

# **ANÁLISE DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE AMBIENTE COM LEITO DE PEDRA**

**Eduardo José Cidade Cavalcanti**

**Caio Glauco Sanchez**

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica,  
Depart<sup>o</sup> de engenharia térmica e de fluídos, Cx.P.6088 - 13083-970 - Campinas, SP, Brasil

## **Resumo**

O sistema regenerativo de leito pedra (RBR) é um sistemas alternativo de conforto térmico desenvolvido na Austrália. Seu princípio de operação é uma combinação do resfriamento evaporativo com a transferência de calor regenerativa. O resfriamento ocorre na superfície das pedras, onde o ar é resfriado e umidificado quando entra em contato com as partículas úmidas de pedra. Suas principais vantagens são: baixo custo operacional quando bem dimensionado, utilizar ar sempre renovado e funcionar como lavador de gás. O efeito indesejado é o aumento excessivo da umidade do ar no local condicionado. Nesse trabalho, foi estudado uma modelagem teórica para a verificação do desempenho de uma unidade dimensionada para resfriar uma pequena casa com isolamento no teto. Também foi realizada a análise exergética dessa unidade com objetivo de estimar as maiores fontes de irreversibilidade e determinar o ponto mais apropriado para melhoria do sistema.

**Palavras-chave:** Regenerador, Leito de Pedra, Conforto térmico e Resfriamento.

## **1. INTRODUÇÃO**

O aumento do preço da energia elétrica e a dificuldade de uma boa distribuição de eletricidade em algumas áreas estimula a criação de soluções alternativas de conforto térmico, de custo acessível e com baixo consumo de energia. Essa busca por soluções alternativas é incentivada pela grande variedade de clima e também por fatores ecológicos.

Com esse intuito, 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). 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 permiti o resfriamento do ar sem a sua desumidificação. Uma desvantagem desse sistema é o aumento excessivo da umidade do ar no local condicionado. O limite superior de umidade relativa (UR) em condições de conforto térmico é de 85 %. Deve-se controlar o aumento da umidade no local para que o sistema não seja inadequado.

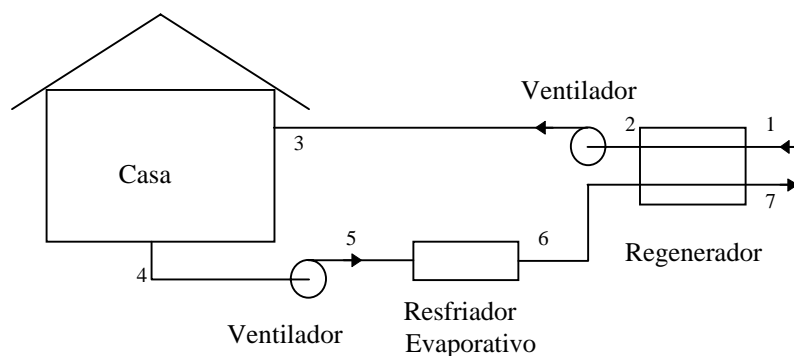
Esse sistema foi desenvolvido e amplamente estudado por volta dos anos 70, obtendo grande sucesso como sistema alternativo devido ao seu baixo custo operacional e a facilidade de abastecimento de água pelos lagos daquela região. Após isso, somente se conhece poucos estudos dele como sistema de aquecimento de ambiente, até os dias atuais.

Neste trabalho foi estudada uma modelagem teórica para verificar o funcionamento de uma unidade desenvolvida por Hogg (1971). Essa unidade resfriava uma pequena casa com isolamento no teto de 90 a 185 m<sup>2</sup> em regiões norte e noroeste do continente australiano, onde se caracteriza pelo clima quente e seco. Junto com essa modelo foi calculado a geração de entropia no sistema.

