

SIMULAÇÃO DO APORTE TÉRMICO DE COLETORES SOLARES PLANOS EM UM TANQUE CILÍNDRICO ESTRATIFICADO

Douglas Bressan Riffel – dougbr@gmx.net

Antonio Pralon Ferreira Leite – antpralon@yahoo.com.br

Francisco Antônio Belo – belo@les.ufpb.br

Universidade Federal de Paraíba, Laboratório de Energia Solar

2.2 – Equipamentos e sistemas de aquecimento de água

Resumo. A simulação apresentada neste artigo descreve o aporte térmico de coletores solares planos e o armazenamento dessa energia em um tanque cilíndrico estratificado. Uma aproximação numérica foi desenvolvida para representar o transitório nos coletores. Essa solução utiliza as respostas analíticas das equações de um nó ou o modelo de Hottel-Vhiller em regime permanente, corrigindo-as em função das constantes de tempo de resposta térmica e de transferência de calor. A representação da estratificação do tanque de água quente é feita através das equações implícitas de condução de calor unidimensional obtida pela técnica de volumes finitos, as quais são resolvidas pelo método de inversão de matrizes. Um estudo de caso foi proposto, almejando validar o modelo em um dia típico de funcionamento de uma central de ar condicionado solar por adsorção. Os resultados da simulação mostraram que: 1) nos casos estudados, a solução adotada se aproxima da resposta dinâmica (coeficiente de correlação muito próximo da unidade); 2) para atingir a temperatura desejada, necessita-se de coletores planos de alta eficiência como, por exemplo, o uso de coberturas com materiais isolantes transparentes (TIM) do tipo estrutura capilar; 3) por fim, a resposta do modelo frente a uma situação climática real demonstrou a viabilidade técnica do emprego dos coletores planos de alta eficiência e do tanque estratificado na central de ar condicionado.

Palavras-chave: Coletor solar plano, reservatório térmico estratificado, simulação numérica.

1. INTRODUÇÃO

Algumas características da energia solar, como a irregularidade e a baixa densidade energética, limitam as possibilidades de aproveitamento direto dessa forma de energia. Nesse sentido, a utilização de tanques de armazenamento de água quente permite adequar a disponibilidade do recurso à demanda, ampliando sensivelmente a viabilidade de utilização dessa fonte energética. Para isso, almeja-se que o tanque possua boa eficiência térmica, obtida por meio da escolha adequada dos materiais isolantes, da geometria e da estratégia de operação.

O sistema em estudo é formado por coletores solares planos de alta eficiência, utilizando cobertura com materiais isolantes transparentes (TIM) do tipo estrutura capilar, conectados a um tanque cilíndrico. Válvulas e uma bomba regulam a dispersão e controlam o aporte térmico dos coletores, de forma a manter a estratificação natural do processo de aporte térmico do coletor. A estratificação se dá em camadas de densidade crescente e temperatura decrescente, sendo mais eficiente quanto mais parada estiver a massa de água. Uma válvula difusora reduz a velocidade de entrada da água no tanque, minimizando assim a agitação e a mistura das camadas adjacentes.

Encontra-se na literatura soluções analíticas uni, bi e tridimensionais. No modelo do tanque, inclusive, uma função pode ser utilizada como condição inicial. Isso permitiria a utilização dessas soluções em simulações de sistemas mais complexos, se não fosse pelo extensivo tempo computacional provocado pelos somatórios infinitos. Yoo e Pak (1996) propõem uma aproximação, para contornar esse problema, utilizando somente os primeiros termos do somatório e, um ano mais

tarde, Yoo et al. (1999) dividiram o modelo em duas regiões, uma, na entrada perfeitamente misturada e outra, estratificada. Esse artifício permitiu o cálculo da estratificação do modelo unidimensional do tanque sob condições variáveis da temperatura de entrada (e.g. advindas do coletor). Na área dos coletores solares planos, Dhariwal e Mirdha (2004) conseguiram suprir a necessidade de aproximações, como a temperatura média do fluido e a temperatura inicial constante na equação de um nó.

O trabalho é organizado de forma a, inicialmente, descrever as equações analíticas do coletor e do tanque, realçando as considerações e as soluções adotadas na simulação. O coletor utiliza as equações analíticas em regime permanente, corrigindo-as no transitório, em função das constantes de tempo de resposta térmica e de transferência de calor, que são calculadas a cada iteração. No tanque de água quente, optou-se pela representação da estratificação do tanque de água quente pelas equações implícitas de condução de calor unidimensional em volumes finitos, as quais são resolvidas pelo método de inversão de matrizes. A validação é feita pela comparação direta com as respostas analíticas através do coeficiente de correlação. Na seqüência, os modelos são testados sob condições reais de radiação solar e temperatura ambiente.

2. COLETOR SOLAR PLANO

O coletor solar plano, adotado neste estudo, é confeccionado com n tubos dispostos lado a lado, unidos por uma superfície enegrecida de largura nW , como pode ser visto na Fig. 1.

