .....	70
5.2.3 Rotor Dessecante Auxiliado Pelo Rotor Entálpico .....	71
5.2.4 Rotor Entálpico Como Rotor Dessecante .....	71
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	72

## CAPÍTULO I

### INTRODUÇÃO, OBJETIVOS E COMPOSIÇÃO DO TRABALHO

#### 1.1 INTRODUÇÃO

Os efeitos da refrigeração produzidos artificialmente e usados atualmente tanto em residências quanto nos setores comerciais e industriais vêm sendo empregados pelo homem desde muito tempo. No século XVIII, tendo o conhecimento de que o gelo possuía a capacidade de conservação, o homem fazia seu armazenamento durante as épocas de inverno com o intuito de usa-lo no verão para preservar seus alimentos. Em meados do século XIX, descobriu-se que por meio da expansão de gases, era possível promover efeitos frigoríficos de baixas temperaturas, (CORREIO GOURM@ND, 2015). Surge a partir dessa ideia a criação da refrigeração por compressão de vapor. Esse processo atualmente empregado em âmbito mundial, não só serve para a conservação de alimentos como também para realizar a climatização de ambientes.

Apesar do seu amplo emprego, a refrigeração por compressão de vapor apresenta-se como um forte consumidor de energia, tendo seu potencial ainda mais elevado no verão. Como se o consumo de energia já não fosse uma grande desvantagem, segundo MACAGNAN, (2010), o efeito do uso de determinados refrigerantes, inclusive os compostos halogenados substitutos dos CFCs, podem apresentar um efeito direto, devido à sua emissão para o ambiente ou indireto, devido a um consumo adicional de energia pela sua ineficiência no ciclo de refrigeração. Essa ineficiência seria então a responsável por uma produção adicional de energia para compensá-la, liberando na atmosfera mais CO<sub>2</sub> devido aos processos de geração de energia elétrica.

Segundo TOLMASQUIM, (2012), um dos fundamentos da sustentabilidade econômica de um país é a sua capacidade de prover logística e energia para o desenvolvimento de sua produção com segurança e em condições competitivas e ambientalmente sustentáveis. Diante desse pensamento, desenvolver novas modalidades que busquem este fim faz-se necessariamente obrigatórias.

Atualmente muitos estudos com o intuito de substituir a refrigeração por compressão de vapor vêm sendo discutidos em uma ampla gama de literaturas. Esse fato ocorre tanto no sentido de reduzir o consumo de energia quanto no sentido de promover o controle da umidade/temperatura e fazer a renovação do ar interno aos ambientes climatizados.

O controle da umidade e temperatura, assim como a renovação do ar, são ações de alta importância à climatização artificial. O parâmetro umidade, tanto tem ligação direta à saúde do ambiente e do homem, quanto ao consumo de energia usada pelo sistema convencional em seu controle.

Segundo MEDEIROS (2007), para controlar e remover parte da umidade do ar do ambiente climatizado é necessário aumentar os custos de energia para tal operação. Sabe-se ainda, que a umidade excessiva provoca danos às instalações, aos materiais, e as mobílias existentes no ambiente e consumirá tempo para sua reparação ou substituição. Sem falar nos efeitos danosos à saúde e o desconforto sentido pelas pessoas que frequentam ambientes com excesso de umidade.

No presente trabalho, desenvolvido experimentalmente no Laboratório de Energia Solar (LES), do Centro de Energias Alternativas e Renováveis (CEAR), Campus I da Universidade Federal da Paraíba situado na cidade de João Pessoa-PB. Foi realizada a caracterização de rotores adsorptivos para compor sistemas de climatização por adsorção. Esses equipamentos trabalham diretamente na desumidificação do fluxo de ar direcionado aos ambientes climatizados.

A estrutura desses sistemas, quando comparada a dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor, apresentam vantagens como a de não fazer uso de gases refrigerantes de nem um tipo, promover a total renovação do ar do ambiente climatizado, fazer o controle de temperatura/umidade e usar meios alternativos como a luz do solar, para servir como fontes de energia para o seu funcionamento.

Os rotores adsorptivos estudados neste trabalho são classificam-se em dois tipos. O primeiro e mais conhecido é o de efeito ativo, normalmente chamado de rotor dessecante, o

segundo é o de efeito passivo conhecido como rotor entálpico. Esses equipamentos são requeridos quando se pretende trabalhar em ambientes com altos índices de umidade, e nesse caso são usados para reduzi-los e controlá-los.

O efeito da desumidificação do ar dado pelo rotor dessecante é avaliado por meio do uso de duas vazões de ar forçadas a atravessá-lo em contracorrente e pela existência entre elas de um alto gradiente de temperatura. Em comparação, o efeito da desumidificação ocasionado pelo rotor entálpico, ocorre também por meio da existência de duas vazões, só que neste caso o gradiente de temperatura existente é bem menor.

Espera-se que os resultados desse trabalho contribuam fortemente para que os sistemas de climatização por adsorção sejam cada vez mais tidos como alternativa viável à substituição da refrigeração convencional.

## **1.2 OBJETIVOS**

### **1.2.1 Objetivo Geral**

Avaliar o comportamento de rotores adsorptivos de princípios ativos e passivos usados para compor sistemas de climatização por adsorção em diferentes condições de trabalho. Nas bancadas de testes, verificar a influência de parâmetros como: a rotação dos rotores, a temperatura do ar de reativação do rotor dessecante e as vazões do ar de processo, regeneração e retorno. Os resultados serão avaliados em termos da quantidade de desumidificação e das eficiências sensível e latente de cada rotor, sendo a melhora da eficiência latente o principal foco do trabalho. A eficiência sensível será apresentada apenas para mostrar os efeitos das trocas de calor.

Basicamente, o trabalho se resume em avaliar os rotores tendo como objetivo central alcançar a melhor desumidificação do ar de processo (fluxo de ar responsável pelos efeitos climáticos do ambiente refrigerado), usando a menor quantidade de energia possível.

### **1.2.2 Objetivo Específico**

Para o alcance da proposta central enunciada anteriormente, foram enumerados os seguintes objetivos específicos:

- 1°. Determinar as velocidades de rotações tanto para o rotor dessecante quanto para o entálpico, verificando qual delas estabelece o melhor desempenho do equipamento;
- 2°. Observar o desempenho do rotor dessecante em três diferentes rotações, sendo atravessado por um baixo par de vazões com a vazão de reativação aquecida a baixas temperaturas;
- 3°. Observar o desempenho do rotor entálpico em quatro diferentes velocidades e atravessado por dois pares de vazões;
- 4°. Observar o desempenho do rotor dessecante auxiliado pelo rotor entálpico;
- 5°. Avaliar a viabilidade de o rotor entálpico trabalhar como rotor dessecante, ou seja, impor ao rotor entálpico as mesmas condições operacionais impostas ao rotor dessecante e a partir dos dados coletados verificar se ele apresenta comportamento de rotor adsorativo ativo;
- 6°. Monitorar as taxas de desumidificação de cada matriz adsorativa tendo como principal avaliador as trocas de massa;
- 7°. Por fim avaliar o desempenho dos rotores usando suas eficiências latentes;

### 1.3 COMPOSIÇÃO DO TRABALHO

A composição desse trabalho foi feita em cinco capítulos. Uma breve descrição de cada um deles pode ser avaliada a seguir.

Inicialmente, o **Capítulo I** apresenta a introdução, objetivo geral, objetivos específicos e a composição do trabalho.

O **Capítulo II** mostra uma breve revisão bibliográfica dividida em três seções: a primeira mostrando a utilização da tecnologia de adsorção como meio de purificação e refrigeração, a segunda mostrando algumas das literaturas em que foram empregados os

rotores dessecantes e a terceira mostrando algumas literaturas em que foram empregados os rotores entálpicos.

No **Capítulo III** está especificada uma breve explanação da fundamentação teórica a respeito do ciclo adsorptivo, dos tipos de adsorção, das isothermas de adsorção e de alguns tipos de adsorventes físicos.

No **Capítulo IV**, estão descritas as bancadas de testes, todos os procedimentos experimentais realizados, os equipamentos e suas características, a instrumentação usada na aferição dos resultados e as equações usadas para o cálculo da efetividade dos rotores.

O **Capítulo V** está dividido em duas seções, a primeira destinada aos resultados e a segunda as conclusões.

Por fim, todas as **Referências Bibliográficas** tomadas como base para realizar o presente trabalho.

## CAPÍTULO II

### REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo serão apresentadas três breves revisões bibliográficas. A primeira sobre a tecnologia de adsorção como meio de purificação e refrigeração, a segunda sobre os rotores adsorptivos de princípios ativos (rotor dessecante) e a terceira sobre os rotores adsorptivos de princípios passivos (rotor entálpico).

#### 2.1 A TECNOLOGIA DE ADSORÇÃO

A adsorção é o fenômeno em que quando colocados em contato um sólido e uma mistura de fluidos, um deles será retido pelo sólido. Com isso há um aumento da concentração do fluido não adsorvido. A adsorção deve-se ao fato de que a superfície de qualquer sólido se encontrar em estado de tensão ou de não saturação, o que forma um verdadeiro campo residual de forças de superfícies. A tendência natural de redução da energia livre na superfície é a responsável por esse fenômeno (FERRARI, 2005).

##### 2.1.1 Adsorção Como Meio de Purificação

O fenômeno da adsorção pode ser observado em uma ampla variedade de aplicações, como exemplo, tem-se a caracterização de sólidos porosos, o armazenamento de gases, a catálise, a eletroquímica, a refrigeração e os processos de separação ou purificação (tanto em fase gás como em fase líquido), (SILVA *et al.* 2012).

GUELFY *et al.* (2007), realizaram um trabalho no qual avaliaram a capacidade adsorptiva do dessecante zeólita desativada usada como catalisador em processos de

Craqueamento Catalítico Fluidizado (transformação do gasóleo em produtos nobres) de correntes oriundas do fracionamento do petróleo. Realizando os testes em misturas de água com corante orgânico (azul de metileno) e hidrocarbonetos (n-hexano/ciclohexano) em banho finito com agitação, os autores observaram a ocorrência da separação do corante orgânico da água, a adsorção preferencial do n-hexano da mistura, e que a zeólita desativada possuía contaminação promovendo sua dessorção na fase fluida.

MÜLLER *et al.* (2009), desenvolveram um trabalho cujo objetivo foi avaliar a remoção da cianotoxina microcistina usando adsorção e empregando diferentes tipos de carvões ativados em pó (CAPs), ou seja, madeira, casca de coco, osso e antracito. O fato responsável pela motivação desse trabalho foi a ocorrência de florações de cianobactérias em mananciais de abastecimento público, a qual segundo os autores prejudica a qualidade da água podendo inclusive ocasionar a presença de cianotoxinas. Caracterizados quanto ao número de iodo, granulometria dos CAPs, distribuição e volume de poros e também das isotermas de Freundlich, os resultados desse estudo mostraram que os CAPs de madeira apresentaram os maiores valores quanto ao número de iodo, capacidade máxima adsorptiva e volume de microporos secundários e mesoporos.

SILVA *et al.* (2012a), apresentaram um trabalho envolvendo o estudo da capacidade adsorptiva por tipo de solvente usando biomassas como adsorventes. No estudo em questão foram utilizados a casca da banana e o mesocarpo do coco, esses materiais foram escolhidos por se tratarem de biomassas disponíveis em grande quantidade como resíduos e por apresentarem resultados satisfatórios em trabalhos anteriores. Usando compostos orgânicos como a gasolina, querosene e o diesel para testar o potencial adsorptivo, o mesocarpo de coco apresentou o melhor resultado para a adsorção da gasolina, seguida do óleo diesel e por fim o querosene. Segundo os autores, em todos os casos houve uma alta capacidade adsorptiva, mostrando que o mesocarpo de coco é um adsorvente em potencial na remoção de compostos orgânicos.

SILVA *et al.* (2012b), estudaram a viabilidade do processo de adsorção para a remoção de metais pesados como o Cromo e o Chumbo presentes em efluentes líquidos. Para isso fizeram uso do bagaço da cana de açúcar como biomassa adsorvente. Nesse trabalho foram determinadas as curvas cinéticas e também as isotermas de equilíbrio de adsorção em cada contaminante. Segundo os autores, o bagaço da cana, usado como adsorvente promoveu a remoção dos contaminantes na ordem de 45%  $\text{Cr}^{3+}$  e 35%  $\text{Pb}^{2+}$  em um tempo máximo de 60 minutos. Como conclusão, os resultados mostraram que o

bagaço da cana-de-açúcar, sendo um resíduo natural, abundante, biodegradável, renovável e de baixo custo, apresenta boas perspectivas para ser utilizado em um processo alternativo de tratamento de rejeito para remoção de metais pesados.

FERNANDES e PENHA (2013) realizaram a síntese e a caracterização de argilas naturais bentonita e vermiculita, bem como sua aplicação tanto na forma orgânica quanto da ácida como adsorventes do corante azul de metileno de soluções aquosas. Concluíram que a bentonita adsorve bem tanto natural quanto modificada, porém observa-se uma piora na adsorção quando modificada nas condições estudadas. Já a vermiculita apresentou uma melhora significativa na adsorção do corante quando tratada com ácido e também quando organofilizada. Segundo os autores, a modificação química de argilas através da impregnação de surfactantes catiônicos ou aniônicos em sua estrutura, pode também favorecer a adsorção de metais pesados e de ânions. Portanto, segundo os autores as argilas orgânicas podem ser utilizadas na remoção de vários tipos de poluentes de ambientes aquáticos.

### **2.1.2 Adsorção Como Meio de Refrigeração**

Os primeiros trabalhos desenvolvidos experimentalmente e dedicados à refrigeração usando sistemas empregando a tecnologia adsortiva, foram realizados por TCHERNEV (1979) e GUILLEMINOT *et al* (1980), os quais em seus protótipos usaram o par adsortivo zeólita/água. Um pouco mais tarde, VODIANITSKAIA e KLÜPPEL (1984), KLÜPPEL e GURGEL (1987), testaram o par adsortivo sílica gel/água, (VIEIRA, 2009).

MACHADO (2008) descreveu o projeto e a construção de um protótipo de um refrigerador no qual se fez uso da tecnologia de adsorção do tipo física utilizando o par carvão ativado-metanol. Nesse protótipo o metanol circula em um sistema fechado e sob vácuo. Para a realização do princípio de dessorção do fluido refrigerante, empregou-se o método de regeneração por temperatura (Thermal Swing Adsorption - TSA). Segundo o autor, todo o aparato experimental foi supervisionado e controlado por um programa computacional especialmente desenvolvido e adotou-se também o algoritmo PID (proporcional/integral/derivativo) como estratégia de controle. Os dados coletados experimentalmente e suas respectivas correlações possibilitaram determinar os parâmetros da equação de Dubinin-Astakhov, a qual representou o equilíbrio termodinâmico do par adsortivo empregado no protótipo.

VIEIRA (2009) apresentou alternativas viáveis providas de simplicidade como meio de melhorar os efeitos da refrigeração realizada por adsorção usando energia solar como fonte de calor. Em seu estudo, modificou-se o formato de uma placa absorvedora de um formato tubular para um triangular. Essa modificação teve como intuito aumentar a área de contato entre a placa e o adsorvente. O desempenho dessa modificação foi avaliado por um programa que simulou um ciclo de refrigeração por adsorção. Neste mesmo trabalho, observou-se o comportamento do fluxo do adsorbato, o qual por meio da retirada de uma tela concêntrica passou de radial para axial. A retirada dessa tela teve como objetivo avaliar o comportamento do adsorbato e também se os processos de adsorção e desadsorção ocorreriam em toda uma coluna, onde foram feitos todos os experimentos possibilitando a construção de um novo coletor solar, plano e tubular mais simples.

LIMA *et al.* (2011), analisaram um sistema de climatização por adsorção usando o par adsorvente zeólita/água, tendo a radiação solar como fonte de energia para ativação do adsorvente zeólita. O sistema em estudo, contou com uma potência de 9,638 kW, ciclos de 1h 57 min, um coeficiente operacional de 0,38 em condições extremas garantindo uma temperatura ambiente de 25 °C e umidade relativa de 55%. Os efeitos adsorventes, caracterizados em temperaturas 10, 20 e 30 °C para pressões de saturação do adsorvente foram maiores na temperatura de 10 °C tanto para a evaporação quanto para a saturação. Nesta situação, para uma temperatura de regeneração 300 °C gerou-se uma capacidade de estocagem de energia de 633,472 kJ/kg da zeólita. Segundo os autores, o dimensionamento do adsorvedor foi a parte mais importante, uma vez que há o envolvimento de doze variáveis, entre elas, o tempo de ciclo, as temperaturas das fontes, a espessura de material adsorvente, características dos tubos e aletas, o par adsorvente e o metal utilizado na construção do trocador de calor.

OLIVEIRA *et al.* (2012), sabendo que uma das maneiras de melhorar o desempenho dos sistemas de refrigeração por adsorção era a utilização de materiais adsorventes de maior capacidade adsorvente, investigaram a capacidade de adsorção da composição cloreto metálico/sílica gel, ou seja, da impregnação do cloreto metálico na sílica gel. Após obtenção das composições sílica gel/CaCl<sub>2</sub> e sílica gel/LiCl, e 48 horas depois da exposição dessas amostras e da sílica gel pura em diferentes atmosferas com umidades relativas e temperaturas controladas, concluíram que a composição LiCl/sílica gel, em um ambiente com umidade relativa de 85% e temperatura de 25 °C, obteve uma capacidade adsorvente 66% maior que a sílica gel pura. Concluíram também que não é

viável a utilização da sílica-gel impregnada com sal nas condições em que foram estudadas se a temperatura de regeneração for inferior a 70 °C, ou seja, se a temperatura de regeneração não for suficientemente alta, apenas uma parte da água adsorvida será dessorvida pela composição estudada.

VIERA (2013), desenvolveu um sistema de refrigeração usando a tecnologia de adsorção, no qual foi utilizado um chiller adsortivo para o resfriamento de água responsável pela climatização de ambientes. Segundo o autor, o sistema desenvolvido apresentou como uma de suas vantagens, o uso de energia limpa, no caso a solar. A composição do sistema foi feita utilizando coletores solares planos como meio de converter energia solar em energia térmica para conseqüente transferência para um fluido térmico que circulava no coletor, o qual seria posteriormente armazenado em um boiler. Após armazenamento, sempre que necessário o fluido armazenado poderia ser usado para aquecer o leito adsortivo de um chiller composto de aletas em formato anular e envolvido pelo adsorvente sílica gel. Por meio de ensaios experimentais com leitos porosos dispostos em configurações diferentes observou-se aquela de maior taxa adsortiva, a qual seria utilizada na construção de um leito poroso do chiller adsortivo. Através de um modelo computacional foi verificado teoricamente todo o desempenho do sistema.

RODRIGUES (2013) elaborou e simulou computacionalmente um modelo de um sistema de refrigeração por adsorção usando pares adsorventes/adsorvatos, acionado pelo calor proveniente dos rejeitos de processos industriais, neste caso, de um protótipo gerador de energia elétrica por células combustíveis à hidrogênio produzido via reforma de etanol. Neste trabalho, idealizou-se um equipamento composto por dois reatores operando fora de fase, um evaporador, um condensador e uma válvula para operação do sistema. A esse conjunto, foram ainda unidos um recuperador de calor, acessórios no fluxo dos gases quentes e um reservatório de água gelada. Como meio para a simulação numérica, foi elaborado um modelo matemático por meio do software Matlab®. Segundo o autor, após validar seu estudo experimentalmente e numericamente usando literaturas pré-existentes, foram feitas simulações usando o sistema completo, primeiramente na forma de resfriamento por batelada e em seguida submetendo-o a variações de cargas térmicas contínuas. Usando dois pares adsorvente/adsorvato, os resultados mostraram que para cada um desses pares há uma faixa de temperatura ideal e que entre todos os pares avaliados no estudo o aproveitamento ótimo de energia deu-se pelo par Sílica-gel/água.

