

## **AR CONDICIONADO EVAPORATIVO PARA FINS VEICULARES**

### **Sebastião Cardoso**

Universidade de Taubaté-UNITAU.

R. Daniel Danelli, s/n

12060-440 Taubaté- SP.

[Cardoso@prppg.unitau.br](mailto:Cardoso@prppg.unitau.br)

### **José Rui Camargo**

Universidade de Taubaté-UNITAU.

R. Daniel Danelli, s/n

12060-440 Taubaté- SP.

[rui@mec.unitau.br](mailto:rui@mec.unitau.br)

### **Fernando Benedito de Souza Raimundo**

Universidade de Taubaté-UNITAU.

R. Daniel Danelli, s/n

12060-440 Taubaté- SP.

[fbsouza@tiauto.com.br](mailto:fbsouza@tiauto.com.br)

**Resumo.** *O conforto que o ar condicionado proporciona aos passageiros de veículos automotores tornou este equipamento obrigatório na maioria dos veículos, mesmo em países de clima temperado. O sistema convencional de ar condicionado, em geral, subtrai uma parte significativa da potência do motor, fato mais notado em veículos de baixa potência. Um sistema de ar condicionado usando processo evaporativo pode atender as expectativas dos ocupantes do veículo, consumindo potência do motor apenas para movimentação do ar a ser umidecido, e para fornecimento de água ao processo. Assim, o sistema evaporativo pode ser uma alternativa econômica, com facilidades de manutenção e a vantagem de não utilizar CFC ou HFC como fluido de trabalho. O processo consiste na evaporação da água pela passagem de um fluxo de ar, provocando uma redução de temperatura do sistema. O sistema opera com a renovação total do ar, eliminando-se a recirculação e os problemas a ela inerentes. A principal e mais relevante característica do sistema proposto, deve-se ao fato de sua eficiência estar diretamente relacionada à temperatura do ar ambiente, sendo que os resultados obtidos são mais relevantes em situações de baixa umidade do ar, onde a umidificação permite alcançar mais facilmente as regiões de conforto térmico.*

**Palavras-chave:** *resfriamento evaporativo, conforto térmico, energia.*

## 1. INTRODUÇÃO

O ar condicionado utilizado tradicionalmente em veículos automotores opera através da compressão de vapor, e neste processo, consome um percentual elevado da potência do motor, especialmente quando se usa como referência um automóvel de baixa potência, que é o caso da maioria dos automóveis vendidos hoje no país. A necessidade de se minimizar os efeitos da queda de potência ao ligar o ar condicionado levaram fabricantes a adotarem sistemas alternativos, que priorizam a potência do motor para necessidades mais relevantes.

Esta proposta, de utilizar o sistema evaporativo para arrefecimento de ar é uma alternativa econômica, com facilidades de manutenção, instalação e operação, pois necessita de componentes mecânicos simples. O resfriamento evaporativo opera através de processos induzidos, nos quais a água e o ar são os fluidos de trabalho. Por não utilizar refrigerantes CFC ou HFC não agride o meio ambiente. O equipamento proposto utiliza o calor destinado à evaporação da água para arrefecer o ar a ser insuflado no compartimento de passageiros do veículo. Este sistema opera com a renovação total do ar, eliminando-se a recirculação e a proliferação de fungos e bactérias, problema constante nos sistemas de condicionamento de ar convencionais. O principal atrativo do sistema proposto, está no fato do equipamento ser mais eficiente quando as temperaturas são mais elevadas, ou seja, quando a necessidade de resfriamento é maior para o conforto humano, situação que prevalece na maior parte das cidades brasileiras (Camargo et al, 2000). Além disso, em regiões secas, o aumento da umidade do ar é um benefício que evita o desconfortável ressecamento próprio dos sistemas de ar condicionado convencionais (Camargo, 2000).

## 2. SISTEMA DE AR CONDICIONADO EVAPORATIVO

Genericamente o arrefecimento evaporativo ocorre quando algum meio ou produto cede calor para que haja evaporação de um líquido. Sendo a evaporação um processo endotérmico, quando se evapora água na presença do ar, o ar e a água cedem energia (calor) para que a água evapore, resultando numa queda da temperatura da corrente de ar.

