

INFLUÊNCIA DA RAZÃO DE PREENCHIMENTO DE UM TERMOSSIFÃO COM NANOFLUIDO DE ÓXIDO DE GRAFENO 5% PARA APLICAÇÃO EM COLETORES SOLARES DE TUBO A VÁCUO

Victor Vaurek Dimbarre, victorvaurek@gmail.com¹
Pedro Leineker Ochoski Machado, pedmac@alunos.utfpr.edu.br¹
Guilherme Antonio Bartmeyer, gabartmeyer@hotmail.com¹
Vinicius Mariani Lenart, vmlenart@gmail.com²
Rozane de Fátima Turchiello Gomez, turchiel@utfpr.edu.br²
Paulo Henrique Dias dos Santos, psantos@utfpr.edu.br³
Thiago Antonini Alves, antonini@utfpr.edu.br¹

¹Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Departamento Acadêmico de Mecânica, Rua Doutor Washington Subtil Chueire, 330, Jardim Carvalho, CEP 84.017-220, Ponta Grossa/PR, Brasil

²Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Departamento Acadêmico de Física, Rua Doutor Washington Subtil Chueire, 330, Jardim Carvalho, CEP 84.017-220, Ponta Grossa/PR, Brasil

³Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Departamento Acadêmico de Mecânica, Rua Deputado Heitor Alencar Furtado, 5000, Ecoville, CEP 81.280-340, Curitiba/PR, Brasil

Resumo. Termossifões são comumente utilizados em coletores solares de tubo a vácuo de alta pressão. Um termossifão é um tubo de calor assistido por gravidade usado para melhorar a transferência de calor em várias aplicações. Neste trabalho, uma análise térmica de duas razões de preenchimento diferentes utilizando nanofluido de óxido de grafeno 5% em termossifões para aplicação em coletores solares de tubo a vácuo foi realizada. Os termossifões foram fabricados a partir de tubos de cobre possuindo comprimento total de 1675 mm. O fluido de trabalho utilizado foi nanofluido de óxido de grafeno 5% com razões de preenchimento de 30 e 50% do volume do evaporador. O evaporador tem comprimento de 1600 mm, enquanto a seção adiabática e o condensador têm comprimentos de 40 mm e 35 mm, respectivamente. O condensador foi resfriado por convecção forçada com água, a seção adiabática foi isolada com fibra de vidro e o evaporador foi aquecido por um resistor elétrico. Testes experimentais foram realizados para cargas térmicas de 35, 55 e 75W em uma posição a 35° da horizontal (evaporador acima do condensador). A análise térmica foi baseada na distribuição de temperaturas ao longo dos dispositivos, sua resistência térmica e eficiência energética e exérgica. O termossifão que apresentou menores valores de resistência e maiores valores de eficiência térmica foi o com razão de preenchimento de 30%, sendo então considerado o termossifão de melhor desempenho entre os dois analisados.

Palavras chave: Termossifão. Energia Solar. Coletor Solar.

Abstract. Thermosyphons are commonly used in high pressure vacuum tube solar collectors. A thermosyphon is a gravity-assisted heat pipe used to improve heat transfer in various applications. In this work, a thermal analysis of two different filling ratios using 5% graphene oxide nanofluid in thermosyphons for application in vacuum tube solar collectors was performed. Thermosyphons were manufactured from copper tubes having a total length of 1675 mm. The working fluid used was 5% graphene oxide nanofluid with filling ratios of 30 and 50% of the evaporator volume. The evaporator has a length of 1600 mm, while the adiabatic section and the condenser have lengths of 40 mm and 35 mm, respectively. The condenser was cooled by forced convection with water, the adiabatic section was insulated with fiberglass and the evaporator was heated by an electric resistor. Experimental tests were performed for thermal loads of 35, 55 and 75W in a position at 35° from the horizontal (evaporator above the condenser). The thermal analysis was based on the distribution of temperatures throughout the devices, their thermal resistance and energy and energy efficiency. The thermosyphon that presented the lowest resistance value and the highest efficiency values was the one with 30% filling ratio, being considered the best performing thermosyphon among the two analyzed.

Keywords: Thermosyphon. Solar energy. Solar Collector.

