

SIMULAÇÃO NUMÉRICA PARA CARACTERIZAÇÃO DA PERFORMANCE TÉRMICA DE TUBOS DE CALOR PULSANTE

U. C. Bittencourt, umberto_1993@hotmail.com¹

J. D. Altidis, jaquelinealtidis@yahoo.com.br¹

L.M. Santos, larissa.menezes.santos@gmail.com¹

J.A. Santos Junior, aguiarsjunior@gmail.com¹

¹Universidade Federal de Sergipe, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Marechal Rondon, São Cristóvão - SE, CEP: 49100-000, Brasil.

Resumo: Tubos de calor pulsante são trocadores de calor bastante complexos que funcionam através de uma mudança constante de fase (líquido para vapor e vapor para líquido). A maior parte dos artigos disponíveis a respeito do tema apresenta de maneira simplória as simulações acerca de tubos de calor pulsante, dessa forma sua modelagem matemática é um desafio ainda existente. As variáveis operacionais que influenciam no funcionamento de tubos de calor pulsante e na performance térmica destes dispositivos são o fluido de trabalho, a taxa de enchimento, o número de voltas e a orientação. Realizou-se uma análise numérica, onde foi possível modelar a posição de uma coluna de líquido entre duas colunas de vapor, a taxa de enchimento máxima que um tubo de calor pulsante pode ter para que suas oscilações se iniciem e também a taxa de transferência de calor máxima que pode ser fornecida a esse trocador de calor sem que o seu funcionamento seja comprometido. Os resultados numéricos foram comparados com resultados experimentais obtidos por diferentes estudos, com compatibilidade bastante satisfatória. A taxa de enchimento ideal encontrada foi de 50%. Já a taxa de enchimento máxima encontrada para temperaturas de operação entre 20 e 80°C, variou entre 77,5% a 80%.

Palavras-chave: tubo de calor pulsante, simulação numérica, transferência de calor

1. INTRODUÇÃO

O desenvolvimento da indústria eletrônica demanda técnicas efetivas de dissipação do calor gerado por dispositivos eletrônicos de alta potência. Tecnologias existentes atualmente (convecção natural, convecção forçada, borrfio de água e irradiação) para dissipação de calor não alcançam estas expectativas por vários motivos, como a necessidade de uma grande área exposta para transferência de calor. Por esse motivo, este tipo de indústria acaba tendo sua capacidade limitada (Souza, 2010). Dessa forma, se faz necessário o desenvolvimento e aperfeiçoamento de dispositivos que venham a preencher esta lacuna. Um dispositivo que vem prometendo satisfazer estas necessidade é o tubo de calor pulsante.

Tubos de calor pulsante, também chamados de tubos de calor oscilante (*Pulsating/Oscillating heat pipes*) são dispositivos de transferência de calor extremamente eficientes, consistindo em um tubo dobrado em várias voltas formando uma serpentina como demonstrado na Fig. 1. Inventado por Hisateru Akachi (1990), até hoje esses tubos de calor pulsante não são explicados satisfatoriamente, embora existam diversos estudos com resultados que comprovam a sua eficiência. O motivo para a dificuldade na caracterização térmica desses dispositivos é que uma constante mudança de fase (líquido pra vapor e vice-versa) está presente durante sua operação.

No momento existem diversos fatores importantes e não resolvidos a respeito do entendimento de tubos de calor pulsante. O objetivo do trabalho, dessa forma, foi desenvolver uma análise numérica que descrevesse satisfatoriamente o funcionamento de um tubo de calor pulsante com água como fluido de trabalho. A partir dessa análise foi possível modelar a posição e a velocidade de uma coluna de líquido entre duas colunas de vapor, a taxa de enchimento máxima que um tubo de calor pulsante pode ter para que suas oscilações se iniciem e também a taxa de transferência de calor máxima que pode ser fornecida a esse trocador de calor sem que o seu funcionamento seja comprometido.

