



INTRODUÇÃO À UTILIZAÇÃO DO RESFRIAMENTO EVAPORATIVO PARA CONDICIONAMENTO DE AR AUTOMOTIVO

Sebastião Cardoso

Universidade de Taubaté - Departamento de Engenharia Mecânica

e-mail: cardoso@prppg.unitau.br

José R. Camargo

Universidade de Taubaté - Departamento de Engenharia Mecânica

e-mail: ruj@engenh.mec.unitau.br

Jerônimo S. Travelho

INPE - Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais

e-mail: jeff@lac.inpe.br

Resumo. *O resfriamento evaporativo consiste na utilização da evaporação de água ou outro fluido na presença de uma corrente de ar, com conseqüente resfriamento do ar. Este processo possui como principal característica o fato de ser mais eficiente quando as temperaturas são mais elevadas, ou seja, quando a necessidade de resfriamento é maior para o conforto humano. Tem ainda como atrativos o baixo consumo de energia e facilidades de manutenção, instalação e operação. Neste trabalho apresenta-se uma introdução à utilização, para conforto térmico em veículos automotivos, de um sistema de condicionamento de ar que utiliza o processo de resfriamento evaporativo. Apresenta-se o princípio de funcionamento dos sistemas de resfriamento direto e indireto, o desenvolvimento teórico das equações relativas às trocas térmicas para o sistema indireto e a análise do coeficiente de eficácia do sistema. Apresenta-se, ainda, a utilização do sistema por compressão de vapor como reforço ao sistema evaporativo. Analisa-se o sistema evaporativo com pré-desumidificação por adsorção, comenta-se a respeito de vaporização da água em pressões inferiores à pressão atmosférica e a utilização de um sistema ar/vapor d'água/combustível.*

Palavras-Chave: Resfriamento evaporativo, Condicionamento de ar, Transferência de calor e massa.

1. Introdução

A vaporização de um líquido na presença de um gás, alimentada com energia do próprio sistema provoca uma queda na temperatura de ambos os fluidos. Este processo é largamente utilizado em torres de resfriamento de água, lavadores de ar, condensadores evaporativos e também para amenizar a temperatura em ambientes onde existe grande geração de calor tais como fundições, cozinhas industriais e torrefações, entre outras.

Neste trabalho estuda-se a viabilidade da utilização do resfriamento evaporativo em condicionadores de ar para conforto, utilizando inicialmente, ar e água. Este sistema é não agressivo ao meio ambiente pelo fato de não utilizar gases CFC.

Os equipamentos de resfriamento evaporativo podem ser de refrigeração evaporativa direta (RED) ou de refrigeração evaporativa indireta (REI).

Equipamentos de refrigeração direta resfriam um gás por contato direto ou com um líquido ou com uma superfície material molhada ou, ainda, com sprays

Assim, em um RED, água é vaporizada dentro da corrente de ar e o calor e massa transferidos entre o ar e a água reduz a temperatura de bulbo seco do ar e aumenta sua umidade, mantendo constante a temperatura de bulbo úmido (resfriamento adiabático). Não há resfriamento real (redução na entalpia) e a mínima temperatura que se pode atingir é a de bulbo úmido do ar que entra no sistema. É possível obter menores temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido na saída mas para isso a água recirculada que supre o equipamento deve ser resfriada anteriormente. O arranjo reduz os custos de operação de 25% a 40% em comparação aos custos de refrigeração mecânica somente (ASHRAE Handbook 1994 Systems). Neste trabalho analisa-se também a possibilidade de utilização de um outro fluido vaporizante com o objetivo de conseguir-se temperaturas menores.

Resfriadores evaporativos diretos (REDs) tem sido usados a muitos anos em regiões de clima árido para reduzir a temperatura em edifícios.

