Etude expérimentale de la performance thermique d'un caloduc assisté par gravité utilisant deux fluides de travail : Eau et FC-72

Experimental study of the thermal performance of an assisted-gravity heat pipe using two working fluids: Water and FC-72

Samah Adjmi[*1, 2], Nasreddine Derradji[2], Stéphane Launay[3] & Tidjani Bouchami[4]

[1] *Laboratoire de Physicochimie des Matériaux, Université Chadli Bendjedid, BP 73, El Tarf, 36000, Algérie.*

[2] *Département de Physique, Université Badji Mokhtar, BP 12, Annaba, 23000, Algérie.*

[3] *Polytech'Marseille, Laboratoire IUSTI, UMR CNRS 6595, Technopôle de Château Gombert, 5 rue Enrico Fermi, 13453 Marseille Cedex 13, France.*

[4] *Département de Génie des Procédés, Université Badji Mokhtar, BP 12, Annaba 23000, Algérie.*

Soumis le 04/04/2016 *Révisé le 04/07/2016* *Accepté le 18/07/2016*

الملخص

صُمِم هذا النظام لدراسة كفاءة أنبوب حراري طوله الإجمالي 680 mm، حيث أن طول منطقة المبخر هو 41 مم وَ أن منطقة المكثف هو 190 مم. العوامل المؤثرة التي تم دراستها هي: القدرة المجهزة (من 10 إلى 200 W)، المائع التشغيلي و الممتمثل بالتحديد في الماء و FC-72 و نسبة مائع التشغيل و التي تتراوح بين 7 وَ٪ 161 بالنسبة لطول المبخر و أخيرًا النسبة الباعية ، و هذه الأخيرة كعرفة بنسبة طول المبخر على الطول الكلي للأنبوب الحراري ، و هي ثابتة و تساوي 0.06. أظهرت لدينا النتائج التجريبية أن أفضل أداء للأنبوب الحراري توافقه القدرة المجهزة 100 W ، حيث كان أعلى معامل لانتقال الحرارة هو 3000 W/m^2.K موافق لنسبة مائع التشغيل يساوي 161 ، في حين الحد الأقصى لمعامل انتقال الحرارة لـFC-72 لا يتجاوز 1800 W/m^2.K مهما كانت نسبة مائع التشغيل ما عدا نسبة٪ 7.

الكلمات المفتاحية *: الأنبوب الحراري - ثنائي الطور - معدل الملء - معامل إنتقال الحرارة* -المقاومة الحرارية

Résumé

Dans ce travail, un caloduc assisté par gravité est conçu et construit pour étudier la performance d'un thermosiphon de 680mm de longueur totale, dont la longueur de la zone évaporateur est de 41mm et celle de la zone condenseur de 190mm. Les paramètres affectant les caractéristiques thermo-hydrauliques sont la puissance d'entrée (10 à 200 W), les fluides de travail à savoir l'eau et le FC-72, le taux de remplissage du fluide de travail variant de 7 à 161 % par rapport au volume de l'évaporateur et un rapport d'aspect fixe de 0,06 (rapport de la longueur d'évaporateur sur la longueur totale). Les résultats expérimentaux ont montré que les meilleures performances du thermosiphon sont obtenues pour une puissance de 100 W, avec de l'eau correspondant à un coefficient de transfert de chaleur maximum d'environ 3000 W/m^2.K pour un taux de remplissage égal à 161%, tandis que le coefficient de transfert de chaleur maximal pour le FC-72 ne dépasse pas 1800 W/m^2.K quelque soit le taux de remplissage sauf celui de 7 %.

Mots clés *: Thermosiphon - Diphasique - Changement de phase - Taux de remplissage - Coefficient de transfert de chaleur- Résistance thermique*

Abstract

In this work, an assisted-gravity heat pipe has been designed and built to study the performance of a thermosyphon of 680 mm overall length of which the lengths of the evaporator and condenser zones are respectively of 41 and 190 mm. The parameters affecting the thermal hydraulic characteristics are the input power (10 to 200W), the working fluids, namely water and the FC-72, the filling rate of the working fluid varying from 7 to 161% (with regards to the volume of the evaporator) and an aspect ratio which is the ratio of the evaporator length to the overall heat pipe one, fixed at 0.06.

The experimental results showed that the best performances of the thermosyphon are obtained for a power of 100 W, with a corresponding water heat transfer coefficient reaching approximately a maximum of 3000 W/K.m^2 for a filling rate of 161% while that of FC-72 does not exceed 1800 W/K.m^2 whatever the filling rate is, except for 7%.

Keywords*: Thermosyphon- Biphasic- Phase change- filling rate- Heat transfer coefficient- Thermal resistance*

