



## DESEMPENHO DE UM TERMOSSIFÃO BIFÁSICO OPERANDO EM DIFERENTES TAXAS DE ENCHIMENTO NA INCLINAÇÃO ÓTIMA E NA POSIÇÃO VERTICAL – ESTUDO EXPERIMENTAL

### Marco A. W. Cavalcanti

Universidade Federal da Paraíba, Laboratório de Energia Solar, CT/ CPGEM - DTM  
Cx. P. 5115, CEP 58051-970, João Pessoa, PB, Brasil – [cavalcanti@les.ufpb.br](mailto:cavalcanti@les.ufpb.br)

### Valérie Sartre

INSA de Lyon, CETHIL - Equipe Energétique et Thermique, UPRES A CNRS 5008, Villeurbanne, France – [sartre@genserver.cethil.insa-lyon.fr](mailto:sartre@genserver.cethil.insa-lyon.fr)

### Monique Lallemand

INSA de Lyon, CETHIL - Equipe Energétique et Thermique, UPRES A CNRS 5008, Villeurbanne, France – [m.lal@genserver.cethil.insa-lyon.fr](mailto:m.lal@genserver.cethil.insa-lyon.fr)

### Zaqueu Ernesto da Silva

Universidade Federal da Paraíba, Laboratório de Energia Solar, CT/ CPGEM - DTM  
Cx. P. 5115, CEP 58051-970, João Pessoa, PB, Brasil – [zaqueu@les.ufpb.br](mailto:zaqueu@les.ufpb.br)

**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, operando em inclinação ótima e na posição vertical, com diferentes níveis de enchimento, correspondente a valores compreendidos entre 100 % e 20 % do volume interno do evaporador. A temperatura de funcionamento é fixada em 80 °C e a potência fornecida ao evaporador varia entre 600 e 2000 W. 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. Durante os experimentos, foram observados limites operacionais do dispositivo.*

**Palavras-chave:** *Termossifão bifásico, taxa de enchimento, 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). Por ser um dispositivo que opera com mudança de fase do fluido de trabalho, o termossifão bifásico pode transferir vários kW/cm<sup>2</sup> com pequena diferença de temperatura e em variados níveis de temperatura de operação. 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). A quantidade de fluido no interior do termossifão mostra-se como um importante parâmetro, pois uma elevada taxa de enchimento pode bloquear o condensador, enquanto que uma pequena taxa de enchimento pode causar a secagem da seção do evaporador, provocando um superaquecimento da parede do tubo e possíveis danos ao dispositivo.

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 na posição vertical, com níveis de enchimento de fluido compreendidos entre 100 e 20 %. A inclinação ótima foi previamente determinada através de estudo experimental (Cavalcanti et al., 1998). A temperatura de operação investigada é fixada em 80 °C e a potência fornecida ao evaporador varia entre 600 e 2000 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.

## 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 Tab. (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, $\beta$ (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/cm<sup>2</sup> 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 6bar e a sua exatidão 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<sup>-4</sup> m<sup>3</sup>/s. O instrumento tem uma exatidão 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 termosifão, 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 da ordem 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, a temperatura de funcionamento do termosifão  $T_{sat}$  é fixada em  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$  e o nível de enchimento (a frio) correspondente a valores compreendidos entre 100 % e 20 % do volume interno do evaporador.

