

INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DA RAZÃO DE PREENCHIMENTO DE TERMOSSIFÕES APLICADOS À TROCADOR DE CALOR

Victor Vaurek Dimbarre, victordimbarre@alunos.utfpr.edu.br
Pedro Leineker Ochoski Machado, pedmac@alunos.utfpr.edu.br
Thomas Siqueira Pereira, thomaspereira@alunos.utfpr.edu.br
Allefe Jardel Chagas Vaz, allefevaz@alunos.utfpr.edu.br
Paulo Henrique Dias dos Santos, psantos@utfpr.edu.br
Thiago Antonini Alves, antonini@utfpr.edu.br

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

Resumo. Trocadores de calor são definidos como dispositivos que visam trocar calor entre dois fluidos que estão a diferentes temperaturas e se encontram separados por uma parede sólida. As características que diferenciam os tipos de trocadores são suas formas geométricas e construtivas, podendo ser exemplificados pelos tipos casco e tubo, serpentina, aletados, placas, tubos concêntricos, entre outros. Para o presente trabalho tem-se como referência a utilização de um trocador de calor de tubos, os quais são conectados por termossifões para realizar a troca térmica entre os fluidos, sem que haja a mistura dos mesmos. Para haver incremento na eficiência térmica do trocador de calor faz-se necessário que os dispositivos responsáveis pela troca térmica sejam mais eficientes e, nesse caso, foram selecionados termossifões para realizar a troca térmica entre os fluidos. O objetivo do trabalho consistiu em avaliar experimentalmente a influência da razão de preenchimento dos termossifões aplicados nesses trocadores de calor. Para isso, foram fabricados termossifões em cobre com o diâmetro externo de 9,52mm, diâmetro interno de 7,94mm e comprimento de 180mm, sendo desses, 60mm para o evaporador, 60mm para a região adiabática e 60mm para o condensador. Os termossifões foram preenchidos com água destilada com as razões de preenchimento de 20%, 40% e 60% do volume do evaporador e testados experimentalmente com a inclinação 45° com relação à horizontal, sob dissipações de potência variando entre 1W e 11W, enquanto seu resfriamento foi realizado por convecção forçada de ar. A análise térmica foi baseada na distribuição de temperaturas ao longo do tempo, na temperatura de operação e na resistência térmica. Diante dos resultados observados para resistência térmica, foi possível determinar a melhor razão de preenchimento dentre as testadas, sendo ela de 40% a partir da análise do desempenho térmico, uma vez que apresentou valores de resistência térmica menor em comparação às outras duas razões de preenchimento testadas.

Palavras chave: Trocadores de Calor. Termossifão. Resistência Térmica.

Abstract. Heat exchangers are defined as devices that aim to exchange heat between two or more fluids that are at different temperatures. The characteristics that differentiate the different types of exchangers are their geometric and constructive shapes, which can be exemplified by the shell and tube, serpentine, finned, plate, double tube types, among others. For the present paper, a tube heat exchanger is used as a reference, which are connected by thermosyphons to carry out the thermal exchange between the fluids, without mixing them. In order to increase the thermal efficiency of the heat exchanger, it is necessary that the devices responsible for the thermal exchange are more efficient and, in this case, thermosyphons were selected to perform the heat exchange between the fluids. The goal of this work was to experimentally evaluate the influence of the filling ratio of thermosyphons applied to these heat exchangers. For this, the thermosyphons were manufactured in copper with an external diameter of 9.52mm, an internal diameter of 7.94mm and a length of 180mm, of which 60mm for the evaporator, 60mm for the adiabatic region and 60mm for the condenser. The thermosyphon was filled with filling ratios of 20%, 40% and 60% of the evaporator volume and experimentally tested with an inclination of 45° relative to the horizontal, under power dissipations varying between 1W and 11W, while its cooling was carried out by forced air convection. The thermal analysis was based on the temperature distribution along time, on the operating temperature, and on the thermal resistance. In view of the results observed for the thermal resistance, it was possible to determine the best filling ratio among the ones tested, which was 40% from the analysis of thermal performance, since it presented lower thermal resistance values than the other two filling ratios tested.

