

## SISTEMA EVAPORATIVO INDIRETO PARA ARREFECIMENTO DE AR USANDO ÁLCOOL COMBUSTÍVEL COMO FLUIDO DE TRABALHO.

Neste trabalho optou-se pelo uso de um sistema de resfriamento evaporativo indireto (REI) no qual o fluido a ser vaporizado é o álcool combustível. Nosso objetivo é utilizar um trocador de calor que permita retirar do ar a ser insuflado no ambiente o calor necessário à vaporização do álcool. O resfriamento será feito com taxa de umidade constante, portanto haverá um acréscimo na umidade relativa do ar ambiente, podendo mesmo haver alguma condensação. Além disso, o veículo recebendo vapor de álcool durante o tempo de aspiração, poderá operar com qualquer outro combustível destinado a completar o teor da mistura. Pode-se ainda, investigar tempo e posição adequados para a injeção de combustível visando assegurar mistura estratificada.

O sistema de arrefecimento REI tem a vantagem de não contaminar o fluido arrefecido (ar) com vapores do fluido de trabalho. Em todos os casos em que se usa os REIs há rejeição de calor para uma corrente de ar secundária porém, neste caso o calor rejeitado será usado para a vaporização do álcool. Segundo (ASHRAE Handbook 1994 Systems) os sistemas REI poupam de 60% a 70% do custo total de operação da refrigeração mecânica para produzir o mesmo efeito de resfriamento, mesmo quando se utilizam equipamentos mecânicos para circular os fluidos.

Nos últimos anos módulos compactos de REIs para uso em condicionadores de ar de janela tem sido desenvolvidos (Morozov et al. 1994). Um módulo trocador de calor de 0,056 m<sup>3</sup> para este uso é capaz de produzir aproximadamente 2,93 kW de refrigeração para uma temperatura na entrada de 43 °C e um conteúdo de umidade de 6,9 g/kg, produzindo, na saída, ar a uma temperatura de 19 °C.

### Qualidade do ar interior

Para estimar a quantidade de ar necessária a ser insuflado no interior do veículo os cálculos foram elaborados baseado na portaria nº 724 de 10 de outubro de 2000 do Ministério da Saúde e na norma 62<sup>a</sup> – 1989 e adendo 62<sup>a</sup> – 1990 da *ASHARE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers)* que estabelecem critérios para medição e correção da qualidade de ar interior em instalações de climatização e níveis de ocupação dos ambientes. A portaria do Ministério da Saúde estabelece que a taxa de renovação de ar adequada deve ser de vinte e sete metros cúbicos por hora por pessoa para ambientes normais e dezessete metros cúbicos por hora para ambientes onde as taxas de ocupação são críticas (ambiente com grandes concentrações de pessoas) como lojas, centros comerciais, bancos e outros.

Para o veículo admitido como ambiente normal, a taxa de renovação de ar deve ser de vinte e sete metros cúbicos por hora por pessoa.

No veículo com lotação de quatro pessoas há que se insuflar no mínimo 0,03 m<sup>3</sup>/s de ar.

### ESTUDO DO CALOR A SER RETIRADO DA CABINE DO VEÍCULO.

O projeto de equipamentos para conforto térmico em veículos automotores é feito baseado na troca de energia entre o compartimento arrefecido e o meio. O calor total a ser retirado da cabine para adequar as condições ao conforto térmico é dado por:

$$q = q_p + q_m \pm q_r \pm q_c$$

$q_p \Rightarrow$  calor liberado pelas pessoas no interior da cabine.

$q_m \Rightarrow$  calor que adentra a cabine oriundo do compartimento do motor.

$q_r \Rightarrow$  calor trocado com o ambiente por radiação.

$q_{ce} \Rightarrow$  calor trocado com o ambiente externo por convecção.

Neste estudo não se contempla a investigação para locais em que o veículo cede calor ao ambiente por radiação, isto é, limita-se a investigação para situações em que a temperatura na cabine é inferior a temperatura ambiente.

$$q = q_p + q_m + q_r \pm q_{ce}$$

O conforto em uma cabine de um veículo exige um nível de ruído abaixo de 50 dB e o isolamento acústico acaba isolando igualmente o calor ( $q_m$ ), desta forma, a equação torna-se:

$$q = q_p + q_r + q_c$$

O calor liberado pelas pessoas pode ser expresso em função do número de pessoas sem levar em conta o estado metabólico em que elas se encontram.

O calor advindo da radiação solar será estimado usando dados da WMO (World Meteorological Organization) ou seja, cerca de  $1367 \text{ W/m}^2$  para a radiação incidente em um plano perpendicular à direção dos raios solares no topo da atmosfera (constante solar). Fórmulas matemáticas permitem calcular, a partir da "constante solar", da radiação que atinge o topo da atmosfera ao longo do ano, fazendo a correção pela órbita elíptica (apêndice).

Em geral interessa-se por conhecer a potência de radiação por unidade de área que chega em um determinado lugar da superfície da terra, ao que se chama insolação do lugar. A insolação varia de acordo com o lugar, com a hora do dia e com a época do ano.

Conhecendo-se  $q_i$  (calor incidente no topo da atmosfera), é possível avaliar a quantidade de energia que incide em um plano horizontal na superfície da terra. Em geral costuma-se estimar que 70% (Humpheys, 1964) da energia total que atinge o topo da atmosfera chega à superfície da terra em um dia de céu claro.