[*] *Auteur Correspondant adjmisameh@yahoo.fr*

©UBMA - 2016

1- Introduction

De nombreux auteurs se sont intéressés à étudier expérimentalement la performance thermique de caloduc assisté par gravité avec différents fluides de travail. U. Gross [1] a étudié le transfert de chaleur du phénomène de condensation à l'intérieur d'un thermosiphon diphasique et présente une description détaillée de l'écoulement de fluide. H. Imura et al. [2] ont aussi effectué une étude expérimentale conduisant à une nouvelle formulation du flux de chaleur critique d'un thermosiphon diphasique. K. Negishi [3] a étudié expérimentalement l'influence de l'inclinaison du thermosiphon sur la performance du transfert de chaleur en utilisant l'eau et l'éthanol comme fluides de travail. S. J. Chen [4] a étudié expérimentalement et analytiquement les phénomènes d'écoulement du reflux dans un thermosiphon diphasique. C. Casarosa et al. [5] ont étudié expérimentalement et analytiquement la distribution des températures à l'intérieur d'un thermosiphon diphasique où le fluide R-11 a été utilisé comme fluide de travail. Une investigation expérimentale a été faite par S. H. Noie [6] sur un thermosiphon diphasique dont la puissance d'entrée variait de 100 à 900 W. Divers taux de remplissage du fluide de travail entre 30 à 90 % du volume de l'évaporateur ainsi que divers rapports d'aspect valant 7,45, 9,8 et 11,8 ont été testés ; cette étude a montré que les meilleures performances de transfert de chaleur ont été obtenues avec un taux de remplissage de 60 % et un rapport d'aspect de 11,8 ; les rapports d'aspect de 7.45 et 9,8 avec un taux de remplissage de 90 et 30 % respectivement, montrent également de bonnes performances. M. S. Elmosbahi et al. [7] ont conduit une étude expérimentale sur un thermosiphon diphasique avec une inclinaison de 45° et exposé au soleil. Rempli avec différentes charges de méthanol, comprises entre 7 et 14 ml correspondant à 50 et 100 % du volume de l'évaporateur, les résultats obtenus montraient une performance optimum avec les 2/3 du volume de l'évaporateur (charges 9 et 10 ml). H. Kamyar et al. [8] ont effectué une étude expérimentale sur un thermosiphon dont les fluides utilisés sont deux nano fluides constitués d'eau mélangée avec des nanoparticules de type Al_2O_3 et $TiSO_4$ à différentes concentrations volumiques allant de 0,01 à 0,075 %. Variant la puissance électrique entre 40 et 210 W, ils ont noté une amélioration significative du coefficient de transfert de chaleur avec l'ajout de nanofluides. Avec des puissances thermiques variant entre 50 et 600 W et en utilisant le FC-72 comme fluide de travail, Y. J. Park et al. [9] ont étudié l'influence du taux de remplissage de l'évaporateur entre 10 et 70 % sur les limites de fonctionnement du thermosiphon. Les auteurs ont constaté une limite d'assèchement de l'évaporateur à 100 W pour un taux de remplissage inférieur à 20% et une limite d'engorgement du condenseur à une puissance de 500 W pour les fortes charges. H. Jouhara et al. [10] ont conduit une étude expérimentale sur un thermosiphon pour divers fluides de travail : l'eau, FC-84, FC-77 et FC-3283, cette étude a montré que la performance du thermosiphon dépend de la nature du fluide et de la puissance. T. Paramatthanuwat et al. [11] ont effectué une étude sur un thermosiphon pour deux fluides de travail, l'eau et l'eau dionisée mixée avec des nanoparticules d'argent, et cela pour divers taux de remplissage. Les résultats présentaient une augmentation des performances de transfert de chaleur de 70% pour le nanofluide par rapport à l'eau pour un taux de remplissage de 50%. En compléments de ces études expérimentales, diverses approches de modélisation de thermosiphon sont présentées dans la littérature.

Dans ce présent travail, une série d'expériences a été conduite sur un thermosiphon diphasique dans le but d'étudier l'influence des paramètres tels que le taux de remplissage sur les caractéristiques de transfert de chaleur en régime permanent dans un caloduc assisté par gravité, diphasique, fermé et en position verticale.

Le but de cette investigation est d'étudier le comportement thermique d'un thermosiphon en faisant varier fortement le taux de remplissage, avec des valeurs comprises entre 7 et 160 % du volume de l'évaporateur. L'eau et le FC-72 sont utilisés comme fluide de travail. Ces fluides ont des propriétés très distinctes ; à 1bar de pression, la température d'ébullition de l'eau est de 100 °C comparée à 56,6 °C pour le FC-72, la tension superficielle de l'eau est 7 fois plus grande que celle du FC-72. Notons également que la chaleur latente de l'eau est 26 fois plus grande que celle du FC-72.

2. Montage expérimental et instrumentation

La figure 1 présente un schéma descriptif du thermosiphon et ses instruments. Le thermosiphon est un tube en cuivre de longueur 680 mm, avec un diamètre externe de 28 mm et un diamètre interne de 26 mm. Il est équipé d'un collier chauffant en inox placé dans la

©UBMA - 2016

zone évaporateur avec une longueur de 40 mm et d'un diamètre de 30 mm, fixé autour de sa surface externe afin d'assurer un bon contact avec cette dernière. Un tube serpentin en cuivre dans lequel circule l'eau de refroidissement, est brasée sur la partie supérieure du thermosiphon. Les diamètres interne et externe du tube serpentin sont respectivement de 4,5 mm et 6 mm. Sa longueur est de 190 mm. Le thermosiphon est isolé par la fibre de laine afin de limiter les pertes de chaleur vers l'extérieur.

Le débit de l'eau de refroidissement à l'entrée/sortie est mesuré au moyen de deux débitmètres (type FT-110. S –Turboflow), le premier en amont et le second en aval de l'eau de refroidissement. Le débit imposé est de 0,01 kg/s. Enfin un capteur de pression absolue est positionné dans la partie supérieure du condenseur à une côte de 760 mm. Il permet de mesurer la pression de la vapeur dans le thermosiphon. Le tableau 1 résume les plages de mesures des différents capteurs utilisés dans le montage expérimental. Cinq thermocouples de type K et un de type T sont positionnés en divers endroits du thermosiphon (Tab. 2).

Tableau 1 : Les différents capteurs utilisés dans le montage expérimental

Capteur	***Type***	***Quantité***	***Plage de mesure***
Thermocouple	T et K	06	-200 à 350 °C
Manomètre	CTE 9003AY4	01	0 à 3 Bar
Débitmètre	FT-110. S	02	1 à 15 l/min

Tableau 2 : Emplacement des différents thermocouples à travers le thermosiphon

N°	***Type de thermocouple***	***Zone***	***Dimension [mm]***
01	T	Entrée de l'eau de refroidissement	—
02	K	Sortie de l'eau de refroidissement	—
03	K	Adiabatique	310
04	K	Condenseur	630
05	K	Paroi externe du thermosiphon	42
06	K	Evaporateur	41