Keywords: Heat Exchangers. Thermosyphon. Thermal Resistance.

1. INTRODUÇÃO

O crescente aumento na demanda energética é um dos maiores desafios da atualidade, para suprir esta necessidade é preciso um aumento contínuo da energia ofertada, o que em geral exige grandes investimentos e muitas vezes degradações ambientais, uma alternativa muito importante no auxílio da demanda energética são os investimentos em aumento da eficiência energética e o uso de fontes renováveis.

Cerca de 60% de toda a energia em estado primário é, ainda, perdida ou desperdiçada na forma de calor, seja no transporte ou perdas em dispositivos elétricos ou mesmo na energia residual nos gases de combustão (Cullen e Allwood, 2010). Neste contexto o a área de controle e reaproveitamento térmico é uma área já muito importante no aumento da eficiência dos mais diversos setores.

Os trocadores de calor são dispositivos criados para facilitar a troca de calor entre dois meios separados por uma certa resistência térmica sem que haja contato direto entre eles. A sua existência tem importância enorme em quase todos os setores industriais, uma vez que diversos processos necessitam controles térmicos precisos. Alguns trocadores de calor mais conhecidos são os trocadores de casco e tubos, composto de modo geral por um casco com diversas tubulação em seu interior, um fluido escoa pelo casco e outro pelos tubos gerando a troca de calor entre eles sem contato direto dos fluidos; De modo semelhante os trocadores de placas e trocadores de tubos concêntricos funcionam, o primeiro com placas alternadas e o segundo com duas tubulações de diâmetros diferentes, um interior ao outro, para melhorar a troca de calor entre os fluidos quente e frio. Os tubos de calor assistidos por gravidade ou termossifões, os quais são parte importante deste trabalho, são trocadores de calor com características únicas que os tornam viáveis para aplicação de controle térmico em diversas situações (Incropera et al. 2008).

Termossifões são dispositivos desenvolvidos para realizar a troca de calor entre duas extremidades. São produzidos através de tubos ocos, normalmente metálicos, evacuados e preenchidos com fluido de trabalho a uma pressão controlada. Seu princípio de transferência de calor é baseado no calor latente de vaporização do fluido de trabalho, o que o permite transferir calor em elevadas taxas e em distâncias consideráveis, sendo então denominados de supercondutores (Reay *et al.*, 2014; Zohuri, 2016).

O Termossifão é também denominado de tubo de calor assistido por gravidade, um tipo de tubo de calor que utiliza como meio para o bombeamento interno do fluido de trabalho gradientes de pressão e a ação da gravidade. Um termossifão pode ser dividido em três partes, como mostrado na Figura 1, que também ilustra seu princípio de funcionamento. Começando no evaporador, o fluido de trabalho no estado líquido recebe calor da fonte quente para que mude de estado e suba por diferença de pressão, na forma de vapor, para a região superior do dispositivo que está em contato com a fonte fria, chamada condensador. Nessa parte do termossifão o fluido de trabalho perde calor para a fonte fria e retorna a sua forma líquida, escoando pelas paredes do termossifão para a região quente com a ajuda da gravidade. A região onde não há troca de calor com o ambiente externo é chamada de seção Adiabática, e consiste em uma região de transição entre o evaporador e o condensador (Mantelli, 2013).

A construção de um termossifão se inicia pela seleção do invólucro e fluido de trabalho. O primeiro é responsável pelo isolamento do fluido de trabalho do ambiente, além de resistir a diferença de pressão esperada. Normalmente os materiais utilizados são metais, por possuírem alta condutividade térmica e boa resistência mecânica. A seleção do fluido de trabalho leva em consideração a sua condutividade térmica, pressão de vapor, temperatura do ponto crítico e alguns outros critérios que relacionam o fluido de trabalho com a faixa de trabalho esperada. Também é essencial que haja compatibilidade entre o material do invólucro e o fluido de trabalho escolhido. Selecionados os componentes, o termossifão deve ser selado e evacuado para então ser preenchido com fluido de trabalho com uma razão de preenchimento previamente calculada para a faixa de trabalho escolhida. Garantido o devido selamento do tubo o termossifão está pronto para a utilização.(Reay *et al.*, 2014; Zohuri, 2016).

