

DESEMPENHO DE UM TERMOSSIFÃO BIFÁSICO OPERANDO EM INCLINAÇÃO ÓTIMA E NA VERTICAL - ESTUDO EXPERIMENTAL

Marco A. W. Cavalcanti – cavalcanti@les.ufpb.br

Universidade Federal da Paraíba, Laboratório de Energia Solar, CT/ CPGEM - DTM
Cx. P. 5115, CEP 58051-970, João Pessoa, PB, Brasil

Valérie Sartre – sartre@genserver.cethil.insa-lyon.fr

Monique Lallemand – m.lal@genserver.cethil.insa-lyon.fr

INSA de Lyon, CETHIL - Equipe Energétique et Thermique, UPRES A CNRS 5008,
Villeurbanne, France

***Resumo.** Um estudo experimental é realizado sobre o desempenho térmico de um termossifão bifásico fechado, cilíndrico, em cobre, usando o R113 como fluido de trabalho, com nível de enchimento correspondente a 100% do volume do evaporador, operando em inclinação ótima e na posição vertical. A inclinação ótima foi previamente determinada em estudo experimental. Quatro temperaturas de funcionamento são investigadas (60, 70, 80 e 90 °C) e a potência fornecida ao evaporador varia entre 600 e 2200 W. Os desempenhos térmicos do condensador e do evaporador são analisados pela avaliação dos coeficientes de transferência de calor, no condensador e no evaporador, em função da potência térmica. O desempenho global do dispositivo é analisado com base na avaliação da resistência térmica global. Uma comparação entre os resultados obtidos na inclinação ótima e na posição vertical é apresentada para a temperatura de funcionamento de 80 °C.*

***Palavras-chave:** Termossifão bifásico, Inclinação ótima, Condensação, Resistência térmica, Estudo experimental*

1. INTRODUÇÃO

A utilização racional da energia em processos industriais exige dispositivos apropriados. Dentre esses dispositivos, os tubos de calor e em particular os termossifões bifásicos, são os mais utilizados em trocadores-recuperadores de calor.

O termossifão bifásico ou tubo de calor assistido por gravidade é um dispositivo de transferência de calor com certas aplicações que concernem o resfriamento de equipamentos elétricos e eletrônicos, aplicações solares, trocadores de calor, em especial aqueles destinados à recuperação de calor, entre outras (Gross e Hahne, 1985; Lallemand et al., 1991; Behnia e Morrison, 1991). Quando o termossifão é usado em sistemas embarcados, eles devem operar sob diversos fatores adversos, especialmente várias inclinações. A inclinação tem influência sobre o desempenho térmico e limites de funcionamento deste dispositivo. Uma revisão sobre os estudos concernentes à inclinação é apresentada por Cavalcanti et al. (1998). Este trabalho

tem o objetivo de estudar experimentalmente o desempenho térmico de um termossifão bifásico fechado, cilíndrico, do tipo Cu-R113, operando em inclinação ótima e comparar com o resultado obtido com o funcionamento na posição vertical, para a temperatura de operação de 80 °C. A inclinação ótima foi previamente determinada através de estudo experimental (Cavalcanti et al., 1998). Quatro temperaturas de funcionamento são investigadas (60, 70, 80 e 90 °C) e a potência fornecida ao evaporador varia entre 600 e 2200 W. Os desempenhos térmicos do condensador e do evaporador são analisados pela avaliação dos coeficientes de transferência de calor em função da potência térmica. O desempenho global do dispositivo é analisado com base na avaliação da resistência térmica global. Finalmente, para avaliar o desempenho do dispositivo sob condições de resfriamento constantes, foram realizados testes onde a vazão volumétrica de água de resfriamento \dot{V}_e foi mantida.

2. MONTAGEM E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O dispositivo experimental, do presente estudo, é um tubo cilíndrico em cobre, fixado em um suporte articulado onde é possível modificar a inclinação entre 8° e 90° em relação à horizontal. As características geométricas do dispositivo experimental são apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1. Características geométricas do termossifão

Comprimento do evaporador, l_E (m)	0,20
Comprimento da zona adiabática, l_A (m)	0,33
Comprimento do condensador, l_C (m)	0,37
Diâmetro interno do tubo, d (m)	0,04
Diâmetro externo do tubo, D (m)	0,05
Inclinação, β (grau)	8 a 90

O calor é fornecido ao evaporador através de duas resistências elétricas de 1250 W cada. A potência elétrica, regulável por um varivolt, varia de 0 a 2500 W, o que corresponde a uma densidade de fluxo máximo de 10 W/cm² no evaporador.

