

## MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE PAINÉIS EVAPORATIVOS DIRETOS

### Wagner P. de Castro

Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade de Brasília  
Campus Universitário Darcy Ribeiro, Faculdade de Tecnologia–70910900–Brasília,DF– Brasil  
[wpcastro@unb.br](mailto:wpcastro@unb.br)

### João M. D. Pimenta

Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade de Brasília  
Campus Universitário Darcy Ribeiro, Faculdade de Tecnologia–70910900–Brasília,DF– Brasil  
[pimenta@enm.unb.br](mailto:pimenta@enm.unb.br)

**Resumo.** *O resfriamento evaporativo é um método simples e prático de climatização de ambientes, especialmente usado nas regiões mais áridas do mundo. Em muitos casos, se mostra uma tecnologia econômica, de baixo custo de energia e livre de poluição, quando comparada aos sistemas convencionais de climatização. O presente artigo trata de uma abordagem teórica dos princípios básicos de funcionamento de um sistema de resfriamento evaporativo direto por painéis de contato utilizado para conforto térmico. O modelamento matemático para transferência de calor e massa no resfriamento evaporativo é apresentado. Fazendo uso de correlações empíricas obtidas na literatura para os coeficientes de transferências de calor e massa em painéis evaporativos comerciais, foi possível realizar simulações dos mesmos, em diferentes condições do ar. Resultados como efetividade e queda de pressão nos painéis foram calculados e comparados com os dados do fabricante do mesmo tipo de painel empregado, para efeito de validação do modelamento matemático apresentado.*

*Palavras chave:* Resfriamento Evaporativo, Conforto Térmico, Simulação, Modelagem.

### 1. Introdução

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 (Pimenta e Castro, 2003). Existem dois tipos de resfriamento evaporativo: direto e indireto. No direto, o ar é resfriado e umidificado adiabaticamente ao entrar em contato com uma superfície úmida apropriada (painel evaporativo ou meio úmido), onde a água está evaporando. A superfície úmida também pode ser substituída por jatos de gotículas de água dentro de corrente de ar. No tipo indireto, o ar se mantém separado do processo de evaporação da água, transferindo apenas calor sensível para uma corrente de ar secundária.

Nas últimas décadas, a crescente crise de energia e os problemas ambientais causados pelos refrigerantes sintéticos como os CFC (cloro flúor carbonetos) usados em sistemas de climatização convencionais, têm aumentado a importância do resfriamento evaporativo como alternativa de climatização de ambientes, bem como para o resfriamento do ar em ciclos de geração de potência, além de outros processos. Sistemas de condicionamento do ar baseados no processo de resfriamento evaporativo constituem uma alternativa de baixo consumo de energia e livre de poluição, adequada a aplicações tais como: manutenção de conforto térmico em grandes espaços, umidificação industrial, resfriamento do ar para turbinas a gás, estufas agrícolas e galpões de granjas.

Além disso, tais sistemas trabalham com renovação total do ar, o que elimina a recirculação e a proliferação de fungos e bactérias, problema comum nos aparelhos de ar condicionado usuais. Mas a principal característica do resfriamento evaporativo é que sua eficiência aumenta quanto mais quente e seco for o ar, sendo assim especialmente adequados para regiões de clima quente e seco.

Com base nesses aspectos, foram realizados muitos estudos a cerca do desenvolvimento de sistemas de resfriamento evaporativo, seja de cunho teórico, experimental ou aplicado. Maclaine-cross e Banks (1981) propuseram uma teoria para correlacionar os coeficientes de transferência de superfícies seca e úmida. Com tal teoria foi possível determinar o desempenho de um trocador de calor de superfície úmida e compará-lo com o resultados experimentais. Dowdy e Karabash (1987) obtiveram experimentalmente os coeficientes de transferência de calor e massa para o processo de resfriamento evaporativo direto através de vários tamanhos de painéis evaporativos de celulose impregnados, o que possibilitou um maior detalhamento no método de dimensionamento de equipamentos evaporativos. Dai e Sumathy (2002) analisaram teoricamente um resfriador evaporativo direto, usando como meio úmido papel tipo colméia, mostrando que painéis evaporativos com essas características são mais compactos em tamanho e peso e podem suprir as necessidades de resfriamento e umidificação desejados. Liao e Chiu (2002) desenvolveram um túnel de vento compacto para simular sistemas de resfriamento evaporativo e testar painéis evaporativos fabricados por materiais alternativos. O desempenho de resfriamento evaporativo em termos da

efetividade e queda de pressão foram determinados para painéis a base de esponja de PVC, áspera e fina, de espessuras 50, 100 e 150 mm. Verificou-se que o painel feito em esponja de PVC áspera apresentou uma efetividade variando entre 81 a 85% aprox., para condições de operação estabelecidas, enquanto que o painel em esponja de PVC fina apresentou efetividade entre de 76 e 91%. Camargo e Ebinuma (2002) apresentaram um modelo matemático do resfriamento evaporativo direto e indireto com base na transferência de calor e massa entre o ar e água, sob certas hipóteses de simplificação. Assim, foi possível chegar a relações entre as principais grandezas envolvidas no resfriamento evaporativo, que podem ser usadas na simulação do processo em busca de uma otimização para o projeto. Castro e Pimenta (2004) realizaram uma abordagem teórica a cerca dos princípios de funcionamento de um sistema de resfriamento evaporativo direto por painéis de contato, apresentando uma modelagem matemática da transferência de calor e massa em painéis evaporativos, além de um modelo para cálculo da queda de pressão em um painel comercial de celulose. Simulações computacionais da efetividade e queda de pressão para o painel comercial de celulose foram realizadas e comparadas com dados do fabricante, para efeito de validação do modelo apresentado.