As características que levam a utilização de um termossifão estão relacionadas com a sua flexibilidade, uma vez que tem dimensões facilmente adaptáveis, sua construção é fácil, já que utiliza apenas matérias de fácil obtenção, como tubos metálicos e muitas vezes água como fluido de trabalho, além da falta de necessidade de bombeamento externo, que viabiliza a utilização em muitos casos onde a eficiência energética é essencial (Reay *et al.*, 2014).

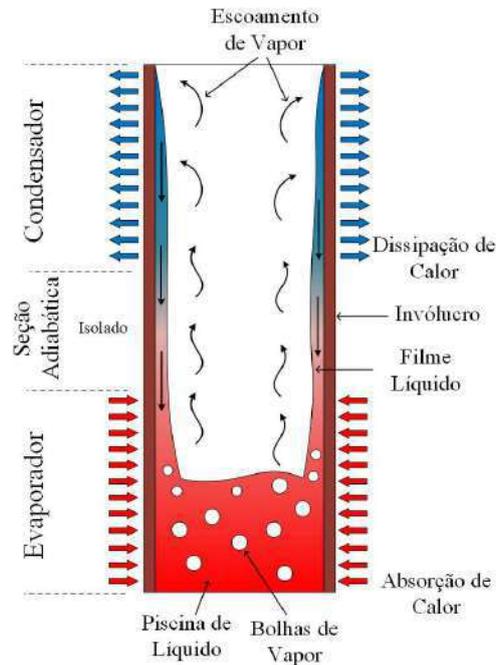


Figura 1. Princípio de funcionamento de um termossifão

Termossifões são amplamente utilizados para compor trocadores de calor, como em Mosleh *et al.* (2019), Jouhara *et al.* (2021) e Herrera *et al.* (2021), sendo comprovada sua eficiência ao se comparar um trocador constituído por termossifões com um trocador composto por aletas, em que o uso de aletas apresentou um acréscimo no coeficiente de transferência global de 310% para convecção natural, e de 263% para a convecção forçada usando esses dispositivos (Mosleh *et al.*, 2019).

Dessa forma, levando-se em consideração o que foi apresentado até aqui, o presente trabalho tem como objetivo realizar a seleção de termossifões para uso em um trocador de calor. Assim, investigou-se experimentalmente a influência da razão de preenchimento desses dispositivos para diferentes cargas térmicas de aquecimento na região do evaporador.

2. METODOLOGIA

Nesta seção são apresentados os equipamentos e os procedimentos utilizados na realização do presente trabalho. As etapas do preparo, limpeza, montagem, teste de estanqueidade, evacuação e preenchimento com fluido de trabalho do termossifão foram realizadas conforme presente em literatura no trabalho de Antonini Alves *et al.* (2018).

2.1. Aparato experimental

O aparato experimental utilizado neste estudo é mostrado na Figura 2 e é composto por um ventilador para realizar o resfriamento do condensador do termossifão, uma fonte de alimentação Agilent™ U8002A, um sistema de aquisição de dados Agilent™ 34970A com um multiplexador de 20 canais, um computador Dell™, um nobreak NHS™ e um termoanemômetro Digital Portátil ITAN™ 720 para determinação da velocidade do ar.

