

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DA VAZÃO MÁSSICA EM UM COLETOR SOLAR DE TUBOS EVACUADOS

T. F. Manea¹, A. Krenzinger², R. C. Oliveski³

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande do Sul
(PROMEC-UFRGS) Tel. +55(51)3308-6841, e-mail: tiagomanea@mecanica.ufrgs.br,
arno.krenzinger@ufrgs.br,

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos
(PPGEM-UNISINOS)

Tel. +55(51)3591-1100, e-mail: decesaroo@gmail.com

Recibido 04/09/15, aceptado 07/10/15

RESUMO: coletores solares de tubos evacuados são amplamente utilizados por países asiáticos. Apesar de representarem uma grande parcela da potência mundial instalada de conversão térmica da energia solar, ainda não tem a teoria da sua operação totalmente desenvolvida. Com isso, é interessante buscar conhecimento a respeito deste tipo de coletor. Neste trabalho, o objetivo principal é avaliar experimentalmente a quantidade de massa de água trocada entre os tubos e o reservatório. Para isso, foi proposta uma metodologia baseada em um balanço de energia térmica entre o tubo evacuado e o reservatório térmico. Aplicou-se a metodologia em um coletor de 24 tubos e reservatório de 150 ℓ inclinado 37°, o qual foi instalado em uma bancada de testes instrumentada. A vazão mássica medida foi de 0,0086 kg/s. Sob condições semelhantes a da avaliação experimental, foi obtido com um modelo CFD o valor de 0,0080 kg/s.

Palavras chave: energia solar térmica, tubo evacuado, vazão mássica, experimental, termopar.

INTRODUÇÃO

Coletores solares planos são amplamente utilizados e já possuem uma tecnologia consolidada. No entanto, o coletor solar de tubos evacuados está participando de forma significativa no cenário mundial da conversão térmica de energia solar. Como pode ser visto na Figura 1, a utilização destes coletores já compreende mais da metade da capacidade mundial total instalada de coletores solares utilizados para aquecimento a média temperatura, segundo a *International Energy Agency* - (IEA, 2012).

Apesar de grande parte dos coletores de tubos evacuados estarem instalados na China, há uma significativa penetração destes coletores no mercado latino-americano, justificando a realização de estudos que analisem seus aspectos técnicos.



Figura 1: Distribuição da capacidade total instalada em operação por tipo de coletor em 2010, para aquecimento a média temperatura. Fonte: Adaptado de IEA, 2012.

Coletores solares que utilizam o tubo evacuado minimizam a perda de calor por convecção colocando a superfície absorvedora em um ambiente quase totalmente evacuado de matéria. A perda de calor por radiação também é minimizada devido à superfície absorvedora ter baixa emissividade. Estas

características põem este tipo de coletor em vantagem aos coletores planos quanto à operação em ambientes de climas mais frios, como o sul da América Latina.

Entre os vários tipos de coletores que utilizam o tubo evacuado, a configuração Transferência Direta (*water in glass*) é a mais utilizada devido à sua simplicidade de funcionamento e ao seu menor custo em relação às outras configurações. Nesta configuração a movimentação de água ocorre por convecção natural. A quantidade de água aquecida nos tubos depende de vários parâmetros, tais como: inclinação e razão de aspecto do tubo, irradiância, entre outros fatores. Este trabalho traz uma avaliação experimental para determinar a quantidade de água aquecida por um coletor de tubos evacuados sob determinadas condições de operação. Este estudo experimental foi utilizado para validação de um modelo numérico resolvido por Dinâmica dos Fluidos Computacional (*Computational Fluid Dynamics - CFD*).

¹ Estudante de pós-graduação do PROMEC

² Professor e Pesquisador da UFRGS

³ Professora e Pesquisadora da UNISINOS

COLETOR SOLAR DE TUBOS EVACUADOS

O primeiro coletor solar utilizando tubo evacuado foi proposto por Speyer em 1965, segundo Duffie e Beckman, 1991. Neste modelo o absorvedor é plano e está envolto por um único tubo de vidro evacuado. Outro modelo de tubo evacuado, construído segundo o princípio frasco de Dewar, está mostrado na Figura 2. Neste modelo dois tubos concêntricos são unidos nas extremidades e o espaço entre eles é evacuado de matéria. As numerações descritas na Figura 2 representam: (1) tubo de vidro interno, (2) superfície seletiva, (3) espaço evacuado, (4) tubo de vidro externo, (5) grampo, (6) captador e (7) camada capturadora.