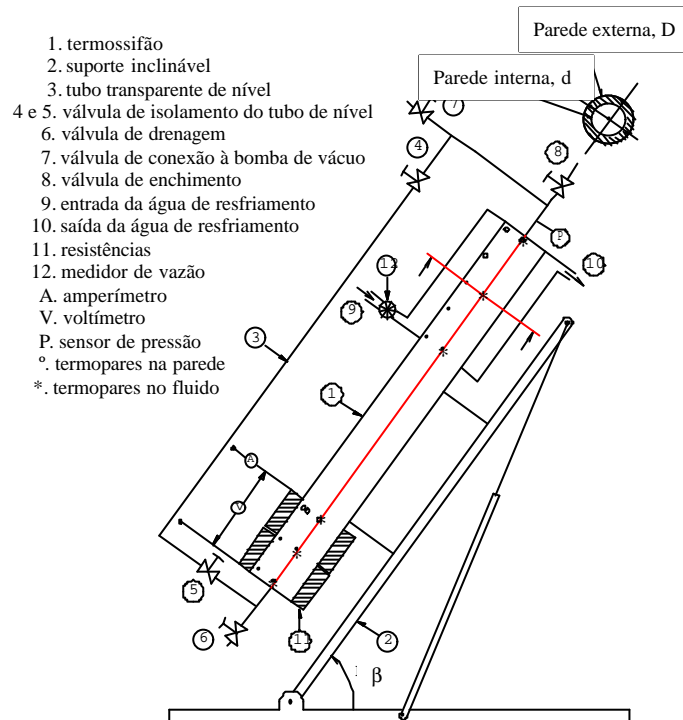


Figura 1. Esquema do dispositivo experimental e da instrumentação.

Cada série de experimento, para um determinado nível de enchimento, é realizada inicialmente, com o termosifão posicionado verticalmente ( $\beta = 90^{\circ}$ ) e posteriormente, inclinado a  $45^{\circ}$ , à temperatura de funcionamento  $T_{sat}$  constante e potência imposta no evaporador com valores compreendidos entre 600 e 2000 W. Cada 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  $\pm 0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ . O nível de enchimento é gradativamente diminuído entre 100 % e 20 %.

### 3. RESULTADOS EXPERIMENTAIS E ANÁLISE

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  $\Delta T_{ln}$ , dada por e da área interna do condensador  $S_C$ , deduz-se o coeficiente global de transferência de calor do condensador  $K_C$ :

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

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

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  $\lambda_e$  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  $Gz = Re \Pr \frac{D_h}{2l_C}$ :

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

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:

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

O estudo da influência da taxa de enchimento foi realizado para taxas de enchimento compreendidas entre 1,00 e 0,20. Para cada enchimento, duas inclinações são estudadas (90° e 45°) para uma faixa de potência compreendida entre 600 e 2000 W e temperatura de funcionamento fixada em 80 °C.

### 3.1. Desempenho do Condensador

#### 3.1.1. Coeficiente Externo

A Figura (2) apresenta a evolução do coeficiente externo em função da potência evacuada, para o termostato posicionado na vertical e na inclinação ótima. Para o tubo na vertical, a forte fluxo, verifica-se que  $h_e$  aumenta quando a carga de fluido diminui e que a variação mais importante ocorre para as taxas de enchimento de 1,00 e 0,75. Para a inclinação ótima, a taxa de enchimento não tem influência sobre o coeficiente externo.

