

ESTUDO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO TÉRMICO DE UM TERMOSSIFÃO BIFÁSICO OPERANDO NA VERTICAL

Marco Antonio Wanderley Cavalcanti

Universidade Federal da Paraíba, Centro de Tecnologia, Departamento de Tecnologia Mecânica, Laboratório de Energia Solar, Cx. P. 5115, 59051-970, João Pessoa, PB, Brasil.

E-mail: cavalcanti@les.ufpb.br

Valérie Sartre

Monique Lallemand

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

E-mail: sartre@cethyl.insa-lyon.fr e m.lal@cethyl.insa-lyon.fr

Resumo

Este trabalho apresenta um estudo experimental 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 e operando na posição vertical. Quatro temperaturas de funcionamento são investigadas (60, 70, 80 e 90 °C) e a potência fornecida ao evaporador varia entre 600 e 2200 W. Visando testar o dispositivo sob condições mais realistas de funcionamento, onde as condições de resfriamento permanecem constante, uma série de experimentos foi realizada para a mesma faixa de potência, fixando-se a vazão de água de resfriamento no condensador. Os desempenhos térmicos do condensador e do evaporador são analisados pela avaliação dos coeficientes de transferência de calor em função da potência térmica. Finalmente, o desempenho global do dispositivo é analisado com base na avaliação da resistência térmica global.

Palavras-chave: termossifão bifásico, condensação, resistência térmica, estudo experimental

1. INTRODUÇÃO

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 (Lallemand *et al.*, 1991; Behnia e Morrison, 1991; Gross e Hahne, 1985), sendo portanto, de grande importância na utilização racional da energia em processos industriais. Esse dispositivo compõe-se de um recipiente fechado, que confina um fluido em equilíbrio líquido-vapor. Um processo de evaporação-condensação entre uma fonte quente e outra fria permite transferir fluxos térmicos de vários kW/cm² com uma pequena diferença de temperatura e a níveis de temperatura bastante variados. O calor fornecido na parte inferior do tubo (evaporador) provoca a evaporação do líquido. O vapor desloca-se para a parte mais elevada e mais fria do tubo (condensador) onde se condensa. O condensado retorna ao evaporador por gravidade. Três fenômenos físicos estão envolvidos no termossifão: transferência de calor por ebulição no evaporador, condensação em filme no condensador, escoamento anular em contracorrente líquido-vapor na seção adiabática. 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 de um termossifão. Uma revisão sobre os estudos concernentes à inclinação é apresentada por Cavalcanti *et al.* (1998) e resultados experimentais do desempenho de um termossifão operando em posição inclinada são fornecidos por Cavalcanti *et al.* (1999).

Este trabalho tem o objetivo de estudar experimentalmente o desempenho térmico de um termossifão bifásico fechado, cilíndrico, do tipo Cu-R113, operando na posição vertical.

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. Suas características geométricas 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 variômetro, 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 figura 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 termosifão 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.

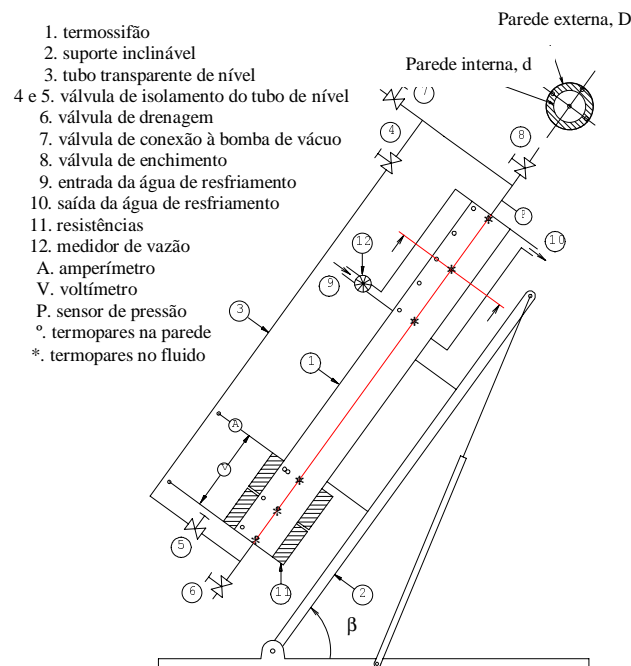


Figura 1 – Esquema do dispositivo experimental e da instrumentação

Cada série de experimento é realizada com o termosifão posicionado verticalmente ($\beta = 90^\circ$), 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 termosifão 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 $\pm 0,5$ °C.