## 2. PRINCÍPIOS OPERACIONAIS

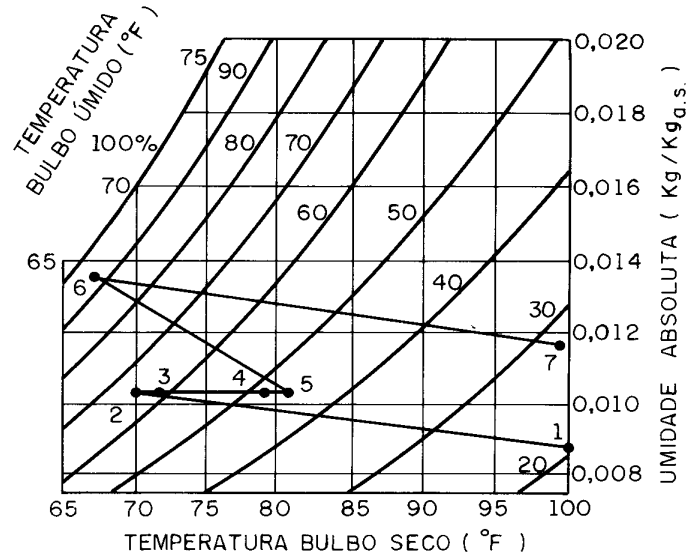
O sistema regenerativo de leito pedra úmido (RBR) é uma unidade de alta eficiência de troca térmica. Seu princípio de operação é uma combinação de resfriamento evaporativo com troca térmica regenerativa. O resfriamento ocorre na superfície das pedras, onde uma vazão de ar transfere calor para o leito de pedra e para uma vazão de água quando entram em contato. O fluxo de ar é resfriado e umidificado. O calor do ar é transferido para o leito de pedra, fornecendo a energia necessária para a evaporação da água.

Esse sistema possui 3 leitos de pedra, sendo que 2 são utilizados como regeneradores térmicos. O 3º leito funciona como resfriador evaporativo. Observe o esquema na figura 1.



**Figura 1.** Esquema do Sistema de Resfriamento de Leito

Uma vazão de ar à temperatura ambiente ( $T_1$ ) é resfriado no 1º regenerador de calor até a temperatura ( $T_2$ ). Ao escoar pelo ventilador ocorre um ganho de calor que aquece o ar de ( $T_2$ ) à ( $T_3$ ). A vazão de ar entra no local a ser resfriado à uma temperatura ( $T_3$ ) absorve a carga térmica do local e sai à temperatura ( $T_4$ ). Em seguida é succionado por outro ventilador ganhando calor de ( $T_4$ ) à ( $T_5$ ). O ar entre no resfriador evaporativo à ( $T_5$ ) e recebe um fluxo de água, se resfriando até ( $T_6$ ). O ar frio e úmido resfria o 2º regenerador se aquecendo de ( $T_6$ ) à ( $T_7$ ). Após um determinado tempo, o sentido do fluxo é invertido e o 1º regenerador de calor que resfriava o ar, se aquecendo 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 6-7, além de transferência de calor, ocorre transferência de vapor de água. Observe o seu desempenho em 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

Foi utilizado o 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:

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

desenvolvendo, tem-se que:

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

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 [m²],  $\Delta x$  é a dimensão da seção [m] e  $h_v$  é o coeficiente de transferência de calor volumétrico [W/m³ °C] utilizado por Anza (1966) calculado pela relação empírica.

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

O número de Reynolds (Re) é definido pela vazão mássica do gás por área frontal (Go) [kg/m²s] e pelo diâmetro esférico equivalente das partículas ( $d_p$ ).

$$Re = \frac{Go \cdot d_p}{\mu} \quad (4)$$

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 [kg/m<sup>3</sup>],  $E$  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 [J/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:

$$Y = \frac{h_v L}{\rho c_p Go} \quad (10)$$

Onde:  $\rho$  é a massa específica do ar [kg/m<sup>3</sup>] 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 bernouilli

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

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

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

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:

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

O aumento da temperatura do ar ao passar pelo ventilador foi estimado pela equação de gás perfeito:

$$\frac{P_e}{P_s} = \frac{T_e (^{\circ} K)}{T_s (^{\circ} K)} \quad (14)$$

onde:  $P$  é pressão absoluta e  $T$  é a temperatura [°K].