Deve-se lembrar que a radiação solar ( $q_r$ ) ao atingir uma dada superfície divide-se em radiação refletida, absorvida e transmitida:

$$q_r = q_p + q_a + q_t$$

as quantidades do lado direito da Eq. ( ) são funções da superfície na qual a radiação incide.

Neste estudo a radiação refletida ( $q_p$ ) não será analisada.

A quantidade de calor absorvida ( $q_a$ ) depende basicamente do coeficiente de absorção ( $\alpha$ ) do material usado e da quantidade de energia solar incidente. Alguns valores de ( $\alpha$ ) para superfícies opacas são mostrados na tabela 1.

Tabela 1- Valores do coeficiente de absorção ( $\alpha$ ), para superfícies opacas comuns expostas a radiação solar.

Material	Coeficiente ( $\alpha$ )
Pintura preta	0,98
Pintura cinza	0,75
Pintura vermelha	0,74
Pintura verde	0,5
Pintura em acrílico branco (esmalte)	0,35-0,26

Pintura em tinta branca (óxido de zinco)	0,12-0,18
Alumínio cromo ou cobre polido	0,1-0,4
Pintura com pigmentos metálicos (alumínio ou bronze)	0,3-0,5
Chapa de alumínio galvanizada nova	0,4-0,65
Chapa de alumínio suja	0,78-0,9
Material branco	0,2-0,3
Material amarelo, laranja ou vermelho claro	0,3-0,5
Material vermelho escuro, verde claro ou azul claro	0,5-0,7
Material marrom claro, verde escuro ou azul escuro	0,7-0,9
Material marrom escuro ou preto	0,9-1,0

Fonte: Kreith& Kreider; 1978, Baeta 1997.

O calor transmitido diretamente através dos vidros ( $q_{\tau}$ ) é função do coeficiente de transmitância, o qual por sua vez é função do tipo de vidro. Ismail e Henriques (1999) e Hsieh e Su (1979) obtiveram resultados para vidros comerciais claros espessuras são 3mm, 5mm e 8mm incluindo espectro visível e infravermelho, Fig. 2

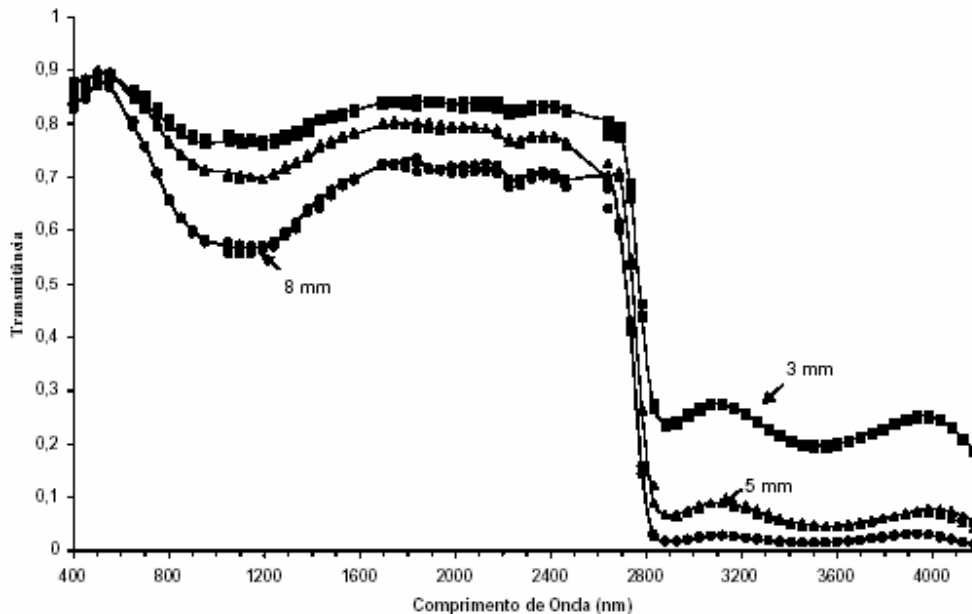
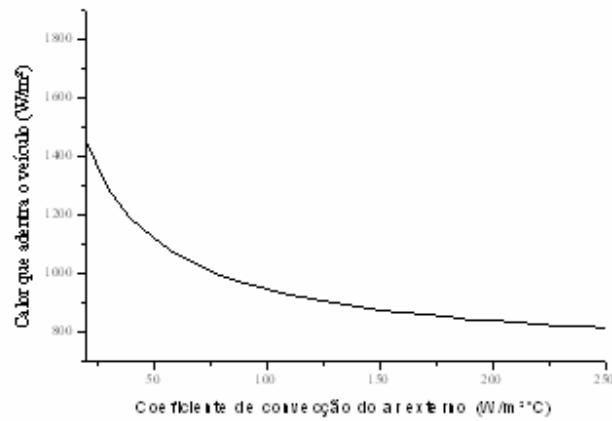
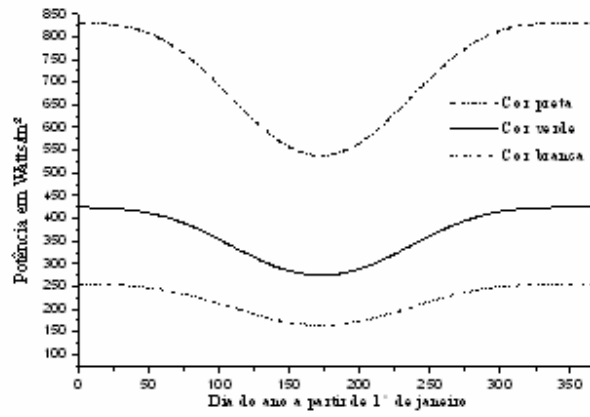
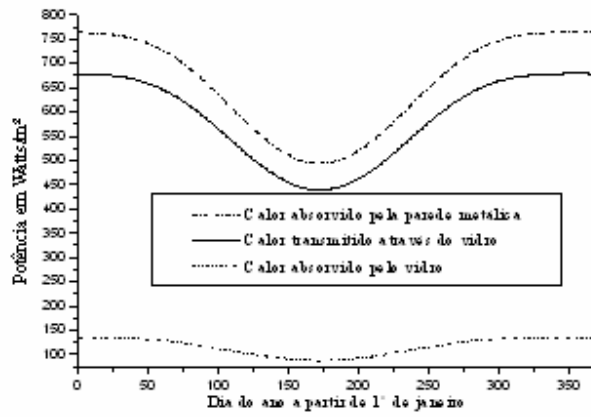