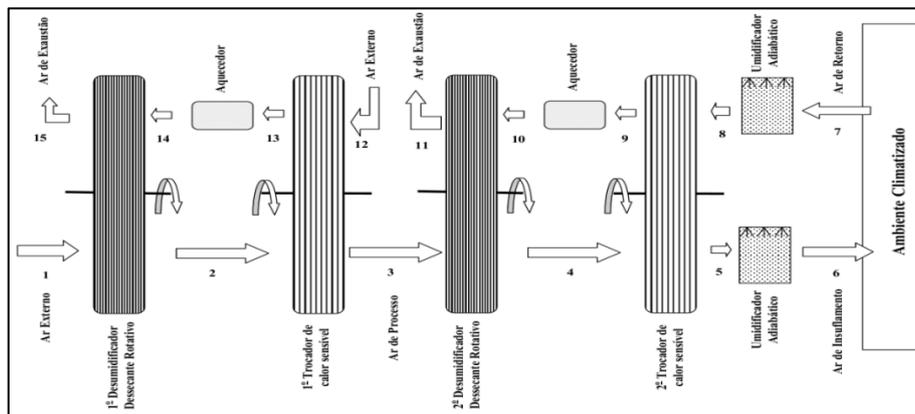
## 2.2 ROTOR ADSORTIVO DE PRINCÍPIOS ATIVOS (ROTOR DESSECANTE)

Os sistemas de refrigeração configurados com os rotores dessecantes, os quais têm seus princípios funcionais explicados pela tecnologia de adsorção, vêm sendo empregados em uma vasta gama de trabalhos buscando a substituição da refrigeração por compressão de vapor. Na sequência poderá ser visto alguns trabalhos em que foram usados os rotores dessecantes.

JAIN *et al.* (1995), realizaram um estudo no qual puderam avaliar vários ciclos de refrigeração evaporativos dispostos em modo de ventilação, recirculação e ciclo Dunkle. Todos esses sistemas foram baseados na tecnologia de adsorção usando dessecantes sólidos em regiões de climas quentes e úmidos. A avaliação psicométrica de todos os ciclos foi realizada em 16 cidades Indianas, tendo como objetivo alcançar a condição de conforto térmico padrão. Seus resultados, obtidos por meio de simulações computadorizadas foram baseados na eficácia dos trocadores de calor, dos resfriadores evaporativos e nos dados de desempenho real de rotores dessecantes disponíveis no mercado. Como conclusão, os autores observaram que o melhor valor para o COP do sistema foi dado pelo ciclo Dunkle.

LIMA *et al.* (2002), apresentaram um sistema de condicionamento de ar dessecante operando em modo de ventilação em ciclo aberto, Fig. (2.1). O sistema proposto com estrutura composta por rotores dessecantes (desumidificadores), trocadores de calor rotativos, resfriadores adiabáticos e aquecedores (regeneradores), teve como objetivo estudar a possibilidade de obter o conforto térmico de ambientes situados em regiões de climas quentes e úmidos. Através de um estudo de caso em um clima com temperatura de bulbo seco de 30 °C, 75% de umidade relativa, vazão de ar de 10.000 [m<sup>3</sup>/h] e total renovação do ar, o modelo chegou a apresentar um efeito frigorífico de 15,5 [kJ/kg] podendo fornecer uma capacidade de resfriamento de até 50 [kW]. Além disso, o estudo deixa claro que para regiões que apresentam condições de climas quentes e úmidos, faz-se necessário a utilização de dois rotores desumidificadores para obter as condições de conforto térmico. De acordo com os idealizadores, o estudo foi avaliado usando temperaturas de regeneração de 120, 140 e 160 °C, sendo obtido o melhor desempenho do sistema na temperatura de 160 °C.

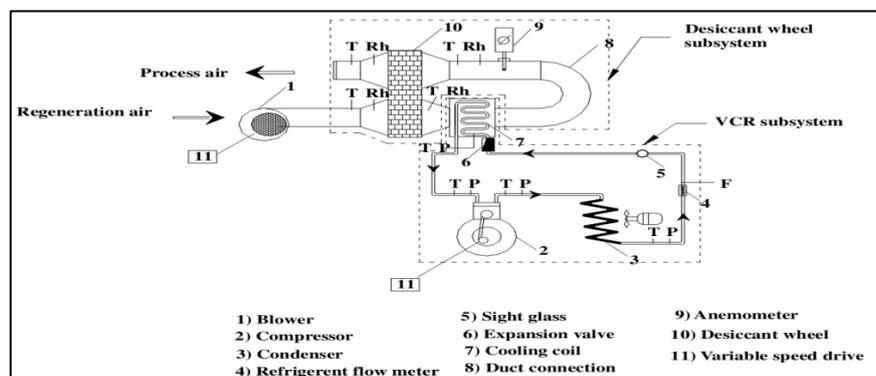
**Figura 2.1** - Composição do sistema de climatização por adsorção.



Fonte: LIMA *et al.* 2002.

SUBRAMANYAM *et al.* (2004), avaliaram experimentalmente a utilização de um rotor dessecante, Fig. (2.2), como meio de controlar a umidade do ar em ambientes refrigerados. Nesse estudo, em que se integra o rotor dessecante a um sistema de refrigeração por compressão de vapor, o ar de retorno serve como fonte de regeneração, o qual após cruzar o rotor em sua partição apropriada é arrefecido pelo evaporador (serpentinas) do sistema convencional de refrigeração (compressão de vapor). Em seguida, o fluxo de ar é direcionado ao mesmo rotor dessecante, que ao cruzá-lo é lançado ao ambiente que se deseja refrigerar. Como resultados, o estudo mostra que o sistema proposto pode oferecer uma vazão de alimentação para o ar de refrigeração com uma temperatura de orvalho muito baixa, inferior em 2 °C, e com um COP ligeiramente inferior em cerca de 5%, quando comparado aos sistemas convencionais.

**Figura 2.2** - Montagem experimental do sistema.

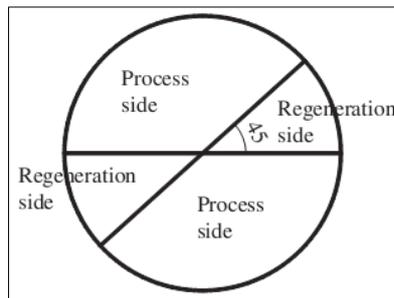


Fonte: SUBRAMANYAM *et al.* 2004.

MEDEIROS *et al.* (2007b), projetaram e dimensionaram um sistema de condicionamento de ar com rotores dessecantes operando em modo de ventilação em ciclo aberto. Tal sistema composto por rotores dessecantes, rotores sensíveis, umidificadores (resfriadores evaporativos) e aquecedores de calor, foi estudado tomando como base o desempenho individual de cada componente. Nesse estudo, que teve como objetivo maximizar a eficiência do sistema agregada à minimização dos custos envolvidos foram testados dois modelos, um com efetividade não prescrita e outro com efetividade prescrita, ou seja, um modelo funcionando normalmente em caráter experimental e o outro simulado utilizando um valor pré-determinado para a efetividade. Dos resultados obtidos, todos obtiveram bons ajustes quando comparados aos já existentes na literatura. Operando com dois rotores (um dessecante e outro sensível), o modelo com efetividade prescrita de 75%, obteve um COP de 0,36, enquanto que o modelo sem efetividade prescrita em funcionamento experimental obteve 85% de efetividade e um COP de 0,45. Partindo do princípio de que as avaliações foram feitas sob as mesmas condições de trabalho, o modelo sem efetividade prescrita obteve um melhor resultado de acordo com o trabalho de RUIVO *et al.* (2004).

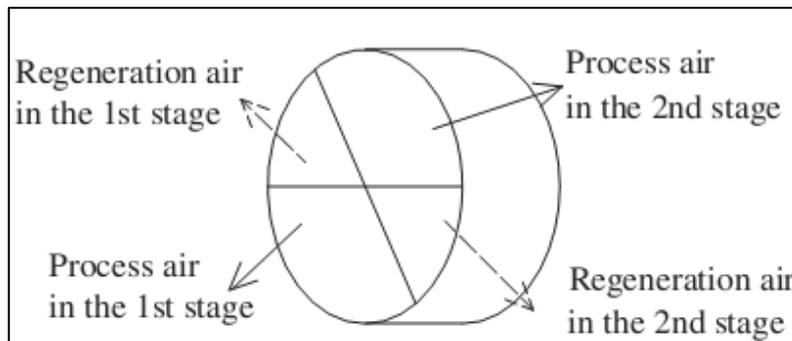
GE *et al.* (2008), investigaram experimentalmente o desempenho de um sistema de arrefecimento rotativo, no qual o processo de desumidificação do ar foi realizado por meio de um rotor dessecante de dois estágios. Esse estudo teve entre outros objetivos reduzir o número de rotores dessecantes empregados nesse tipo de sistema propondo uma nova configuração sem reduzir o seu desempenho. Com o sistema operando em modo de ventilação, foram avaliados para diversas condições de operação os efeitos de diferentes espessuras e várias velocidades para o rotor dessecante. No estudo em questão, constatou-se que para uma determinada espessura e velocidade de rotação os parâmetros extração da humidade do ar de processo e o coeficiente de performance do sistema (COP), foram tidos como ótimos. Além disso, os idealizadores verificaram que para um rotor com espessura de 100 mm, trabalhando com temperaturas de regeneração variando entre 50 e 90 °C, o valor médio do COP era de aproximadamente 1,08 se aproximando de 1,38 para uma temperatura de regeneração de 50 °C. O esquema do rotor de dois estágios, que também é conhecido como rotor de quatro partições é mostrado na Fig. (2.3) e na Fig. (2.4).

**Figura 2.3** - Vista transversal do rotor dessecante de dois estágios.



Fonte: GE *et al.* 2008.

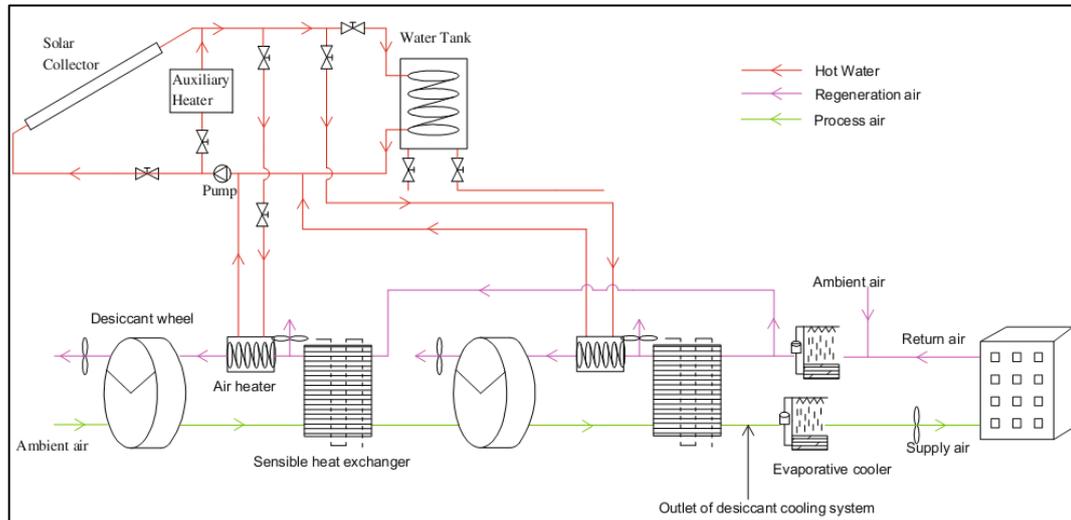
**Figura 2.4** - Distribuição das passagens de ar no rotor dessecante de dois estágios.



Fonte: GE *et al.* 2008.

GE *et al.* (2010), realizam um estudo em que comparam a performance de um sistema de refrigeração dessecante rotativo com regeneração dada por meio da energia solar, com a performance de um sistema de arrefecimento convencional por compressão de vapor. Esse estudo, simulado com o objetivo de fornecer a carga de refrigeração necessária a escritórios situados em edifícios nas cidades de Berlin e Xangai, mostrou que para climas variados o sistema de arrefecimento utilizando dois rotores dessecantes, dois trocadores de calor sensíveis e dois resfriadores evaporativos, como mostrado na Fig. (2.5), foi capaz de fornecer a carga de refrigeração necessária em condições de conforto climáticas em ambas as cidades. Segundo os autores, comparado ao sistema de compressão de vapor o arrefecimento dessecante agrega uma melhor qualidade ao ar de alimentação com menor consumo de energia elétrica e temperaturas de regeneração de 55 e 85 °C e COPs de 0,9 e 1,28 para Berlin e Xangai, respectivamente.

**Figura 2.5** - Sistema de condicionamento de ar por adsorção com regeneração por energia solar.

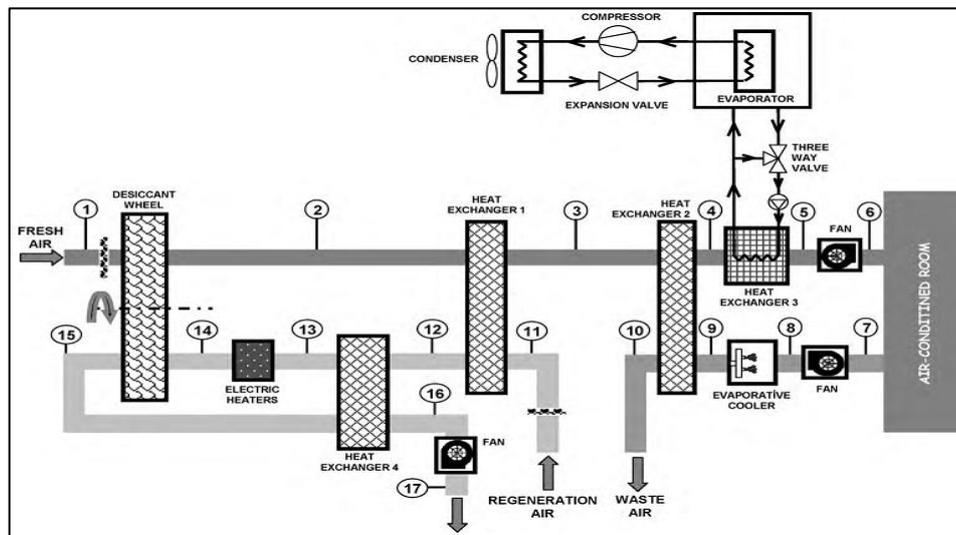


Fonte: GE *et al.* 2010.

Em sua investigação teórica e experimental, PANARAS *et al.* (2010), com base em abordagens pré-existentes em diversas literaturas avaliaram a performance de um sistema de refrigeração dessecante em modo de ventilação. Examinando a influência de parâmetros como as condições do tempo, a carga de refrigeração, a eficiência dos principais sub-sistemas, o fluxo de ar e a temperatura de regeneração, seus resultados confirmaram que o protótipo possuía potencial para oferecer cargas de refrigeração reais. Dentre as conclusões desse trabalho, os autores evidenciam que o aumento do valor de parâmetros como a temperatura de regeneração e/ou da taxa de fluxo do ar, têm impacto direto no coeficiente de performance do sistema (COP), ou seja, segundo os autores, para que se possa obter um valor otimizado para o COP, deve-se realizar a combinação adequada entre a vazão de ar e a temperatura de regeneração. Em alguns dos seus resultados verificou-se que, para uma temperatura de regeneração constante de 50 °C combinada com uma vazão de ar variando entre 1400 - 1600 [m<sup>3</sup>/h] obtém-se um COP máximo de aproximadamente 0,43. Já para uma situação otimizada, com a mesma temperatura de regeneração e uma vazão de ar menor, variando entre 800 - 1000 [m<sup>3</sup>/h], o valor máximo obtido para o COP foi de aproximadamente 0,85. O esquema típico do sistema estudado está mostrado na Fig. 2.6.



**Figura 2.7** - Sistema de refrigeração dessecante.



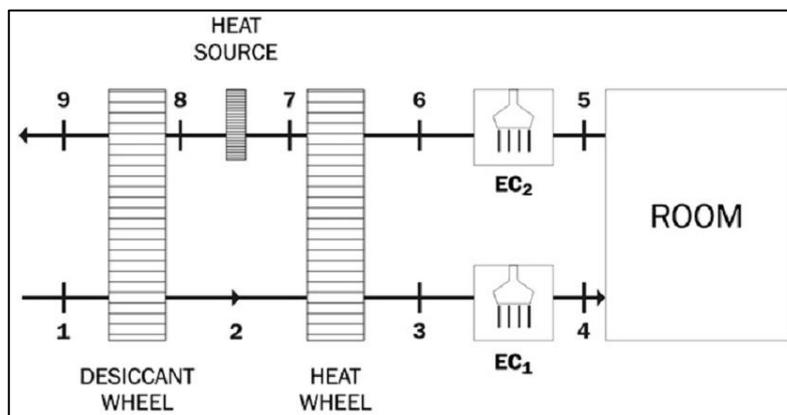
Fonte: HÜRDOĞAN *et al.* 2010.

JEONG *et al.* (2011), mostraram em seu trabalho o desempenho de quatro sistemas de desumidificação dessecante em modo de ventilação impulsionados por fontes de calor de baixa qualidade. Nesse estudo, em que se utilizou um sistema de simulação previamente validado, buscou-se determinar a menor temperatura da fonte de calor usada na regeneração dos sistemas dessecantes. Os protótipos estudados foram definidos das seguintes formas: um sistema do tipo rotor dessecante ou um lote do material dessecante, um sistema com um rotor dessecante e pré-arrefecimento do ar de processo, um sistema contendo um rotor dessecante de duplo estágio, visto em (GE *et al.* 2008), com pré-arrefecimento do ar de processo, e por fim um sistema do tipo dessecante com trocador de calor interno. Dentre os resultados, a menor temperatura estabelecida para a fonte de calor, cerca de 33 °C, foi encontrada no sistema do tipo dessecante com trocador de calor interno. Esse resultado, além de evidenciar que as temperaturas da fonte de calor dos demais sistemas foram um pouco maiores, deixa clara a necessidade de se utilizar cada vez mais fontes de energias residuais que propiciem um menor consumo de energia elétrica e se definam como alternativas viáveis à substituição dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor.

NÓBREGA *et al.* (2011), apresentaram um trabalho propondo uma metodologia de projeto voltada para os ciclos de refrigeração dessecantes em modo de ventilação podendo ser avaliada facilmente numa carta psicrométrica, Fig. (2.8). O procedimento exemplificado

foi usado para analisar graficamente a influência de parâmetros como temperatura do ar de processo e regeneração, entalpias dos estados de entrada e saída dos componentes do ciclo, umidade absoluta e taxa de calor sensível durante o processo de arrefecimento dessecante. Sendo a metodologia apresentada possível de ser realizada utilizando tanto programas de simulação quanto valores pré-definidos para a eficiência de cada componente do ciclo. Os idealizadores desse trabalho concluíram que durante o ciclo de arrefecimento a taxa de calor sensível comportava-se como um parâmetro muito importante, pois o processo poderia gerar valores de projeto não realistas caso essa taxa não fosse considerada. Para uma determinada carga térmica, a eficiência do fornecimento e da saída de ar dos resfriadores evaporativo não se comportaram de forma independentes, deixando claro que para cargas térmicas com baixo calor latente a maior parte do efeito de arrefecimento é fornecida pelo resfriador evaporativo do ar de processo. Além disso, foi constatadas que pequenas variações na temperatura de regeneração implicariam significativamente nos valores permitidos para a eficiência de ambos os resfriadores evaporativos.

**Figura 2.8** - Representação do ciclo de refrigeração dessecante.



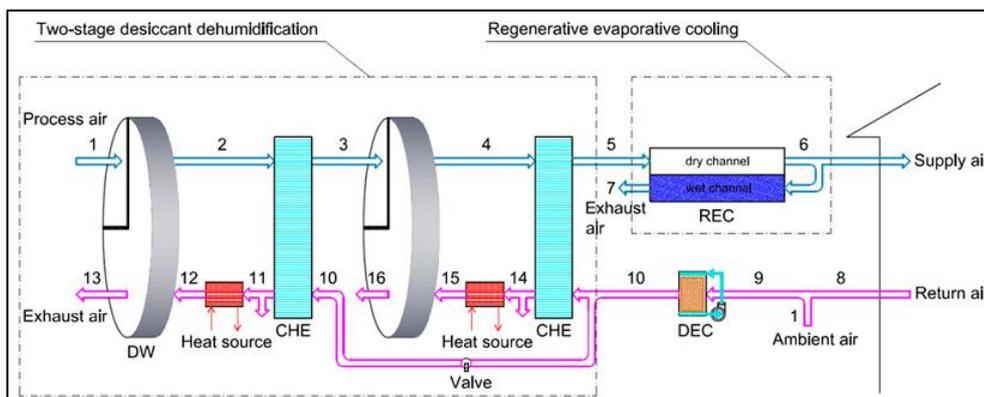
Fonte: NÓBREGA *et al.* 2011.