A potência térmica transferida para o fluido de trabalho é extraída no condensador pela água de resfriamento que circula num espaço anular formado por uma carcaça envolvente, concêntrica ao condensador. Para assegurar uma distribuição uniforme da água de resfriamento, a entrada da carcaça tem a forma de uma espiral. Um tubo lateral transparente, montado paralelamente ao termossifão, permite medir o nível de enchimento do evaporador. Duas válvulas possibilitam a conexão do termossifão a uma bomba de vácuo e ao dispositivo de enchimento de fluido. O conjunto do termossifão é isolado termicamente.

A instrumentação do dispositivo experimental consiste de várias sondas de medidas, para a determinação do desempenho do termossifão. Um esquema da instrumentação é apresentada na Fig. 1.

As temperaturas medidas referem-se às paredes do evaporador e do condensador (internas e externas), ao fluido (líquido e vapor) e à água de resfriamento (entrada e saída). No evaporador utilizou-se termopares do tipo J, sendo os demais do tipo K. Os termopares foram aferidos e apresentam uma incerteza de 0,5 °C. A pressão do vapor é medida com um sensor piezo-resistivo, para uma faixa de medidas entre 0 e 6 bar e a sua precisão é de 0,25 %. Um medidor de vazão a turbina, ligado a um registrador através de um conversor de frequência em corrente elétrica, registra a vazão volumétrica de água de resfriamento, numa faixa de 0 a 3,167 x 10⁻⁴ m³/s. O instrumento tem uma precisão de 0,5 %. A medida de potência elétrica fornecida ao evaporador é conhecida através das medidas da intensidade de corrente e da

tensão no circuito de alimentação. Dois multímetros são utilizados, com incertezas sobre as medidas, de 1,5 % e 1 % respectivamente. As medidas que concernem a temperatura, a vazão e a pressão são coletadas em um registrador de 32 canais. Antes da montagem do termossifão, todas as peças são limpas seguindo o procedimento recomendado por Chi (1976). Em seguida, as peças são montadas, a vedação é verificada por um teste a nitrogênio, seguido da utilização de uma bomba de vácuo para atingir uma pressão de 10^{-3} mbar. Finalmente, procede-se ao enchimento do termossifão com o fluido de trabalho. Após o enchimento do tubo, executa-se um processo de degasagem do fluido. O fluido testado é o R113 e o nível de enchimento (a frio) correspondente a 100 % do volume interno do evaporador.