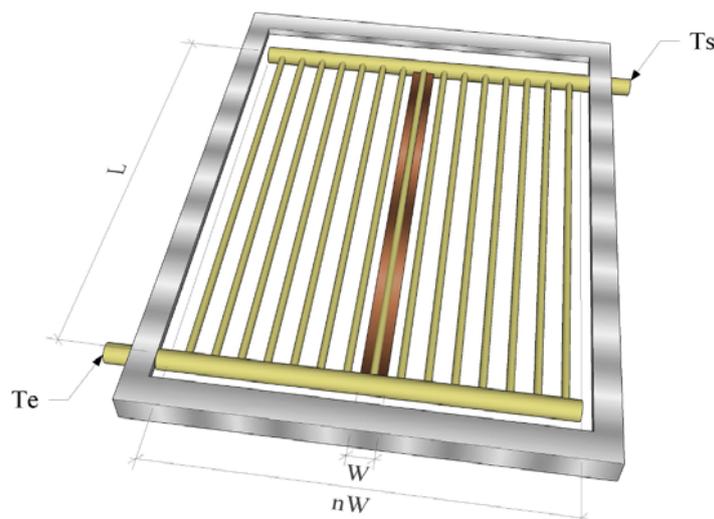


Figura 1 - Coletor solar plano em estudo

2.1 Descrição analítica

Existe, na literatura, um grande número de análises do comportamento transitório de coletores solares planos (Gorla, 1997; Hilmer et al., 1999; Hussein, 2002; Khoukhi e Maruyama, 2005). Desses estudos, a maioria envolve métodos iterativos multinodais e soluções numéricas relativamente complexas. Nesse sentido, as soluções analíticas, embora ainda limitadas a alguns casos, permitem um melhor entendimento do fenômeno físico.

O objeto deste estudo é apresentado na Fig. 1, onde se assume que a largura, W , é bem menor, que o comprimento do tubo, L , e que a contribuição térmica das alimentações no topo e na base pode ser desconsiderada. Nessas condições, quando se faz o balanço energético do modelo, tem-se:

$$\frac{\partial}{\partial t} T_f(x,t) = \frac{1}{\tau_c} \left[\frac{S(t)}{U_L} - (T_f(x,t) - T_a(t)) \right] - \frac{L}{\tau_d} \frac{\partial}{\partial x} T_f(x,t) \quad (1)$$

onde T_f é a temperatura do fluido, T_a é a temperatura ambiente, S é a radiação solar, U_L é o fator global de perdas térmicas, τ_c é a constante de tempo de resposta térmica e τ_d a constante de tempo de transferência de calor.

Dhariwal e Mirdha (2004) resolveram essa equação diferencial, usando a temperatura na metade do tubo como condição inicial, o que deixou a resposta em função da radiação solar, da temperatura de alimentação, T_e , e da temperatura ambiente. Desse modo, a temperatura do fluido na saída do coletor, T_{col} , é dada por:

$$T_{col}(t) = \frac{1}{\tau_c} \int_0^t \left(\frac{S(t-\tau)}{U_L} + T_a(t-\tau) \right) \cdot \exp\left(-\frac{\tau}{\tau_c}\right) \cdot (1 - u(\tau - \tau_d)) d\tau \dots \quad (2)$$

$$+ T_e(t - \tau_d) \cdot \exp\left(-\frac{\tau_d}{\tau_c}\right) \cdot u(t - \tau_d) + T_f(L - v_s \cdot t, 0) \cdot \exp\left(-\frac{t}{\tau_c}\right) \cdot (1 - u(t - \tau_d))$$

2.2 Considerações do modelo

O modelo proposto consiste na utilização das respostas analíticas de regime permanente e de transitórios, envolvendo a radiação solar e o fluxo de massa. O artifício usado para representar a dinâmica transitória utiliza um integrador com realimentação negativa e a devida correção em função das constantes de tempo de resposta térmica e de transferência de calor, que serão abordadas no item 2.3. Matematicamente, isso é igual ao $\exp(-t/\tau)$, no caso do degrau de descida e $1 - \exp(-t/\tau)$ para o degrau de subida, presente nas respostas analíticas desenvolvidas por Dhariwal e Mirdha (2004). Como resultado, encontrou-se a seguinte função para a temperatura de saída do coletor solar plano, em Laplace:

$$T_{col}(s) = \frac{\left(\frac{S(s)}{U_L} + T_a(s) \right) \cdot \left(1 - \exp\left(-\frac{\tau_d(s)}{\tau_c(s)}\right) \right) + T_e(s) \cdot \exp\left(-\frac{\tau_d(s)}{\tau_c(s)}\right)}{\tau_c \cdot s + 1} \quad (3)$$

que pode ser utilizada no projeto de controladores e é implementada diretamente em programas de simulação.

2.3 Constantes de tempo

A constante de tempo, τ , é calculada como o mínimo entre a constante de tempo de resposta térmica, τ_c , e de transporte de calor, $\tau_d / 2,2$. Salienta-se que esse fator de correção 2,2 representa o tempo necessário para o fluido, que entra, chegar a 90% da saída do tubo, isso considerando que o fenômeno físico seja representado por uma equação diferencial de segunda ordem.

Essas constantes são recalculadas a cada iteração da seguinte forma:

$$\tau_c = \frac{C_A}{F' \cdot U_L} \quad \text{e} \quad \tau_d = \frac{(C_A \cdot A_p)}{m \cdot c_p} \quad (4)$$

onde C_A é a capacitância térmica por unidade de área, F' é o fator de eficiência do coletor, A_p é a área do coletor, m é fluxo de massa dentro de cada tubo do coletor e c_p é o calor específico do fluido a pressão constante. Duffie e Beckman (1980) descrevem um meio de calcular o fator de eficiência do coletor e ainda provaram que essas constantes de tempo são fracamente dependentes da temperatura, sendo ela:

$$F' = \frac{1/U_L}{W \cdot \left[\frac{1}{U_L \cdot [D_0 + (W - D_0)F]} + \frac{1}{\pi \cdot D_i \cdot h_{fi}} \right]} \quad (5)$$

onde:

$$F = \frac{\tanh(p \cdot (W - D_0) / 2)}{p \cdot (W - D_0) / 2} \quad \text{e} \quad p = \sqrt{\frac{U_L}{k \cdot \delta}} \quad (6)$$

