

MODELAGEM DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA PARA SIMULAÇÕES DE PAINÉIS EVAPORATIVOS COMERCIAIS

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

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

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. Um 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 perda de carga 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. Assim o ar é resfriado sem umidificação.

Nas últimas décadas, a crescente crise de energia e os problemas ambientais causados pelos condicionadores de ar convencionais têm aumentado a importância do resfriamento evaporativo do ar como alternativa de climatização de ambientes e como alternativa de resfriamento do ar para equipamentos de geração de energia. 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 bastante útil em regiões áridas.

Com base nesses aspectos, é que muitos estudos foram realizados 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 e aplicá-la ao resfriamento evaporativo regenerativo. 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. 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.

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 desenvolvido um modelo para cálculo da perda de carga para um tipo de painel comercial.

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 de água aumenta o calor latente do ar e sua umidade relativa. 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 Fig. (1) mostra um sistema de resfriamento evaporativo direto. Tal sistema consiste basicamente de um painel evaporativo, bomba de água, recipiente, ventilador e borrifador.

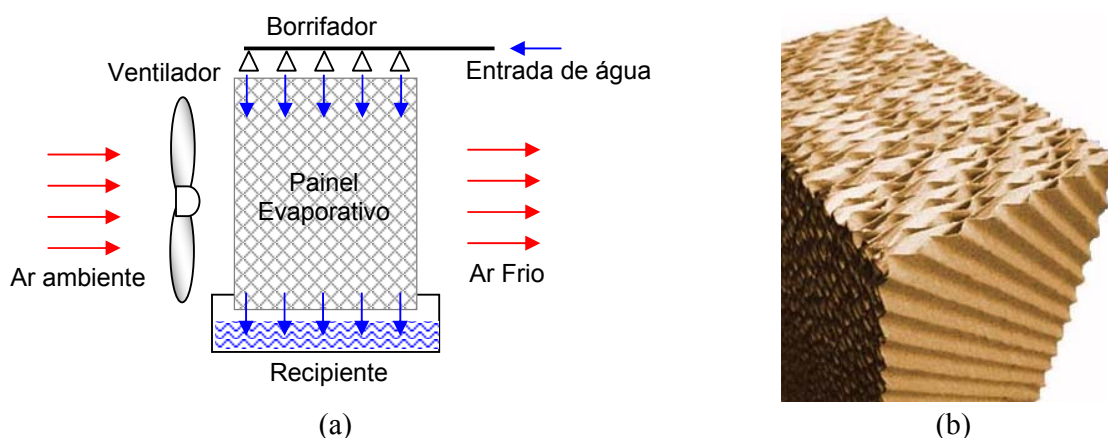


Figura 1. (a) Configuração de um sistema de resfriamento evaporativo por painel de contato. (b) Modelo de um painel evaporativo comercial de celulose (cortesia MuntersTM).

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 aonde vai se tornando mais frio e úmido devido à

transferência de calor e massa entre a película de água em queda e o ar. No fim do processo de resfriamento evaporativo, 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 parâmetros de desempenho para sistemas resfriamento evaporativo por painéis de contato, como efetividade de resfriamento e perda de carga. 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 molhado. Por outro lado, a análise da perda de carga considera efeitos de fricção devido ao escoamento e efeitos locais.

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) o processo se dá em regime permanente; (5) as variações de energia cinética e potencial são negligenciáveis; (6) a temperatura da 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 Fig. (2a) ilustra o caminho seguido pelo ar e água em um sistema de resfriamento evaporativo por painel de contato.