O ar atmosférico é uma mistura de ar seco e vapor de água. Para uma dada condição de temperatura e pressão esta mistura tem capacidade de conter uma quantidade máxima de vapor d'água. Quanto mais seco estiver o ar ambiente, maior a quantidade de vapor d'água que ele pode absorver e mais eficiente se torna o sistema de resfriamento evaporativo.

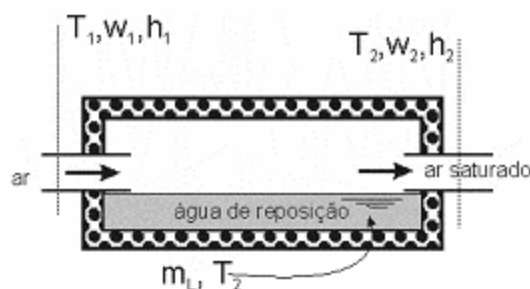


Figura 1. Saturador adiabático

A Fig. (1) apresenta o esquema de um saturador adiabático, cuja eficácia está relacionada com a área de contato entre a água e o ar e a velocidade de dispersão do vapor no ar. Métodos que utilizam a atomização da água são bastantes eficientes e atingem elevados índices de umidificação e queda da temperatura. Outra maneira adotada é a de utilizar superfícies de contato, isto é, utilizando materiais com elevada superfície molhada exposta a uma corrente de ar. Neste caso, água é distribuída em

colmeias ou mantas e desce por canais pré-formados ou aleatórios, molhando toda superfície. O ar atravessa transversalmente as correntes de água, entrando em contato com o meio umedecido e vai absorvendo umidade até bem próximo da saturação. Este processo proporciona ainda uma lavagem do ar, retraindo poeira e sujeiras na colmeia ou na manta, as quais são continuamente lavadas pela água excedente.

O sistema de ar condicionado aqui proposto, utiliza dutos com paredes porosas por onde passará a água com pressão mais elevada que a do ar a ser arrefecido. O duto de parede porosa tenderá a manter um fluxo constante de água através da parede, expondo-a ao ar e propiciando assim, a evaporação da água, enquanto umidifica e arrefece o ar. A redução da temperatura da corrente de ar será tanto maior quanto menor for a umidade relativa do ambiente externo.

Sabe-se que a umidade relativa varia sensivelmente ao longo de um dia normal, enquanto a umidade absoluta pouco se altera, assim, quanto mais quente o período do dia, menor a umidade relativa e melhor o desempenho do resfriamento evaporativo.

A transferência de calor ocorrerá sempre que temperatura da superfície da água  $T_s$ , for diferente da temperatura da corrente de ar  $T_\infty$ . Paralelamente, se a pressão de vapor no ar junto a superfície, for diferente da pressão de saturação da água para aquela temperatura, então a transferência de massa também ocorrerá. O fluxo de calor sensível elementar  $\delta\dot{Q}_s$ , que vai resultar da transferência de calor por convecção através da área diferencial  $dA$  de superfície molhada é (Kreith e Bohn, 2003):

$$\delta\dot{Q}_s = h_c \cdot dA(T_\infty - T_s) \quad (1)$$

onde  $\dot{Q}_s$  é o fluxo de calor sensível [W],  $h_c$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$ ],  $A$  é a área de contato entre o fluido e a superfície [ $\text{m}^2$ ],  $T_s$  é a temperatura da superfície [ $^\circ\text{C}$ ] e  $T_\infty$  é a temperatura do fluido longe da superfície, [ $^\circ\text{C}$ ].

De forma análoga, a taxa de transferência de vapor,  $\dot{m}_v$ , entre a água e a corrente de ar junto à superfície molhada é dado por (Incropera e Witt, 2000):

$$\dot{m}_v = h_m \cdot \rho_a \cdot dA(\omega_s - \omega) \quad (2)$$

onde  $\dot{m}_v$  é a taxa de transferência de massa, [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ],  $h_m$  é o coeficiente de transferência de massa por convecção, [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ],  $\rho_a$  é a massa específica do ar ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ) e  $\omega$  é a umidade absoluta do ar [ $(\text{kg vapor}) \cdot (\text{kg de ar seco})^{-1}$ ].