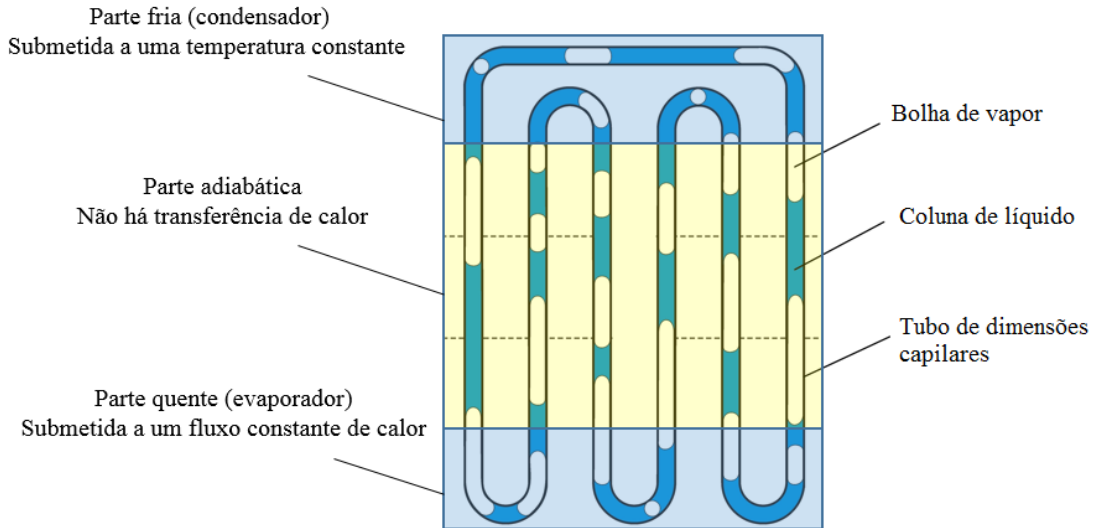


Figura 1. Esquema de um tubo de calor pulsante.

2. METODOLOGIA

A simulação realizada teve como foco quatro análises principais: a distribuição da posição, frequência natural de oscilação, estimativa da taxa de enchimento máxima e estimativa da taxa de transferência de calor máxima. As equações utilizadas para as análises efetuadas encontram-se a seguir.

2.1. Distribuição da posição

Para simulação de tubos de calor pulsante, em uma abordagem mais generalizada, pode-se considerar um tubo com n voltas (de modo que tem-se colunas de líquidos intercaladas com bolhas de vapor). Porém, a fim de simplificar o problema, foi considerado a existência de somente uma volta do trocador de calor, onde há uma coluna de líquido e duas colunas de vapor, conforme Fig. 2, e obtido gráficos para a posição em função do tempo. A partir destes gráficos serão analisadas as influências dos parâmetros do trocador de calor em sua performance.

A simulação numérica foi baseada em (Ma, 2015), mas para uma melhor descrição do problema foram incluídos nas análises mais termos, além dos mesmos serem apresentados com mais detalhes.

A expressão que modela o movimento das colunas de líquido e vapor dentro do tubo de calor pulsante, para a abordagem mais generalizada é apresentada na Eq. 1. Esta é uma equação diferencial ordinária de segunda ordem apresentada na forma matricial.

$$[M] \left\{ \frac{d^2(dy)}{dt^2} \right\} + [C] \left\{ \frac{d(dy)}{dt} \right\} + [K] \{dy\} + [M] \{g\} = \{0\} \quad (1)$$

Onde y é a posição em m, g a aceleração da gravidade em m/s^2 , p_v é a pressão de uma bolha de vapor em Pa. As matrizes $[M]$, $[C]$ e $[K]$ são as matrizes de massa, amortecimento e rigidez, respectivamente.

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & m_2 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & m_n \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$[C] = \begin{bmatrix} c_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & c_2 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & c_n \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} -1 & 1 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 1 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 1 & 0 & 0 & \dots & 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -\frac{p_{v,1}}{L_{v,1}} & 0 & \dots & \frac{p_{v,n}}{L_{v,n}} \\ \frac{p_{v,2}}{L_{v,2}} & -\frac{p_{v,2}}{L_{v,2}} & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & \frac{p_{v,n}}{L_{v,n}} & -\frac{p_{v,n}}{L_{v,n}} \end{bmatrix} \quad (4)$$

Onde m_n é a massa das n -ésimas colunas de vapor e líquido em kg, $p_{v,n}$ é a pressão de vapor da n -ésima bolha de vapor em Pa e $L_{v,n}$ é o comprimento da n -ésima bolha de vapor em m.

Para eliminar a quantidade de termos de pressão de vapor, cuja complexidade dificultaria bastante a modelagem, pode-se simplificar o problema considerando-se que há apenas uma coluna de líquido e duas de vapor, assumido como gás ideal, essa consideração é aceitável devido a faixa de operação do trocador de calor. A equação que modela esse caso simplificado é a Eq. 5.

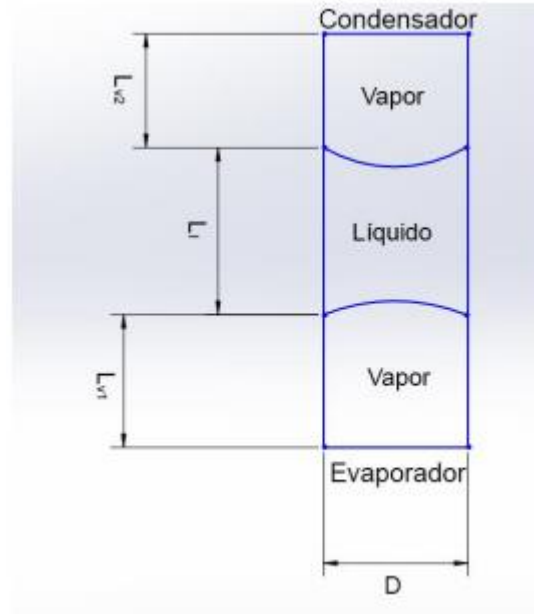


Figura 2. Modelagem simplificada considerando-se uma coluna de líquido e duas colunas de vapor

$$m_1 \frac{d^2(dy)}{dt^2} + c_1 \frac{d(dy)}{dt} + \left(\frac{p_{v,1}}{L_{v,1}} + \frac{p_{v,2}}{L_{v,2}} \right) dy + m_1 g = \Delta p \quad (5)$$