Figura 2 – Transmitâncias para diferentes espessuras de amostras ( $\theta = 5^\circ$ ).



## BALANÇO DE ENERGIA PARA A PAREDE METÁLICA DA CABINE.

$$q_{ce} + q_a = q_k = q_{ci}$$

$q_k$  - calor que atravessa a parede metálica e o forro sintético por condução para o interior do veículo.

$q_{ci}$  - Calor trocado por convecção com o ar interno ao veículo

$$q_a = \alpha q_i$$

$q_a$  calor absorvido pela superfície em estudo.

$\alpha$  é o coeficiente de absorção próprio da superfície.

$$q_i = q \cos(\zeta)$$

$q$  calor incidente em um plano normal aos raios solares no local considerado.

$\zeta$  (distância zenital) é o ângulo formado pelo zênite do observador e pela direção dos raios solares,  $\zeta$  pode ser obtido fazendo uso da trigonometria esférica (Humpheys, 1964)

$$q_{ce} = \bar{h}_e A (T_{pe} - T_{\infty e})$$

$$q_{ci} = \bar{h}_i A (T_{pi} - T_{\infty i})$$

$$q_k = \frac{kA}{x} (T_{pe} - T_{pi})$$

$T_{pe}$  - Temperatura da face externa da parede metálica da cabine

$T_{\infty e}$  - Temperatura do ar exterior

$T_{pi}$  - Temperatura da face interna da parede metálica da cabine

$T_{\infty i}$  - Temperatura do ar interior

$$\frac{q_s}{A} = \bar{h}_e (T_{\infty e} - T_{pe}) + \frac{q_a}{A} = \frac{k}{x} (T_{pe} - T_{pi}) = \bar{h}_i (T_{pi} - T_{\infty i})$$

$q_s$  - Calor que adentra a cabine através paredes metálicas.

$$\frac{q_s}{A} \frac{1}{\bar{h}_e} = (T_{\infty e} - T_{pe}) + \frac{q_a}{\bar{h}_e A}$$

$$\frac{q_s}{A} \frac{x}{k} = (T_{pe} - T_{pi})$$

$$\frac{q_s}{A} \frac{1}{\bar{h}_i} = (T_{pi} - T_{\infty i})$$

$$\frac{q_s}{A} \left( \frac{x}{k} + \frac{1}{\bar{h}_i} \right) = (T_{pe} - T_{\infty i})$$

assim

$$\left( \bar{h}_e (T_{\infty e} - T_{pe}) + \frac{q_a}{A} \right) \left( \frac{x}{k} + \frac{1}{\bar{h}_i} \right) = (T_{pe} - T_{\infty i})$$

$$\bar{h}_e (T_{\infty e} - T_{pe}) \left( \frac{x}{k} + \frac{1}{\bar{h}_i} \right) + \frac{q_a}{A} \left( \frac{x}{k} + \frac{1}{\bar{h}_i} \right) = (T_{pe} - T_{\infty i})$$

$$\frac{q_a}{A} \left( \frac{x}{k} + \frac{1}{\bar{h}_i} \right) + T_{\infty i} + T_{\infty e} \bar{h}_e \left( \frac{x}{k} + \frac{1}{\bar{h}_i} \right) = T_{pe} \left( 1 + \bar{h}_e \left( \frac{x}{k} + \frac{1}{\bar{h}_i} \right) \right)$$

$$\frac{q_a}{A} \left( \frac{x\bar{h}_i + k}{\bar{h}_i k} \right) + T_{\infty i} + T_{\infty e} \bar{h}_e \left( \frac{x\bar{h}_i + k}{\bar{h}_i k} \right) = T_{pe} \left( 1 + \bar{h}_e \left( \frac{x\bar{h}_i + k}{\bar{h}_i k} \right) \right)$$

$$\frac{q_a}{A} (x\bar{h}_i + k) + T_{\infty i} \bar{h}_i k + T_{\infty e} (x\bar{h}_i \bar{h}_e + \bar{h}_e k) = T_{pe} (\bar{h}_i k + x\bar{h}_e \bar{h}_i + \bar{h}_e k)$$

$$T_{pe} = \frac{\frac{q_a}{A} (x\bar{h}_i + k) + T_{\infty i} \bar{h}_i k + T_{\infty e} (x\bar{h}_i \bar{h}_e + \bar{h}_e k)}{(\bar{h}_i k + x\bar{h}_e \bar{h}_i + \bar{h}_e k)}$$

$$\frac{q_s}{A} = \bar{h}_e (T_{\infty e} - T_{pe}) + \frac{q_a}{A}$$

O calor recebido através das superfícies envidraçadas é composto por uma parte absorvida ( $q_{ab}$ ) e outra transmitida ( $q_{\tau}$ ).

$$q_v = q_{ab} + q_{\tau}$$

$$q_{\tau} = \tau q_i \cos(\theta)$$

onde  $\theta$  é o ângulo entre a direção da radiação e a normal à superfície no ponto desejado. O valor de  $q_{\tau}$  depende da espessura e transparência do vidro.