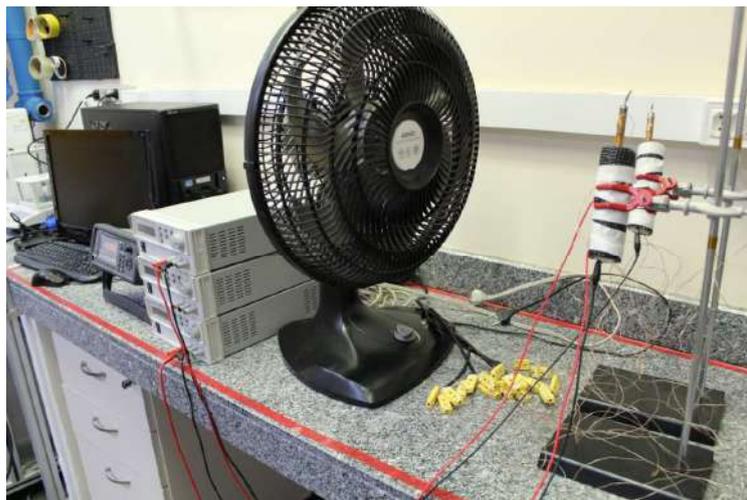


Figura 2. Aparato Experimental

As regiões do evaporador e da seção adiabática foram cobertas com fita *KaptonTM*, que possui como características baixa condutividade elétrica e de alta condutividade térmica. Uma fita resistiva metálica com uma liga de níquel-cromo foi enrolada sobre o evaporador e conectada à fonte de potência. A região do condensador, que se localiza na porção superior do termossifão, foi posicionado em frente ao ventilador para garantir o resfriamento da região. Para aquisição dos dados de temperatura foram posicionados um total de 5 termopares do tipo K da *Omega EngineeringTM*, sendo: 2 no condensador (T_{cond1} , T_{cond2}), 2 no evaporador (T_{evap1} , T_{evap2}) e 1 na seção adiabática (T_{adiab}). As regiões do evaporador e seção adiabática foram isoladas termicamente do ambiente externo.

2.2. Procedimento experimental

A fabricação dos termossifões foram feitas a partir de tubos de cobre ASTM B75, possuindo comprimento total de 180mm. O fluido de trabalho utilizado foi água destilada, sendo preenchido com as razões de preenchimento (RP) de 20%, 40% e 60% do volume do evaporador. As dimensões do evaporador e do condensador são de 60 mm de comprimento e a região adiabática possui comprimento de 60mm. O termossifão construído, já na posição de teste pode ser visto na Figura 3.

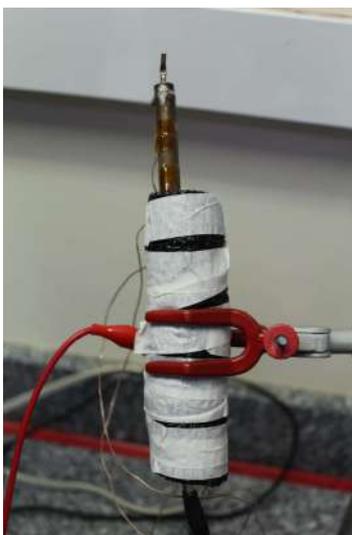


Figura 3. Termossifão utilizado

Durante a realização dos testes experimentais o evaporador foi aquecido a partir do efeito Joule, onde há dissipação de potência elétrica da fonte de alimentação na fita resistiva metálica, sendo as cargas térmicas aplicadas no intervalo de 1W até 11W. Para o resfriamento do condensador foi utilizado um ventilador que fornecia um escoamento de ar a uma velocidade de 6,5m/s, o qual foi responsável pela dissipação do calor absorvido pelo evaporador. A temperatura da sala na qual foram realizados os teste experimentais foram mantidas a $20,0 \pm 2,0^\circ\text{C}$ por um sistema de ar condicionado *RhemmTM*. As cargas térmicas foram aplicadas por um tempo de 1200 segundos e os termossifões mantidos a uma inclinação de 45° com a horizontal.

Para a análise térmica foram consideradas a distribuição de temperatura ao longo do tempo, a temperatura de operação ($T_{op} = T_{adiab}$) e a diferença de temperatura entre evaporador e condensador a partir da resistência térmica (R_{th} - Eq. (1)):

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

sendo que, q representa a carga térmica aplicada, T_{evap} representa a temperatura média no evaporador e T_{cond} a temperatura média no condensador.