Onde Δp é a diferença de pressão entre o evaporador e o condensador dada pela Eq. 6. Os índices 1 e 2, nos termos da pressão de vapor, equivalem ao vapor no evaporador e ao vapor no condensador, respectivamente.

$$\Delta p = p_e - p_c = p_c \cdot \frac{h_{fg} \cdot (T_e - T_c)}{R \cdot T_e \cdot T_c} = \frac{\rho_{v,c} \cdot \Delta T \cdot h_{fg}}{T_c} \quad (6)$$

Onde os índices e e c nos termos de pressão e temperatura equivalem a esses parâmetros no evaporador e no condensador, respectivamente, e h_{fg} é a entalpia de vaporização em kJ/kg.

Como foi assumido que o vapor pode ser considerado como gás ideal a Eq. 5 pode ser reescrita como mostrado na Eq. 7.

$$m_1 \frac{d^2(dy)}{dt^2} + c_1 \frac{d(dy)}{dt} + \left(\frac{\rho_{v,e} R T_e}{L_{v,e}} + \frac{\rho_{v,c} R T_c}{L_{v,c}} \right) dy + m_1 g = \Delta p \quad (7)$$

Onde R é a constante dos gases e T a temperatura em K.

2.2. Frequência natural de oscilação

A Equação 1 é bastante semelhante à expressão de um sistema massa-mola-amortecedor. Dessa forma, para se encontrar a frequência natural de oscilação, pode-se realizar uma análise similar à feita em sistemas desse tipo.

Sabendo que quando um sistema massa-mola é excitado à sua frequência natural ele entra em ressonância e a amplitude de oscilação cresce de forma considerável, pode-se perceber então que é desejável que um sistema de um tubo

de calor pulsante entre em ressonância, dessa forma maiores amplitudes de oscilação podem ser obtidas e a transferência de calor será realizada de forma mais efetiva. A frequência natural de oscilação do tubo com n voltas é encontrada considerando-se apenas do termos da aceleração e constante elástica da Eq. 1.

$$[M] \frac{d^2(dy)}{dt^2} + [K]dy = 0 \quad (8)$$

O deslocamento pode ser escrito na forma harmônica apresentada na Eq. 9.

$$\{dy\} = \{\emptyset\} \sin(\omega t) \quad (9)$$

Substituindo-se a Eq. 9 na Eq. 8, obtém-se a Eq. 10. As frequências naturais de oscilação são os valores de ω que tornam a Eq. 10 nula.

$$([K] - \omega^2[M])\{\emptyset\} = 0 \quad (10)$$

A frequência natural de oscilação para o caso simplificado modelado pela Eq. 7 pode ser determinada pela Eq. 11.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{m}} = \sqrt{\frac{\frac{\rho_{v,e}RT_e}{L_{v,e}} + \frac{\rho_{v,c}RT_c}{L_{v,c}}}{m_1}} \quad (11)$$

2.3. Estimativa da taxa de enchimento máxima

A taxa de enchimento de um tubo de calor pulsante é a razão entre o volume de líquido adicionado ao tubo e seu volume total. Fazendo uma análise de um tubo de calor pulsante com 0% e 100% de taxa de enchimento pode-se concluir que:

- A 0% a transferência de calor ocorre puramente por condução através dos tubos, que não é um meio eficiente de dissipação de calor;
- Entre 0% e 10% há muito pouco líquido, e ele tende a evaporar completamente, não havendo colunas de líquido ou vapor;
- Entre valores geralmente próximos de 90% e 100% não há bolhas para aumentar ou diminuir a pressão em determinados trechos e providenciar o movimento oscilatório.

Pode-se perceber que existe um valor máximo para essa taxa de enchimento, acima do qual não haverá movimento oscilatório e, conseqüentemente, a transferência de calor otimizada pelas pulsações não ocorre. Esse valor máximo depende do fluido de trabalho utilizado e da temperatura e pode ser determinado a partir da Eq. 12.

$$\phi_{max} = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{\gamma RT \rho_l}{B}}} \quad (12)$$

Onde ϕ_{max} é a taxa de enchimento máxima, γ é o coeficiente adiabático, ρ_l é a densidade do líquido e B é o módulo de compressibilidade em Pa.

2.4. Estimativa da taxa de transferência de calor máxima

O escoamento característico em um tubo de calor pulsante é chamado de escoamento de golfadas. Nesse tipo de escoamento, as fases líquida e gasosa estão separadas por uma interface e estão bem definidas, como representado na Fig. 3. Quando calor é adicionado ao dispositivo, o movimento oscilatório se inicia, e quanto mais calor é adicionado mais pronunciadas são essas oscilações. Dessa forma, a velocidade das colunas de líquido e bolhas de vapor aumentam, diminuindo o comprimento das colunas de líquido. Caso essa velocidade atinja um certo limite, as bolhas de vapor acabam penetrando as colunas de líquido, destruindo o escoamento em golfadas e tornando o escoamento no tipo anular (Fig. 4).