Um avanço na tecnologia do resfriamento evaporativo veio com a introdução dos equipamentos de resfriamento indireto, nos quais o ar, relativamente seco, é mantido separado do ar do lado molhado, onde o líquido está sendo vaporizado. No resfriador evaporativo indireto (REI), o ar que será resfriado para o condicionar o ambiente (ar primário) transfere calor para uma corrente de ar secundária que foi resfriada evaporativamente (trocador de calor ar-ar) ou de líquido que também foi resfriado evaporativamente (por uma torre de resfriamento). A entalpia do ar do lado seco é, assim, reduzida, em contraste à redução de temperatura adiabática de um refrigerador evaporativo direto. Sistemas de REI poupam entre 60% a 70% do custo total de operação quando comparado ao da refrigeração mecânica para produzir o mesmo efeito de resfriamento. Além disso, sistemas combinados podem envolver ambos os princípios de resfriamento (direto e indireto).

As principais vantagens de um REI sobre um RED são: a umidade do ar de processo não é aumentada em um REI; não são requeridos grandes volumes de ar para se obter conforto e o ar seco deixando o REI pode ter, posteriormente, sua temperatura reduzida com a adição de um RED em um estágio subsequente.

Uma das limitações ao uso de REIs é o custo de implementação do equipamento. Os materiais utilizados em REDs (meios corrugados de celulose) são baratos enquanto que os materiais utilizados nos REIs são relativamente caros. Assim, é imperativo que um REI tenha um alto coeficiente de eficácia, pequenas dimensões e empregue o mínimo de materiais.

A capacidade de um REI de produzir refrigeração com alta eficiência, mesmo o sistema sendo compacto, deve-se a: existência de grandes gradientes de temperatura através da parede, criados pelo ar com baixa temperatura de ponto de orvalho; ao aumento do coeficiente de transferência de calor no lado molhado e às técnicas de manufatura auxiliadas por simuladores, que resultam em uma alta taxa de superfície de troca de calor por unidade de volume. Esses fatores, combinados com materiais de construção adequados, produzem um sistema com alta relação entre a taxa de eficácia e o custo.

Nos últimos anos módulos compactos de REIs para uso em condicionadores de ar individuais tem sido desenvolvidos. Um módulo trocador de calor de $0,056 \text{ m}^3$ é capaz de produzir aproximadamente $2,93 \text{ kW}$ de refrigeração para uma temperatura na entrada de 43°C e um conteúdo de umidade de $6,9 \text{ g/kg}$, produzindo, na saída, ar a uma temperatura de 19°C (Belding & Delmas, 1994).

Os módulos de REIs usados atualmente incorporam efeitos de capilaridade para transportar água de uma bandeja por uma série de canais, sem a necessidade de bombas ou sprays. No REI, uma parte do ar de processo resfriado que está nos canais secos é desviado para dentro dos canais molhados que correm em contracorrente ao fluxo nos canais secos. Como calor é transferido do ar nos canais molhados, o ar sofre aumento na temperatura, diminuindo seu ponto de saturação e proporcionando uma capacidade adicional de evaporação. O desvio de uma parcela igual ou menor que um terço do ar de processo para dentro dos canais molhados é suficiente para manter o balanço de entalpia entre os dois lados do trocador. A variação de entalpia do lado molhado deve ser igual à do lado seco do trocador. Uma vez que o ar de alimentação dos canais molhados é pré-resfriado pelos canais secos e que o processo ocorre em contracorrente ao fluxo primário, a temperatura de bulbo seco do ar na saída pode aproximar-se de sua temperatura de ponto de orvalho na entrada. Isto contrasta com um RED, no qual o ar pode somente aproximar-se de sua temperatura de bulbo úmido. A aproximação ao ponto de orvalho em um REI é denominada “efetividade de ponto de orvalho”.

Quando somente o resfriamento evaporativo não é suficiente para atingir a condição final desejada pode-se utilizar um estágio auxiliar com refrigeração mecânica por expansão direta ou água gelada (resfriamento de apoio) e, assim, tem-se um sistema com três estágios: indireto/direto/refrigeração mecânica. A fig.1(a) mostra um processo em que a umidade do ar externo é menor que a requerida no ambiente condicionado e, no caso, a serpentina de resfriamento de apoio provê somente resfriamento sensível (processo BC).