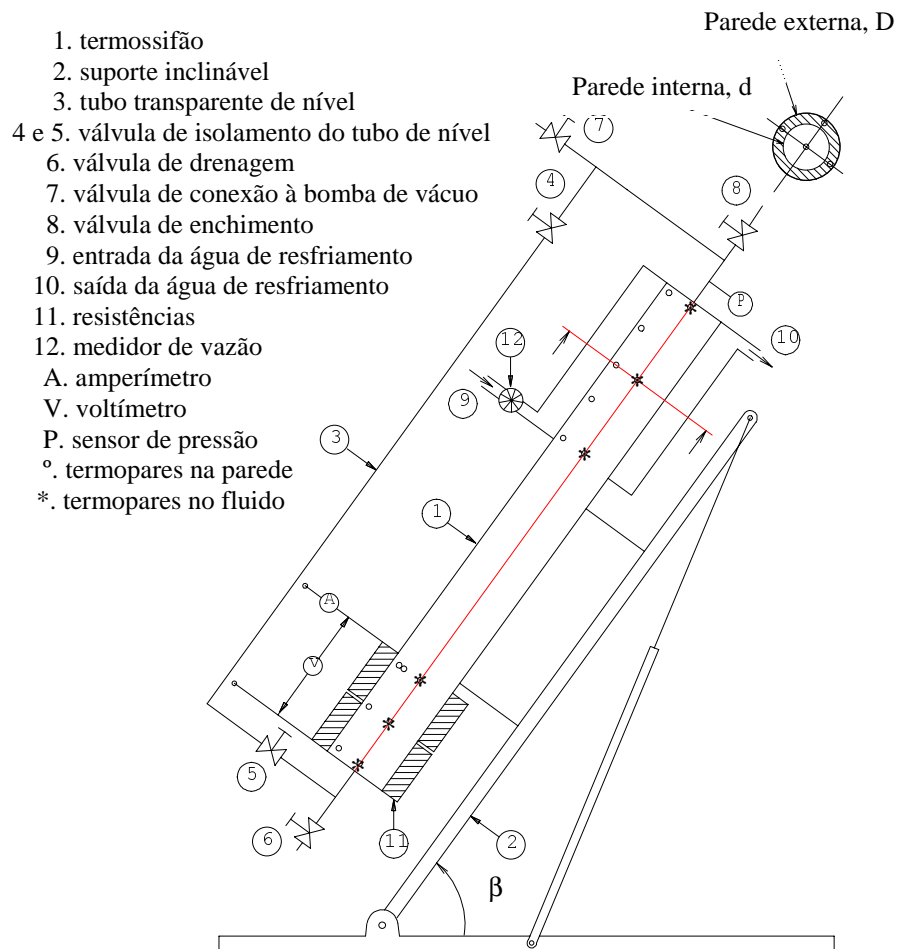


Figura 1 – Esquema do dispositivo experimental e da instrumentação

Cada série de experimento é realizada inicialmente, com o termossifão posicionado verticalmente ($\beta = 90^\circ$) e posteriormente, inclinado a 45° , à temperatura de funcionamento T_{sat} constante e potência imposta no evaporador com valores compreendidos entre 600 e 2200 W. Para cada T_{sat} , a série é iniciada à potência mais baixa, sendo gradativamente elevada em degraus de 100 W até a potência máxima de teste. A vazão de água de resfriamento é regulada para manter a estabilidade de T_{sat} . Os valores das grandezas que permitem avaliar o desempenho do termossifão são registrados quando o regime permanente é alcançado. A flutuação máxima permitida para a estabilidade de T_{sat} entre um experimento e outro é de $\pm 0,5^\circ\text{C}$.

3. RESULTADOS EXPERIMENTAIS E ANÁLISE

Após a escolha da inclinação ótima, foram efetuados dois tipos de experimentos para cada inclinação do termosifão. O primeiro ocorreu à temperatura de funcionamento constante, onde quatro temperaturas foram estudadas (60 °C, 70 °C, 80 °C e 90 °C). O segundo foi realizado à vazão volumétrica de água de resfriamento constante e igual a 41 cm³/s.

A potência térmica \dot{Q}_C extraída no condensador é calculada a partir das medidas da vazão mássica \dot{m}_e e da diferença de temperatura da água $\Delta T_e = T_{e2} - T_{e1}$ entre a entrada e a saída do trocador de calor de resfriamento:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_e c_{pe} \Delta T_e \quad (1)$$

onde c_{pe} representa o calor específico a pressão constante da água de resfriamento.

Da potência térmica \dot{Q}_C e da diferença de temperatura média logarítmica ΔT_{ln} , dada por e da área interna do condensador S_C , deduz-se o coeficiente global de transferência de calor do condensador K_C :

$$K_C = \frac{\dot{Q}_C}{S_C \Delta T_{ln}} \quad (2)$$

sendo, $\Delta T_{ln} = \Delta T_e / \ln \left(\frac{(T_{sat} - T_{e1})}{(T_{sat} - T_{e2})} \right)$.

O coeficiente externo médio de transferência de calor h_e é deduzido do número de Nusselt Nu_e , do diâmetro hidráulico D_h e da condutividade térmica λ_e pela relação:

$$h_e = Nu_e \frac{\lambda_e}{D_h} \quad (3)$$

Duas correlações para o número de Nusselt foram identificadas experimentalmente para o protótipo, em função do número de Graetz Gz , sendo $Gz = Re \Pr \frac{D_h}{2 l_C}$:

$$Nu_e = 7,494 Gz^{0,243}, \text{ para } Gz \leq 40 \quad \text{e} \quad Nu_e = 2,813 Gz^{0,515}, \text{ para } Gz > 40 \quad (4)$$

O coeficiente de transferência de calor de condensação h_C é calculado a partir dos valores do coeficiente global de transferência de calor no condensador, do coeficiente externo h_e e da resistência térmica da parede:

$$h_C = \left[\frac{1}{K_C} - \frac{d}{D h_e} - \frac{D \ln(D/d)}{2 \lambda_p} \right]^{-1} \quad (5)$$

O coeficiente médio de transferência de calor em ebulição h_E é calculado a partir do fluxo de calor imposto no evaporador \dot{q}_E e da diferença entre a temperatura média da parede interna T_{Ep} e a temperatura média do líquido T_{El} no evaporador. As temperaturas médias da

parede e do líquido correspondem às médias aritméticas das medidas de temperatura no evaporador (posição dos termopares mostrada na fig. 1). A superfície interna do evaporador S_E é tomada igual à superfície aquecida, ou seja $251,3 \text{ cm}^2$. O coeficiente h_E é dado por:

$$h_E = \frac{\dot{Q}_E}{S_E (T_{Ep} - T_{El})} \quad (6)$$

Para caracterizar o desempenho do termossifão, avalia-se a resistência térmica global. Como a potência é imposta no evaporador, esta resistência é avaliada a partir das temperaturas das paredes. Desprezando-se a condução axial na parede e a resistência térmica do vapor, a resistência térmica global R_{th} do termossifão é a soma das resistências térmicas internas do termossifão, cujas principais contribuições são as de ebulição e de condensação:

$$R_{th} = \frac{1}{h_C S_C} + \frac{1}{h_E S_E} \quad (7)$$

Pode-se também, calcular a resistência térmica global a partir da potência térmica e das temperaturas de parede internas no evaporador e no condensador:

$$R_{th} = \frac{(T_{Ep} - T_{Cp})}{\dot{Q}} \quad (8)$$

3.1 Desempenho do condensador

A Fig. 2 representa a evolução do coeficiente de transferência de calor por condensação em função da potência, parametrada em valores de T_{sat} . Para todas as temperaturas de funcionamento, com o termossifão posicionada na inclinação ótima, os valores de h_C diminuem com o aumento do fluxo térmico e em seguida tornam-se quase constantes entre 900 e $1000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

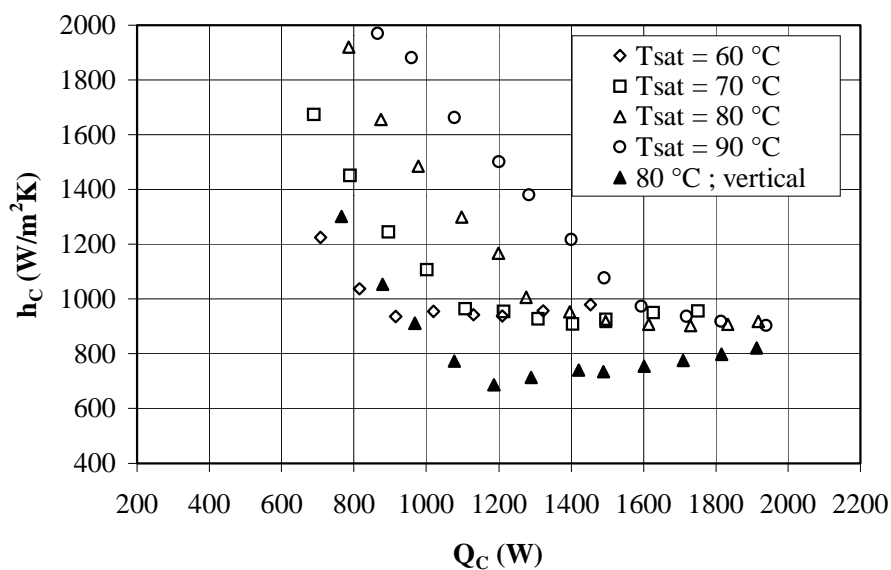


Figura 2- Evolução do coeficiente médio de transferência de calor do filme em função da potência; R113; $\gamma = 1,0$; $\beta = 45^\circ$; $T_{sat} = 60$ a $90 \text{ }^\circ\text{C}$.

O coeficiente de condensação é cerca de 50 % mais elevado para a inclinação de 45° do que para a posição vertical nas potências mais baixas. Esta diferença aumenta até a passagem pelo mínimo e então diminui em direção às potências mais fortes.

Na inclinação ótima, o valor mínimo de h_C aparece para potências superiores àquela da posição vertical. Com efeito, quando o tubo é inclinado, o filme de condensado torna-se menos espesso e o número de Reynolds, à potência imposta, é menor.

A evolução do coeficiente global de transferência de calor K_C , é apresentada na Fig. 3. As curvas desta figura mostram a existência de um mínimo para K_C . Este mínimo, compreendido entre 510 e 540 $W/m^2.K$, aproximadamente, para a inclinação ótima, desloca-se em direção das fortes potências para temperaturas de funcionamento mais elevadas. Os valores de K_C são mais elevados para a inclinação de 45° do que para a posição vertical. Para todas as temperaturas de funcionamento, as diferenças de K_C para as duas inclinações aumentam até a passagem pelo mínimo e então diminuem em direção às fortes potências. À temperatura de saturação idêntica, o valor mínimo de K_C se desloca para as potências mais elevadas quando a inclinação muda de 90° para 45°. O coeficiente de transferência de calor do lado da água de