Quando toma-se um volume de controle envolvendo a área diferencial  $dA$  da Fig. (1), a potência requerida para a vaporizar a taxa  $\dot{m}_v$  de água corresponde ao fluxo de calor latente  $\delta\dot{Q}_L$  dado por:

$$\delta\dot{Q}_L = h_{\ell v} \cdot \dot{m}_v \quad (3)$$

onde  $h_{\ell v}$  é a entalpia específica de vaporização da água à temperatura da superfície ( $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ).

Substituindo-se a Eq. (2) na Eq. (3), obtém-se:

$$\delta\dot{Q}_L = h_{\ell v} \cdot h_m \cdot \rho_a \cdot dA(\omega_s - \omega) \quad (4)$$

Para se obter o fluxo total de calor trocado entre a superfície molhada e a corrente de ar, basta somar as Eq. (1) e Eq. (4).

$$\delta\dot{Q}_T = \delta\dot{Q}_L + \delta\dot{Q}_s \quad (5)$$

onde  $\dot{Q}_T$  é o fluxo total de calor [W].

$$\delta\dot{Q}_T = [h_c \cdot (T_\infty - T_s) + h_{\ell v} \cdot h_m \cdot \rho_a \cdot (\omega_s - \omega)] \cdot dA \quad (6)$$

Pela Eq. (6) é fácil ver que a transferência de calor total entre uma corrente de ar e uma parede molhada é o resultado de uma combinação de duas parcelas, uma proveniente da diferença das temperaturas ( $h_c \cdot (T_\infty - T_s)$ ) e outra proveniente das diferenças de umidades absolutas ( $h_{\ell v} \cdot h_m \cdot \rho_a \cdot (\omega_s - \omega)$ ). O fluxo total de calor dado pela Eq. (6) é função dos potenciais de transferência de calor e de massa, os quais poderão ser combinados pela relação de Lewis, resultando em um fluxo total de calor que é função de um único potencial, (a diferença das entalpias do ar junto à parede molhada e da corrente livre de ar). A entalpia específica da mistura ar-vapor d'água é dada pela soma das entalpias individuais (Moran e Shapiro, 2000):

$$h = h_a + \omega h_v \text{ e } h_s = h_{as} + \omega_s h_{vs} \quad (7)$$

$$h_s - h = (h_{as} - h_a) + (\omega_s \cdot h_{vs} - \omega \cdot h_v) \quad (8)$$

onde  $h$  é a entalpia específica do ar úmido longe da superfície da água [ $\text{J.kg}^{-1}$ ],  $h_a$  é a entalpia específica do ar seco [ $\text{J.kg}^{-1}$ ],  $h_v$  é a entalpia específica do vapor d'água [ $\text{J.kg}^{-1}$ ],  $h_s$  é a entalpia específica do ar saturado (próximo à superfície da água) [ $\text{J.kg}^{-1}$ ],  $h_{as}$  é a entalpia específica do ar seco (próximo à superfície da água) [ $\text{J.kg}^{-1}$ ] e  $h_{vs}$  é a entalpia específica do vapor d'água (próximo à superfície da água) [ $\text{J.kg}^{-1}$ ].

Ao somar-se e subtrair-se ao segundo membro o produto  $\omega \cdot h_{vs}$ , e admitindo-se, como aproximação que o ar e o vapor são gases perfeitos, pode-se simplificar a equação para:

$$h_s - h = c_{pa} (T_s - T_\infty) + \omega c_{pv} (T_s - T_\infty) + h_{vs} (\omega_s - \omega) \quad (9)$$

onde  $T_s$  é a temperatura do ar saturado (próximo à superfície da água) [ $^{\circ}\text{C}$ ] e  $T_\infty$  é a temperatura do ar longe da superfície da água, [ $^{\circ}\text{C}$ ].

onde se fez  $\Delta h_a = c_{pa} \cdot \Delta T$  e  $\Delta h_v = c_{pv} \cdot \omega \cdot \Delta T$