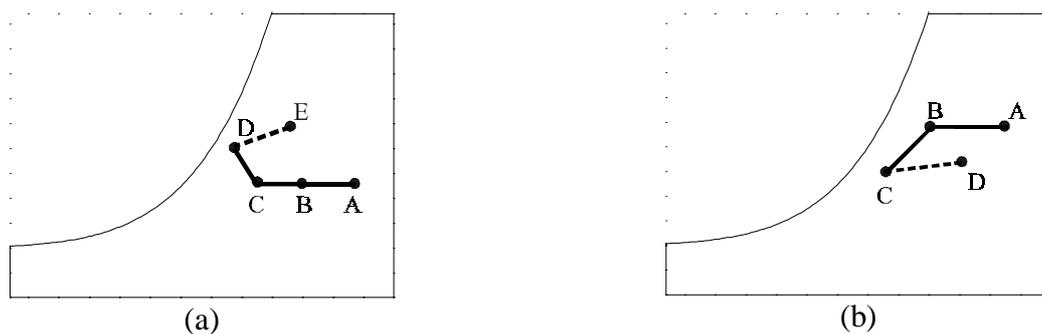


Figura 1. Processos psicrométricos

A fig.1(b) mostra um processo quando a umidade do ar externo é maior que a requerida no ambiente condicionado e, neste caso, a serpentina auxiliar provê resfriamento sensível e latente (processo BC). O estágio direto não é empregado durante esta condição de operação (Anderson, 1986). O processo representado pela linha pontilhada equivale à carga térmica do ambiente a ser condicionado.

O uso de sistemas evaporativos para condicionamento de ar para conforto é aconselhável somente em climas com temperaturas de bulbo úmido médias de 23°C ou menores (Anderson, 1986), ou em regiões com climas que apresentam temperaturas de bulbo seco de 32°C ou maiores, com depressão de TBU (TBS–TBU) de, no mínimo, 8°C (Watt, 1963) pois a efetividade do sistema é determinada por essa diferença de temperatura.

A fig.2 apresenta as condições climáticas médias para verão de diversas cidades brasileiras, plotadas no diagrama psicrométrico em que pode-se visualizar a região de conforto. Analisando o diagrama verifica-se que sistemas puramente evaporativos não satisfazem plenamente as necessidades de conforto térmico em algumas regiões do Brasil.