SPHAIER *et al.* (2012), empregaram um procedimento numérico simples na concepção de um sistema de refrigeração por adsorção tendo como objetivo analisar o impacto das características de cada componente do ciclo sobre o desempenho global do sistema. Usando sistemas algébricos não lineares, analisaram o saldo relativo à transferência de calor e massa dos componentes de dois ciclos de refrigeração por adsorção comuns: o ciclo em modo de ventilação, também conhecido como Ciclo de Pennington, e o ciclo de recirculação. Esses ciclos, compostos por um rotor dessecante (desumidificador),



LA *et al.* (2012), propuseram o estudo de um novo ciclo de refrigeração dessecante rotativo em modo de ventilação, composto por um sistema de duplo estágio dessecante e incluindo um resfriador evaporativo de efeito direto e um resfriador evaporativo de dois estágios, Fig. (2.11). Esse estudo foi avaliado usando a tecnologia de desumidificação isotérmica, segundo a qual, o resfriamento evaporativo de dois estágios constitui-se como um meio benéfico à redução da irreversibilidade do sistema. Em conclusão, os autores deduziram que a eficiência em termos de exergia do novo ciclo é aumentada significativamente a 29,1%, o que corresponde a cerca de três vezes mais a exergia do ciclo composto apenas pelos estágios de ventilação dessecantes rotativos, e 60% maior que a exergia do ciclo composto pelos estágios de ventilação rotativos acoplados a dois resfriadores evaporativos. Segundo os autores, o ciclo proposto tem potencial para melhorar a tecnologia de refrigeração dessecante. Pois, ao mesmo tempo em que se mostra vantajoso quanto ao tipo de fonte de calor usada para regenerar o dessecante, também é vantajoso quanto à capacidade de refrigeração do espaço considerado.

**Figura 2.11** - Sistema de refrigeração por adsorção com dois estágios de secagem.



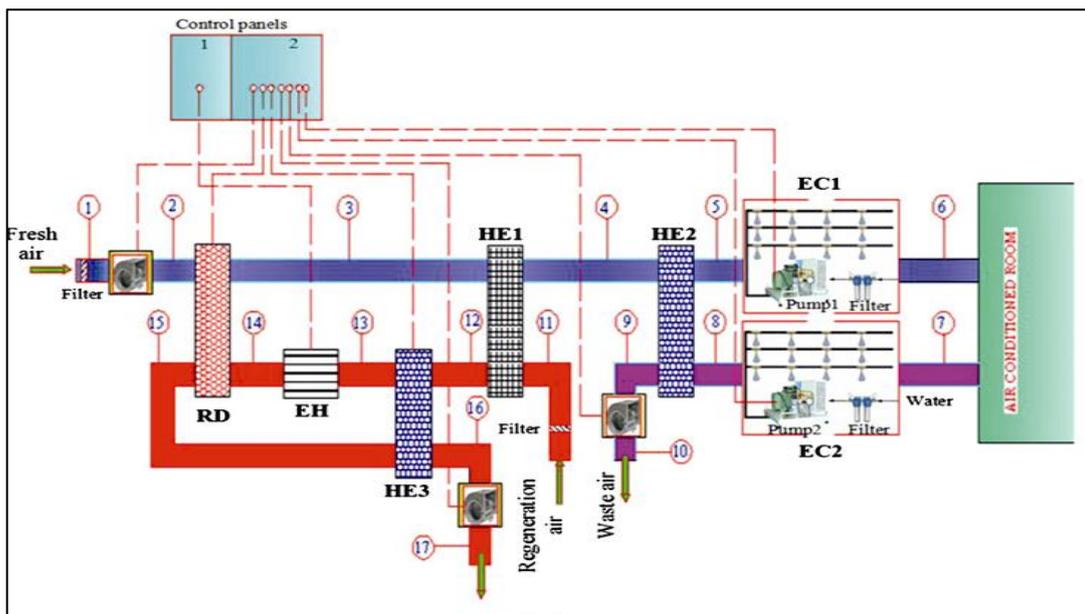
Fonte: LA *et al.* 2012.

Em BONGS *et al.* (2013), foi realizado o estudo de um ciclo avançado de refrigeração evaporativo de sorção aberto, usando rotores dessecantes e a energia solar como fonte de calor. Após as análises e simulações do protótipo, os resultados obtidos foram comparados aos resultados de pesquisas pré-existentes na literatura. Dentre as conclusões chegadas pelos autores tem-se que, quando o sistema de refrigeração dessecante era composto também pelas unidades de arrefecimento evaporativas, o mesmo revelava uma clara vantagem em seu desempenho quando comparado aos sistemas sem os

resfriadores evaporativos. Resalta-se ainda nesse estudo que a massa de água adsorvida pode ser aumentada em 46% e a potência de refrigeração ampliada em um fator de 4,1 ao longo do processo de adsorção.

UÇKAN *et al.* (2013), modelaram uma nova configuração para um sistema de condicionamento de ar baseado na tecnologia dessecantes, Fig. (2.12). A concepção inicial do projeto foi estudada de forma a maximizar o seu desempenho. Em uma região de clima quente e úmido, foi avaliada a eficácia de rotores dessecantes, trocadores de calor sensíveis, resfriadores evaporativos e também a capacidade de refrigeração, consumo de energia elétrica e o coeficiente de desempenho do sistema. Seus experimentos foram realizados utilizando uma vazão de 3000 [m<sup>3</sup>/h] para o ar de processo e para o ar de regeneração dos desumidificadores ajustada a uma temperatura de regeneração de 110 °C. Nessas condições verificou-se como resultados que a temperatura do ar de processo (ar externo ao ambiente refrigerado), tem sua temperatura reduzida de 35 °C para cerca de 14 °C na entrada do ambiente refrigerado. A capacidade de refrigeração encontrou-se na faixa de 19,67 kW, com um COP variando entre 0,64 e 0,76. Segundo a norma ASHRAE, os resultados apurados mostraram que as condições internas do ambiente refrigerado encontravam-se na zona de conforto térmico.

**Figura 2.12** - Sistema de refrigeração por adsorção com resfriadores de efeito direto.



Fonte: UÇKAN *et al.* 2013.

### 2.3 ROTOR ADSORTIVO DE PRINCÍPIOS PASSIVOS (ROTOR ENTÁLPICO)

KLEIN *et al.* (1990), desenvolveram um código computacional simples, implementado em FORTRAM e nomeado como MOSHMX, afim de analisarem os rotores entálpicos utilizados para recuperação de energia. Combinando os rotores entálpicos com os sistemas de ar condicionados convencionais e tratando a corrente de ar como uma mistura binária (ar e vapor d'água) os autores usaram a diferenciação parcial como meio de descrever as equações para o comportamento do rotor. Nesse estudo, os autores avaliaram o desempenho das rodas entálpicas usando parametros como: o fluxo de ar, a velocidade de rotação, as propriedades dos dessecantes, no caso sílica gel e peneira molecular, o fluxo axial e os coeficientes de transferência. Dentre outros resultados, e usando a modelagem computacional MOSHMX, eles definiram o intervalo em que as relações de velocidade de rotação infinita podem ser usadas para prever as condições de saída do rotor entálpico com velocidade de rotação e coeficiente de transferência finitos. Ainda segundo os autores, os números de Lewis, que é definido como a resistência à difusão de vapor de água no interior da matriz dessecante, junto com o número de unidades de transferência (NTU) definiu o desempenho do rotor em termos da eficácia entálpica.

SIMONSON *et al.* (1999-Parte II), avaliaram por meio do emprego de curvas de sorção as correlações de eficácias latente, sensível e total de rotores entálpicos a partir do conhecimento das condições operacionais. Para os autores as variações das eficácias resultam das condições de operação e das curvas de sorção, as quais podem ser explicadas através de parâmetros adimensionais vistos em SIMONSON *et al.* (1999-Parte I). Ainda segundo os autores, os grupos adimensionais e as simulações mostraram que um agente dessecante da roda entálpica com curva de sorção linear terá melhor desempenho quando o rotor entálpico estiver funcionando em condições normais de operação.

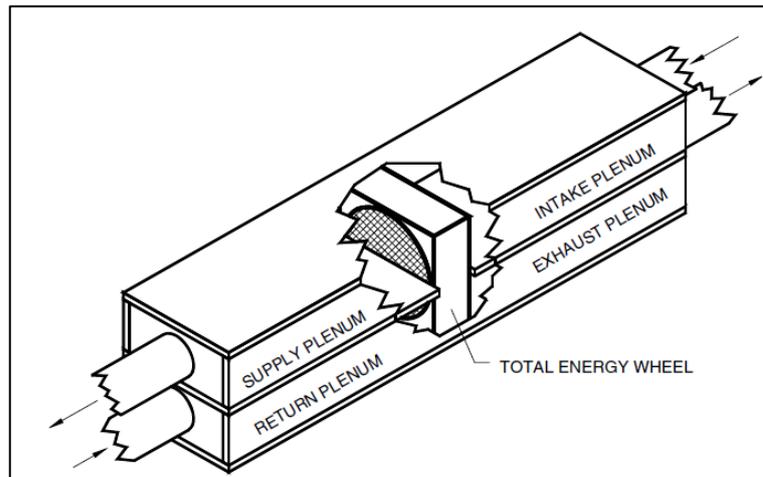
JEONG *et al.* (2005), realizaram um trabalho em que desenvolveram práticas de fácil utilização para projetar e analisar sistemas integrados por rodas entálpicas. Para isso, utilizaram correlações de eficácia para rotores entálpicos compostos de uma matriz em alumínio impregnada por dois diferentes materiais dessecantes: Sílica Gel ou Peneira Molecular. Com o intuito de analisar a eficácia latente e sensível, o estudo elaborado a partir de formulações e modelos previamente publicados obteve seus resultados hora impregnando a matriz de alumínio pelo adsorativo Sílica Gel, hora pelo adsorativo Peneira Molecular. Para a apreciação dos resultados os autores puseram os rotores funcionando em

velocidades normais, superiores a 20 [rpm] e utilizaram parâmetros como: temperatura (entrada e saída), umidade relativa (entrada e saída), velocidade nominal e taxa de fluxo de ar. Como conclusão, eles avaliaram que a velocidade do ar de alimentação e sua taxa de fluxo de escoamento influenciaram bastante em ambas as eficácias (latente e sensível). Já as temperaturas e as umidades relativas nas entradas e nas saídas, não tiveram grande influência sobre a eficácia sensível. Mas, apresentaram bons resultados sobre a eficácia latente. Para os autores, os resultados obtidos para a eficácia dos rotores entálpicos tiveram boa correspondência com os resultados obtidos pelos fabricantes e outros estudos já existentes.

MEDEIROS *et al.* (2007a), realizaram um estudo no qual investigaram os efeitos da resistência à difusão de massa em um rotor entálpico usado normalmente para recuperação de energia em sistemas de refrigeração por adsorção. Por meio da simulação de um modelo unidimensional, observaram os efeitos da resistência à difusão de massa nos grãos do material que compunham a matriz do rotor entálpico. Unindo as equações da difusão e conservação de massa, modeladas para uma condição de contorno não linear posta sob a superfície da roda dessecante, os autores dentre outros resultados chegaram à conclusão de que a resistência à difusão de massa altera a quantidade da massa adsorvida e dessorvida na matriz entálpica.

SPARROW *et al.* (2007), realizaram uma investigação experimental com o intuito de determinar o desempenho de um rotor entálpico, Fig. (2.13), nomeado neste caso como: roda regenerativa de energia total (TEW- Total Energy Wheel). A tomada de resultados da eficácia da roda de energia foi realizada tendo-a instalado em uma câmara especial produzida em poliestireno livre de impurezas, transferência de calor e da entrada/fuga do ar em seus fluxos em sentidos contrários. O experimento estudado empregou um rotor entálpico para recuperação de energia com 61 cm de diâmetro, 25,4 cm de largura, velocidade de rotação de 20 rph, instalado em um duto com seções retangulares de 0.0142 cm<sup>2</sup>, unido a unidades com diâmetros de 20,3 cm para o insuflamento e a exaustão do ar. Segundo os autores, o experimento realizado possui atributos como: alta precisão, operação conveniente, baixo custo de fabricação e flexibilidade na alocação de diversas unidades de rotores entálpicos. Ainda segundo os autores, para o rotor com a velocidade de rotação descrita, à medida que se aumenta a vazão do fluxo de ar a eficiência da roda entálpica decresce.

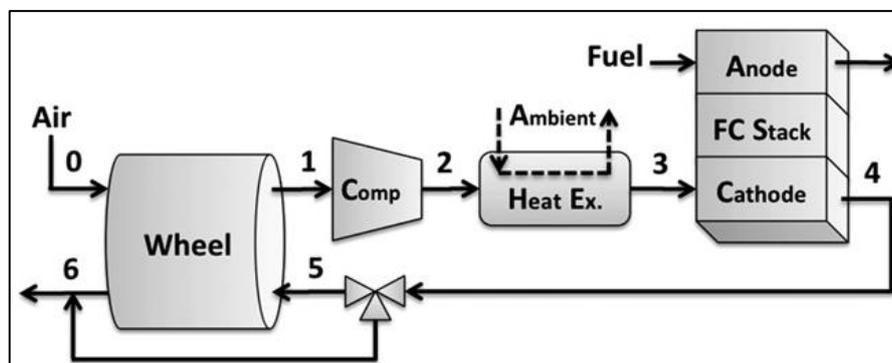
**Figura 2.13** - Câmara de instalação do rotor entálpico.



Fonte: SPARROW *et al.* 2007.

CASALEGNO *et al.* (2011), desenvolveram um sistema inovador visando o controle de umidade das células PEFC (Polymer electrolyte fuel cell). Nesse sistema, Fig. (2.14), foi realizada a substituição de um umidificador convencional por uma roda entálpica com o objetivo de gerir a quantidade de água presente nas células. Segundo os autores, a gestão dessa água desempenha um papel essencial à garantia do alto desempenho e limitação da degradação celular. Dentre os resultados perceberam uma redução no consumo de energia elétrica e também que a integração deste equipamento ao sistema representou baixo custo e alta confiabilidade em relação aos sistemas convencionais.

**Figura 2.14** - Configuração do sistema para controle de umidade das células PEFC.



Fonte: CASALEGNO *et al.* 2011.

TU *et al.* (2013), realizaram uma comparação entre o desempenho dos rotores entálpicos e dos rotores dessecantes. Por meio de simulações e avaliações experimentais usando como parâmetros as propriedades do substrato, a vazão de ar, a espessura da roda e a velocidade de rotação, concluíram que ambos os tipos de rotores necessitavam de substratos de baixa condutividade térmica, que as rodas de entalpia requirem substratos de alta capacidade calorífica, pois quando em baixas rotações as influências são mais evidentes e que os rotores dessecantes necessitariam substratos de baixa capacidade calorífica. Com relação às vazões da mistura de ar, estas se realcionam com a velocidade de rotação, a espessura e a velocidade axial do ar. Para os rotores entálpicos, não havendo mistura dos fluxos de ar e quanto maior for a velocidade de rotação melhor será a eficiência do rotor. Para os rotores dessecantes existe uma velocidade de rotação ideal para obtenção da menor umidade na saída obtida em cerca de 30 [rph] e que o desempenho desse equipamento é bem consistente no intervalo de rotação de 20 a 40 [rph].

## CAPÍTULO III

### FUNDAMENTOS TEÓRICOS

#### 3.1 CICLO ADSORTIVO

Antes de um maior aprofundamento no assunto, para que se tenha um melhor entendimento sobre o fenômeno da adsorção que ocorre nos rotores adsortivos, é interessante conhecer o que significa meio adsortivo e sua composição. De maneira simples, o meio adsortivo e sua composição podem ser definidos como:

**Meio adsortivo** - é a região onde ocorrem os processos de adsorção e dessorção. O processo de adsorção é o responsável pela retenção em uma superfície sólida de todo ou parte de um dos constituintes de uma mistura de fluidos, por exemplo, vapor d'água/ar. O processo de dessorção é o responsável pela eliminação do constituinte da mistura de fluidos retido pelo mesmo sólido. Tanto a adsorção quanto a dessorção ocorrem de maneira conjunta, ou seja, para que um ciclo adsortivo aconteça com a exploração de sua máxima eficiência é necessário que ambos os processos ocorram no mesmo momento. Um meio adsortivo pode ser entendido também como aquele no qual se faz uso de materiais adsorventes (dessecantes) que após sua saturação (retenção máxima possível de toda ou parte de uma das fases da mistura fluida), pode ser reativado (regenerado), ou seja, voltar a realizar sua função original.

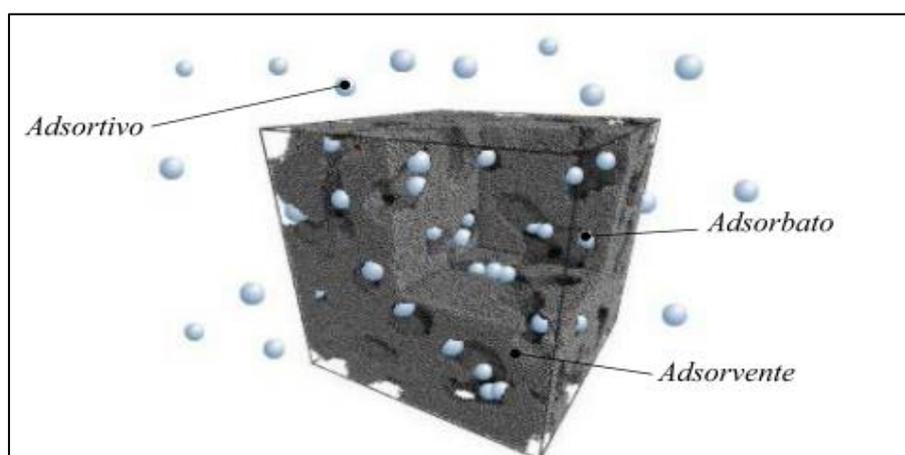
A regeneração, normalmente conhecida como reativação do meio adsortivo, pode ser realizada usando os seguintes métodos: regeneração por pressão ou Pressure Swing Adsorption (PSA), regeneração por arrasto com purga de gás ou Purge Gas Stripping (PGS), regeneração por deslocamento químico ou Displacement Desorption (DD) e por

fim, regeneração por temperatura ou Thermal Swing Adsorption (TSA), (MACHADO, 2008).

**Composição de um meio adsortivo** - um meio adsortivo é normalmente subdividido em três partes de fundamental importância classificadas da seguinte forma: adsorvente, adsorbato e adsortivo.

O adsorvente, que tem o seu potencial classificado de acordo com sua porosidade, é a região onde se aderem partículas de uma mistura fluida, a essas partículas dá-se o nome de adsorbato. O restante das partículas não aderidas ao sólido adsorvente é chamado de adsortivo. A exemplificação desses agentes que proporcionam os efeitos da adsorção pode ser vista na Fig. (3.1).

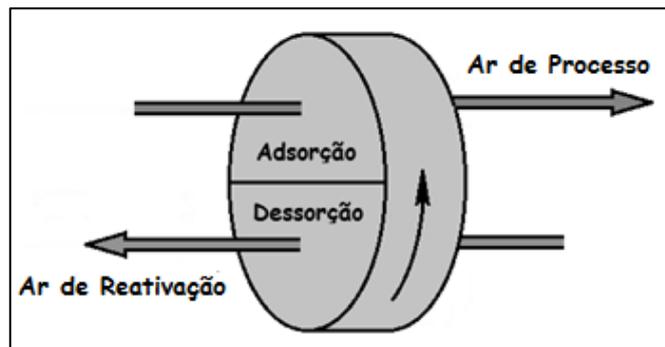
**Figura 3.1** - Representação das subdivisões que compõem o meio adsortivo.