#### 4. ANÁLISE EXERGÉTICA

A proposta da análise exergética é determinar as maiores fontes de irreversibilidade ou destruição de exergia no sistema. As condições de operação são:

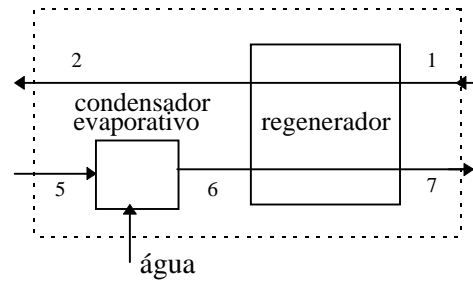
Altura do regenerador	$L = 0,127 \text{ m}$
Altura do resfriador evaporativo	$L_r = 0,01905 \text{ m}$
Área frontal do leito	$A_f = 4,64 \text{ m}^2$
Carga térmica da casa	$Q_t = 4960 \text{ W}$
Ciclo de funcionamento	$\theta = 5 \text{ min}$
Diâmetro dos dutos e do ventilador	$d = 0,381 \text{ m}$
Diâmetro esférico equivalente das partículas	$d_p = 0,635 \text{ cm}$
Número de Reynolds	$Re = 79,038$
Potência do ventilador axial	$P_v = 300 \text{ W}$
Vazão volumétrica do ar	$Q = 0,94389 \text{ m}^3/\text{s}$

Os dados de temperatura e umidade foram obtidos da carta psicrométrica na figura 2. Os outros parâmetros do sistema foram calculados pelas expressões acima. As propriedades do ar foram estimadas em função da temperatura e da umidade. Alguns dados do trabalho de Hogg (1971) que não foram explicitados foram extraídos dos trabalhos citados na referência. Eles são:

calor específico da matriz de pedra	$c_{pb} = 840 \text{ [J/kg } ^{\circ}\text{C]}$
densidade da matriz de pedra	$\rho_b = 2700 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
fração de vazio	$E = 0,3$

Como o sistema não funciona em regime permanente, pois funciona em ciclos de 5 minutos, a irreversibilidade foi calculada em função do tempo. Ela foi calculada para a casa, os dois ventiladores e o conjunto condensador-regenerador considerando a variação da umidade

do ar. Os volumes de controle estão bem próximos da superfície de cada componente analisado. O volume de controle do condensador-regenerador está indicado na figura 3.



**Figura 3.** Volume de controle do Condensador- Regenerador

A irreversibilidade foi calculada pelo teorema de Stodola.

$$I = T_R \cdot S_g \quad (15)$$

onde:

$$S_g = \frac{dS_{vc}}{dt} + (S_s^0 - S_e^0) + \frac{Q_t}{T_o} - \left[ m_s R \ln\left(\frac{P_s}{P_R}\right) - m_e R \ln\left(\frac{P_e}{P_R}\right) \right] \quad (16)$$

A temperatura de referencia ( $T_R$ ) é de 25°C e ( $T_o$ ) é a temperatura do ar externo na fronteira do volume de controle.

A entropia do ar úmido foi calculada considerando uma mistura de ar com vapor de água. Foi assumido que:

1. As umidades  $UA_2$ ,  $UA_3$ ,  $UA_4$  e  $UA_5$  são constantes.

Na casa

2. Opera em regime permanente, ou seja, a variação da entropia com o tempo é zero.
3. Não há variação de pressão dentro do ambiente e a pressão dentro da casa é igual a pressão atmosférica.
4. A temperatura de referência do fluxo de calor é o ar externo  $T_1 = 37,8^\circ\text{C}$ .

No ventilador

5. Opera em regime permanente.
6. É adiabático.
7. O ar é um gás perfeito e  $c_p$  nos pontos 2 e 3 é o  $c_p$  médio, pois a variação de temperatura é pequena.

No condensador-regenerador

8. A temperatura de entrada da água no resfriador evaporativo é de 25 °C.
9. O calor específico da matriz de pedra é constante.
10. Não há transferência de calor entre a superfície do regenerador e o ambiente.
11. Opera em regime permanente. O fluxo de calor recebido pela matriz de pedra entre os pontos (1-2) é igual ao fluxo de calor rejeitado pela matriz entre os pontos (6-7).