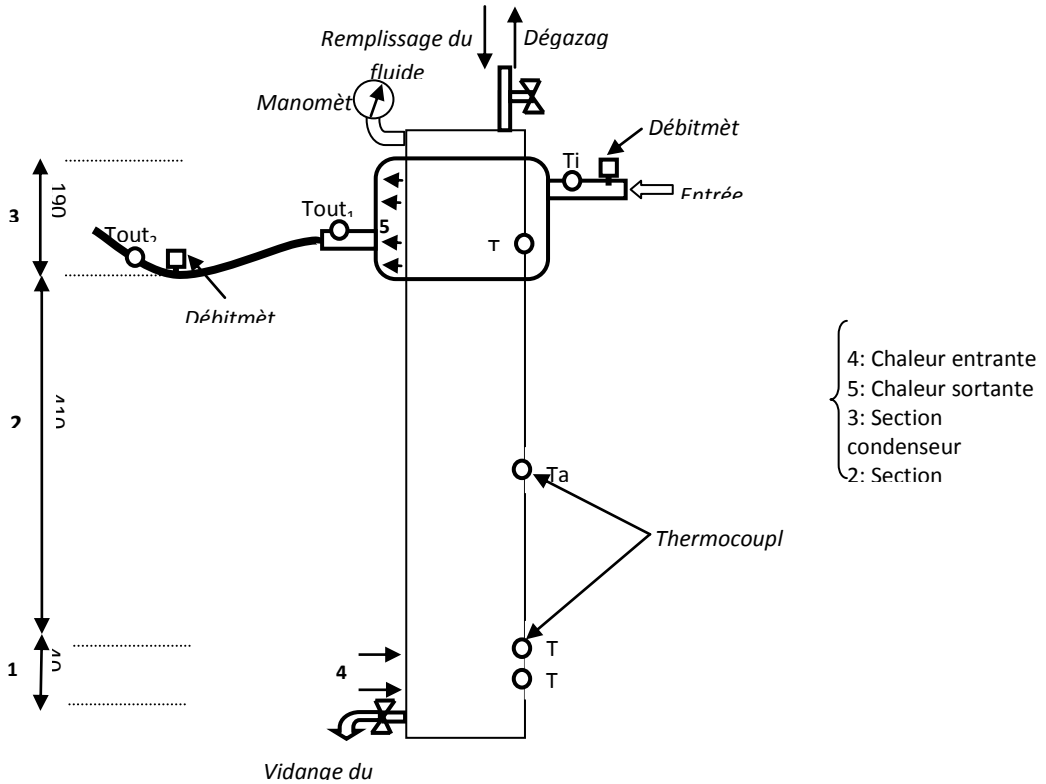

Figure 1: Schéma descriptif du montage expérimental

©UBMA - 2016

3. Mise en marche du thermosiphon

La performance thermique d'un thermosiphon diphasique utilisant deux fluides de remplissage, l'eau et FC-72, a été étudiée expérimentalement. Une série de mesures a été effectuée pour étudier son comportement thermo-hydraulique pour diverses conditions opératoires en variant la puissance thermique et le taux de remplissage en fluide.

Après la phase de nettoyage, le conditionnement du thermosiphon s'effectue en trois étapes successives :

1. Remplissage du fluide avec la charge sélectionnée par la vanne supérieure du thermosiphon.
2. Dégazage du fluide en le portant à ébullition et donc une augmentation de la pression jusqu'à une valeur légèrement supérieure à la pression atmosphérique, évacuation des gaz incondensables par ouverture légère de la vanne supérieure et contrôle de l'adéquation entre la pression et la température du fluide pour les conditions de saturation.
3. Refroidissement du thermosiphon à partir de l'échangeur au condenseur. Le thermosiphon est alors prêt pour l'opération de caractérisation thermique en régime permanent.

❖ Les différentes résistances thermiques sont définies comme suit :

a) La résistance thermique globale R :

$$R = \frac{T_r - T_m}{Q} \quad (1)$$

Où: $T_m = \frac{T_{in}+T_{out}}{2}$

b) La résistance thermique de l'évaporateur R_e :

$$R_e = \frac{T_r - T_e}{Q} \quad (2)$$

c) La résistance thermique adiabatique R_a:

$$R_a = \frac{T_e - T_c}{Q} \quad (3)$$

d) La résistance thermique du condenseur R_c:

$$R_c = \frac{T_c - T_m}{Q} \quad (4)$$

❖ La chaleur entrante à travers la section évaporateur est calculée par la relation suivante :

$$Q_{in} = \frac{V^2}{r} \quad (5)$$

Où V est la tension électrique [V] et r représente la résistance électrique de la plaque chauffante [Ω].

❖ La chaleur sortante à travers la section condenseur est calculée par la relation suivante :

$$Q_{out} = \dot{m} \cdot Cp \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad (6)$$

Où $\dot{m}$: Débit massique de l'eau de refroidissement [kg/s]

Cp : Capacité calorifique de l'eau [J/Kg.K]

❖ La chaleur perdue à travers les sections évaporateur et condenseur est négligée.

4. Résultats expérimentaux et discussions

Dans cette étude, les séries de mesure permettant de suivre l'évolution des températures en divers points du thermosiphon, ainsi que la pression pour le contrôle des conditions de saturation du fluide ont été effectuées. En régime permanent, ces mesures permettent de remonter aux différentes caractéristiques du thermosiphon, telles que sa résistance thermique globale, sa conductivité thermique équivalente ou bien son coefficient de transfert de chaleur. Ses grandeurs sont déterminées en fonction de la puissance thermique d'entrée ($10<Q<200$ W), pour les deux types de fluide de travail (eau et FC-72) avec différents taux de remplissage ($7<\tau<160$ %).

4.1. Etude du thermosiphon vide

La figure 2 présente l'évolution de la résistance thermique globale du thermosiphon et celle de l'évaporateur en fonction de la puissance thermique d'entrée, dans le cas où le thermosiphon est vide. On remarque que les valeurs de résistance thermique globale dans le thermosiphon vide sont faibles relativement à celle d'un barreau creux en cuivre, qui vaut 15,98 K/W, avec les mêmes dimensions que le thermosiphon utilisé. Cet effet peut-être induit par les cellules thermo-convectives (convection naturelle) formées par l'air contenu dans le tube thermosiphon. L'influence de l'air contenu à l'intérieur du thermosiphon ne peut pas être négligée.

©UBMA - 2016

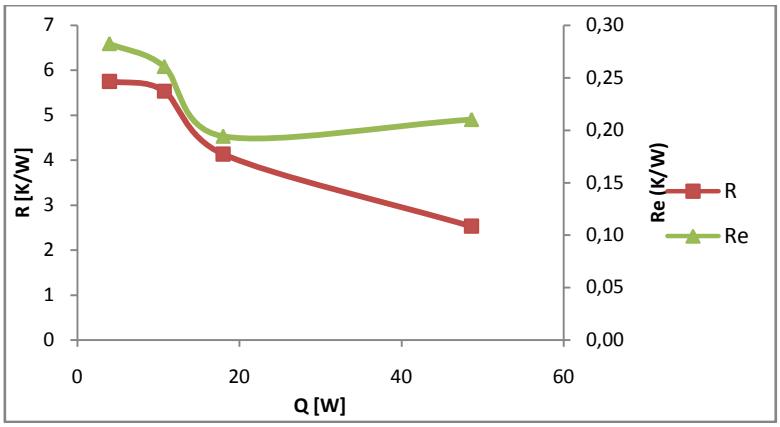

Figure 2: Evolution de la résistance thermique globale (R) et celle de l'évaporateur dans le thermosiphon vide (Re).