1. INTRODUÇÃO

A energia solar surge como grande candidata para suprir as necessidades energéticas globais, uma vez que é uma energia renovável de fácil acesso, em abundância e com baixo potencial de degradação ao meio ambiente. Tratando-se de sua utilização, a energia solar pode ser convertida em eletricidade por meio de painéis e células fotovoltaicas ou então em calor a partir de coletores solares (Jayanthy *et al.*, 2019).

Tratando-se de coletores solares, um modelo convencional (coletor solar plano) é feito a partir de uma placa absorvedora acoplada a uma rede de tubos preenchidos com fluido de trabalho, geralmente água. A energia solar é então absorvida pelo fluido e transferida para um recipiente de armazenamento por meio de circulação forçada. Entre as desvantagens desse tipo de coletor encontra-se a corrosão dos tubos, capacidade de transferência limitada por parte do fluido e também elevada perda de calor (Dehaj & Mphiabadi, 2019; Duffie *et al.*, 2020).

Uma alternativa aos coletores convencionais, a fim de evitar perdas de calor, consiste nos coletores solares de tubos à vácuo. Esses coletores são compostos por tubos de vidros concêntricos, em que o espaço anular é evacuado. Nos coletores de baixa pressão o tubo de vidro interno é completamente preenchido com água, ao passo que os coletores de alta pressão utilizam termossifões ou tubos de calor para transmitir a radiação solar para o fluido que se deseja aquecer (Jayanthy *et al.*, 2019). Os tubos à vácuo contendo tubos de calor ou termossifões em comparação com os coletores de tubo à vácuo que não utilizam esses dispositivos apresentam menor perda térmica e também maior eficiência, além de apresentar maior condutividade térmica e menor resistência térmica (Han *et al.*, 2009; Dehaj & Mphiabadi, 2019).

No caso dos coletores de alta pressão, no interior de cada tubo de vidro existe uma placa absorvedora (aleta metálica) em que cada termossifão/tubo de calor é situado. A radiação solar é absorvida pelo tubo de vidro e é transformada em calor na placa absorvedora. Esse calor é absorvido pelo termossifão que, posteriormente, dissipará esse calor com água corrente sobre o a região do condensador desse. Tanto a água corrente como a região do condensador estão inseridos em um trocador de calor denominado *manifold* que é isolado do ambiente. O fato de o espaço anular entre os tubos concêntricos de vidro ser evacuado evita perdas térmicas devido à convecção natural (Jayanthy *et al.*, 2019).

Um termossifão, ou tubo de calor assistido por gravidade, é um dispositivo passivo de troca de calor com condutividade térmica elevada. É composto por um tubo evacuado e preenchido por um fluido de trabalho, transportando calor entre seus extremos a partir do calor latente de vaporização, relacionado com a evaporação e condensação do fluido de trabalho (Reay *et al.*, 2014; Zohuri, 2016).

Esse dispositivo é composto por três regiões com diferentes funções em sua operação e seu funcionamento está ilustrado na Figura 1. A região inferior do tubo, denominada de evaporador, é a região que contém o fluido de trabalho. Essa região absorve calor de uma fonte quente, ocasionando a evaporação do fluido de trabalho. O interior do dispositivo possui uma pressão muito inferior à pressão do ambiente externo, já que é um dispositivo evacuado. Devido a isso, o fluido de trabalho inicia o processo de evaporação em temperaturas de saturação inferiores à temperatura que ocorreria na condição da pressão do ambiente externo. Ao evaporar, o vapor do fluido, devido à gradientes de pressão, desloca-se pelo centro do tubo até atingir a região superior, denominada de condensador. O condensador dissipa o calor absorvido no evaporador e transportado pelo vapor para uma fonte fria, podendo ser um escoamento de fluido frio, por exemplo, ocasionando a condensação do vapor. Devido à ação da gravidade, o fluido condensado retorna à região do evaporador escoando pelas paredes do tubo, fechando o ciclo termodinâmico. Entre o evaporador e o condensador está localizada a seção adiabática, uma seção transitória entre essas duas regiões e em que não há troca de calor com o ambiente externo, podendo estar ausente dependendo da aplicação (Mantelli, 2013; Reay *et al.*, 2014; Zohuri, 2016).