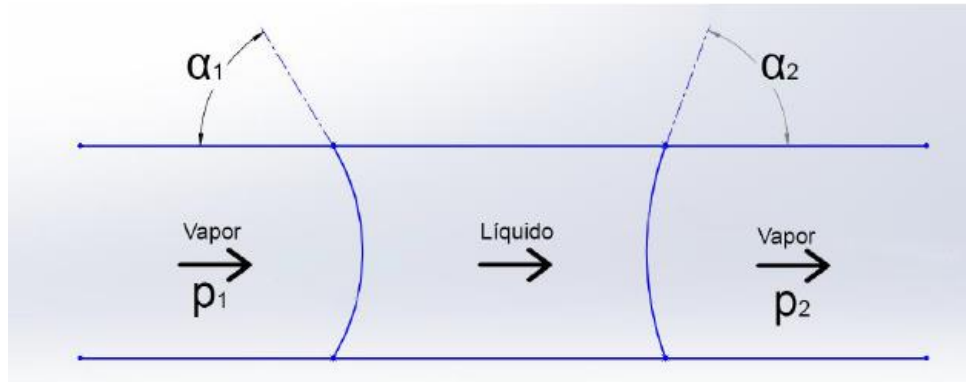


Figura 3. Representação do escoamento de golfadas

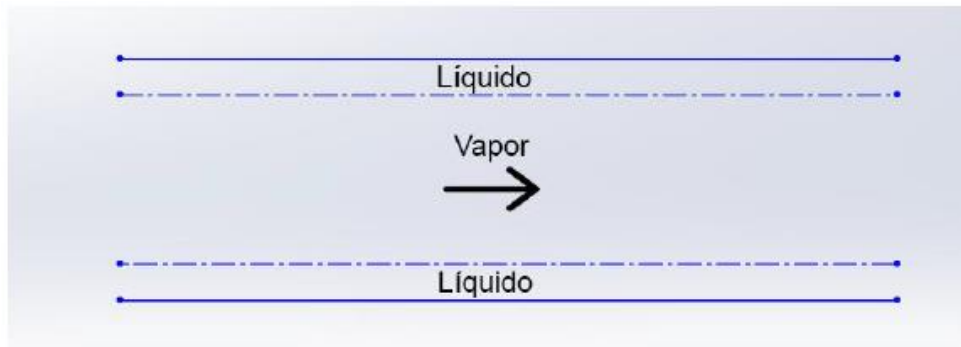


Figura 4. Representação do escoamento anular

A partir da resolução da equação de Navier-Stokes em coordenadas cilíndricas, considerando-se o fluido incompressível e com viscosidade dinâmica constante, encontra-se que a quantidade de calor máxima que pode ser fornecida a um tubo de calor pulsante, sem que seu regime de escoamento seja alterado, Eq. 13:

$$\dot{q} = 3 \cdot \pi \cdot h_{fg} \cdot L_l \cdot \mu_l \quad (13)$$

Onde $\dot{q}$ é a quantidade máxima de calor admitível para um tubo de calor pulsante em W, L_l é o comprimento da coluna de líquido em m e μ_l é a viscosidade dinâmica do líquido em Pa.s.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A partir das equações apresentadas anteriormente, foi realizada a modelagem do sistema considerando um tubo cujo fluido de trabalho seja água e que esteja excitado à sua frequência natural. Além de determinar a posição da coluna de líquido em relação ao tempo e calcular o valor máximo da taxa de enchimento, foi possível também analisar a influência da temperatura e taxa de enchimento na frequência natural e na taxa de transferência de calor máxima.

3.1. Distribuição de posição

Para obter a posição de uma coluna de líquido ao longo do tempo, a Eq. 7 foi resolvida utilizando os parâmetros apresentados na Tab. 1.

Tabela 1: Parâmetros fixados para a análise das posição e velocidade em função do tempo

L (m)	Φ (-)	ΔT_{max} (°C)	ΔT_{min} (°C)	T_m (°C)	D (mm)	T_c (°C)	T_e (°C)
0.3	0.5	44	5	42	2	20	65

A Figura 5 apresenta a posição da coluna de líquido a cada instante de tempo. A partir dela é possível identificar que a coluna de líquido oscila como esperado: no instante $t=0$ a coluna está na posição zero, que é a posição inicial definida para ela, e no decorrer do tempo, ela se move para cima e para baixo, ao longo do tubo, característica de um movimento

oscilatório. Esse sistema foi excitado em sua frequência natural e trata-se de um sistema criticamente amortecido. A amplitude de oscilação cresce com o decorrer do tempo, crescendo indefinidamente, até que atinja as extremidades do tubo, característica desejável em um tubo de calor pulsante.