4.2 Puissances d'entrée variables

Les premiers tests sont effectués pour un tube thermosiphon en position verticale avec des puissances électriques d'entrée variant entre 10 et 200 W. Pour l'eau et le FC-72, la charge en fluide varie entre 10 ml et 200 ml. Ces charges correspondent à des taux de remplissage de l'évaporateur compris entre 7 et 160%. A 160%, l'évaporateur est complètement noyé et une partie de la zone adiabatique contient également du liquide.

Pour chaque essai, on relève la température au niveau des différentes zones constituant le thermosiphon à l'aide des thermocouples mentionnés dans le tableau 1, la pression de la vapeur engendrée ainsi que le débit de l'eau de refroidissement. La figure 3 montre l'évolution de la pression absolue et la température à l'évaporateur en fonction de la puissance pour les deux fluides.

4.3. Nature du fluide de travail

4.3.1. Variation de la pression et la température d'évaporateur

Pour les deux fluides à savoir l'eau et le FC-72 et quelques soit le taux de remplissage utilisé, on remarque une augmentation de pression ou de température dans l'évaporateur suite à l'augmentation de la puissance de chauffage (Figs. 3 et 4).

L'examen de la courbe 3.b permet de distinguer trois domaines :

- Le 1er domaine concerne les charges comprises entre 140 et 50 ml ; à puissance constante, la pression diminue avec la diminution de la charge, ce cas peut être interprété par une condensation importante de la vapeur entrainant la diminution de la pression.
- Le 2ème domaine concerne deux charges, une de 25 ml et une micro charge : pour une puissance constante, on remarque un effet inverse c'est à dire une diminution de la pression suite à une augmentation de la charge.
- Le 3ème domaine concerne les charges comprises entre 200 et 166 ml ; dans ce cas la pression à l'intérieure du condenseur en fonction de la puissance est plus faible que dans le premier domaine et qu'on n'arrive pas à avoir beaucoup de vapeur au niveau du condenseur, ceci s'expliquerait par l'apparition du phénomène d'engorgement « flooding ».

Concernant le fluide FC-72 comme c'est montré sur la figure 3.a et avec une puissance donnée, on remarque que la pression est presque constante quelque soit la charge utilisée. Ceci montre que la charge de ce fluide de travail n'a pas d'influence sur la pression de la vapeur.

On peut distinguer d'après la figure 4.a trois séries de charges concernant l'eau. Leur tendance générale est l'augmentation de la température avec la puissance d'entrée quelque soit la charge utilisée ;

- Pour la première série, V=200-166 ml, les températures de l'évaporateur sont les plus basses comparativement avec les autres charges, ceci pourrait être expliqué qu'on n'arrive pas à avoir une quantité suffisante de vapeur qu'avec les charges inférieures dont la puissance la plus élevée est 150 W. En outre, la longueur du trajet du film liquide devient courte parce qu'avec la charge de 200 ml remplit la totalité du volume d'évaporateur 100%et environ 61% du volume de la zone adiabatique.
- Pour la deuxième série, V=140-50 ml, à puissance constante, la température de l'évaporateur diminue. Dans ce cas la longueur du trajet du film est plus importante, en tenant compte que le niveau du liquide va diminuer car une quantité de ce dernier se trouve sous forme de vapeur.

©UBMA - 2016

• Pour la troisième série avec les charges V=100-80 ml, la température d'évaporateur a augmenté par rapport à la série précédente et leurs valeurs se situent entre les charges 140-50 ml.

Pour le FC-72, l'interprétation donnée auparavant concernant l'évolution de la pression en fonction de la puissance reste valable pour l'évolution de la température de l'évaporateur en fonction de la puissance c'est-à-dire que la charge n'a pas d'influence sur l'évolution de la température en fonction de la puissance d'entrée.

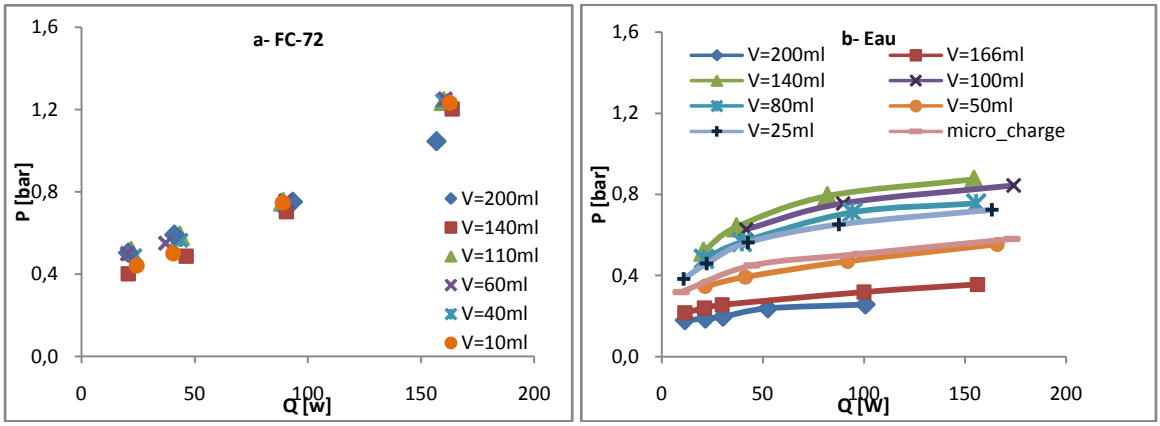

Figure 3: Variation de la pression en fonction de la puissance pour l'eau et le FC-72.