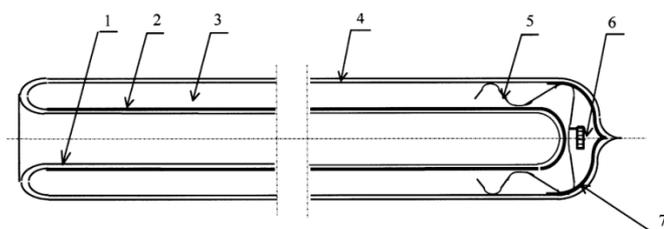


Figura 2: Desenho esquemático de um tubo a vácuo. Fonte: Zhiqiang (2005).

Segundo Zhiqiang, 2005, as superfícies seletivas são depositadas no tubo interno utilizando a técnica “*single cathode cylindrical magnetron sputtering*”, na qual envolve um tratamento térmico em vácuo por uma hora a uma temperatura superior a 400°C durante a evacuação dos tubos. O autor refere-se a esta técnica como o grande passo para a produção em massa destes tubos.

Há diversas formas de transferir a energia térmica absorvida pelo tubo evacuado para a água. As configurações mais comuns são: utilizando tubos de calor (*heat pipe*, Fig. 3(a)) e por transferência direta (*water in glass*, Fig. 3(b)). Nesta última, a transferência de calor do tubo evacuado é feita diretamente para o fluido em contato com sua superfície interna do tubo interno. Ao ser aquecida, a água ascende ao reservatório pela parte superior do tubo, enquanto acontece a reposição desta massa pela parte inferior do tubo, como ilustra a Figura 3(b). Segundo Morrison, et al., 2004, a configuração de transferência direta (*water-in-glass*) é a mais utilizada devido a sua simplicidade e seu baixo custo de fabricação.

METODOLOGIA EXPERIMENTAL

As medidas experimentais realizadas neste trabalho tem como objetivo estimar a vazão mássica de água trocada entre um tubo evacuado e o reservatório térmico. Além disso, com este experimento avaliou-se os perfis de temperatura na seção de abertura do tubo e ao longo da altura do tanque.

Determinação da vazão mássica

A vazão mássica de água trocada entre um tubo evacuado e o reservatório térmico pode ser estimada realizando-se um balanço de energia, seguindo a metodologia descrita na sequência. A Figura 4 mostra

um desenho esquemático da interação energética entre tubo e reservatório durante o processo de aquecimento de água em um coletor de tubos evacuados. Durante este processo, a energia térmica adicionada ao reservatório é aquela carregada com a água aquecida na seção de abertura do tubo. A energia térmica que ficará acumulada no reservatório, durante um determinado período, é a quantidade fornecida pelo tubo menos as perdas térmicas para o ambiente. Com isso chega-se ao balanço de energia dado pela Equação (1).

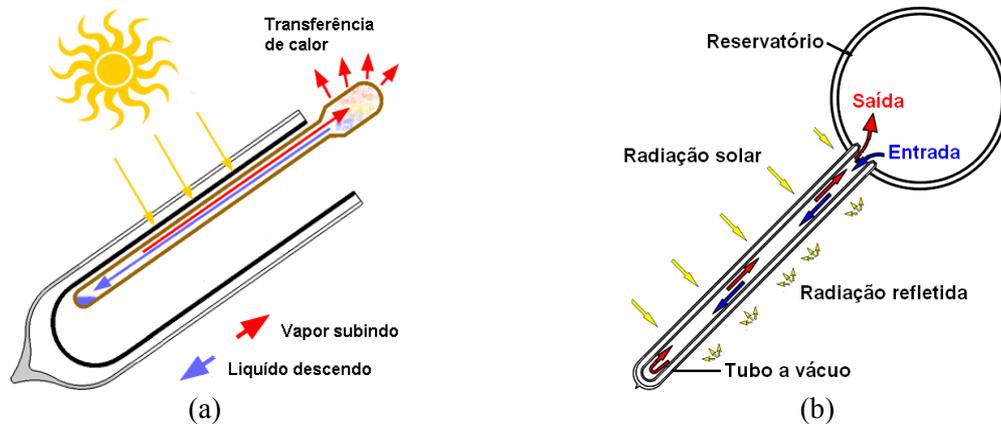


Figura 3: Formas de extração de calor do tubo evacuado: (a) Tubo de calor e (b) Transferência direta. Fonte: modificado de Morrison et al. (2004).