Há uma incerteza na quantificação da transferência de massa entre os pontos (1-2) e (6-7). Entre (1-2), ocorre evaporação de água acumulada na superfície das pedras do 1º regenerador para o fluxo de ar ambiente seco. Como o processo é cíclico, essa água foi acumulada no ciclo anterior, com a passagem de ar úmido através do regenerador. Já entre os pontos (6-7), ocorre transferência de água (acumulo) do fluxo de ar mais úmido para a superfície do 2º regenerador. Essa água acumulada no 2º regenerador será evaporada no próximo ciclo. Esses fenômenos de transferência de massa que ocorrem na superfície são chamados de adsorção e desorção. Conforme Anza e Mumma (1976), o fluxo de ar ao atravessar o regenerador sai a uma umidade aproximadamente constante. Este fato permite considerar a variação da entropia com

o tempo igual a zero. Foi estimado a irreversibilidade em 2 casos: No 1º, não há transferência de massa de água nos regeneradores e com isso a umidade absoluta no ponto 2 é mesma que no ponto 1. No 2º caso, há variação constante de massa de água nos regeneradores. As quantidades de água transferidas entre os pontos (1-2) e (6-7) foram determinadas quando as umidades relativas dos pontos 2 e 7 fossem alcançadas. As variações de umidade entre os pontos (1-2) e (6-7) são 8g/kg e 12g/kg de ar seco respectivamente. A variação de umidade entre os pontos (6-7) é maior que os pontos (1-2), pois o fluxo de ar entre (6-7) ao passar pelo resfriador evaporativo, está mais úmido do que o outro fluxo. Quanto maior a umidade do ar em relação ao ar externo, maior pode ser sua transferência de umidade por adsorção.

Os resultados do balanço exergética em função do tempo são apresentados na figura 4 e 5 para o 1º e 2º caso respectivamente.

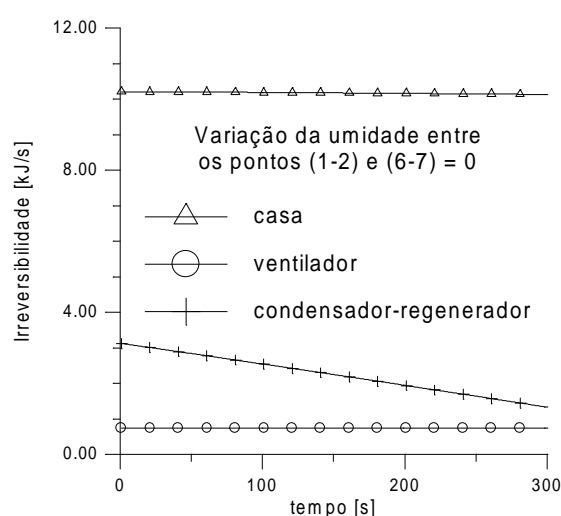


Figura 4 - Cálculo da irreversibilidade no 1º caso

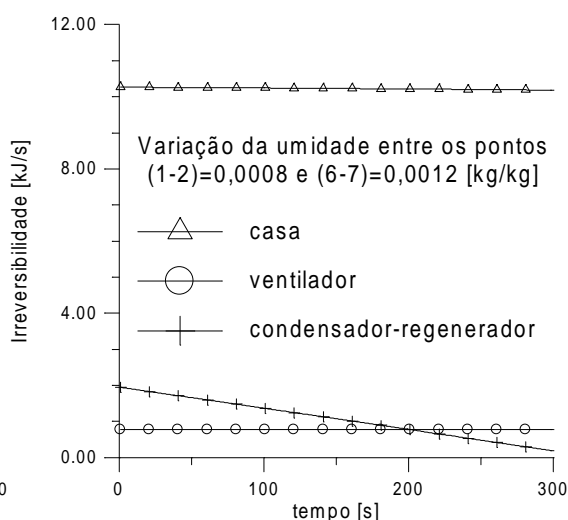


Figura 5 - Cálculo da irreversibilidade no 2º caso

## 5. DISCUSSÃO

Ambas as figura acima demonstram que as maiores fontes de irreversibilidade no sistema ocorrem na casa. Elas representam cerca de 75 a 85 % da irreversibilidade total. Isso é causado devido ao ganho de calor do ambiente.