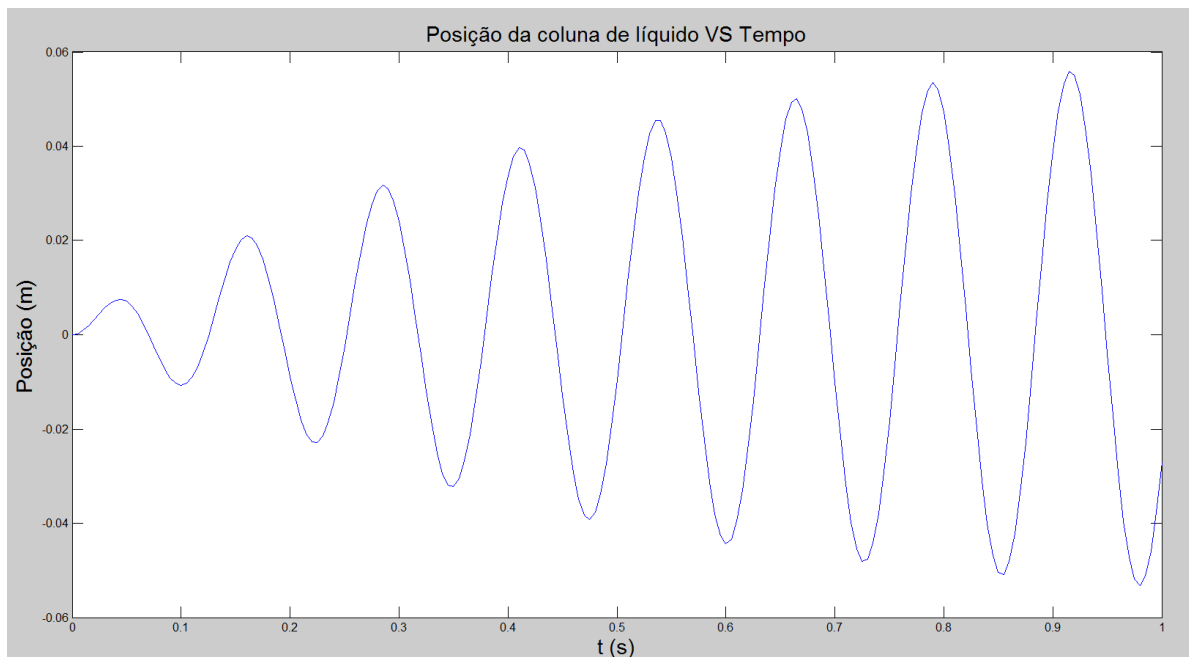


Figura 5. Posição da coluna de líquido em função do tempo

3.2. Frequência natural de oscilação

Variando-se a taxa de enchimento entre 0,1 e 0,9 pode-se determinar a dependência da frequência natural com a taxa de enchimento, mostrada na Fig 6.

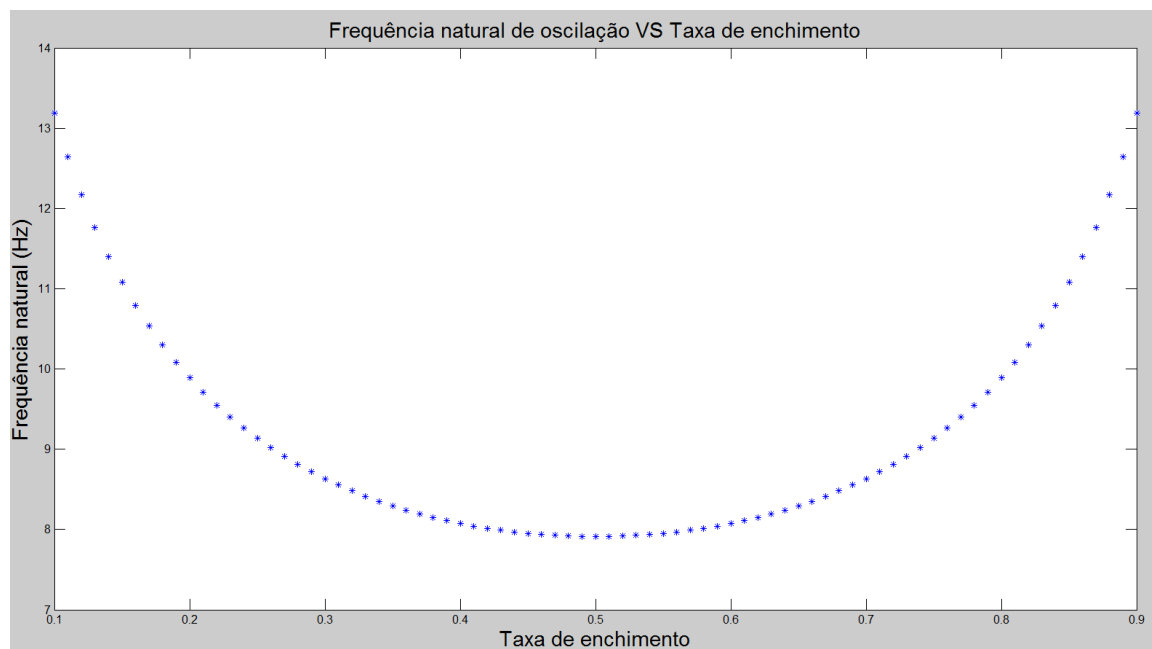


Figura 6. Influência da taxa de enchimento na frequência natural de oscilação

Percebe-se pela Fig. 6 que existe uma dependência da taxa de enchimento na frequência natural de oscilação, e que existe uma frequência de oscilação mínima. Esse parâmetro é bastante importante, pois uma frequência natural baixa quer dizer que a coluna de líquido realiza menos ciclos de oscilação em um determinado instante de tempo, ou seja, a coluna de líquido tem mais tempo de trocar calor pelas áreas onde passa. Já uma frequência alta significa completar mais ciclos no mesmo instante de tempo, resultando em um tempo menor para a transferência de calor acontecer. Sendo assim, existe