Fonte: SILVA, 2010 extraído de SOUSA, 2005.

A partir das considerações a respeito dos agentes pertencentes ao meio adsortivo, ou seja, o adsorvente, o adsorbato e o adsortivo. Pode-se por fim entender como se dá o ciclo adsortivo. Avaliando de maneira simples, um ciclo adsortivo é composto basicamente de duas etapas. Como já foram mencionadas, a primeira consiste na adsorção e a segunda consiste na dessorção e estão diretamente ligadas aos respectivos processos de saturação e reativação do material adsorvente Fig. (3.2).

**Figura 3.2** - Exemplificação do ciclo adsortivo.



Fonte: O Autor.

Considerando que o fluido em estudo seja a mistura vapor d'água/ar, a Fig. (3.2), serve como exemplo para entender por fim o ciclo de adsorção em rotores adsorventes. Como pode ser visto a passagem na matriz adsorvente dos dois fluxos de ar acontecem ao mesmo tempo e de forma individual, ou seja, não se misturam. O ar de processo, aquele que se pretende tratar, ao ser captado do meio ambiente é posto em contato com a matriz adsorvente na região de adsorção, e a partir desse contato tem parte da sua umidade retida por uma espécie de sólido adsorvente (sílica gel, peneira molecular, silicato ativado, etc). Esse processo ocorrerá até os grãos do material adsorvente alcançar seu estado de saturação. A matriz que está em constante movimento circular leva a região de adsorção a entrar em contato com um novo fluxo de ar previamente aquecido, o ar de reativação. Esse ar fará com que as partículas de água retidas anteriormente na matriz sejam vaporizadas e arrastadas com consequente liberação no meio ambiente. Enquanto isso, a região de dessorção toma o lugar da região de adsorção. Neste momento o sólido adsorvente está com sua função original reestabelecida, nesse caso, diz-se que ele foi reativado fechando dessa forma o ciclo adsorvente.

O rotor dessecante estudado neste trabalho usa como meio para reativação da sua matriz adsorvente o método da regeneração por temperatura (TSA - Thermal Swing Adsorption) neste caso foi usada a queima do Gás Natural Veicular (GNV) como fonte térmica. Já o rotor entálpico usa para promover os fenômenos adsorventes apenas os fluxos de ar a baixas e diferentes temperaturas.

### 3.2 TIPOS DE ADSORÇÃO

A tecnologia de adsorção oferece maneiras distintas para obtenção dos seus efeitos. PEREIRA, (2012), menciona em seu trabalho quatro subdivisões do processo de adsorção: a adsorção física, a adsorção química, a adsorção de troca iônica e a adsorção específica. Mas, neste trabalho optou-se por fazer apenas a definição da adsorção física e da adsorção química, uma vez que esses métodos são os mais comumente usados.

**Adsorção física ou fisissorção** - ocorre quando forças intermoleculares de atração entre as moléculas do fluido e a superfície do sólido são maiores do que as forças de atração entre as próprias moléculas do fluido (VIEIRA, 2013). As ligações atrativas entre as moléculas do próprio fluido são chamadas de Ligações de Van der Waals.

De forma clássica e referente aos gases inertes, a definição para as Ligações de Van der Waals é dada da seguinte forma: “São ligações interatômicas ou intermoleculares mais fracas que ocorrem entre os átomos desses gases. Por possuírem a órbita de valência completa, fazem com que seus átomos se atraiam mutuamente de forma muito fraca” (CHIAVERINI, 1914).

**Adsorção química ou quimissorção** - essa maneira de promover a adsorção 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 (SILVA, 2010). A Figura (3.3) faz uma comparação entre a adsorção física e a química.

**Figura 3.3** - Quadro comparativo entre os tipos de adsorção.

Adsorção Física	Adsorção Química
Baixo calor de adsorção (duas ou tres vezes menor que o calor latente de vaporização)	Alto calor de adsorção (duas ou tres vezes maior o que calor latente da vaporização)
Não especificidade	Altamente específica
Pode ocorrer tanto em monocamadas como também em multicamadas	Ocorre somente em monocamadas
Não há dissociação das espécies adsorvidas	Pode envolver dissociação
Só é significativa a baixas temperaturas	É possível numa grande faixa de temperatura
Rápida, não ativada e reversível	Ativada, pode ser lenta e irreversível
Embora o adsorbato possa ser polarizado, não há transferência de elétrons	Há transferência de elétrons com formação de ligações químicas entre adsorbato e adsorvente

Fonte: NÓBREGA, 2001 extraído de RUTHVEN, 1984.

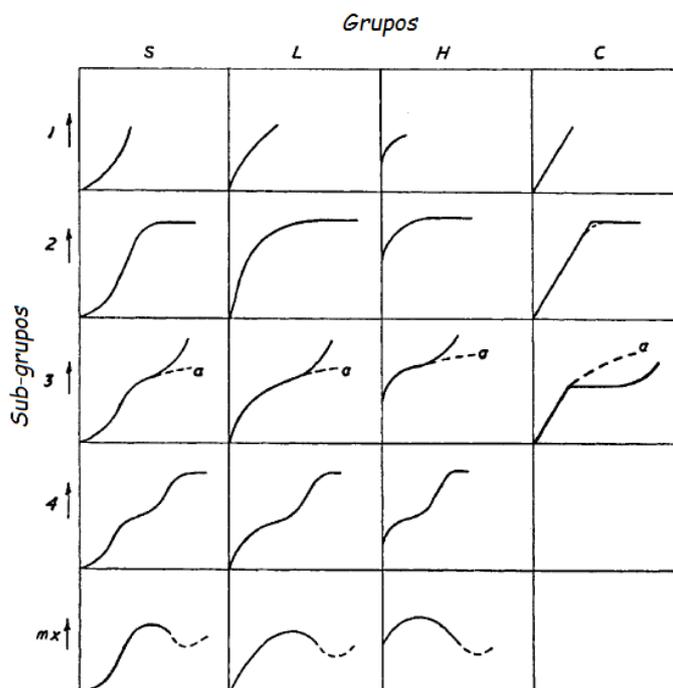
No presente trabalho, os princípios adsorptivos serão avaliados pela adsorção física. Pois além das características observadas na Fig. (3.3), ela ainda pode ser empregada em operações cíclicas.

### 3.3 ISOTERMAS DE ADSORÇÃO

As isotermas de adsorção são equações matemáticas que descrevem as relações entre a quantidade de determinado elemento químico adsorvido e sua quantidade remanescente na solução de equilíbrio (NIVEA *et al.* 2001).

Existe uma variedade de isotermas, segundo GILES *et al.* (1960), elas podem ser divididas em quatro grupos como mostra a Fig. (3.4), essa divisão foi realizada observando a inclinação inicial da curva, e os sub-grupos de acordo com a forma da parte superior de cada curva.

**Figura 3.4** - Grupos de isotermas.



Fonte: GILES *et al.* 1960.

De acordo com FALONE *et al.* (2004) as isotermas são interpretadas das seguintes formas:

### Isotermas do tipo S

Chamada de “Spherical”, possui inclinação linear e convexa em relação à abcissa. A adsorção inicial é baixa e aumenta à medida que o número de moléculas adsorvidas aumenta. Isto significa que há uma associação entre moléculas adsorvidas chamadas de adsorção cooperativa.

### Isotermas do tipo H

Chamada de “High affinity”, trata-se de um caso especial de curva do tipo L e é observada quando a superfície do adsorvente possui alta afinidade pelo soluto adsorvido.

### Isotermas do tipo C

Chamada de “Constant partition”, corresponde a uma partição constante do soluto entre a solução e o adsorvente, dando à curva um aspecto linear. As condições que favorecem as curvas do tipo C são substratos porosos flexíveis e regiões de diferentes graus de solubilidade para o soluto.

As isotermas do tipo C e L são frequentemente muito próximas, podendo ser, em muitos casos, consideradas do mesmo tipo.

### Isotermas do tipo L

Chamada de “Langmuir”, possui uma inclinação não linear e côncava em relação à abcissa. Nesse caso, há uma diminuição da disponibilidade dos sítios de adsorção quando a concentração da solução aumenta.

Uma atenção especial deve ser dada nesse trabalho a essa isoterma. Nascida a partir da teoria de Langmuir (1916), ela está fundamentada originalmente nos estudos da adsorção que ocorrem na interface sólido/gás. Baseia-se nas suposições de que a superfície de adsorção é homogênea, isto é, a adsorção é constante e independente da extensão da cobertura da superfície, que a adsorção ocorre em sítios específicos e sem interação com as moléculas do soluto, e de que a adsorção se torna máxima quando uma camada monomolecular cobre totalmente a superfície do adsorvente (NIVEA *et al.* 2001).

A equação que define essa isoterma é dada da seguinte forma.

$$X_{eq} = \frac{X_0 b C_{eq}}{1 + b C_{eq}} \quad (3.1)$$

com,  $C_{eq}$  indicando a concentração de equilíbrio na fase líquida,  $b$  e  $X_0$  sendo os parâmetros de Langmuir, onde,  $X_0$  representa a máxima capacidade de cobertura da monocamada e  $b$  está relacionado com a constante de equilíbrio de Langmuir.

### 3.4 TIPOS DE ADSORVENTES FÍSICOS

Existe atualmente uma grande variedade de adsorventes físicos. Os mais comumente utilizados comercialmente são: a Sílica Gel, o Carvão Ativado, a Alumina Ativada e as Zeólitas.

## Sílica Gel

É uma malha rígida, contínua e amorfa de sílica coloidal, conectada por grãos muito pequenos de  $\text{SiO}_4$  hidratado. A hidroxila ( $\text{OH}^+$ ) é a responsável pelo mecanismo de adsorção (onde se formam pontes de hidrogênio com moléculas polares), sua presença confere a superfície do adsorvente uma polaridade de modo que moléculas de água, alcoóis, fenóis, aminas e hidrocarbonetos não saturados, sejam adsorvidos preferencialmente ao invés de moléculas não polares (RODRIGUES, 2013). Quando há necessidade de alta capacidade adsortiva 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, ser quimicamente estável, ter boa resistência mecânica, baixo custo e relativa simplicidade estrutural (SILVA, 2010). A Figura (3.5) apresenta algumas espécies desse adsorvente.

**Figura 3.5** - Sílica gel.



Fonte: O Autor.

## Carvão Ativado

O carvão ativado é um tipo de adsorvente amplamente empregado no tratamento de águas e purificação de gases. Saído de materiais como: ossos, fibra de casca de coco, madeira, lixo orgânico, bagaço de cana e outros, sua fabricação é definida por dois processos básicos: a carbonização e a consequente ativação.

A carbonização é o tratamento térmico (pirólise) dado ao material precursor em atmosfera inerte com temperatura em torno de 400 °C. Esta etapa prepara o material

retirando componentes voláteis como ( $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$ ,  $\text{CO}_2$  e  $\text{CH}_4$ ), preparando dessa forma um material homogêneo de alto teor de carbono e de relativa macro-porosidade. O processo de ativação consiste em submeter o material carbonizado a reações secundárias com o objetivo de aumentar a área superficial do material carbonizado. Esta etapa é fundamental, e nela será promovido o aumento significativo da porosidade do carvão. Deseja-se no processo de ativação, o controle das características básicas do material (distribuição de poros, área superficial específica, atividade química da superfície, resistência mecânica etc.) (SOARES, 2001). A Figura (3.6), mostra de forma clara alguns grãos desse adsorvente.

**Figura 3.6** - Grãos de carvão ativado.



Fonte: O Autor.

### **Alumina Ativada**

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 (SILVA, 2010). Em temperatura ambiente possui afinidade à água semelhante a da sílica gel, mas com menor capacidade de adsorção. Tal situação inverte-se em temperaturas mais elevadas (RODRIGUES, 2013). É usada na remoção de contaminantes de correntes líquidas (SILVIA CURBELO, 2002 apud CAVALCANTE Jr., 1988). A Figura (3.7) mostra o aspecto desse tipo de adsorvente.

**Figura 3.7** - Alumina ativada.

Fonte: <http://www.manutencaoesuprimentos.com.br/conteudo/6811-uso-da-alumina-ativada/>.

### **Zeólitas**

As zeólitas englobam um grande número de minerais naturais e sintéticos que apresentam características comuns. São aluminossilicatos hidratados de metais alcalinos ou alcalinos terrosos (principalmente sódio, potássio, magnésio e cálcio), estruturados em redes cristalinas tri-dimensionais, compostas de tetraedros do tipo  $TO_4$  ( $T = Si, Al, B, Ge, Fe, P, Co...$ ) unidos nos vértices através de átomo de oxigênio (LUZ, 1995).

Dentre as mais variadas propriedades das zeólitas, sua alta eficiência de adsorção está relacionada com a grande superfície interna, devido à sua estrutura cristalina ser caracterizada por cavidades espaçosas. Exemplos como a mordenita têm uma superfície interna de  $400 [m^2/g]$ , e a da clinoptilolita é de  $300 [m^2/g]$ . Para o caso da mordenita a quantidade de  $SO_2$  adsorvido é  $47-120 [ml/g]$  (LUZ,1995).

Esse material 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 (SILVA, 2010 apud AMORIM, 2007). A Figura (3.8) mostra dois exemplos de zeólitas: Mordenita (a) e Clinoptilolita (b).

**Figura 3.8** - Zeólitas: mordenita (a) e clinoptilolita (b).

(a)



(b)



Fonte: <http://es.wikipedia.org/wiki/Mordenita/Clinoptilolita>.

## **CAPÍTULO IV**

### **BANCADAS DE TESTES, PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS, EQUIPAMENTOS, INSTRUMENTOS DE AFERIÇÃO E EFETIVIDADE DOS ROTORES**

#### **4.1 BANCADAS DE TESTES**

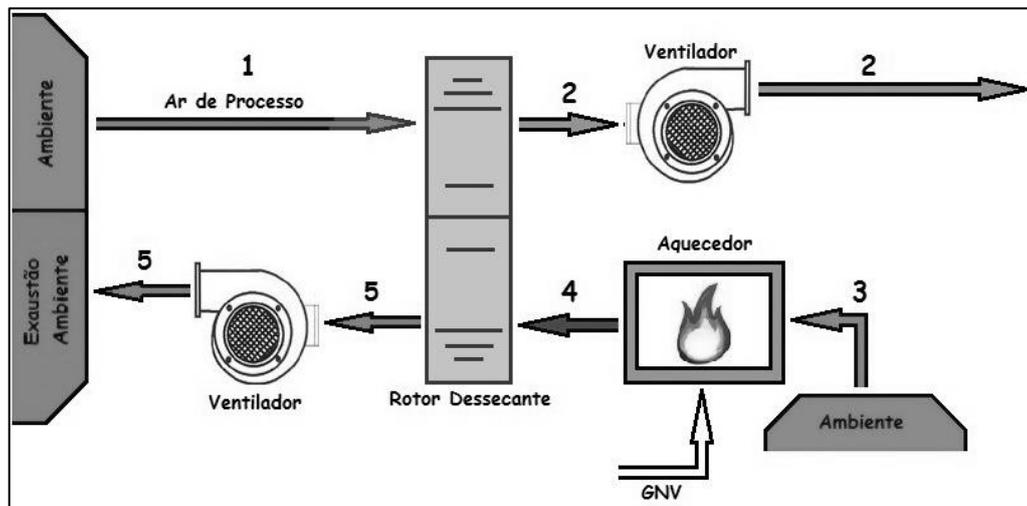
No presente trabalho todos os testes foram realizados usando a montagem de quatro bancadas de testes. A primeira voltada para a caracterização do rotor dessecante, a segunda voltada para a caracterização do rotor entálpico, a terceira voltada para a avaliação do rotor entálpico como rotor dessecante, e por fim a quarta voltada para a avaliação do desempenho do rotor dessecante auxiliado pelo rotor entálpico.

A seguir serão feitas as devidas descrições de cada uma das três bancadas, nelas poderão ser vistos além dos rotores, alguns dos equipamentos auxiliares que as compõem, por exemplo, os ventiladores usados para promover as vazões de ar desejadas e o aquecedor usado para promover a elevação da temperatura do ar usado para regenerar o material adsorvente empregado nas matrizes adsorptivas.

##### **4.1.1 Bancada Para Caracterizar o Rotor Dessecante**

A Figura. (4.1), mostra de forma clara como se dá o processo em ciclo aberto da caracterização do rotor dessecante. Como pode ser visto a bancada de testes é composta por dois ventiladores e um queimador alimentado com gás natural veicular GNV.

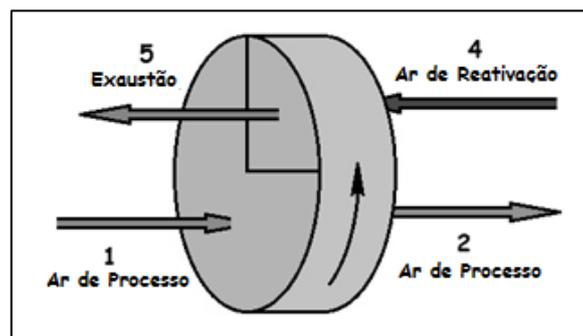
**Figura 4.1** - Bancada experimental para caracterização do rotor dessecante.



Fonte: O Autor.

Inicialmente ambos os ventiladores são postos em funcionamento para serem promovidos os fluxos do ar de processo e reativação forçando ambos a atravessarem o rotor em contra fluxo. O posicionamento desses ventiladores deve ser prioritariamente feito depois do rotor e no mesmo sentido de cada fluxo de ar. A seguir serão descritas as características do ar em cada ponto de entrada e saída, Fig. (4.2).

**Figura 4.2** - Rotor dessecante em modo de caracterização.



Fonte: O Autor.

Observando a Fig. (4.2), no ponto 1 o ar é captado do meio ambiente a baixa temperatura e com uma alta razão de umidade. No ponto 2, devido as trocas de calor e massa que ocorrem no interior da matriz adsortiva, o ar tem sua temperatura elevada, umidade relativa e razão de umidade reduzidas. É importante ressaltar que o ar nesse ponto

não possui condições de conforto térmico, devendo, portanto, ser tratado antes de entrar no ambiente a ser refrigerado. O ar captado também do meio ambiente no ponto 3, Fig. (4.1), é aquecido pela queima do GNV e direcionado ao rotor, ponto 4, o ar nesse ponto possui sua temperatura elevada, umidade relativa reduzida e razão de umidade igual aquela do ponto 1. Ao atravessar o rotor dessecante, ponto 5, o ar em relação ao ponto 4, possui baixa temperatura, alta umidade relativa e alta razão de umidade. Do ponto 5, o ar é eliminado de volta no meio ambiente em um local diferente do ponto de captação inicial.

A parte do rotor dessecante por onde a vazão do ar de processo passa do ponto 1 ao ponto 2, é a região de adsorção. A outra parte por onde o ar passa do ponto 4 ao ponto 5 é a região de dessorção. O rotor caracterizado neste trabalho, de acordo com o seu fabricante destina três partes para o processo de adsorção e uma parte ao processo de dessorção, Fig. (4.3).

**Figura 4.3** - Rotor dessecante 1:3.



Fonte: O Autor.

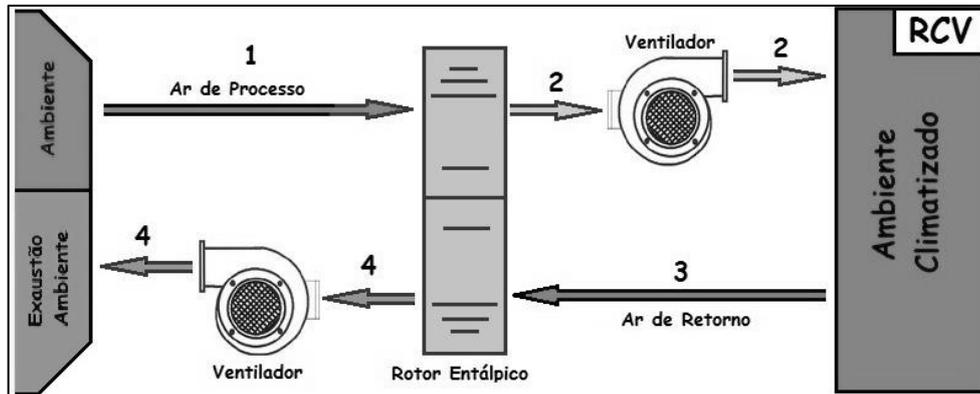
O posicionamento de ambas as regiões de adsorção e dessorção variam de acordo com a conveniência do projeto, não necessariamente elas devem ficar numa mesma posição.