As incertezas experimentais relacionadas com os instrumentos de medição utilizados são apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1. Incertezas experimentais

Parâmetro	Instrumento de Medição	Incerteza	Unidade
Comprimento	Escala milimetrada	$\pm 0,5$	mm
Diâmetro	Paquímetro	$\pm 0,025$	mm
Potência	Fonte de Alimentação	$\pm 1\%$	W
Temperatura	Termopar do tipo K	$\pm 0,25$	$^{\circ}\text{C}$
Velocidade	Termoanemômetro	$\pm 2\%$	m/s

3. RESULTADOS

As Figuras 4, 5 e 6 mostram a distribuição em função do tempo ao longo do termostifão para as razões de preenchimento de 20%, 40% e 60%, respectivamente.

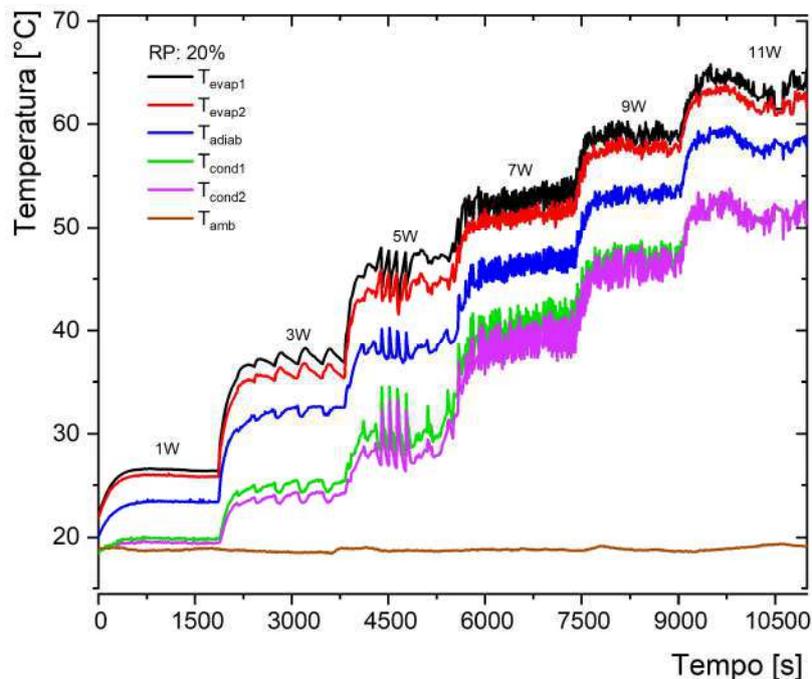


Figura 4. Distribuição de temperaturas em função do tempo para a RP de 20%

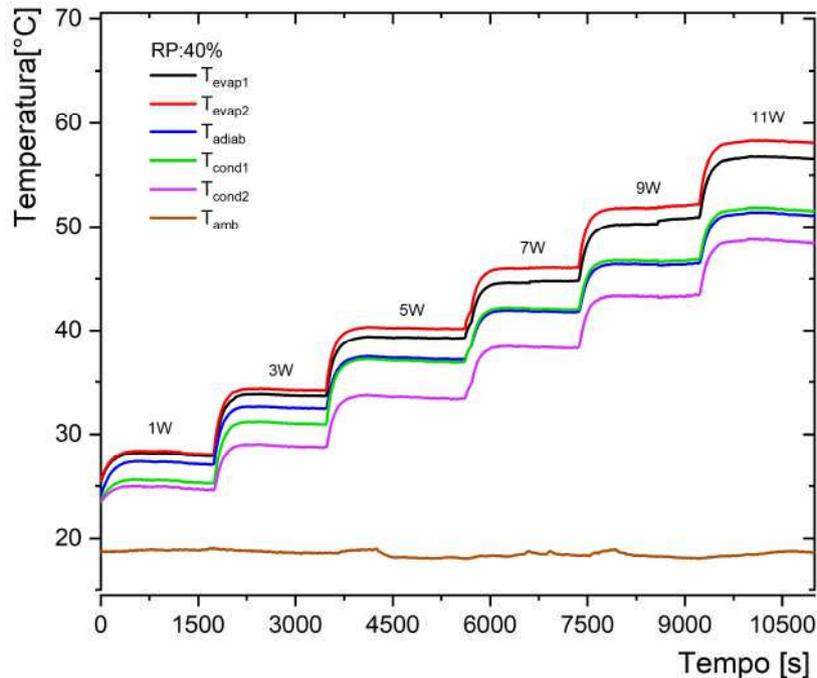


Figura 5. Distribuição de temperaturas em função do tempo para a RP de 40%

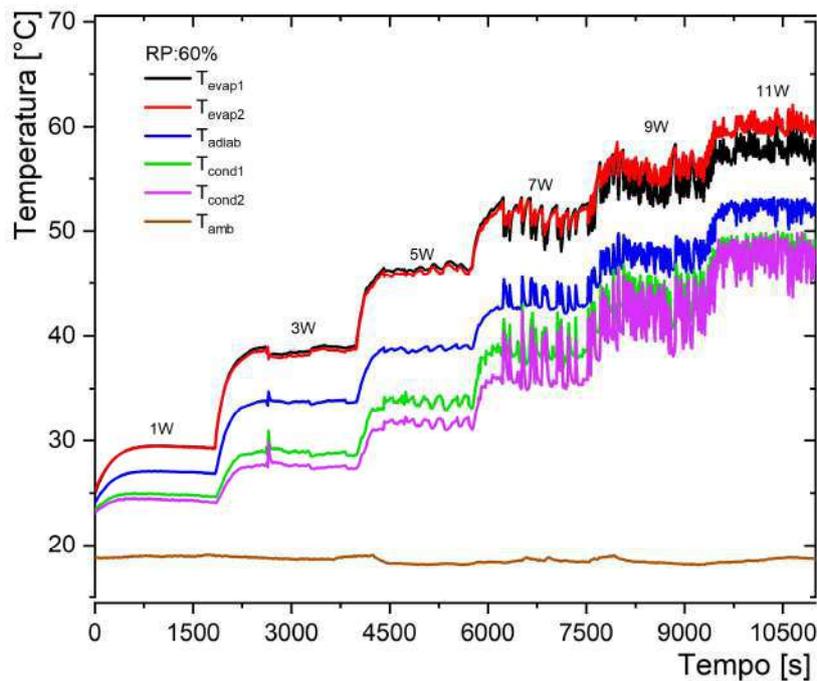


Figura 6. Distribuição de temperaturas em função do tempo para a RP de 60%

Os resultados apresentados nas Figuras 4, 5 e 6 tiveram o comportamento esperado para um termossifão. Ao se aplicar uma carga térmica há alteração das temperaturas das regiões até se atingir o regime permanente. A distribuição de temperatura ao longo das regiões apresentou maiores valores na região do evaporador, seguidas pela seção adiabática e por fim, a região do condensador. Podem ser notados alguns fenômenos internos ao termossifão, sendo representados nos gráficos por algumas instabilidades, decorrentes do desequilíbrio entre a quantidade de fluido que é condensado e o fluido evaporado.

Em geral foi possível verificar que o termossifão com razão de preenchimento de 40% apresentou as menores temperaturas em suas regiões, sendo um indicativo de que esse dispositivo apresentou o melhor desempenho térmico entre os três termossifões, já que menores temperaturas podem ser relacionadas a um menor acúmulo de energia e

transferência de calor mais eficiente. Já o dispositivo com RP de 20% apresentou as maiores temperaturas, sendo um indício que esse dispositivo apresentou o pior desempenho térmico dentre os dispositivos analisados.

