

SIMULAÇÃO DE SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR COM ROTORES DESSECANTES

**Jesus Marlinaldo de MEDEIROS (1); Marcio Gomes da SILVA (2); José ESPÍNOLA JR. (3);
Andrei Hudson Guedes BRAGA (4)**

(1) CEFET/SE, Rod. Lourival Batista s/n, Lagarto/SE, (79) 3631-1557, email: jesus_medeiros@yahoo.com.br

(2) CEFET/PB, email: mgcefet@gmail.com

(3) CEFET/SE, email: joseespinaljr@uol.com.br

(4) CEFET/SE, email: andrei_projetos@yahoo.com.br

RESUMO

Os sistemas de condicionamento de ar de ambientes utilizando a tecnologia dessecante são capazes de substituir os sistemas de compressão a vapor para evitar tanto um colapso energético quanto ambiental. Estes sistemas dessecantes reduzem o consumo de energia, melhoram a qualidade do ar interior, aumentam o conforto térmico e diminuem a agressão ambiental dos fluidos refrigerantes. Tais sistemas operam geralmente em ciclo aberto e são compostos de rotores dessecantes, rotores sensíveis, umidificadores (resfriadores evaporativos) e aquecedores de calor. O resfriamento dessecante consiste na desumidificação do ar externo forçando-o a passar através de um material adsorvente, onde o vapor de água será retido e o ar sairá quase seco. Em seguida, o ar quase seco é umidificado através de resfriadores evaporativos para redução de sua temperatura. No projeto e dimensionamento de um sistema de condicionamento de ar dessecante, deve-se conhecer o desempenho individual de cada equipamento, objetivando a maximização da eficiência do sistema e minimização dos custos envolvidos. Os resultados obtidos são apresentados em forma de perfis de temperatura e umidade absoluta em cada equipamento, o que impactará no desempenho do sistema. Foram testados dois modelos para calcular o desempenho do sistema obtendo bons ajustes a resultados disponíveis na literatura.

Palavras-chave: Condicionamento de ar, sistema dessecante, desumidificação, adsorção.

1. INTRODUÇÃO

Um dos grandes desafios do mundo moderno para a evolução da humanidade é sem dúvida a questão da energia e seu aproveitamento racional. Para solucionar o problema, buscam-se investimentos em matrizes energéticas limpas tais como: energia solar, calor, eólica e biocombustíveis. Diminuindo a participação do uso de combustíveis não-renováveis como petróleo e carvão, possibilitando um desenvolvimento sustentável.

Uma das possíveis alternativas para garantir o desenvolvimento sustentável é a substituição dos sistemas de condicionamento de ar de ambientes por compressão de vapor por sistemas de condicionamento de ar que utilizam a tecnologia dessecante em conjunto com resfriamento evaporativo para proporcionar redução no consumo de energia, bons níveis de qualidade do ar interior, conforto térmico e não agressão ambiental.

O resfriamento evaporativo é um processo natural que consiste na redução da temperatura do ar e elevação de sua umidade relativa através de mecanismos simultâneos de transferência de calor e massa entre o ar e a água. Tem como atrativos e benefícios: o baixo consumo de energia, facilidades de manutenção, instalação, operação e integração a sistemas de condicionamento de ar já instalados; trabalha com renovação total de ar, eliminando a recirculação e proliferação de fungos e bactérias, elevando assim, a qualidade do ar interior; não usa fluidos poluentes. Apesar de sua simplicidade e do baixo custo de implantação e operação, a redução de temperatura depende muito mais da umidade relativa do que da temperatura de entrada. Por essa razão, é bastante utilizado em climas quente e seco, mas ineficiente em climas úmidos.

O resfriamento dessecante consiste na desumidificação do ar externo forçando-o a passar através de um material dessecante, onde o vapor de água será retido e o ar de saída quase seco. Em seguida, o ar quase seco é umidificado através de resfriadores evaporativos para redução de sua temperatura.

A tecnologia dessecante vem sendo utilizada em diversos países destacando-se os Estados Unidos, China, Índia, Japão, Austrália, Canadá, Portugal e mais recentemente o Brasil.

O progresso e desenvolvimento dos sistemas de condicionamento de ar dessecante podem ser bem avaliados em (Jurinak et al. 1984; Charoensupaya e Worek, 1995; Wurm et al., 2002; Kodama et al., 2003 e Ruivo et al., 2004). No Brasil, destacam-se (Gurgel, 1994; Lima et al., 2002; Camargo e Ebinuma, 2005; Nóbrega e Brum, 2006 e Medeiros, 2007).