A proposta desse artigo é apresentar uma modelagem matemática da transferência de calor e massa global para o resfriamento evaporativo direto em painéis de contato, através da aplicação do princípio da conservação de massa e energia, e validá-la através de simulações e comparação com os dados de um painel evaporativo comercial. Também é apresentado um modelo para cálculo da queda de pressão, por ajuste de curva, a partir de dados do fabricante de um tipo de painel comercial. Simulações da queda de pressão são realizadas utilizando o modelo apresentado e os resultados comparados com resultados obtidos na literatura.

## 2. Processo de resfriamento evaporativo direto

O processo de resfriamento evaporativo direto trabalha essencialmente com a conversão de calor sensível em calor latente. A corrente de ar (mistura ar seco e vapor de água) é resfriada por evaporação da água para o ar. A adição de vapor d'água aumenta o calor latente e a umidade relativa do ar. Considerando as perdas de calor para o ambiente desprezíveis, o processo pode ser considerado adiabático e, dessa forma o aumento do calor latente é compensado por uma redução do calor sensível e conseqüente diminuição da temperatura de bulbo seco do ar.

A Figura 1 mostra um sistema de resfriamento evaporativo direto. Tal sistema consiste basicamente de um painel evaporativo, bomba de água, recipiente, ventilador e borrifador.

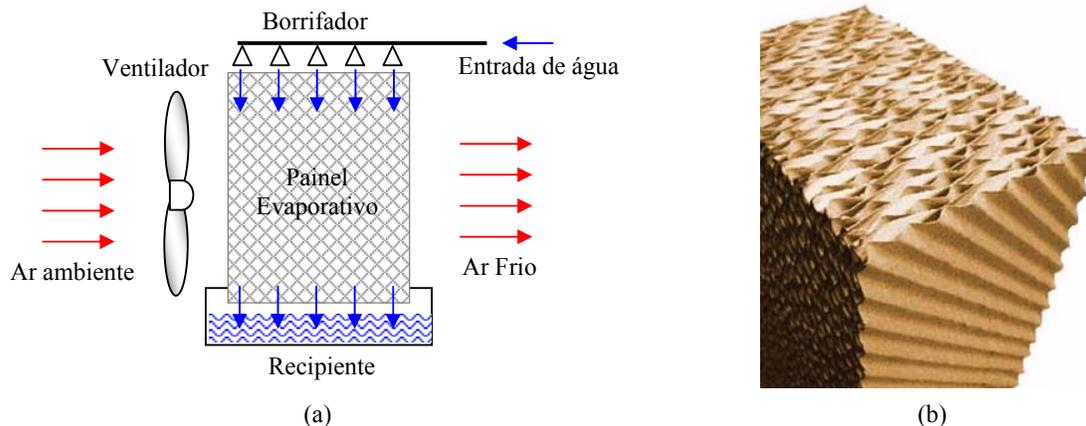


Figura 1. O painel de resfriamento evaporativo direto: (a) representação esquemática. (b) Modelo de um painel evaporativo comercial de celulose (cortesia Munters™).

Com o sistema em funcionamento, a água é borrifada da parte superior do sistema a fim de criar uma película de água em queda por gravidade sobre a superfície do painel. Por ação do ventilador, uma corrente de ar passa através do painel úmido, tornando-se mais frio e úmido devido à transferência de calor e massa entre a película de água e o ar. No fim do processo, o ar sai do painel com sua temperatura de bulbo seco menor e umidade relativa maior, enquanto que a água é coletada em um recipiente localizado na parte inferior, sendo recirculada continuamente por meio de uma bomba de água. Portanto a temperatura da água é próxima da temperatura de bulbo úmido ambiente.

## 3. Modelo matemático

O modelo matemático apresentado tem com objetivo quantificar alguns parâmetros de sistemas resfriamento evaporativo por painéis de contato, como efetividade de resfriamento e queda de pressão. Para isso a modelagem da transferência de calor e massa é baseada em um balanço de massa e energia na corrente de ar que atravessa o painel úmido. Por outro lado, a análise da queda de pressão considera uma modelagem semi-empírica com base num ajuste para dados previamente disponíveis, como por exemplo, de catálogos de fabricantes.

Para simplificar a análise da transferência de calor e massa, algumas considerações foram feitas: (1) o ar seco e vapor de água têm comportamento de gás ideal; (2) o ar é uma mistura de dois gases (ar seco e vapor de água); (3) as perdas de calor para o ambiente são desprezíveis, i.e., o processo é adiabático; (4) processo se dá em regime permanente; (5) as variações de energia cinética e potencial são negligenciáveis; (6) a água do sistema é continuamente recirculada e daí sua temperatura é considerada próxima da temperatura de bulbo úmido do ar ambiente.