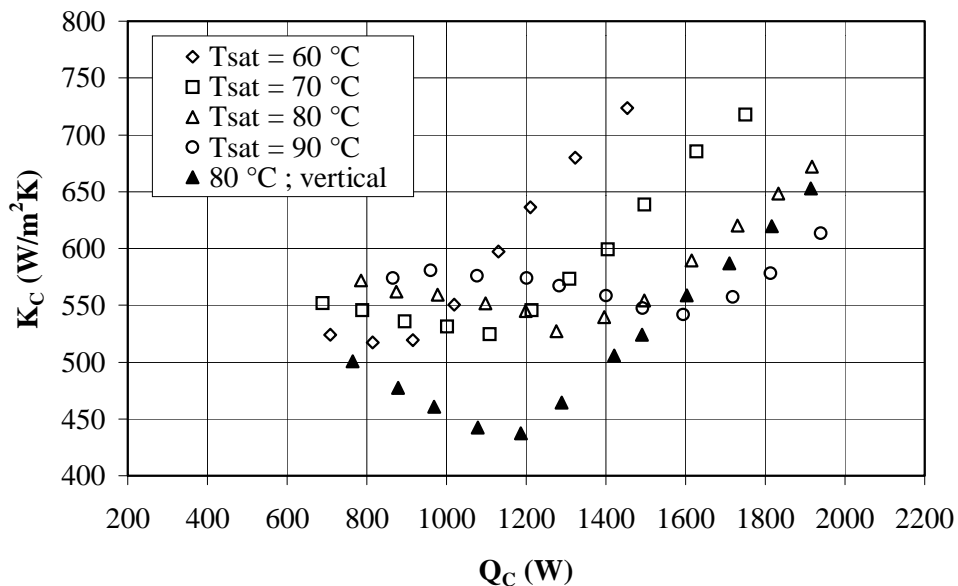


Figura 3- Evolução do coeficiente global de transferência de calor em função da potência; R113; $\gamma = 1,0$; $\beta = 45^\circ$; $T_{sat} = 60$ a $90^\circ C$.

resfriamento h_e aumenta continuamente com a potência, devido ao aumento da vazão de água de resfriamento, enquanto o coeficiente de condensação h_C diminui, tendendo a estabilizar em um valor mínimo. A superposição desses efeitos contrários, lado externo e lado interno do condensador, explica a evolução de K_C , que para as potências mais baixas, é governada pela preponderância da resistência térmica do filme de condensado.

3.2 Desempenho do evaporador

A influência da pressão de saturação P_{sat} , ou de T_{sat} , sobre o coeficiente médio de transferência de calor em ebulição h_E é apresentada na Fig. 4. À mesma potência, as trocas térmicas no evaporador são melhores para uma pressão de funcionamento elevada, como foi mostrado por Bonjour et Lallemand (1995). O aumento da pressão provoca uma variação nas propriedades do fluido que acarreta uma redução do diâmetro de desprendimento das bolhas,

uma ativação dos sítios de menor tamanho e um aumento da frequência de desprendimento das bolhas. A influência da pressão é mais importante em ebulição do que em convecção natural, onde as curvas são mais próximas umas das outras.

À pressão constante, o coeficiente h_E aumenta com a elevação da potência.

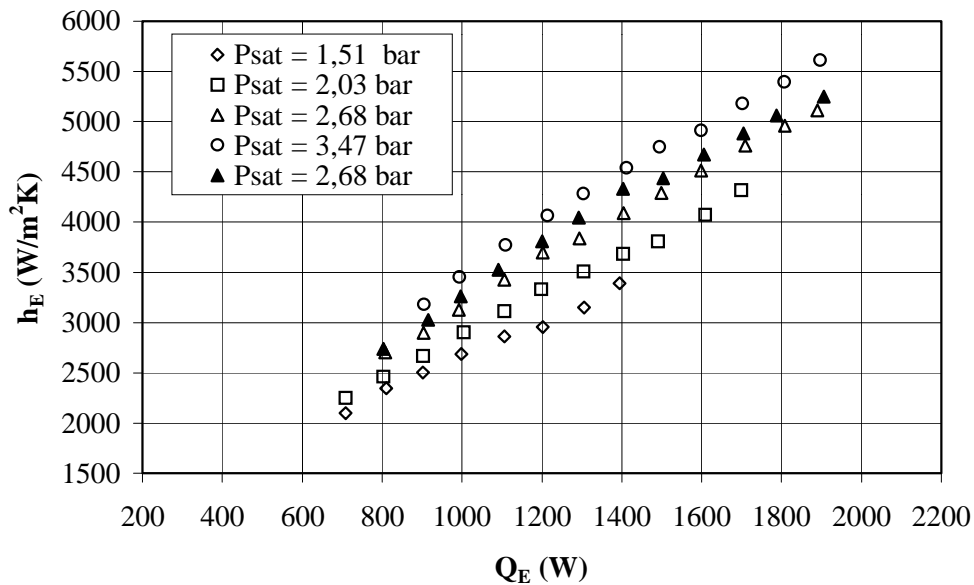


Figura 4- Evolução do coeficiente médio de transferência de calor em ebulição em função da potência; R113; $\gamma = 1,0$; $\beta = 45^\circ$; $T_{sat} = 60$ a 90°C .