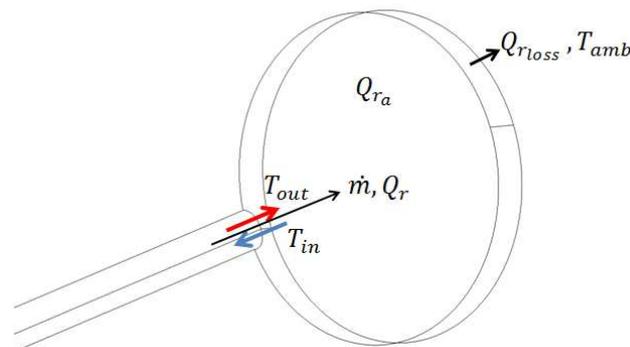


Figura 4: Troca de calor e massa entre tubo e reservatório.

$$Q_{r_a} = Q_r - Q_{r_{loss}} \quad (1)$$

onde Q_r é a quantidade de calor fornecida pelo tubo para o reservatório, Q_{r_a} é a quantidade de calor acumulado no reservatório e $Q_{r_{loss}}$ a quantidade de calor perdida pelo reservatório para o ambiente. A radiação solar incidente sobre o reservatório pode adicionar uma parcela de energia à água no seu interior durante o experimento. Para evitar que isto aconteça foi preciso sombrear o reservatório durante os ensaios.

Em um coletor com n tubos, a quantidade de calor adicionado pelos tubos ao reservatório durante um intervalo de tempo (Δt) é estimado pela Equação(2).

$$Q_r = n \dot{m} \Delta t c_p (T_{out} - T_{in}) \quad (2)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica, c_p o calor específico a pressão constante, T_{out} a temperatura média da água que está saindo do tubo e T_{in} a temperatura média da água que está entrando no tubo. Substituindo a Equação (1) na (2) e isolando a vazão mássica obtém-se a Equação (3).

$$\dot{m} = \frac{Q_{r_a} + Q_{r_{loss}}}{n \Delta t c_p (T_{out} - T_{in})} \quad (3)$$

Budihardjo et al, 2007, utilizaram o método de balanço energético entre tubo e reservatório para estimativa experimental da vazão mássica em um coletor solar de tubos evacuados. Os autores compararam os valores das medidas com aqueles obtidos em simulações numéricas e encontraram uma diferença da ordem das incertezas experimentais, aproximadamente 10 %.

Siqueira, 2003, realizou ensaios experimentais em sistemas de aquecimento solar com coletores planos operando em termossifão. O autor comparou diversos métodos de obtenção empírica da vazão mássica com medidas feitas por um sensor de vazão do tipo turbina. Entre estes métodos, o de balanço de energia mostrou-se confiável quando não houve variações bruscas na vazão.

Montagem do experimento

Com o balanço de energia entre tubo e reservatório é possível estimar a vazão mássica do sistema apenas com medidas de temperatura. Para tal, foi montada no Laboratório de Energia Solar (LabSol) da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS) uma bancada de ensaio com um coletor solar de 24 tubos, acoplados a um reservatório de 150 ℓ, como mostra a Figura 5(a). O coletor ensaiado está instalado com inclinação de 37° referente ao plano horizontal e com a face superior voltada para o norte.

A bancada de ensaio está equipada com um piranômetro da marca Kipp&Zonen, modelo CM11, para medida da irradiância solar sobre o plano superior do coletor. Já a radiação incidente na parte posterior do coletor foi bloqueada por uma superfície, como indica a Figura 5(b). A bancada conta ainda com um sensor Pt-100 classe A para medida da temperatura ambiente.



Figura 5: Coletor solar de tubos evacuados utilizado para os ensaios:
(a) fotografia do coletor instalado; (b) desenho esquemático da bancada de ensaio.

Este coletor possui tubos evacuados com dimensões conforme a Figura 6, com camada seletiva do tipo Al-N/SS/Cu (Nitrato de alumínio/Aço inoxidável/Cobre).

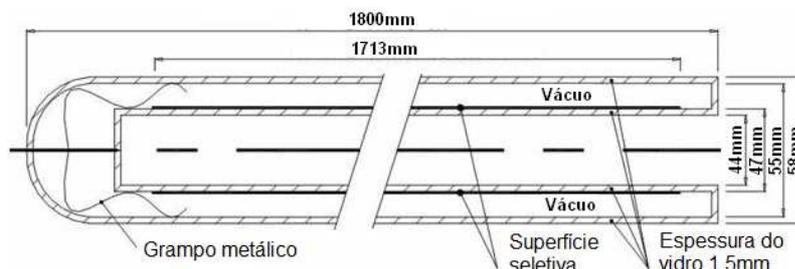


Figura 6: Dimensões do tubo evacuado utilizado nos ensaios.