No presente trabalho, o objetivo principal é desenvolver um código computacional para simulação transiente do sistema de condicionamento de ar dessecante completo que servirá de ferramenta de projeto e dimensionamento sobre condições de operação da região nordeste para maximização de sua eficiência, minimização de seus custos e corroborar na construção de um protótipo experimental.

2. SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR DESSECANTE

Os sistemas de condicionamento de ar dessecante trabalham geralmente em ciclo aberto e são compostos basicamente de rotores dessecantes, rotores sensíveis, umidificadores de ar e aquecedores de calor. Dependendo das condições climáticas da região ser severa ou não (excessiva umidade) várias variações de montagem e quantidade de rotores serão necessárias. Os rotores dessecantes são trocadores rotativos de calor e massa, tipo ar-ar, com vários canais, os quais estão impregnados com material adsorvente empregados para desumidificação do ar úmido. Os rotores sensíveis são trocadores rotativos de calor, tipo ar-ar, com vários canais, constituídos de material metálico. Os umidificadores de ar são resfriadores de temperatura do ar através da evaporação da água. Os aquecedores de calor são trocadores de calor que utilizam uma fonte quente externa para aquecer a corrente de ar a ser utilizada no processo de regeneração dos rotores dessecantes.

No sistema mais simples, apresentado na Fig.1, o fluxo de ar externo úmido (1) passa através do rotor dessecante (ciclo de adsorção); parte do vapor de água é retido no material dessecante, fazendo com que o ar seja desumidificado e sua temperatura elevada devido ao calor de adsorção gerado e a troca térmica entre as seções de adsorção e dessorção. O fluxo de ar quente e quase seco (2) ao passar pelo rotor sensível cederá calor para matriz sensível e consequentemente o fluxo de ar (3) será resfriado. Este fluxo de ar frio e quase seco (3) ao passar pelo resfriador evaporativo será umidificado e novamente resfriado. O ar de insuflamento (4) com baixa temperatura e baixa umidade se mistura com o ar do ambiente. Ao ser misturado, o ar de retorno é levemente aquecido (5). Agora, o outro resfriador evaporativo resfria o ar de retorno (6) para

alimentar o rotor sensível servindo como fonte de alimentação fria. Consequentemente, o ar é aquecido (7), pois recebeu calor da matriz sensível. Em seguida, o fluxo de ar é novamente aquecido através de uma fonte de calor externa (aquecedor) com o intuito de regenerar o rotor dessecante. O fluxo de ar aquecido (8) passará pelo rotor dessecante abrindo os poros e arrastando o vapor de água na seção de dessorção. O ar quente e úmido (9) é expelido para o ambiente externo (Lima et al., 2002).

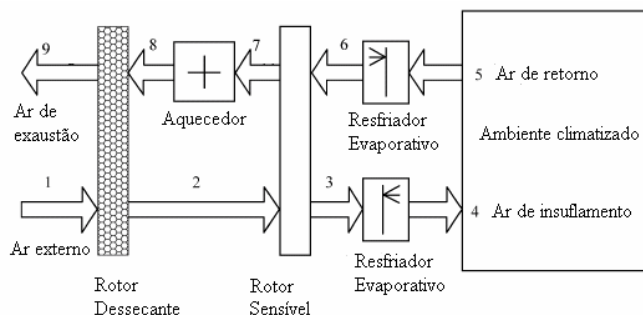


Figura 1. Esquema típico de um sistema de condicionamento de ar dessecante com dois rotores.

Uma das variações utilizadas para climas tropicais úmidos é composta por dois rotores dessecantes, dois rotores sensíveis, dois umidificadores de ar e dois aquecedores de calor. O Sistema utilizando quatro rotores, apresentado na Fig. 2, é descrito da seguinte forma: o fluxo de ar externo (1) passa através do 1º rotor dessecante no qual o ar é desumidificado e sua temperatura elevada devido ao calor de sorção gerado e a troca térmica. O fluxo de ar quente e pouco úmido (2) ao passar pelo 1º rotor sensível é então resfriado. O fluxo de ar frio e pouco úmido (3) é forçado a passar num 2º rotor dessecante e sai quase seco, porém quente (4). Posteriormente passa pelo 2º rotor sensível reduzindo sua temperatura (5). O fluxo de ar ao passar pelo resfriador evaporativo é novamente resfriado (6). O ar de insuflamento (6) com baixa temperatura e baixa umidade se mistura com ar do ambiente. Ao ser misturado, o ar de retorno é levemente aquecido (7). Agora, o outro resfriador evaporativo resfria o ar de retorno (8). O ar de retorno frio passa através do 2º rotor sensível. Consequentemente, o ar é aquecido (9), pois recebeu calor da matriz sensível. Em seguida, o fluxo de ar é novamente aquecido através do 2º aquecedor com o intuito de regenerar o 2º rotor dessecante. O fluxo de ar aquecido (10) passará pelo rotor dessecante abrindo os poros e arrastando o vapor de água. O ar quente e úmido (11) é expelido para o ambiente externo. Para fornecer a fonte de alimentação fria do 1º rotor sensível faz-se uso do ar ambiente exterior (12), já que não é possível usar o fluxo de ar (11) que está quente e muito úmido. Consequentemente, o ar é aquecido (13), pois recebeu calor da matriz sensível. Em seguida, o fluxo de ar é novamente aquecido através do 1º aquecedor (14) com o intuito de regenerar o 1º rotor dessecante. O ar quente e úmido (15) é expelido para o ambiente externo.

