

**OTIMIZAÇÃO DE SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO  
DE AMBIENTE COM LEITO DE PEDRA**

**Eduardo José Cidade Cavalcanti** - educanti@fem.unicamp.br

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica,

Depart<sup>o</sup> de engenharia térmica e de fluídos, C.P. 6122 - 13083-970 - Campinas, SP, Brasil

**Caio Glauco Sánchez** - caio@fem.unicamp.br

**Resumo.** *O sistema Regenerativo com Leito de Pedra (RBR) foi desenvolvida na Austrália em torno dos anos 60 como um sistema alternativo de conforto térmico. Ele pode funcionar como sistema de aquecimento ou de resfriamento utilizando matrizes de pedra como trocador de calor regenerativo. Foi analisado o experimento de Hogg(1971), uma unidade que resfriava uma pequena casa de 95 a 185 m<sup>2</sup> na Austrália, numa região de clima tropical. Foi realizado uma modelagem teórica para simulação e para otimização desse sistema usando o custo total de operação (custos de funcionamento mais custo de investimento). Os custos de investimento foram estimados através do protótipo em desenvolvimento na UNICAMP. Também foi verificado a variação de alguns parâmetros como queda de pressão, capacidade de resfriamento em função de geometrias da matriz de pedra.*

**Palavras-chave:** Regenerador, Leito de pedra, Conforto térmico, Resfriamento evaporativo e Otimização.

## 1. INTRODUÇÃO

A criação de soluções alternativas de conforto térmico ganha importância devido a dificuldade de uma boa distribuição de eletricidade em algumas áreas e o aumento do preço da energia elétrica, além de fatores ecológicos como a degradação da camada de ozônio pelos refrigerantes CFCs. O sistema (RBR) foi desenvolvido e utilizado com sucesso como sistema alternativo de conforto térmico na Austrália devido a seu desempenho versátil tanto no verão (resfriando), quanto no inverno (aquecendo) e facilidade de abastecimento de água pelos lagos daquela região.

O fato da influência da umidade relativa (UR) no conforto térmico ser muito pequena em longos períodos, acima de uma ou duas horas após alcançar o equilíbrio, foi muito importante para utilização desse sistema, pois permite o resfriamento do ar sem a sua desumidificação, segundo Morse e Kowalczewski (1967). A desvantagem desse sistema é o aumento excessivo da umidade do ar no local condicionado, pois o limite superior de umidade relativa (UR) em condições de conforto térmico é 85 %. Deve-se portanto controlar o aumento da umidade no local para que o sistema não seja inadequado.

Neste trabalho foi estudada uma modelagem teórica para verificar o funcionamento de uma unidade desenvolvida por Hogg (1971). O autor construiu unidades para resfriar pequenas casas de 90 a 185 m<sup>2</sup> com isolamento no teto em regiões norte e noroeste do continente

australiano, que se caracteriza pelo clima quente e seco. Nesse modelo foi calculado o custo de funcionamento (operacional e de instalação).

## 2. PRINCÍPIO OPERACIONAL

O sistema (RBR) é uma unidade de alta eficiência de troca térmica. Seu princípio de operação é uma combinação de resfriamento evaporativo com troca térmica regenerativa. Esse sistema possui 3 caixas de pedra sendo 2 atuam como regeneradores e 1 como resfriador evaporativo. O resfriamento ocorre na superfície das pedras, onde o fluxo de ar é resfriado e umidificado. Sua eficiência está relacionada com o potencial de umidificação e com as características transientes de transferência de calor das pedras. Observe o esquema na figura 1.