3. RESULTADOS EXPERIMENTAIS E ANÁLISE

Foram efetuados dois tipos de experimentos com o termosifão posicionado a 90° . 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 $41 \text{ cm}^3/\text{s}$.

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 , da diferença de temperatura média logarítmica ΔT_{ln} e da área interna do condensador S_C , deduz-se o coeficiente global de transferência de calor do condensador K_C :

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

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

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 evolução do coeficiente de transferência de calor de condensação h_C é representada na figura 2, em função da potência, parametrada em valores de T_{sat} . Para todas as temperaturas de funcionamento, as curvas da evolução de h_C apresentam um mínimo. Este mínimo, que corresponde a cerca de $700 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, desloca-se em direção às fortes potências quando T_{sat} aumenta. Para analisar esse mínimo, foi verificada a evolução do coeficiente de transferência de calor adimensional h^* , definido em Collier e Thome (1994), em função do número de Reynolds calculado na base do filme de condensado, parametrada em valores de T_{sat} .

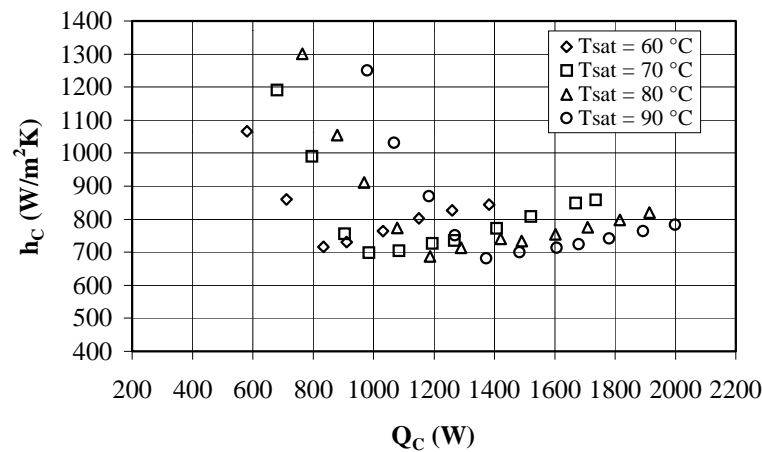


Figura 2- Evolução do coeficiente médio de transferência de calor do filme em função da potência; R113; $\gamma = 1,0$; $\beta = 90^\circ$; $T_{sat} = 60$ a 90 °C.

As curvas apresentaram a mesma forma daquelas da figura 2, sendo o mínimo deslocado em direção a valores mais elevados de Re_C quando T_{sat} aumenta. As curvas são comparáveis com aquelas apresentadas por Collier e Thome (1994), que representam os resultados de Dukler que considerou a influência da turbulência. A existência de um mínimo traduz a mudança do regime de escoamento do filme de condensado que torna-se turbulento para fortes valores do número de Reynolds. Os resultados de Dukler mostram que o mínimo se desloca em direção de números de Reynolds tanto mais elevados quanto menores sejam os números de Prandtl. Em nossos resultados, o aumento da temperatura de saturação tem como consequência a diminuição do número de Prandtl. O mínimo desloca-se em direção aos números de Reynolds mais elevados quando a temperatura de funcionamento aumenta.