### 3.1 Balanço de massa e energia

A Figura 2a ilustra o caminho seguido pelo ar e água em um sistema de resfriamento evaporativo por painel de contato.

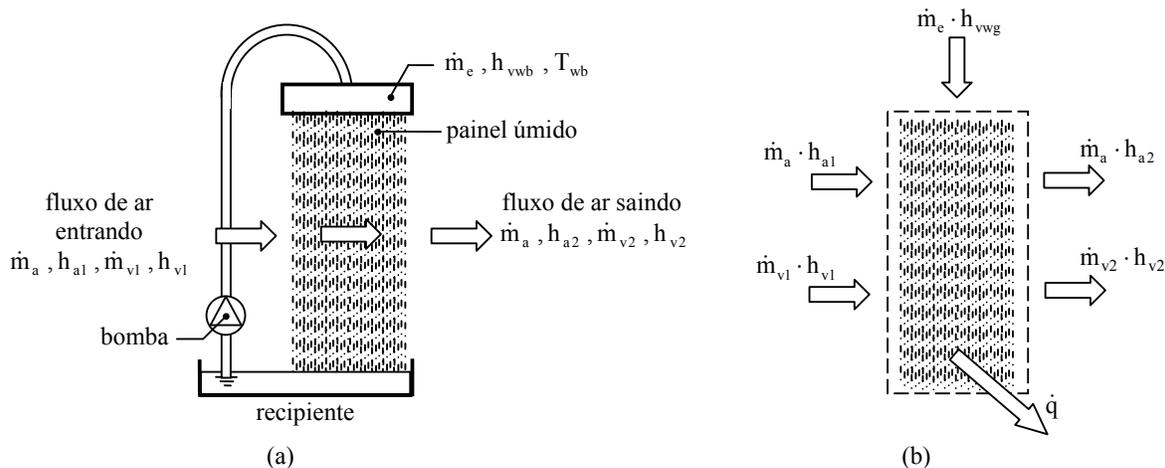


Figura 2. Ilustração esquemática do painel evaporativo com um sistema de circulação de água (a) e o balanço de energia em um volume de controle envolvendo o ar no painel (b).

Levando-se em conta as considerações feitas, a aplicação da 1ª lei da termodinâmica ao ar que atravessa o painel (Fig. 2b) nos fornece,

$$-\dot{q} + \dot{m}_a \cdot h_{a1} + \dot{m}_{v1} \cdot h_{v1} + \dot{m}_e \cdot h_{vwb} = \dot{m}_a \cdot h_{a2} + \dot{m}_{v2} \cdot h_{v2} \quad (1)$$

onde,

$\dot{q}$	taxa de transferência de calor, W
$\dot{m}_a$	vazão mássica de ar seco, kg/s
$\dot{m}_{v1}$ e $\dot{m}_{v2}$	vazões mássicas de vapor de água do ar na entrada e saída do painel, respect., kg/s
$\dot{m}_e$	vazão mássica de vapor de água evaporado, kg/s
$h_{a1}$ e $h_{a2}$	entalpia do ar seco na entrada e na saída do painel, respect., J/kg de ar seco
$h_{vwb}$	entalpia do vapor de água na temperatura de bulbo úmido, J/kg de ar seco
$h_{v1}$ e $h_{v2}$	entalpia do vapor de água na entrada e na saída do painel, respect., J/kg de ar seco

Para o balanço de massa na corrente de ar, temos,

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{v2} - \dot{m}_{v1} \quad (2)$$

Dividindo a Eq. 2 por  $\dot{m}_a$  obtem-se,

$$\dot{m}_e = \dot{m}_a \cdot (w_2 - w_1) \quad (3)$$

onde  $w_1$  e  $w_2$  são as umidades absoluta do ar na entrada e saída do painel, respectivamente. Substituindo a Eq. 3 na Eq. 1 chega-se a,

$$\dot{q} = \dot{m}_a \cdot (h_{a1} - h_{a2}) + \dot{m}_a \cdot (w_1 \cdot h_{v1} - w_2 \cdot h_{v2}) + \dot{m}_a \cdot (w_2 - w_1) \cdot h_{vwb} \quad (4)$$

Considerando que a entalpia do vapor de água no ar se encontra no estado saturado (Stoecker e Jones, 1985),

$$\dot{q} = \dot{m}_a \cdot (c p_a \cdot (T_1 - T_2) + w_1 \cdot (h_{g1} - h_{gwb}) - w_2 \cdot (h_{g2} - h_{gwb})) \quad (5)$$

onde  $T_1$  e  $T_2$  são as temperaturas na entrada e saída do painel, em K, respectivamente, enquanto que  $h_{gwb}$  é entalpia do vapor de água saturado na temperatura de bulbo úmido,  $h_{g1}$  é a entalpia do vapor de água saturado na entrada e  $h_{g2}$  a entalpia na saída do painel, expressas em J/kg de ar seco, sendo  $c p_a$  o calor específico do ar seco (J/kgK).