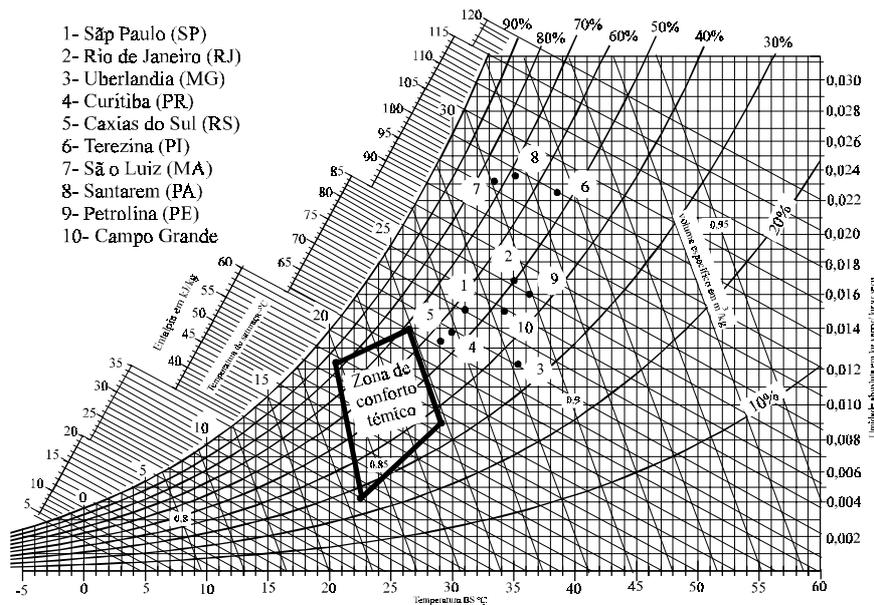


Figura 2. Condições climáticas médias no verão de algumas cidades brasileiras

2. Análise de um resfriador evaporativo indireto

Nesta seção apresenta-se a teoria básica para o desenvolvimento geral do coeficiente de eficácia. Um esquema de um REI de fluxo em contracorrente é mostrado na Fig. 3, onde h_i e h_o são as entalpias de entrada e saída do ar secundário e h_w é a entalpia do líquido vaporizado; m_p e m_s são os fluxos de massa do ar primário e secundário, respectivamente, e m_w é a massa do líquido; t_1 e t_2 são, respectivamente, as temperaturas de entrada e saída do ar primário; t_{wi} e t_{wo} as temperaturas de entrada e saída do ar secundário, respectivamente e t_w é a temperatura do líquido

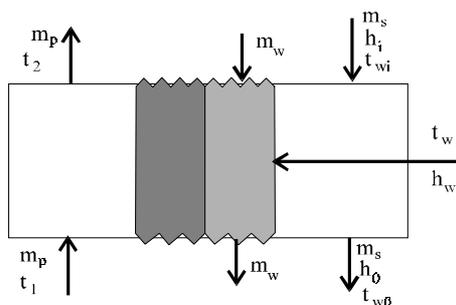


Figura 3. Refrigerador evaporativo indireto

Utiliza-se as seguintes hipóteses:

1. Transferência de calor e massa ocorrem somente na direção normal ao fluxo;
2. O número de Lewis $[L_e = (h_c/c_p h_D)^{3/2}]$ é igual à unidade;
3. Não ocorre perda de água devido à evaporação;
4. O balanço de energia é feito nas correntes de fluido seca e molhada somente;
5. Variações nas condições de temperatura e entalpia locais na interface ar/água são aproximadas por uma média constante;
6. Os coeficientes de transferência de calor e massa são constantes;
7. A distribuição de umidade na superfície molhada é uniforme;
8. A entalpia de saturação é linear em relação à temperatura de bulbo úmido.

2.1 Balanço de energia para o ar primário

Para a transferência de calor do ar primário à interface ar/água mostrada na Fig. 3 tem-se:

$$U_o (t - t_w) dA = -m_p c_p dt \quad (1)$$

onde U_o é o coeficiente global de transferência de calor entre o ar primário e a interface ar/água e c_p é o calor específico do ar primário (Chen et al., 1991). Integrando a Eq. (1) tem-se:

$$NTU_p = \frac{U_o A}{m_p c_p} = -\ln \left(\frac{t_2 - t_w}{t_1 - t_w} \right) \quad (2)$$

onde NTU_p é o número de unidades de transferência de calor primário e A é a área de troca de calor.

Da Eq. (2) obtém-se a efetividade primária:

$$\varepsilon_p = 1 - e^{-NTU_p} = \left(\frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_w} \right) \quad (3)$$

2.2 Balanço de energia do ar secundário

A combinação de transferência de calor e massa da interface ar/água para o ar secundário fornece:

$$h_D (h_w - h) dA = m_s dh \quad (4)$$

onde h_D é o coeficiente de transferência de massa convectivo. Integrando a Eq. (4) tem-se:

$$NTU_s = \frac{h_D A}{m_s} = \frac{h_D c_p A}{m_s c_p} = -\ln \left(\frac{h_o - h_w}{h_i - h_w} \right) \quad (5)$$

onde NTU_s é o número de unidades de transferência de calor secundário.