Com  $c_{pu}$  dado pela expressão (Moreira, 1999):

$$c_{pu} = c_{pa} + \omega \cdot c_{pv} \quad (10)$$

onde  $c_{pu}$  é o calor específico do ar úmido [ $\text{J.kg}^{-1} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$ ],  $c_{pa}$  é o calor específico do ar seco [ $\text{J.kg}^{-1} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$ ] e  $c_{pv}$  é o calor específico do vapor d'água [ $\text{J.kg}^{-1} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$ ].

$$h_s - h = c_{pu} \cdot (T_s - T_\infty) + h_{vs} \cdot (\omega_s - \omega) \quad (11)$$

assim,

$$T_{\infty} - T_s = \left[ \frac{h_{vs} \cdot (\omega_s - \omega) - (h_s - h)}{c_{pu}} \right] \quad (12)$$

Da Eq.(6) tem-se:

$$\delta \dot{Q}_T = \frac{1}{c_{pu}} \left[ (c_{pu} h_{\ell v} \cdot h_m \cdot \rho_a + h_c h_{vs}) (\omega_s - \omega) - h_c (h_s - h) \right] \cdot dA \quad (13)$$

onde  $dA$  é o diferencial de área superficial da água exposta à corrente de ar,  $[m^2]$ .

Rearranjando em função da relação de Lewis  $R_{Le} = \frac{h_c}{h_m \cdot c_{pu} \cdot \rho_a}$  (Incropera e Witt, 2000) tem-se:

$$\delta \dot{Q}_T = \frac{h_c}{c_{pu}} \left[ (h_{\ell v} + R_{Le} h_{vs}) \frac{(\omega_s - \omega)}{R_{Le}} - (h_s - h) \right] \cdot dA \quad (14)$$

$$\delta \dot{Q}_T = \frac{h_c}{c_{pu}} [(\omega_s - \omega) h_{\ell} - (h_s - h)] dA \quad (15)$$

Com boa aproximação pode-se fazer  $R_{Le} \approx 1$  e ainda,  $h_{vs} - h_{\ell v} \approx h_{\ell}$  (Moran e Shapiro, 2000). Analisando a ordem de grandeza o termo  $(\omega_s - \omega) \cdot h_{\ell}$  torna-se desprezível em relação à diferença de entalpias específicas  $(h_s - h)$ , de forma que somente o primeiro termo entre os colchetes é significativo. Assim a equação da transferência total de calor toma a forma:

$$\delta \dot{Q}_T = \frac{h_c}{c_{pu}} (h - h_s) \cdot dA \quad (16)$$

Assim o fluxo total de calor é causado pela diferença (quando houver) de entalpias do ar saturado junto à superfície molhada e do ar úmido longe da parede. É importante observar, que o calor específico do ar úmido cresce com o aumento da umidade específica causando uma diminuição no fluxo total de calor.

Para se dimensionar o equipamento há que se considerar os valores máximos de temperatura e umidade relativa do ambiente para a região a que se destina o equipamento. A eficiência do sistema é definida por:

$$\varepsilon = \frac{TBS_{entrada} - TBS_{saída}}{TBS_{entrada} - TBU_{entrada}} \quad (17)$$

Em um sistema de ar condicionado evaporativo direto, a menor temperatura de insuflamento de ar que se consegue, teoricamente, é a temperatura de bulbo úmido, a qual, é atingida quando se tem uma eficiência  $\varepsilon=100\%$  no processo de saturação do ar.

Para se viabilizar o sistema evaporativo para fins veiculares, deve-se determinar a área (A) necessária para a troca de calor, e no projeto, acomodar as tubulações porosas em compartimento adequado, não mais volumoso que os aparelhos convencionais. No desenvolvimento do projeto as características pré estabelecidas da unidade de evaporação permitiram calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção  $h_c$  entre o ar e a água para uma vazão de ar dada.

No cálculo da vazão de ar, utiliza-se como referência um sistema de ar condicionado convencional destinado a um carro popular, pois o que se deseja é que o sistema proposto possa substituir o sistema atual garantindo a mesma sensação de conforto térmico.