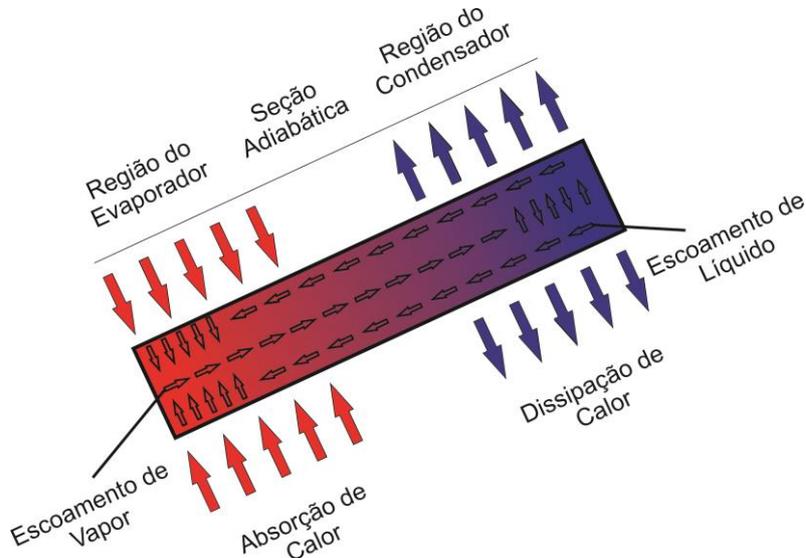


Figura 1. Princípio de funcionamento de um termossifão

Parâmetros como fluido de trabalho, inclinação e razão de preenchimento influenciam o desempenho de um termossifão. Dessa forma, o presente estudo pretende realizar uma investigação experimental sobre a influência da razão de preenchimento no desempenho de um termossifão preenchido com nanofluido de óxido de grafeno 5% destinado a uso em coletores solares de tubo a vácuo de alta pressão.

2. METODOLOGIA

Esta seção, apresenta os equipamentos e procedimentos utilizados para realização desse trabalho.

2.1. Aparato Experimental

O aparato experimental utilizado neste estudo é mostrado na Figura 2 e é composto por uma fonte de alimentação *Politem™16E*, um sistema de aquisição de dados *Agilent™ 34970A* com um multiplexador de 20 canais, um banho ultratermostatizado *Solab™ SL-130*, um *notebook Dell™*, um *nobreak NHS™* e um medidor de vazão de área variável *Omega Engineering™ FL-2051* com válvula reguladora.

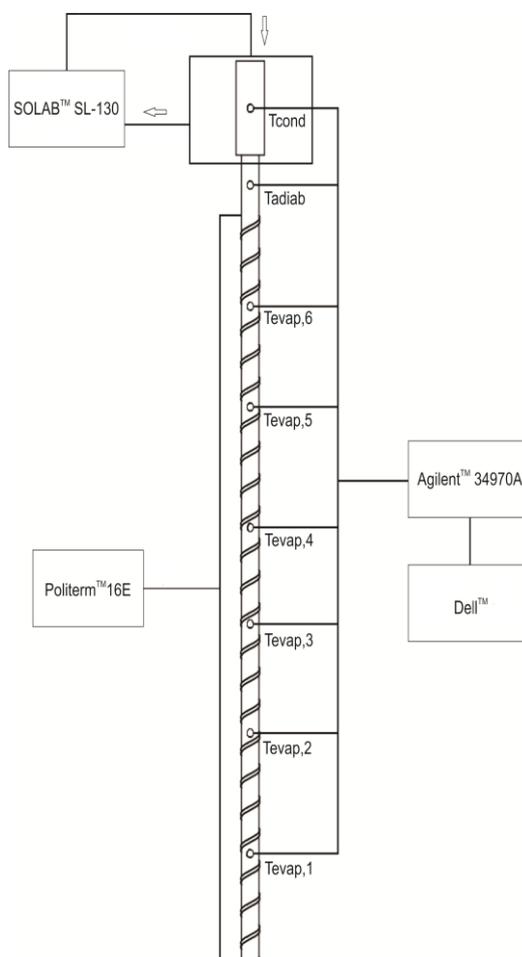
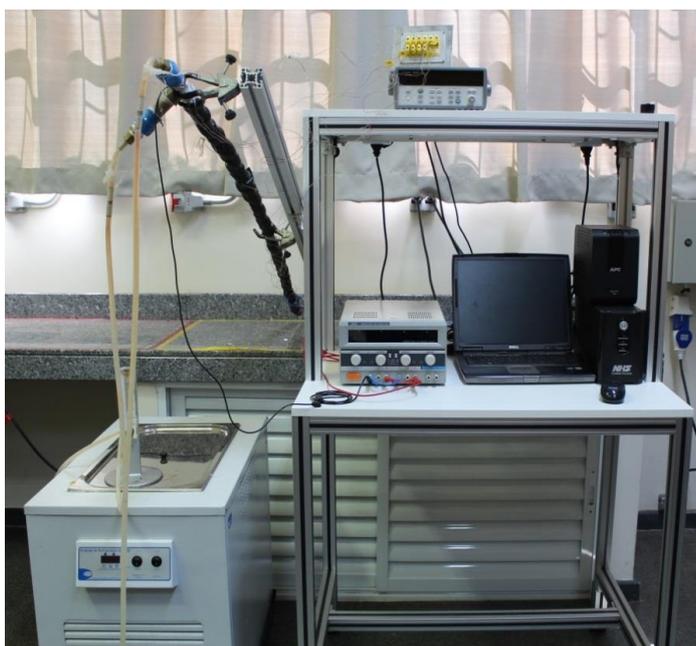