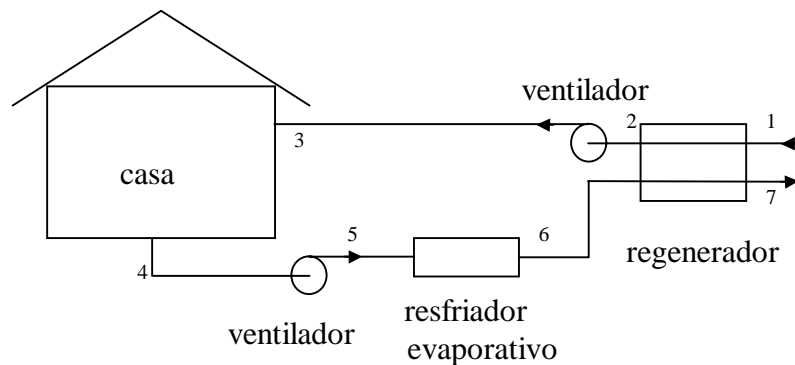


Figura 1. Esquema do Sistema de Resfriamento de Leito

Uma vazão de ar na temperatura ambiente ( $T_1$ ) é resfriado no 1º regenerador de calor até a temperatura ( $T_2$ ). Ao passar pelos ventilador o ar é aquecido de ( $T_2$ ) à ( $T_3$ ) e ( $T_4$ ) à ( $T_5$ ). A vazão de ar entra no local a ser resfriado à uma temperatura ( $T_3$ ) absorvendo a carga térmica do local. O ar sai à temperatura ( $T_4$ ) do local e em seguida é resfriado por evaporação de ( $T_5$ ) à ( $T_6$ ) e aquecido de ( $T_6$ ) a ( $T_7$ ) no 2º regenerador. Após um determinado tempo, o sentido do fluxo é invertido e o 1º regenerador de calor que resfriava o ar, passa a ser resfriado e o 2º regenerador que era resfriado passa a ser aquecido. Por isso o sistema opera ciclicamente em regime transiente. Ambas as efetividades do regenerador de calor e do resfriador evaporativo estão em torno de 90 %. Quando a umidade no ambiente refrigerado exceder 80 %, a umidificação é interrompida, operando somente como sistema de ventilação. Entre as fases 1-2 e 5-7, ocorre transferência de calor e massa e entre as fases 5-6, ocorre somente transferência de massa. São conhecidos os seguintes parâmetros:

Área frontal da matriz de pedra	$A_f = 4,64 \text{ m}^2$
Altura do regenerador	$L = 0,127 \text{ m}$
Altura do resfriador evaporativo	$L_r = 0,01905 \text{ m}$
Ciclo de funcionamento	$\theta = 5 \text{ min}$
Diâmetro dos dutos e do ventilador	$d = 0,381 \text{ m}$
Diâmetro esférico equivalente das partículas	$d_p = 0,635 \text{ cm}$
Número de Reynolds	$Re = 79,04$
Potência de cada ventilador axial	$P_v = 300 \text{ W}$
Vazão volumétrica do ar	$Q = 0,94389 \text{ m}^3/\text{s}$

Observe o desempenho do sistema na carta psicrométrica na figura 2.

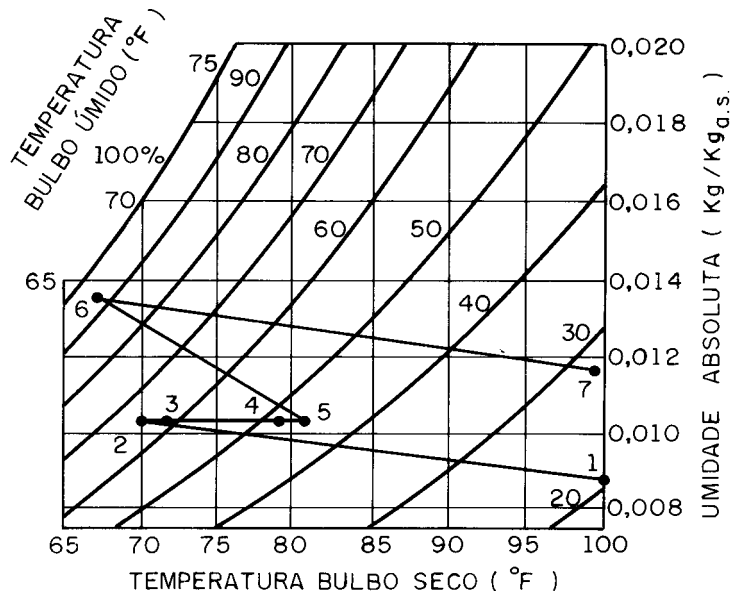


Figura 2 - Desempenho do sistema

### 3. MODELO E SIMULAÇÃO

Esse sistema opera sobre 2 princípios de funcionamento: Transferência de calor regenerativa e resfriamento evaporativo. Para verificar o desempenho desse sistema foi utilizado uma modelagem teórica no regenerador e no resfriador evaporativo.