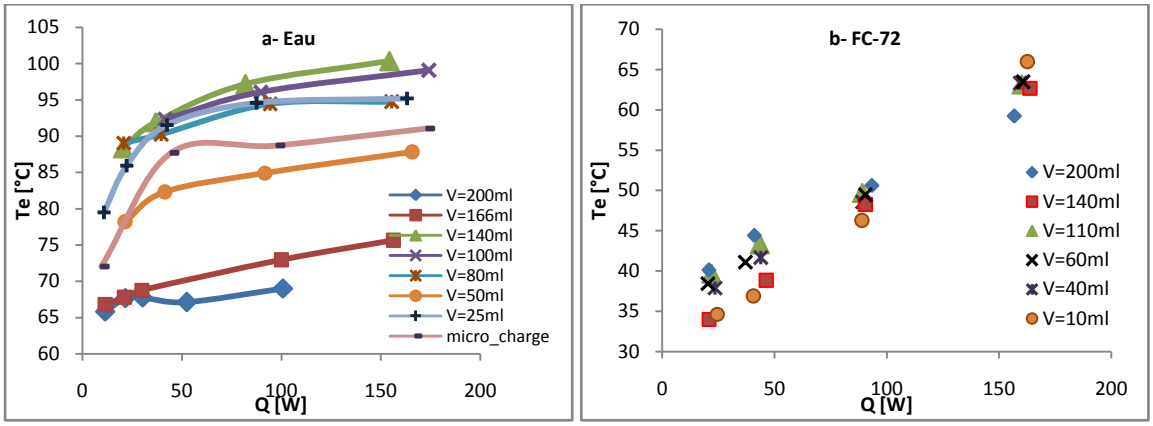

Figure 4: Variation de la température d'évaporateur en fonction de la puissance d'entrée pour l'eau et le FC-72

4.3.2. Variation des résistances thermiques

La figure 5-a montre l'évolution de la résistance thermique globale en fonction de la puissance. Dans le cas, on remarque que la résistance thermique diminue avec l'augmentation de la puissance quelque soit la charge utilisée. Cette tendance est confirmée par la loi suivante : $R = \frac{\Delta T}{Q}$; Plus la puissance augmente, la résistance thermique diminue.

Ceci montre que la charge n'a pas d'influence sur le comportement du thermosiphon et que ce dernier fonctionne même avec une micro charge.

Avec les grandes charges (200<V<166 ml), les points expérimentaux de la figure 5 montrent des valeurs de résistances plus faibles entrainant une amélioration de l'ébullition. Pour les fortes charges, une partie du liquide du thermosiphon est projetée dans le condenseur participant au sous refroidissement du liquide. Ainsi, la vapeur produite à l'évaporateur se condense en partie dans le liquide ce qui tend à réduire le volume des bulles plus efficacement. Cette projection du liquide jusqu'au condenseur induit par l'ébullition nucléée dans l'évaporateur se traduit également par des vibrations plus ou moins importantes du thermosiphon.

La figure 5-b montre la variation de la résistance thermique dans l'évaporateur en fonction de la puissance à différentes charges. On distingue trois domaines de charge de remplissage:

➢ Le premier domaine englobe les deux hautes charges de 200 et 160 ml ; la résistance

©UBMA - 2016

thermique de l'évaporateur diminue avec l'augmentation de la puissance d'entrée qui est la plus faible comparativement aux autres charges.

➢ Le deuxième domaine comporte les charges 100, 80 et 50 ml ; la résistance thermique de l'évaporateur diminue, passe par un minimum puis augmente. Ceci montre que le trajet parcouru par le film liquide sur la paroi est important. Apparemment il y'a deux phénomènes prédominants dans le thermosiphon qui se manifestent au niveau de l'évaporateur par l'ébullition et l'évaporation au niveau du film liquide descendant.

➢ Le troisième domaine concerne la charge de 25 ml et la micro charge. Dans ce cas on a une évolution inverse ; une augmentation de la résistance thermique de l'évaporateur avec l'accroissement de la puissance d'entrée.

➢ Concernant le FC-72 (figs. 6.a et 6.b) ; quelque soit la charge de remplissage, la résistance thermique (globale ou de l'évaporateur) diminue avec l'augmentation de la puissance sauf pour le taux de remplissage correspond à 7 % (10 ml).

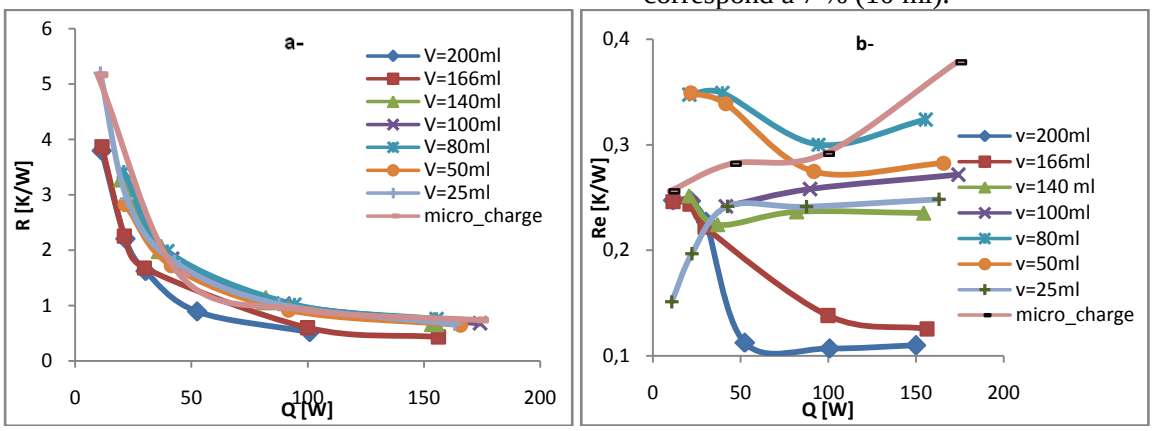

Figure 5: Variation de la résistance thermique globale du thermosiphon (a) et celle de l'évaporateur (b) en fonction de la puissance à différentes charges avec l'eau