2.3.1 Coeficiente de transferência de calor entre o fluido e o tubo

No cálculo da eficiência do coletor, é necessário calcular o coeficiente de transferência de calor entre o fluido e o tubo. Esse coeficiente é calculado pela relação entre o número de Nusselt, Nu, a condutividade térmica do fluido, k, e o diâmetro dos tubos, d₀, na seguinte proporção:

$$h_{fi} := \frac{Nu \cdot k}{d_0} \quad (7)$$

Uma vez que o diâmetro dos tubos é constante e a condutividade térmica varia somente em função da temperatura, é no cálculo do número de Nusselt que reside as maiores incertezas. Isso se deve à mudança de regime de escoamento do fluido, entre laminar e turbulento. Gnielinski (2002) desenvolveu um método para esse cálculo, que consiste na média ponderada entre o Nusselt laminar e turbulento, sendo esse método o adotado no presente estudo.

O número de Reynolds pode ser calculado por:

$$Re := \frac{w \cdot d_0 \cdot \rho}{\mu} \quad (8)$$

onde w é a velocidade do fluido, d₀ o diâmetro interno dos tubos, ρ é a densidade e μ a viscosidade dinâmica. Considerou-se escoamento laminar, quando esse número for inferior a 2300 (γ = 0) e turbulento, acima de 10⁴ (γ = 1). Entre esses valores, calculam-se os extremos, isto é, o valor do Nusselt laminar para o Reynolds igual a 2300 e 10⁴ para o Nusselt turbulento, e através de uma variável auxiliar, γ, encontra-se a média ponderada, ou seja:

$$\gamma := \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300} \quad (9)$$

Resultando na seguinte equação do número de Nusselt:

$$Nu := \left[(1 - \gamma) \cdot Nu_{lam} + \gamma \cdot Nu_{turb} \right] \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.11} \quad (10)$$

onde o Nusselt laminar, Nu_{lam}, e turbulento, Nu_{turb}, são dados por, respectivamente:

$$Nu_{lam} := \sqrt[3]{49.371 + \left(1.615 \sqrt[3]{Re_{lam} \cdot Pr \cdot \frac{d_0}{L}} - 0.7 \right)^3 + 0.7^3 + \left(\sqrt{\frac{6}{1 + 22 \cdot Pr}} \cdot \sqrt{Re_{lam} \cdot Pr \cdot \frac{d_0}{L}} \right)^3} \quad (11)$$

$$Nu_{turb} := \frac{\frac{\xi}{8} \cdot Re_{turb} \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot \left(\sqrt[3]{Pr^2} - 1 \right)} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_0}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \quad (12)$$

sendo ξ igual a:

$$\xi := (1.8 \cdot \log(Re_{turb}) - 1.5)^{-2} \quad (13)$$

2.4 Validação

Diversas situações de mudança de regime permanente foram avaliadas analiticamente e os resultados, sintetizados na Fig. 2. Os itens dessa figura referem-se à:

- a) resposta ao degrau na radiação solar sem fluxo de massa;
- b) transitório da mudança instantânea da intensidade da radiação solar para outra com fluxo de massa constante;
- c) resposta ao degrau no fluxo de massa;

- d) transitório da mudança instantânea de um valor de fluxo de massa para outro;
- e) resposta à rampa de subida na radiação solar sem fluxo de massa;
- f) resposta à rampa de subida na radiação solar com fluxo de massa constante.