#### 3.1 Regenerador

A transferência de calor foi estimada através do modelo de Mumma (1976) para regeneradores. Nele, a transferência de calor é unidirecional, ou seja, as pedras numa seção  $\Delta x$ , são assumidas como tendo uma temperatura uniforme  $T_{b_m}$ . A equação diferencial obtida do balanço de energia do ar no volume de controle é:

$$m c_p (T_i - T_{i+1}) = hv A \Delta x (T - T_b) \quad (1)$$

desenvolvendo, tem-se que:

$$\frac{T_{i+1} - T_b}{T_i - T_b} = \text{Exp} \left[ \frac{hv A \Delta x}{m \cdot c_p} \right] \quad (2)$$

Onde:  $m$  é a vazão mássica de ar [kg/s],  $c_p$  é o calor específico do ar [J/kg °C],  $T$  é a temperatura do ar e  $T_b$  é a temperatura das pedras [°C],  $A$  é a área frontal do leito [m<sup>2</sup>],  $\Delta x$  é a dimensão da seção [m] e  $hv$  é o coeficiente de transferência de calor volumétrico [W/m<sup>3</sup> °C] utilizado por Anza (1966) calculado pela relação empírica, ou:

$$\frac{hv \cdot d_p}{c_p Go} = 2,4 \text{Re}^{-0,3} \quad (3)$$

O número de Reynolds (Re) é definido pela velocidade mássica do gás na área frontal ( $G_o$ ) [ $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ ] e pelo diâmetro esférico equivalente das partículas ( $d_p$ ), onde  $G_o$  é a razão entre a vazão mássica e a área frontal

$$\text{Re} = \frac{G_o \cdot d_p}{\mu} = \frac{m \cdot d_p}{A_f \cdot \mu} \quad (4)$$

O balanço de energia na seção  $\Delta x$  das pedras é:

$$(\rho_b A \Delta x)(1 - E)c_{pb} \frac{dT_b}{d\tau} = m \cdot cp(T_i - T_{i+1}) \quad (5)$$

desenvolvendo, tem-se que:

$$T_{b(\tau+\Delta\tau)} = dT_{b(\tau)} + \left( \frac{m \cdot cp(T_i - T_{i+1})}{(\rho_b A \Delta x)(1 - E)c_{pb}} \Delta\tau \right) \quad (6)$$

Onde:  $\rho$  é a massa específica [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ],  $E$  é a fração de vazio da matriz de pedra[adimensional],  $\tau$  é o tempo [s] e o subscrito b é a matriz de pedra.

### 3.2 Resfriador evaporativo

A eficiência ( $\eta$ ) do resfriador ou condensador evaporativo, pode-se definir como:

$$\eta = \frac{T_{5(DB)} - T_{6(DB)}}{T_{5(DB)} - T_{5(WB)}} \quad (7)$$

onde: Os subscritos :  $DB$  é bulbo seco e  $WB$  é bulbo úmido.

O resfriador evaporativo foi modelado pela seguinte balanço de energia:

$$m \cdot h_e + m_w \cdot h_w = m \cdot h_s \quad (8)$$

onde:  $h$  é a entalpia [ $\text{J}/\text{kg}$ ] e os subscritos w é a água, e é entrada e s é saída.

De acordo com Dunkle [9], esta eficiência é proporcional ao tamanho da matriz do resfriador e pode ser definida em função do comprimento adimensional ( $Y$ ):

$$1,05Y = \ln(1 - \eta) \quad (9)$$

$Y$  é o parâmetro adimensional do comprimento, calculado como:

$$Y = \frac{h\nu L}{\rho c_p G_o} \quad (10)$$

Onde:  $\rho$  é a massa específica do ar [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ] e  $L$  é a altura ou profundidade da matriz[m].

### 3.3 Variações de pressão no sistema

A queda de pressão do ventilador é estimada pelo teorema de Bernoulli

$$\Delta P_v = \frac{\rho}{2} v^2 \quad (11)$$

A queda de pressão da matriz de pedra é estimada através de um parâmetro da queda de pressão de Dunkle e Ellul (1972), ou:

$$\pi = \frac{d_p}{\mu} \sqrt{\frac{\rho \Delta p}{Y}} = Re^{0,65} (8,75 Re + 729,167)^{0,5} \quad (12)$$

Onde:  $v$  é a velocidade do ar [m/s],  $\mu$  é a viscosidade do ar [N s/m<sup>2</sup>],  $p$  é a pressão [N/m<sup>2</sup>].