Figura 2. Aparato experimental

O evaporador e a região adiabática foram cobertos com uma fita *Kapton™* de alta condutividade térmica e baixa condutividade elétrica. Uma fita resistiva metálica foi enrolada sobre o evaporador e conectada à fonte de potência a partir de cabos banana-jacaré. O condensador foi posicionado no interior de um tê de PVC com 50mm de diâmetro. O tê, a partir de conexões e mangueiras, foi conectado ao banho ultratermostatizado, permitindo o escoamento de água sob essa região. Um total de 10 termopares do tipo K *Omega Engineering™* foram responsáveis pela aquisição de dados de temperatura durante os testes experimentais, seis igualmente espaçados no evaporador ($T_{evap,1}$, $T_{evap,2}$, $T_{evap,3}$, $T_{evap,4}$, $T_{evap,5}$, $T_{evap,6}$), um na seção adiabática (T_{adiab}), um no condensador (T_{cond}), e um na entrada (T_{ent}) e outro na saída (T_{sai}) de água no tê de PVC.

2.2. Procedimento Experimental

Os termossifões foram fabricados a partir de tubos de cobre ASTM B75, possuindo comprimento total de 1.675mm. O fluido de trabalho utilizado foi nanofluido de óxido de grafeno 5%, sendo realizados testes com razões de preenchimento (RP) de 30% e 50% do volume do evaporador. O evaporador tem comprimento de 1.600mm, enquanto a seção adiabática e o condensador têm comprimentos de 40 mm e 35 mm, respectivamente. Essas dimensões são condizentes com termossifões presentes em coletores solares de tubo a vácuo comerciais. A metodologia utilizada na construção dos termossifões (preparação, limpeza, montagem, teste de estanqueidade, procedimento de evacuação e enchimento com fluido de trabalho) foi baseada nas informações fornecidas por Antonini Alves *et al.* (2018).

Tratando-se dos testes experimentais, o evaporador foi aquecido pelo efeito *Joule* resultante da dissipação de potência elétrica da fonte de alimentação na fita resistiva metálica. Cargas térmicas de 35, 55 e 75W foram utilizadas durante os testes. Um escoamento de água de 0,75L/min sobre o condensador foi responsável pela dissipação de calor absorvido pelo termossifão, simulando seu funcionamento durante sua aplicação destinada. A água usada para o processo de resfriamento assim como a temperatura ambiente foram mantidas a $18,0 \pm 0,5^\circ\text{C}$ pelo banho ultratermostatizado e um sistema de ar condicionado *Rhemm*TM. As cargas térmicas foram aplicadas por um tempo de 40 minutos e os termossifões foram mantidos a uma inclinação de 35° com a horizontal (evaporador abaixo do condensador), correspondendo à latitude da cidade de Ponta Grossa/PR/Brasil: $25^\circ 05' 42''$ Sul somada de 10° .