Rearranjando a Eq. (5) a efetividade secundária é definida por:

$$\varepsilon_s = 1 - e^{-NTU_s} = \left(\frac{h_i - h_o}{h_i - h_w} \right) = \left(\frac{t_{wi} - t_{wo}}{t_{wi} - t_w} \right) \quad (6)$$

Para o número de Lewis unitário a Eq. (5) fornece:

$$NTU_s = \frac{h_D A}{m_s} = -\ln \left(\frac{h_o - h_w}{h_i - h_w} \right) = -\ln \left(\frac{t_{wo} - t_w}{t_{wi} - t_w} \right) \quad (7)$$

2.3 Efetividade de resfriamento

O desempenho de um REI em transferir calor do ar primário para o ar secundário é denominado *efetividade de resfriamento* e é usualmente representada por:

$$\varepsilon = \frac{(t_1 - t_2)}{(t_1 - t_w)} \quad (8)$$

Entretanto essa forma para a efetividade de resfriamento requer que t_2 seja conhecido. Uma vez que a temperatura do ar primário na saída do REI é geralmente desconhecida é desejável encontrar uma outra representação que relacione informações conhecidas sobre o trocador de calor e sua operação. Assim, assumindo que não existem ganhos adicionais de calor haverá troca de energia unicamente entre o ar primário e o ar secundário (Peterson, 1993).

$$m_p c_p (t_1 - t_2) = m_s (h_o - h_i) \quad (9)$$

O calor específico de saturação é definido por $C_{wb} = (h_o - h_i) / (t_{wo} - t_{wi})$. Substituindo esse valor na Eq. (9) tem-se:

$$t_2 = t_1 - \frac{C_{max}}{C_{min}} (t_{wo} - t_{wi}) \quad (10)$$

onde $C_{min} = m_p c_p$ e $C_{max} = m_s c_{wb}$. Assim tem-se,

$$\varepsilon_p = \frac{C_{max}}{C_{min}} \left(\frac{t_{wo} - t_{wi}}{t_1 - t_w} \right) \quad (11)$$

Substituindo a Eq. (6) na Eq. (11) tem-se:

$$t_w = \frac{\varepsilon_s \left(\frac{C_{max}}{C_{min}} \right) t_{wi} + \varepsilon_p t_1}{\varepsilon_s \left(\frac{C_{max}}{C_{min}} \right) + \varepsilon_p} \quad (12)$$

Finalmente, substituindo a Eq. (12) na Eq. (3) tem-se a relação para a efetividade de resfriamento:

$$\varepsilon_c = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_s} \left(\frac{C_{min}}{C_{max}} \right)} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_s} \left(\frac{m_p c_p}{m_s c_{wb}} \right)} \quad (13)$$

Se $m_p c_p > m_s c_{wb}$ a Eq. (13) não é válida e não deve ser aplicada.

3. Refrigeração em um, dois ou três estágios

Pode-se utilizar o sistema de resfriamento evaporativo com somente um estágio (direto ou indireto), com dois estágios (indireto/direto, indireto/apoio ou direto/apoio) ou com três estágios (indireto/direto/apoio). O apoio, ou reforço, é feito através de refrigeração mecânica.

3.1 Sistema indireto

De acordo com a Eq. (8), a temperatura de bulbo seco do ar na saída do estágio evaporativo indireto é dada por:

$$t_2 = t_1 - \varepsilon_i (t_1 - t_w) \quad (14)$$

onde ε_i é a efetividade da unidade indireta (ASHRAE Handbook Applications, 1995).

3.2 Sistema indireto/direto

A temperatura de bulbo seco do ar deixando a unidade indireta é t_2 e a do ar deixando unidade direta é t_3 . Assim:

$$t_3 = t_2 - \varepsilon_D (t_2 - t_3') \quad (15)$$

onde ε_D é a efetividade da unidade direta e t_3' é a temperatura de bulbo úmido na saída do estágio direto e é igual àquela na saída do estágio indireto pois o processo é adiabático.

3.3. Sistema indireto/direto/refrigeração de apoio

Utiliza-se, neste caso, resfriamento indireto, direto e refrigeração mecânica de apoio ou de reforço. Os processos estão mostrados na Fig. 5.