Essas correlações utilizam a queda de pressão em partículas secas. De acordo com os mesmos autores acima, no regenerador úmido, a queda de pressão nas partículas ( $\Delta p_w$ ) deve ser corrigida pela expressão para faixa de  $d_p$  entre 5 e 20 mm:

$$\Delta p_w = \Delta p \left( 1 + \frac{0,0041}{d_p} \right) \quad (13)$$

## 4. OTIMIZAÇÃO

O objetivo do sistema é refrigerar o ambiente, por isso a função objetivo foi definida pela razão entre a variação de entalpia na casa e os custo total de operação, composto pelos custo de funcionamento mais custo de investimento. O custo de funcionamento engloba custo de água do resfriamento evaporativo, mais custo de energia elétrica do ventilador. Ele foi estimado pela taxa de água e eletricidade residencial na cidade de Campinas. No custo de investimento foi considerado custo dos materiais utilizados na construção e mão de obra. Como esse sistema praticamente não requer manutenção, foi desprezado esse custo. Os custos de instalação foram estimados através do protótipo em desenvolvimento na UNICAMP. Foram considerados 2 grupos de materiais com períodos de amortização diferentes: 15 anos e 2 anos.

#### 15 anos

dutos de ar  
tubos de água e acessórios  
motor  
pedras

#### 2 anos

estrutura de ferro  
telas  
parafusos e rebites  
capacitor  
correia  
temporizador  
tinta e celador  
madeira

As propriedades do ar foram estimadas em função da temperatura e da umidade. Alguns dados não explicitados foram obtidos em outras referência, como Anza e Mumma (1966).

calor específico da matriz de pedra  
densidade da matriz de pedra  
fração de vazio

$$c_{pb} = 840 \text{ [J/kg } ^\circ\text{C]}$$
$$\rho_b = 2700 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$
$$E = 0,3$$

Como o sistema funciona em regime transiente, em ciclos de 5 minutos, os parâmetros que variam com o tempo foram estimados pela média dos valores somado a cada segundo. O ar é assumido gás perfeito. O calor específico da matriz de pedra é constante. Não há transferência de calor entre a superfície do regenerador e o ambiente. Não foi considerado a variação da umidade entre os pontos (1-2) e (6-7).

## 5. DISCUSSÃO

Mantendo o número de Reynolds da Matriz de pedra, ou seja não variando a área frontal e a vazão mássica do leito e aumentando a profundidade da matriz de pedra, observa-se na figura 3, que o custo varia e existe um ponto ótimo dessa função em torno de  $L=0,18$  m. A profundidade da matriz do experimento é  $0,127$  m e o número de Reynolds é  $79,04$ , o mesmo valor testado. Aumentando a profundidade do leito, aumenta variação da pressão que o ventilador tem que fornecer para manter a vazão mássica. O ventilador esta diretamente relacionado com o custo operacional, o aumento da sua potência aumenta o consumo de energia. Isso é estimado na eq.(10), onde o aumento da profundidade  $L$  aumenta o parâmetro do comprimento  $Y$  e por sua vez, o aumento de  $Y$  aumenta a queda de pressão na matriz de pedra  $\Delta p$ , eq.(12). A Relação entre custo e a queda de pressão na matriz de pedra  $\Delta p$  é uma curva idêntica a essa, porém com um pressão ótima em torno de  $20$  Pa.

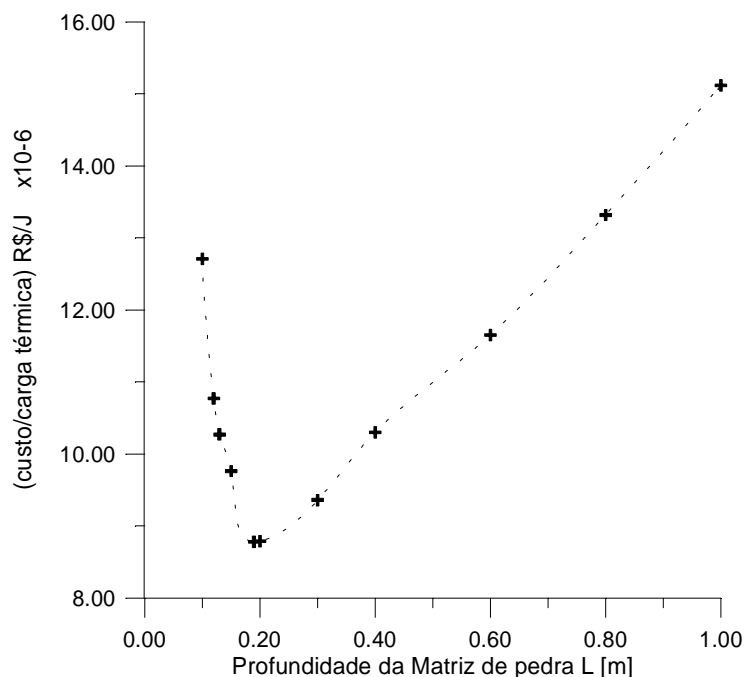


Figura 3 - Relação entre custo e a variação da profundidade da matriz.