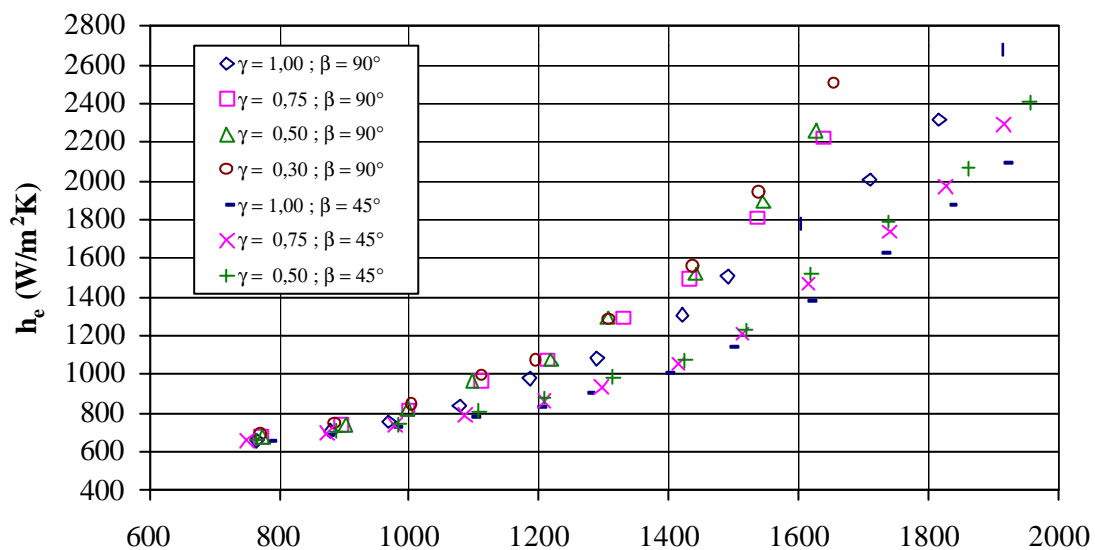


Figura 2. Evolução do coeficiente externo em função da potência;  
R113;  $0,3 \leq \gamma \leq 1$ ;  $\beta = 90^\circ$  e  $45^\circ$ ,  $T_{sat} = 80^\circ C$ .

#### 3.1.2. Coeficiente de Condensação

A Figura (3) apresenta a evolução do coeficiente de condensação em função da potência, para o termostato posicionado a 90° e a 45°. Para as duas inclinações, a influência da taxa de enchimento sobre o coeficiente de transferência de calor é pequena.

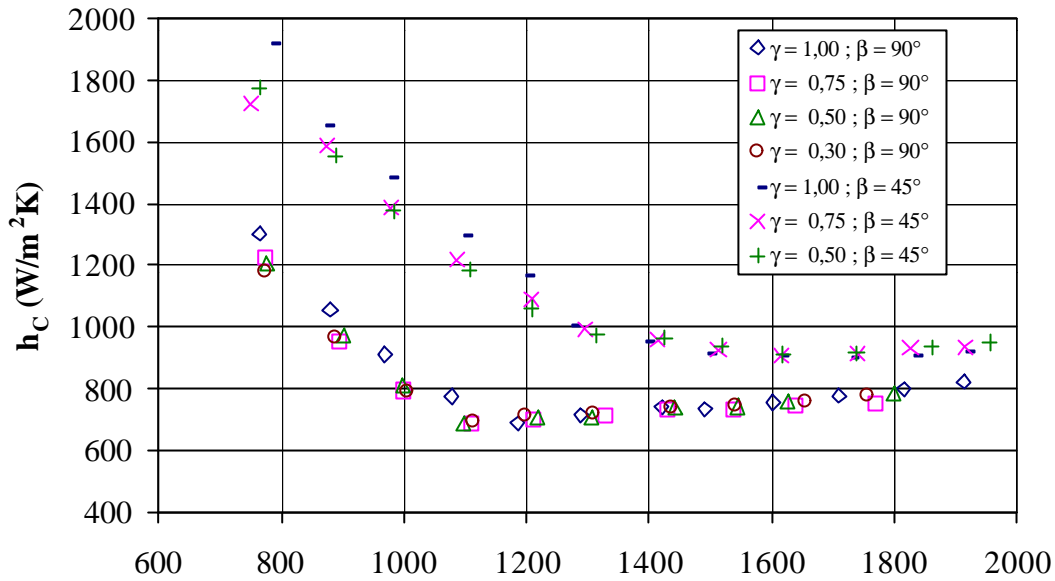


Figura 3. Evolução do coeficiente de condensação em função da potência; R113;  $0,3 \leq \gamma \leq 1$ ;  $\beta = 90^\circ$  e  $45^\circ$ ,  $T_{\text{sat}} = 80^\circ \text{C}$ .

### 3.1.3. Coeficiente Global

A evolução do coeficiente global no condensador para o tubo posicionado na vertical e na inclinação ótima é apresentada na Fig. (4) em função da potência. Qualquer que seja a carga de fluido, existe um mínimo para  $K_C$ . A taxa de enchimento, praticamente, não tem influência sobre o coeficiente global.