O coeficiente médio de transferência de calor em ebulição é mais elevado para o termossifão posicionado na vertical como foi mostrado em estudo experimental desenvolvido por Cavalcanti et al. (1998). Com efeito, quando a inclinação varia de 90° para 45° , ocorre a secagem da parte superior do evaporador e a degradação das trocas térmicas. Entretanto, h_E é pouco sensível à mudança de inclinação pois a taxa de enchimento é igual a 1 e, em funcionamento, a parede do evaporador permanece suficientemente molhada.

3.3 Desempenho global do termossifão

A evolução da resistência térmica global em função de $(T_{Ep}-T_{Cp})$ é apresentada na Fig. 5. À pressão de saturação fixada, a resistência térmica diminui quando $(T_{Ep}-T_{Cp})$ aumenta. Para a mesma diferença de temperatura da parede entre o evaporador e o condensador, R_{th} diminui com o aumento da pressão de funcionamento. Para explicar esta evolução, analisa-se aquelas das resistências térmicas no condensador R_{thC} e no evaporador R_{thE} . Da evolução do coeficiente médio em ebulição, R_{thE} diminui continuamente com o aumento da potência ou da temperatura de funcionamento. Da evolução do coeficiente de condensação, R_{thC} aumenta gradativamente até ficar praticamente estabilizado num valor máximo, deslocado em direção às potências mais elevadas à medida em que T_{sat} aumenta. A evolução da resistência global do termossifão é, então, imposta por R_{thE} .

Os valores de R_{thE} são menores para o tubo na posição ótima a 45° do que para o tubo na vertical. Para $T_{Ep} - T_{Cp} = 63\text{ K}$, o ganho é de 16%. A diminuição da resistência térmica global com a mudança da inclinação é provocada, principalmente, pela melhoria das trocas térmicas no condensador, pois o coeficiente médio de transferência de calor no evaporador é pouco influenciado.

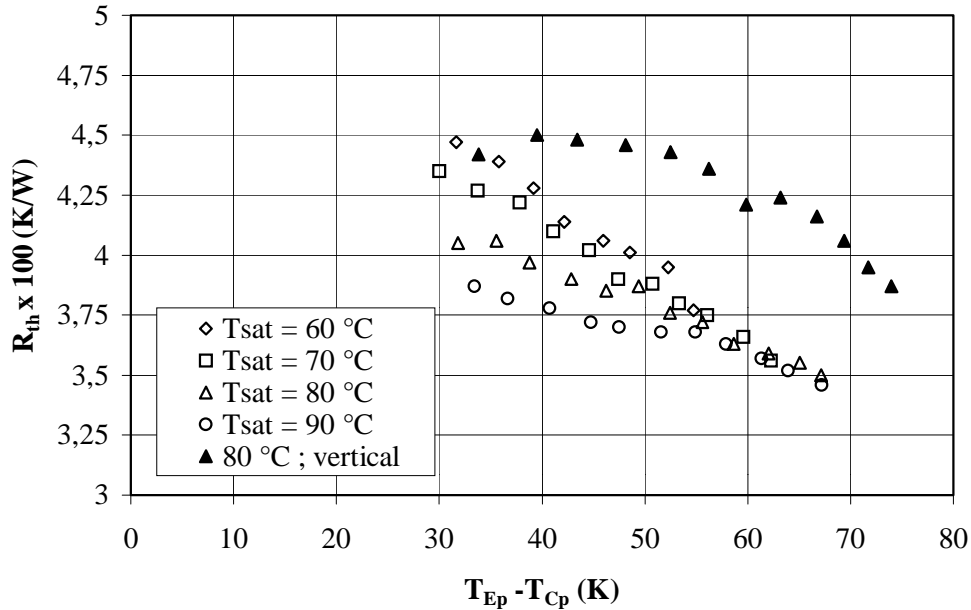


Figura 5 - Evolução da resistência térmica global em função da potência; R113; $\gamma = 1,0$; $\beta = 45^\circ$; $T_{\text{sat}} = 60$ a 90°C .

3.4 Desempenho do termossifão a vazão constante de água de resfriamento

O desempenho do termossifão operando nas duas posições, inclinação ótima ($\beta = 45^\circ$) e na vertical, também foi estudado para condições de funcionamento à vazão constante de água de resfriamento. Esta série de testes foi limitada a 1900 W, a fim de não atingir uma temperatura muito elevada nas resistências de aquecimento.