Utilizando o valor ótimo da profundidade da matriz de pedra  $L=0,18$  m e variando a sua área frontal para uma mesma vazão, varia o número de Reynolds da Matriz. A vazão mássica não foi alterada. Os valores da área frontal testados foram:  $2,25$ ;  $4$ ;  $6,25$ ;  $9$ ;  $12,25$  e  $16$  m<sup>2</sup>. A diminuição da área aumenta o número de Reynolds, eq.(4). Inicialmente o aumento do número

de Reynolds, reduz os custos totais, mas o contínuo aumento de Reynolds, aumenta significativamente a queda de pressão na matriz e consequentemente os custos operacionais (eletricidade), por isso a curva se inverte. O valor ótimo do número de Reynolds é em torno de 80, que é bem próximo do valor do experimento.

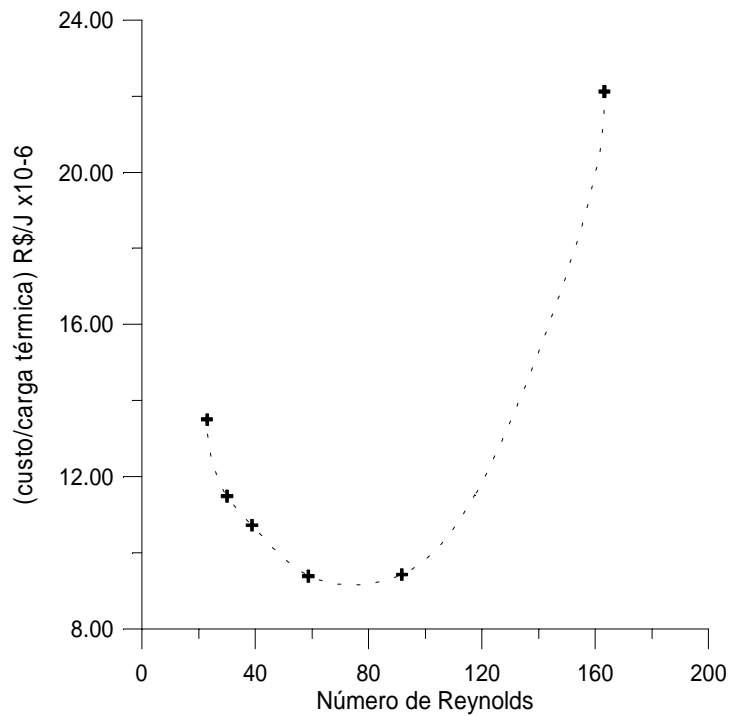


Figura 4 - Relação entre custo e o número de Reynolds.

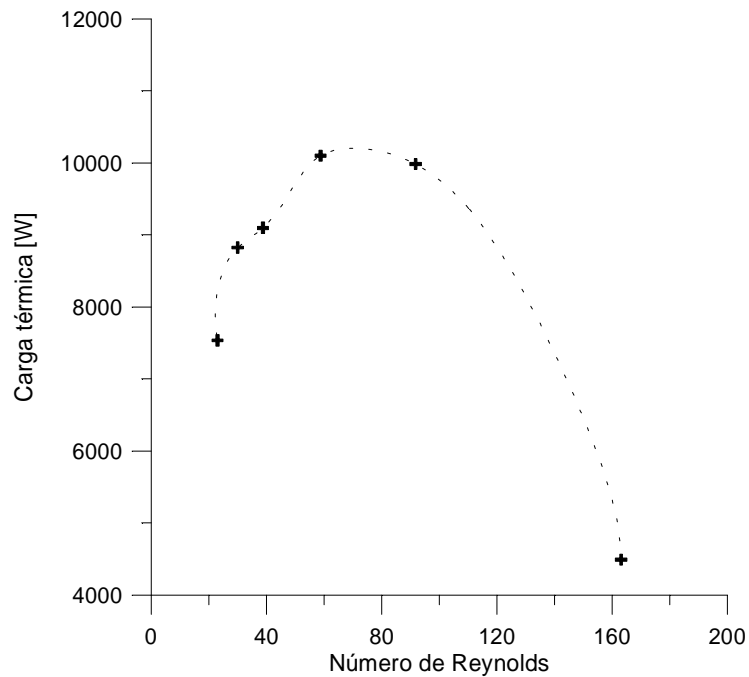


Figura 5 - Relação entre carga térmica e o número de Reynolds.