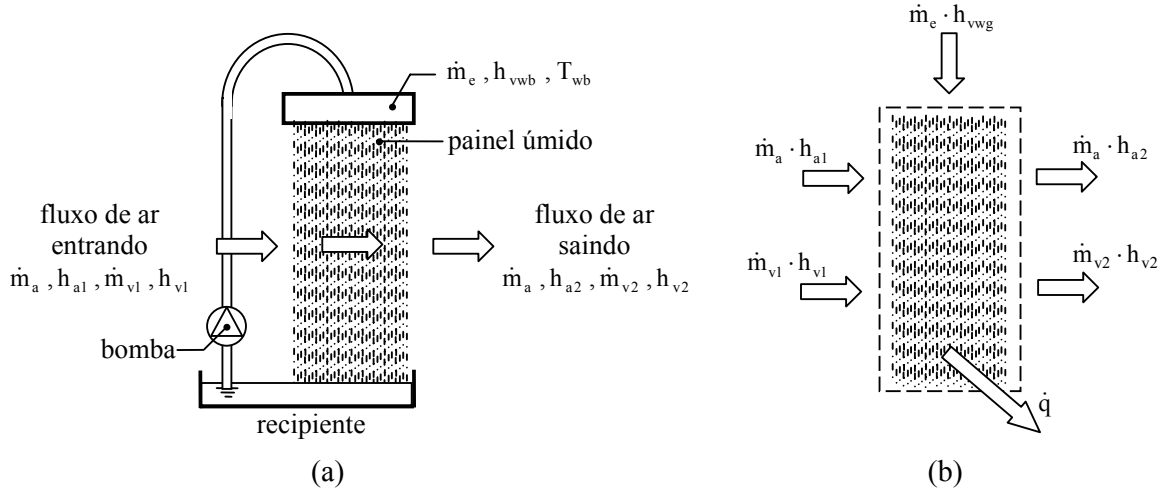


Figura 2. Ilustração esquemática do painel evaporativo com um sistema de circulação de água (a) e o balanço de energia em um volume de controle envolvendo o ar no painel (b).

Levando-se em conta as considerações feitas, a aplicação da 1ª lei da termodinâmica ao volume de controle para 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} é a taxa de transferência de calor, \dot{m}_a é a vazão mássica de ar seco, \dot{m}_{v1} e \dot{m}_{v2} são as vazões mássicas de vapor de água do ar na entrada e saída do painel, respectivamente, \dot{m}_e é a vazão mássica de vapor de água evaporado, h_{a1} é a entalpia do ar seco na entrada e h_{a2} a entalpia na

saída do painel, h_{vwb} é entalpia do vapor de água na temperatura de bulbo úmido, h_{v1} é a entalpia do vapor de água na entrada e h_{v2} a entalpia na saída do painel.

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), a Eq. (4) fica,

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

onde T_1 e T_2 são as temperaturas na entrada e saída do painel, 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. c_{p_a} é o calor específico do ar seco.

Desde que a entalpia e umidade absoluta na Eq. (5) podem escritos 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 Método da LMTD

Como o painel de resfriamento evaporativo por painéis de contato corresponde fundamentalmente a um trocador de calor de superfície úmida em corrente cruzada, uma análise da transferência de calor pelo método da LMTD (*Log Mean Temperature Difference*) pode ser realizada.

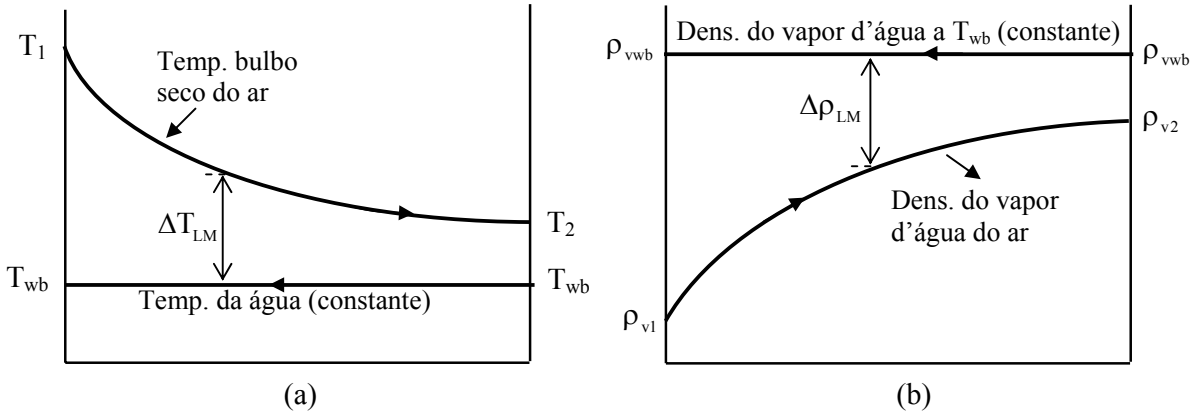


Figura 3. Interação entre o ar e água na transferência de calor (a) e massa (b).

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 é o coeficiente de transferência de calor, A_S é área da superfície úmida do painel e ΔT_{LM} é a média logarítmica das diferenças de temperaturas do ar,

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

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

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

A efetividade de um sistema de resfriamento evaporativo direto é definida como,

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

então,

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

Analisando a Eq. (9) nota-se que uma efetividade de 100% corresponde a uma temperatura de saída do ar igual à temperatura de bulbo úmido. A Eq. (10) mostra que tal efetividade requer uma combinação de uma grande área de superfície com um coeficiente de transferência de calor elevado e baixa transferência de calor ou vazão mássica de ar seco.

Por outro lado, de acordo com a Fig. (3b) a taxa de transferência de massa na forma de vapor de água, pode ser expressa pela seguinte equação,

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

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

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

onde ρ_1 , ρ_2 e ρ_{vwb} são, respectivamente, as densidades do vapor de água na entrada e saída do painel e a densidade do vapor de água na temperatura de bulbo úmido do ar.