O calor absorvido pelo vidro é calculado de modo análogo ao das paredes metálicas.

$$q_{av} = \alpha q_i$$

$\alpha$  é o coeficiente de absorção próprio da superfície.

$$T_{pev} = \frac{\frac{q_{av}}{A_v} (x_v \bar{h}_{iv} + k_v) + T_{\infty i} \bar{h}_{iv} k_v + T_{\infty e} (x_v \bar{h}_{iv} \bar{h}_{ev} + \bar{h}_{ev} k_v)}{(\bar{h}_{iv} k_v + x_v \bar{h}_{ev} \bar{h}_{iv} + \bar{h}_{ev} k_v)}$$

$$\frac{q_v}{A} = \bar{h}_{ev} (T_{\infty e} - T_{pev}) + \frac{q_{av}}{A_v}$$

Considerando a área de exposição e o número de pessoas no interior do veículo, pode-se calcular o calor a ser retirado para mantê-lo em condições termicamente confortáveis.

$$q = q_s + q_v + q_{pessoas}$$

Para se retirar calor do interior da cabine, vale-se do fluxo de ar que adentra o veículo advindo do trocador de calor (vaporizador de álcool), ou seja, todo calor que adentra os limites da cabine deve ser absorvido pelo ar arrefecido que será a ela fornecido.

A temperatura de BS do ar que adentra a cabine será maior que a temperatura de vaporização do álcool para a pressão dada, enquanto a temperatura do ar ao deixar o recinto

não deve exceder valores estabelecidos para o conforto térmico, assim, o fluxo mínimo de ar necessário pode ser dado pela expressão:

$$\dot{m}_a = \frac{q_{\text{absorvido}}}{c_p \cdot \Delta T_i}$$

A potência estimada para o trocador de calor é dada por:

$$q_{\text{trocador}} = \bar{h} \cdot A_t \cdot \Delta T_m$$

onde

$h$ - coeficiente de convecção de calor dado pela equação ( $W / m^2 \cdot ^\circ C$ )

$A$ - área total de troca de calor ( $m^2$ ).

$\Delta T_m \Rightarrow$  Temperatura média logarítmica ( $^\circ C$ ).

$A = N \pi D \ell$

$N \Rightarrow$  número de tubos expostos ao fluxo de ar.

$D \Rightarrow$  diâmetro dos tubos

$\ell \Rightarrow$  comprimento dos tubos

$$\Delta T_m = \frac{(T_{\infty e} - T_v) - (T_s - T_v)}{\ln \frac{(T_{\infty e} - T_v)}{(T_s - T_v)}}$$

$T_{\infty e} \Rightarrow$  temperatura do ar na entrada do trocador de calor.

$T_s \Rightarrow$  temperatura do ar na saída do trocador de calor.

$T_v \Rightarrow$  temperatura de vaporização do álcool para a pressão dada.

O calor  $q_{\text{trocador}}$  representa a potência térmica do equipamento, a qual, deve ser equivalente à dada na equação (calor a ser retirado do ar externo), ou seja:

$$q_{\text{trocador}} = (\dot{m}_a - \dot{m}_r) \cdot c_p \cdot \Delta T_e + \dot{m}_r \cdot c_p \cdot \Delta T_i$$

ou ainda,

Para  $\Delta T_i = 5^\circ C$  e um calor a ser retirado da ordem de 1200 W,

$$\dot{m}_a = 0,24 \text{ kg/s}$$

para atender as exigências do ministério da saúde deve-se admitir cerca de 0,03 kg/s de ar exterior.

para  $\dot{m}_r = 0,20 \text{ kg/s}$

O calor a ser retirado é:

$$q_{\text{trocador}} = (0,04) \cdot c_p \cdot \Delta T_e + \dot{m}_r \cdot c_p \cdot \Delta T_i$$

$$q_{\text{trocador}} = 1806 \text{ W}$$

tem-se que o calor a ser absorvido no trocador de calor é:

$$\bar{h} \cdot A_t \cdot \Delta T_m = q_{\text{trocador}}$$

$$A_t \bar{h} \frac{(T_{\infty e} - T_v) - (T_s - T_v)}{\ln \frac{(T_{\infty e} - T_v)}{(T_s - T_v)}} = q_{\text{trocador}} \Rightarrow A_t = \frac{1}{\bar{h}} \frac{q_{\text{trocador}}}{(T_{\infty e} - T_s)} \ln \frac{(T_{\infty e} - T_v)}{(T_s - T_v)}$$

$$\Rightarrow A_t = \frac{1}{h} 194 \Rightarrow A_t = 1,094$$

$$N\pi D\ell = 1,094$$

$$N = \frac{1,094}{\pi D\ell} = 116 \text{ tubos ou seja: duas caixas da medida acima.}$$

$$\frac{N\pi D\ell \bar{h} (T_{\infty e} - T_s)}{\dot{m}_a \cdot c_p (T_{oi} - T_s)} = \ln \frac{(T_{\infty e} - T_v)}{(T_s - T_v)} \Rightarrow$$