Para estimar a quantidade de energia acumulada no reservatório (Q_{r_a}) sensores de temperatura foram instalados no seu interior ao longo de sua altura, conforme a Figura 7. Durante a operação do coletor há maior estratificação térmica na parte superior do reservatório, portanto, optou-se por uma distribuição não linear dos sensores, privilegiando o detalhamento térmico na região superior.

Na montagem do experimento foram utilizados oito sensores de temperatura distribuídos conforme as distâncias indicadas na Figura 7. Os valores mostrados nesta figura são a fração entre a altura da posição do sensor e o diâmetro do reservatório. Considerou-se que a temperatura medida no sensor representa a temperatura média da água na sua respectiva camada. A camada correspondente a cada sensor está compreendida entre a distância média entre eles, conforme mostram as linhas contínuas horizontais marcadas na Figura 7.

Com a variação de temperatura medida pelos sensores determina-se a quantidade de energia térmica acumulada no reservatório. Esta quantidade é determinada como o somatório da energia acumulada em cada camada, conforme descrito pela Equação (4):

$$Q_{ra} = \sum_{j=1}^8 \bar{\rho}_j V_j \bar{c}_{p_j} (T_{f_j} - T_{i_j}) \Delta t \quad (4)$$

onde $\bar{\rho}_j$ é a massa específica à temperatura média, V_j é o volume da camada, \bar{c}_{p_j} é o calor específico à temperatura média, j representa o número da camada, T_i a temperatura da água na camada j no início do ensaio, T_f a temperatura da água na mesma camada ao final do ensaio e Δt o tempo de ensaio.

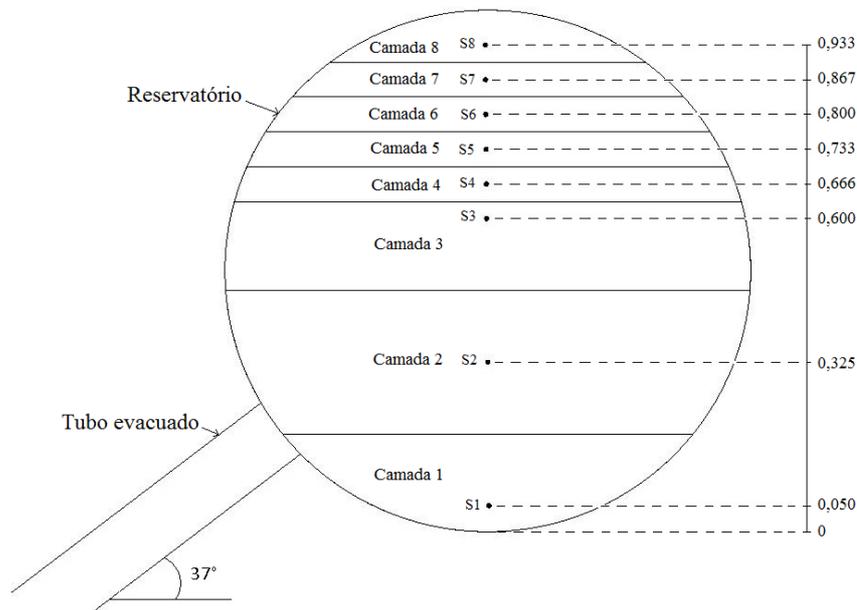


Figura 7: Distribuição dos sensores no interior do reservatório.

A quantidade de calor transferido do reservatório para o ambiente é determinada com a Equação (5):

$$Q_{r_{loss}} = U_r A_r (\bar{T}_r - \bar{T}_{amb}) \Delta t \quad (5)$$

onde U_r é o coeficiente global de transferência de calor do reservatório, A_r a área externa do reservatório, \bar{T}_r a temperatura média da água no interior do reservatório durante o intervalo de ensaio (Δt) e \bar{T}_{amb} a temperatura ambiente média.

A determinação experimental do coeficiente global de transferência de calor do reservatório está descrita na seção seguinte.