Esse fato é corroborado pela verificação da temperatura de operação (T_{op}), apresentada na Figura 7, em que se verifica que, em geral, o termossifão com RP de 40% apresentou as menores temperaturas, seguido pela RP de 60% e 20%.

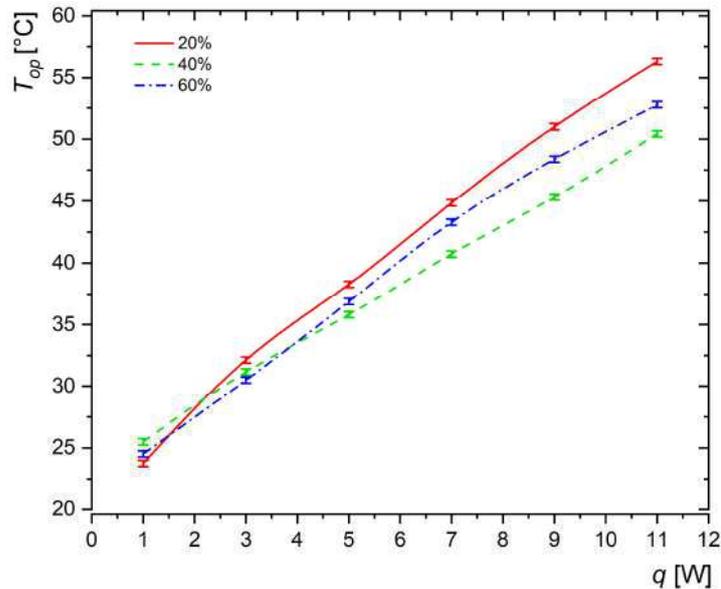


Figura 7. Valores da temperatura operacional em função da carga térmica aplicada

A Figura 8 apresenta os resultados de resistência térmica para os três termossifões analisados em função da carga térmica aplicada. Primeiramente o comportamento das curvas apresentadas na figura indicam que os três dispositivos estavam operando corretamente, já que, ao analisar a Eq. (1), percebe-se que a R_{th} é inversamente proporcional ao valor da carga térmica aplicada, comportamento esse verificado para todos os dispositivos com o aumento dos valores de carga térmica.

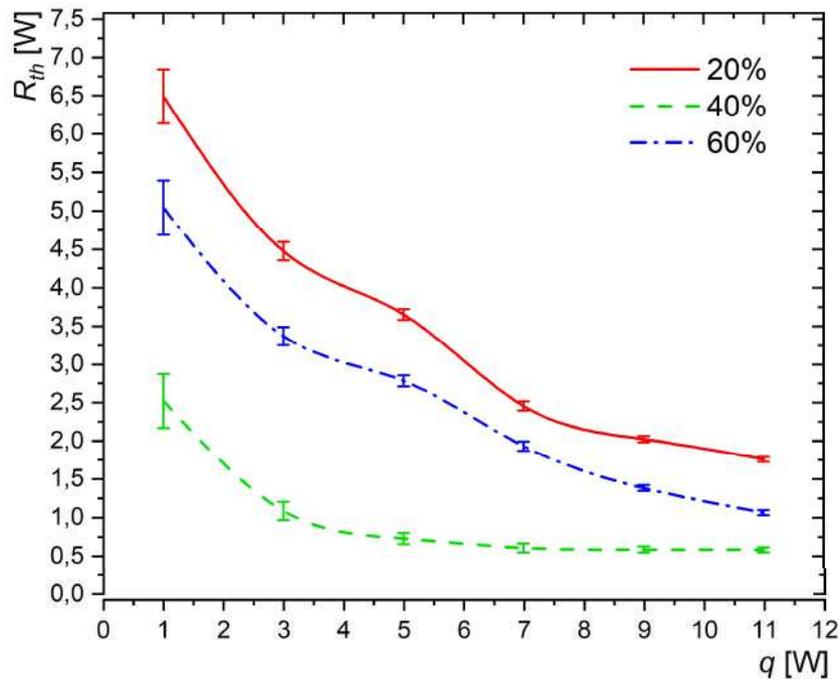


Figura 8. Valores de resistência térmica em função da carga térmica aplicada

Com a Figura 8 é possível perceber que para as diferentes cargas térmicas aplicadas, a razão de preenchimento que apresentou menor valor de resistência térmica foi a RP de 40%. Isso corrobora com os resultados apresentados nas análises de distribuição de temperatura em função do tempo e de temperatura operacional em função da carga térmica aplicada,