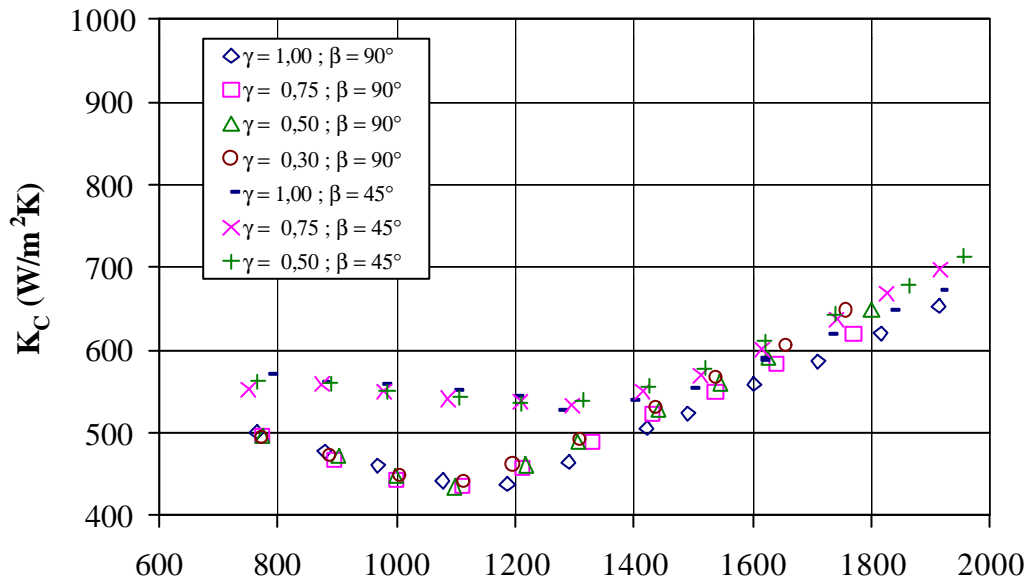


Figura 4. Evolução do coeficiente global em função da potência; R113;  $0,3 \leq \gamma \leq 1$ ;  $\beta = 90^\circ$  e  $45^\circ$ ,  $T_{\text{sat}} = 80^\circ \text{C}$ .

### 3.2. Desempenho do Evaporador

A Figura (5) mostra a influência da taxa de enchimento sobre  $h_E$  para a posição vertical e para a inclinação ótima. Quaisquer que sejam a inclinação ou a carga de fluido, o coeficiente médio de ebulição aumenta com o aumento da potência. À potência idêntica,  $h_E$  aumenta quando a taxa de enchimento diminui, principalmente na posição vertical. Com efeito, uma carga muito importante tem a tendência de limitar os movimentos convectivos no interior do evaporador cujas dimensões não são grandes. Este fenômeno é menos sensível quando o evaporador está inclinado.