#### **4.1.2 Bancada Para Caracterizar o Rotor Entálpico**

Como pode ser visto na Fig. (4.4), a caracterização do rotor entálpico deu-se com o auxílio da refrigeração convencional (Refrigeração por Compressão de Vapor - RCV) simulando os efeitos climáticos no interior do ambiente climatizado devendo ser entendido que esses efeitos seriam realizados pelo próprio sistema de climatização por adsorção.

Sabendo que o trabalho em questão busca avaliar o desempenho de cada rotor, considerou-se suficiente usar a RCV para alcançar os resultados.

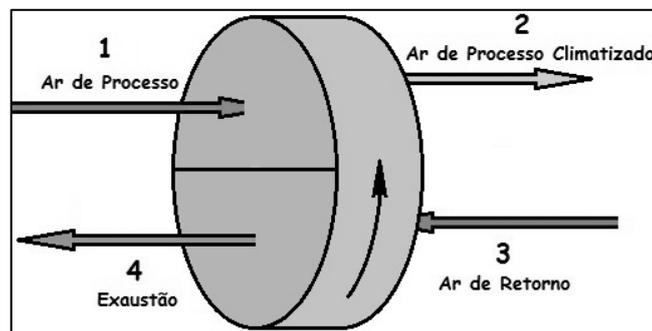
**Figura 4.4** - Bancada experimental para caracterização do rotor entálpico.



Fonte: O Autor.

Assim como para o rotor dessecante, a bancada para o rotor entálpico possui dois ventiladores posicionados após as saídas de ambos os fluxos de ar. A diferença entre as montagens está no fato de que esta não possui o queimador. A seguir serão feitas a partir da Fig. (4.5) as descrições das características do ar em cada ponto do processo também em ciclo aberto obtidas durante os testes.

**Figura 4.5** - Rotor entálpico em modo de caracterização.



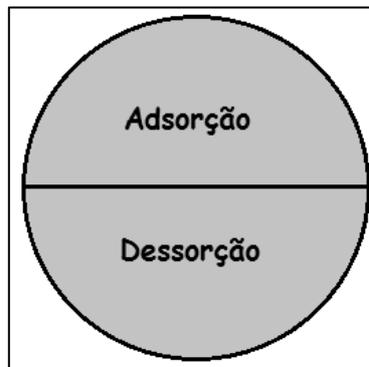
Fonte: O Autor.

Observando a Fig. (4.5), no ponto 1, o ar é diretamente captado de meio ambiente, nesse ponto ele possui baixa temperatura, alta umidade relativa e razão de umidade elevada. Ao ser forçado a atravessar o rotor, saí no ponto 2 devido as trocas de calor e

massa com baixa temperatura e baixa razão de umidade. É importante saber que nesse ponto o rotor entálpico devolve o ar de processo praticamente nas mesmas condições do ar de retorno vindo do ambiente climatizado. A diferença entre as condições do ar no ponto 2 e as do ar do ambiente climatizado é muito pequena. Após a entrada no ambiente climatizado o ar é forçado a retornar, ponto 3. Nesse ponto o ar possui baixa temperatura e baixa razão de umidade. Ao atravessar o rotor entálpico, ponto 4, o ar possui praticamente as mesmas condições do ar ambiente captado inicialmente no ponto 1, ou seja, encontram-se todas com uma ligeira diferença. Do ponto 4, o ar é eliminado no meio ambiente em um ponto diferente do ponto de captação inicial.

A parte no rotor entálpico por onde a vazão do ar de processo passa do ponto 1 ao ponto 2, é a região de adsorção. A outra parte por onde o ar passa do ponto 3 ao ponto 4 é a região de dessorção. De acordo com o seu fabricante, o rotor caracterizado neste trabalho, destina uma parte da matriz adsortiva para o processo de adsorção e uma parte ao processo de dessorção como pode ser visto na Fig. (4.6).

**Figura 4.6** - Rotor entálpico 1:1.

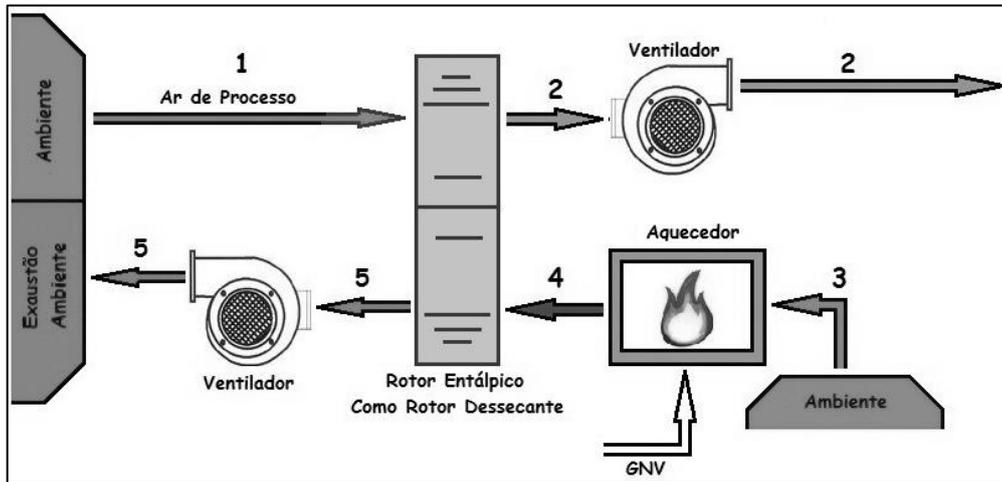


Fonte: O Autor.

#### **4.1.3 Bancada Para Caracterizar o Rotor Entálpico Como Rotor Dessecante**

A Figura (4.7) apresenta a montagem da bancada destinada a verificar o potencial do rotor entálpico trabalhando como rotor dessecante. Nela apresentam-se os mesmos equipamentos usados na bancada de testes para o rotor dessecante, a diferença é que ao invés de um rotor dessecante usa-se um rotor entálpico.

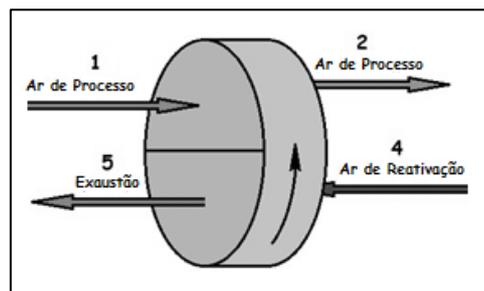
**Figura 4.7** - Bancada experimental para avaliação do rotor entálpico como rotor dessecante.



Fonte: O Autor.

A Figura (4.8) apresenta o rotor entálpico em modo de caracterização mostrando os pontos de entradas e saídas para cada fluxo de ar. A seguir serão descritas as características do ar em cada um desses pontos levantadas durante os testes.

**Figura 4.8** - Rotor entálpico em modo de caracterização como rotor dessecante.



Fonte: O Autor.

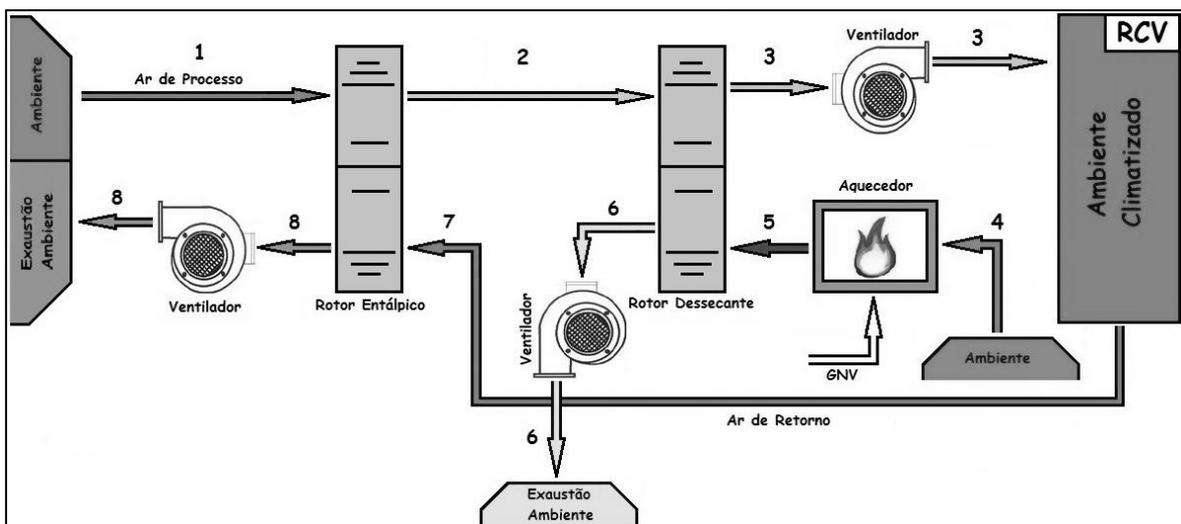
Observando a Fig. (4.8), no ponto 1 o ar é captado do meio ambiente em baixa temperatura e com uma alta razão de umidade. No ponto 2, espera-se que o ar esteja em uma maior temperatura e uma menor razão de umidade, esses efeitos serão os responsáveis por evidenciar o comportamento de rotor dessecante. No ponto 4, o ar de reativação aquecido apresenta baixa umidade relativa e razão de umidade com o mesmo valor daquela do ponto 1. Ao atravessar o rotor, ponto 5, espera-se que o ar apresente menor temperatura

e maior razão de umidade em relação ao ponto 4. Esses efeitos também serão responsáveis por evidenciar o comportamento de rotor dessecante.

#### 4.1.4 Bancada Para Caracterizar o Rotor Dessecante Auxiliado Pelo Rotor Entálpico

A Figura (4.9), mostra a composição da bancada experimental onde os rotores dessecante e entálpico atuam em conjunto. O intuito dessa montagem está voltado à avaliação do desempenho do rotor dessecante a partir do conhecimento do melhor resultado mostrado pelo rotor entálpico. A seguir serão descritas as características do ar em cada um dos pontos mostrados na Fig. (4.9), obtidas durante os testes.

**Figura 4.9** - Bancada experimental para avaliação do rotor dessecante auxiliado pelo rotor entálpico.



Fonte: O Autor.

Observando a Fig. (4.9), no ponto 1, o ar é diretamente captado de meio ambiente, nesse ponto ele possui baixa temperatura, alta umidade relativa e razão de umidade elevada. Ao ser forçado a atravessar o rotor, sai no ponto 2, devido as trocas de calor e massa com baixa temperatura e baixa razão de umidade. É importante saber que nesse ponto o rotor entálpico devolve o ar de processo praticamente nas mesmas condições do ar de retorno vindo do ambiente refrigerado. No ponto 3, devido as trocas de calor e massa no interior da matriz adsortiva ocorridas em um processo de aquecimento desumidificador, o ar tem sua temperatura elevada e sua umidade relativa e razão de umidade reduzidas. É

importe ressaltar que o ar nesse ponto não possui condições de conforto térmico, devendo portanto, ser tratado antes de entrar no ambiente a ser refrigerado. O ar captado do meio ambiente no ponto 4, é aquecido pela queima do GNV e direcionado ao rotor no ponto 5, o ar nesse ponto possui sua temperatura elevada, umidade relativa reduzida e razão de umidade igual aquela do ponto 1. Ao atravessar o rotor dessecante, ponto 6, o ar em relação ao ponto 5, apresenta temperatura inferior, alta umidade relativa e alta razão de umidade. Do ponto 6, o ar é eliminado de volta no meio ambiente em um local diferente do ponto de captação inicial. No ponto 7, o ar retornando do ambiente climatizado possui baixa temperatura e baixa razão de umidade. Ao atravessar o rotor entálpico, ponto 8, o ar possui praticamente as mesmas condições do ar ambiente captado inicialmente no ponto 1, com diferenças entre todas as características bem pequenas.

A Figura (4.9) deixa claro que a montagem da bancada para avaliação do rotor dessecante auxiliado pelo rotor entálpico nada mais é que a união das bancadas para a caracterização individual dos rotores entálpico e dessecante. A avaliação do desempenho do rotor dessecante nessa configuração é dada inicialmente a partir das características do ar nos pontos (2 e 3), (5 e 6). As características do ar no ponto 5, são criadas de acordo com a necessidade do projeto, elas podem estar em baixas ou em altas temperaturas. Já as características do ar no ponto 2, surgem a partir do desempenho do rotor entálpico.

Neste trabalho, a avaliação do rotor dessecante, foi realizada simulando as condições do ar no ponto 2 usando para isso a refrigeração convencional. Em outras palavras, as características do ar de processo que entra no rotor dessecante foram criadas pela refrigeração por compressão de vapor e aproximadas ao máximo daquelas previamente conhecidas e mostradas na saída de processo do rotor entálpico, ponto 2.

## **4.2 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS**

### **4.2.1 Ajustes dos Sistemas de Acionamento dos Rotores Adsorptivos**

Inicialmente para a realização das tomadas de resultados foram necessários alguns ajustes nos sistemas de acionamentos de ambos os rotores estudados nesse trabalho.

Originalmente, a forma pela qual esses equipamentos são postos em movimento é feita através do acionamento por correntes (Rotor Dessecante) e por correias (Rotor Entálpico), o que em ambos os casos lhes conferem apenas uma velocidade de rotação.

Diante da necessidade de verificar o desempenho de cada rotor em velocidades diferentes, foi necessário dimensionar novos sistemas de acionamentos, auxiliados pela confecção de diferentes reduções. Para o rotor dessecante, a redução foi confeccionada usando como parâmetro a diferença de diâmetros entre a polia motora e a movida, unida a uma redução originalmente existente no equipamento. Para o rotor entálpico, a redução foi confeccionada usando apenas polias de diferentes diâmetros. Nos dois casos, fez-se a substituição dos motores originais por modelos que oferecessem a possibilidade de serem controlados por meio de inversores de frequência. Toda essa sistemática foi realizada em (SILVA, 2010).

Os ajustes realizados no presente trabalho deram-se no sentido de criar novas bases de sustentação para o devido funcionamento dos motores acionadores, Fig. (4.10), conferindo-lhes firmeza e eliminação de vibrações. E também no sentido de explorar os diâmetros ideais para as polias movida e motora para o acionamento de ambos os rotores.

**Figura 4.10** - Bases para os motores. Rotor dessecante (a) e rotor entálpico (b).



Fonte: O Autor.

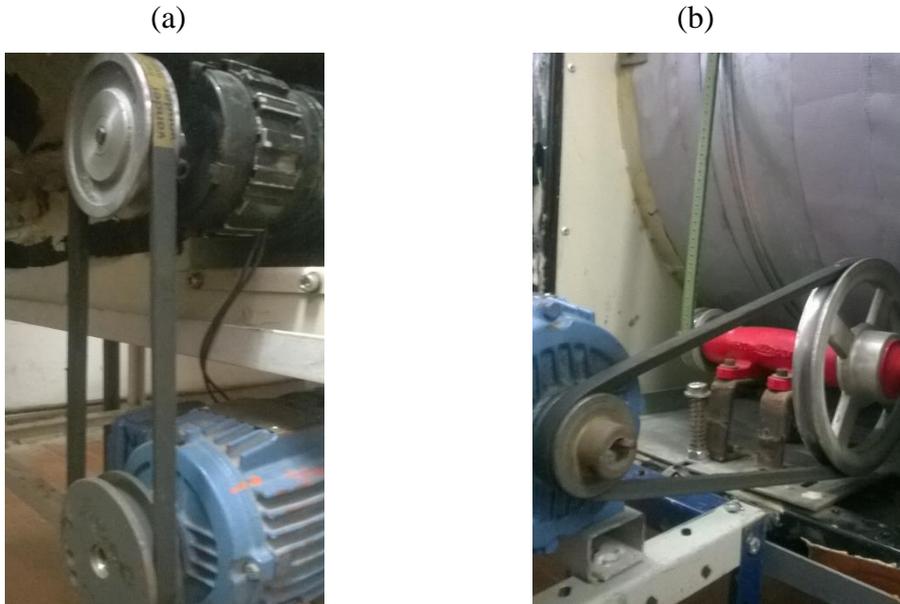
#### 4.2.2 Determinação das Rotações dos Rotores

A determinação das rotações de cada rotor foi realizada por meio dos inversores de frequências instalados em cada motor acionador. Esses equipamentos permitiram que através do controle manual a frequência de rede fosse liberada na quantidade ideal à rotação desejada.

À medida que a frequência é ajustada entre 0 e 60 Hz, e por meio das reduções previamente dimensionadas, Fig. (4.11), obteve-se por meio de um cronômetro, diferentes

tempos de ciclo para os rotores. Dessa forma, foram definidas as rotações de trabalho desejadas para avaliar o desempenho dos equipamentos.

**Figura 4.11-** Reduções: rotor dessecante (a) e rotor entálpico (b).



Fonte: O Autor.

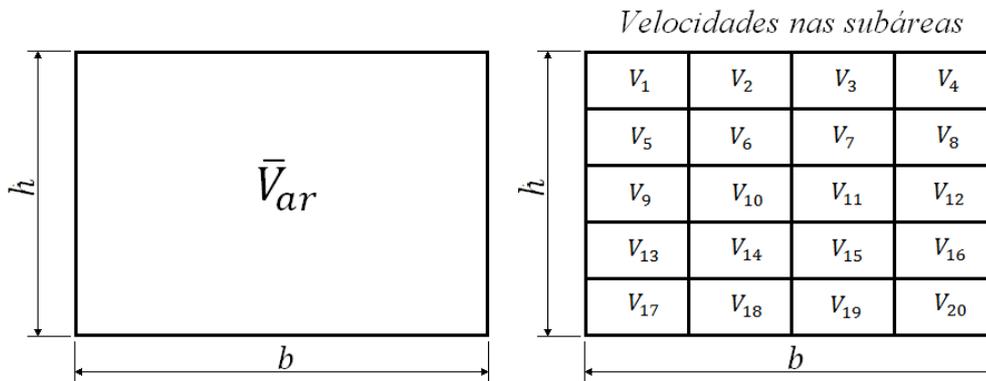
### 4.2.3 Cálculo e Equilíbrio de Vazões

Para a devida avaliação do desempenho de cada rotor é necessária a existência de duas vazões de ar os atravessando em contracorrente. Essas vazões podem ser definidas de diferentes formas. Neste trabalho foi utilizado um método simples em que a área dos dutos por onde o ar circula até os rotores foi dividida em diferentes subáreas nas quais são determinadas as velocidades do ar por meio de um anemômetro. Quanto maior for o número de divisões da área total do duto de ar maior precisão terá o valor da velocidade média do ar. Após a determinação de cada velocidade nas subáreas Fig. (4.12), foi determinada a velocidade média do ar usando a Eq. (4.1).

$$\bar{V}_{ar} = \frac{\sum_{i=1}^n V_i}{n^{\circ} \text{ de subáreas}} \quad (4.1)$$

onde, o índice  $i$  - representa a subárea;  $V_i$  - é a velocidade em cada subárea;  $\bar{V}_{ar}$  - é a velocidade média do ar em toda área transversal do duto.

**Figura 4.12** - Subáreas para o cálculo da velocidade média do ar.



Fonte: O Autor.

Por fim, as vazões volumétricas para o ar de processo, reativação e retorno foram determinadas usando a seguinte expressão,

$$Q = A_{total} \cdot \bar{V}_{ar} \quad [m^3/s] \quad (4.2.a)$$

ou,

$$Q = A_{total} \cdot \bar{V}_{ar} \cdot 3600 \quad [m^3/h] \quad (4.2.b)$$

As vazões mássicas foram determinadas da seguinte forma,

$$\dot{m} = A_{total} \cdot \bar{V}_{ar} \cdot \rho_{ar} \quad [kg/s] \quad (4.3)$$

onde,  $\rho_{ar}$  dada em  $[kg/m^3]$  - é a massa específica das vazões do ar de processo, reativação e retorno em cada uma das entradas dos rotores;  $Q$  - representa a vazão volumétrica para cada um dos fluxos de ar;  $\dot{m}$  - representa a vazão mássica para cada um dos fluxos de ar;  $A_{total}$  - representa a área total de cada duto.