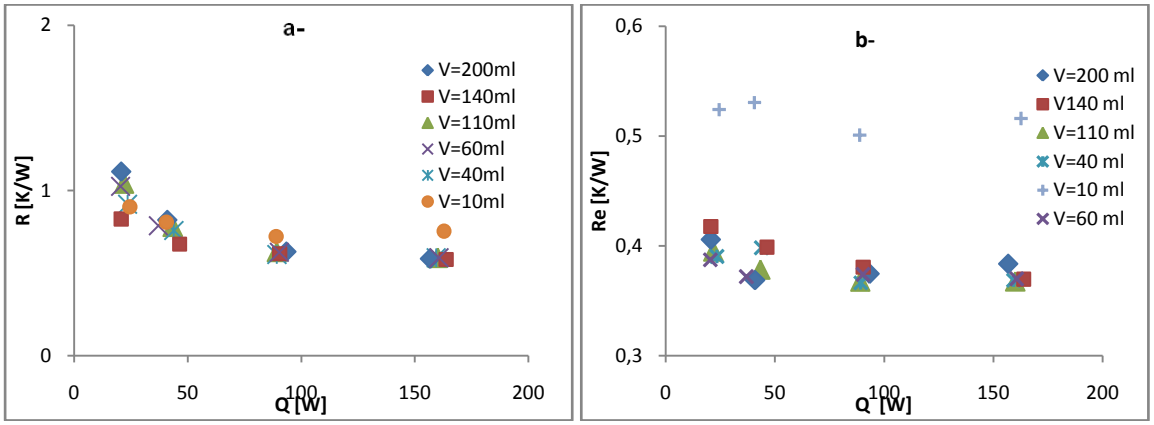

Figure 6: Evolution des résistances thermiques en fonction de la puissance pour FC-72

Les figures 7 et 8 montrent des histogrammes permettant d'identifier le poids des différentes résistances thermiques (Re, Ra, Re) en fonction de la variation de la charge pour une puissance donnée. Quelque soit la puissance donnée, on remarque que la résistance thermique du condenseur Rc est toujours la plus grande comparativement aux résistances à l'évaporateur Re et dans la zone adiabatique Ra, et ce pour toutes les charges. Cette constatation reste valable pour les puissances Q=35W, 80W et 100W. Toute fois la résistance thermique de l'évaporateur est quasiment constante quelque soit la charge du fluide et pour une puissance donnée constante ; les résistances maximum obtenues pour les valeurs de charge de 80-140 ml et pour Q=20 W ; de même pour la puissance égale à 35 W, RE max sont observées pour les mêmes charges (80-140 ml).

En observant les quatre figures, on constate généralement que la résistance thermique globale diminue quand on passe d'une puissance à une autre supérieure, par contre la résistance de l'évaporateur diminue au profit de la résistance du condenseur.

©UBMA - 2016

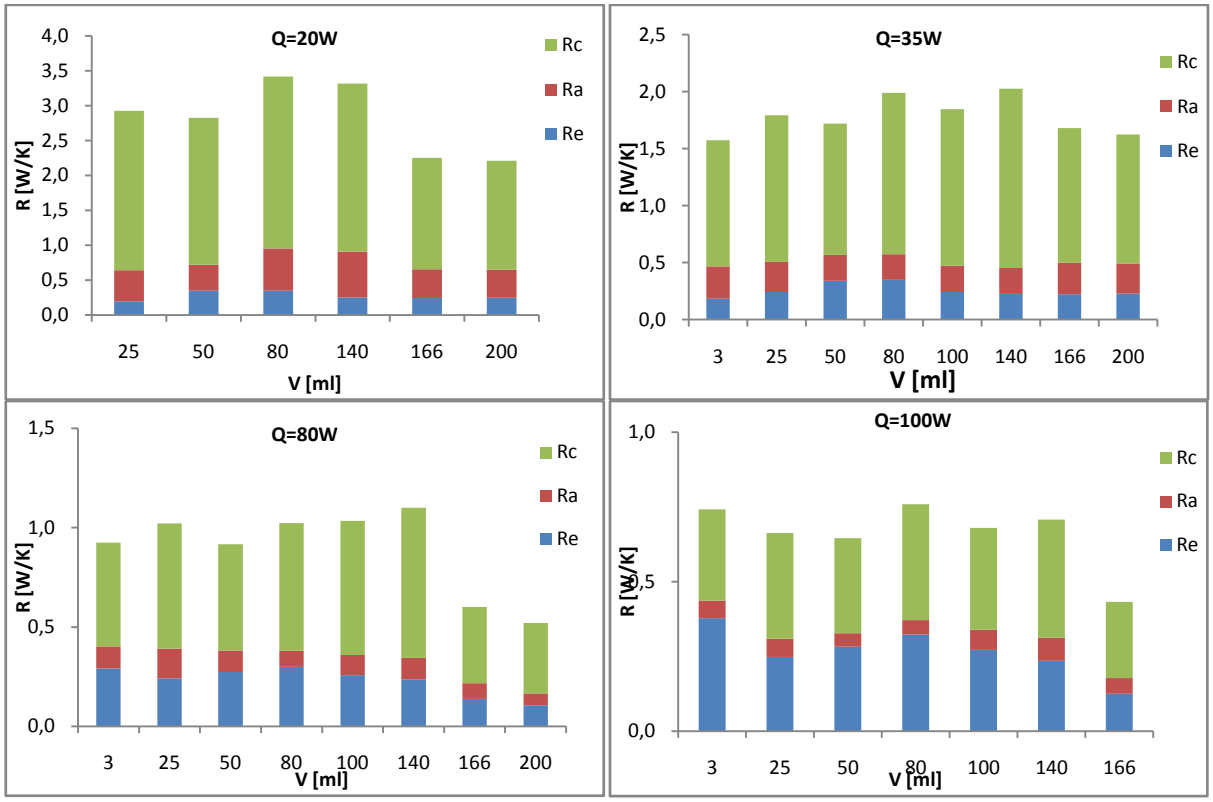

Figure 7: Variation des résistances thermiques en fonction de la charge et la puissance pour l'eau.