A temperatura na qual a água entra e sai do tubo foi medida com sensores de temperatura instalados na seção de abertura do tubo, conforme mostra a Figura 8. Os sensores foram fixados em uma haste de plástico, resistente a temperatura, com 1,3 mm de espessura, posicionada no centro do tubo, Figura 8 (a). Quatro sensores foram utilizados para determinar a temperatura média da água que sai do tubo para o reservatório (numerados de 1 a 4). Já para medir a temperatura da água que entra do reservatório no tubo, dois sensores foram utilizados (5 e 6), Figura 8 (b). O tubo no qual as medidas foram feitas está localizado no centro do coletor.

Perdas térmicas do reservatório

O coeficiente global de perda de calor do tanque de armazenamento é determinado a partir de um teste externo de arrefecimento. Neste ensaio o reservatório fica totalmente preenchido com água e é isolado dos tubos evacuados, inserindo-se uma tampa nas aberturas. A temperatura do reservatório é determinada a partir da medida dos sensores instalados no interior do reservatório, conforme Figura 7.

No início do ensaio, a água no interior do tanque é pré-aquecida a uma temperatura média (\bar{T}_{ri}), usando um aquecedor elétrico. A queda de temperatura do tanque e a temperatura ambiente são monitoradas ao longo de um período de tempo (Δt). O coeficiente global de perda de calor do reservatório é estimado com a correlação especificada na norma ISO, 1994, dada pela Equação (6).

$$U_r A_r = \frac{\rho c_p V_r}{\Delta t} \ln \frac{(\bar{T}_{ri} - \bar{T}_{amb})}{(\bar{T}_{rf} - \bar{T}_{amb})} \quad (6)$$

onde V_r é o volume do reservatório, \bar{T}_{rf} a temperatura média da água no interior do reservatório ao final do processo de arrefecimento e \bar{T}_{amb} a temperatura ambiente média durante o processo.



Figura 8: Distribuição dos sensores no tubo evacuado.

Sensores de temperatura

Os sensores de temperatura utilizados na montagem do experimento são termopares do tipo T, com fios de diâmetro 0,125 mm. A pequena intervenção no escoamento e na condução de calor são os motivos por utilizar o termopar com fio de pequeno diâmetro. O termopar tipo T é construído com dois fios de materiais diferentes, um de Cobre e outro de uma liga Cobre/Níquel (Constantan). Os fios são soldados em uma extremidade e ligados a um voltímetro na outra, conforme mostra a Figura 9 (a). Com isto, mede-se uma tensão elétrica (V), que varia com a diferença de temperatura entre as extremidades ($T_1 - T_2$).

A proporcionalidade entre a diferença de temperatura e a tensão medida pelo par de fios depende dos materiais com os quais são construídos estes sensores. A Figura 9 (b) mostra as curvas típicas de tensão por temperatura de vários tipos de termopares, considerando a temperatura da junção de referência (T_2) igual a 0 °C. Observa-se nesta figura que os sensores possuem faixas de operação e sensibilidades diferentes.

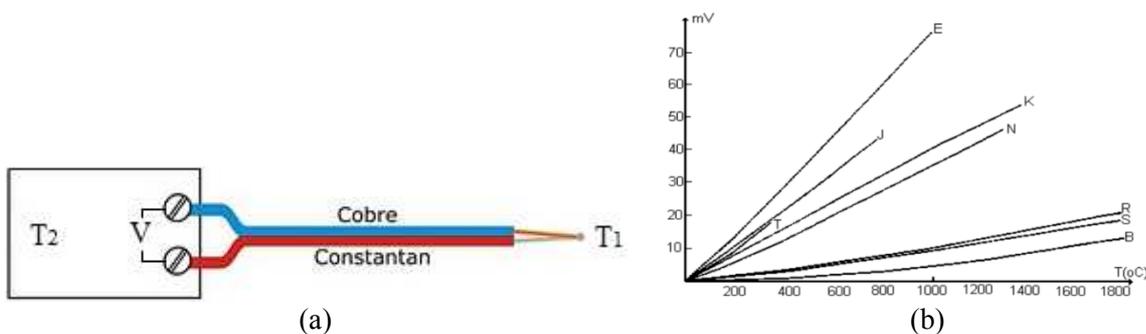


Figura 9: Sensor de temperatura termopar: (a) Esquema de um termopar tipo T; (b) Curvas de tensão por temperatura para vários tipos de termopares.

Os sensores utilizados na montagem do experimento foram calibrados a partir de medidas de temperatura comparadas a um sensor Pt-100, com precisão de 0,1 °C. Os sensores foram imersos em um equipamento de banho térmico da marca Lauda, modelo E200, que mantém a temperatura do banho com uma estabilidade de 0,01 °C.