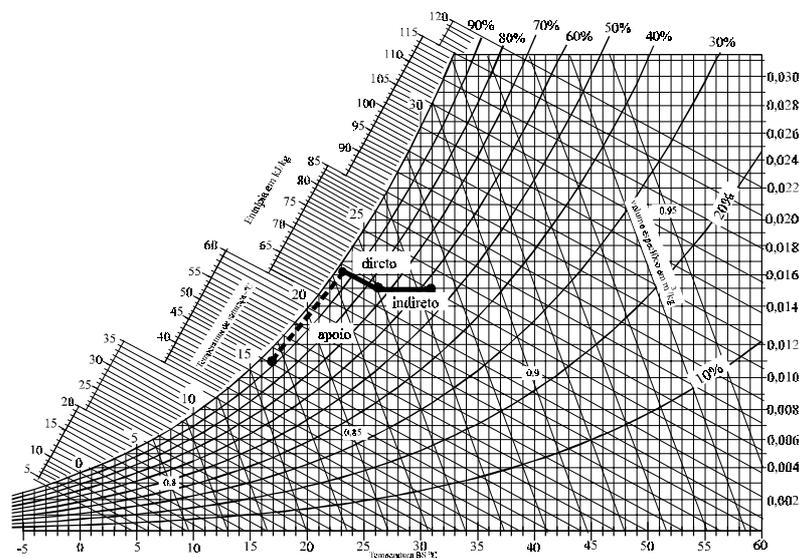


Figura 5. Refrigeração em 3 estágios

3.4 Sistema com pré-desumidificação por adsorção

Nos últimos anos vem se desenvolvendo novas tecnologias relativas ao processo de desumidificação por adsorção aplicado ao resfriamento em sistemas de condicionamento de ar. Em 1994, Belding e Holeman desenvolveram um processo de desumidificação com regeneração em altas temperaturas e mais tarde trabalharam em um novo processo que incorpora uma grande carga de dessecante dentro de um cilindro com escoamento laminar.

Isto resultou em um sistema com uma alta capacidade de regeneração em um equipamento compacto. Um conjunto de módulos de REIs foi especialmente projetado para um sistema de resfriamento por desumidificação e testado para uma grande faixa de condições de entrada, conseguindo-se ar seco em uma faixa de temperatura entre 40 °C e 60 °C. Não é necessária uma grande desumidificação (entre 2 a 5 g/kg) pois níveis entre 5 e 7 g/kg propiciam condições confortáveis e capacidades de resfriamento suficientes (Belding & Delmas, 1997).

A fig.6 mostra várias possibilidades de utilização de sistemas de resfriamento evaporativo com dois ou três estágios. Utiliza-se as mesmas condições inicial e final das análises anteriores empregando, agora, pré-desumidificação por adsorção.

O processo EACHS é um sistema de 2 estágios com desumidificação e refrigeração mecânica. Entre os estados E e A ocorre a desumidificação por adsorção, entre A e C tem-se o processo de resfriamento evaporativo indireto e entre C e S tem-se a refrigeração mecânica de reforço.

O processo EB considera desumidificação sem aquecimento (heatless) e, neste caso, o processo BH corresponde ao resfriamento evaporativo indireto e o processo HS à refrigeração mecânica.

O processo EDFGS é um sistema com 3 estágios com desumidificação por adsorção e refrigeração mecânica. Neste outro caso, o calor do processo FG é suprido pela refrigeração mecânica e o do processo GS pelo sistema de resfriamento evaporativo direto.