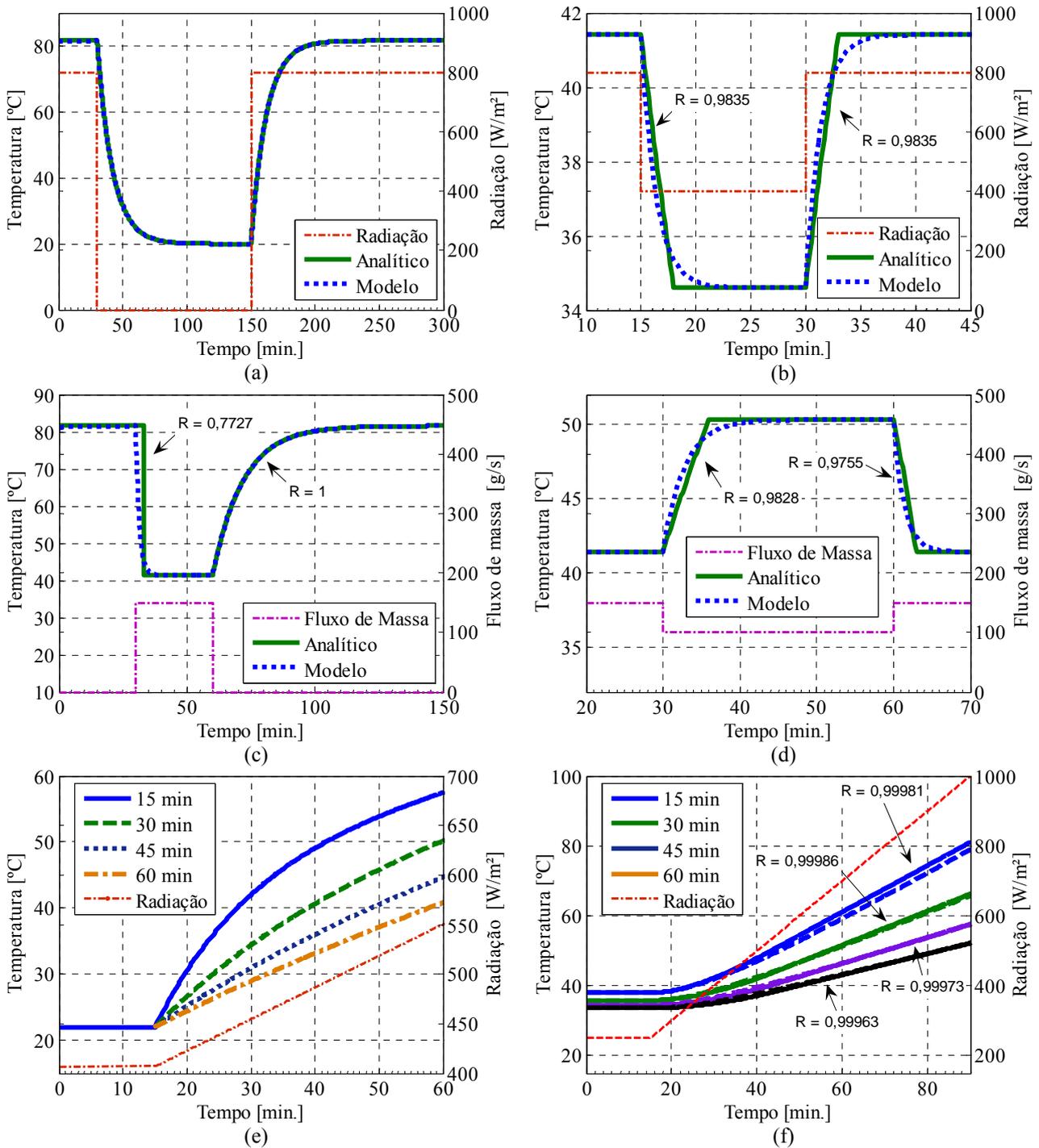


Figura 2 - Respostas do modelo proposto a mudanças de estado estacionário em comparação com a solução analítica.

Salvo indicação do contrário, o coeficiente de correlação, R , é unitário, ou seja, matematicamente igual à solução analítica. Nos transitórios, onde foram encontradas divergências entre as soluções, o coeficiente de correlação foi calculado caso a caso e indicado na figura. Observa-se, todavia, que a precisão do modelo decresce com o aumento do fluxo de massa; principalmente no instante de partida, ver Fig. 2c.

3. TANQUE CILÍNDRICO ESTRATIFICADO

O tanque de estocagem de água quente possui geometria cilíndrica, com as entradas e saídas se localizando no topo e no fundo.

3.1 Descrição analítica

Resolver as condições reais de operação desses tanques de armazenamento de água quente não é uma tarefa fácil; o que remete a algumas simplificações, como: considerar o fenômeno de transferência de calor apenas em uma dimensão, a estratificação não é afetada pelo fluxo de água nas entradas e saídas, as perdas se resumem a coeficientes globais, que dependem da temperatura e da área de contato com o exterior, o tanque permanece sempre cheio e as propriedades físicas do fluido permanecem constantes com a variação da temperatura.

Cabelli (1977) demonstrou que o erro gerado em se considerar o modelo unidimensional em relação ao bidimensional é relativamente baixo, tendo em vista as simplificações que essa consideração acarreta. Nesse trabalho, Cabelli resolveu analiticamente a equação do modelo unidimensional, sendo ela:

$$\frac{\partial}{\partial \tau} \theta + u \cdot \frac{\partial}{\partial x} \theta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} \theta \quad (14)$$

Considerando a seguinte condição inicial e de contorno:

$$\theta(x, 0) = 0 \quad \text{e} \quad \theta(0, t) = 1 \quad (15)$$

Aplicando a transformada de Laplace, encontra-se:

$$\theta(x, s) = \frac{e^{-\frac{u \cdot x}{2}} \left[\frac{u}{2} \cdot \sinh[\mu \cdot (1 - x)] + \mu \cdot \cosh[\mu \cdot (1 - x)] \right]}{s \cdot \left(\frac{u}{2} \cdot \sinh(\mu) + \mu \cdot \cosh(\mu) \right)} \quad \text{com} \quad \mu = \sqrt{\left(\frac{u}{2}\right)^2 + s} \quad (16)$$

Para encontrar a resposta no tempo, deve-se aplicar a transformada inversa de Laplace. Nesse passo, Yoo e Pak(1996) encontraram uma solução mais ampla, que a obtida por Cabelli, onde para sistemas com baixo número de Peclet e próximo ao fim do processo de carga o modelo apresentava erros sistemáticos significativos. Yoo e Pak aplicaram o teorema de inversão (Yoo e Pak, 1996 apud Carslaw e Jaeger, 1959), resultando em um somatório infinito. Os autores, fazendo uma análise do erro em função das condições normalmente encontradas nos tanques (Peclet na ordem de 100), encontraram a seguinte equação aproximada:

$$\theta(x, t) = \frac{1}{2} \cdot \left(\operatorname{erfc}\left(\frac{x - u \cdot t}{\sqrt{4 \cdot t}}\right) + e^{u \cdot x} \cdot \operatorname{erfc}\left(\frac{x + u \cdot t}{\sqrt{4 \cdot t}}\right) \right) + e^u \cdot \left(\operatorname{erfc}\left(\frac{2 - x + u \cdot t}{\sqrt{4 \cdot t}}\right) - u \cdot \sqrt{t} \cdot \operatorname{ierfc}\left(\frac{2 - x + u \cdot t}{\sqrt{4 \cdot t}}\right) \right) \quad (17)$$