As medidas foram realizadas com intervalos de 30 s, registrando-se os valores de tensão da resposta dos termopares e também o valor de temperatura do sensor de referência. O sistema multiplexador da marca Agilent, modelo 34970A, foi utilizado para as medidas e aquisição dos dados.

Os sensores foram submetidos às temperaturas do banho de 15 °C a 85 °C, com intervalos de 10 °C. Após três experimentos de calibração, associou-se uma curva de ajuste de tensão em função da temperatura para os sensores. Um novo procedimento foi realizado com o intuito de comparar a diferença de temperatura do sensor de referência e dos sensores calibrados. A Figura 10 mostra os resultados desta comparação. Pode-se perceber que o desvio na medida de temperatura dos sensores calibrados em relação à medida pelo sensor de referência ficou compreendido em sua maior parte na faixa de $\pm 0,1$ °C.

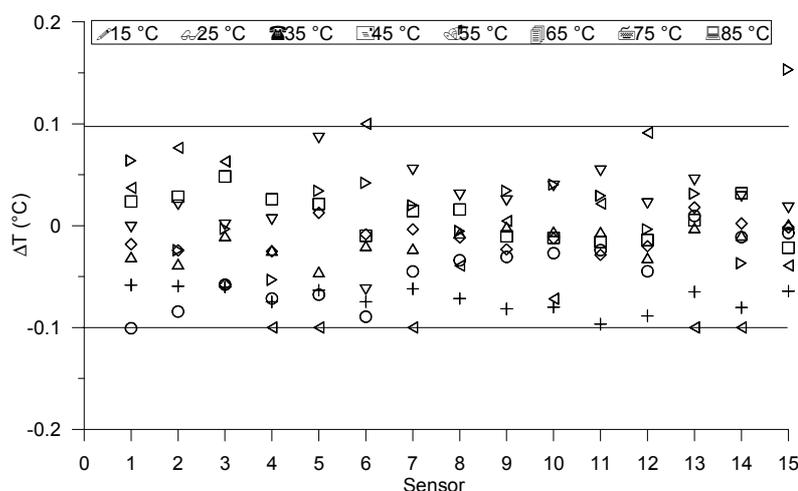


Figura 10: Diferença entre a temperatura medida pelos termopares e o sensor de referência, após a calibração.

Análise de incertezas

A incerteza associada às medidas de temperatura dos sensores (W_S) é obtida através da combinação de incertezas associadas à medida de tensão do instrumento (W_V) e à incerteza de calibração (W_C), como expressa a Equação (7).

$$W_S = \sqrt{(W_C)^2 + (W_V)^2} \quad (7)$$

As incertezas associadas ao sensor de referência e ao sensor da junção fria não foram consideradas por serem erros de *offset*, ou seja, um erro sistemático. Este tipo de erro foi desconsiderado tendo em vista que as medidas relativas são mais importantes que as absolutas, ou seja, a precisão da medida é mais determinante que a sua exatidão.

A incerteza associada à medida de tensão é de 0,001 °C, considerando o termopar do tipo T com um coeficiente de 4,3 mV/°C. A incerteza de calibração foi considerada igual ao desvio entre os valores medidos pelos termopares e sensor de referência, 0,1 °C, conforme Figura 10. Combinando as incertezas, a precisão dos sensores termopares para a medida de temperatura fica igual a 0,1 °C.

A incerteza na estimativa da vazão mássica (W_m) é uma combinação dada pela Equação (8), que leva em consideração as incertezas na medida da variação de temperatura no reservatório ($W_{\Delta T_R}$) e na saída do tubo ($W_{\Delta T_T}$). Nesta equação não foi considerada a incerteza na medida da energia perdida pelo reservatório, tendo em vista que seu valor é pequeno frente aos valores das outras incertezas.

$$\left(\frac{\sigma_{\dot{m}}}{\dot{m}}\right)^2 = \left(\frac{\sigma_{\Delta T_R}}{\Delta T_R}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{\Delta T_T}}{\Delta T_T}\right)^2 \quad (8)$$

onde ΔT_R é a variação média de temperatura da água contida no reservatório e ΔT_T é a diferença de temperatura entre a água de entrada e saída do tubo.

RESULTADOS

O coletor foi posto em operação sob as condições de irradiância global e temperatura ambiente descrita na Tabela 1.