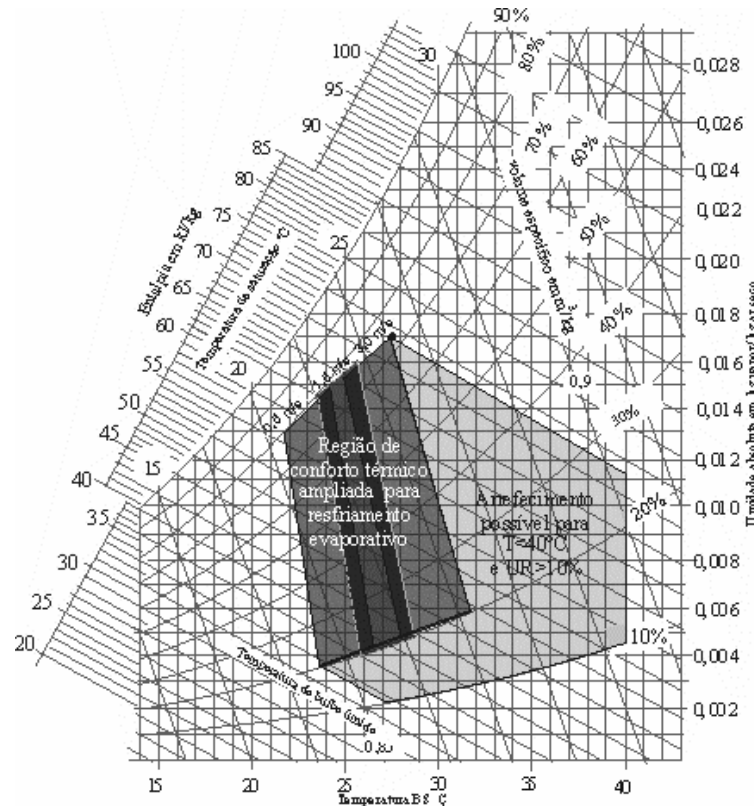


Figura 2. Regiões propícias para operação de um sistema de arrefecimento de ar evaporativo direto.

A Fig. (2) apresenta as regiões indicadas como condições adequadas para o conforto térmico (ASHRAE, 1984). A região sombreada, mais escura, delimitada à esquerda é ampliada para arrefecimento evaporativo com velocidade do ar 0,5 m/s, a região central para velocidade do ar de 1,5 m/s e a região à direita para velocidade do ar de 3,0 m/s (Crow, 1972). As regiões sombreadas mais à direita correspondem a propriedades do ar para as quais pode-se utilizar com sucesso o processo evaporativo para ar condicionado. Como se pode observar na Fig. (2) para temperaturas de bulbo úmido inferiores a 23,5°C e umidade relativa inferior a 70% é sempre possível obter-se algum arrefecimento pelo processo evaporativo e alcançar a região de conforto térmico ampliada.

Como o sistema evaporativo é essencialmente um umidificador de ar que busca, para o equilíbrio, uma temperatura próxima da temperatura de bulbo úmido do ar ambiente, observa-se pela Fig. (2) que as regiões de operação do sistema ficam bastante limitadas.

Para se calcular a área necessária de superfície molhada em contato com a corrente de ar, basta integrar a Eq. (16), onde, com boa aproximação, pode-se supor  $dA$  como única variável. Assim,

$$A = \frac{\dot{Q}_T \cdot c_{pu}}{h_c \cdot (h_s - h_a)} \quad (17)$$

onde  $\dot{Q}_T$  corresponde à carga térmica total nominal de um equipamento convencional a compressão de vapor. Para a determinação da variação das entalpias, partindo-se da Eq. (8) tem-se:

$$h_s - h_a = (h_{as} - h_a) + (\omega_s \cdot h_{vs} - \omega \cdot h_v) \quad (17)$$

$$h_s - h_a = \bar{c}_{pu} (T_s - T_\infty) \quad (18)$$

$$\bar{c}_{pu} = c_{pa} + \frac{(\omega_s T_s - \omega T_\infty)}{(T_s - T_\infty)} c_{pv} \quad (19)$$

$$A = \frac{\dot{Q}_T \cdot c_{pu}}{h_c \cdot \bar{c}_{pu} (T_\infty - T_s)} \quad (20)$$

Na faixa que se deseja operar, Fig(2)  $c_{pu} \approx \bar{c}_{pu}$  (Creder, 1996) e portanto a área procurada é:

$$A = \frac{\dot{Q}_T}{h_c \cdot (T_\infty - T_s)} \quad (21)$$

Para garantir o funcionamento do sistema é necessário armazenar uma massa de água, em algum tanque no veículo, para autonomia estabelecida em projeto.