A variação da irreversibilidade da casa e do ventilador ao longo do tempo são praticamente constante, mas no condensador-regenerador, a irreversibilidade se reduz com o tempo. Como o regenerador funciona em regime transiente, as temperatura  $T_2$  e  $T_7$  vão aumentando no decorrer do tempo e as variações de temperatura entre  $(T_1-T_2)$  e  $(T_5-T_7)$  vão diminuindo e consequentemente diminuindo a geração de entropia no regenerador.

A comparação entre o 1º e 2º caso permite determinar a influência da variação da umidade no cálculo das irreversibilidades dentro do condensador-regenerador. No 1º caso, a irreversibilidades do condensador-regenerador é maior do que a do ventilador. No 2º caso, inicialmente, a irreversibilidades do condensador-regenerador é maior do que a do ventilador, mas com o decorrer do tempo ela se torna menor. Comparando as irreversibilidades médias na tabela 1, nota-se que a irreversibilidade média do condensador-regenerador é maior do que a do ventilador no 1º caso, enquanto que no 2º, ela é quase igual.

A água evaporada no regenerador para o fluxo de ar entre pontos (1-2), reduz mais ainda a temperatura ( $T_2$ ) do ar, pois o regenerador atua como resfriador evaporativo. Em oposição, esse fato aumenta a umidade dentro do ambiente. Quanto menor a temperatura ( $T_2$ ) do ar em relação a temperatura ( $T_1$ ), maior será a variação de entropia negativa do ar ( $S_2-S_1$ ) e assim

menor será a geração de entropia do regenerador. Como a temperatura ( $T_1$ ) é constante, a entropia nesse ponto também é constante. Observe a temperatura ( $T_2$ ) no meio do ciclo e a variação de entropia entre os pontos (2-1) na tabela 1.

Já a água adsorvida do fluxo de ar para o regenerador entre os pontos (6-7), diminui o fluxo mássico de ar no ponto (7). Isso diminui a entropia de entrada no ponto (7) e diminui a irreversibilidade no condensador-regenerador.

**Tabela 1.** Dados do processo

caso	I.ventilador [kJ/s]	I.casa [kJ/s]	I.cond-regen [kJ/s]	I. total [kJ/s]	$T_{2 \text{ (}\theta/2\text{)}}$ [°C]	$\Delta s_{(2-1)}^o$ [kJ/kg K]
1º	0,7691 [ 5,67 % ]	10,1809 [ 75,03 % ]	2,6194 [ 19,30 % ]	13,3594	21,9	-0,05275
2º	0,7698 [ 6,38 % ]	10,2290 [ 84,77 % ]	1,0684 [ 8,85 % ]	12,0671	19,3	-0,06155

A análise exergética dessa unidade permitiu determinar as maiores fontes de irreversibilidade. Elas ocorrem na casa, com isso qualquer melhoria para otimizar o sistema deve ser feito na casa para reduzir essa elevada geração de entropia.

A irreversibilidade do ventilador é pequena e praticamente constante ao longo do tempo. Já no condensador-regenerador, a diminuição da irreversibilidade do condensador-regenerador ao longo do tempo indica que a temperatura do regenerador vai se aproximando da temperatura ambiente e com isso perde sua capacidade de refrigera o ambiente com o tempo.

A variação da umidade dentro dos regeneradores reduz a irreversibilidades do conjunto condensador-regenerador, sendo vantajosa. O inconveniente é que o aumento da umidade dentro do espaço condicionado pode ultrapassar o limite de umidade relativa (85%) de conforto térmico.

A análise de 2ª Lei nos mostrou que o sistema regenerativo de leito pedra úmido pode ser um sistema alternativo de resfriamento de ambiente, mas deve ser controlado o aumento de umidade dentro do espaço condicionado.

**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.
- Hogg, F. G. 1971 *A Switched-Bed Regenerative Cooling System*. Proc. Int. Congr. Refr 13th, Washinton, D.C., Vol 4, p.41-46.
- 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.
- 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.