Para a análise térmica, foram considerados a distribuição de temperaturas dos dispositivos, as temperaturas de operação (T_{adiab}), quedas de temperatura entre evaporador e condensador a partir da resistência térmica (R_{th} - Eq. (1)) e eficiência térmica (η_{th} - Eq. (2)). Tratando-se das equações, q representa a carga térmica aplicada, c_p o calor específico do fluido externo e \dot{m}_a a vazão mássica de fluido sobre o condensador.

$$R_{th} = \frac{T_{evap} - T_{cond}}{q}, \quad (1)$$

$$\eta_{th} = 100 \frac{\dot{m}_a c_p (T_{sai} - T_{ent})}{q}. \quad (2)$$

3. RESULTADOS

As Figuras 3 e 4 apresentam a distribuição de temperaturas ao longo do dispositivo para razões de preenchimento de 30 e 50% em função do tempo, respectivamente.

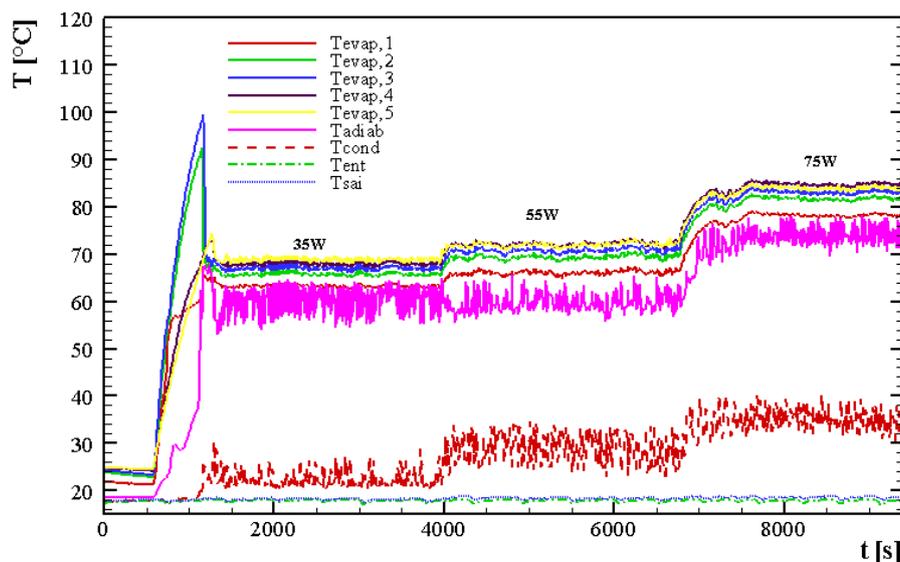


Figura 3. Distribuição de Temperaturas em Função do Tempo para a RP de 30%

Os resultados das Figuras 3 e 4 ocorreram como esperado. Quando uma carga térmica foi aplicada, as temperaturas em todas as regiões começam a subir até o instante em que se atinge o regime permanente. As temperaturas na região do evaporador foram as maiores, seguidas pela seção adiabática e pela região do condensador. A temperatura de saída da água foi maior do que a de entrada durante todo o teste experimental.

Percebem-se algumas instabilidades e picos de temperatura principalmente na primeira carga térmica aplicada para as duas razões de preenchimento. Esses picos de temperatura são decorrentes do desequilíbrio na quantidade de fluido sendo evaporado e condensado. A partir do momento em que esses fenômenos atingem um equilíbrio, os valores de temperatura adquirem uma maior estabilidade. Em geral, a razão de preenchimento de 30% resultou em temperaturas menores ao longo de todo o dispositivo em relação à razão de preenchimento de 50%.