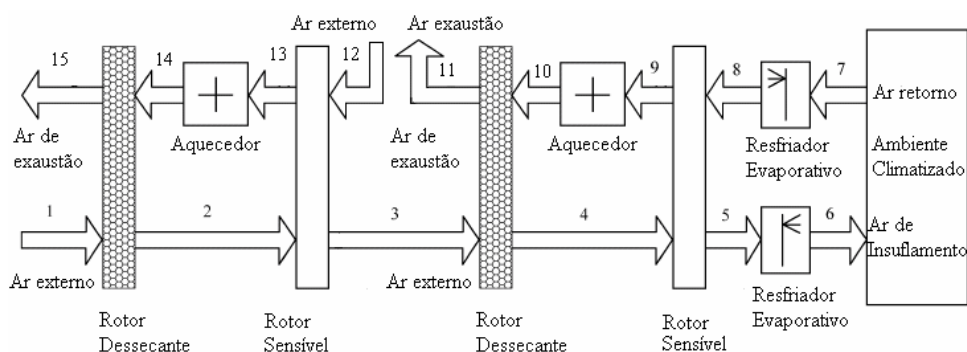


Figura 2 – Esquema típico de um sistema de condicionamento de ar dessecante com quatro rotores.

3. MODELAGEM MATEMÁTICA

A modelagem matemática dos fenômenos de transferência de calor e de massa que ocorrem nos equipamentos que compõe o sistema dessecante em ciclo aberto é importante, pois permite uma melhor compreensão e uma melhor caracterização dos fenômenos envolvidos.

3.1. Rotor dessecante

Uma configuração típica de um rotor dessecante e um dos canais são mostrados na Fig. 3. O rotor cilíndrico é constituído de uma matriz porosa composta por substrato e material dessecante formando uma rede de minúsculos canais por onde passa o fluxo de ar úmido nas seções de adsorção e dessorção. Os canais no rotor apresentam formato sinusoidal.

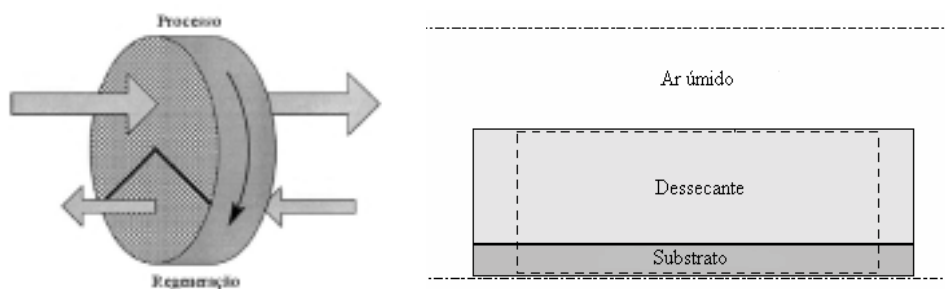


Figura 3 - Representação esquemática do rotor e de um canal na matriz dessecante.

A formulação do problema de transferência de calor e massa em rotores dessecantes usando um modelo de equilíbrio instantâneo, Simonson (1998):

Equação da conservação da energia para o ar úmido

$$(\rho c_p A)_g \frac{\partial T_g}{\partial t} + U(\rho c_p A)_g \frac{\partial T_g}{\partial x} - \dot{m}' h_{ad} \eta + h \frac{A_s'}{L} (T_g - T_m) = 0 \quad [\text{Eq. 01}]$$

Equação da conservação da energia para matriz dessecante

$$(\rho c_p A)_m \frac{\partial T_m}{\partial t} - \dot{m}' h_{ad} (1 - \eta) - \dot{m}' c_{p_w} (T_g - T_m) - h \frac{A_s'}{L} (T_g - T_m) = \frac{\partial}{\partial x} \left(k_{al} A_{al} \frac{\partial T_m}{\partial x} \right) \quad [\text{Eq. 02}]$$