A carga térmica que o sistema pode absorver é função da vazão mássica e da variação de temperatura do ambiente ( $T_3-T_4$ ). A temperatura  $T_3$  é a temperatura de saída do regenerador entre os pontos (1-2) acrescida do ganho de temperatura ao passar pelo ventilador. Inicialmente, para valores de Reynolds abaixo 80, a diminuição da área frontal e consequentemente o aumento do número de Reynolds, aumenta velocidade do fluxo de ar na matriz, aumentando a transferência de calor por convecção, ver eq.(3), mas a contínua redução da área começa a aumentar a queda de pressão que o ventilador tem que suprir para manter a vazão mássica constante, consequentemente aumenta o ganho de temperatura do ar ao passar pelo ventilador.

## 6. CONCLUSÕES

A simulação com o modelo teórico para otimizar o desempenho do sistema construído por Hogg (1971) mostrou que:

O valor da profundidade da matriz de pedra, apesar de não ser idêntico ao valor otimizado, está relativamente próximo. Essa variação se deve ao fato dos custos principalmente de água e luz variarem de acordo com o local analisado. Sabe-se que devido a proximidade dos lagos nessa região da Austrália era utilizado água dos lagos nesse sistema, alterando os custos de água. Quanto ao número de Reynolds, o valor ótimo foi bem próximo do utilizado.

Conclui-se a modelagem teórica pode ser uma boa ferramenta para e otimização desses sistemas.

### Agradecimentos

Agradecemos ao Cnpq pela bolsa de estudo.

## 6. REFERÊNCIAS

- Anza, Juan M.Rodriguez ; Mumma, Stanley A., 1966, Rock Bed Regenerative as a Means of Indirect Evaporative Cooling, ASHRAE Trans., vol.68, pp.787-796.
- Dunkle, R. V.; Ellul, W. M. J., 1972, Randomly-Pached Particulate Bed Regenerative and Evaporative Coolers, Mechanical e Chemical Engineering Transaction, Nov, pp.117-121.
- Jones, W.P., 1983, Engenharia de Ar condicionado ,Rio de Janeiro, Campus,. Cap.6 e 15: A escolha das condições de insulflamento de projeto, e Os fundamentos do escoamento de ar em dutos, pp.138-139;378-432.
- Hogg, F. G., A, 1971, Switched-Bed Regenerative Cooling System, Proc. Int. Congr. Refr 13th, Washinton, D.C., Vol 4, p.41-46.
- Morse et Kowalczewski, 1976, A Rational Basis for Human thermal Confort. ASHRAE Journal, Sept, v.9, nº 9, p.72-77.
- Mumma, S. A.; Marvin, W. C., August 1976, A Method of Simulating the Performance of a Pebble Bed Thermal Energy Storage and Recovery System, In Conference, St. Louis, MO: ASME-AICHE Heat transfer Conferenceration, nº 76-HT-73, pp.1-5.



Read, W.R. ; Chapman, H.L. e Davey, L.E., Dec, 1972, The use of RBR Systems in South Australian Schools, In Conference, Adelaide: Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating, vol.26, nº 12, pp.20-27.

## **ABSTRACT**

### **OPTIMIZATION OF COOLING SYSTEM OF ROCK BED REGENERATIVE**

*The rock bed regenerative system was developed in Austrália around 60th years for alternative of thermal confort. It can be operated for cooling or heating , using rock matriz as regenerative heat exchanger. The apparatus of Hogg was analyzed, a unit that provide confort cooling in a small house with 95 a 185 m<sup>2</sup> in Australia from tropical areas. A mathematical modeling was made to check the performance and optimization of this system using running total cost ( operational cost plus investment cost ). The investments cost were obtained through experimental apparatus in development in UNICAMP. Also some parameters were analyzed like pressure drop, thermal bulk with others geometry of rock matriz.*

**Key Words:** Regenerator, Rock Bed, Thermal Confort, Evaporative Cooling and Optimization.