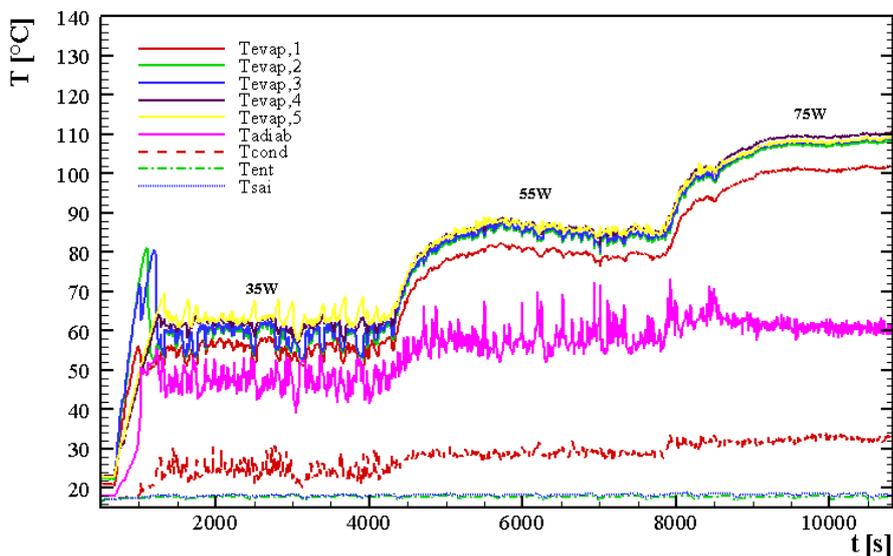


Figura 4. Distribuição de Temperaturas em Função do Tempo para a RP de 50%

A Figura 5 apresenta os valores de resistência térmica (obtidos a partir da Eq. (1)) para as duas razões de preenchimento em função da carga térmica aplicada. A incerteza dos valores foi calculada levando-se em conta uma incerteza de 1,27°C nos termopares, 0,003V e 0,003A na tensão e corrente fornecida pela fonte de alimentação.

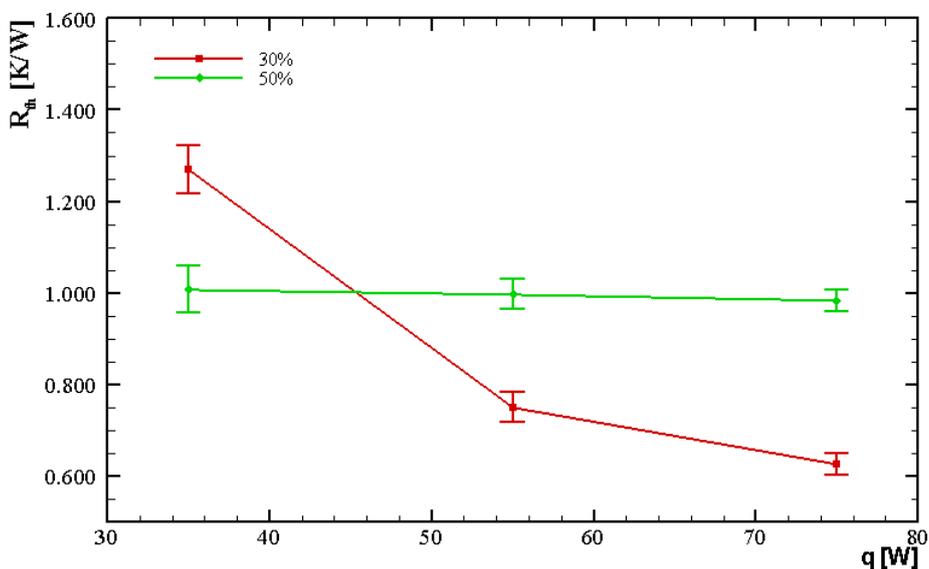


Figura 5. Valores de Resistência Térmica em Função da Carga Térmica Dissipada

Pela Figura 5 pode ser verificado que para a carga térmica de 35W a RP de 50% apresentou menor valor de resistência térmica, o que não se repetiu para as cargas térmicas de 55 e 75W. Pelos valores de resistência térmica pode ser percebido que os dois dispositivos estavam operando de forma satisfatória, uma vez que o aumento na carga térmica aplicada resultou na redução dos valores de resistência térmica, corroborando com o comportamento esperado ao se observar a Eq. (1).

Menores valores de resistência térmica indicam que, para um mesmo gradiente de temperaturas entre evaporador e condensador, o dispositivo passivo é capaz de transferir uma maior carga térmica. Dessa forma, um menor valor de resistência térmica indica uma maior eficiência durante a transferência de calor de um termossifão.

A Tabela 1 ilustra esse fato, apresentando os valores da carga térmica dissipada, taxa de transferência de calor transferido para a água e eficiência térmica calculada a partir da Eq. (2).