Supondo sistema adiabático, o fluxo de calor cedido pelo ar à água é utilizado na vaporização da mesma.

$$Q = \frac{(m_{v2} - m_{v1})}{t} \cdot h_{\ell v} \quad (22)$$

assim o consumo de água é dado por:

$$\Delta m_v = \frac{Q \cdot t}{h_{\ell v}} \quad (22)$$

### 3. CONCLUSÃO

Este trabalho apresenta uma metodologia para o dimensionamento de um sistema de resfriamento evaporativo para aplicação veicular. O sistema de ar condicionado aqui estudado é uma alternativa viável aos equipamentos que utilizam a compressão de vapor. O sistema evaporativo direto utiliza ar e água como fluidos de trabalho, e seu principal atrativo vem do fato de ser mais eficiente em regiões de clima quente e seco, quando a necessidade de resfriamento é maior para o conforto humano, nestas regiões o sistema de ar condicionado convencional causa um certo desconforto aos ocupantes do veículo pelo ressecamento do ar, assim o evaporativo direto poderá substituí-lo com vantagens.

O projeto completo do sistema deverá contemplar, ainda, o tipo de material a ser usado nos dutos porosos. A limpeza do sistema deverá ser considerada como um ponto crítico, pois como se está lançando ar sobre superfícies úmidas, deverá haver um bom sistema de pré-filtragem do ar e da água, e os projetos dos componentes deverão considerar os desmontes para limpeza ou até substituição periódica de dutos.

## REFERÊNCIAS

- ASHRAE-American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers,1984, "ASHRAE Handbook systems", SI Edition, cap.36.
- Camargo, J.R., 2000, "Análise de Métodos para Avaliar a Viabilidade Técnica de Sistemas de Ar para Conforto". Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Taubaté. Dissertação de Mestrado. Taubaté, SP, 106p.
- Camargo, J.R., Cardoso, S., Travelho, J.S.,2000, "Utilização do Resfriamento Evaporativo para Conforto Térmico em Diversas Cidades Brasileiras" CONEM - Congresso Nacional de Engenharia Mecânica.
- Creder, H., 1996. "Instalações de Ar Condicionado", Livros Técnicos e Científicos Editora, Rio de Janeiro.
- Crow, L.W.,1972, "Weather data related to evaporative cooling", Research Report n. 2223. ASHRAE Transactions 78 (1), p. 153-164.
- Incropera, F.P., Witt, D.P., 2000, "Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa", Livros Técnicos e Científicos Editora, Rio de Janeiro..
- Kreith, F., Bohn, M.S., 2003, "Princípios de transferência de calor", Ed. Thomson, São Paulo.
- Moran, M.J., Shapiro, H.N. 2000 "Princípios de termodinâmica para Engenharia", Livros Técnicos e Científicos Editora, 4ª ed. Rio de Janeiro.
- Moreira, J.R.S., 1999, "Fundamentos e Aplicações da Psicrometria", Ed. RPA Editorial, São Paulo.

## EVAPORATIVE AIR CONDITIONING APPLIED TO VEHICLES

**Abstract.** As air conditioning provided comfort to the passengers in a car it is a very important item mainly in temperate climate countries. Conventional air conditioning usually consumes a significant portion of the motor energy and this is more noticeable in small cars with small motor power. An evaporative cooling air conditioning may overcome the passengers expectations using only power from the air flow and water supply for this process. The evaporative system can be an economic alternative being easy to maintain and with the additional advantage of not using CFC or HFC as work fluid. The process consists in evaporating water by the air flow around it. The evaporative process works with the total air renew eliminating the air recycling and the troubles carried by it. The propose system main characteristic is that its efficiency is direct related to the ambient temperature and humidity. The best results with the evaporative system are in the cases of low humidity where the system can easily achieve the thermal comfort region.

*Keywords: evaporative cooling, thermal comfort, energy.*