Com o intuito de definir as vazões com a melhor precisão possível, as áreas dos dutos foram divididas de acordo com a Tab. (4.1).

**Tabela 4.1** - Números de subáreas para melhorar a precisão do valor das vazões.

		Vazões	Área Total [ $m^2$ ]	Nº de Subáreas
Caracterização dos Rotores	Dessecante	Ar de processo	0,070035	20
		Ar de regeneração	0,044225	21
	Entálpico	Ar de Processo	0,06840	21
		Ar de retorno	0,070035	20
	Entálpico como Dessecante	Ar de processo	0,070035	20
		Ar de regeneração	0,06840	30

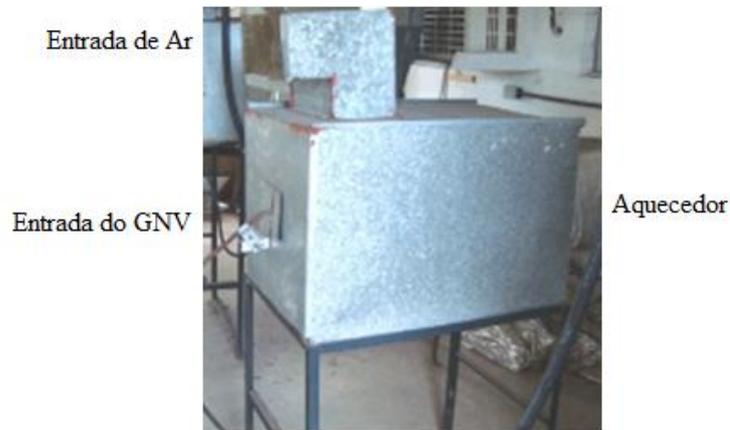
Fonte: O Autor.

As vazões foram determinadas buscando o máximo de equilíbrio para ambos os fluxos envolvidos no cruzamento de cada rotor. Para o rotor dessecante a vazão de reativação foi definida como um terço da vazão de processo. Esse procedimento é necessário uma vez que o modelo de rotor utilizado possui sua matriz adsorptiva com a distribuição de áreas na razão de 1:3 como foi visto na seção 4.1.1. Para o rotor entálpico as vazões foram mantidas o mais próximo possível uma vez que o modelo utilizado possui sua matriz adsorptiva com uma distribuição de áreas com razão de 1:1 como foi visto na seção 4.1.2.

Todos os fluxos de ar foram proporcionados por ventiladores tendo suas velocidades de rotação controladas por meio da variação da frequência dos seus motores acionadores usando inversores de frequência. Neste caso, na medida em que se variou a frequência entre 0 e 60 Hz, houve a variação das vazões de ar.

#### 4.2.4 Procedimento de Reativação dos Rotores Adsorptivos

A reativação dos rotores adsorptivos estudados foi realizada por meio da queima do GNV. O modelo de aquecedor caracterizado em SILVA, (2010), Fig. (4.13), é do 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 reativação da matriz porosa dos rotores adsorptivos.

**Figura 4.13** - Aquecedor.

Fonte: SILVA, 2010.

De acordo com as necessidades do projeto, a quantificação do potencial de calor à reativação dos rotores é dada pela seguinte expressão,

$$P_{ot\ reg} = \dot{m}_{ar\ rea} \cdot c_p \cdot (T_{rea} - T_{ar\ ambiente}) \quad [kW] \quad (4.4)$$

onde,  $\dot{m}_{ar\ rea}$  [kg/s] - é a vazão mássica do ar de regeneração,  $c_p$  [kJ/kg K] - é o calor específico à pressão constante,  $T_{rea}$  [K] - é a temperatura do ar de reativação desejada,  $T_{ar\ ambiente}$  [K] - é temperatura da vazão do ar captado do ambiente externo.

Durante a determinação da temperatura de regeneração, o GNV aprisionado em um cilindro á pressão de 200 bar direciona-se a uma válvula redutora de pressão. Essa por sua vez contém em sua estrutura um solenoide que quando ativado por meio de uma pequena fonte 12 Volts permite a expansão do gás em seu interior. No interior da válvula, o GNV tem o seu escape ao queimador controlado manualmente. Quanto maior for este escape maior será a chama de aquecimento do ar e conseqüentemente maior a sua temperatura.

#### 4.2.5 Acionamento e Parada das Bancadas de Testes

No acionamento das bancadas do rotor dessecante e do rotor entálpico como dessecante, antes de acender a chama de aquecimento do ar de reativação deve ser acionado o ventilador que proporciona essa vazão. Esse procedimento elimina as chances

de haver o acúmulo do gás no interior das tubulações e do próprio aquecedor, o que inviabiliza um eventual retrocesso da chama no momento do seu acendimento.

No momento da parada dessas bancadas há um procedimento simples de segurança a ser seguido. Este se resume necessariamente ao corte do fornecimento do gás ao aquecedor. Caso esse procedimento não seja seguido, a chama continuará aquecendo o ar aprisionado no interior da tubulação de reativação e do aquecedor, gerando com isso superaquecimento e gastos desnecessários com a queima do gás.

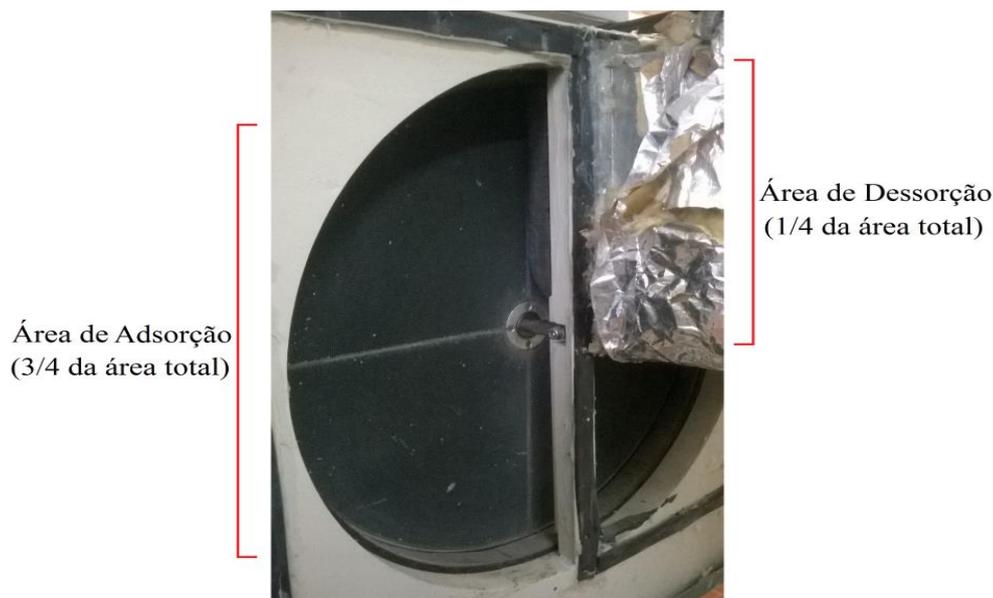
## 4.3 EQUIPAMENTOS E CARACTERÍSTICAS

### 4.3.1 Rotores Adsorptivos

#### Rotor Dessecante

Os rotores dessecantes, Fig. (4.14), normalmente trabalham em baixas rotações, altas temperaturas para o ar de reativação do material adsorvente impregnado no substrato que forma sua matriz adsorptiva e grandes vazões de ar.

**Figura 4.14** - Rotor dessecante 1:3.



Fonte: O Autor.

As características do modelo de rotor dessecante usado no presente trabalho podem ser vistas na Tab. (4.2).

**Tabela 4.2** - Características do rotor dessecante 1:3.

<b>Característica</b>	<b>Descrição</b>
Dessecante predominante	Metal Silicato Ativo
Substrato	Fibra Inorgânica
Densidade (kg/m <sup>3</sup> )	270-300
Espessura da parede do substrato (mm)	0,22
Resistência à compressão (MPa)	≥ 0,2
Superfície específica do substrato (m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> )	2600
Superfície específica dos microporos (m <sup>2</sup> /g)	600
Temperatura recomendada para a reativação	140 °C
Quantidade de dessecante	≥ 80 %
Substrato mais superfície endurecida	≤ 20 %
Líquidos orgânicos	≤ 1,5 %
Diâmetro (mm)	550
Largura (mm)	200
Área de reativação/área de adsorção	1:3
Rotação do rotor (RPH)	24
Faixa de operação	0-100 % UR
Tração	Por corrente
Motor (monofásico, CA)	120 V/ 90 W
Redução do motor RPM / RPM	1700/200
Frequência do motor (Hz)	60
Selo de vedação	Borracha
Altura dos canais (mm)	1,8
Passo dos Canais (mm)	3,5
<b>Fabricante</b>	<b>ARCTIC INDIA ENGG</b>

Fonte: Manual do Fabricante

### **Rotor Entálpico**

O rotor entálpico Fig. (4.15), é um equipamento que quando comparado ao rotor dessecante, apresenta os efeitos da desumidificação do ar de processo com sua matriz

adsortiva trabalhando em baixas temperaturas para ambos os fluxos de ar que o atravessam em contracorrente, operando em rotações superiores.

**Figura 4.15** - Rotor entálpico. Região de adsorção.



Fonte: O Autor.

As características do modelo de rotor entálpico usado no presente trabalho podem ser vistas na Tab. (4.3).

**Tabela 4.3** - Características do rotor entálpico 1:1.

<b>Característica</b>	<b>Descrição</b>
Dessecante predominante	Sílica gel
Selo de vedação	Borracha
Área de adsorção/área de dessorção	1:1
Purga	Não
Diâmetro (mm)	700
Espessura (mm)	270
Motor (monofásico, CA)	230 V / 90 W
Tração	Por correia
Rotação do motor (RPM)	1300
Rotação do rotor (RPM)	25
Frequência do motor (Hz)	50
<b>Fabricante</b>	<b>ARCTIC INDIA ENGG</b>

Fonte: Manual do Fabricante

### **4.3.2 Ventiladores Para a Promoção das Vazões de Ar**

#### **Vazão de Processo**

A vazão para o ar de processo foi proporcionada utilizando um ventilador de dupla aspiração, acionado por meio de um motor trifásico com potência de 1,49 kW (2 CV). O controle dessa vazão foi feita por meio de um inversor de frequência.

#### **Vazão de Reativação**

A vazão para o ar de reativação do material adsorvente presente na matriz dos rotores foi proporcionada por um ventilador com simples aspiração, movido por meio de um motor trifásico de potência 1,12 kW (1,5 CV). O controle da vazão para esse ar, assim como o do ar de processo e retorno do rotor entálpico também foi feita por meio de inversores de frequência.

#### **Vazão de Retorno Para o Rotor Entálpico**

O ventilador que proporciona a vazão para o ar de retorno do rotor entálpico foi um de simples aspiração, movido por um motor trifásico com potência de 1,49 kW (2,0 CV).

### **4.3.3 Inversores de Frequência**

Quando se usa ventiladores como meio de proporcionar vazões de ar, normalmente faz-se uso também de dispositivos para reduzir esses valores. Esses dispositivos permitem que durante a redução da vazão, os motores acionadores dos ventiladores permaneçam trabalhando em sua rotação nominal. Apesar desse artifício propiciar a redução da vazão desejada, promovem também desperdícios, uma vez que a energia eólica perde pequenas frações do seu montante devido ao atrito com próprio dispositivo.

Não é difícil compreender que no momento em que se inicia a promoção das vazões de ar, cada ventilador juntamente com o seu motor acionador e todos os componentes mecânicos envolvidos se encontram inicialmente em um estado de inércia. Esse é um detalhe importante que serve também para os motores dos rotores adsorptivos, que no

momento de seus acionamentos encontram-se no mesmo estado. De forma geral, sabe-se que para todos os motores, no momento inicial do acionamento de cada um, há um pico de corrente criado pela necessidade de sair do estado de inércia em que se encontram. Esse pico chega a provocar um maior consumo de energia elétrica.

A utilização de inversores de frequência nos motores dos ventiladores e dos rotores adsorptivos, promove respectivamente a redução da vazão de ar e da velocidade de rotação dos rotores, isso é dado pela variação da frequência de rede emitida para cada motor. Os benefícios trazidos por esse instrumentos são: partida dos motores realizada em tensões reduzidas, redução da quantidade de energia elétrica consumida nesse processo, eliminação do uso de dispositivos redutores de vazões e conseqüentemente da energia perdida nos mesmos.

Neste trabalho, são utilizados inversores de frequência da marca WEG, classificados em CFW 08 e CFW 10, Fig. (4.16). Esses aparelhos são de fácil utilização e proporcionam os efeitos desejados de maneira rápida podendo ser controlados manualmente.

**Figura 4.16** - Inversores de frequência.



Fonte: O Autor.

#### 4.3.4 Válvula Redutora de Pressão e Cilindro de Gás

A válvula de pressão utilizada para reduzir de 200 bar à pressão de trabalho para o processo de reativação foi uma do tipo veicular, Fig. (4.17).

**Figura 4.17** - Redutora de pressão veicular.

Fonte: SILVA, 2010.

O GNV direcionados a redutora, seguindo em sequência para o aquecedor em uma pressão de trabalho adequada à de queima, foi aprisionado em um cilindro com capacidade de pressão máxima de 200 bar e capacidade volumétrica de aproximadamente  $15 \text{ m}^3$ , Fig. (4.18). Este cilindro, por meio das suas dimensões pouco elevadas permite fácil remoção para o abastecimento. A desvantagem desse equipamento é que para condições de operação em que necessitem altas temperaturas, de reativação ele é esvaziado muito rapidamente.

**Figura 4.18** - Cilindro de gás.

Fonte: O Autor.

#### 4.4 INSTRUMENTOS PARA AFERIÇÃO DE RESULTADOS

##### Anemômetro

Esse instrumento, Fig. (4.19), foi usado para aferir a velocidade do ar nas seções de entrada e saída nos dutos de processo, reativação e retorno. É um instrumento de fácil utilização, porém os resultados, de acordo com a seção 4.2.3 demandaram cerca de 30 min, para apresentar um resultado preciso para a velocidade média final.

**Figura 4.19** - Anemômetro.



Fonte: O Autor.

As características desse instrumento estão apresentadas na Tab. (4.4).

**Tabela 4.4** - Características do anemômetro.

Características	Escalas	Erros	Resolução	Faixa de Leitura
Velocidade	[m/s]		0,1	0,3 - 40
	[km/h]	±3%	0,1	1,0 - 144
	Nós-[kt]		0,1	0,6 - 78
	Milha/Hora [Mph]		0,1	0,7 - 89
Temperatura	[°C]		±1°C	-29 - 70
	[F]	-20 - 158		
Umidade Relativa, Hr	[%]	±3%	0,1	5 - 95
<b>Fabricante</b>				<b>Kestrel</b>

Fonte: Manual do Fabricante.

## Higrômetros

Higrômetros são aparelhos utilizados para determinar a umidade do ar. Normalmente são usados como um meio de segurança quando a necessidade é diminuir os danos causados pela falta ou excesso da umidade em determinados ambientes.

Neste trabalho foram usadas dois tipos de higrômetros. Um deles destinado à aferição das características do ar em baixas temperaturas, sendo da marca Minipa, denominado termohigrômetro de modelo MTH-1380, Fig. (4.20).

**Figura 4.20** - Termohigrômetro modelo MTH-1380.



Fonte: O Autor.

As características principais desse aparelho podem ser avaliadas na Tab. (4.5).

**Tabela 4.5** - Termohigrômetro modelo MTH-1380.

Característica	Descrição
Faixa de leitura T1 (°C)	-20 a 60
Faixa de leitura T2 (F)	-200 a 1370
Precisão T1	± 0,7 °C, ±1,4 F
Resolução T1	0,1°C, 0,1F
Altitude	Até 2000 m
Ambiente para operação	0 a 50 °C, UR < 90 %
Faixa de umidade (%)	0 a 100
Precisão % Hr	± 2,5 para 25 °C
Resolução % Hr	0,1
Tensão de alimentação	9v

Fonte: SILVA, 2010.

O outro higrômetro Fig. (4.21), denominado HygroPalm1, foi utilizado para aferir as características do ar em temperaturas mais elevadas e superiores a 60 °C.

**Figura 4.21** - Higrômetro HygroPalm1.



Fonte: O Autor

As características desse aparelho são apresentadas na Tab. (4.6).

**Tabela 4.6** - Características do higrômetro HygroPalm1.

<b>Característica</b>	<b>Descrição</b>
Faixa de leitura da sonda (°C)	-50 a 200
Limites de operação (umidade relativa)	0 a 99 %
Precisão a 23 °C	$\pm 1,5$ % UR $\pm 0,3$ K
Reprodutibilidade	<0,5 % UR, 0,1 °C
Faixa de operação do instrumento	-10 a 50 °C
Resolução no <i>display</i>	0,1 % UR, 0,1 °C
Tensão da bateria	9 V

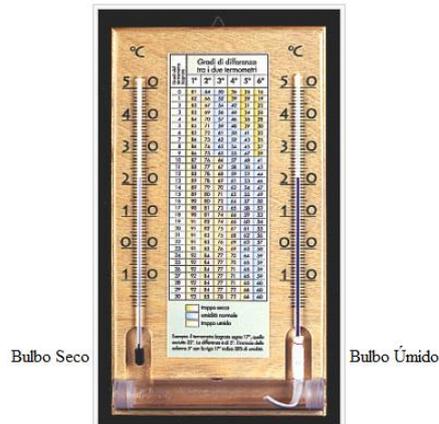
Fonte: SILVA, 2010.

## Psicrômetros

Psicrômetros são instrumentos que servem para determinar a razão de umidade, a umidade relativa e outras propriedades do ar. Essas propriedades são obtidas por conta da existência de uma diferença de temperatura existente entre dois termômetros, em que um

destina-se a medir a temperatura de bulbo seco e o outro a medir a temperatura de bulbo úmido Fig. (4.22).

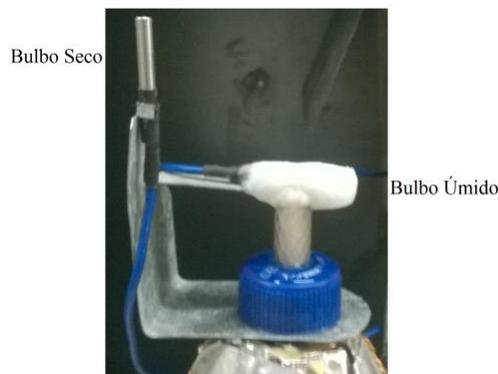
**Figura 4.22** - Psicrômetro.



Fonte: <http://pt.wikipedia.org/wiki/Psigrômetro>.

Como pode ser visto, o psicrômetro agrupa em uma mesma estrutura dois termômetros onde a temperatura de bulbo úmido é dada por meio de um termômetro do mesmo tipo que aquele usado para medir a temperatura de bulbo seco. Neste trabalho foram desenvolvidos quatro psicrômetros idênticos, Fig. (4.23), como meio de verificar no mesmo instante as características das entradas e saídas do rotor entálpico. Além disso, serviram também para verificar a coerência dos resultados apresentados pelos aparelhos anteriormente descritos.

**Figura 4.23** - Psicrômetro experimental.



Fonte: O Autor.

Na montagem dos psicrômetros foram utilizados dois termômetros de cinco pontas, Fig. (4.24), algodão higroscópico, quatro seringas de 20 ml e quatro garrafas pete. Do total das dez pontas formado pela união dos dois termômetros, foram usadas oito, quatro para os bulbos secos e quatro para bulbos úmidos. Nesses últimos, o encapsulamento dos termopares foram envolvidos pelo algodão em formato de pavio e mergulhados na água contida nas garrafas ou nas seringas. Pelo efeito da capilaridade a água sobe do recipiente até o encapsulamento constituindo por fim o bulbo úmido.