Desde que a entalpia e umidade absoluta na Eq. 5 podem ser representadas como funções das respectivas temperaturas e como as condições de entrada do ar e vazão mássica são conhecidas, a taxa de transferência de calor é dependente apenas da temperatura do ar na saída do painel.

### 3.2 Taxas de transferência de calor e massa

Como o resfriamento evaporativo por painéis de contato trata-se fundamentalmente de um trocador de calor de superfície úmida em corrente cruzada, uma análise baseada na teoria sobre trocadores de calor é aplicada considerando-se diferenças médias logarítmicas de temperatura e massa específica (Fig. 3) como no método da LMTD (*Log Mean Difference Temperature*).

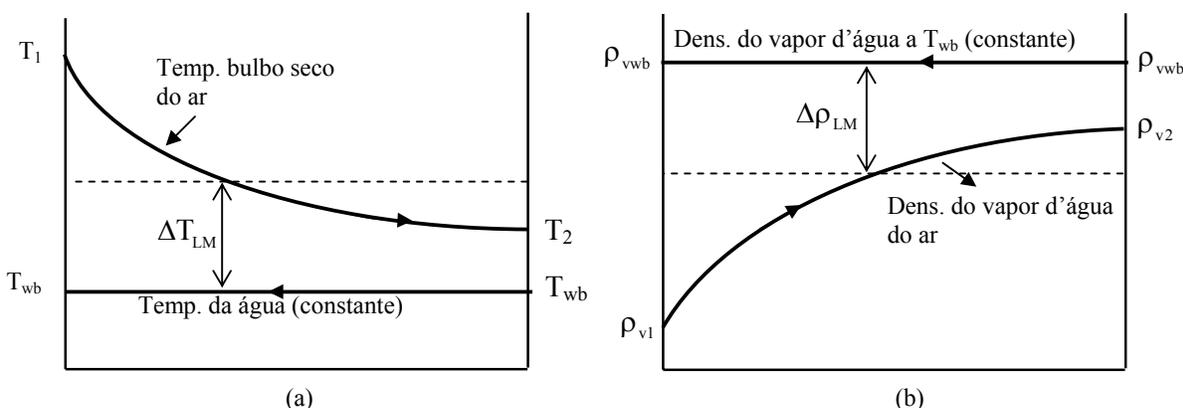


Figura 3. Interação entre o ar e água na transferência de calor (a) e massa (b).

Com base no esquema ilustrado na Fig. 3a, a taxa de transferência de calor entre o ar e a água no processo de resfriamento evaporativo direto, pode ser dada por,

$$\dot{q} = h_H \cdot A_S \cdot \Delta T_{LM} \quad (6)$$

onde  $h_H$  representa o coeficiente de transferência de calor, em W/mK,  $A_S$  é área da superfície úmida do painel em  $m^2$ , e  $\Delta T_{LM}$  é a média logarítmica das diferenças de temperaturas entre o ar e a superfície úmida, em K, dada por,

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_2 - T_1)}{\ln[(T_2 - T_{wb}) / (T_1 - T_{wb})]} \quad (7)$$

Substituindo a Eq. 7 na Eq. 6 e rearranjando termos, chega-se à relação,

$$1 - \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{wb}} = \exp\left(-\frac{h_H \cdot A_S \cdot (T_1 - T_2)}{\dot{q}}\right) \quad (8)$$

onde o termo  $(T_1 - T_2) / (T_1 - T_{wb})$  é a efetividade do sistema de resfriamento evaporativo direto, isto é,

$$\varepsilon = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{wb}} \quad (9)$$

então,

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\frac{h_H \cdot A_S \cdot (T_1 - T_2)}{\dot{q}}\right) \quad (10)$$

Analisando a Eq. 10 nota-se que uma efetividade de 100% corresponde a uma temperatura de saída do ar igual à temperatura de bulbo úmido. A Eq. 10, por sua vez, mostra que tal efetividade limite requer uma combinação de uma grande área de superfície com um elevado coeficiente de transferência de calor e baixa transferência de calor ou vazão mássica de ar seco.

Considerando agora a a Fig. 3b, a taxa de transferência de massa na forma de vapor de água, é dada por,

$$\dot{m}_e = h_M \cdot A_S \cdot \Delta\rho_{LM} \quad (11)$$

onde  $h_M$  é o coeficiente de transferência de massa, em m/s, e  $\Delta\rho_{LM}$  é média logarítmica das diferenças de massa específicas do vapor de água presente no ar, sendo dada por,

$$\Delta\rho_{LM} = \frac{(\rho_{v2} - \rho_{v1})}{\ln\left[\frac{(\rho_{v2} - \rho_{vwb})}{(\rho_{v1} - \rho_{vwb})}\right]} \quad (12)$$

onde  $\rho_1$ ,  $\rho_2$  e  $\rho_{vwb}$  são, respectivamente, as massa específicas do vapor de água na entrada e saída do painel e a massa específica do vapor de água na temperatura de bulbo úmido do ar, expressas em kg/m<sup>3</sup>.