3.3 Perda de Carga

O ar ao entrar no painel de contato sofre uma contração devido a uma mudança de área. Dentro do painel, o ar sofre fricção nas paredes, além de poder sofrer contrações e expansões durante a

passagem. Na saída do painel, o ar sofre uma expansão devido a uma mudança de área. Tais efeitos resultam numa queda de pressão durante sua passagem pelo painel úmido.

Kays e London (1964) apresentam uma fórmula para o cálculo da perda de carga em trocadores de calor compactos de placa aletados e regeneradores, que pode ser adotada para estimar a queda de pressão que o ar sofre ao atravessar um painel de contato. Assim temos,

$$\Delta P = \frac{G^2}{2\rho_1} \left[(1 - \sigma^2 + K_e) + f \frac{L}{r_h} \rho_1 v_m + 2 \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1 \right) - (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{\rho_1}{\rho_2} \right] \quad (13)$$

onde G é a fluxo de ar através do painel, ρ_1 e ρ_2 são as densidades do ar na entrada e saída do painel, respectivamente, v_m é o volume específico médio do ar, K_e e K_e são coeficientes de perda local na entrada e saída do painel, respectivamente, e f é o fator de perda por fricção, enquanto que σ uma propriedade geométrica do tipo de painel.

Nos painéis de celulose, seus canais de passagem do ar se assemelham a um regenerador compacto de passagem triangular. Assim, a propriedade geométrica σ pode ser definida como uma porosidade volumétrica de um trocador de calor do tipo regenerador (Rohsenow et al., 1985),

$$\sigma = \frac{D_h \cdot \beta}{2} \quad (14)$$

onde β é a razão entre a área da superfície de troca de calor e o volume ocupado pelo painel e D_h é o diâmetro hidráulico, expresso por,

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{P} \quad (15)$$

onde A e P correspondem à área da seção reta e perímetro de um canal por onde o ar escoar, respectivamente.

O fator de atrito pode ser calculado a partir da fórmula de Colebrook (Chen et al., 1991),

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1,74 - 2 \cdot \log \left(\frac{2 \cdot \xi}{D_h} + \frac{18,7}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (16)$$

onde ξ é a rugosidade da superfície e Re é o número de Reynolds.

4. SIMULAÇÃO

Como uma forma de validação preliminar do modelo matemático apresentado, foram realizadas simulações do sistema de resfriamento evaporativo direto usando um painel de contato comercial. Escolheu-se um painel de contato de celulose corrugado com 30x30 cm² de seção reta, capaz de providenciar cerca de 450 m² de superfície úmida de contato por m³ de painel (Dowdy e Karabash, 1987).

As condições de entrada do ar na mídia de contato foram fixadas em 25 °C e 50 % para temperatura de bulbo seco e umidade relativa, respectivamente. A temperatura da água foi admitida constante e igual a 17,9 °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.

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),

$$Nu = 0,10 \cdot \left(\frac{L_e}{L} \right)^{0,12} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \quad (17)$$

e

$$Sh = 0,08 \cdot \left(\frac{L_e}{L} \right)^{0,12} \cdot Re^{0,8} \cdot Sc^{1/3} \quad (18)$$

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, dado por,

$$L_e = \frac{V}{A_s} \quad (19)$$

onde V é o volume ocupado pelo painel de celulose.

Para os cálculos de perda de carga, uma rugosidade equivalente de 0,03 mm para a superfície do painel de celulose, foi assumida. As perdas de carga na entrada e saída foram estimadas graficamente com base na porosidade geométrica (Kays e London, 1964), encontrando os valores de -0,15 e 0,65, respectivamente.

As simulações computacionais foram realizadas para espessuras de painel de 30, 20, 15 e 10 cm. Assim foi possível obter as curvas características de efetividade resfriamento e perda de carga em função da velocidade do ar para painéis de diferentes espessuras.

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A Fig. (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.