Equação da conservação da massa para o vapor d'água

$$A_g \frac{\partial \rho_v}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho_v U A_g) + \dot{m}' = 0 \quad [\text{Eq. 03}]$$

Equação da conservação da massa para o ar seco

$$\frac{\partial \rho_a}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho_a U) = 0 \quad [\text{Eq. 04}]$$

Equação da conservação da massa para matriz dessecante

$$\dot{m}' = \rho_{d,seco} A_d \frac{\partial u}{\partial t} \quad [\text{Eq. 05}]$$

Onde T_g , e T_m são as temperaturas do ar úmido e da matriz; ρ_v , $\rho_{v,m}$ e ρ_a são as densidades do vapor d'água, vapor d'água na superfície da matriz e do ar seco; U é a velocidade da corrente fluida e u é a fração mássica de vapor d'água contida no dessecante; t é o tempo, x é a coordenada axial, L é comprimento do rotor, h é o coeficiente de transferência de calor, h_m é o coeficiente de transferência de massa, h_{ad} é o calor de adsorção; η é a fração de energia de mudança de fase na corrente de ar úmido, ρ é a densidade, c_p é o calor específico, A é área da seção transversal, A'_s é a área superficial de um canal, W_m é fração máxima adsorvida, C é a constante que determina a forma da isoterma de adsorção, f é fração de dessecante no rotor e ϕ é a umidade relativa do ar úmido. Nas equações, os subscritos "a", "al", "d", "g", "m", "v" e "w" são respectivamente ar seco, alumínio, dessecante, gás (ar úmido), matriz (substrato +dessecante), vapor e água na fase líquida.

Durante a adsorção e a dessorção, a taxa de massa adsorvida por unidade de comprimento (\dot{m}') pode ser calculada de forma mais simples,

$$\dot{m}' = h_m \frac{A'_s}{L} (\rho_v - \rho_{v,m}) \quad [\text{Eq. 06}]$$

Através da isoterma de adsorção de Langmuir pode-se determinar a fração mássica de vapor d'água presente no dessecante e a densidade na superfície da matriz porosa

$$u = \frac{fW_m}{1-C+C/\phi}; \quad \rho_{v,m} = \frac{P_{v,sat}(T_m)}{R_v T_m} \frac{C}{\left(\frac{fW_m}{u} - 1 + C\right)}; 0 \leq u \leq W_m \quad [\text{Eq. 07}]$$

As condições de contorno para o fluxo de ar de processo $[n(t_p + t_e) \leq t \leq (n+1)(t_p + t_e)]$:

$$T_g(t,0) = T_{g_{p,in}}(t) \quad ; \quad \rho_v(t,0) = \rho_{v_{p,in}}(t) \quad ; \quad U(t,0) = U_{g_{p,in}}(t) \quad [\text{Eq. 08}]$$

Para o fluxo de ar de exaustão ou regeneração $[n(t_p + t_e) + t_p \leq t \leq (n+1)(t_p + t_e)]$:

$$T_g(t,L) = T_{g_{e,in}}(t) \quad ; \quad \rho_v(t,L) = \rho_{v_{e,in}}(t) \quad ; \quad U(t,L) = U_{g_{e,in}}(t) \quad [\text{Eq. 09}]$$

As condições de contorno requeridas na matriz dessecante são:

$$\left. \frac{\partial T_m}{\partial x} \right|_{x=0} = \left. \frac{\partial T_m}{\partial x} \right|_{x=L} = 0 \quad ; \quad \left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_{x=0} = \left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_{x=L} = 0 \quad [\text{Eq. 10}]$$

Onde t_p é o tempo de processo, t_e é o tempo de exaustão ou regeneração, n é o numero de ciclos; e os subscritos in e out significam respectivamente entrada e saída do rotor.

3.2. Rotor sensível

No sistema de condicionamento de ar dessecante, o rotor regenerativo tem a função de resfriar o fluxo de ar de processo (adsorção) que sai do rotor dessecante. Além disso, simultaneamente também pré-aquece a corrente de ar de retorno que irá para o aquecedor a fim de regenerar a matriz do rotor dessecante, conforme pode ser mostrado na Fig. 4.

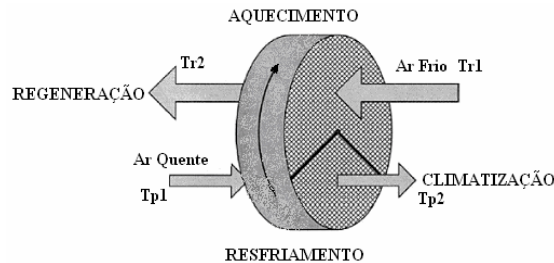


Figura 4 - Rotor Regenerativo

O modelamento matemático para o rotor sensível é o mesmo empregado para o rotor dessecante com simplificações devido a matriz sensível não ser adsortida.