**Figura 4.24** - Termômetro de cinco pontas.



Fonte: O Autor.

As características dos termômetros de cinco pontas estão descritas na Tab. (4.7).

**Tabela 4.7** - Características dos termômetros de cinco pontas.

<b>Característica</b>	<b>Descrição</b>
Faixa de temperatura	-50,0 a 105,0 °C
Resolução	0,1°C
Precisão	±0,3 % f.e

Fonte: Manual do Fabricante.

Os resultados apresentados pelos psicrômetros mostraram completa coerência com os resultados apresentados pelos higrômetros anteriormente descritos nessa seção.

## 4.5 EFETIVIDADES DOS ROTORES ADSORTIVOS

A efetividade dos rotores adsortivos é um parâmetro adimensional usado para avaliar o seu grau de desempenho. Quando tais equipamentos são atravessados por fluxos de ar em contracorrente, sua avaliação é feita a partir das trocas de calor e massa no interior da matriz adsortiva. Normalmente essa efetividade é calculada usando diferentes equações. Ela pode ser avaliada quanto à capacidade de trocar calor, e é tida nesse caso como efetividade sensível ( $\varepsilon_s$ ), e pode ser avaliada também quanto às trocas de massa, e nesse caso é tida como efetividade latente ( $\varepsilon_l$ ).

Dependendo das condições em que os rotores adsortivos são postos para funcionar tem-se a variação das suas efetividades. Algumas das propriedades que podem interferir nesse sentido são: as vazões de ar para ambos os fluxos, a velocidade de rotação do equipamento, o tipo de material adsorvente empregado na matriz adsortiva, a temperatura de reativação ou regeneração do material adsorvente usado nos rotores adsortivos e as condições climáticas onde estão sendo empregados.

### 4.5.1 Efetividade do Rotor Dessecante

Para a avaliação das efetividades do rotor dessecante, foram usadas as mesmas expressões utilizadas em (RUIVO *et al.* 2012).

Em condições de trabalho em regime quase permanente, as equações das efetividades podem ser definidas da seguinte forma:

Efetividade sensível assumindo calor específico a pressão constante:

$$\varepsilon_s = \frac{(T_{pr,ent} - T_{pr,sai})}{(T_{pr,ent} - T_{ex,ent})} \quad (4.5)$$

Efetividade latente assumindo a entalpia de mudança de fase constante:

$$\varepsilon_l = \frac{(W_{pr,ent} - W_{pr,sai})}{W_{pr,ent}} \quad (4.6)$$

onde,  $T_{pr,ent}$  - é a temperatura do ar de processo na entrada do rotor;  $T_{pr,sai}$  - é a temperatura do ar de processo na saída do rotor;  $T_{ex,ent}$  - é a temperatura do ar de exaustão(regeneração) na entrada do rotor;  $W_{pr,ent}$  - é a razão de umidade do ar de processo na entrada do rotor;  $W_{pr,sai}$  - é a razão de umidade do ar de processo na saída do rotor.

#### 4.5.2 Efetividade do Rotor Entálpico

Para a avaliação das efetividades do rotor entálpico, foram usadas as mesmas expressões utilizadas em (KLEIN *et al.* 1990).

Essas equações são definidas da seguinte forma:

Efetividade sensível assumindo calor específico a pressão constante:

$$\varepsilon_s = \frac{\dot{m}_{pr}(T_{pr,ent} - T_{pr,sai}) + \dot{m}_{ex}(T_{ex,sai} - T_{ex,ent})}{2\dot{m}_{min}(T_{pr,ent} - T_{ex,ent})} \quad (4.7)$$

Efetividade latente assumindo a entalpia de mudança de fase constante:

$$\varepsilon_l = \frac{\dot{m}_{pr}(W_{pr,ent} - W_{pr,sai}) + \dot{m}_{ex}(W_{ex,sai} - W_{ex,ent})}{2\dot{m}_{min}(W_{pr,ent} - W_{ex,ent})} \quad (4.8)$$

onde,  $\dot{m}_{pr}$  - é a vazão mássica do ar de processo;  $\dot{m}_{ex}$  - é a vazão mássica do ar de exaustão (retorno);  $\dot{m}_{min}$  - é a menor vazão mássica;  $T_{pr,ent}$  - é a temperatura do ar de processo na entrada do rotor;  $T_{pr,sai}$  - é a temperatura do ar de processo na saída do rotor;  $T_{ex,ent}$  - é a temperatura do ar de exaustão(retorno) na entrada do rotor;  $T_{ex,sai}$  - é a temperatura do ar de exaustão(retorno) na saída do rotor;  $W_{pr,ent}$  - é a razão de umidade do ar de processo na entrada do rotor;  $W_{pr,sai}$  - é a razão de umidade do ar de processo na saída do rotor;  $W_{ex,ent}$  - é a razão de umidade do ar de exaustão(retorno) na entrada do rotor;  $W_{ex,sai}$  - é a razão de umidade do ar de exaustão(retorno) na saída do rotor .

## CAPÍTULO V

### RESULTADOS E CONCLUSÕES

#### 5.1 RESULTADOS

Todos os resultados obtidos nesse trabalho, além do uso de todos os equipamentos anteriormente descritos e dos procedimentos experimentais, foram obtidos também pelo auxílio do software conhecido como Computer Aided Thermodynamic Table - CATT, versão 3, (Disponível em: <<https://drive.google.com/file/d/0B-jQTQiLRcQ6NFBTQ3YyLUtYRjQ/edit>>. Acesso em: 09 de Fevereiro de 2015). Esse software, em sua seção destinada a psicrometria, permite conhecer todas as propriedades termodinâmicas do ar na entrada e saída de cada rotor a partir do conhecimento prévio de algum dos pares, coletados à pressão constante, pertencentes ao seguinte conjunto: [(T-w), (T-Hr), (TbS-TbU), (T-h), (h-w), (Hr-h), (w-Hr), (T-Tpo)].

Onde, T - temperatura; h - entalpia; TbS - temperatura de bulbo seco; TbU - temperatura de bulbo úmido; w - razão de umidade ou umidade absoluta; Hr - umidade relativa; Tpo - temperatura do ponto de orvalho.

##### 5.1.1 Rotor Dessecante

Os resultados para os testes realizados com o rotor dessecante foram avaliados usando um único par de vazões. O estudo foi direcionado à desumidificação do ar de forma a obter os resultados gastando a menor quantidade de energia possível. A Tabela (5.1)

apresenta os resultados para o rotor em três rotações, com o ar de reativação aquecido com as temperaturas de (61,1 - 61,5 e 61,7 °C), (72,1 - 72,3 e 72,5 °C) e (91,4 - 91,6 e 91,7 °C).

**Tabela 5.1** - Resultados para a caracterização do rotor dessecante.

Rot. (rph)	$Q_{pr}$ (m <sup>3</sup> /h)	$Q_{ex}$ (m <sup>3</sup> /h)	Processo				Reativação (exaustão)				Ef. Lat. (%)	Ef. Sen. (%)
			Entrada (Ponto 1)		Saída (Ponto 2)		Entrada (Ponto 4)		Saída (Ponto 5)			
			$T_{pr}$ (°C)	$W_{pr}$ (g/kg)	$T_{pr}$ (°C)	$W_{pr}$ (g/kg)	$T_{ex}$ (°C)	$W_{ex}$ (g/kg)	$T_{ex}$ (°C)	$W_{ex}$ (g/kg)		
15			28,10	17,79	42,20	<b>12,99</b>	<b>61,70</b>	17,57	38,40	31,62	<b>26,98</b>	<b>41,96</b>
24			28,20	17,93	43,70	<b>13,27</b>	<b>61,10</b>	17,49	34,30	26,83	<b>25,99</b>	<b>47,11</b>
30			28,10	17,62	46,50	<b>15,31</b>	<b>61,50</b>	18,10	32,50	23,55	<b>13,11</b>	<b>55,09</b>
15	515	171	28,10	17,99	47,40	<b>11,04</b>	<b>72,10</b>	17,87	39,50	35,60	<b>38,86</b>	<b>43,86</b>
24			28,20	17,83	49,10	<b>12,12</b>	<b>72,50</b>	17,88	36,30	32,50	<b>32,02</b>	<b>47,17</b>
30			28,30	17,89	51,20	<b>13,81</b>	<b>72,30</b>	17,91	33,90	24,43	<b>22,81</b>	<b>52,20</b>
15			28,30	17,79	54,60	<b>8,76</b>	<b>91,60</b>	17,69	41,20	40,31	<b>50,78</b>	<b>41,55</b>
24			28,50	17,39	56,30	<b>10,63</b>	<b>91,70</b>	18,01	39,10	37,43	<b>38,87</b>	<b>43,39</b>
30			28,70	17,42	58,50	<b>12,69</b>	<b>91,40</b>	18,15	36,80	33,92	<b>27,15</b>	<b>47,53</b>

Fonte: O Autor.

Da Tabela (5.1), a qual mostra as condições de trabalho a que foi submetido o rotor dessecante, observou-se que mantendo a velocidade de rotação constante a melhor taxa de desumidificação é apresentada na maior temperatura de regeneração. De forma inversa, para cada temperatura de regeneração, ou seja, mantendo a temperatura de regeneração constante, a melhor taxa de desumidificação é apresentada na menor velocidade.

Avaliando os resultados em função das eficiências, percebe-se que quando a velocidade de rotação é aumentada dentro do intervalo estabelecido no estudo 15, 24 ou 30 [rph], mantendo a temperatura de regeneração constante, a eficiência latente diminui e a eficiência sensível aumenta, ou seja, a taxa de desumidificação diminui e a transferência de calor aumenta. De forma inversa, mantendo a velocidade de rotação constante e aumentando a temperatura de regeneração a eficiência latente aumenta e a eficiência sensível apresenta uma leve oscilação no sentido de ser reduzida.

### 5.1.2 Rotor Entálpico

A Tabela (5.2) apresenta os resultados da caracterização do rotor entálpico avaliado usando dois pares de vazões e quatro diferentes rotações, 10, 15, 20 e 25 [rpm]. Por

questão de simplificação, foram apresentados os resultados na menor e na maior rotação, ou seja, nos extremos.

Deve ser evidenciado, que o trabalho em questão teve como meta avaliar apenas o comportamento dos rotores, ou seja, não teve como intenção avaliar o comportamento do sistema a qual eles fazem parte, nesse caso, o sistema de climatização por adsorção. Dessa forma, as características do ar de retorno necessárias à avaliação do rotor entálpico foram obtidas utilizando a refrigeração convencional admitindo que as mesmas estivessem sendo alcançadas pelo sistema de climatização por adsorção.

**Tabela 5.2** - Resultados para caracterização do rotor entálpico.

Rot. (rpm)	$Q_{pr}$ (m <sup>3</sup> /h)	$Q_{ex}$ (m <sup>3</sup> /h)	Processo				Retorno (exaustão)				Ef. Lat. (%)	Ef. Sen. (%)
			Entrada (Ponto 1)		Saída (Ponto 2)		Entrada (Ponto 3)		Saída (Ponto 4)			
			$T_{pr}$ (°C)	$W_{pr}$ (g/kg)	$T_{pr}$ (°C)	$W_{pr}$ (g/kg)	$T_{ex}$ (°C)	$W_{ex}$ (g/kg)	$T_{ex}$ (°C)	$W_{ex}$ (g/kg)		
10	515	511	28,90	18,92	23,90	<b>12,52</b>	22,60	12,15	27,70	17,79	<b>89,56</b>	<b>80,78</b>
25			28,10	18,59	23,00	<b>12,24</b>	22,40	12,14	27,10	17,84	<b>94,02</b>	<b>86,53</b>
10	806	811	28,70	18,60	23,80	<b>12,46</b>	22,70	12,19	27,90	17,14	<b>87,62</b>	<b>85,40</b>
25			28,30	18,16	23,60	<b>12,24</b>	22,70	12,17	27,60	17,22	<b>93,66</b>	<b>86,91</b>

Fonte: O Autor.

Observando os resultados mostrados na Tab. (5.2), percebe-se de forma geral para as condições à que foi submetido o rotor entálpico, que a taxa de desumidificação do ar de processo na saída do rotor permaneceu praticamente a mesma para ambos os pares de vazões escolhidos apresentando apenas uma leve variação na medida em que se aumentou a rotação dentro do intervalo estabelecido no estudo. Para todos os testes, observou-se ainda, que durante a desumidificação o ar de processo na saída do rotor entálpico apresentou praticamente as mesmas características do ar de retorno no seu ponto de entrada, ou seja, praticamente a mesma razão de umidade e uma leve variação de temperatura.

Avaliando os resultados em termos das eficiências para ambas as vazões, percebeu-se que tanto a eficiência latente quanto a sensível aumentaram na medida em que se aumentou a velocidade de rotação, nesse caso mostrando os melhores valores naquela de maior valor.

### 5.1.3 Rotor Dessecante Auxiliado Pelo Rotor Entálpico

A Tabela (5.3) apresenta os resultados para a caracterização do rotor dessecante auxiliado pelo rotor entálpico, ou seja, a desumidificação do ar de processo nesse caso foi avaliada usando os efeitos proporcionados pelo rotor entálpico em conjunto com o rotor dessecante avaliado em diferentes temperaturas de regeneração. A velocidade de rotação para o rotor dessecante durante os testes foi a de 15 [rph], uma vez que os melhores resultados apresentados para a caracterização individual desse equipamento, Tab. (5.1), foram dados nessa velocidade. O par de vazões usado nesses testes foi o mesmo da sua caracterização individual.

**Tabela 5.3** - Resultados para o rotor dessecante atuando em conjunto com o rotor entálpico.

Rot. (rph)	$Q_{pr}$ (m <sup>3</sup> /h)	$Q_{ex}$ (m <sup>3</sup> /h)	Processo				Reativação (exaustão)				Ef. Lat. (%)	Ef. Sen. (%)
			Entrada (Ponto 2)		Saída (Ponto 3)		Entrada (Ponto 5)		Saída (Ponto 6)			
			$T_{pr}$ (°C)	$W_{pr}$ (g/kg)	$T_{pr}$ (°C)	$W_{pr}$ (g/kg)	$T_{ex}$ (°C)	$W_{ex}$ (g/kg)	$T_{ex}$ (°C)	$W_{ex}$ (g/kg)		
15	515	171	23,20	12,71	30,40	<b>9,72</b>	51,70	19,82	35,70	25,25	<b>23,52</b>	<b>25,26</b>
			23,10	12,45	33,76	<b>7,95</b>	61,20	19,45	37,70	29,35	<b>36,61</b>	<b>27,98</b>
			23,30	12,87	37,50	<b>7,06</b>	70,10	21,00	39,20	32,48	<b>45,14</b>	<b>30,34</b>
			23,20	12,66	40,80	<b>5,85</b>	80,30	19,87	40,90	34,36	<b>53,80</b>	<b>31,00</b>
			23,10	12,67	43,60	<b>4,66</b>	90,60	20,50	43,10	39,20	<b>63,22</b>	<b>30,37</b>

Fonte: O Autor.

É importante ressaltar que esse par de vazões foi o menor possível que permitiu o alcance de resultados satisfatórios. Com outro par de menor valor como, 400 [m<sup>3</sup>/h] e 133 [m<sup>3</sup>/h] (vazão de processo/vazão de regeneração), não foi possível alcançar melhores resultados.

Durante a realização do experimento as características do ar de processo na entrada do rotor dessecante foram proporcionadas por meio da refrigeração convencional. Isso foi realizado a partir do conhecimento prévio das características do ar de processo na saída do rotor entálpico durante sua caracterização individual. Em outras palavras, utilizou-se a refrigeração convencional para alcançar as mesmas características do ar de processo na saída do rotor entálpico (entrada do rotor dessecante). Neste caso foi admitido também que as características do ar de retorno para o rotor entálpico estivessem sendo proporcionadas

pelo sistema de climatização por adsorção. É importante deixar claro mais uma vez, que a meta desse experimento foi a de observar o comportamento dos rotores e não a do sistema a que eles pertencem. Dessa forma, a utilização da refrigeração convencional fez-se suficiente para o alcance dos resultados.

Observando os resultados da Tab. (5.3), percebe-se, como já era esperado, que a desumidificação do ar de processo melhora na medida em que se aumenta a temperatura de regeneração. Comparando esses resultados com os da Tab. (5.1), caracterização individual do rotor dessecante, percebe-se que as taxas de desumidificação são bem melhores quando o rotor dessecante atua em conjunto com o rotor entálpico.

Avaliando nesse caso os resultados em função da troca de massa, ou seja, da eficiência latente, percebe-se que os mesmos são superiores àqueles para o rotor avaliado individualmente nas mesmas condições de operação. Nessas condições, a eficiência sensível apresentou valores inferiores àqueles apresentados na Tab. (5.1).

#### 5.1.4 Rotor Entálpico Como Rotor Dessecante

As Tabelas (5.4 e 5.5) mostram os resultados dos testes em que foi verificada a possibilidade de o rotor entálpico trabalhar como rotor dessecante. Esses resultados foram apurados usando um único par de vazões, duas rotações e diferentes temperaturas para o ar de regeneração.

A Tabela (5.4) apresenta os resultados para da avaliação do rotor usando uma vazão para o ar de processo de 806 [m<sup>3</sup>/h] e 811[m<sup>3</sup>/h] para o ar de reativação aquecido a 51 e 60,5 °C com uma rotação de 25 [rpm].

**Tabela 5.4** - Resultados para o rotor entálpico atuando como rotor dessecante com rotação de 25 [rpm].

Rot. (rpm)	$Q_{pr}$ (m <sup>3</sup> /h)	$Q_{ex}$ (m <sup>3</sup> /h)	Processo				Reativação (exaustão)			
			Entrada (Ponto 1)		Saída (Ponto 2)		Entrada (Ponto 4)		Saída (Ponto 5)	
			$T_{pr}$ (°C)	$W_{pr}$ (g/kg)	$T_{pr}$ (°C)	$W_{pr}$ (g/kg)	$T_{ex}$ (°C)	$W_{ex}$ (g/kg)	$T_{ex}$ (°C)	$W_{ex}$ (g/kg)
25	806	811	29,00	19,55	48,90	19,54	51,00	19,21	36,10	19,34
			29,40	19,90	58,80	19,83	60,50	19,64	40,20	20,03

Fonte: O Autor.

Como pode ser visto na Tab. (5.4), nessas condições de operação o rotor entálpico não demonstrou comportamento de rotor dessecante. Dos resultados, percebe-se a existência de uma intensa transferência de calor, fazendo com que a temperatura do ar de processo se aproxime bastante da temperatura do ar de reativação. Quanto a desumidificação do fluxo de ar de processo, os resultados mostraram que na rotação em questão, 25 [rpm], os valores para a razão de umidade na saída do rotor permaneceram praticamente os mesmos nas duas temperaturas usadas. Além disso, seus valores foram apresentados com uma grande aproximação daqueles para os pontos 1, 4 e 5.

A Tabela (5.5) apresenta os resultados da avaliação do rotor entálpico como rotor dessecante usando as mesmas vazões dos testes anteriores, uma rotação de 15 [rph] e temperaturas para o ar de reativação de (60,5 - 70,5 e 80,3 °C).

**Tabela 5.5** - Resultados para o rotor entálpico atuando como rotor dessecante com rotação de 15 [rph].

Rot. (rph)	$Q_{pr}$ (m <sup>3</sup> /h)	$Q_{ex}$ (m <sup>3</sup> /h)	Processo				Reativação (exaustão)			
			Entrada (Ponto 1)		Saída (Ponto 2)		Entrada (Ponto 4)		Saída (Ponto 5)	
			$T_{pr}$ (°C)	$W_{pr}$ (g/kg)	$T_{pr}$ (°C)	$W_{pr}$ (g/kg)	$T_{ex}$ (°C)	$W_{ex}$ (g/kg)	$T_{ex}$ (°C)	$W_{ex}$ (g/kg)
15	806	811	29,10	20,42	54,90	<b>18,23</b>	<b>60,50</b>	20,44	40,70	25,71
			29,20	20,86	63,00	<b>16,43</b>	<b>70,50</b>	20,52	42,90	27,57
			29,80	20,26	71,40	<b>15,20</b>	<b>80,30</b>	19,98	52,10	30,43

Fonte: O Autor.