3.2 Descrição em volumes finitos

Uma outra abordagem para descrever a dinâmica térmica do tanque é o método iterativo de volumes finitos. A principal vantagem de uma solução numérica, nesse caso, é a possibilidade de resolver problemas sob condições iniciais diversas, possibilitando, assim, a integração com outros modelos. Outra vantagem é a incorporação de alteração de algumas propriedades físicas com a temperatura. Essa modelagem unidimensional pressupõe uma divisão longitudinal em n nós isotérmicos de mesmo volume, conforme apresentado na Fig. 3. As equações utilizadas foram dispostas de forma esquemática na figura e são obtidas, fazendo o balanço de energia para cada um dos volumes de controle (nodos), inclusive para os de fronteira, respeitando as condições de contorno existentes.

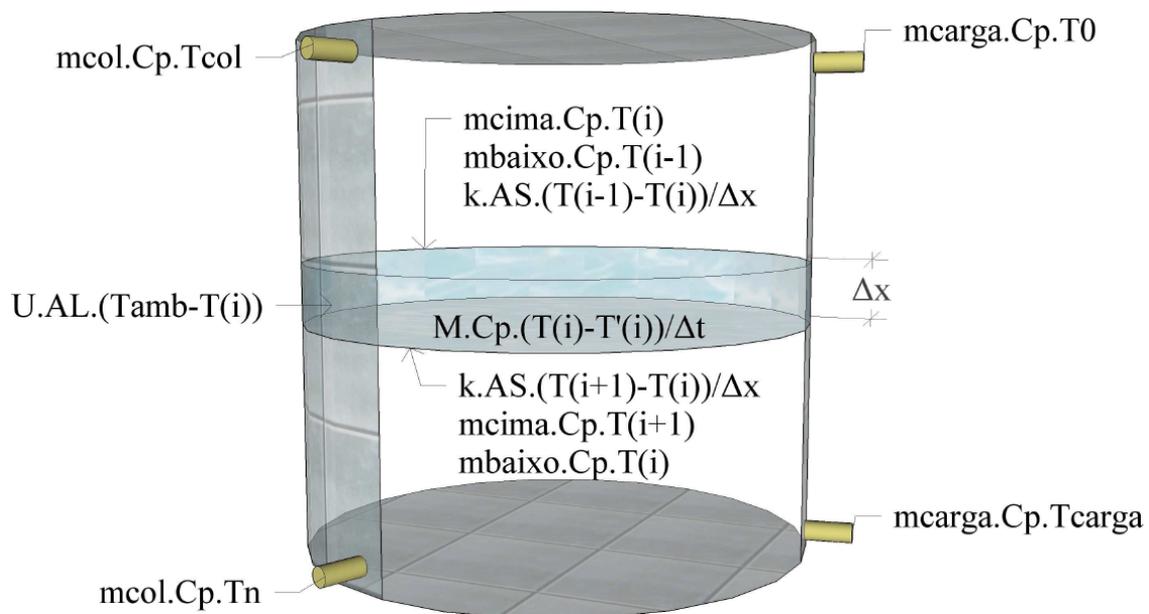


Figura 3 - Balanço energético em um tanque cilíndrico estratificado

Onde as variáveis independentes são: $T(i)$ é a temperatura do fluido no nodo i no futuro ($t+\Delta t$), $T'(i)$ é a temperatura atual (t), m_{col} é o fluxo de massa do coletor, m_{carga} é o fluxo de massa da carga, T_{col} é a temperatura que vem do coletor, T_{carga} é a temperatura de retorno da carga e T_{amb} é a temperatura ambiente. Com o fluxo de massa do coletor e da carga, pode-se calcular o fluxo de massa resultante para cima, m_{cima} , ou para baixo, m_{baixo} . As propriedades físicas do fluido, em função da temperatura, são: C_p é o calor específico da pressão constante e k é a condutividade térmica da água. E, por fim, as constantes: M é a massa de água no tanque, Δx é a distância entre nós, Δt é o intervalo de tempo de cada iteração, AS é a área da seção transversal do tanque, U é um coeficiente de perda para o ambiente e A_L é a área lateral do tanque.

Para resolver as n equações nodais, optou-se pela formulação totalmente implícita e o método de inversão de matrizes. A vantagem dessa formulação é a estabilidade na convergência e a exatidão do resultado, muito embora essa solução necessite de um tempo computacional maior.

3.2.1 Convecção Natural

Durante o período sem fluxo de massa de entrada ou saída do tanque, esse fica submetido somente à convecção natural. Nesse caso, no entanto, a descrição em volumes finitos, normalmente adotada, apresenta um perfil de temperatura parabólico, demonstrando claramente a falta de uma componente, que descreva a convecção natural. Os artificios, normalmente adotados, são: a média ponderada (Klein, 1990) ou a inversão das temperaturas dos nós envolvidos (Franke, 1997).

O método proposto baseia-se no conceito de convecção natural, ou seja, no surgimento de fluxos cíclicos de massa, um para cima e outro para baixo, de mesma intensidade, decorrentes da diferença de densidade. No entanto, a necessidade de um teste lógico, para distinguir se existe a inversão térmica, permanece e é inserida no momento da formação da matriz de coeficientes. Em termos práticos, onde existe inversão térmica, incrementa-se o m_{cima} e o m_{baixo} de uma constante, o fluxo de convecção natural, que, no presente modelo, vale 1 kg/s.