Para valores previamente estimados com  $T_{\infty e} = 40^\circ\text{C}$  e  $T_{oi} = 25^\circ\text{C}$  obtém-se:

$T_s = 17,50^\circ\text{C}$  (temperatura com a qual o ar adentra a cabine);  $\dot{m}_a = 0,24 \text{ kg/s}$ ;

$\Delta T_m = 9,77^\circ\text{C}$

Por outro lado, o ar é arrefecido ao ceder calor para a vaporização do álcool no estudo aqui elaborado deve contemplar condições críticas, (para o ar ambiente a quarenta graus Celsius) A energia térmica usada para vaporizar o álcool, é retirada do ar que arrefece a cabine.

$$q_{\text{cedido}} = \dot{m}_a \cdot c_p \cdot \Delta T_e$$

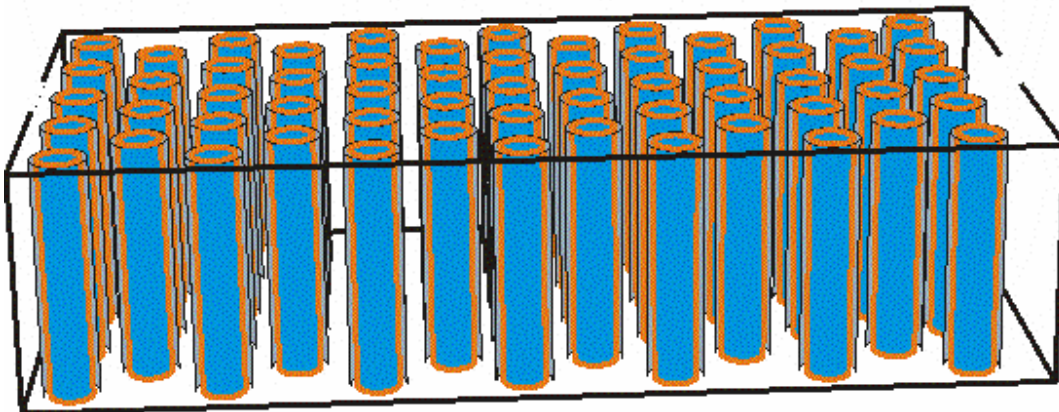
$$q_{\text{cedido}} = \frac{\dot{m}_{\text{ál}} \cdot h_{/v}}{\eta_v}$$

$\Delta T_e$  -variação da temperatura do ar ao atravessar o trocador de calor/vaporizador

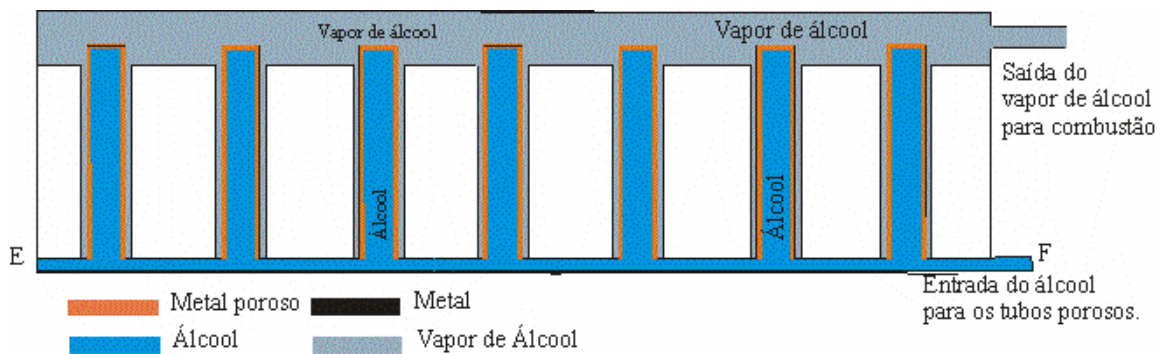
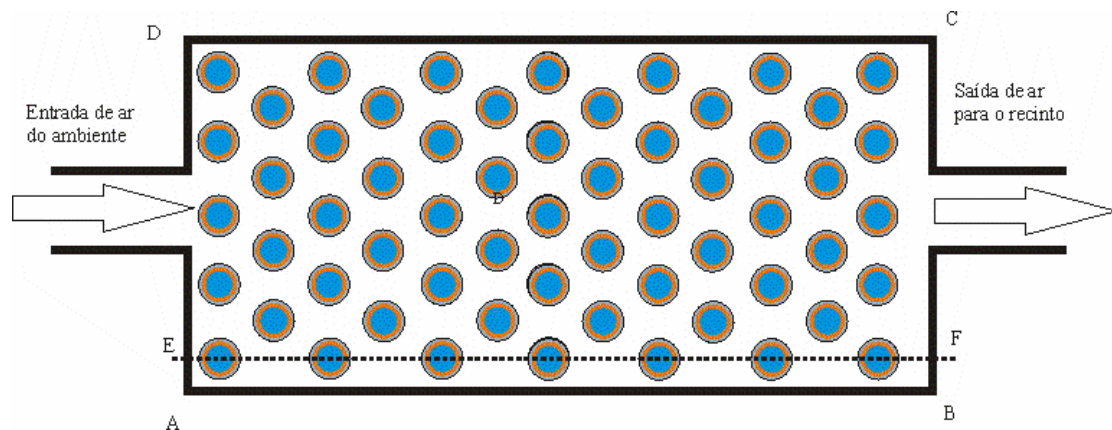
$\eta_v$  - rendimento do trocador de calor/vaporizador

Para se calcular a área de troca de calor necessária deve-se fazer o estudo baseado em tubos com correntes cruzadas. O trocador de calor proposto encontra-se esquematizado nas fig.