A existência de um mínimo também foi observado para a evolução de K_C . Esse mínimo, de aproximadamente $440 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, desloca-se em direção às fortes potências quando T_{sat} aumenta. O coeficiente externo de transferência de calor h_e aumenta continuamente com a potência, enquanto o coeficiente de transferência de calor de condensação passa por um mínimo. A superposição de dois efeitos opostos, lado externo e lado interno, explica a evolução de K_C , que para potências menores é governado pela preponderância da resistência térmica do filme de condensado.

3.2 Desempenho do evaporador

A influência de T_{sat} sobre o coeficiente médio de transferência de calor em ebulição h_E é apresentada na figura 3. Essas curvas apresentam comportamento similar àquelas apresentadas por Cavalcanti *et al.* (1999) para o termossifão operando inclinado a 45° . À mesma potência, as trocas térmicas no evaporador são melhores para uma pressão de funcionamento elevada, como foi mostrado por Bonjour e 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.

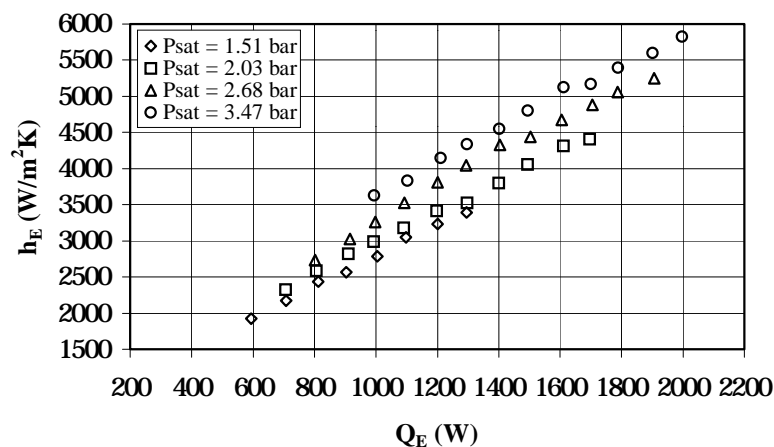


Figura 3- Evolução do coeficiente médio de transferência de calor em ebulição em função da potência; R113; $\gamma = 1,0$; $\beta = 90^\circ$; $T_{sat} = 60$ a 90 °C.

3.3 Desempenho global do termossifão

Para estudar a influência da temperatura de funcionamento no desempenho global do termossifão, avalia-se a resistência térmica global R_{th} . A evolução da resistência térmica global em função de $(T_{Ep}-T_{Cp})$, mostrada na figura 4, parametrada em T_{sat} , apresenta um máximo para temperaturas de saturação elevadas. Quando a temperatura de saturação diminui, esse máximo se desloca em direção a valores menores de $(T_{Ep}-T_{Cp})$. 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} passa por um máximo, deslocado em direção às potências mais elevadas à medida em que T_{sat} aumenta. Para potências menores, a evolução da resistência global do termossifão é imposta por R_{thC} que é mais elevado do que R_{thE} até a passagem pelo máximo.

3.4 Desempenho do termossifão a vazão constante de água de resfriamento

Com a finalidade de estudar o desempenho do termossifão operando sob condições reais de funcionamento, foi realizada uma série de testes a 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 e a vazão regulada em 41 cm^3/s .

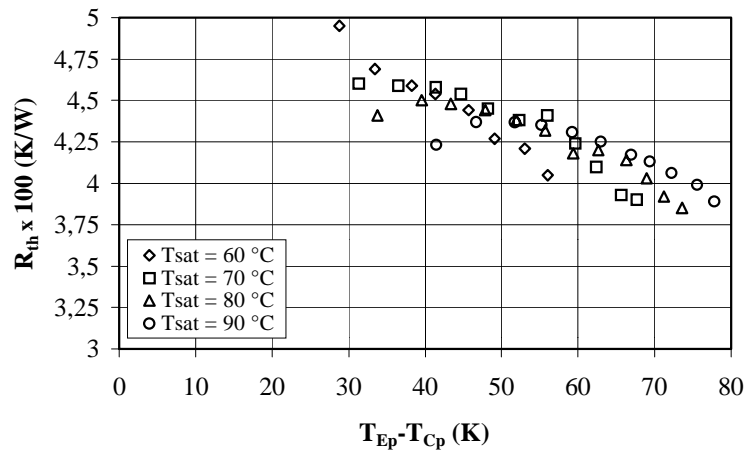


Figura 4 - Evolução da resistência térmica global em função da potência;
R113; $\gamma = 1,0$; $\beta = 90^\circ$; $T_{sat} = 60$ a $90^\circ C$.