3.3 Validação do Modelo

A validação do modelo em volumes finitos foi realizada, comparando os resultados com a solução analítica sob as mesmas condições de operação. A Fig. 4 mostra a distribuição da temperatura do tanque após 4 horas, tudo adimensional, considerando um fluxo de massa constante.

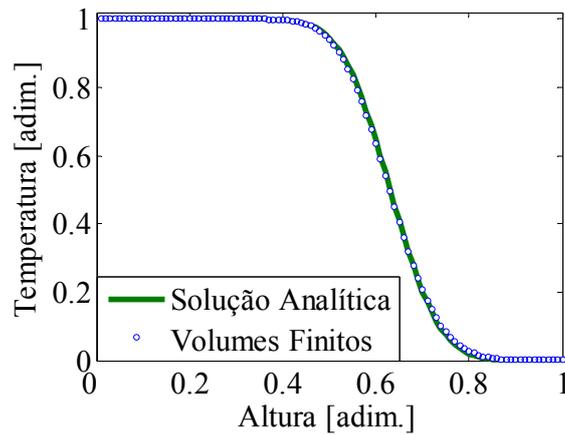


Figura 4 - Tanque cilíndrico estratificado: validação do modelo

A exatidão do modelo está intimamente ligada ao tamanho do intervalo de tempo, ou seja, para um intervalo de 1 s, o coeficiente de correlação é de 0,99994; subindo para 0,99948, em intervalos de 1 min e 0,9887 para 10 min. Utilizou-se como base um sistema de 100 nós.

4. ESTUDO DE CASO: Resposta do modelo sob condições climáticas reais

Os casos descritos acima têm o objetivo de ilustrar a validade do modelo frente às soluções analíticas. O modelo proposto, contudo, pretende ser utilizado sob condições climáticas reais. Para tanto, utilizaram os dados de radiação solar global e de temperatura ambiente, com médias a cada 5 minutos, medidos, dia 8 de dezembro de 2004, em Fortaleza-CE, em um laboratório da DEE-UFC. Esse dia foi escolhido, por apresentar condições próximas à média da cidade, ou seja, 5,5 kWh/m² e 29°C médios, durante o dia. Esse estudo de caso almeja validar o modelo em um dia típico de funcionamento de uma central de ar condicionado solar por adsorção, conforme projetado em Leite et al.(2006). O tanque cilíndrico em questão possui aprox. 1 m de raio por 2 m de altura, ou seja, é capaz de armazenar 7 m³ de água. Nas condições ambientais supracitadas, são necessários 120 m² de coletores planos de alta eficiência, para aquecer esse volume de água em 30°C. O fluxo de massa, para simplificar, foi considerado como diretamente proporcional à radiação solar.

O período de simulação inicia às 05h00min com uma temperatura uniforme no tanque de 65°C e dura 13 h, conforme mostra a Fig. 5. Nas primeiras horas, observa-se uma leve queda na temperatura média da água do tanque, T_{tanque} , devido às perdas para o ambiente. Conforme avança o dia, a temperatura da água na saída do coletor, T_{col} , chega a valores próximos a 100°C, enquanto T_{tanque} vai gradativamente se elevando, chegando a 95 °C.

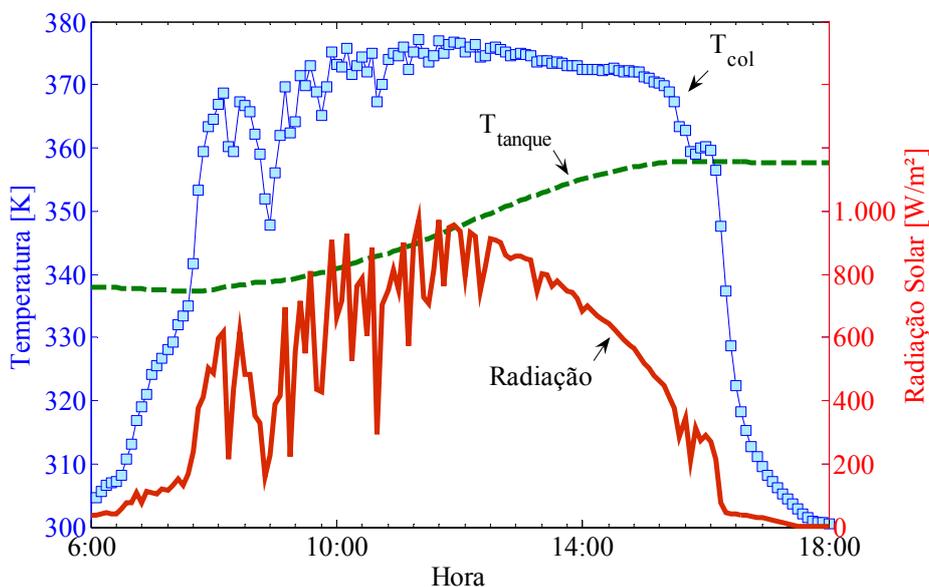


Figura 5 - Temperatura média no tanque e de saída do coletor em função da radiação solar

Dentro do tanque, no entanto, existe uma estratificação formada pelo aquecimento da água mais fria, retirada do fundo, em seu retorno pela parte de cima. A Fig. 6 mostra a evolução dessa estratificação no tempo. Nota-se que em alguns momentos, mais intensamente às 07h00min e às 16h00min, o coletor resfriou ao invés que aquecer o que demonstra a necessidade de um controle mais eficiente da vazão dos coletores para otimizar o aporte térmico.