(\_,-,e-).







Os sistemas em estudo são compostos por treze filas de tubos perpendiculares ao escoamento, sendo sete filas com cinco tubos e seis filas com quatro tubos, perfazendo um total de cinquenta e nove tubos.

A disposição dos tubos no arranjo proposto encontra-se esquematizada abaixo:

Diâmetro externo dos tubos  $D=20,0$  mm;

Passo longitudinal  $S_L=26,0$  mm;

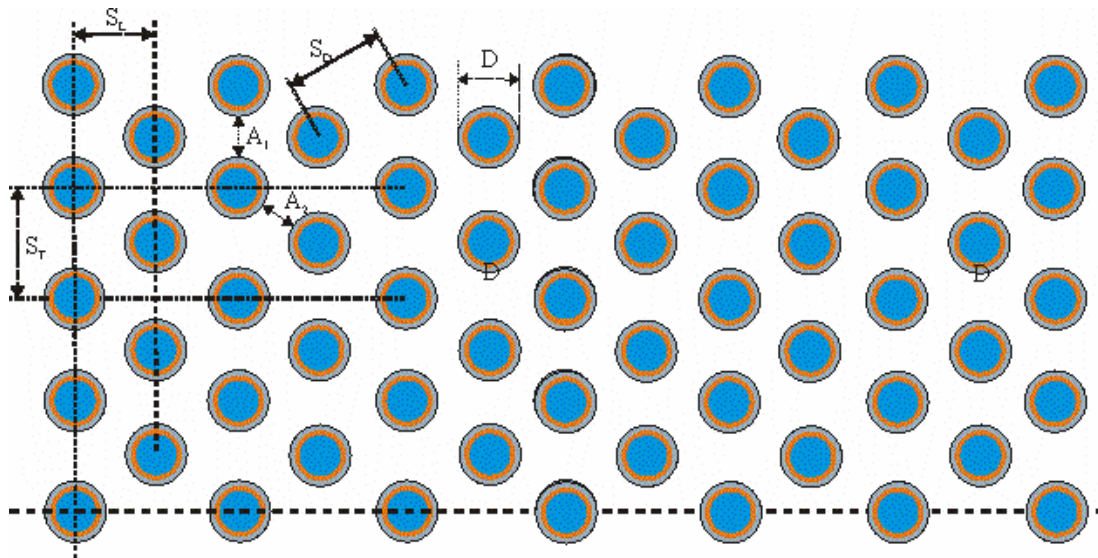
Passo transversal  $S_T=35,7$  mm;

Passo diagonal  $S_D= 31,5$  mm;

Distância vertical  $A_1=15,7$  mm;

Distância diagonal  $A_2= 12,0$  mm

Dimensão do trocador 178,5x150x338 mm



Considerando  $v$  a velocidade média do fluido no espaço interno ao trocador, sem a presença dos tubos.

$$v = \frac{\dot{V}}{A_n}$$

com,

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}_a}{\rho}$$

$A_n$  - área normal ao escoamento.

Para se estimar o valor médio do coeficiente de transferência de calor por convecção optou-se pela correlação de Grimison

$$N_{uD} = C \cdot R_{eD,máx}^m$$

para

$$\frac{S_L}{D} = \frac{26}{20} = 1,3$$

$$\frac{S_T}{D} = \frac{35,7}{20} = 1,785$$

A velocidade máxima ocorrerá no plano transversal em  $A_1$ , pois

$$2(S_D - D) > (S_T - D)$$

A velocidade do escoamento na ausência dos tubos é dada por:

$$v = \frac{\dot{V}}{A_n}$$

A velocidade máxima é dada por:

$$v_{máx} = \frac{S_T}{(S_T - D)} v$$

O número de Reynolds é:

$$R_e = \frac{v_{\text{máx}} D}{\nu}$$

Para estas condições (número de Reynolds), pode-se usar a expressão de Grimison,

$$N_{uD} = 0,510 \cdot R_{eD,\text{máx}}^{0,555}$$

Com C e m obtidos das tabelas().

$$N_{uD} = 0,510 \cdot 23204^{0,555} \Rightarrow N_{uD} = 135$$

$$\bar{h} = \bar{N}_{uD} \frac{k}{D} \Rightarrow \bar{h} = 135 \cdot \frac{k}{D} \Rightarrow \bar{h} = 177 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Estudo do álcool a ser vaporizado.

Para pressão atmosférica, a entalpia de vaporização do etanol encontra-se na tab. 1.