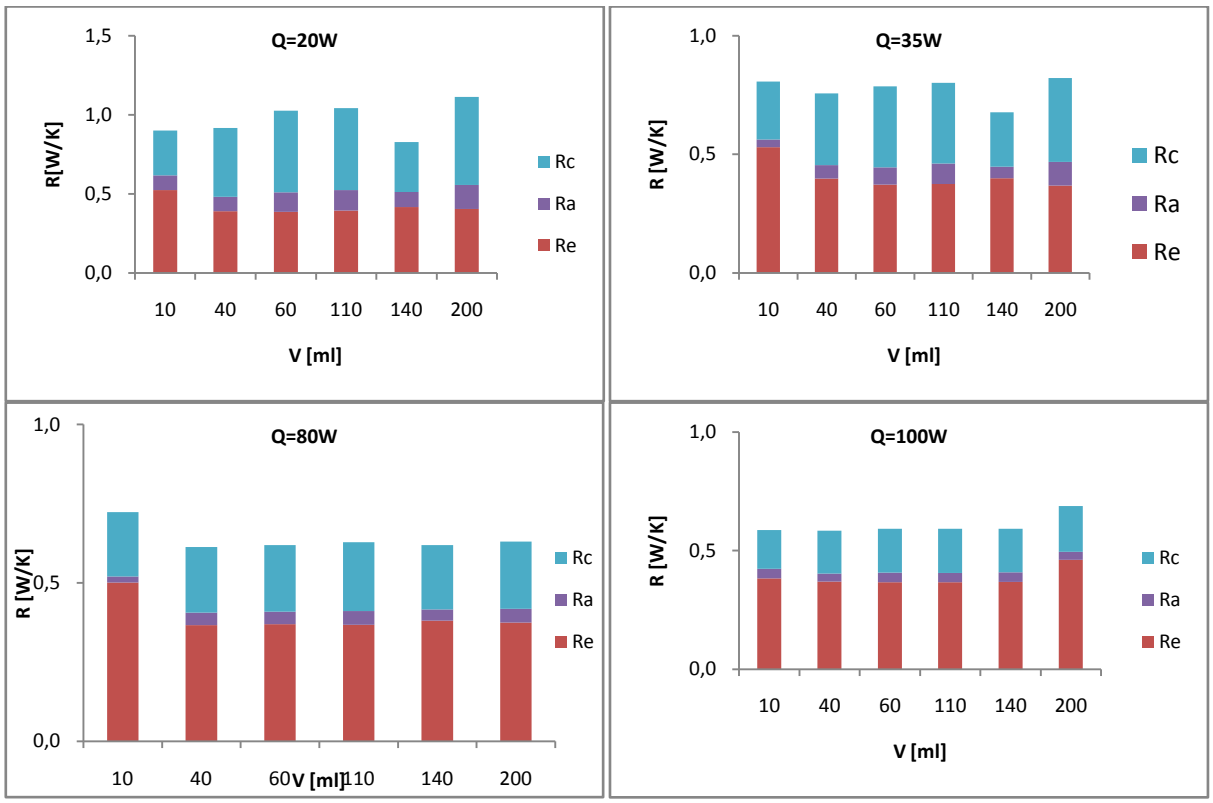

Figure 8: Evolution des résistances thermiques en fonction de la charge et la puissance pour le FC-72

©UBMA - 2016

4.3.3. Variation de la conductivité thermique

La conductivité thermique λ est définit comme suit :

$$\lambda = \frac{Q_{in} L}{\pi \left(\frac{D}{2}\right)^2 (T_r - T_m)} \qquad (7)$$

Pour le fluide FC 72, on note une inversion du poids relatif des diverses résistances thermiques dans la résistance globale, en particulier pour les plus fortes puissances (Fig. 9). Le transfert de chaleur à l'évaporateur est plus limitant que le transfert de chaleur au condenseur. Sur la figure 9, nous présentons la conductivité thermique équivalente du thermosiphon en fonction de la puissance thermique imposée. La conductivité thermique équivalente augmente avec la puissance, pour atteindre un maximum de 2000 W/m.K pour l'eau et 1650 W/m.K pour le FC 72. Par rapport à la conductivité du cuivre de 400 W/m.K, l'utilisation des mécanismes de changement de phase liquide-vapeur dans le transfert de chaleur permet de multiplier par 4 à 5 l'efficacité du transfert de chaleur tout en réduisant très sensiblement sa masse. Sur la figure 9, on distingue deux domaines pour les faibles et les hautes charges. On remarque que la conductivité thermique équivalente du thermosiphon augmente aussi bien pour les faibles charges ainsi les hautes charges de remplissage et qu'il s'établit un écart de plus en plus important. Les faibles charges ont une conductivité plus faible contrairement aux hautes charges.

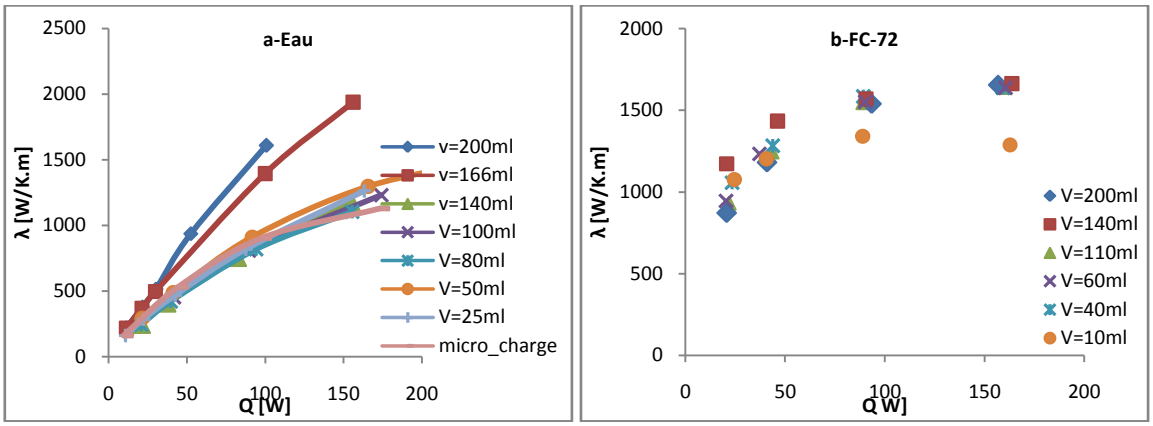

Figure 9: Variation de la conductivité thermique équivalente du thermosiphon en fonction de la puissance

4.3.4. Coefficient du transfert de chaleur

Le coefficient du transfert de chaleur h est calculé :

$$h = \frac{Q}{\pi D L_e (T_r - T_e)} \qquad (8)$$

La courbe de la figure 10-a relative à l'eau montre un coefficient de transfert de chaleur maximum qui est égal à 3000 W/m^2.K pour une puissance de 100W et pour une charge égale à 200ml et un débit de refroidissement égal 0,1 l/s, tandis que pour une charge de 166ml et une puissance de 150W le coefficient de transfert de chaleur est égal à 2500 W/m^2.K.