O cálculo das temperaturas do ar na saída do rotor regenerativo pode ser determinado utilizando o método da efetividade através da seguinte equação:

$$\varepsilon_{rr} = \frac{Tp1 - Tp2}{Tp1 - Tr1} = \frac{Tr2 - Tr1}{Tp1 - Tr1} \quad [\text{Eq. 11}]$$

Onde ε_{rr} representa a efetividade do rotor regenerativo: Tp1 e Tp2 são, respectivamente, as temperaturas de entrada e saída do fluxo de ar de processo para climatização; Tr1 e Tr2 são, respectivamente, as temperaturas de entrada e saída do fluxo de ar de retorno para regeneração do rotor dessecante.

3.3. Umidificadores de ar

A redução da temperatura do ar de processo, após o rotor sensível, ainda não é suficiente para condição de conforto no recinto climatizado. Por esta razão, é necessária a utilização do umidificador para obter tal condição, através do resfriamento evaporativo. O fenômeno de resfriamento evaporativo ocorre porque o próprio ar que escoa sede calor sensível para evaporação da água provocando a redução de temperatura do ar. A água é bombeada em jatos de gotículas de água dentro da corrente de ar. A Figura 5 mostra um resfriador evaporativo direto com jatos de gotículas de água (borrifadores).

No sistema de condicionamento de ar dessecante, ainda existe um segundo umidificador que resfria o ar de retorno que é extraído do recinto climatizado para servir de fonte fria para o rotor regenerativo.

A efetividade do umidificador ε_u é definida pela seguinte equação:

$$\varepsilon_u = \frac{Tu1 - Tu2}{Tu1 - Tbu} \quad [\text{Eq. 12}]$$

Onde Tu1 e Tu2, são, respectivamente, as temperaturas de bulbo seco da corrente de ar na entrada e saída do umidificador; Tbu é a temperatura de bulbo úmido da corrente de ar na entrada do umidificador.

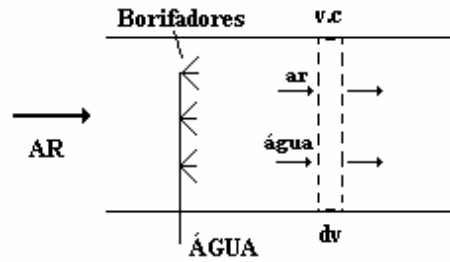


Figura 5 – Umidificador de ar

4. CARACTERIZAÇÃO E DESEMPENHO DE SISTEMAS DESSECANTES

Os sistemas de condicionamento de ar dessecantes serão simulados com o intuito de testar o código computacional e validar o modelo matemático empregado, através da comparação com resultados numéricos e experimentais. O procedimento usual para determinação do desempenho de qualquer sistema dessecante é justamente simular individualmente cada componente, um a um, até a condição de regime quase permanente. Outro procedimento adotado para um sistema dessecante com dois rotores é simular de forma transiente o rotor dessecante e aplicar eficiências prescritas nos demais componentes.

Nesse trabalho, a principal contribuição é justamente impor uma carga térmica no recinto a ser climatizado e não prescrever uma condição de conforto para simulação transiente do sistema dessecante para dois rotores.

Foi testado um caso simulado sob mesmas características construtivas impostas para um sistema de condicionamento de ar dessecante com dois rotores, no modo de ventilação e com 100 % de ar renovação (ciclo aberto), Ruivo *et al.* (2004).

Os dados de entrada utilizados foram os seguintes: Estado do ar inicial no sistema: $T_0=30\text{ °C}$ e $W_0=10\text{ g/kg}$; Ar externo: $T_{p,in}=30\text{ °C}$ e $W_{p,in}=10\text{ g/kg}$; Carga térmica no ambiente climatizado: 25 kW (estimado); Fluxo de ar: $\dot{m}=2,4\text{ kg/s}$ ($7200\text{ m}^3/\text{h}$); Fonte de calor para regeneração: 97 kW; Efetividade do rotor sensível: 0,75; Efetividade dos umidificadores: 0,9.