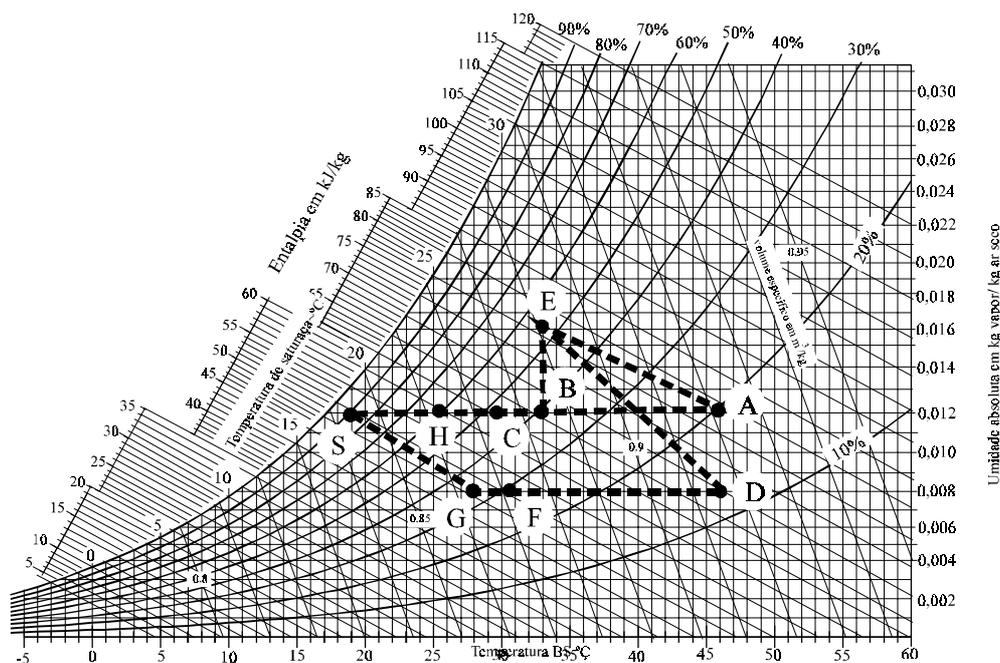


Figura 6. Resfriamento evaporativo com pré-desumidificação

O sistema de resfriamento evaporativo para aplicação em veículos automotivos apresenta inúmeras perspectivas, sobretudo os REIs com pré-desumidificação, pois nesses equipamentos é possível utilizar os gases de descarga para a regeneração do adsorvente.

3.5. Mistura ar/vapor d'água/combustível

Uma outra possibilidade do sistema de resfriamento indireto é a utilização, como fluido vaporizante, de álcool ou outro combustível que, aspirado pelo motor, fará parte de uma mistura estratificada a ser utilizada no motor.

Pode-se fazer um balanço de energia similar àquela da seção 2, usando a lei de Dalton das pressões parciais para a mistura de ar, vapor d'água e combustível vaporizado (Taylor, 1994):

$$p_i = p_a + p_f + p_w \quad (16)$$

onde p_i é a pressão total, p_a , p_f e p_w são, respectivamente, as pressões parciais do ar, do combustível e do vapor d'água.

Uma vez que cada componente se comporta como um gás perfeito tem-se:

$$\frac{p_a}{p_i} = \frac{p_a}{p_a + p_f + p_w} = \frac{m_a / M_a}{\frac{m_a}{M_a} + \frac{m_f}{M_f} + \frac{m_w}{M_w}} = \frac{1}{1 + \frac{m_f}{m_a} \frac{M_a}{M_f} + \frac{M_a}{M_w} w} \quad (17)$$

onde w é a razão entre a massa de vapor d'água e a massa de ar seco, m_a , m_f e m_w são, respectivamente as massas de ar, combustível e água e M_a , M_f e M_w e são, respectivamente, os pesos moleculares do ar, do combustível e da água.

Combinando a Eq. (17) com a lei geral dos gases pode-se determinar a temperatura da mistura ar/vapor d'água/combustível:

$$T_i = \frac{M_a p_i}{\bar{R} \rho_a} \left(\frac{1}{1 + \frac{m_f}{m_a} \frac{M_a}{M_f} + \frac{M_a}{M_w} w} \right) \quad (18)$$

onde \bar{R} é a constante universal dos gases e ρ_a é a densidade do ar.