Os resultados da Tab. (5.5) mostraram que o rotor entálpico com uma rotação igual aquela do próprio rotor dessecante, 15 [rph], promove a desumidificação do ar de processo. Como pode ser visto, nessa rotação a razão de umidade sofreu reduções que equivalem em eficiência latente respectivamente à 10,72 % para a temperatura de reativação de 60,5 °C, 21,24 % para a temperatura de reativação de 70,5 °C e 22,61% para a temperatura de reativação de 80,3 °C.

## 5.2 CONCLUSÕES

### 5.2.1 Rotor Dessecante

A caracterização do rotor dessecante usando um baixo par de vazões e sob as condições de temperatura e rotação a que foi submetido, apresentou bons resultados uma vez que foi possível obter uma eficiência latente superior a 50 % em uma temperatura de 91,6 °C na menor rotação equivalendo a uma razão de umidade de 8,76 [g/kg]. Esse valor, quando comparado a valores obtidos em literaturas como MEDEIROS *et al.* (2007a), mostra ser bem expressiva uma vez que para sua obtenção foi usada uma baixa temperatura para o ar de reativação, ou seja, uma baixa quantidade energia. Diante dos resultados apresentados foram feitas algumas considerações.

- ✓ A menor desumidificação foi apresentada na maior velocidade de rotação. Esse fato levou a acreditar que quando a rotação é aumentada o material adsorativo presente na matriz tem o seu tempo de contato com o ar de dessorção reduzido, não sendo dessa maneira regenerado da mesma forma quando na menor velocidade de rotação.
- ✓ A redução da rotação implicou em um maior tempo de contato da matriz adsorativa com o ar aquecido. Isso permitiu que o ar de processo encontrasse a matriz adsorativa com menor grau de saturação conferindo um aumento da desumidificação ou menor razão de umidade no ponto de saída do rotor dessecante.
- ✓ Com relação às trocas de calor, os resultados mostraram que o aumento da velocidade de rotação fez o ar de processo na saída do rotor dessecante apresentar os maiores valores de temperatura. Isso mostra que as trocas de calor entre a matriz e o ar de processo também foram maiores.

Em resumo, a velocidade de rotação mostrou ter influência direta na desumidificação do ar de processo, alcançando os maiores valores na menor rotação. As trocas de calor mostraram também ser influenciadas pela velocidade de rotação, verificou-se que na maior velocidade as temperaturas do ar de processo na saída do rotor dessecante apresentaram os maiores valores, provando a existência de maiores trocas de calor.

A Tabela (5.1) mostra que os resultados obtidos justificam os objetivos do trabalho, uma vez que os valores apresentados, quando comparados àqueles obtidos pelo uso de

grandes vazões e altas temperaturas de regeneração oferecem aos sistemas de climatização por adsorção bons níveis de desumidificação do ar de processo alcançados usando uma menor carga energética. Apesar de ter sido usada como fonte de calor para a reativação do material adsorvente presente no rotor dessecante a queima do GNV, os resultados mostram a possibilidade de serem obtidos por meio do aproveitamento da energia solar, o que nesse caso daria como resultando uma maior economia energética e uma maior preservação das fontes de energia não renováveis.

### **5.2.2 Rotor Entálpico**

Dos resultados apresentados na Tab. (5.2) foram tiradas as seguintes conclusões:

- ✓ O rotor entálpico mostrou ser um equipamento de importância fundamental para o controle da umidade e da temperatura do ar de processo. Isso é evidenciado por conta de que as características do ar de processo permaneceram praticamente iguais as do ar de retorno.
- ✓ Investigando os resultados em termos da influência das rotações, notou-se que o aumento desse parâmetro para cada par de vazões, há o aumento tanto da eficiência latente quanto da eficiência sensível, ou seja, há uma maior transferência de calor e massa no interior da matriz.
- ✓ Investigando os resultados em termos da influência das vazões, notou-se que o aumento da vazão do ar, mantendo a rotação constante, há a redução da eficiência latente e o aumento da eficiência sensível, ou seja, menos transferência de massa e mais transferência de calor.
- ✓ Ficou claro que os parâmetros influenciadores do processo de desumidificação foram especificamente às condições do ar de processo e do ar de retorno em cada ponto de entrada do equipamento.

Em resumo, o equipamento foi considerado um excelente aliado para ser usado tanto em conjunto com o rotor dessecante quanto em conjunto com a refrigeração convencional. Em conjunto com a RCV, ele permite que o ar de processo seja enviado ao ambiente climatizado com praticamente as mesmas condições do ar de retorno e 100% renovado.

Os resultados da Tab. (5.2) mostraram que o potencial desse equipamento pode ser usado para agraciar o sistema de climatização por adsorção, uma vez que posicionado antes do rotor dessecante fará com que o ar de processo seja enviado ao mesmo com menor razão de umidade e temperatura, podendo assim melhorar o desempenho tanto do sistema quanto do rotor dessecante.

### **5.2.3 Rotor Dessecante Auxiliado Pelo Rotor Entálpico**

Os resultados apresentados na Tab. (5.3) mostram que o rotor dessecante atuando em conjunto com o rotor entálpico apresenta desempenho superior a sua atuação individual. De acordo com a configuração mostrada na Fig. (4.9), o processo de desumidificação mostrou resultados consideráveis dentro de todo intervalo assumido para a temperatura de regeneração.

### **5.2.4 Rotor Entálpico Como Rotor Dessecante**

Por meio de análises aos resultados mostrados na Tab. (5.4), verificou-se, apesar do intuito de querer que o rotor entálpico funcionasse como rotor dessecante, que ele nas condições estudadas não exerce a função de rotor dessecante. De acordo com os valores apresentados para a razão de umidade, notou-se que todos eles foram praticamente iguais em todos os pontos de entrada e saída do rotor. Isso ocorreu devido ao alto valor da rotação empregada de 25 [rpm]. Nessa rotação o rotor teve apenas influência da transferência de calor, pois sua matriz passou a ter maior tempo em contato com ar de reativação. Já a transferência de massa, não foi influenciada, pois o rotor não teve tempo suficiente para realizar as trocas de massa do ar de processo para a matriz, e da matriz para o ar de exaustão.

Já os resultados da Tab. (5.5) mostraram que usando o mesmo par de vazões, com temperaturas para o ar de reativação de (60,5 - 70,5 e 80,3 °C) e uma rotação de 15 [rph], o rotor demonstrou papel de rotor dessecante. Embora se saiba que a desumidificação obtida não tenha sido melhor que aquela apresentada pelo rotor dessecante em condições de operação similares, é importante considerar que melhores resultados podem ser obtidos em condições de operação diferentes pelo aumento das temperaturas de reativação para o ar de processo e/ou diferentes (maior ou menor) vazões de ar.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alumina Ativada. (em: <<http://www.manutencaoesuprimentos.com.br/conteudo/6811-uso-da-alumina-ativada/>>). Acesso em: 19 de Novembro de 2014.
- Amostras de zeólitas. (em: <<http://es.wikipedia.org/wiki/Mordenita/Clinoptilolita>>). Acesso em: 18 de Novembro de 2014.
- BONGS, C. MORGENSTERN, A. LUKITO, Y. HENNING, H.M., (2013), “Advanced performance of an open desiccant cycle with internal evaporative cooling”, *Solar Energy*, 2013.
- CASALEGNO, A. De ANTONELLIS, S. COLOMBO, L. RINALDI, F., (2011), “Design of an innovative enthalpy wheel based humidification system for polymer electrolyte fuel cell”, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol.36, pp. 5000-5009.
- CAVALCANTE Jr., C. L.,(1998), “Separação de misturas por adsorção: dos fundamentos ao processo em escala comercial”. Tese submetida ao concurso público para professor titular, Universidade Federal do Ceará, Fortaleza-CE: DEQ.
- CHIAVERINI, V., (1914), “*Tecnologia Mecânica – Estrutura e Propriedades das Ligações Metálicas*”, 2ed., São Paulo: Editora McGraw-Hill, Ltda.
- CORREIO GOURM@ND, (2015). (em: <[http://correiogourmand.com.br/info\\_01\\_cultura\\_gastronomica\\_01\\_12.htm](http://correiogourmand.com.br/info_01_cultura_gastronomica_01_12.htm)>). Acesso em: 12 de Fevereiro 2015.

- COMPUTER AIDED THERMODYNAMIC TABLE - CATT, versão 3. (em: <<https://drive.google.com/file/d/0B-jQTQiLRcQ6NFBTQ3YyLUtYRjQ/edit>>). Acesso em: 09 de Fevereiro de 2015.
- FALONE, S.Z. VIEIRA, E.M., (2004), “Adsorção/Dessorção do explosivo tetril em turfa e em argissolo vermelho amarelo”, *Quim. Nova*, Vol. 27, No.6, pp. 849-854.
- FERNANDES, A.C. e PENHA, F.G., (2013), “Aplicação de argilas modificadas na adsorção de poluentes”, IX Congresso de Iniciação Científica do IFRN, pp.0899-0908.
- FERRARI F., (2005), “Otimização termodinâmica de sistemas de refrigeração solar”, 57p., Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal do Paraná, Curitiba-PR, Brasil.
- GE, T.S. DAI, Y.J. WANG, LI, R.Z.Y., (2008), “Experimental investigation on a one-rotor two-stage rotary desiccant cooling system”, *Energy* 33, pp. 1807-1815.
- GE, T.S. ZIEGLER, F. WANG, R.Z. WANG, H., (2010), “Performance comparison between a solar driven rotary desiccant cooling system and conventional vapor compression system (performance study of desiccant cooling)”, *Applied Thermal Engineering* 30, pp. 724-731.
- GILES, C. H. MACEWAN, T. H. NAKHWA, S. N. SMITH, D., (1960), “Studies in Adsorption. Part XI. A System of Classification of Solution Adsorption Isotherms, and its Use in Diagnosis of Adsorption Mechanisms and in Measurement of Specific Surface Areas of Solids”, *J. Chem. Soc.* 3973.
- GUELFY, L.R. SCHEER, A.P., (2007), “Estudo de Adsorção Para Purificação e Separação de Misturas na Indústria Petrolífera”, Curso de Engenharia Química da Universidade Federal do Paraná, 44 p., Curitiba-PR.

- GUILLEMINOT, J.J., MEUNIER, F., MESCHLER, B.(1980). “Étude des Cycles Intermittents à adsorption Solide pour la Refrigeration Solaire”. *Revue Physique Appliquée* 15, pp. 441.
- HÜRDOĞAN, E. BÜYÜKALACA, O. YILMAZ, T. HEPBASLI, A., (2010), “Experimental investigation of a novel desiccant cooling system”, *Energy and Buildings* 42, pp. 2049-2060.
- JAIN, S. DHAR, P.L., (1995), “Evaluation of solid-desiccant-based evaporative cooling cycles for typical hot and humid climates”, *International Journal of Refrigeration* Vol.18, n° 5, pp. 287-296.
- JEONG, J. YAMAGUCHI, S. SAITO, K. KAWAI, S., (2011), “Performance analysis of desiccant dehumidification systems driven by low-grade heat source”, *International Journal of Refrigeration* 34, pp. 928-945.
- JEONG, J.-W. MUMMA, S.A., (2005), “Practical thermal performance correlations for molecular sieve and silica gel loaded enthalpy wheels”, *Applied Thermal Engineering* 25, pp. 719-740.
- KLEIN, H. KLEIN, S. A. MITCHELL, J. W., (1990), “Analysis of regenerative enthalpy exchangers”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 33. N° 4, pp. 735-744.
- KLÜPPEL, R.P., GURGEL, J.M., “Solar Adsorption Cooling Using Silica-Gel/Water”. Proc.ISES Solar Energy Congress, pp. 2627-2631, Hamburgo - R.F.A., 1987.
- LA, D. Li, Y.DAI, Y.J. GE, T.S. WANG, R.Z., (2012), “Development of a novel rotary desiccant cooling cycle with isothermal dehumidification and regenerative evaporative cooling using thermodynamic analysis method”, *Energy* 44, pp. 778-791.
- LIMA, A.G. JÚNIOR, J.E. MARCONDES, F. GURGEL, J.M., (2002), “Ar condicionado dessecante para clima úmido”, IX Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas, Caxambu - MG, Brazil, paper CIT02-0608.

- LIMA, C.E.O ADÃO, A.A MARCELINO, F., (2011), “Análise de um sistema de climatização por adsorção tendo como fonte de energia a radiação solar”, VI Congresso de Pesquisa e Inovação da Rede Norte e Nordeste de Educação Tecnológica, Natal-RN.
- LUZ, A.B., (1995), “Zeólitas: propriedades e usos industriais”, Série Tecnologia Mineral 68, 35 p., Rio de Janeiro: CETEM/CNPq.
- MACHADO, M.M., (2008), “Sistema de controle e instrumentação da simulação dinâmica dos processos de sorção e dessorção em ciclos de refrigeração por adsorção física”, Tese de Doutorado, 202 p., Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa-Paraíba.
- MACAGNAN, M. H., (2010), “*Princípios Básicos de Refrigeração*”, Universidade do Vale do Rio dos Sinos-Unisinos, São Leopoldo-RS.
- MEDEIROS, J. M., (2007), “Modelagem e simulação de sistemas de condicionamento de ar com rotores dessecantes”, 162 p., Tese (Doutorado em Engenharia), Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa-PB, Brasil.
- MEDEIROS, J.M. GURGEL, J.M. MARCONDES, F., (2007a), “Effect of the mass diffusion resistance in enthalpy wheels for energy recovery”, 9th International Congress of Mechanical Engineering, November 5-9, 2007, Brasília-DF.
- MEDEIROS, J.M. SILVA, M.G. ESPÍNOLA, JR.J. BRAGA, A.H.G., (2007b), “Simulação de sistemas de condicionamento de ar com rotores dessecantes”, II Congresso de Pesquisa e Inovação da Rede Norte Nordeste de Educação Tecnológica, João Pessoa - PB.
- MÜLLER, C.C. RAYA-RODRIGUEZ, M.T. CYBIS, L.F., (2009), “Adsorção em carvão ativado em pó para remoção de microcistina de água de abastecimento público”, *Eng. Sanit. Ambient*, Vol.14, nº 1, pp. 29-38.

- NIVEA, M.P.D. LUÍS, R.F.A. JOSÉ, C.C. OTÁVIO A.C., (2001), “Isotermas de adsorção de cádmio em solos ácidos”, *Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental*, v.5, n.2, pp.229-234.
- NÓBREGA, G.A.S., (2001), “Determinação do teor de umidade do gás natural usando um dispositivo com adsorção”. Monografia, UFRN, Departamento de Engenharia Química, Programa de Recursos Humanos – PRH 14/ANP. Áreas de Concentração: Engenharia de Processos e Processo de Separação, Natal/RN, Brasil.
- OLIVEIRA, R.G. KORMANN, L. SCOPEL M.A. DIAS, F.J.S. PASCOALI, S. RODRIGUES, M.L.L., (2012), “Modificação da capacidade de adsorção de sílica-gel pela impregnação de cloretos metálicos para utilização em sistemas de refrigeração por adsorção”, 2º Simpósio de Integração Científica e Tecnológica do Sul Catarinense - SICT-Sul, ISSN 2175-5302.
- PANARAS, G. MATHIOULAKIS, E. BELESSIOTIS, V. KYRIAKIS, N., (2010), “Theoretical and experimental investigation of the performance of a desiccant air-conditioning system”, *Renewable Energy* 35, pp. 1368-1375.
- PEREIRA, R.G., (2012), “Síntese de carvões ativados a partir de resíduos agroindustriais e sua aplicação na adsorção de proteínas do soro do leite”, Dissertação de Mestrado, 66 p., Universidade Estadual do Sudoeste da Bahia - UESB, Itapetinga-Bahia, Brasil.
- RODRIGUES, V.M., (2013), “Simulação computacional de um sistema de refrigeração de adsorção acionado por gases quentes de exaustão”, 149 p., Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas-SP.
- 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., CARRILLO-ANDRÉS, A. COSTA, J.J. DOMÍNGUEZ-MUÑOZ, F., (2012), “Interpolation procedures for the effectiveness method to account for the influence of the inlet airflow states on the desiccant wheels performance”, *Energy and Buildings* 55, pp. 380–388.
- SILVA, A.M. COSTA, F.O. CARVALHO, E.S. SILVA, V. M.M. LIMA, L.M.R., (2012a), “Estudo da capacidade de adsorção por solvente para biomassas adsorventes”, Anais do Encontro Nacional de Educação, Ciência e Tecnologia UEPB – Vol.1, Nº 1, ISSN 2317-0050.
- SILVA, G.E., (2012), “Estudo da eficiência energética de um condicionador de ar por compressão de vapor integrado a um sistema de resfriamento evaporativo direto por aspersão”, Dissertação de Mestrado, Universidade de Taubaté, Taubaté, SP.
- SILVA, H.R.G. DINIZ, J.F. SILVA, J.Y.R. SILVA, A.M. LIMA, V.E., (2012b), “Processos adsorptivos aplicados à descontaminação ambiental: Estudo da viabilidade do uso de biomassas adsorventes na remoção de metais pesados em efluentes líquidos”, Anais do Encontro Nacional de Educação, Ciência e Tecnologia UEPB – Vol.1, Nº 1, ISSN 2317-0050.
- SILVA, M. G., (2010), “Estudo experimental de um sistema de condicionamento de ar com rotores dessecantes”, Tese de Doutorado, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, Brasil.
- SILVIA CURBELO, F.D, (2002), “Estudo da remoção de óleo em águas produzidas na indústria de petróleo, por adsorção em coluna utilizando a vermiculita expandida e hidrofobizada”. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química), 102 p., UFRN, Natal-RN.
- SIMONSON, C.J. BESANT, R.W., (1999), “Energy wheel effectiveness: part II- correlations”, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 42, pp. 2171- 2185.

- SIMONSON, C.J. BESANT, R.W., (1999), “Energy wheel effectiveness: part I- development of dimensionless groups”, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 42, pp. 2161- 2170.
- SOARES, A.G., (2001), “Adsorção de gases em carvão ativado de celulignina”, Tese (doutorado), 154 p., Universidade Estadual de Campinas, Instituto de Física “Gleb Wataghin”, Campinas, SP.
- 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.
- SPARROW, E.M. TONG, J.C.K. JOHNSON, M.R. MARTIN, G.P., (2007), “Heat and mass transfer characteristics of a rotating regenerative total energy wheel”, *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol. 50, pp.1631-1636.
- SPHAIER, L.A. NÓBREGA, C.E.L., (2012), “Parametric analysis of components effectiveness on desiccant cooling system performance”, *Energy* 38, pp. 157-166.
- SUBRAMANYAM, N. MAIYA, M.P. SRINIVASA MURTHY, S., (2004), “Application of desiccant wheel to control humidity in air-conditioning systems”, *Applied Thermal Engineering* 24, pp. 2777-2788.
- TCHERNEV, D.I., (1979), “Integrated solar zeolite collector for heating and cooling”. Proceedings of the XIV th Intersociety Energy Conversion Engineering Conferences.
- TOLMASQUIM, M.T., (2012), “Perspectivas e planejamento do setor energético no Brasil”, *Estudos Avançados*, Vol.26, nº 74, pp. 247-260. ISSN 0103-4014.
- TU, R. LIU, X.H. JIANG, Y., (2013), “Performance comparison between enthalpy recovery wheels and dehumidification wheels”, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 36, pp. 2308 - 2322.

UÇKAN, I. YILMAZ, T. HÜRDOĞAN, E. BÜYÜKALACA, O., (2013), “Experimental investigation of a novel configuration of desiccant based evaporative air conditioning system”, *Energy Conversion and Management* 65, pp. 606-615.

VIEIRA, H. M., (2009), “Estudo teórico e experimental de coletor adsorativo”, Dissertação de Mestrado, 96 p., Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa-Paraíba.

VIEIRA, H. M., (2013), “Estudo experimental e teórico de um resfriador de água por adsorção usando energia solar”, Tese de Doutorado, 136 p., Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa-Paraíba.

VODIANITSKAIA, P., KLÜPPEL, R.P.,(1984), “Geladeira solar de adsorção”, Rio de Janeiro. Anais do III Congresso Brasileiro de Energia.