Os coeficientes de transferência de calor e massa para o painel de celulose foram calculados a partir das correlações apresentadas por Dowdy e Karabash (1987),

$$Nu = 0,10 \cdot \left(\frac{L_e}{L}\right)^{0,12} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \quad (13)$$

e

$$Sh = 0,08 \cdot \left(\frac{L_e}{L}\right)^{0,12} \cdot Re^{0,8} \cdot Sc^{1/3} \quad (14)$$

onde  $Nu$  e  $Sh$  são os números de Nusselt e Sherwood, respectivamente,  $L$  é a espessura do painel e  $L_e$  é o comprimento característico, em m, dado por,

$$L_e = \frac{V}{A_S} \quad (15)$$

sendo  $V$  o volume ocupado pelo painel de celulose, em m<sup>3</sup>.

### 3.3 Queda de pressão

Ao entrar no painel de contato o escoamento sofre contração devido a uma mudança de área. Através do painel, o ar sofre fricção nas paredes, além de poder sofrer contrações e expansões sucessivas durante a passagem pela estrutura em colméia. Por fim, na saída do painel, o ar sofre uma expansão devido a uma mudança de área. Tais efeitos resultam numa perda de pressão total do ar úmido que no presente trabalho é representada por um modelo semi-empírico baseado na dependência existente com a pressão dinâmica do escoamento, como dado por,

$$\Delta P = C \cdot \frac{\rho U^2}{2} \quad (16)$$

a qual, de forma mais simples, pode ser representada como função unicamente da velocidade como,

$$\Delta P = C_o \cdot U^2 \quad (17)$$

onde  $\Delta P$  é a queda de pressão entre a entrada e a saída do painel, em Pa,  $U$  é a velocidade do ar através do painel em m/s, e  $C$  e  $C_o$  representam parâmetros constantes, característicos de cada painel de contato, a ser identificado por ajuste a dados disponíveis acerca da dependência de  $\Delta P$  com  $U$ , para um dado painel evaporativo comercial de celulose.

A partir de dados disponíveis do catálogo do fabricante para a variação da queda de pressão em painéis comerciais, pode-se então obter a constante  $C_o$  para diferentes espessuras de painéis. Observa-se então que a constante  $C_o$  varia diretamente com a espessura dos painéis, permitindo então representar a Eq. (17) como,

$$\Delta P = \zeta \cdot L \cdot U^2 \quad (18)$$

onde  $\zeta$  é um parâmetro constante que depende da natureza do painel evaporativo analisado.

#### 4. Identificação de parâmetros e simulação

Como uma forma de validação preliminar do modelo matemático apresentado, foram realizadas simulações do sistema de resfriamento evaporativo direto para um painel de contato comercial. Escolheu-se um painel de celulose corrugado com  $30 \times 30 \text{ cm}^2$  de seção reta, capaz de propiciar cerca de  $450 \text{ m}^2$  de superfície úmida de contato por  $\text{m}^3$  de painel (Dowdy e Karabash, 1987). Espessuras do painel evaporativo de 30, 20, 15 e 10 cm foram consideradas.

As condições de entrada do ar na mídia de contato foram fixadas em  $25 \text{ }^\circ\text{C}$  e 50 % para temperatura de bulbo seco e umidade relativa, respectivamente. A temperatura da água foi admitida constante e igual a  $17,9 \text{ }^\circ\text{C}$ . A velocidade do ar através do painel foi variada de 0,5 a 3,5 m/s. Considerou-se uma pressão atmosférica local de 101,325 kPa. As propriedades termofísicas do ar seco e vapor de água foram determinados na temperatura média.

Para o cálculo da perda, os dados do fabricante para queda de pressão em função da velocidade do ar para as espessuras do painel mencionadas, foram usados para determinação do coeficiente  $\zeta$  da Eq. 18, obtendo-se um coeficiente de 0,273.

As simulações computacionais foram realizadas através do programa EES (F-Chart, 2001), versão 6.407, utilizando-se o modelo apresentado para obtenção curvas características de efetividade de resfriamento e queda de pressão em função da velocidade do ar para painéis de diferentes espessuras.

#### 5. Resultados e discussões

A Figura 4 mostra o efeito da velocidade do ar na efetividade de resfriamento dos painéis de celulose, comparando dados obtidos do fabricante do painel e os resultados encontrados da simulação com o modelo de transferência de calor e massa adotados. É possível observar uma concordância dos resultados obtidos da simulação com os dados do fabricante, já que a maior diferença percentual encontrada foi de cerca de 4 %, para a simulação do painel de 10 cm de espessura. Nota-se também que à medida que a velocidade do ar aumenta sua influência sobre a efetividade de resfriamento vai diminuindo.