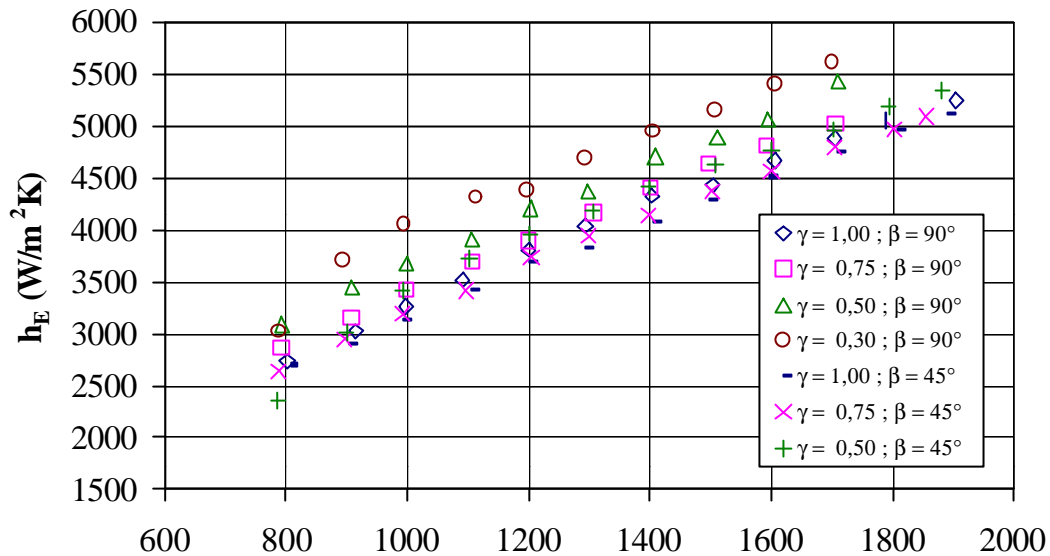


Figura 5. Evolução do coeficiente em ebulição em função da potência; R113;  $0,3 \leq \gamma \leq 1$ ;  $\beta = 90^\circ$  e  $45^\circ$ ,  $T_{sat} = 80^\circ C$ .

### 3.3. Desempenho Global

A evolução da resistência térmica global em função de  $(T_{Ep}-T_{Cp})$  é apresentada na Fig. (6). Em posição vertical e para uma mesma diferença de temperatura de parede entre o evaporador e o condensador,  $R_{th}$  diminui com a redução da carga de fluido, enquanto o coeficiente de ebulição no evaporador aumenta. Para a inclinação ótima, a resistência térmica global diminui com o aumento de  $(T_{Ep}-T_{Cp})$  para todos os valores de  $\gamma$  e a diminuição da taxa de enchimento provoca uma ligeira diminuição do valor de  $R_{th}$ , que é da mesma ordem de grandeza das incertezas das medidas.

### 3.4. Limite Operacional

Para os testes com uma taxa de enchimento igual a 0,3 e uma inclinação de  $45^\circ$ , foi observado um superaquecimento da parede no alto do evaporador. Este superaquecimento é devido a uma secagem parcial da parede provocando um superaquecimento do fluido. Para uma potência de 700 W, a diferença entre as temperaturas da parede entre o alto e a base do evaporador é de 80 K e a do fluido é de 10 K. A temperatura do fluido na saída do evaporador e na entrada do condensador apresenta oscilações com o tempo, onde a amplitude é de 3 K. Para potências elevadas, as oscilações de temperatura do fluido são maiores. As medidas não são exploráveis e os resultados não são apresentados.

Para  $\gamma$  igual a 0,2 e o termosifão posicionado na vertical, o mesmo tipo de comportamento das temperaturas do fluido e da parede no alto do evaporador foi observado. Isto representa um limite operacional do termosifão, pois a parede não consegue ser resfriada corretamente.