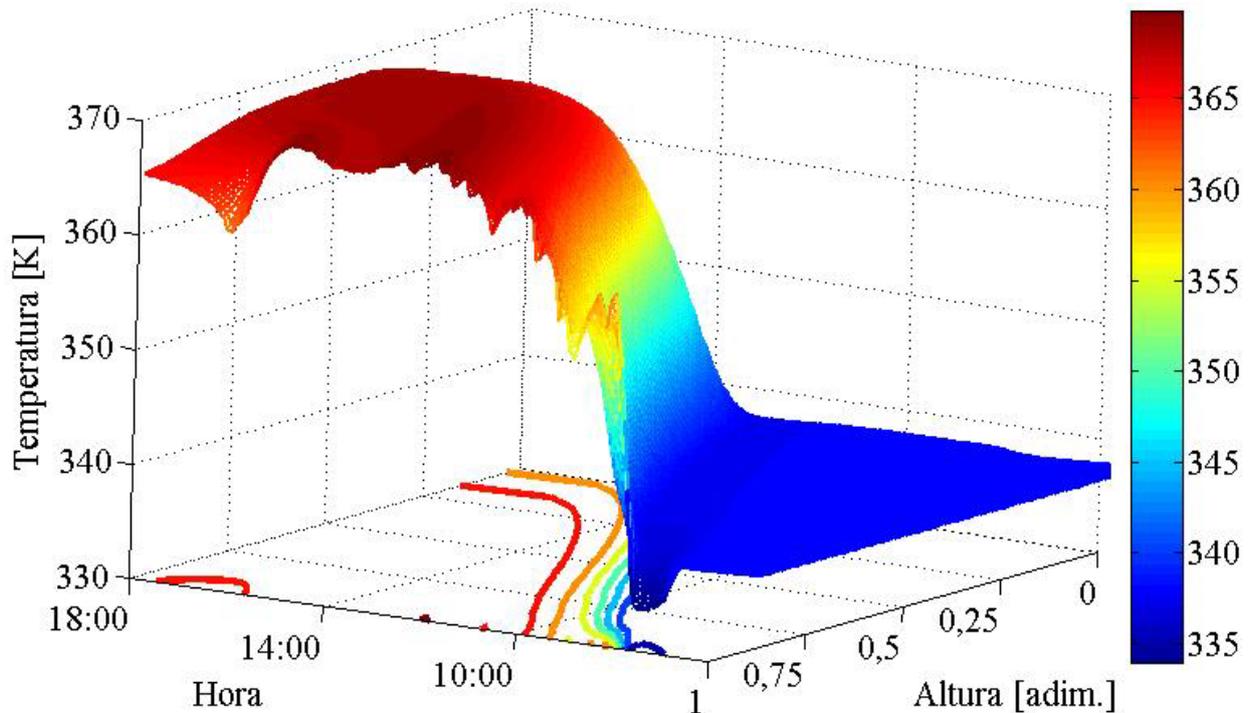


Figura 6 - Estratificação da temperatura no tanque

Durante a simulação, alguns parâmetros do modelo do coletor são alterados em função do fluxo de massa e, em menor intensidade, da temperatura média no coletor. A Fig. 7 mostra alguns parâmetros do coletor solar em função da variação no fluxo de massa. Observa-se na Fig. 7a que, como o fluxo de massa é baixo, o acréscimo em h_{fi} praticamente não altera o τ_c , podendo essa dependência ser desconsiderada. Já o τ_d apresenta uma variação significativa, quase exponencial, que influencia diretamente no resultado. Os parâmetros $F'U_L$ e $F'(\tau\alpha)_e$ não tiveram grandes variações, como pode ser visto na Fig. 7b, apresentando somente um acréscimo em função do acréscimo de h_{fi} .