em que verificou-se o indício de que o dispositivo com *RP* de 40% apresentou o melhor desempenho térmico. Dessa forma, dentre os três dispositivos testados, o termossifão com razão de preenchimento de 40% foi o selecionado para compor o trocador de calor.

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 água destilada. As razões de preenchimento testadas foram de 20%, 40% e 60%. Para a realização dos testes experimentais, o evaporador dos termossifões foi aquecido pelo 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 ar. A análise dos resultados foi baseada na distribuição de temperaturas ao longo dos dispositivos e resistência térmica. As três razões de preenchimento dos 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, observou-se a redução nos valores de resistência térmica, o que é coerente com o seu equacionamento. O termossifão com razão de preenchimento 40% apresentou o melhor desempenho térmico sob as condições testadas e foi o selecionado para aplicações em trocadores de calor.

3. 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/Campus Ponta Grossa.

4. 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*. London, UK: InTech, 2018.
- HERRERA, Bernardo; GALLEGO, Anderson; CACUA, Karen. *Experimental evaluation of a thermosyphon-based heat exchanger working with a graphene oxide (GO) nanofluid in a cogeneration system*. *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 24, no. May, p. 100949, 2021. DOI 10.1016/j.tsep.2021.100949. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2021.100949>.
- INCROPERA, F. P.; DE WITT, D. P.; BERGMAN, T. *Fundamentos de transferência de calor e massa*. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008. 643 p.
- JAFARI MOSLEH, Hassan; BIJARCHI, Mohamad Ali; SHAFII, Mohammad Behshad. *Experimental and numerical investigation of using pulsating heat pipes instead of fins in air-cooled heat exchangers*. *Energy Conversion and Management*, vol. 181, no. December 2018, p. 653–662, 2019. DOI 10.1016/j.enconman.2018.11.081. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.11.081>.
- JAYANTHI, N.; SURESH KUMAR, R.; KARUNAKARAN, G.; VENKATESH, M. *Experimental investigation on the thermal performance of heat pipe solar collector (HPSC)*. *Materials Today: Proceedings*, v. 26, n. xxxx, p. 3569–3575, 2019. Elsevier Ltd. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.matpr.2019.07.607>>.
- JOUHARA, Hussam; ALMAHMOUD, Sulaiman; BROUGH, Daniel; GUICHET, Valentin; DELPECH, Bertrand; CHAUHAN, Amisha; AHMAD, Lujean; SEREY, Nicolas. *Experimental and theoretical investigation of the performance of an air to water multi-pass heat pipe-based heat exchanger*. *Energy*, vol. 219, p. 119624, 2021. DOI 10.1016/j.energy.2020.119624. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119624>.
- J.M. CULLEN, J.M. ALLWOOD, *Theoretical efficiency limits for energy conversion devices*, *Energy*, 35 (2010), pp. 2059–2069
- MANTELLI, M. B. H. *Curso sobre tubos de calor e termossifões*. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2009.
- MANTELLI, M. B. H. *Thermosyphons and Heat Pipes: Theory and Applications*. Springer Nature, 2020.
- application. New York, USA: John Wiley & Sons, 1994.
- REAY, D. A.; KEW, P. A.; MCGLEN, R. J. *Heat pipes: theory, design and applications*. Waltham, MA, USA: Elsevier, 2014.
- ZOHURI, B. *Heat Pipe Design and Technology: Modern Applications for Practical Thermal Management*. 2ed.

5. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

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