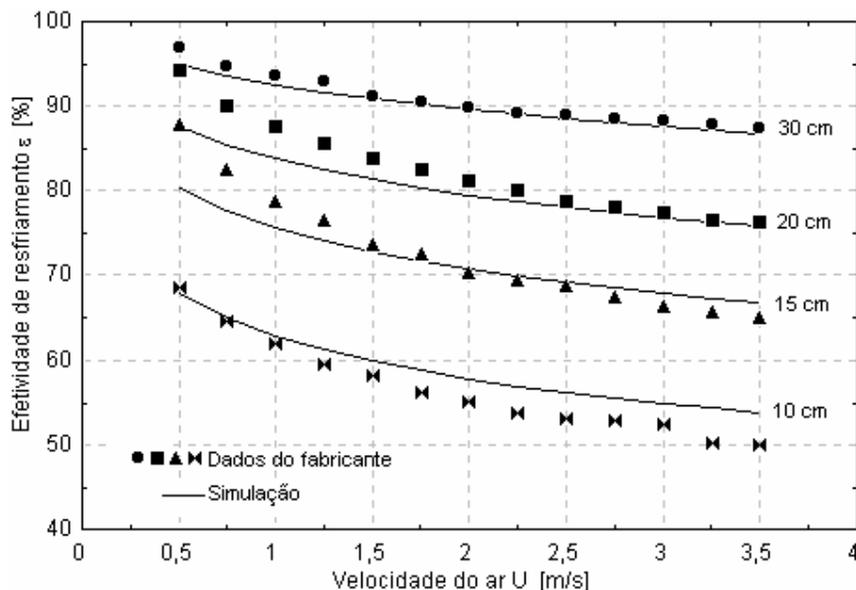


Figura 4. Efetividade de resfriamento versus velocidade do ar.

A Figura 5 confronta a efetividade calculada por meio do modelo adotado e a efetividade do fabricante. Nota-se que a efetividade calculada para um painel de 30 cm de espessura apresenta maior concordância com os dados do

fabricante, pois a maioria dos pontos se encontram próximos à linha bissetriz de igualdade das efetividades calculada e do fabricante.

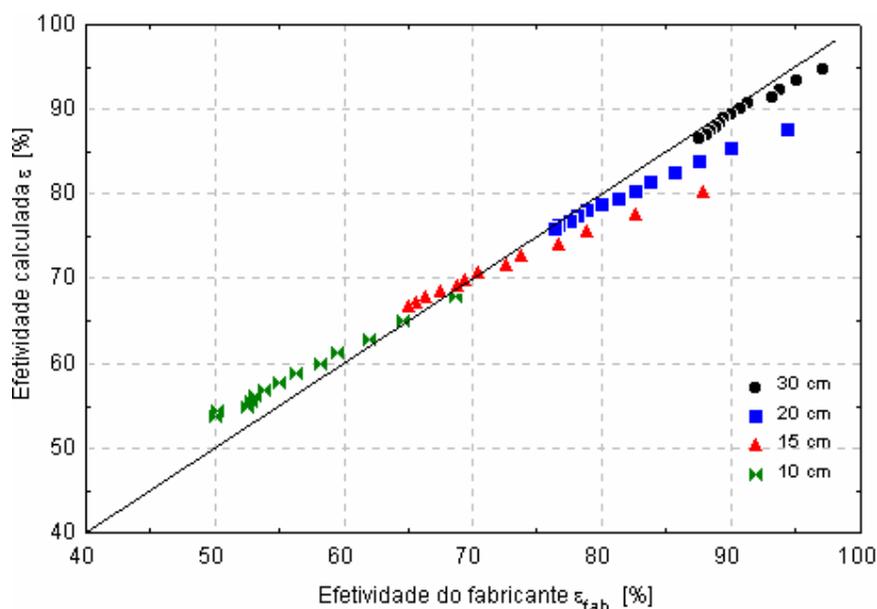


Figura 5. Desvio da efetividade calculada pelo modelo em relação à efetividade do fabricante.

A Figura 6 fornece a queda de pressão no painel em função da velocidade do ar, para diferentes espessuras do painel de celulose. Como esperado, à medida que a vazão de ar através do painel aumenta a queda de pressão se eleva. Nota-se também que os resultados obtidos nas simulações da queda de pressão pelo ajuste semi-empírico estão em acordo com os dados do fabricante.

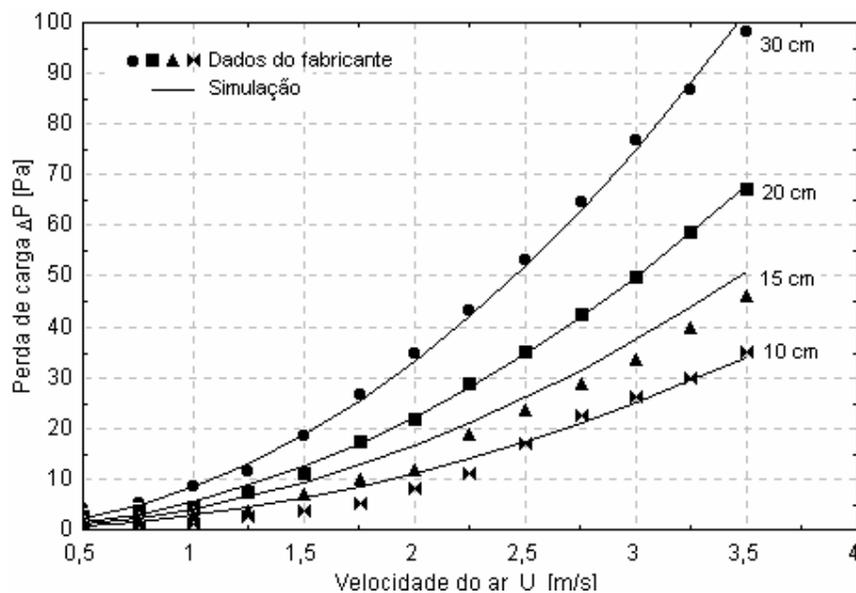


Figura 6. Queda de pressão versus velocidade do ar.