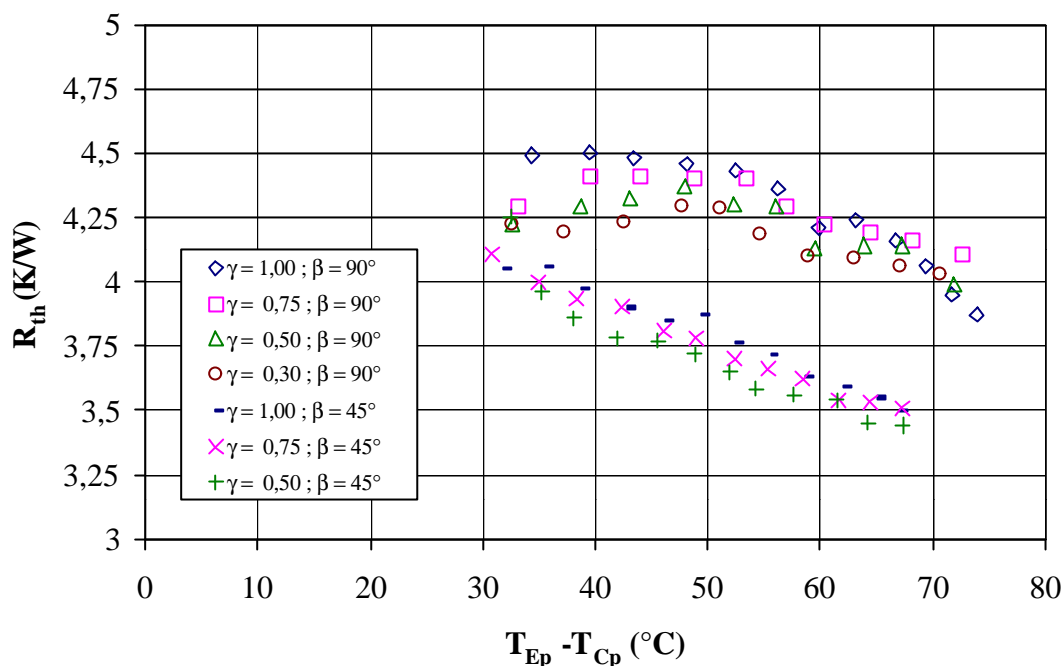


Figura 6. Evolução da resistência térmica em função da potência;  
R113;  $0,3 \leq \gamma \leq 1$ ;  $\beta = 90^\circ$  e  $45^\circ$ ,  $T_{sat} = 80^\circ\text{C}$ .

#### 4. CONCLUSÕES

Para estudar a influência do nível de enchimento, foram realizados experimentos com taxas compreendidas entre 1 e 0,2 do volume do evaporador. Limites operacionais foram encontrados: a taxa de enchimento está limitada a 0,2 para a posição vertical e a 0,3 para a inclinação ótima. Para taxas de enchimento superiores, sua influência mostra-se desprezível no condensador. No evaporador, o coeficiente de transferência de calor melhora com a diminuição da taxa de enchimento.

#### 5. AGRADECIMENTOS

Os autores reconhecem o apoio recebido do CNPq, através do Processo Nº 200.480/92-8, que permitiu o desenvolvimento da pesquisa, da qual este trabalho é parte integrante.

#### 6. REFERÊNCIAS

- Behnia, M. & Morrison, G.L., 1991, "An experimental investigation of inclined open thermosyphons", *Solar Energy*, vol. 47, n. 4, pp. 313-326.
- 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.
- 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.
- 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.



## 7. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

### **PERFORMANCE OF A TWO-PHASE THERMOSYPHON OPERATING UNDER DIFFERENTS FILL RATES AT OPTIMAL INCLINATION AND VERTICAL POSITION - EXPERIMENTAL STUDY**

#### **Marco A. W. Cavalcanti**

Universidade Federal da Paraíba, Laboratório de Energia Solar, CT/ CPGEM - DTM  
Cx. P. 5115, CEP 58051-970, João Pessoa, PB, Brasil – [cavalcanti@les.ufpb.br](mailto:cavalcanti@les.ufpb.br)

#### **Valérie Sartre**

INSA de Lyon, CETHIL - Equipe Energétique et Thermique, UPRES A CNRS 5008, Villeurbanne, France – [sartre@genserver.cethil.insa-lyon.fr](mailto:sartre@genserver.cethil.insa-lyon.fr)

#### **Monique Lallemand**

INSA de Lyon, CETHIL - Equipe Energétique et Thermique, UPRES A CNRS 5008, Villeurbanne, France – [m.lal@genserver.cethil.insa-lyon.fr](mailto:m.lal@genserver.cethil.insa-lyon.fr)

#### **Zaqueu Ernesto da Silva**

Universidade Federal da Paraíba, Laboratório de Energia Solar, CT/ CPGEM - DTM  
Cx. P. 5115, CEP 58051-970, João Pessoa, PB, Brasil – [zaqueu@les.ufpb.br](mailto:zaqueu@les.ufpb.br)

***Abstract.** This work presents an experimental study on the thermal performance of a cylindrical two-phase closed thermosyphon, of the type Cu-R113, filled from 20 up to 100 % of evaporator volume, operating at optimal inclination and vertical position. The investigated operating temperature is 80 °C and the power supplied at evaporator section is between 600 and 2000 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. The thermosyphon global performance is analyzed by the global thermal resistance evaluation. Operating limits were observed during the experimental tests.*

***Keywords.** Two-phase thermosyphon, fill rate, condensation, thermal resistance, experimental study*