T (°C)	P (KPa)	Vol. específico (m³/Kg)			Entalpia (KJ/Kg)			Entropia (KJ/KgK)		
		Liq. sat.	Evap.	Vap. sat.	Liq. sat.	Evap.	Vap. sat.	Liq. sat.	Evap.	Vap. sat.
10	3,165	0,001253	15,938	15,939	22,795	937,378	960,173	0,0821	3,3105	3,3926
15,56	4,461	0,0012610	11,5054731	11,5067342	35,820	931,563	967,383	0,1273	3,2263	3,3536
21,11	6,274	0,0012692	8,3154043	8,3166735	48,846	925,515	974,361	0,1721	3,1451	3,3172

Admitindo o vapor de álcool como gás perfeito, pode-se calcular em função da temperatura para a pressão ambiente de um bar, a quantidade de álcool a ser vaporizada para se ter o ar saturado desse fluido.

$$\omega = \frac{287,7 \cdot P_v}{180,8 \cdot P_a} \Rightarrow \omega = 1,59 \frac{P_v}{P_a}$$

para uma pressão de vapor de 4,461kPa

$$\omega = 1,59 \frac{P_v}{P_t - P_v} \Rightarrow \omega = 1,59 \frac{4,461}{100 - 4,461} \Rightarrow \omega = 1,59 \frac{4,461}{95,539} = 0,074 \frac{\text{kg}_{\text{vapor}}}{\text{Kg}_{\text{ar}}}$$

No limite de saturação, pode-se vaporizar setenta e quatro gramas de álcool por quilograma de ar seco e nessas condições estaria vaporizando álcool na taxa de :

$$\dot{m}_{\text{vaporizado}} = \omega \cdot \dot{m}_{\text{aspirado}} \text{ em quilogramas de álcool por segundo.}$$

Supondo um rendimento  $\eta_{tr}$  para o vaporizador, o calor a ser usado na vaporização é da dado por:

$$q_{\text{vapor}} = \eta q_{\text{trocador}}$$

A massa real de álcool vaporizado é dado por:

$$\dot{m}_{\text{álcool}} = \frac{\eta q_{\text{trocador}}}{h_{fv}}$$

$$\dot{m}_{\text{álcool}} = 0,8 \cdot \frac{1800}{931563} = 0,0015 \text{ kg/s de álcool}$$

Nestas circunstância, supondo mistura estequiométrica, para cada kg de álcool aspirado o motor deve aspirar 9 kg de ar. **Deseja-se que apenas 70% da mistura esteja preparada ao adentrar a câmara.**

A massa de ar aspirada pelo motor é:

$$\dot{m}_{\text{aspirado}} = 9 \cdot \dot{m}_{\text{álcool}}$$

$$\dot{m}_{\text{aspirado}} = 9 \cdot 0,0015 = 0,014 \text{ kg/s}$$

Em volume tem-se:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}_{\text{aspirado}}}{\rho_{\text{ar}}}$$

$$\dot{V} = \frac{0,014}{1,2} = 0,0116 \text{ m}^3/\text{s}$$

Para um motor de quatro tempos,

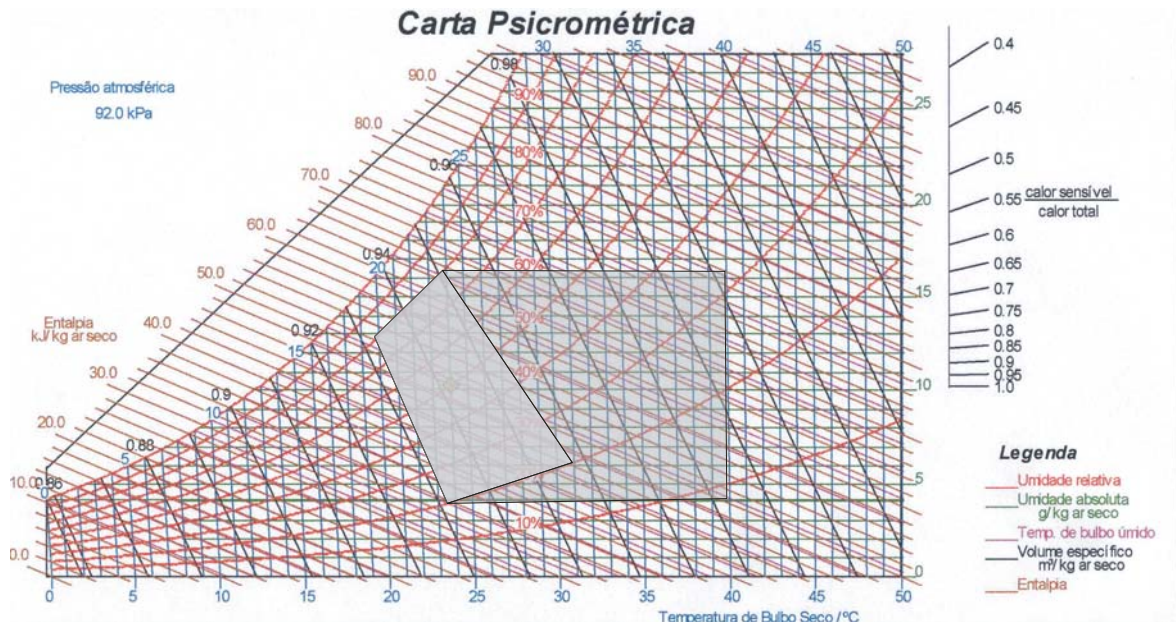
$$\dot{V} = \eta_v \frac{nCT}{120}$$

CT - a cilindrada total do motor (1600 cm<sup>3</sup>)

n- rotação em rpm

$\eta_v$  – rendimento volumétrico (aprox 85%)

$$0,0116 = 0,85 \frac{n \cdot 0,0016}{120} \Rightarrow n = 1023 \text{ rpm no 1.6 ou 1634 no mille}$$



## Apêndice A

A constante solar  $S$  pode ser calculada, considerando o sol como um corpo negro à alta temperatura, irradiando em todas as direções do espaço. Segundo a lei de Stefan-Boltzman, para um corpo negro, pode-se escrever:

$$I = \sigma \varepsilon T^4$$

onde

$I$  é a energia total irradiada por unidade de área, a temperatura  $T$ .