Para esses testes, os coeficientes de transferência de calor no condensador variam pouco com o aumento da potência (Fig. 6). O coeficiente h_e não evolue, pois a vazão de água de resfriamento é constante. h_c e K_c para a inclinação de 45° são mais elevados e evoluem menos do que para o tubo na posição vertical.

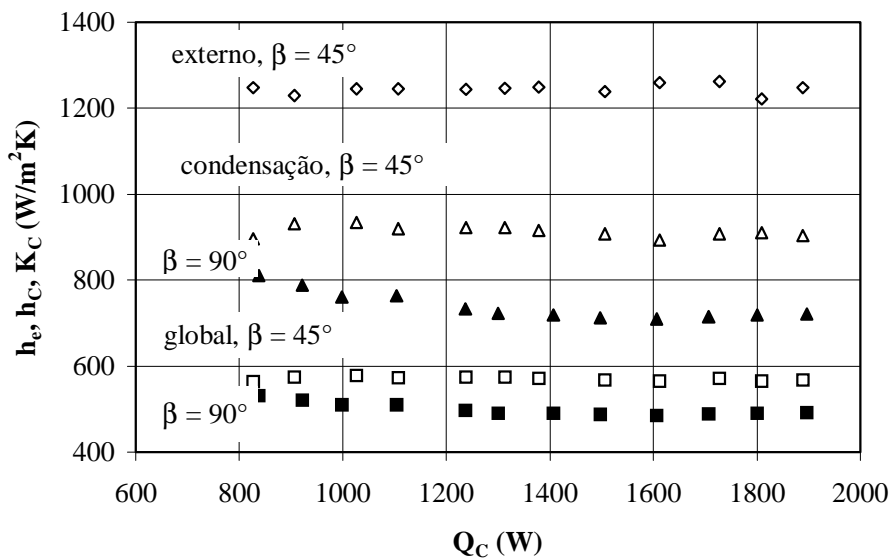


Figura 6- Evolução dos coeficientes de transferência de calor no condensador em função da potência; R113; $\gamma = 1,0$; $\beta = 45^\circ$; $\dot{V}_e = 41\text{ cm}^3/\text{s}$.

A Fig. 7 representa as evoluções do coeficiente médio de transferência de calor no evaporador e da temperatura de saturação do R113 em função da potência. As curvas têm a mesma forma para as duas posições de funcionamento e h_E aumenta com a potência devido ao aumento da pressão de saturação P_{sat} . À mesma potência, os valores de h_E são menores para o tubo inclinado a 45° e essa diferença aumenta na direção de potências mais elevadas. A temperatura de saturação varia quase linearmente com o aumento da potência, sendo seus valores inferiores para a inclinação ótima.

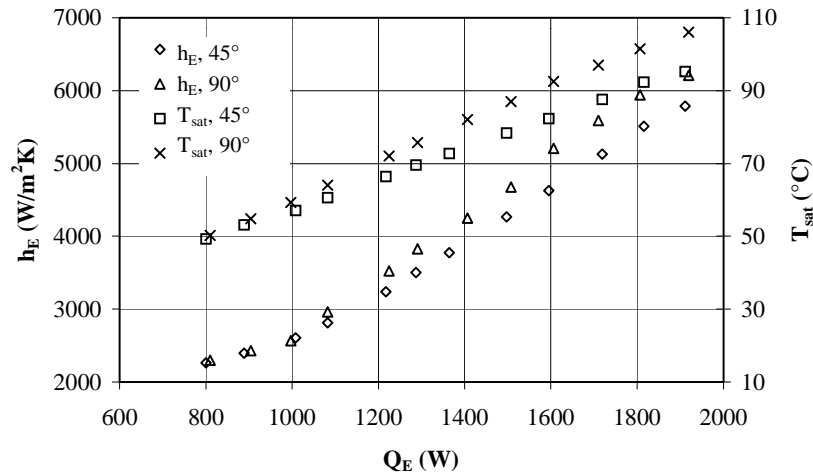


Figura 7- Evolução do coeficiente médio de transferência de calor no evaporador em função da potência; R113; $\gamma = 1,0$; $\beta = 45^\circ$; $\dot{V}_e = 41 \text{ cm}^3 / \text{s}$.

A evolução da resistência térmica global em função de $(T_{Ep}-T_{Cp})$ é apresentada na Fig. 8 e comparada com aquela do tubo na posição vertical. R_{th} diminui continuamente com o aumento da diferença de temperatura de parede entre o evaporador e o condensador e apresenta valores menores para o tubo inclinado a 45° . Para esta série de testes a \dot{V}_e constante, o aumento de $(T_{Ep}-T_{Cp})$ é devido à elevação da temperatura de funcionamento com a potência.