Tabela 1. Eficiência térmica dos Termossifões

Razão de Preenchimento [%]	Carga Térmica [W]	Taxa de Transferência de Calor [W]	η_{th} [%]
30	34,9	16,2	46,4
	54,8	28,4	51,8
	75,6	39,0	51,6
50	35,0	18,6	53,2
	55,0	27,9	50,8
	75,6	38,2	50,6

Os resultados da Tabela 1 corroboram com os resultados apresentados na Figura 5. Ao se comparar a mesma carga térmica aplicada pode ser percebido que o termossifão que contém a razão de preenchimento que apresentou menor resistência térmica, também foi o termossifão que apresentou maior eficiência energética. Dessa forma, como, em geral, a razão de preenchimento de 30% apresentou menores valores de resistência térmica e maiores valores de eficiência térmica nas condições testadas, essa razão de preenchimento é a escolhida como a ser utilizada nos termossifões para coletores solares de tubo a vácuo.

4. CONCLUSÃO

Nesse trabalho foi apresentada a análise da influência da razão de preenchimento no desempenho térmico de termossifões feitos a partir de tubos de cobre e preenchidos com nanofluido de óxido de grafeno 5%. As duas razões de preenchimento testadas foram de 30 e 50%. Durante a realização de testes experimentais, o evaporador dos termossifões foi aquecido via efeito *Joule* resultante da dissipação de potência elétrica sobre uma fita resistiva metálica, ao passo que o condensador foi resfriado a partir de um escoamento de água. A análise dos resultados experimentais foi baseada na distribuição de temperaturas ao longo dos dispositivos passivos de transferência de calor, resistência térmica e também eficiência térmica. Os dois dispositivos tiveram comportamento conforme esperado, apresentando temperaturas maiores na região do evaporador, seguido da seção adiabática e do condensador. Além disso, com o aumento da carga térmica aplicada, foi observado a redução nos valores de resistência térmica, o que é coerente com o seu equacionamento. Após análise dos resultados experimentais, foi verificado que o termossifão com 30% de seu evaporador preenchido apresentou melhor desempenho térmico em relação ao termossifão com razão de preenchimento de 50%, uma vez que esse apresentou em geral menores valores de resistência térmica e, conseqüentemente, maiores valores de eficiência térmica.

5. AGRADECIMENTOS

Agradecimentos são prestados à CAPES, à Pró-Reitoria de Pesquisa e Pós-Graduação da UTFPR, à Diretoria de Pesquisa e Pós-Graduação, ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e ao Departamento Acadêmico de Mecânica da UTFPR/Câmpus Ponta Grossa.

6. REFERÊNCIAS

- Antonini Alves, T., Krambeck, L., Santos, P.H.D., 2018. "Heat Pipe and Thermosyphon for Thermal Management of Thermoelectric Cooling". In: Aranguren, P. (Org.). *Bringing Thermoelectricity into Reality*. InTech, London, UK
- Dehaj, M.S., Mohiabadi, M.Z., 2019. "Experimental investigation of heat pipe solar collector using MgO nanofluids". *Solar Energy Materials and Solar Cells*, Vol. 191, p. 91-99.
- Duffie, J.A., Beckman, W.A., Blair, N., 2020. *Solar Engineering of Thermal Processes, Photovoltaics and Wind*.
- Han, J., Tian, R., Yan, S., 2009. "Comparative analysis of the instantaneous efficiency about two types of solar collector". *Energy Engineering*, Vol. 2, 2009, p. 25-27.
- Jayanthi, N., Suresh Kumar, R., Karunakaran, G., Venkatesh, M., 2019. "Experimental investigation on the thermal performance of heat pipe solar collector (HPSC)". *Materials Today: Proceedings*, Vol. 26, p. 3569-3575.
- Mantelli, M.B.H., 2013. Thermosyphon Technology for Industrial Applications. Chapter 11, In: Vasiliev L.L. and Kakaç S. (Eds.), *Heat pipes and solid sorption transformations: fundamentals and practical applications*. CRC Press, Boca Raton, USA.
- Reay, D. A., Kew, P.A., McGlen, R.J., 2014. *Heat Pipes: Theory, Design and Applications*. Elsevier, Waltham, USA.
- Zohuri, B. *Heat Pipe Design and Technology: Modern Applications for Practical Thermal Management*.

7. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.