Na formulação do problema de transferência de calor e massa em rotores dessecantes foi usado um modelo de equilíbrio instantâneo, Simonson (1998). Os parâmetros do rotor e as propriedades da matriz dessecante são detalhados aqui: $\eta=0$ (toda contribuição de energia na mudança de fase será computada no dessecante) e $h^*=1$ (parâmetro associado ao calor de adsorção). As constantes envolvidas na isoterma de equilíbrio de adsorção são $C=1$, $f=0,75$ $W_{\max}=0,4\text{ kg vapor / kg dessecante}$. As propriedades da matriz (dessecante + substrato) são $\rho_d=234,2\text{ Kg/m}^3$, $C_{p,d}=1300\text{ J/kg K}$, $m_d=119,0\text{ kg de dessecante}$, $C_{p,ai}=903\text{ J/(kg K)}$, $\rho_{ai}=2702\text{ kg/m}^3$, $k_{ai}=237\text{ W/(m K)}$, $\sigma_d=0,77$ (fração de dessecante na matriz). O material dessecante empregado foi à sílica gel. As dimensões geométricas utilizadas no rotor foram: $L=0,2\text{ m}$ e $D=1,9\text{ m}$ (diâmetro do rotor), $t_d=0,1\text{ mm}$ (espessura do dessecante), $t_{ai}=0,03\text{ mm}$ (espessura do substrato), $D_h=1,47\text{ mm}$ (diâmetro hidráulico). A geometria dos canais no rotor foi aproximada pela curva do seno formado por uma base de 3,62 mm e uma altura de 1,81 mm. Os coeficientes h e h_m foram calculados a partir de $Nu=2.64$ em tais canais. A velocidade de rotação empregada foi de 20 rph, o que resulta em um ciclo completo a cada 180 s e cada ciclo de adsorção e dessorção a cada 90 s. Inicialmente, foi simulado o sistema dessecante com um modelo transiente para evolução da temperatura e umidade absoluta no rotor dessecante e modelo permanente para rotor sensível e umidificadores através de efetividades prescritas.

O coeficiente de performance térmico (COP) para o sistema dessecante com dois rotores pode ser expresso pela seguinte equação:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{refrig}}{\dot{Q}_{regen}} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_4)}{\dot{m}(h_8 - h_7)} \quad [\text{Eq. 13}]$$

Onde \dot{Q}_{refrig} representa a capacidade de resfriamento do sistema dessecante em kW e \dot{Q}_{regen} é a energia térmica utilizada para regenerar o rotor dessecante, em kW; \dot{m} é o fluxo de ar que passa em cada equipamento do sistema e h é a entalpia específica do ar em determinado ponto do sistema.

O cálculo do COP para ambos os sistemas em análise estão mostrados na Tab. 1.

Na Tabela 1, observa-se que o valor do COP calculado é inferior ao encontrado por Ruivo et al., (2004) e que o modelo sem eficiência prescrita no rotor sensível ajusta-se melhor que o modelo com efetividades prescritas. Essas discrepâncias podem ser frutos, das incertezas de variáveis utilizadas, informações fornecidas em Ruivo et al. (2004) e de estimativas de informações não fornecidas para simulação do sistema.

Tabela 1 – Performance do sistema dessecante com dois rotores, Ruivo *et al.* (2004).

	Ruivo <i>et al.</i> (2004)	Presente trabalho c/ efetividades prescritas	Presente trabalho s/ efetividades prescritas
COP	0,48	0,36	0,45

Na Figura 6, é mostrada uma representação psicrométrica do sistema dessecante com a devida informação de temperatura e umidade absoluta em cada ponto que facilita a análise dos resultados obtidos para cada modelo empregado.

No modelo considerando efetividades prescritas observa-se comportamento similar ao obtido por Ruivo *et al.* (2004) tanto no campo térmico quanto no campo mássico. As discrepâncias entre modelos são justificáveis por duas razões: procedimentos distintos para obtenção da solução e modelo matemático diferente na simulação do rotor dessecante.

No modelo considerando efetividades não prescritas observa-se comportamento similar ao obtido por Ruivo *et al.* (2004) tanto no campo térmico quanto no campo mássico. As discrepâncias entre modelos são menores que as obtidas com o modelo com efetividades prescritas. Isso provavelmente aconteceu porque o rotor sensível teve um desempenho melhor quando simulado do que se prescrevendo sua eficiência, interferindo assim, no desempenho do sistema. A eficiência do rotor sensível foi de 80 % no modelo simulado, enquanto que, no outro modelo foi prescrito o valor de 75 %.