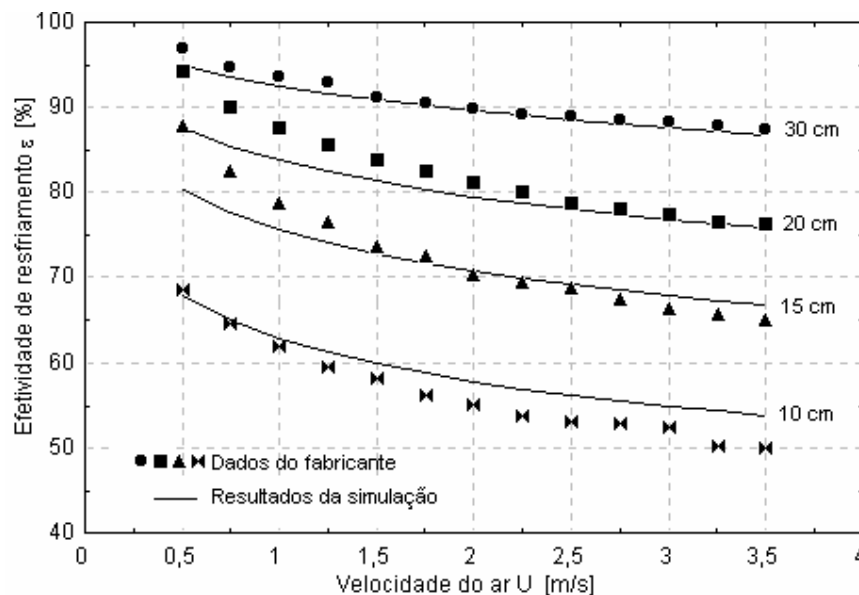


Figura 4. Efetividade de resfriamento versus velocidade do ar

A Fig. (5) fornece a perda de carga 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 perda de carga se eleva. Nota-se também que os resultados obtidos nas simulações da perda de carga estão em acordo com o dados do fabricante. Além disso, quanto maior a velocidade do ar, maior a correspondência entre o resultados teóricos simulados e os dados do fabricante.

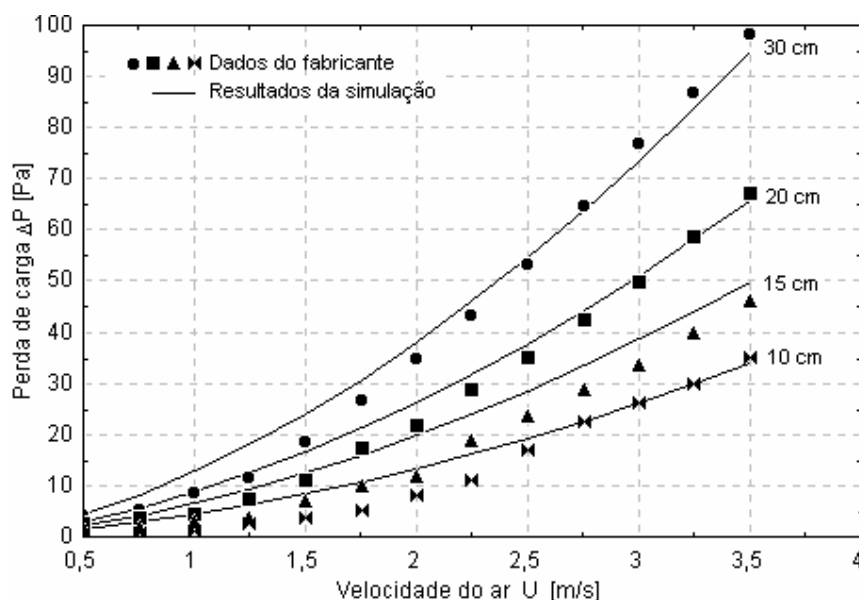


Figura 5. Perda de Carga *versus* velocidade do ar.

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 perda de carga no painel evaporativo de celulose também foi calculada. Para isso empregou-se a equação de perda de carga em trocadores de calor compactos de placa-aletada e regeneradores, apresentada por Kays e London (1964). A analogia feita permitiu obter resultados satisfatórios ao compararmos a perda de carga calculada com os dados do fabricante do painel.

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

7. REFERÊNCIAS

Chen, P.L., Qin, H.M., Huang, Y.J. and Wu, H.F, 1994, “A Heat and Mass Transfer Model for Thermal and Hydraulic Calculations of Indirect Evaporative Cooler Performance”, ASHRAE Transactions, v. 97, part 2, pp. 852-865.

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.

Kays, W.M. and London, A.L., 1964, “Compact Heat Exchangers”, 2d ed., Ed. MacGraw-Hill, New York.

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, EPTUSP/IPT, São Paulo, SP.

Rohsenow, W.M., Hartnett, J.P. and Ganic, E.N., 1985, “Handbook of Heat Transfer Applications”, 2d ed., Ed. McGraw-Hill, New York.

8. DIREITOS AUTORAIS

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

HEAT AND MASS TRANSFER MODELING FOR COMMERCIAL EVAPORATIVE PANELS SIMULATIONS

Código do Artigo : 41040

Abstract. *Evaporative cooling is a simple and practical method for ambients conditioning, specially in arid regions of the world. When its applications 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 confort 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 Confort, Simulation, Modeling.*