Para esses testes, os coeficientes de transferência de calor no condensador variam pouco com o aumento da potência. O coeficiente h_e não evolue, pois a vazão de água de resfriamento é constante. No evaporador, h_E aumenta com a potência devido ao aumento da pressão de saturação P_{sat} e a temperatura de saturação varia quase linearmente com o aumento da potência. A evolução da resistência térmica global em função de $(T_{Ep} - T_{Cp})$ é apresentada na figura 5. R_{th} diminui continuamente com o aumento da diferença de temperatura de parede entre o evaporador e o condensador. 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.

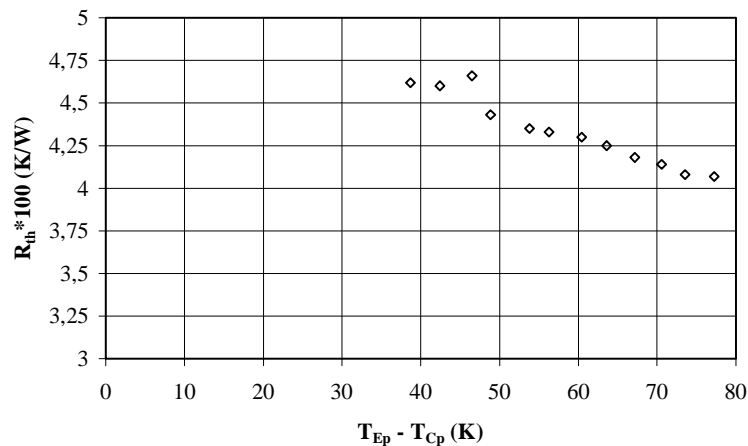


Figura 5- Evolução da resistência térmica global em função da diferença de temperatura da parede do evaporador e do condensador;

$$R113; \gamma = 1,0; \beta = 90^\circ; \dot{V}_e = 41 \text{ cm}^3 / \text{s}.$$

3. CONCLUSÃO

O desempenho térmico de um termostifão bifásico fechado, cilíndrico, do tipo Cu-R113, operando na posição vertical, foi investigada 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 termossifão. Dos resultados obtidos, verifica-se que a resistência térmica global do termossifão diminui com o aumento da potência ou da temperatura de funcionamento, e que a sua evolução, para potências menores, é imposta por aquela do condensador.

Reconhecimento

Os autores reconhecem o apoio recebido do CNPq, através do Processo N° 200.480/92-8, que permitiu o desenvolvimento da pesquisa, da qual este trabalho é parte integrante.

3. 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 termossifão bifásico - Estudo experimental”, *Anais do V Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste*, ABCM, Outubro 27-30, Fortaleza, Brasil, vol. 3, pp. 371-378.
- Cavalcanti, M. A. W., Sartre, V. & Lallemand, M., 1999, “Desempenho de um termossifão bifásico operando em inclinação ótima - Estudo experimental”, *Anais do XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, ABCM, Águas de Lindóia, Brasil, em CD.
- Chi, S. W., 1976, “Heat pipe - Theory and practice : A sourcebook”. New York : McGraw-Hill Book Company. Series in Thermal and Fluids Engineering. Editors : Hartnett, J.P. et Irvine, T.F.Jr. - Washington : Hemisphere Publishing Corporation.
- Collier, J.G. and Thome, J.R., 1994, “Convective boiling and condensation”. Oxford : Clarendon Press, ISBN 0-19-856282-9, 596 p.
- 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.