A Figura 11 mostra resultados de temperaturas ao longo do tempo medidas pelos sensores posicionados na seção de abertura do tubo, indicados na Figura 8. Pode-se observar que, até aproximadamente 200 s, a temperatura é praticamente a mesma em toda seção do tubo. Após este período, há um aumento rápido da temperatura medida pelos sensores posicionados na parte superior do tubo (numerados de 1 a 4), o que pode indicar o início da troca de massa entre tubo e reservatório. A temperatura nas seis posições medidas tem um aumento constante a partir do instante de 800 s. Portanto, a diferença entre a temperatura da água de entrada e de saída do tubo mantém-se constante a partir deste momento.

	Irradiância (W/m ²)	Temp. ambiente (°C)
Valor médio	1010,0	23,1
Valor máximo	1016,8	23,6
Valor mínimo	999,0	22,7

Tabela 1: Valores médios, máximos e mínimos da irradiância e temperatura ambiente.

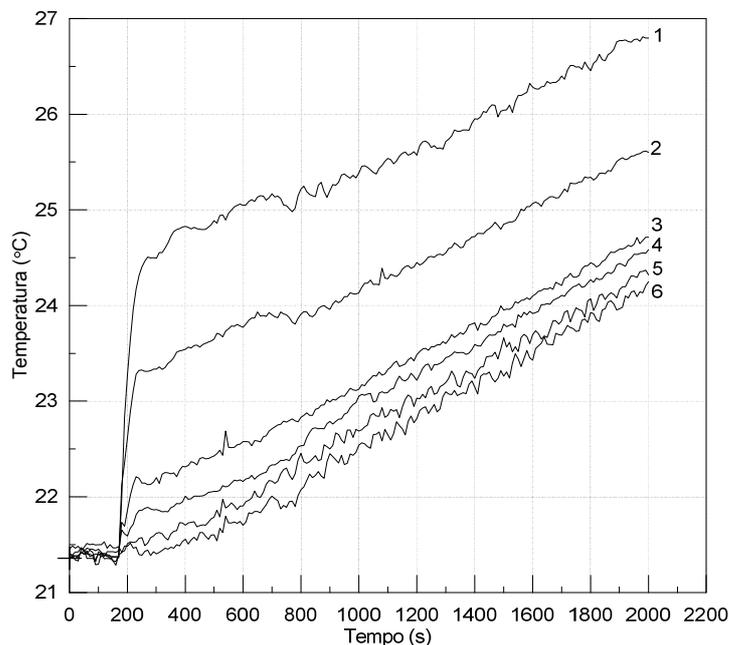


Figura 11: Temperatura da água na seção de abertura do tubo.

A Figura 12 mostra resultados experimentais da variação de temperatura da água no interior do reservatório em função do tempo, medidas com sensores de temperatura distribuídos conforme mostrado na Figura 7. Observa-se que não há variação significativa de temperatura durante os primeiros 250 s. A partir deste instante, a temperatura das camadas aumenta de forma constante, com exceção da água localizada na parte mais inferior do reservatório. Com isso, pode-se concluir que a variação de energia térmica da água no interior do reservatório é constante neste período.

Analisando a variação de temperatura da água no interior do reservatório e na seção de abertura do tubo, conclui-se que, a partir do instante de 400 s, o sistema está em regime permanente, e a vazão

mássica é constante. Chega-se a esta conclusão porque a diferença de temperatura na seção de abertura do tubo, assim como a variação de energia térmica da água no reservatório, permanecem constantes.

A vazão mássica durante o ensaio experimental foi estimada utilizando-se a Equação (3). O intervalo de tempo escolhido para determinar a vazão média foi aquele compreendido entre 1000 s e 2000 s. Neste intervalo tomou-se a diferença média de temperatura da água na seção de abertura do tubo e a variação de energia térmica da água no reservatório. A vazão mássica média foi estimada em 0,0086 kg/s.

Para comparar os resultados experimentais com os numéricos, um problema com as mesmas condições do experimento foi implementado no *software* de CFD ANSYS-FLUENT-12. O resultado da vazão mássica média, para o mesmo intervalo do experimento, foi igual a 0,0080 kg/s. A diferença entre o resultado experimental e o numérico para estimativa da vazão mássica ficou em 7 %.

A incerteza para determinação experimental da vazão mássica, calculada com a Equação (8) é de 9 %. Sendo assim, a diferença entre os valores de vazão mássica obtidos com o experimento e com a simulação está dentro da margem de incerteza.