$\sigma$  é a constante de Stefan-Boltzman ( $\sigma = 0,826 \times 10^{-10} \text{ ly/min K}^4$  com  $\text{ly} = \text{cal/cm}^2$  ou ainda,  $\sigma = 5,669 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{K}^4$ )

$\varepsilon$  é a emissividade da superfície a qual para o corpo negro é igual a 1.

$T$  é a temperatura do sol em Kelvin (5780 K).

Considerando o sol como uma esfera de diâmetro e temperatura média  $D_s$  e  $T_s$ , respectivamente, a energia total por ele emitida na unidade de tempo é:

$$I_{(T)} = \sigma \varepsilon T_s^4 (\pi D_s^2)$$

com  $D_s = 1,3906 \cdot 10^9 \text{ m}$

Chamando  $\bar{D}$  a distância média terra-sol ( $\bar{D} = 149,6 \cdot 10^9 \text{ m}$ ), as radiações solares, cobrirão uma esfera imaginária de superfície  $\pi \bar{D}^2$  antes de atingir a superfície da terra, e a constante solar será dada por

$$S = \frac{I_{(T)}}{4\pi \bar{D}^2} = \frac{\pi D_s^2 \sigma T_s^4}{4\pi \bar{D}^2} = \sigma T_s^4 \left( \frac{D_s}{2\bar{D}} \right)^2$$

$$S = 5,669 \cdot 10^{-8} 5780^4 0,00465^2 = 1366,7 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \approx 1,96 \text{ ly/min}$$

Cálculo da declinação  $\delta$

$$\delta = \delta_0 \text{ sen} \left( \frac{2\pi N}{365,25} \right)$$

onde  $\delta_0$  é a declinação do sol no equinócio<sup>1</sup>,  $23^\circ 27'$

$N$  é o número de dias a partir do equinócio.

$$\delta = 23^\circ 27' \text{ sen} \left( \frac{2\pi(284 + n)}{365} \right) \text{ em radianos}$$

---

<sup>1</sup> Equinócio- ponto da órbita da Terra em que se registra uma igual duração do dia e da noite, o que sucede nos dias 21 de março e 23 de setembro, corresponde qualquer das duas interseções do círculo da eclíptica com o círculo do equador celeste ou seja, instante em que o sol, no seu movimento anual aparente, corta o equador celeste. Solstício- tempo em que o sol tendo chegado ao trópico parece estacionário durante alguns dias antes de começar a aproximar novamente do equador. Os solstícios situam-se, respectivamente, nos dias 22 ou 23 de junho para a maior declinação boreal, e nos dias 22 ou 23 de dezembro para a maior declinação austral do Sol. No hemisfério sul, a primeira data se denomina solstício de inverno e a segunda solstício de verão; e, como as estações são opostas nos dois hemisférios, essas denominações invertem-se no hemisfério norte.

onde  $n$  é o dia do ano. A declinação  $\delta$  varia de  $23^{\circ}27'$  em 22 de junho a  $-23^{\circ}27'$  em 22 de dezembro (aproximadamente).

$h$  é o ângulo horário.

Para uma superfície horizontal no topo da atmosfera a intensidade de radiação incidente é dada pela expressão:

$$q_i = q_0 \cos(\zeta)$$

O ângulo  $\zeta$  (distância zenital) é o ângulo formado pelo zênite do observador e pela direção dos raios solares,  $\zeta$  pode ser obtido fazendo uso da trigonometria esférica (Humpheys, 1964)

$$\cos \zeta = \sin \ell \sin \delta + \cos \ell \cos \delta \cos h$$

$\ell$  é a latitude local,

$\delta$  é a declinação solar (distância entre o equador celeste e o centro do disco solar) e varia em função da data e da hora do dia, e cujo valor pode ser encontrado em tabelas, ou mesmo calculado conforme apêndice.

### Localização no espectro:

A radiação visível vai aproximadamente de  $384 \times 10^{12}$  Hz (para o vermelho) até cerca de  $769 \times 10^{12}$  Hz (para o violeta).

Cor	Comprimento de onda (nm)	Frequência ( $10^{12}$ Hz)
vermelho	780 - 622	384 - 482
laranja	622 - 597	482 - 503
amarelo	597 - 577	503 - 520
verde	577 - 492	520 - 610
azul	492 - 455	610 - 659
violeta	455 - 390	659 - 769

Frequências e comprimentos de onda para várias cores, no vácuo.

$$\dot{m}_{ai} \Delta h = \dot{m}_{ar} c_p \Delta T$$

$$\dot{m}_{ai} c_p \Delta T + \dot{m}_{vi} h_{\ell v} = \dot{m}_a c_p \Delta T$$

$$\dot{m}_{ai} (c_p \Delta T + \omega h_{\ell v}) = \dot{m}_a c_p \Delta T$$

$$\dot{m}_{ai} = \dot{m}_a \frac{c_p \Delta T}{(c_p \Delta T + \omega h_{\ell v})}$$

$$\dot{m}_{ai} = \dot{m}_a \text{FCS} \Rightarrow$$

$$q_{\text{absorvido}} = \dot{m}_a c_p \Delta T \Rightarrow \frac{q_{\text{absorvido}}}{c_p \Delta T} = \dot{m}_a$$