Pode-se utilizar, ainda a capacidade de depressão de aspiração do motor para operar o sistema em pressões inferiores à pressão atmosférica, assegurando menores temperaturas de saída do ar.

4. CONCLUSÃO

No Brasil, a utilização de sistemas de resfriamento evaporativo direto em condicionadores de ar automotivos encontra-se limitada devido a características climáticas regionais, porém o sistema de resfriamento evaporativo indireto pode suprir as necessidades de conforto quando utilizado em conjunto com outros arranjos. Algumas alternativas viáveis, apresentadas neste trabalho, são o uso do apoio da refrigeração mecânica por compressão de vapor tanto pós-resfriando o ar na saída da unidade evaporativa quanto pré-resfriando a água que será vaporizada e, ainda, a pré-desumidificação do ar por adsorção, antes da entrada na unidade evaporativa, regenerando o adsorvente através dos gases de descarga.

Outra alternativa é utilizar a depressão causada pela aspiração do ar em um motor de combustão interna, vaporizando parte do combustível a ser queimado no motor em um refrigerador evaporativo indireto, usando seu calor de vaporização para arrefecer o ar secundário. Neste caso, o sistema evaporativo indireto com desumidificação por adsorção representa uma alternativa atraente pois pode-se atingir temperaturas adequadas para o conforto térmico em veículos automotores

REFERÊNCIAS

- Alonso, J.S.J., Vieira, C.Y. & Martínez, F. J. R., 1995, Análisis teórico de un refrigerador evaporativo indirecto en aire acondicionado, Anais do III Congresso Ibero-Americano de Ar Condicionado e Refrigeração, São Paulo.
- Anderson, W. M., 1986, Three-stage evaporative air conditioning versus conventional mechanical refrigeration, ASHRAE Transactions, vol. 92, pp 358-370.
- ASHRAE Handbook Systems, 1984, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, SI Edition, cap. 36.
- _____, 1995, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, SI Edition, cap. 47.
- Belding, W. A., & Delmas, M.P.F., 1997, Novel desiccant cooling system using indirect evaporative cooler, ASHRAE Transactions, vol. 103, part 1, pp. 841-847.
- Chen, P. L. et al., A heat and mass transfer model for thermal and hydraulic calculations of indirect evaporative cooler performance, ASHRAE Transactions, v.97, part2, pp. 852-865.
- Peterson, J.L., 1993, An effectiveness model for indirect evaporative coolers, ASHRAE Transactions, vol.99, part 2, pp. 393-399.
- Taylor, C. F., 1988, Análise dos motores de combustão interna, v.1, Edgard Blücher Ltda, São Paulo.
- Van Wylen, G. J. & Sonntag, R. E., 1994, Computer - aided thermodynamic tables, J. Wiley, New York.
- Watt, J.R., 1963, Evaporative air conditioning, The Industrial Press, New York.

INTRODUCTION TO THE UTILIZATION OF EVAPORATIVE COOLING IN AUTOMOTIVE AIR CONDITIONING

Abstract. *The evaporative cooling consists on the use of the evaporation of water or other fluid in the presence of a draught, with consequent cooling of the air. The principal characteristic of this process is the fact that it is more efficient for higher temperatures, exactly when the cooling has to be larger for the human comfort. It still has as attractiveness the low consumption of energy, easy maintenance, installation and operation. This work presents an introduction to the use of an air conditioning system that uses the process of evaporative cooling for thermal comfort in automotive vehicles. This paper also presents the operation principles of the direct and indirect cooling systems, the theoretical development of the equations of the thermal changes for the indirect system and the analysis of the coefficient of effectiveness of the system. It discusses the use of vapor compression system as reinforcement to the evaporative system, and it analyzes the evaporative system with desiccant cooling for adsorption and it comments about the vaporization of the water in pressures below the atmospheric pressure.*

Key-words. Evaporative cooling, Air conditioning, Heat and mass transfer.