uma taxa de enchimento ideal para um tubo de calor pulsante de 50%, como observado na Fig. 6. Dharmapal A Baitule (2013) em seus experimentos concluiu que a taxa de enchimento ideal para um tubo de calor pulsante utilizando água como fluido de trabalho está entre 40% e 60%. Já Han et al (2013) concluiu experimentalmente, também para água, que a taxa de enchimento ideal está entre 55% e 70%.

3.3. Taxa de enchimento máxima

A taxa de enchimento máxima permite determinar a maior quantidade de líquido que pode ser adicionado a um tubo de modo que ele possa funcionar como um tubo de calor pulsante. A Figura 7 mostra um gráfico da taxa de enchimento máxima de um tubo, para diferentes temperaturas de operação (temperatura média entre as temperaturas no evaporador e no condensador apresentadas na Tab. 1).

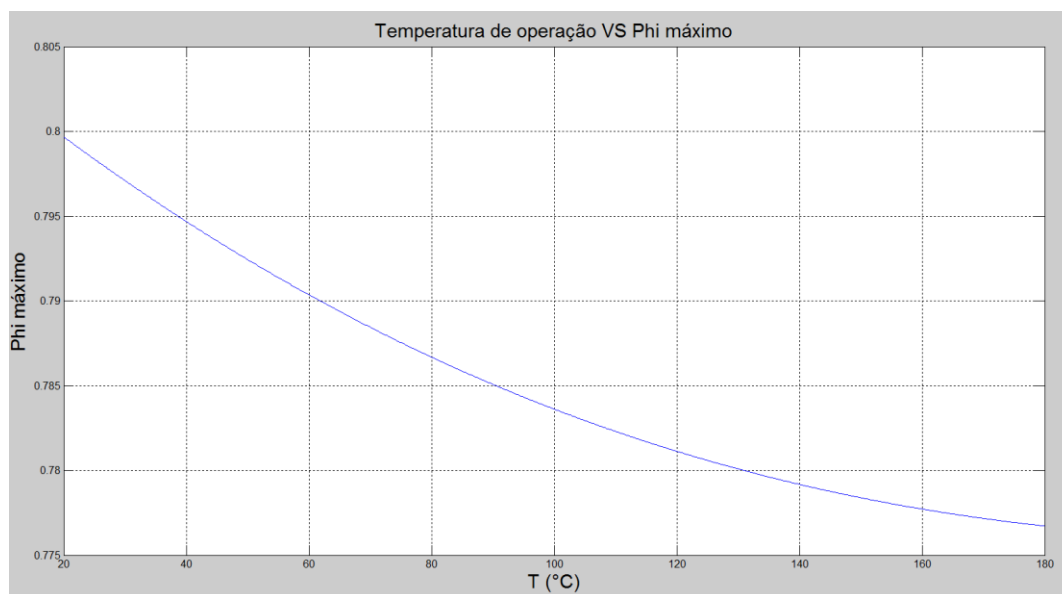


Figura 7. Taxa de enchimento máxima para que as oscilações se iniciem

A taxa de enchimento máxima, variou entre 77,5% a 80%, para temperaturas de operação do tubo de calor pulsante entre 20 °C e 180 °C, uma variação praticamente desprezível. Yang et al (2014) determinaram experimentalmente que um tubo de calor pulsante funcionando com água como fluido de trabalho tem uma taxa de enchimento máxima de aproximadamente 74%. Khandekar et al. (2005) encontrou experimentalmente que esta taxa de enchimento máxima era de aproximadamente 70%, enquanto Groll e Khandekar (2004) encontraram aproximadamente 80%, também utilizando água.

3.4. Taxa de transferência de calor máxima

A taxa de transferência de calor máxima é uma função do comprimento da coluna de líquido, da viscosidade e da entalpia de vaporização, como mostrado na Eq. 13. O comprimento das colunas de líquido é uma variável totalmente aleatória, mas que geralmente encontra-se dentro de uma faixa bem definida, enquanto a viscosidade e a entalpia de vaporização dependem da temperatura do fluido de trabalho. A dependência da quantidade de calor máxima que um tubo de calor pulsante pode receber em função desses dois parâmetros encontra-se na Fig. 8.

A partir da Fig. 8 pode-se perceber que quanto maior o comprimento da coluna de líquido, maior a quantidade de calor máxima que pode ser fornecida ao trocador de calor. Além disso, quanto menor a temperatura de operação, maior também será essa quantidade de calor.