Na Figura 7(a), observa-se a evolução transiente da temperatura em cada ponto do sistema dessecante com dois rotores. O sistema simulado partiu sob mesmas condições iniciais do ambiente externo percorrendo um ciclo completo no rotor dessecante em 180 s, enquanto que, no rotor sensível cada ciclo completo levará apenas 1,5 s. Por esta razão, a informação nas saídas do rotor dessecante (T2 e T9) só foram atualizadas a cada ciclo dessecante (180 s) e as saídas do rotor sensível (T3 e T7) foram atualizadas a cada ciclo sensível (1,5 s). Nos demais pontos, a informação foi atualizada a cada instante de tempo. Percorrido 8 ciclos dessecantes (1440 s) atingiu-se o regime quase permanente para o sistema.

Na Figura 7(b), observa-se a evolução transiente da umidade absoluta em cada ponto do sistema dessecante com dois rotores. O tratamento é similar ao descrito para evolução da temperatura, ou seja, a informação nas saídas do rotor dessecante (W2 e W9) só foram atualizadas a cada ciclo dessecante (180 s) e as saídas do rotor sensível (W3 e W7) foram atualizadas a cada ciclo sensível (1,5 s). Nos demais pontos, a informação foi atualizada a cada instante de tempo. Percorrido 8 ciclos dessecantes (1440 s) atingiu-se o regime quase permanente para o sistema.

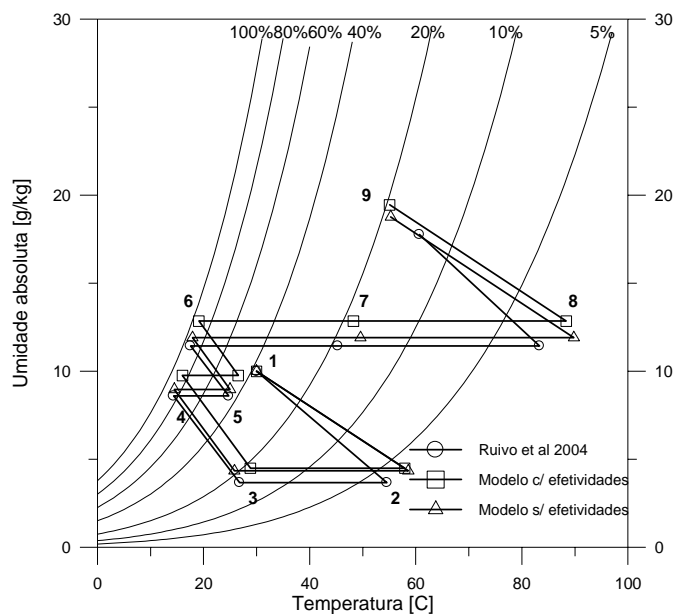


Figura 6 – Representação psicrométrica de um sistema dessecante com dois rotores: Ruivo *et al.* (2004).