A Figura 7 confronta a queda de pressão calculada por meio do modelo de ajuste semi-empírico adotado e a queda de pressão do fabricante. O comportamento da queda de pressão quanto à concordância com os dados do fabricante se assemelha da efetividade. Nota-se que a queda de pressão calculada através do modelo semi-empírico cada vez se aproxima mais dos dados do fabricante à medida que a espessura do painel é aumentada.

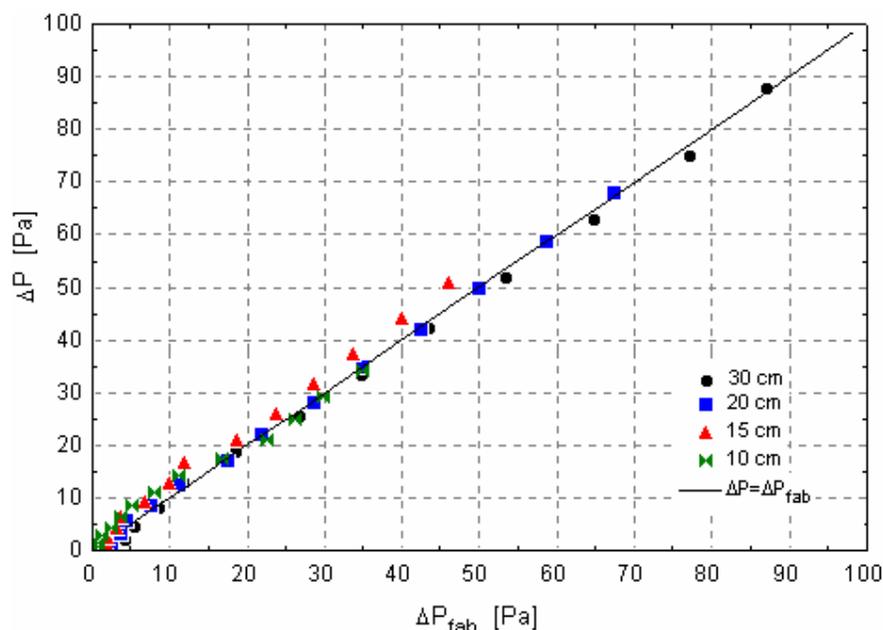


Figura 7. Desvio da queda de pressão calculada pelo modelo semi-empírico em relação à do fabricante.

A Figura 8 apresenta uma comparação da queda de pressão simulada com o modelo semi-empírico com o modelo apresentado por Castro e Pimenta (2004), tomando como base os dados do fabricante do painel de celulose. Nota-se que o modelo semi-empírico apresentado neste trabalho traduz melhor o comportamento da queda de pressão no painel variando com a velocidade de face do ar, do que o modelo anterior.

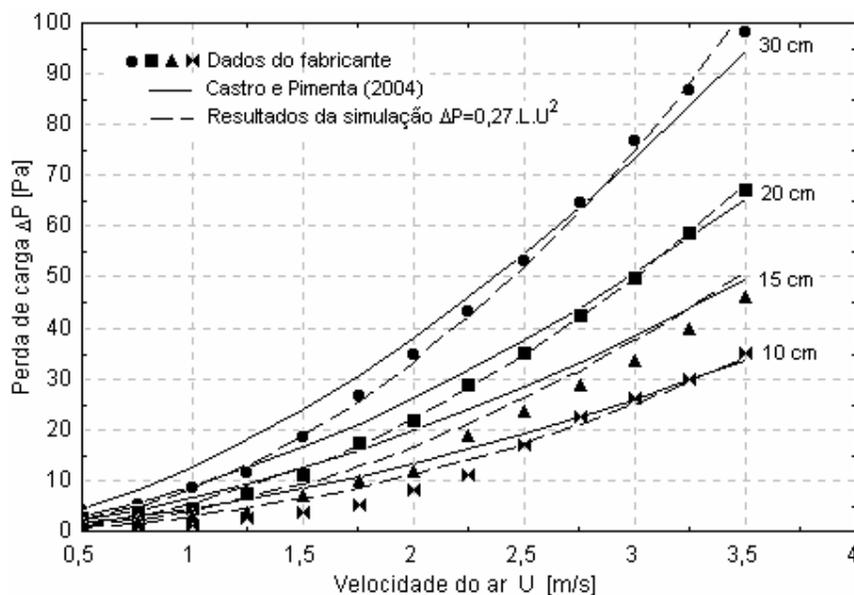


Figura 8. Comparação dos modelos de cálculo da queda de pressão pelo ajuste semi-empírico e pelo modelo apresentado por Castro e Pimenta (2004), em relação aos dados do fabricante.