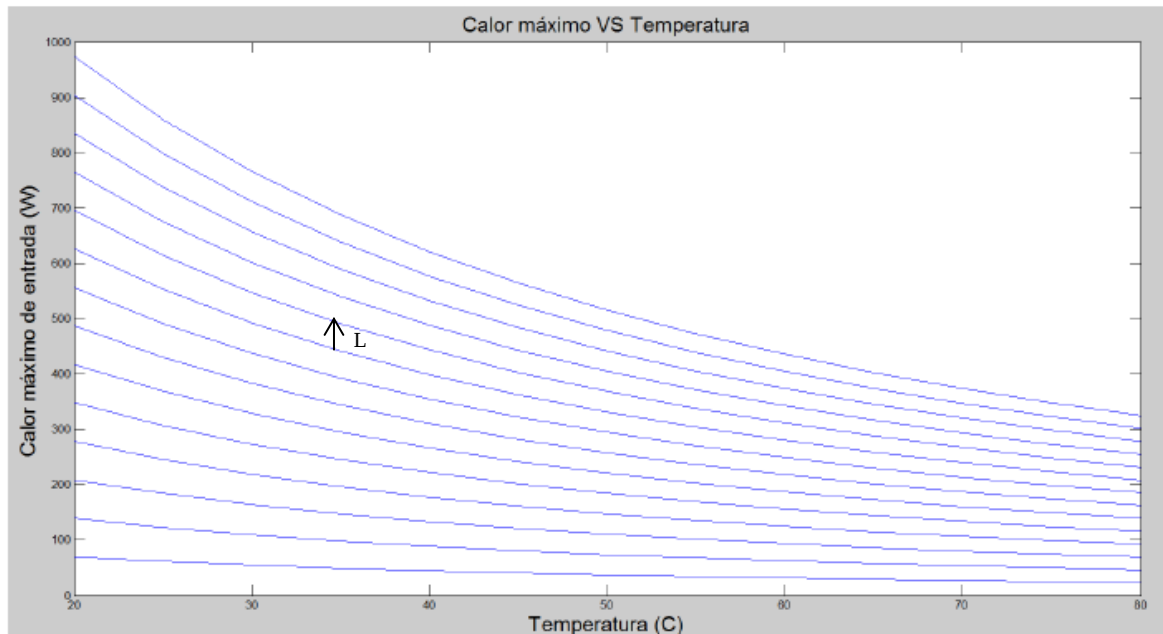


Figura 8. Calor máximo vs Temperatura para comprimentos da coluna de líquido variando de 3mm a 40mm

A dependência da taxa de transferência de calor com a taxa de enchimento é linear, como mostrado na Fig. 9 e quanto maior a taxa de enchimento maior será a taxa de transferência de calor máxima (pois maior também será o comprimento da coluna de líquido, para um comprimento do tubo fixo). Mas há duas limitações. A primeira é que a taxa de enchimento máxima deve ser de aproximadamente 78% como determinado na Seção 3.3. A segunda limitação é que a melhor performance de um tubo de calor pulsante ocorre quando a taxa de enchimento é de 50%, como determinado na Seção 3.2, assim, o trocador de calor não tem como funcionar na sua melhor performance e ao mesmo tempo receber a quantidade máxima de calor permitida em sua operação.

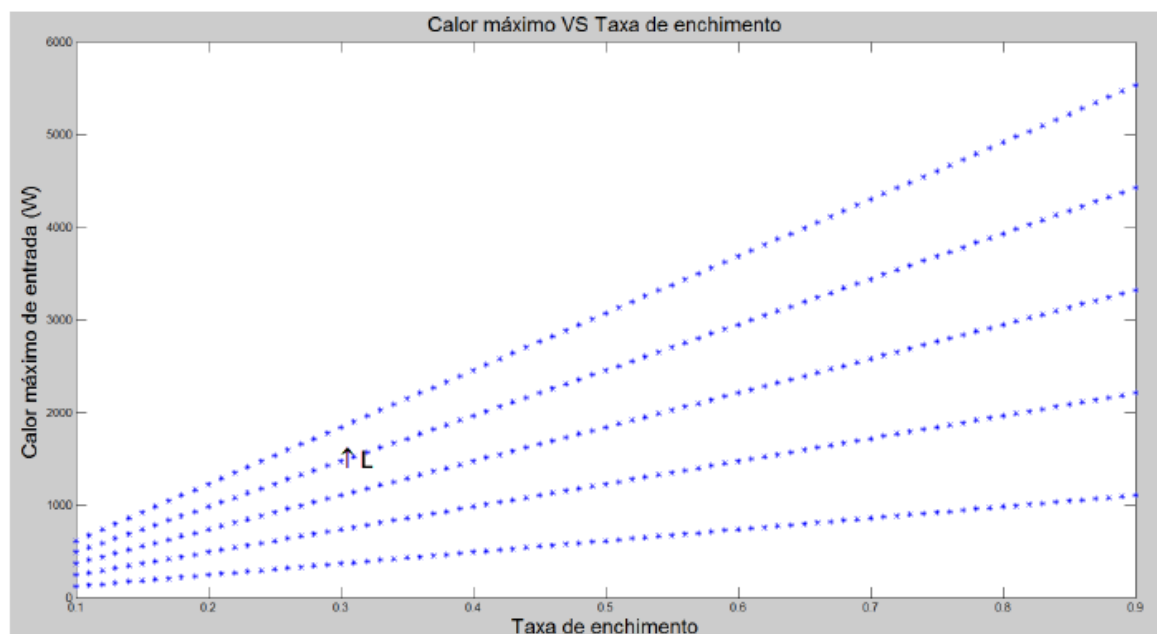


Figura 9. Influência da taxa de enchimento na transferência de calor máxima, para comprimentos do tubo de $L=0,1$ m a $L=0,5$ e $T=48$ °C