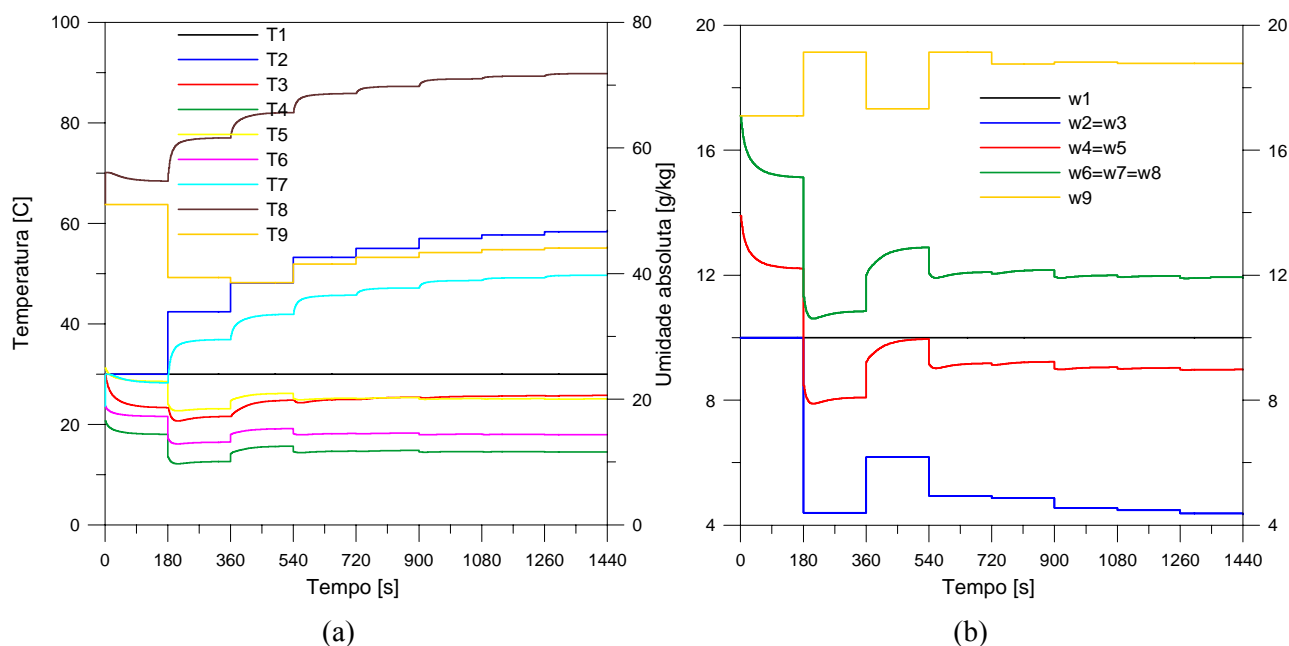


Figura 7 – Resposta dinâmica de um sistema dessecante com dois rotores, Ruivo *et al.* (2004).

5. CONCLUSÃO

O código computacional desenvolvido para simulação dos diversos rotores é uma ferramenta útil para projeto e dimensionamento do protótipo do sistema de condicionamento de ar dessecante com cinco rotores que está sendo montado no laboratório de meios porosos e adsorção da Universidade Federal da Paraíba com a vantagem de poder variar uma série de parâmetros, tais como: espessura do dessecante, velocidade de rotação, tipo de dessecante e tipo de isoterma de adsorção. O que não seria possível de realizar com os softwares desenvolvidos pelos fabricantes de tais rotores que só variam as condições de entradas de processo e regeneração através das temperaturas, umidades absolutas, vazões mássicas ou vazões volumétricas.

No sistema dessecante com dois rotores observou-se claramente que o desempenho do sistema depende do desempenho individual de cada componente do sistema. Isso foi comprovado na simulação do sistema testado, Ruivo *et al.* (2004), pois sem prescrever a efetividade para o rotor sensível foi obtido um valor de 80 % resultando num COP de 0,45 e prescrevendo a efetividade do rotor sensível a um valor de 75 % foi obtido um COP de 0,36.

REFERÊNCIAS

- CAMARGO, J.R. e EBINUMA, C. D., 2005, **An Evaporative and Desiccant Cooling System for Air Conditioning in Humid Climates**, J. of the Braz. Soc. Of Mech. Sci. & Eng., v. 27, n. 3, pp. 243-247.
- CHAROENSUPAYA, D. e WOREK, W.M., 1988, **Parametric study of an open-cycle adiabatic, desiccant cooling**, *Energy*, v. 13, n. 9, pp. 739-747.
- GURGEL, J. M., 1994, **Caracterização de um Sistema de Condicionamento de Ar por adsorção Sólida em Ciclo Aberto Regenerado por Energia Solar**, In: *V Encontro Nacional de Ciências Térmicas – ABCM*, São Paulo.
- JURINAK, J.J.; MITCHELL, J.W. e BEKMAN, W.A, 1984, **Open cycle desiccant air conditioning as an alternative to vapor compression cooling in residential applications**. Trans. ASME, *Journal of Solar Energy Engineering*, v. 10, pp. 252-260.
- KODAMA A., ANDOU, K, OHKURA, M., GOTO, M. e HIROSE, T., 2003, **Process Configurations and Their Performance Estimations of an Adsorptive Desiccant Cooling Cycle for Use in a Damp Climate**, *Journal of Chemical Engineering of Japan*, v. 36, n. 7, pp. 819-826.
- LIMA A. G, SILVA JUNIOR, J. e., MARCONDES, F. e GURGEL, J. M., 2002, **Ar condicionado dessecante para clima úmido**, In: *IX Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas - ENCIT 2002*, Caxambu - MG, CD-ROM do ENCIT 2002 – Paper CIT02-0608.
- MEDEIROS, J. M.; **Modelagem e Simulação de Sistemas de Condicionamento de Ar com Rotores Dessecantes**, 2007. 162 p. Tese (doutorado em Engenharia), Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, Brasil, 2007.
- NÓBREGA, C. E. e BRUM, N. C. L. 2006, **Mathematical Modeling of adiabatic adsorption**, Proceeding of the 11th Brazilian Congresso f Thermal Sciences and Engineering, ENCIT 2006, UFPR, Curitiba, PR, Brasil – paper CIT 06-1014.
- 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.
- SIMONSON, C. J., **Heat and Moisture Transfer in Energy Wheels**, 1998. Ph.D. thesis in mechanical engineering, University of Saskatchewan, Canada, 1998.
- WURM, J., KOSAR, D. E CLEMENS, T., 2002, **Solid desiccant technology review**, *Bulletin of the International Institute of Refrigeration*, v. 3, pp. 3-31.