## 6. Conclusões

Este artigo apresentou um modelo matemático da transferência de calor e massa para sistemas de resfriamento evaporativo direto por painéis de contato, o qual foi obtido através da aplicação de um balanço global de massa e energia em um volume de controle envolvendo a corrente de ar úmido que atravessa o painel. Também foi feita uma análise da transferência de calor e massa entre o ar e a água utilizando o método LMTD.

A aplicação do modelo matemático a um sistema de resfriamento evaporativo direto por painéis comerciais de celulose foi realizada através de simulações computacionais. Estabelecendo alguns parâmetros térmicos e geométricos

do painel e definindo as condições de entrada do ar, foi possível determinar a efetividade de resfriamento do sistema e compará-la com os dados do fabricante. Observou-se uma boa concordância entre os resultados obtidos com as simulações e os dados do fabricante, o que validou o modelo de transferência de calor e massa adotado.

Uma estimativa da queda de pressão no painel evaporativo de celulose também foi calculada. Para isso utilizou-se um modelo semi-empírico a partir dos dados do fabricante. Assim foi possível simular o painel para diferentes velocidades do ar com as curvas de aproximação obtidas. O resultados foram comparados com o modelo de cálculo de queda de pressão em painéis de celulose apresentado por Castro e Pimenta (2004), mostrando uma maior concordância com os dados do fabricante.

Para trabalhos futuros, pretende-se montar uma bancada experimental de testes de painéis de contato e utilizar o modelo matemático apresentado em conjunto com os dados a serem obtidos experimentalmente para levantamento de características térmicas dos painéis, como os coeficientes de transferência de calor e massa.

## 7. Referências

- Camargo, J.R. and Ebinuma, C.D., 2002, "A Mathematical Model for Direct and Indirect Evaporative Cooling Air Conditioning Systems", IX Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas - ENCIT, Caxambu – MG, Brazil, CIT02-0855.
- Castro, W.P. e Pimenta, J.M.D, "Modelagem da Transferência de Calor e Massa Para Simulações de Painéis Evaporativos Comerciais", Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, CONEM 2004, Belém, PA.
- Dai, Y.J. and Sumathy, K., 2002, "Theoretical Study on a Cross-flow Direct Evaporative Cooler Using Honeycomb Paper as Packing Material", Applied Thermal Engineering, Vol. 22, Elsevier Science Ltd., pp. 1417-1430.
- Dowdy, J.A. and Karabash, N.S., 1987, "Experimental Determination of Heat and Mass Transfer Coefficients in Rigid Impregnated Cellulose Evaporative Media", ASHRAE Transactions, part 2, Vol. 93, pp. 382-395.
- F-Chart Software, Engineering Equation Solver, Professional Version 6.407, 2001.
- Liao, C.M. and Chiu, K.H, 2002, "Wind Tunnel Modeling the System Performance of Alternative Evaporative Cooling Pads in Taiwan Region", Building and Environment, Vol. 37, Elsevier Science Ltd., pp. 177-187.
- Maclaine-cross, I.L. and Banks, P.J., 1981, "A General Theory of Wet Surface Heat Exchangers and its Application to Regenerative Evaporative Cooling", Journal of Heat Transfer, Vol. 103, pp. 579-285.
- Pimenta, J.M.D and Castro, W.P, 2003, "Analysis of Different Applications of Evaporative Cooling Systems", Proceedings of the 17th International Congress of Mechanical Engineering, COBEM 2003, São Paulo, SP.
- Stoecker, W.F. e Jones, J.W., 1985, "Refrigeração e Ar Condicionado", 1a edição brasileira, McGraw-Hill Ltda, São Paulo, p.p. 45-96.

## 8. Direitos autorais

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

### MODELING AND SIMULATION OF EVAPORATIVE PANELS

Wagner P. de Castro

Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade de Brasília

Campus Universitário Darcy Ribeiro, Faculdade de Tecnologia–70910900–Brasília, DF– Brasil

[wpcastro@unb.br](mailto:wpcastro@unb.br)

João M. D. Pimenta

Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade de Brasília

Campus Universitário Darcy Ribeiro, Faculdade de Tecnologia–70910900–Brasília, DF– Brasil

[pimenta@enm.unb.br](mailto:pimenta@enm.unb.br)

### Abstract

Evaporative cooling is a simple and practical method for ambient conditioning, specially in arid regions of the world. When its application is feasible, evaporative cooling leads to a low energy consumption and environmental friendly solution, when compared with other conventional conditioning systems. The present work presents a theoretical study concerning the basic operating principles of a direct evaporative cooling system using wet contact pads, for thermal comfort purposes. A mathematical model for evaporative heat and mass transfer is presented. By means of empirical correlations for heat and mass transfer coefficients, available from previous research works, it was possible to simulate the performance of commercial evaporative panels, under different inlet air conditions. Results like the effectiveness and pressure drop in the panels were calculated and compared with manufacturer data showing a good agreement and validating the mathematical model presented.

Keywords: Evaporative Cooling, Thermal Comfort, Simulation, Modeling