4. CONCLUSÃO

Foi realizada neste trabalho uma simulação numérica de um tubo de calor pulsante com uma única volta. Foram encontradas equações que descrevem a distribuição da posição da coluna de líquido, a frequência natural de oscilação, a

taxa máxima de enchimento e a taxa de transferência de calor máxima. Primeiramente, foi realizada a modelagem da posição de uma coluna de líquido, localizada entre duas bolhas de vapor, em função do tempo. Com esta análise previu-se que uma taxa de enchimento de 50% gera as menores frequências naturais (transferência de calor mais efetiva). Além disso, foi possível determinar que a taxa de enchimento máxima se encontra dentro de uma faixa de 77,5% a 80% ao variar a temperatura de operação entre 20°C e 180°C, e que quanto maior a taxa de enchimento maior é taxa de transferência de calor máxima para que o regime de escoamento não seja descaracterizado. Dessa forma, não é possível que o tubo de calor pulsante funcione na sua menor frequência natural e que receba a maior quantidade de calor que ele suporta. O comprimento da coluna de líquido e do tubo também influenciam na taxa de calor máxima, pois ao aumentar esses parâmetros a quantidade de calor suportada pelo sistema também aumenta.

5. REFERÊNCIAS

- BAITULE, A. D. e PACHGHARE, P. R. Experimental Analysis of Closed Loop Pulsating Heat Pipe with Variable Filling Ratio. International Journal of Mechanical and Robotics Research. Vol. 2, No. 3. p. 4-7. 2013.
- HAN, H.; CUI, X.; ZHU, Y. e SUN, S. A Comparative Study of the Behavior of Working Fluids and their Properties on the Performance of Pulsating Heat Pipes (PHP). International Journal of Thermal Sciences. p. 138-147. 2014
- HISATERU, A. US Patent. Patent Number 4921041. Data de preenchimento: 15 de Junho de 1988.
- KHANDEKAR, S. Pulsating Heat Pipe Based Heat Exchangers. The 21st International Symposium of Transport Phenomena. 2010.
- KHANDEKAR, S. e GROLL, M. Roadmap to Realistic Modeling of Closed Loop Pulsating Heat Pipes. 9th International Heat Pipe Symposium. 2008.
- MA, H. Oscilating Heat Pipes. Editora Springer. Livro. 427 p. New York. 2015.
- SOUZA, F. A. S. Análise De Tubos De Calor Pulsantes De Baixa Temperatura com Ênfase na Estimativa do Coeficiente de Transferência de Calor. Tese de Doutorado. Universidade Federal de Santa Catarina. Defendido em Julho de 2010.
- YANG, K. S.; CHENG, Y. C.; JENG, M. S.; CHIEN, K. H. e SHYU, J. C. An Experimental Investigation of Micro Pulsating Heat Pipes. Micromachines. p. 385-395. 2014.

6. RESPONSABILIDADE AUTURAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

NUMERICAL SIMULATION AND CHARACTERIZATION OF THERMAL PERFORMANCE OF PULSE HEAT PIPES

U. C. Bittencourt, umberto_1993@hotmail.com¹
J. D. Altidis, jaquelinealtidis@yahoo.com.br¹
L.M. Santos, larissa.menezes.santos@gmail.com¹
J.A. Santos Junior, aguiarsjunior@gmail.com¹

¹Universidade Federal de Sergipe, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Marechal Rondon, São Cristóvão - SE, CEP: 49100-000, Brasil.

Abstract. Pulsating heat pipes are quite complex heat exchangers which are based on a constant phase change (liquid to vapor and vapor to liquid). Most of the articles available on the subject present it a not very understandable way, for this reason, their mathematical modeling is still a challenge. The parameters that influence the operation of pulsating heat pipes and the thermal performance of these devices are the working fluid, the fill rate, the number of turns and the orientation. A numerical analysis was carried out, in which it was possible to model the position of a column of liquid between two columns of steam, the maximum filling rate that a pulsating heat pipe can have for its oscillations to start and also the maximum rate of heat transfer that can be supplied to this heat exchanger without its operation being compromised. The numerical results were compared with experimental results obtained by different studies, with very satisfactory compatibility. The ideal filling rate found was 50%. The maximum filling rate found for operating temperatures between 20°C and 80°C ranging from 77.5% to 80%.

Keywords: pulsating heat pipe, numerical simulation, heat transfer