La courbe de la figure 10.b relative au FC-72 pour la charge de 10ml, le coefficient de transfert de chaleur est minimum et reste presque constant. Pour les autres charges comprises entre 40 et 200ml, le coefficient h augmente jusqu'à 850 W/m^2.K.

©UBMA - 2016

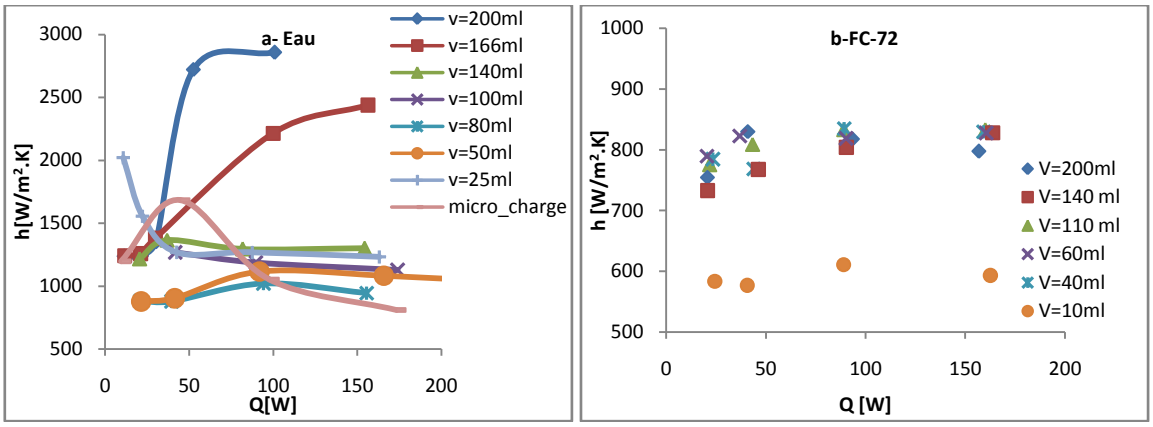

Figure 10: Variation du coefficient de transfert de chaleur en fonction de la puissance à différentes charges

5. Conclusion

Cette étude nous a permis d'étudier le comportement d'un thermosiphon diphasique vertical d'une longueur totale de 680 mm et un diamètre interne de 26 mm pour des taux de remplissage en fluide par rapport au volume de l'évaporateur variant entre 7 % et 160 %. Cette plage de variation de la charge en fluide est plus large que celle généralement étudiée dans la littérature (< 100 %). Deux fluides sont utilisées, l'eau et le FC-72, et la puissance thermique imposée est comprise entre 10 et 200 W. On note que les performances du thermosiphon sont peu sensibles à la charge en fluide lorsque le FC-72 est utilisé comme fluide de travail. La résistance thermique globale diminue lorsque la puissance augmente pour atteindre 0,6 K/W à 160 W. Les mécanismes d'ébullition sont limitant dans le transfert de chaleur par rapport à ceux du condenseur. Les performances du thermosiphon sont plus sensibles à la charge en fluide lorsque l'eau est utilisée comme fluide de travail. De bonnes performances sont obtenues pour des charges intermédiaires avec un taux de remplissage du réservoir compris entre 50 et 70 %, comme observé dans la littérature. Cependant, les meilleures performances de transfert de chaleur sont obtenues pour des taux de remplissage en fluide importants (140-160 %). Cela s'explique par l'importance des interactions entre la vapeur produite à l'évaporateur qui pousse brutalement une partie du liquide jusqu'au condenseur. Aux fortes puissances, ce phénomène participe autant à une amélioration des transferts thermiques à l'évaporateur qu'au condenseur.

Les résultats expérimentaux ont montré aussi que le thermosiphon diphasique est performant dans le transfert de chaleur avec une conductivité thermique équivalente 4 à 5 fois supérieure à celle du cuivre.

6. Références

[1] U. Gross, 1992. Reflux condensation heat transfer inside a closed thermosyphon, Int. J. Heat Mass Transfer 35, 279–294.

[2] H. Imura, 1983. Critical heat flux in a closed two-phase thermosyphon, Int. J. Heat Mass Transfer Vol. 26 N°08, 1181-1188.

[3] K. Negishi, Sawada T, 1983. Heat transfer performance of an inclined two-phase closed thermosyphon, Int. J. Heat and Mass Transfer 8, 1207-1213.

[4] S. J. Chen, 1984. Reflux condensation in a two phase closed thermosyphon, Int. J. Heat Mass Transfer Vol. 27 N°09, 1587-1594.

[5] C. Casarosa, E. Latrofa, A. Shelglnski, 1983. The geyser effect in a two-phase thermosyphon, Int. J. Heat Mass Transfer 26, 933-941.

[6] S. Noie, 2005. Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon, Applied Thermal Engineering 25, 495–506.

[7] M. S. Elmosbahi, A. W. Dahmouni, C. Kerkeni, A. A. Guizani, S. Ben Nasrallah, 2012. An experimental investigation on the gravity assisted solar heat pipe under the climatic conditions of Tunisia, Energy Conversation and Management 64, 594-605.

[8] A. Kamyar, 2013. Effects of nanofluids on heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon, International Journal of Heat and Mass Transfer 65, 610–618.

[9] Y. J. Park, 2002. Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon to the fill charge ratio, International Journal of Heat and Mass Transfer 45, 4655–4661.

[10] H. Jouhara, O. Martinet, A.J. Robinson, 2008. Experimental study of small diameter thermosyphons charged with Water, FC-84, FC-77 & FC-3283, 5th European Thermal-Sciences Conference, The Netherlands.

[11] T. Paramatthanuwat, S. Boothaisong, S. Rittidech, K. Booddachan, 2010. Heat transfer characteristics of a two-

©UBMA - 2016

phase closed thermosyphon using de ionized water mixed with silver nano, Heat Mass Transfer 46, 281–285.

Nomenclature:

Symbole :		**Indice :**	
Q	Puissance électrique [W]	e	Evaporateur
P	Pression [bar]	a	Adiabatique
T	Température [°C]	c	Condenseur
h	Coefficient de transfert de chaleur [W/m^2.K]	r	Paroi du thermosiphon
R	Résistance thermique [K/W]	in	Entrée
λ	Conductivité thermique [W/K.m]	out	Sortie

©UBMA - 2016