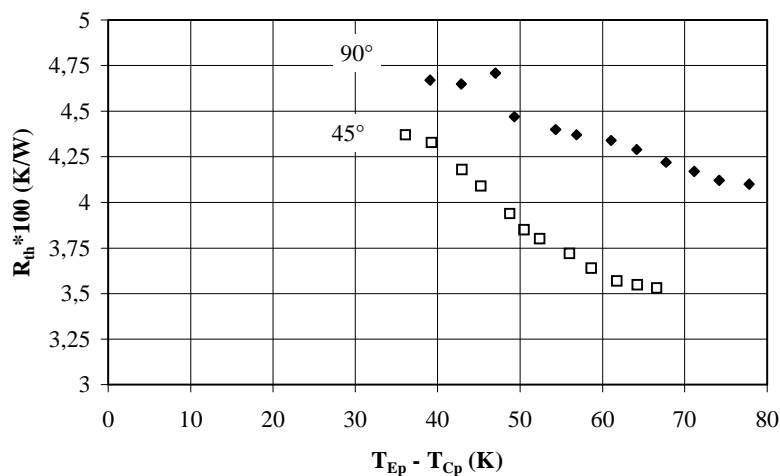


Figura 8- Evolução da resistência térmica global em função da diferença de temperatura da parede do evaporador e do condensador;

R113; $\gamma = 1,0$; $\beta = 45^\circ$; $\dot{V}_e = 41 \text{ cm}^3 / \text{s}$.

4. CONCLUSÃO

O desempenho térmico de um termosifão bifásico fechado, cilíndrico, do tipo Cu-R113, operando em inclinação ótima e na posição vertical, foi investigado experimentalmente, para quatro temperaturas de funcionamento (60, 70, 80 e 90 °C) e potência fornecida ao evaporador variando entre 600 e 2200 W. Também foram realizados testes com o dispositivo funcionando sob condições de resfriamento constantes. Foram apresentadas curvas das evoluções dos coeficientes de transferência de calor no condensador e no evaporador, em função da potência, assim como aquelas relativas à resistência térmica global do termosifão. Dos resultados obtidos, verifica-se que para toda a faixa de potência testada, melhores resultados são obtidos para a inclinação de 45°, confirmando os resultados obtidos na determinação da inclinação ótima, onde a potência era fixada.

Reconhecimento

Os autores reconhecem o apoio recebido do CNPq, através do Processo N° 200.480/92-8.

REFERÊNCIAS

- Behnia, M. & Morrison, G. L., 1991, An experimental investigation of inclined open thermosyphons, *Solar Energy*, vol. 47, n. 4, pp. 313-326.
- Bonjour, J. & Lallemand, M., 1995, Influence de la pression et du confinement sur les transferts thermiques au cours de l'ébullition convective naturelle, *Revue Générale de Thermique*, Tome 34, N° 407, pp. 667-677.
- Cavalcanti, M. A. W., Sartre, V. & Lallemand, M., 1998, Determinação da inclinação ótima de um termosifão bifásico - Estudo experimental, *Anais do V Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste*, ABCM, Outubro 27-30, Fortaleza, Brasil, vol. 3, pp. 371-378.
- Chi, S. W., 1976, *Heat pipe - Theory and practice : A sourcebook*. New York : McGraw-Hill Book Company. Series in Thermal and Fluids Engineering.
- Gross, U. & Hahne, E., 1985, Heat transfer in a two-phase thermosyphon operating with a fluid in the near critical state, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 28, n. 3, pp. 589-601.
- Lallemand, M. Jomard, T. & Sartre, V., 1991, Refroidissement de composants électroniques de puissance par thermosiphon diphasique, *Journée d'Etudes du 27 novembre 1991 sur les Echangeurs à Changement de Phase*, Société Française de Thermiciens, 12 p.

PERFORMANCE OF A TWO-PHASE THERMOSYPHON OPERATING AT OPTIMAL INCLINATION AND VERTICAL POSITION - EXPERIMENTAL STUDY

Abstract. An experimental study is developed on the performance of a cylindrical two-phase closed thermosyphon, of the type Cu-R113, filled at 100 % of evaporator volume, operating at optimal inclination and vertical position. The optimal angle was previously determined by an experimental study. Four operating temperatures are investigated (60, 70, 80 e 90 °C) and the power supplied at the evaporator is between 600 and 2200 W. The condenser and evaporator thermal performances are analyzed by the heat transfer coefficients evaluation on the condenser and evaporator as function of the thermal power. Finally, the thermosyphon global performance is analyzed by the global thermal resistance evaluation. Vertical and optimal inclination results are compared for operating temperature of 80 °C.

Key-words: Two-phase thermosyphon, Optimal angle, Condensation, Thermal resistance, Experimental study