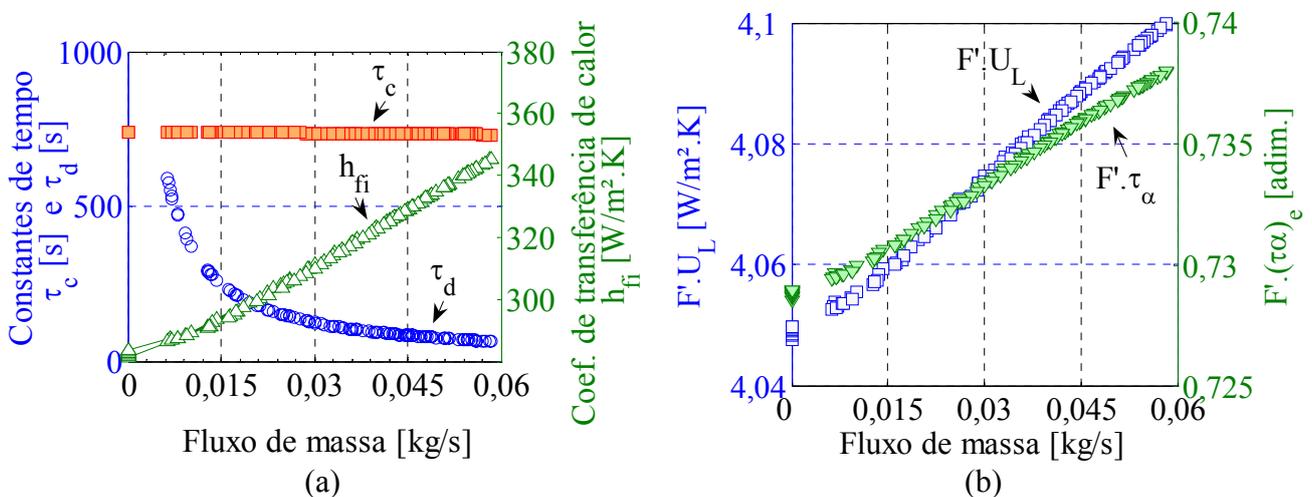


Figura 7 - Parâmetros do coletor solar em função da variação no fluxo de massa

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Esse artigo descreve um modelo numérico para o aporte térmico de coletores solares planos em um tanque cilíndrico estratificado. A validação do modelo foi feita pela comparação direta com as respostas analíticas, via coeficiente de correlação. Um estudo de caso foi proposto, demonstrando a operação de uma central de ar condicionado solar por adsorção em um dia típico.

Os resultados da simulação mostraram que:

- 1) nos casos estudados, a solução adotada se aproxima da resposta dinâmica;
- 2) para atingir a temperatura desejada, necessita-se de coletores planos de alta eficiência como, por exemplo, o uso de coberturas com materiais isolantes transparentes (TIM) do tipo estrutura capilar;
- 3) o coeficiente de correlação, na maioria dos casos, permaneceu próximo da unidade;
- 4) por fim, a resposta do modelo frente a uma situação climática real demonstrou a viabilidade técnica do emprego dos coletores planos de alta eficiência e do tanque estratificado na central de ar condicionado.

Os bons resultados da simulação qualificam o modelo para, por exemplo, servir como base do desenvolvimento do controle do fluxo de água de regeneração da central de ar condicionado, sendo essa uma das mais importantes etapas do ciclo adsorativo.

Agradecimentos

Os autores agradecem ao CNPq pelo financiamento do projeto No. 504229/2004-4 e à CAPES pela bolsa de doutorado concedida ao primeiro autor.

REFERÊNCIAS

- Cabelli, A., 1977. Storage tanks - a numerical experiment, *Solar Energy*, vol. 19, pp. 45–54.
- Dhariwal, S. R. e Mirdha, U. S., 2004. Analytical expressions for the response of flat-plate collector to various transient conditions, *Energy Conversion and Management*, vol. 46, pp. 1809-1836.
- Duffie, J. A. e Beckman, W. A., 1980. *Solar Engineering of Thermal Processes*, J. Wiley & Sons.
- Franke, R., 1997. Object-Oriented modeling of solar heating systems, *Solar Energy*, vol. 60, pp. 171-180.
- Gnielinski, V., 2002. Wärmeübertragung bei der Strömung durch Rohre, in: *VDI-Wärmeatlas: Berechnungsblätter für den Wärmeübergang*, Springer-Verlag.
- Gorla, R.S.R., 1997. Finite element analysis of a flat plate solar collector, *Finite Elements in Analysis and Design*, vol. 24, pp. 283-290.
- Hilmer, F., Vajen, K., Ratka, A., Ackermann, H., Fuhs, W., Nelsheimer, O., 1999. Numerical solution and validation of a dynamic model of solar collectors working with varying fluid flow rate, *Solar Energy*, vol. 65, n. 5, pp. 305–21.
- Hussein, H.M.S., 2002. Transient investigation of a two phase closed thermosyphon flat-plate solar water heater, *Energy Conversion Management*, vol. 43, pp. 2479–92.
- Khokhi, M. e Maruyama, S., 2005. Theoretical approach of a flat-plate solar collector taking into account the absorption and emission within glass cover layer, *Solar Energy*, in Press.
- Klein, S.A., 1990. TRNSYS 13.1 User's manual.
- Leite, A.P.F., Meunier, F., Belo, F.A., Martins, M.M., Riffel, D.B., 2006. Central air conditioning based on adsorption and solar energy. In: *Proc. of 2nd Int. Solar Cities Congress*, Oxford, UK.
- Oliveski, R. C., 2000. Análise Numérica e Experimental dos Campos de Temperatura e Velocidade em Armazenadores Térmicos, Tese de Doutorado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre.
- Yoo, H. e Pak, E.-T., 1996. Analytical solutions to a one dimensional finite-domain model for stratified thermal storage tanks, *Solar Energy*, vol. 56, n. 4, pp. 315–322.
- Yoo, H., Kim, C.-J., Kim, C. W., 1999. Approximate analytical solutions for stratified thermal storage under variable inlet temperature, *Solar Energy*, vol. 66, n. 1, pp. 47-56.

SIMULATION OF THE THERMAL INCREMENT BY THE FLAT-PLATE SOLAR COLLECTORS IN THE STRATIFIED THERMAL STORAGE TANKS

Abstract. This paper presents a simulation for the flat-plate solar collectors and the stratified thermal storage tanks. A numerical approach was developed and compared with analytical solution. The collector model is based on the switching from steady state of the one node transient equation, correcting it with the thermal response and heat transport time. The finite volume method was used to describe the thermal stratification of the storage tank and the equation system is solved using the matrix-inversion method. A case study is proposed to validate the model for typical operational day of a central air conditioning based on adsorption and solar energy. The simulation results showed that: 1) in the studied cases, the numerical approach is closed to the dynamic response (coefficient of correlation close to one); 2) to reach the designed temperature it is need high efficiency collectors; 3) at least, the response of the model in a real weather conditions showed the technical viability of the flat-plate collectors and the stratified thermal storage tanks utilization on the central air conditioning.

Key words: Flat-plate solar collector, stratified thermal storage tanks, simulation.