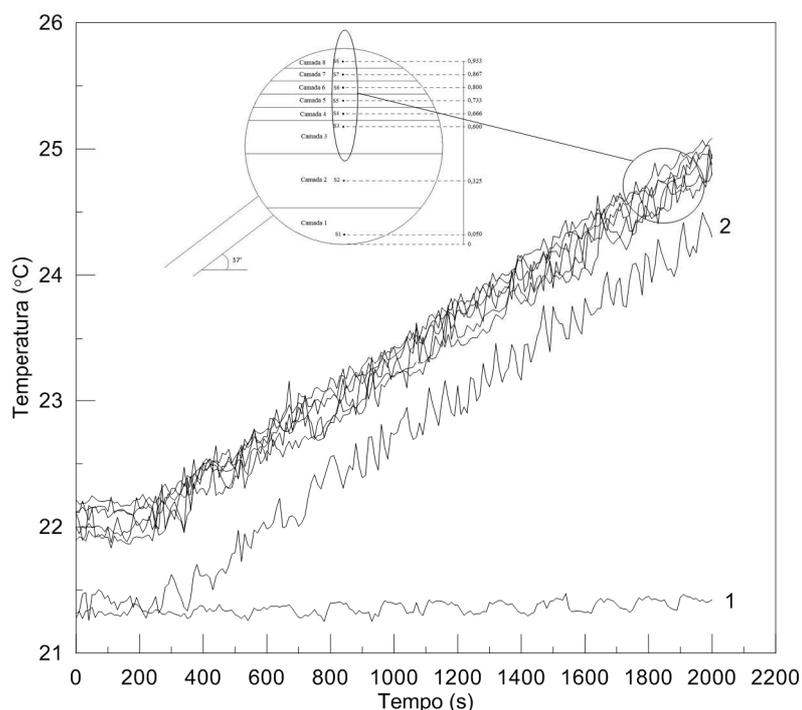


Figura 12: Temperatura da água no interior do reservatório.

CONCLUSÕES

O uso de coletores solares de tubos evacuados na América Latina está aumentando de forma significativa. O que torna mais frequente os estudos que avaliem os mais diversos aspectos técnicos deste tipo de coletor.

Neste trabalho foi proposta uma metodologia para determinação experimental da vazão mássica em um coletor solar de tubos evacuados. Nesta metodologia é feito um balanço de energia térmica entre o tubo e o reservatório.

Uma bancada de testes foi montada e um coletor solar de 24 tubos e reservatório de 150ℓ, com inclinação de 37°, foi instrumentado. Com as medidas de temperatura ao longo da seção de abertura do tubo e da altura do reservatório, determinou-se a vazão mássica para aquela condição de operação. Uma condição semelhante foi implementada em um modelo de CFD. Houve boa concordância entre os resultados da ordem da incerteza na medida experimental, com isso pode-se concluir que a metodologia é adequada.

REFERÊNCIAS

- Budihardjo I. e Morrison G. L. e Behnia M. (2007). Natural circulation flow through water-in-glass evacuated tube solar collectors. *Solar Energy* 81, 12, 1460–1472.
- Duffie J. A. y Beckman W. A. (1991). *Solar Engineering of Thermal Processes*, 2ª edição. Wiley Interscience, New York.
- International Agency Energy - IEA (2012). *Solar Heat Worldwide - Markets and Contribution to the Energy Supply*. Gleisdorf.
- International Organization for Standardization - ISO (1994). *Test methods for solar collectors - Part 1 - Thermal performance of glazed liquid heating collectors including pressure drop*. Geneva.
- Morrison G.; Budihardjo I. e Behnia M. (2004). Water-in-glass evacuated tube solar water heaters. *Solar Energy* 76, 1, 135-140.
- Zhiqiang, Y. (2005) Development of Solar Thermal Systems in China. *Solar Energy Materials & Solar Cells*, 86, 3, 427–442.

ABSTRACT

Evacuated tubes solar collectors are widely used by Asian countries. Today they represent an important slice of the global installed thermal solar energy power. This makes it interesting researched target. In this work, the main objective is to evaluate experimentally the water mass flow rate exchanged between the pipes and the tank. For this, it proposed a methodology based on a thermal energy balance between the evacuated tube and the thermal reservoir. The methodology was applied in a 37 °slopped solar collector with 24 tubes and a 150 ℓ thermal reservoir. The collector was installed on an instrumented test bench. The mass flow measurement was found 0.0086 kg/s. Under similar conditions the experimental evaluation, was obtained in a CFD model the value 0.0080 kg/s.

Keywords: thermal solar energy, evacuated tube, mass flow rate, experimental, thermocouple.